



Aleksander KOWAL

OPORY W RUCHU OSCYLACYJNYM MECHANIZMÓW MASZYN GÓRNICZYCH



Gliwice 2005

POLITECHNIKA ŚLĄSKA ZESZYTY NAUKOWE NR 1669

Distance and sol our distant

Aleksander KOWAL

OPORY W RUCHU OSCYLACYJNYM MECHANIZMÓW MASZYN GÓRNICZYCH

Gliwice

Opiniodawcy

Prof. dr hab. inż. Jerzy OSIŃSKI Prof. zw. dr hab. inż. Stanisław PYTKO

Kolegium redakcyjne

Redaktor naczelny – Prof. dr hab. inż. Andrzej BUCHACZ Redaktor działu – Prof. dr hab. inż. Franciszek PLEWA Sekretarz redakcji – Mgr Elżbieta LEŚKO

Redakcja Mgr Anna BŁAŻKIEWICZ

Redakcja techniczna Alicja NOWACKA

PL ISSN 0372-9508

© Copyright by Aleksander KOWAL Gliwice 2005 SPIS TREŚCI

	WYKAZ OZNACZEŃ	7
1.	WSTĘP	11
2.	UZASADNIENIE, PRZEDMIOT, CEL I ZAKRES PRACY	14
3.	ELEMENTY ZAGADNIEŃ TRIBOLOGICZNYCH	29
	3.1. Rys historyczny	29
	3.2. Problematyka tarcia	32
	3.3. Problemy smarowania	40
	3.4. Problemy zużycia	41
4.	KOROZJA FRETTINGOWA W MECHANIZMACH MASZYN GÓRNICZYCH	49
	4.1. Korozja frettingowa w połączeniach konforemnych	52
	4.2. Metodyka badań	55
	4.3. Wyniki badań	56
	4.4. Badania stanowiskowe zawiesi górniczych naczyń wyciągowych	60
	4.5. Odkształcenia przy ściskaniu w kierunku osiowym walca z gumy	61
	4.6. Analityczne wyznaczanie miejsca poślizgów w połączeniach konforemnych	63
5.	BADANIA MOMENTU TARCIA W POŁĄCZENIACH SWORZNIOWYCH MASZYN GÓRNICZYCH	71
	5.1. Stanowisko badawcze	71
	5.2. Pomiary momentu tarcia w połączeniach sworzniowych	72
	5.3. Zestawienie wyników pomiarów momentu tarcia w połączeniach sworzniowych	75
	5.4. Pomiar momentu tarcia w połączeniach sworzniowych z innymi środkami smarnymi oraz interpretacja wyników badań	90
6.	ANALIZA SIŁ TARCIA W POŁĄCZENIACH CZOPA WAŁU Z PIASTĄ KOŁA W UKŁADACH NAPĘDOWYCH MASZYN GÓRNICZYCH	96
	6.1. Wpływ postaci konstrukcyjnej połączenia wału z piastą na opory ruchu	98
	6.2. Ruchowe połączenia wpustowe	100
	6.3. Ruchowe połączenie wał - piasta z elementami tocznymi	108
	6.4. Wzdłużnie dzielone ruchowe połączenie pośredniczące	111
	6.5. Połączenia wieloboczne czopa wału z piastą koła o zmniejszonych oporach oscylacyjnego ruchu wzdłużnego	112
	6.6. Zużycie frettingowe w ruchowych połączeniach czopa z piastą koła	118

Spis treści

	6.7. Możliwość badania połączeń wpustowych w maszynie tarciowej typu "Amsler"	122
7.	RUCH TOCZNY	124
	7.1. Tarcie elementu tocznego po powierzchni płaskiej	126
	7.2. Stosowane sposoby wyznaczania współczynnika tarcia tocznego	128
8.	BADANIA TARCIA TOCZNEGO PRZY RUCHU OSCYLACYJNYM KULI W MECHANIZMACH GÓRNICZYCH	130
	8.1. Ruch bryły po podłożu	130
	8.2. Próby pomiaru oporów ruchu tocznego kul po powierzchni płaskiej	132
	8.3. Pomiary siły tarcia zestawu elementów tocznych za pomocą dynamometru	133
	8.4. Pomiary oporów tarcia tocznego zestawu elementów za pomocą tensometrycznego czujnika siły	135
	8.5. Proponowana metodyka badania oscylacyjnego tarcia tocznego	139
	8.6. Wyniki pomiarów czasu wahań wahadła	144
	8.7. Siła tarcia tocznego	146
	8.8. Ocena porównawcza wpływu materiału i środka smarnego na tarcie toczne kuli po półprzestrzeni	149
	8.9. Wpływ kształtu bieżni na opory oscylacyjnego ruchu tocznego kuli	153
	8.10. Opory ruchu kuli w czaszy kulistej	158
	8.11. Oscylacyjne tarcie toczne kuli po kuli	167
	8.12. Program komputerowy do obliczania tarcia tocznego	169
9.	BADANIA OSCYLACYJNEGO TARCIA TOCZNEGO WALCA PO POWIERZCHNI PŁASKIEJ	171
	9.1. Pomiary czasu wahań wahadła z walcem obtaczającym się po powierzchni płaskiej	171
	9.2. Opory ruchu tocznego koła pneumatycznego	175
	9.3. Sposób pomiaru tarcia tocznego koła pneumatycznego	177
	9.4. Wyniki pomiarów czasu wahań koła pneumatycznego	179
10.	PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE	180
11.	PRZEWIDYWANE KIERUNKI DALSZYCH BADAŃ	183
	LITERATURA	184
	STRESZCZENIA	195

4

CO	NTENTS
	SIGNIFICANCE LIST
	INTRODUCTION
	RATIONALE, SUBJECT, AIM AND RANGE OF WORK
	TRIBOLOGY ISSUES
	3.1. Historical description
	3.2. Friction issues
	3.3. Lubrication problems
	3.4. Usage problems
	FRETTING COROSION IN DEVICE MECHANISMS
	4.1. Fretting corrosion in conformal joints
	4.2. Reaserch methodology
	4.3. Research results
	4.4. Stand research of hoist vessels lifting
	4.5. Deformation of a rubber shaft while pressing towards axis
	4.6. Analytical depiction of slide points in conforming joints
	RESEARCH OF A FRICTION MOMENT IN BOLT JOINTS
	5.1. Research stand
	5.2. Friction moment measures in bolt joints
	5.3. Comparison of friction moment measurements results in bolt joints
	5.4. Friction moment measurement in joint bolts with other lubrication means and research result interpretation
	FRICTION FORCES ANALYSIS IN CONNECTIONS OF THE SHAFT PIVOT WITH WHEEL
	6.1. Influence of the construction shape of the connection shaft-hub on movement resistance
	6.2. Motion key connections
	6.3. Motion connection shaft-hub with rolling elements
	6.4 Indirect motion connections divided alongside

6.4. Ind 6.5. Multiside connections of a shaft hub with wheel hub with decreased 112 resistances of the alongside movement 6.6. Fretting usage in motion connections of a pivot with a hub 118 Contents

	6.7	Capabilities of examination of key joints by means of tribotester AMSLER"	122
7	. RO	DLLING MOVEMENT	124
	7.	Friction of a rolling element at a flat surface	126
	7.2	2. Used methods of rolling friction factor assignment	128
8	. RI	ESEARCH OF OSCILLATORY ROLLING FRICTION OF A BALL	130
	8.1	. Solid movement on a foundation	130
	8.2	. Resistance of rolling movement of balls on a flat surface measurement trials	132
	8.3	. Measurement of friction forces of rolling elements set using dynamometer	133
	8.4	. Friction measurements of rolling element sets using tensometric force sensor	135
	8.5	. Proposed methodology of oscillatory rolling friction examination	139
	8.6	. Time measurement results of pendulum oscillation	144
	8.7	. Rolling friction force	146
	8.8	. Comparative assignment of material and lubrication means influence on rolling friction movement force	149
	8.9	. Race shape influence on rolling bolt oscillatory movement resistances	153
	8.1	0. Ball movement resistances in spherical cup	158
	8.1	1. Oscillatory rolling friction ball at ball	167
	8.1	2. Computer program for counting rolling friction	169
9	. RE OF	ASERCH OF OSCILLATORY ROLLING FRICTION A SHAFT ON FLAT SURFACE	171
	9.1	Time measurements of pendulum oscillation with a shaft rolling at flat surface	171
	9.2	Rolling friction of a pneumatic wheel	175
	9.3	Rolling friction factor assignment for a pneumatic wheel	177
	9.4	Time measurement results of pneumatic wheel oscillation	179
10). SU	MMARY AND FINAL CONCLUSIONS	180
11	. FU	RTHER RESEARCH DIRECTION PLANNING	183
	LIT	ERATURE	184
	AB	STRACT	195

6

WYKAZ OZNACZEŃ

δ	- długość oscylacyjnego ruchu,
Ψ	- bezwymiarowa charakterystyka szczeliny smarnej,
ρ	- gęstość materiału,
φ	- kąt pierwszego wychylenia wahadła,
η	- lepkość dynamiczna smaru,
ξ	- odporność na ścieranie,
β	- stała czasowa, kąt pochylenia płaszczyzny podziału wpustu,
v	- liczba Poissona,
μ	- współczynnik tarcia ślizgowego,
α	- współczynnik udziału tarcia granicznego,
μ_{σ}	- współczynnik tarcia granicznego,
μ_{o}	- obliczeniowy współczynnik tarcia tocznego,
μ_{op}	- współczynnik oporu oscylacyjnego ruchu tocznego dla danego wahadła,
η_n	- sprawności przekładni,
σ_r	- naprężenia rozrywające,
μ_R	- współczynnik tarcia tocznego opony po powierzchni drogi,
μ_s	- współczynnik tarcia ślizgowego przy tarciu technicznie suchym,
μ_z	- zastępczy współczynnik oporu ruchu,
A	- amplituda,
$A_{(i)}$	- amplituda w i-tym okresie ruchu wahadła,
$A_{(i=1)}$	- amplituda początkowa,
A_c	- konturowa powierzchnia styku,
A_n	- powierzchnia nominalna próbki,
A_r	- rzeczywista powierzchnia styku, jej rzut w kierunku działania siły normalnej,
Ari	- rzeczywista mikropowierzchnia pojedynczego styku,
b	- współczynnik proporcjonalności,
b_H	- promień styku wg wzorów Hertza
d	- średnica,
$D_{I, 2}$	- średnice krzywizn stykających się powierzchni,
Ε	- moduł Younga (moduł sprężystości podłużnej),
е	- ramię działania pary sił, podstawa logarytmu naturalnego,
E_p	- energia potencjalna,
f	 odległość między siłą ciężkości i reakcją siły ciężkości przy ruchu tocznym ramie momentu tarcia tocznego.

8	Wykaz oznaczeń
	233.07450.000177
F	- SHa,
Fd	- siła dynamiczna,
ĴF, FQ	- wymiary promieni styków kuli z płaskimi przeciwpróbkami,
F_N	- siła normalna,
Fo	- siła styczna, równoległa do kierunku ruchu,
f_p	- promień styku dla kuli i obciążenia wahadła,
F_Q	- siła ciężkości bryły,
F_{Qp}	- siła ciężkości wahadła,
F_r	- siła tarcia ślizgowego występująca przy ruchu tocznym,
F_s	- siła styczna,
F_{st}	- siła statyczna,
F_T	- siła tarcia ślizgowego,
F_{u2}	- siła nacisku w kierunku obwodowym na wpust
g	- przyspieszenie ziemskie,
Η	- twardość materiału,
h	- wysokość podniesienia środka masy wahadła,
h	- wysokość znormalizowanego wpustu,
h _{1, 2}	- głębokości warstw zużytych,
i	- liczba cykli wahań wahadła,
if	- liczba wahnięć wahadła, po której amplituda jest równa promieniowi styku f_p ,
k _f	- współczynnik względnej wrażliwości na działanie frettingu
k_{μ}	- wskaźnik względnego oporu tocznego,
k,,,,	- wskaźnik względnego oporu ruchu kuli w czaszy,
K _d	- współczynnik sił dynamicznych,
Kp	- współczynnik przeciążenia,
i	- długość wahadła,
$l_{1,2}$	- długości próbek,
l_c	- luz całkowity wynikający z pasowania i odkształceń powierzchniowych,
l _o	- ramię działania siły zewnętrznej przyłożonej do kuli.
l_p	- długość czynna wpustu,
l _a	- luz dodatkowy powstały w wyniku odkształceń powierzchniowych.
L_{t}	- praca tarcia,
m	- masa wahadła,
Mo	- moment obrotowy,
Ma	- moment siły wymuszającej ruch toczny.
М.	- moment tarcia dla ruchu tocznego

Wykaz oznaczeń

M_{wy}	- moment obrotowy na wyjściu,
N _d	- współczynnik nadwyżki dynamicznej,
ns	- prędkość obrotowa silnika,
n _{wy}	- prędkość obrotowa na wyjściu z przekładni,
p	- naciski powierzchniowe, ciśnienie,
p_c	- nacisk konturowy,
p _{dop}	- dopuszczalne naciski jednostkowe,
p_{max}	- największe naciski,
p _r	- nacisk rzeczywisty,
P_s	- moc silnika,
p _{śr}	- naciski średnie,
R	- zakres regulacji przekładni bezstopniowej,
R_k	- promień kuli,
R_{kp}	- promień kuli wahadła,
R _m	- granica plastyczności materiału,
R_O	- reakcja siły ciężkości,
S	- droga środka kuli w całym cyklu oscylacyjnego ruchu wahadła,
S _s	- średnia droga przy ruchu kuli w czaszy,
T _{ap}	 siła tarcia wzdłużnego w ruchowym połączeniu z wpustem wzdłużnie podzielonym,
T _{az}	 siła tarcia wzdłużnego w ruchowym połączeniu z jednym znormalizowanym wpustem,
Т	- okres drgań,
T_g	- siła tarcia granicznego,
T_h	- siła tarcia płynnego
t _k	- czas do pozornego zatrzymania się wahadła, czas trwania pomiaru,
T_k	- kinetyczna siła tarcia,
T_m	- siła tarcia mieszanego,
T_s	- siła tarcia suchego,
T _{st}	- statyczna siła tarcia,
u _c	- przełożenie całkowite,
v	- prędkość obwodowa,
V_z	- objętość zużycia,
w	- odległość pierwszego wychylenia środka ciężkości wahadła,
Ζ	- zużycie.

1. WSTĘP

Po wstąpieniu Rzeczypospolitej Polski do Unii Europejskiej wymagana jest od naszego przemysłu wieksza konkurencyjność wytwarzanych towarów i wyrobów.

Polskie górnictwo węgla kamiennego i brunatnego oraz rud w okresie ciągle prowadzonej restrukturyzacji staje przed problemem konieczności wzrostu efektywności ekonomicznej. Wzrost ten może wystąpić między innymi poprzez modernizację wyposażenia frontu wybierkowego i odstawy urobku. Elementem tak pojętej modernizacji jest m.in. dostosowanie układów maszynowych do nowoczesnych sposobów urabiania, do warunków górniczo-geologicznych w poszczególnych kopalniach oraz, co jest nie mniej istotne, do odstawy urobku [2, 18, 20].

Gospodarka rynkowa prowadzona w UE wymaga obniżenia własnych kosztów produkcji. W przypadku kopalń węgla kamiennego koszty urabiania i wydobycia urobku z dużym trudem daje się optymalizować. Wynika to z uwarunkowań geologicznych w kopalniach, bezpieczeństwa pracy i zazwyczaj z braku możliwości zamiany wybranych i zainstalowanych systemów urabiania i transportu. Prowadzona transformacja polskiego górnictwa węglowego polega, między innymi, na zmniejszeniu kosztów wydobycia węgla i obniżeniu ich na każdym etapie procesu produkcyjnego.

Eksploatowane przodki ścianowe o korzystniejszych warunkach górniczych przy dużej koncentracji wydobycia wymagają zastosowania wysoko wydajnych kompleksów ścianowych, w tym kombajnów, przenośników zgrzebłowych i przenośników taśmowych, tj. optymalnego urabiania oraz płynnej odstawy urobku i dostawy materiałów.

Wpływ projektanta i konstruktora na obniżenie kosztów produkcji jest istotny i zależy od możliwości zebrania doświadczeń, także z innych przedsiębiorstw, z informacji o przeprowadzonych przez różne jednostki badawczo-rozwojowe i naukowe badań oraz umiejętności i stopnia wykorzystania wykonanych analiz porównawczych.

Maszyny do zastosowania w górnictwie podziemnym, przy pracy w skrajnie trudnych warunkach środowiskowych i ze względu na proces technologii pracy, tj. zmienne obciążenie przy urabianiu lub transporcie [1, 19, 163], muszą się charakteryzować dużą trwałością i niezawodnością [3, 4, 164]. Rozwój nowoczesnych maszyn roboczych i urządzeń w górnictwie węgla kamiennego i brunatnego spowodował potrzebę stawiania im większych wymagań.

Z doświadczeń eksploatacyjnych oraz z informacji zakładów naprawczych przemysłu węglowego wiadomo [165], że często poziom tych cech nie jest zadowalający. Stan wiedzy z zakresu nośności oraz problemy związane z eksploatacją wymagają podjęcia badań mających na celu zwiększenia niezawodności pracy maszyn i urządzeń. Jakość maszyn oraz niezawodność ich pracy kształtowane są przez podejmowanie decyzji w procesie konstruowania i technologii wytwarzania, zależą także od zaplanowania i egzekwowania przeglądów i konserwacji w okresie eksploatacji oraz od rodzaju i sposobu prowadzenia remontów.

Na podejmowane decyzje istotny wpływ mają znajomość spodziewanych obciążeń, warunków pracy i oczekiwana nośność zespołów i elementów maszyn. W procesie konstruowania obciążenia zewnętrzne są uwzględniane z pewnym zapasem, np. za pomocą współczynnika przeciążenia K_p , ponieważ konstruktor nie jest w stanie dokładnie ich określić.

Natomiast ocena dodatkowych obciążeń elementów maszyny wynikających z błędów wykonawczych i montażowych oraz wzajemnego oddziaływania współpracujących elementów jest utrudniona, ponieważ błędy powodują zwiększenie obciążeń statycznych i dynamicznych, a wzajemne oddziaływanie zwiększa zazwyczaj obciążenia dynamiczne. Przyjmowanie na wyrost spodziewanych zwiększonych obciążeń powodowanych błędami powoduje w konsekwencji zwiększenie masy i gabarytów maszyn, co nie zawsze jest uzasadnione.

12

Sytuacja górnictwa węglowego wymaga tego, aby projektowane systemy maszynowe miały zwiększoną nośność i niezawodność działania. Wprowadzanie innowacyjnych postaci konstrukcyjnych maszyn i ich elementów potrzebne jest użytkownikom, a także producentom maszyn i urządzeń z powodu zwiększenia konkurencyjności ich wyrobów.

Prowadzenie restrukturyzacji górnictwa powoduje konieczność wdrażania nowych rozwiązań konstrukcyjnych zapewniających wzrost efektywności produkcji górniczej. Dotyczy to zarówno całych systemów, układów, jak i poszczególnych maszyn.

Jednym z szeregowych ogniw systemu urabiania i wydobycia są urządzenia układów napędowych, np. mechaniczne przekładnie, których awaryjność jest znacząca [166], zaś od elementów tych układów zależy m. in. niezawodność pracy maszyn urabiających i transportujących urobek.

Problematyka niezawodności działania maszyn i urządzeń w górnictwie podziemnym jest bardzo istotna. Niezawodność jest zdolnością obiektu do spełniania stawianych mu wymagań, a miarą niezawodności jest prawdopodobieństwo tego, że obiekt będzie sprawny w żądanym okresie jego eksploatacji. Niezawodność układu lub urządzenia jest funkcją jego elementów składowych, ponieważ czynniki powodujące niesprawność elementów są z zasady przypadkowe.

W górnictwie węglowym problematyka niezawodności, ze względu na efekty ekonomiczne i bezpieczeństwo pracy, w szczególności dotyczy maszyn wyciągowych, obudów zmechanizowanych, kombajnów ścianowych, chodnikowych, strugów, przenośników ścianowych i podścianowych.

Ogromny postęp w światowej technologii eksploatacji systemem ścianowym, eksploatacji chodników i odstawy urobku oraz dowozu materiałów do przodka wymusza stosowanie niezawodnych maszyn, które w zasadniczy sposób wpływają na wskaźnik wydobycia. Odpowiednią niezawodność działania układów można uzyskać przez zwiększenie nośności elementów i zespołów maszyn i urządzeń, a zwiększenie nośności uzyskać można przez odpowiednie ich ukształtowanie konstrukcyjne [15, 60], co oznaczać może także zmniejszanie wpływu czynników niszczących.

Zwiększenie nośności podzespołów maszynowych pozytywnie wpływa na niezawodność działania całych maszyn urabiających i urządzeń do transportu urobku oraz ich układów napędowych, a to zmniejsza potencjalne straty ekonomiczne związane z awaryjnymi postojami. Stąd też istotne jest poznanie wpływu różnych parametrów technologiczno-konstrukcyjnych na spodziewane obciążenie i nośność elementów maszyn [9, 22]. Wydaje się, że przez podejście w szerokim zakresie do tych problemów będzie można uzyskać pozytywne wyniki.

Podjęty temat pracy jest jednym z tematów szczegółowych, który może poszerzyć wiedzę o wpływie negatywnego zjawiska, jakim jest oscylacyjny ruch w obciążonych mechanizmach maszyn górniczych.

Wstep

Jedne z nowych dziedzin nauk (rozdz. 3), tribologia i tribotechnika, stały się szczególnie ważne w okresie masowej eksploatacji maszyn. W ostatnich dziesięcioleciach pozytywne skutki ich rozwoju doprowadziły do polepszenia właściwości antyzużyciowych współpracujących materiałów, stworzyły smary łagodzące procesy zużywania się [33, 43, 160, 167, 182, 183].

W praktyce eksploatacji maszyn i urządzeń najbardziej interesujący dla użytkownika jest problem intensywności zużywania i problem wiarygodności przewidywania poziomu odporności na zużywanie skojarzonych i współpracujących elementów maszyn.

Na proces zużywania działa tak wiele czynników (parametrów, wskaźników, cech itp.), że przerodzenie wiedzy tribologicznej w wiarygodne prognozowania odporności na zużywanie współpracujących ruchowo części jest ciągle w wielu szczegółach przynajmniej pobożnym życzeniem [44].

W węzłach tego samego typu, z tych samych materiałów konstrukcyjnych, pod wpływem zróżnicowanych wymuszeń o charakterze dynamicznym, niestacjonarnym, mogą zachodzić różnorodne zjawiska fizyczne i chemiczne, prowadzące do zasadniczego zróżnicowania skutków zużycia [14, 181, 197, 198, 201, 202]. Tajniki nie rozszyfrowanych procesów fizykochemicznych (także i wytrzymałościowych), a szczególnie nie znane reguły interakcji, właściwości materiałowych i czynników zewnętrznych wymagają jeszcze wielu żmudnych badań.

2. UZASADNIENIE, PRZEDMIOT, CEL I ZAKRES PRACY

Na tarcie w mechanizmach maszyn wpływa wiele czynników. Niektóre z nich moga prowadzić do szybkiej degradacji współpracujących elementów, a przez to do ich zniszczenia, co powoduje unieruchomienie urządzenia lub maszyny.

Podstawowymi charakterystykami systemu tribologicznego są charakterystyki tarcia i zużycia, przy czym wieksza wage przykłada sie zwykle do odporności na zużywanie. ponieważ zużycie pojedynczego węzła maszyny może nie tylko wyłaczyć ją z eksploatacji, ale może także być przyczyna dalszych uszkodzeń i awarii o poważnych skutkach.

a)

b)

- Rys. 2.1. Fotografie połączeń kształtowych po kilkutygodniowej eksploatacji górniczej: a - wielowypust na wale przekładni zębatej, b - wybity rowek wpustowy
- Fig. 2.1. Angle toothed gear after a few-week use in mining: a splines on toothed gear shaft, b - broken key groove

W maszynach i urządzeniach górniczych występują przypadki awarii elementów, które na etapie projektowania trudno było przewidzieć.

Takimi, trudno przewidywalnymi, zniszczeniami są przypadki pokazane na rysunkach. Przykładem może być trójstopniowa, katowa przekładnia zebata, która pracowała trzy tygodnie w kopalni, a w której zaobserwować można korozję wielowypustu na czopie wału wyjściowego (rys. 2.1a), wybicie rowka wpustowego na czopie wału oraz zniszczenia w postaci wykruszenia powierzchni zebnika stopnia drugiego (rys. 2.2).



Rys. 2.2. Wykruszenia na zębach zębnika drugiego stopnia przekładni Fig. 2.2. Chipping on second level pinion teeth

Innym przykładem zniszczeń trudnych do przewidzenia mogą być złamania czopów wałów. Przykładami tego typu zniszczeń awaryjnych, których skutkiem była konieczność przerwania procesu produkcyjnego, są obrazy złomów zmęczeniowych pokazane na rysunkach 2.3 i 2.4.



Rys. 2.3. Obraz złamanego wału: a - ślad współpracy piasty na czopie wału, b - widok powierzchni złomu z dominującym polem typowego złomu zmęczeniowego

Fig. 2.3. Broken shaft: a - mating trace of hub at shift pin, b - view of break surface with dominant field of fatigue break



Rys. 2.4. Obraz złomu zmęczeniowego i doraźnego: a - wału z rowkiem wpustowym, b - wału z wielowypustem

Fig. 2.4. Fatigue and immediate break: a - key connection, b - multi-key connection

Uzasadnienie, przedmiot, cel i zakres pracy

Cechą charakterystyczną tych przykładów jest to, że udziały procentowe powierzchni złomów doraźnych na zniszczonych przekrojach czopów są niewielkie, a to oznacza, że wymagane przekroje czopów obliczone zostały ze znacznym zapasem, tj. z dużym współczynnikiem bezpieczeństwa. Pomimo to powstała przyczyna, która zainicjowała powstanie szczeliny zmęczeniowej i w konsekwencji pękanie zmęczeniowe materiału, co doprowadziło po pewnym czasie do złamania wału.

Na powierzchniach elementów dociskanych do siebie ze zmiennym obciążeniem i przy nieznacznych wzajemnych przemieszczeniach obserwuje się po stosunkowo krótkim czasie pracy zużycie [153, 185, 186, 188, 189, 192], które jest skutkiem działania złożonych zjawisk; nazwano je zużyciem frettingowym. Objawia się ono w postaci śladów zatartych obszarów i korozji, która ma istotny wpływ na wytrzymałość zmęczeniową elementu maszyny [146, 170, 187, 193, 199, 200]. Nie opisano jeszcze dokładnie i jednoznacznie mechanizmu rozwoju tego rodzaju zużycia. Wiadomo jednak, że fretting występuje w przypadku dociskanych do siebie elementów wykonujących względne, oscylacyjne ruchy o amplitudzie od 20 do 100 µm przy większej liczbie cykli poślizgów. W literaturze podawane wartości powtarzającej się oscylacyjnie drogi poślizgu są różne: od najmniejszej 0,01 µm do największej 300 µm.

Zużycie typu frettingowego może inicjować pęknięcia zmęczeniowe.

Fretting występuje i przede wszystkim jest niepożądany w połączeniach wpustowych, wielowypustowych, w połączeniach wciskowych, skurczowych, z pierścieniami rozporowymi, sworzniowych i śrubowych oraz w osadzeniach łożysk tocznych.

Pojawienie się frettingu poznaje się makroskopowo po charakterystycznych korozyjnych plamach lub pasmach (rys. 2.5) na współpracujących powierzchniach.

W przypadku maszyn górniczych, pracujących przy niestabilnych wymuszeniach zewnętrznych i w różnych warunkach środowiskowych, można mówić o ich silnej podatności na zużycie, w tym na zużycie frettingowe.

Na sworzniu pokazanym na rysunku 2.6 widoczne są skorodowane miejsca w wyniku działania atmosfery środowiska pracy oraz frettingu w miejscach styku z obejmami.

Zmienne obciążenie przy dużych naciskach jednostkowych wywołuje po niewielkiej liczbie cykli tego obciążenia zmęczenie warstw przypowierzchniowych i tworzenie się wżerów oraz narostów materiału. Przykład tego typu zużycia pokazano na powierzchni wału (rys. 2.7), z którym współpracowała piasta przesuwnej tarczy koła pasowego wariatora. Badania stanowiskowe prowadzone w Instytucie Mechanizacji Górnictwa i badania eksploatacyjne w Elektrowni Bełchatów na zakupionych, firmowych bezstopniowych przekładniach z szerokim pasem gumowym wykazały, że środki smarne (smary plastyczne) nie zabezpieczały na czas dłuższy przed zapiekaniem się ruchowych połączeń wpustowych.



Rys. 2.5. Obraz pasm korozji frettingowej na tulei Fig. 2.5. Fretting corrosion at shaft pin



Rys. 2.6. Sworzeń po eksploatacji w zawieszeniu naczynia wyciągowego Fig. 2.6. Bolt after exploitation in suspension of lift vessel

Stopień zużycia, który uniemożliwiał przesuw wzdłużny piasty tarczy koła pasowego po czopie wału, w zależności od konstrukcji ruchowego połączenia występował po (5+20)·10⁷ cyklach zmian obciążenia, co oznacza od miesiąca do kwartału poprawnej pracy ciągłej przekładni bezstopniowej, tzw. wariatora.



Rys. 2.7. Czop tarczy koła pasowego wariatora (połączenie z kulkami) po eksploatacji

Fig. 2.7. Pin of a variator's pulley disk after exploitation

Z pokazanych przykładów wynika, że podjęcie tematu badawczego, zajmującego się relacjami między obciążeniem, tarciem, smarowaniem i zużyciem elementów współpracujących w ruchu oscylacyjnym z nieznacznymi przemieszczeniami w mechanizmach maszyn, jest uzasadnione. Ogólnie znanym faktem jest to, że w maszynach górniczych już po niedługiej eksploatacji, w wyniku tzw. zapiekania się, występują znaczne trudności z demontażem kół i sprzęgieł z czopów wałów, a także demontażem szybkozłączy (rys. 2.8) stosowanych w łańcuchach przenośników zgrzebłowych.

Zjawisko zapiekania się powoduje, że w procesie demontażu dochodzi często do nieodwracalnego zniszczenia części maszynowej. Te pozornie niewielkie uszkodzenia powierzchniowe doprowadzają w połączeniach spoczynkowych do dużych zniszczeń i niespodziewanych awarii, np. takich, jakie przykładowo pokazano na rysunkach 2.3 i 2.4.



Rys. 2.8. Zniszczone szybkozłącze z widocznym zużyciem frettingowym na sworzniu Fig. 2.8. Destroyed fast connection with visible fretting wear at the bolt



Rys. 2.9. Obraz wałeczków po badaniach zmęczeniowych, wcisk - 0,01 mm: a - połączenie skurczowe, b - połączenie wtłaczane [29]

Fig. 2.9. Surface of rolls sub-hubs after fatigue studies, interference - 0.01 mm: a - contraction connection, b - forced in connection [29]

W przypadku połączeń ruchowych, w mechanicznych i hydraulicznych układach regulacyjnych, sterujących lub hamulcowych, uszkodzenia powierzchniowe (np. korozja) zazwyczaj powodują ich unieruchomienie i tylko od spełnianej funkcji tego układu zależą końcowe skutki, przymusowy postój maszyny lub awaria.

W ruchowych połączeniach wpustowych z jednym wpustem, obciążonych także w kierunku promieniowym (np. koło zębate), przy każdym obrocie układu występują dwie fazy obtaczania się czopa po powierzchni otworu piasty z przeskokami tej piasty na przeciwległą stronę czopa.



Rys. 2.10. Korozja frettingowa na powierzchniach walcowych łożyska tocznego współpracujących z gniazdem obudowy i czopem wału [141]

Fig. 2.10. Fretting corrosion at shaft surfaces of rolling bearing mating with body hub and shaft pin [141]

Uzasadnienie, przedmiot, cel i zakres pracy

W spoczynkowych połączeniach wpustowych pod wpływem obciążenia występują także nieznaczne ruchy oscylacyjne prowadzące do zużycia, ruchy w postaci przemieszczeń w zakresie sprężystym od działania sił promieniowych i momentu zginającego, obciążających połączenie na skutek współpracy kół zębatych lub koła pasowego obciążanego w kierunku promieniowym naciągiem pasa.

Przykładem częstego miejsca występowania uszkodzeń powierzchniowych są powierzchnie pierścieni łożysk tocznych współpracujące z obudową i czopem wału. Na rysunku 2.10 pokazane są charakterystyczne uszkodzenia. Powodem tak silnych uszkodzeń są zmienne naciski jednostkowe powierzchni walcowych łożyska na czop wału i obudowę wywołane przetaczaniem się elementów tocznych w bieżniach łożyska.

W przypadku kombajnu dwubębnowego (rys. 2.11), wysoko wydajnej maszyny do całkowicie zmechanizowanego urabiania węgla w systemie ścianowym w podziemiach kopalń, istotną rolę, ze względu na niezawodną pracę maszyny, odgrywają przeguby (poz. 10 na rysunku 2.11). Zawieszenie ramion wychylnych organów urabiających jest przegubowe; praktycznie jest to ruchowe obrotowo połączenie sworzniowe.



- Rys. 2.11. Schemat kombajnu ścianowego EDW-230-2L-2W: 1 sanie kombajnowe, 2 ramiona wychylne, 3 - organy urabiające, 4 - skrzynia aparatury elektrycznej, 5 - ciągnik, 6 - płozy rolkowe, 7 - ślizgowe płozy prowadzące, 8 - układ hydrauliczny, 9 - silnik ciągnika, 10 - przeguby, 11 - silnik elektryczny organów urabiających, 12 - siłownik hydrauliczny
- Fig. 2.11. Wall heading machine EDW-230-2L-2W: 1 machine slide, 2 reaching arms, 3 - working organs, 4 - electric equipment box, 5 - tractor, 6 - rolling ways, 7 - sliding ways, 8 - hydraulic system, 9 - tractor's engine, 10 - hinges, 11 - electric engine, 12 - hydraulic engine

Ze względów bezpieczeństwa przewożonych górników i występujących awarii przy wydobyciu urobku istotna jest niezawodna praca ruchowych połączeń sworzniowych w stosowanych w wielolinowych, jednopunktowych zawiesiach (rys. 2.12) oraz zawieszeniach (rys. 2.16 i 2.17) klatek i skipów. Połączenia sworzniowe mają decydujący wpływ na wyrównywanie obciążeń w linach. Brak możliwości wyrównywania obciążeń w linach [108] może doprowadzić do znacznych przeciążeń w jednej z nich, a to może być przyczyną jej zerwania (rys. 2.14 i 2.15), a więc w dalszej konsekwencji prowadzić do katastrofy.



- Rys. 2.12. Połączenie liny z naczyniem wyciągowym: a zawiesie liny nośnej z sercówką samozaciskową i z dwoma łącznikami krzyżowymi, b zawieszenie liny wyrównawczej okragłej [130, 131]
- Fig. 2.12. Rope connection with hoist vessel: a hoisting rope with self-closing safe-edge heart and two cross connectors, b round balance rope suspension [130, 131]



Rys. 2.13. Fotografie wybranych miejsc obudowy zmechanizowanej z połączeniami sworzniowymi Fig. 2.13. Pictures of chosen points in mechanical housing with the pin joints



Rys. 2.14. Obrazy miejsc zerwanych lin po obciążeniu statycznym Fig. 2.14. Picture samples of hoist line breaking after static load

Uzasadnienie, przedmiot, cel i zakres pracy



Rys. 2.15. Przykłady obrazów końcówek drutów zerwanej liny po dłuższej eksploatacji [59] Fig. 2.15. Examples of broken line wire tips after longer exploitation [59]



Rys. 2.16. Obrazy elementów składowych zawieszenia liny wyrównawczej okrągłejFig. 2.16. Pictures of round balance rope suspension components



Rys. 2.17. Typowe dźwignie jednopunktowego zawieszenia naczynia wyciągowego z RYFAMY

Fig. 2.17. Rope suspension lever, draft of a four-line single point suspension of RYFAMA

Przedmiotem badań podjętych w niniejszej pracy jest tarcie w połączeniach wybranych mechanizmów maszyn górniczych. W połączeniach tych ruch może być ślizgowy lub toczny. Ruch ślizgowy realizowany może być jako ruch oscylacyjny wzdłuż połączenia czopa wału z piastą koła. Ten rodzaj ruchu może być także oscylacyjny w kierunku obwodowym, np. w ruchowych połączeniach sworzniowych.

Badanie zjawisk związanych z tarciem oscylacyjnym występującym w mechanizmach maszyn górniczych, a tym samym rozpoznanie problematyki tarcia przy nieznacznych amplitudach przemieszczeń względnych i przy obciążeniu normalnym w styku, jest głównym celem podjętego zadania.

Jeśli przyjąć, że "poznanie ludzkie jest istotnie abstrakcyjne, ujmuje tylko aspekty tego, co dane i nie jest w stanie wyczerpać wszystkiego, co jest obecne w tym, co dane" [7], wówczas potrzeba prowadzenia ciągłych badań w każdej dziedzinie wydaje się rzeczą oczywistą. Dlatego jest i będzie istnieć potrzeba kontynuowania prac, zarówno doświadczalnych, jak i teoretycznych, zadaniem których powinno być coraz głębsze poznanie wpływu różnych czynników i związków zachodzących między nimi. Dotyczy to także sił tarcia w oscylacyjnym ruchu współpracujących elementów maszyn.

Istnieje np. potrzeba oszacowania oporów ruchu tocznego w przenośnikach taśmowych, szczególnie istotna dla kopalń odkrywkowych z powodu dużej długości zainstalowanych i pracujących taśmociągów.

Na rysunku 2.18 pokazano możliwość oszczędności 16% mocy układu napędowego przenośnika taśmowego jedynie przez zastosowanie taśmy z twardszą warstwą wierzchnią.

Uzasadnienie, przedmiot, cel i zakres pracy

W przenośniku tym zainstalowanych jest przynajmniej 28000 krążników, a więc 56000 łożysk tocznych, których moment tarcia tocznego zależy m.in. od obciążenia, od postaci geometrycznej elementów tocznych i bieżni oraz od zastosowanego środka smarnego.



- Rys. 2.18. Zużycie mocy napędu przenośnika zmniejszono o 16% po założeniu taśmy charakteryzującej się mniejszymi oporami ruchu tocznego [1]
- Fig. 2.18. Power consumption of a belt conveyor drive 16% decreased after installing the tape with smaller rolling friction resistance [1]

Szacuje się, z długości zainstalowanych w kopalniach przenośników, że liczba pracujących w Polsce krążników wynosi ok. 5 mln sztuk, a w ramach napraw wymienia się rocznie ok. 2 mln sztuk. Ta skala ilościowa wymaga podjęcia badań dotyczących tarcia tocznego. Przykład zniszczonego eksploatacją w warunkach górniczych krążnika pokazano na rysunku 2.18.

Zjawisko tarcia tocznego, pomimo wielowiekowych tradycji stosowania oraz wielu nowoczesnych opracowań [45, 105, 149, 150, 154, 173, 184], wymaga dalszych prac teoretycznych i doświadczalnych.



Rys. 2.19. Fotografia krążnika po eksploatacji w górnictwie podziemnym Fig. 2.19. Picture of a runner after underground mining exploitation

Uzasadnienie, przedmiot, cel i zakres pracy

W połączeniach spoczynkowych, np. w połączeniach czopa wału z piastą koła, siły tarcia mają istotny wpływ na proces demontażu, a następnie ponownego montażu. Natomiast w połączeniach ruchowych wartości sił tarcia związane ze względnym ruchem oscylacyjnym, także o nieznacznych przemieszczeniach, są bardzo istotne ze względu na niebezpieczeństwo utraty zdolności ruchu.

Pomimo wielu przeprowadzonych badań związanych z ruchem oscylacyjnym i tarciem, istnieje ciągła potrzeba, a wręcz konieczność jego rozpoznawania w mechanizmach maszyn górniczych oraz w systemach sterowania. Wynika to z potrzeby realizacji bezawaryjnej pracy układów maszynowych, a często także ze względów bezpieczeństwa pracy, np. wyciągów szybowych (wyrównywanie obciążeń w linach, sprawności mechanizmów sterowania w układach hamulcowych).

Zadania opisane w pracy realizowano za pomocą badań modelowych prowadzonych na próbkach laboratoryjnych i na próbkach o wymiarach naturalnych w postaci oryginalnych części urządzeń górniczych.

Zakłada się, że wyniki badań przyczynią się do dalszego pogłębienia wiedzy inżynierskiej z zakresu konstrukcji mechanizmów w maszynach górniczych.

Aktualny stan wiedzy na temat ruchu oscylacyjnego w mechanizmach maszyn górniczych oraz przyjęty zakres i założone cele pracy skłaniają do sformułowania następujących zasadniczych tez:

- 1. Wartość współczynnika tarcia ślizgowego, przy obciążaniu pary ciernej w postaci ruchowego połączenia sworzniowego siłą zmienną, zależy od liczby cykli tego obciążenia. Zmienne obciążanie współpracujących metalowych elementów powoduje istotny wzrost współczynnika tarcia ślizgowego, którego wzrost po obciążaniu odczuwany jest szczególnie przy próbie pierwszego względnego przesunięcia elementów.
- Pary cierne wykonane z różnych materiałów, współpracujące przy oscylacyjnym ruchu tocznym i przy nieznacznych amplitudach przemieszczeń, wykazują różne współczynniki tarcia tocznego, które mogą być wyznaczane i obliczane oraz skutecznie porównywane za pomocą prostego mechanizmu, jakim jest wahadło fizyczne.

Wartość współczynnika tarcia tocznego zależy od wielu różnych czynników, a w tym głównie od:

- postaci geometrycznej pary ciernej,
- materiałów pary ciernej,
- odległości przyłożenia siły równoległej do styku, tj. ramienia momentu siły wymuszającej ruch toczny.

Ogólnym celem pracy jest pogłębienie rozpoznania makroskopowego zjawiska tarcia przy względnym i nieznacznym ruchu oscylacyjnym dociskanych do siebie ciał.

Zasadniczym celem pracy jest wykazanie, w oparciu o otrzymane wyniki z badań eksperymentalnych na zaprojektowanych i wykonanych oryginalnych stanowiskach badawczych i ich analizy, wpływu, jaki mają niektóre parametry konstrukcyjne na przebieg wybranych przypadków tarcia toczno-ślizgowego.

W szczególności celem tym jest zbadanie, jak wpływają na ruch oscylacyjny w połączeniach tarciowych, ślizgowych i tocznych następujące czynniki:

- w tarciu ślizgowym:
 - przy ruchu wzdłużnym postać geometryczna połączenia czopa wału z piastą koła,
 - przy ruchu w kierunku obwodowym sworznia w obejmach liczba cykli obciążenia zmiennego i rodzaj środka smarnego,
- w tarciu tocznym przy niewielkich obciążeniach i prędkościach ruchu:
 - materiały pary ciernej,
 - rodzaj środka smarnego,
 - kształt bieżni.

Zakres pracy obejmuje badania obciążanych siłą zmienną w kierunku promieniowym próbek konforemnych o kształcie walcowym, składających się z walców (czopy wałów) i tulei (piasty kół), wykonanych ze stali St3. Badania stacjonarne, bez ruchu obrotowego próbek obciążonych siłą zmienną, powinny pokazać miejsca śladów zużycia na tych próbkach. Uzyskanie śladów zużycia w próbach stacjonarnych powinno dać nieco więcej informacji od "rozmytych" w kierunku obwodowym śladów uzyskanych przy próbach z ruchem obrotowym. Przykładem śladów zużycia uzyskanych na obciążanych zginaniem próbkach w połączeniach z ruchem obrotowym może być obraz powierzchni wałków przedstawiony na rysunku 2.9.

W zakres badań wchodzą także pomiary momentów tarcia w połączeniach sworzniowych, jednorazowo posmarowane i obciążane siłą zmienną przy określonej liczbie cykli zmian obciążenia. Badania powinny dać obraz wpływu środka smarnego na zjawisko frettingu, którego jednym z niekorzystnych efektów jest korozja występująca po krótkim czasie pracy węzła tarciowego, a przez to zmiana współczynnika tarcia.

Należy przypuszczać, że po zrealizowaniu przedstawionego zakresu badań można będzie sformułować odpowiednie wnioski wskazujące kierunki działań, jakie należy podejmować w celu poprawy jakości ruchowych mechanizmów maszyn i urządzeń górniczych.

Praca składa się z jedenastu rozdziałów. Rozdział pierwszy poświęcony jest wprowadzeniem do tematyki potrzeb w górniczych zakładach w okresie prowadzonej restrukturyzacji, które stoją przed problemem konieczności wzrostu efektywności ekonomicznej.

W drugim rozdziale uzasadniono celowość podjętego tematu zwracając uwagę na niedostateczny stan wiedzy z tego zakresu oraz na problemy związane z eksploatacją mechanizmów w maszynach stosowanych w kopalniach węgla kamiennego.

Trzeci rozdział zawiera w skrócie stan wiedzy związanej z tribologią, w tym z tarciem, smarowaniem i zagadnieniem zużycia.

W czwartym rozdziale zawarto wyniki badań związanych ze zjawiskiem korozji frettingowej pojawiającej się w styku obciążonym zmienną siłą normalną. Badania przeprowadzono w połączeniach konforemnych (walec w tulei); układ ten obciążony był siłą zmienną w kierunku promieniowym. Wyniki badań zwróciły uwagę na charakterystyczne umiejscowienie korozji frettingowej w połączeniu, co pozwoliło przeprowadzić stosowne obliczenia i określić miejsca tworzenia się korozji frettingowej w styku obciążonego połączenia.

Rozdział piąty zawiera wyniki pomiarów momentu tarcia w połaczeniach sworzniowych poddanych okresowo zmiennym obciażeniom, po określonych i niewielkich liczbach cykli tych obciażeń.

Rozdział szósty zawiera analizę sił tarcia w ruchowych wzdłużnie połączeniach kształtowych czopa wału z piastą koła. Analiza zawiera porównanie oporów ruchu w stosowanych i proponowanych, o orvginalnej postaci konstrukcvinej, połaczeniach czopa wału z piasta koła.

W rozdziale siódmym omówiono zjawisko tarcia tocznego oraz przykłady aktualnie stosowanych sposobów wyznaczania współczynnika tarcia tocznego.

W rozdziale ósmym określono rodzaj ruchu bryły po obciążeniu siłą zewnętrzną równoległą do styku, opracowano metodykę badań oraz zamieszczono wyniki badań oscylacyjnego ruchu tocznego dla zastosowanego stanowiska badawczego. W rozdziale tym przedstawiono obliczenia pozwalające na ocene siły tarcia tocznego dla przypadku ogólnego, tj. dowolnej średnicy kuli i obciążenia. Oszacowano wybiórczo wpływ materiału przeciwpróbki (podłoża, po którym obtacza sie oscylacyjnie kula), środka smarnego oraz wpływ kształtu bieżni na opory ruchu tocznego kuli. Przeprowadzono także badania rozpoznawcze związane z tarciem przy ruchu toczno-ślizgowym kuli w cząszy kulistej oraz kuli po powierzchniach wypukłych, kulistych i walcowych. Umieszczono też wyniki badań siły tarcia tocznego elementów tocznych obciążanych w prasje hydraulicznei.

Rozdział dziewiąty zawiera wyniki badań oscylacyjnego tarcia tocznego walca po wybranych powierzchniach płaskich. Pokazano w nim możliwości badania elementów tocznych o różnych kształtach. Zamieszczono też propozycję stanowiska badawczego do oceny porównawczej tarcia tocznego kół pneumatycznych do prowadnic szybowych wykonujących ruch wahadłowy. Zaproponowano nowe rozwiazanie konstrukcyjne koła z oponą o zmniejszonym tarciu tocznym do prowadnic naczyń wyciagowych w kopalniach głębinowych, a także do pojazdów specjalnych pracujących w kopalniach rud i innych minerałów.

W rozdziale dziesiątym podsumowano całość pracy i wynikające z przeprowadzonych badań wnioski.

Pracę zakończono punktem, w którym określono główne kierunki dalszych prac badawczych zwiazanych z tematyka niniejszego opracowania.

3. ELEMENTY ZAGADNIEŃ TRIBOLOGICZNYCH

Przy ruchu względnym dwóch obciążonych siłą normalną ciał występuje siła tarcia, która powoduje powstawanie na powierzchniach w styku oraz w warstwach głebszych złożone procesy fizykochemiczne: sa to:

- odkształcenia sprężyste i plastyczne, co prawie zawsze dotyczy mikronierówności,

- zużycie materiałów, np. zużycie ścierne, korozja frettingowa itd.,
- dyssypacia energii, np. w postaci ciepła, powstajace drgania, hałas itd.

Pomocne w poznawaniu procesów zachodzących w styku obciążonych elementów układu tribomechanicznego sa badania doświadczalne nad tarciem, zużyciem i smarowaniem. Wyniki prac badawczych pozwalają zmniejszać niepożądane skutki zwiazane z praca tarcia, przy czym drogi do tego prowadzace moga być różne, a wpływ na to maja:

- postać geometryczna styku współpracujących elementów maszynowych,
- technologia wykonania współpracujacych elementów maszynowych,
- rodzaj i wartość obciażenia w styku,
- rodzaj i wartości przemieszczeń zwiazanych z ruchem wzglednym. -
- materiały i obróbka cieplno-chemiczna warstw wierzchnich, -
- warstwa pośrednicząca, tj. smar i sposób jego dostarczania do styku,
- środowisko pracy styku, np. temperatura otoczenia, zapylenie, wilgotność,
- naturalne lub sztuczne chłodzenie. -

3.1. Rys historyczny

Nauka i zdobyte doświadczenia praktyczne w tych zakresach zjawisk pozwoliły na wprowadzenie w 1966 roku (Brytyjski Komitet do Spraw Tarcia, Zużycia i Smarowania raport prof. P. Josta) terminu "tribologia" od greckich słów "tribos" - tarcie, "logos" słowo, myśl, wiedza. Historia tribologii sięga bardzo odległych czasów. Jej początki szeroko opisał D. Dowson w dziele History of Tribology [21].

Pokrótce, chronologia nauki i praktyki związanej z tarciem, zużyciem i smarowaniem, przebiegała następująco:

- transport olbrzymich głazów i posągów z wykorzystywaniem środków zmniejszających tarcie (rys. 3.1 i 3.2) w starożytnym Egipcie i na terenach dzisiejszego Iraku,
- w IV w. p.n.e. Arystoteles opisuje badania nad tarciem,
- w 100 r. p.n.e. w Rzymie stosowano w młynach i innych urządzeniach łożyska żelazne.
- w 300 r. w Chinach stosowano do pojazdów łożyska brązowe ze skórzanymi uszczelnieniami,
- Leonardo da Vinci (1452-1519) wprowadził nazwę "siła tarcia" i pojęcie "współczynnik tarcia" o stałej wartości równej 0,25. Sformułował prawo: "Siła tarcia jest wprost proporcionalna do obciażenia i jest niezależna od powierzchni tarcia".
- Baldewin (1561 r., Anglia) zastosował łożyska toczne do zegara astronomicznego,
- w pracach Hooke'a (1635-1703, Anglia) rozważania nad tarciem tocznym,

- Amontons (1699 r., Francja) ogłosił dzieło *De la resistance causee dans les machines* (Przyczyny oporu w maszynach), w którym zawarł prawa:
 - Opór tarcia zmienia się proporcjonalnie do obciążenia i nie jest związany z powierzchnią tarcia,
 - Opór tarcia jest mniej więcej taki sam dla żelaza, ołowiu, miedzi i drewna oraz kombinacji tych materiałów, jeśli powierzchnia tarcia jest posmarowana tłuszczem,
 - Opór tarcia równa się w przybliżeniu 1/3 wartości obciążenia,
- Newton (1642-1727, W. Brytania) zajmował się m.in. teorią smarowania w dziele *Principia mathematicae philosophiae naturalis* (1687), w którym podał wzór na opór przepływu cieczy lepkiej,
- Desaguliers (1683-1744, W. Brytania) prowadził prace nad kohezją i adhezją oraz rozważał ich wpływ na tarcie,
- Euler (1707-1783, Szwajcaria) rozważał wpływ pochylenia nierówności powierzchni na wartość siły tarcia. Po raz pierwszy stwierdził różnicę w wartościach sił tarcia statycznego i kinetycznego,
- Kotielnikow (1774 r., Rosja) ogłasza prace na temat tarcia oraz konstrukcji łożysk wzdłużnych,
- Coulomb (1736-1806, Francja) w roku 1785 w książce Theorie des machines simples zawarł problematykę tarcia ślizgowego, tocznego, tarcia kinetycznego i statycznego oraz opisał rolę adhezji w procesach tarcia,
- Morin (1835 r., W. Brytania) zajmował się tarciem tocznym,
- Dupuit (1839 r., Francja) pracował nad tarciem tocznym,
- Babbit (1839 r., USA) wynalazł stop do łożysk ślizgowych na osnowie cyny z dodatkiem antymonu i miedzi,
- w latach czterdziestych XIX wieku pojawiają się prototypy łożysk tocznych,
- Tomlinson (1875 r., W. Brytania) w pracach nawiązuje do molekularnych oddziaływań w procesie tarcia,
- Pietrow (1883 r., Rosja) ogłosił pracę na temat smarowania opartą na badaniach łożysk osi wagonowych,
- Tower (1883 r., W. Brytania), jego badania dały asumpt Reynoldsowi (1842-1912, W. Brytania) do sformułowania podstaw hydrodynamicznej teorii smarowania,
- Thurnson (1839-1903, USA) pracował nad tarciem suchym i płynnym na tle badań łożysk w maszynach i młynach,
- Kingsbury (USA) w latach 1897-8 wykonał pierwszy eksperyment z łożyskami smarowanymi powietrzem oraz prace nad segmentowymi łożyskami wzdłużnymi,
- Stribeck (1902 r., Niemcy) ogłosił wyniki badań związanych z tarciem w łożyskach ślizgowych,
- Sommerfeld (1904 r., Niemcy) sformułował rozwiązanie zagadnienia smarowania hydrodynamicznego postawionego przez Reynoldsa,

Elementy zagadnień tribologicznych

- Michell (1905 r., Australia) opatentował pierwsze łożysko wzdłużne z ruchomymi segmentami,
- Gümbel (1914 r., Niemcy) przeprowadził racjonalną analizę tarcia w smarowanym łożysku ślizgowym,
- Hersey (1914 r., USA) wprowadził bezwymiarową analizę tarcia w smarowanym łożysku ślizgowym,
- Rayleigh (1917 r., W. Brytania) opublikował pracę na temat łożyska wzdłużnego smarowanego hydrostatycznie oraz na temat optymalnych zarysów segmentów stałych łożysk wzdłużnych smarowanych hydrodynamicznie,
- Hardy i Duobleday (1922 r., W. Brytania) przedstawili koncepcję tarcia granicznego,
- Stanton (1922 r., W. Brytania) opublikował wyniki badań nad smarowaniem przekładni zębatych, a w 1925 r. nad smarowaniem pierścieni tłokowych i tulei cylindrowej,
- Palmgren (1923 r., Szwecja) współpracownik wytwórni łożysk tocznych SKF ogłosił swe pierwsze prace związane z badaniami eksperymentalnymi i dociekaniami teoretycznymi nad procesami tarcia tocznego, a w 1945 r. wydał książkę, w której zawarł fundamentalne rozważania na temat teorii i praktyki dotyczącej łożysk tocznych,
- Kuzniecow (1927 r., ZSRR) zwrócił uwagę na energetyczny aspekt tarcia.

Od tego czasu istotne prace analityczne i aplikacyjne związane z tribologią prowadziło wielu uczonych, a obecnie prowadzi bardzo wiele uczelnianych ośrodków naukowych i ośrodków naukowo-technicznych powiązanych z koncernami produkującymi m.in. łożyska. Od połowy XX wieku prowadzone są obszerne badania nad przedwczesnym zużywaniem się elementów i zespołów maszyn, które pracują w bardzo trudnych warunkach, a na które składają się obciążenia, duże prędkości i nieprzyjazne środowisko pracy w postaci np. zapylenia, podwyższonej temperatury otoczenia, zwiększonej wilgotności itp.

W 1973 r. Dowson i Wright (W. Brytania) wprowadzili termin biotribologia na określenie zmian zużyciowych zachodzących w żywych organizmach.

W zakres zainteresowań biotribologii wchodzą zagadnienia transportu cieczy w naczyniach organizmów żywych, szczególnie krwi, charakterystyki zużycia sztucznych naczyń krwionośnych, sztucznych zastawek serca, problemy materiałowe, konstrukcyjne i technologiczne związane z wykonaniem sztucznego serca. Bardzo obszerne są już doświadczenia związane z wszczepianiem sztucznych stawów, szczególnie endoprotez biodrowych, których corocznie na świecie wykonuje się kilka milionów.

Jeszcze szersze zastosowanie wiedzy tribologicznej obserwuje się w stomatologii zachowawczej związanej ze zużyciem zębów i materiałami stosowanymi do ich regeneracji. W protetyce stomatologicznej istotna jest tribologiczna wiedza teoretyczna i wyniki doświadczeń związanych z obciążeniami sztucznych pojedynczych zębów, częściowych lub całych protez, sposobem ich zamocowania, materiałami i wpływem tych czynników na trwałość całego układu biotribologicznego, jakim jest uzębienie.

Elementy zagadnień tribologicznych

3.2. Problematyka tarcia

Zainteresowanie człowieka tarciem rozpoczęło się prawdopodobnie przy transporcie bliskim ciężkich elementów do budowy domów. Takimi elementami mogły być kloce drewniane lub kamienie, a zależało to od regionu świata, w którym budowa ta miała miejsce.

Następnym etapem poznawania zjawiska tarcia przez człowieka była potrzeba transportu dalekiego związanego także z budową dużych obiektów. Angażowano do tego zadania odpowiednią liczbę osób w celu pokonania oporów ruchu, co obrazuje rys. 3.1.



Rys. 3.1. Obraz transportu posągu w starożytnym Egipcie za pomocą siły ludzkiej [21, 109] Fig. 3.1. Man-driven transportation of a sculpture in ancient Egypt [21, 109]

Jeśli przyjąć, że jeden człowiek dysponuje siłą pociągową 800 N, a ciężar posągu wynosi $600 \cdot 10^3$ N (ciągnęły 172 osoby), to współczynnik tarcia w tym przypadku wyniesie

$$\mu = \frac{F_T}{F_N} = \frac{172 \cdot 800}{600 \cdot 10^3} = 0,23 \tag{3.1}$$

Zmniejszanie wartości siły tarcia przy transporcie bloków kamiennych przez wykorzystanie zjawiska tarcia tocznego stosowano już w starożytności na terenie dzisiejszego Iraku, co obrazuje rysunek 3.2. Pod blok kamienny podkładano belki drewniane o przekroju zbliżonym do kołowego. W przypadku podłoża z piasku pozytywny skutek nie był duży, natomiast w przypadku podłoża utwardzonego siła tarcia mogła być o rząd wielkości mniejsza, tj. dziesięciokrotnie mniejsza od siły tarcia ślizgowego.



Rys. 3.2. Blok kamienny ciagniony przez ludzi z wykorzystaniem elementów tocznych [21] Fig. 3.2. Stone block pulled by people with the use of rolling ways [21]





Fig. 3.3. Invention of a wheel reduced movement resistance [21]

Badania nad tarciem umożliwiają jego zmniejszanie, np. w łożyskach, prowadnicach, ruchowych połączeniach sworzniowych, ruchowych połączeniach czopa z piastą koła itp., lub też zwiększanie, np. w hamulcach [196], przekładniach ciernych [103], sprzęgłach.

W normalnej eksploatacji maszyn i urządzeń zazwyczaj prawie zawsze przeciwdziała się skutkom pracy tarcia w postaci zużycia, jedynie w niektórych przypadkach zużycie materiałów jest cechą pożądaną, chodzi np. o obróbkę szlifowaniem i docieraniem zespołów maszynowych.

Amontons oraz Coulomb badali przesuwanie się po sobie dwóch suchych powierzchni. Ich wnioski pozwoliły na sformułowanie zasad zjawiska:

- siła tarcia jest proporcjonalna do siły normalnej,
- siła tarcia nie zależy od nominalnej powierzchni styku określonej przez wymiary nominalne,
- współczynnik tarcia nie zależy od prędkości poślizgu,
- współczynnik tarcia statycznego jest większy niż tarcia kinetycznego.

Zasady te okazały się trwalsze niż inne, późniejsze próby wyjaśnienia tych zasad, jak choćby te, które odwoływały się do chropowatości powierzchni lub zjawiska tarcia molekularnego. W latach pięćdziesiątych XX wieku odrzucono tezę o chropowatości powierzchni jako głównym źródle tarcia. Zauważono bowiem, że opory ruchu między dwoma elementami są mniejsze, gdy jeden z nich jest bardziej chropowaty. Co więcej, okazało się, że opory gwałtownie wzrosną, gdy obie powierzchnie ulegną wygładzeniu. Teoria przylegania molekularnego obroniła się jednak dosyć skutecznie. Zauważono, że choć tarcie zgodnie z drugim klasycznym prawem tarcia jest niezależne od wymiarów nominalnej powierzchni styku elementów, to jednak silnie zależy od rzeczywistej powierzchni styku.

Rzeczywista powierzchnia styku między obiektami makroskopowymi jest proporcjonalna do siły dociskającej. A zatem tarcie jest proporcjonalne do siły nacisku, jak to zauważył Amontons. Im jest ona większa, tym większa staje się rzeczywista powierzchnia styku.

32



Rys. 3.4. Obrazowe przedstawienie odchylenia powierzchni rzeczywistej mierzone na jej profilu

Fig. 3.4. Actual area deviations measured at its profile

Rzeczywista powierzchnia styku jest sumą wszystkich pojedynczych mikrostyków w obszarze powierzchni nominalnej styku dwóch ciał. Powierzchnia ta zależy od obciążenia nominalnej powierzchni styku, własności mechanicznych stykających się materiałów oraz od kształtu i wymiarów mikronierówności (rys. 3.4 i 3.5).



- Rys. 3.5. Miejsca rzeczywistego styku powierzchni dwóch ciał chropowatych: A_{ri} - rzeczywista mikropowierzchnia pojedynczego styku
- Fig. 3.5. Contact surface of two rough bodies: A_{ri} - actual micro-surface of a single contact point

Obciążenie powoduje odkształcenia mikronierówności w styku, sprężyste materiału o wyższej granicy plastyczności i odkształcenia plastyczne materiału o niższej granicy plastyczności.

Jeżeli o rzeczywistej powierzchni styku decydować będą odkształcenia plastyczne, jej przybliżoną wartość wyznaczyć można z zależności:

Elementy zagadnień tribologicznych

$$A_r \approx \frac{F_N}{R_m} \tag{3.2}$$

gdzie: A_r - rzeczywista powierzchnia styku (jej rzut w kierunku działania siły normalnej),

 F_N - obciążenie normalne w nominalnym styku,

R_m - granica plastyczności materiału o mniejszej wytrzymałości w styku.

Dokładniejsze wartości rzeczywistej powierzchni styku wyznaczyć można z zależności [104]:

$$A_r = \frac{F_N}{p_r} = A_c \frac{p_c}{p_r}$$
(3.3)

gdzie: p_c i p_r - nacisk konturowy i nacisk rzeczywisty,

 A_c - konturowa powierzchnia styku.

Jak wynika z zapisów (3.2) i (3.3), rzeczywista powierzchnia styku w ogóle nie zależy od nominalnej powierzchni styku $a \cdot b$ (rys. 3.5), lecz jest wprost proporcjonalna do obciążenia.

Na rysunku 3.6 pokazany jest schematycznie (ponieważ między poszczególnymi strefami przechodzenie jest łagodne) przekrój przez warstwę wierzchnią stali konstrukcyjnej. Wymiary poszczególnych stref zależą od rodzaju materiału i środowiska, które go otacza. Można przyjąć, że w przypadku prób makroskopowych w laboratorium wytrzymałościowym warstwa wierzchnia może mieć przekrój tego rodzaju, a powierzchnia będzie traktowana jako technicznie czysta.

Powierzchniowa warstwa tworzy się na skutek adsorpcji fizycznej i chemicznej. Ciała stałe (pył) i cząsteczki gazów z otoczenia, unieruchomione na powierzchni siłami Van der Waalsa - to adsorpcja fizyczna, a w przypadku czystych powierzchni metalu, cząsteczki fazy gazowej lub ciekłej z otoczenia, tlenu z powietrza i wody, mogą się wiązać chemicznie - to adsorpcja chemiczna. Wskutek oddziaływań mechanicznych, w tym cieplnych, wg Kosteckiego (za [109]) na powierzchniach styku zachodzą procesy chemiczne tworzące struktury wtórne, które mogą być bardziej wytrzymałe od materiału rodzimego. Naprężenia własne w warstwie wierzchniej mogą prowadzić do jej umocnienia, co ma istotny wpływ na procesy tribologiczne.

Mikronierówności powierzchni elementów dociskanych i wzajemnie przesuwających się powodują różnorodne skutki. Mikronierówności mogą się odkształcać sprężyście, plastycznie, mogą także przy różniących się twardościach powierzchni powodować bruzdowanie lub mikroskrawanie. W styku czysto sprężystym po odkształceniach związanych z przesuwem mikronierówności wracają do poprzedniego kształtu (Ic na rysunku 3.7). W przypadku większych obciążeń mogą nastąpić odkształcenia plastyczne: mikronierówności nie wracają do poprzedniego kształtu, pozostają trwale odkształcone (IIc na rysunku 3.7). Jeśli materiały różnią się wyraźnie twardościami, nierówności ich powierzchni powodują bruzdowanie bardziej miękkiego materiału, a w przypadku występowania twardych i ostrych nierówności lub wytrąconych twardych drobin z materiału litego nastąpić może mikroskrawanie warstwy wierzchniej. Można przypuszczać, że powyższe zjawiska najczęściej przebiegają jednocześnie w różnych proporcjach poszczególnych udziałów.



Rys. 3.6. Schemat przekroju przez warstwę wierzchnią metalu, proporcje grubości warstw [110]

Fig. 3.6. Cross-section of a surface metal layer proportions of component layer thickness [110]

W przypadku nieznacznych i oscylacyjnych przemieszczeń trących się materiałów następuje dynamiczny wzrost przypadków III i IV (rys. 3.7), tj. bruzdowania i mikroskrawania z tendencją do względnie szybkiego utleniania się produktów skrawania.



- Rys. 3.7. Schematy wzajemnych oddziaływań mikronierówności powierzchni pod wpływem sił stycznych: I - odkształcenia sprężyste, II - odkształcenia plastyczne, III - bruzdowanie, IV - mikroskrawanie; a - nawiązanie styku, b - styk, c - zerwanie styku [108]
- Fig. 3.7. Interactions between surface micro roughness under the influence of static forces:
 I elastic deformation, II plastic deformation, III ridging, IV micro cutting;
 a getting in contact, b contact, c contact breaking [108]

Procesy tarcia w technice zużywają w większości produkowaną energię. Można jedynie doszukiwać się innych sposobów zużywania energii, np. w postaci świadomie wytwarzanego ciepła do celów grzewczych (mieszkania, woda, gotowanie itd.), pokonywanie sił i momentów bezwładności. Energia na pokonywanie tarcia niestety w znaczącym stopniu jest bezproduktywnie tracona. Tracona energia dotyczy oporów ruchu ślizgowego i tocznego. Przykładami z dziedziny górnictwa mogą być opory ruchu w przenośnikach zgrzebłowych (opory ruchu urobku w rynnie, opory ruchu zgrzebeł

Elementy zagadnień tribologicznych

i łańcuchów w rynnie), opory ruchu w przenośnikach taśmowych (opory tarcia tocznego łożysk w krążnikach i opory tarcia tocznego w skojarzeniu krążnik-taśma). Przykładami użytecznego wykorzystania tarcia mogą być np. procesy zachodzące przy urabianiu kombajnem calizny ściany węglowej i w pionowym transporcie urobku (układ hamulcowy maszyny wyciągowej).

Szacuje się, że ok. 30% energii produkowanej na świecie jest zużywane bezproduktywnie na opory związane z tarciem. Gdyby dotyczyło to jedynie strat energii, problem byłby mniejszy. Niestety, energia ta w pewnej części powoduje zużycie elementów maszyn, a druga jej część zamieniana jest w ciepło.

Na rysunku 3.8 przedstawiona jest klasyfikacja rodzajów tarcia według określonych kryteriów.

		Т	ARCIE		
		ślizgowe	toczne]
		statyczne i kinetyczne			-
		zewnętrzne	wewnętr	rzne	
ciał stałych			w cieczy	w ciał	ach stałych
suche	graniczne	mieszane	płynne		

Rys. 3.8. Rodzaje tarcia

Fig. 3.8. Types of friction

W klasycznym ujęciu zagadnienie tarcia zewnętrznego (zwanego często tarciem coulombowskim) odnosi się do zjawiska bezpośredniego kontaktu z przemieszczaniem względnym powierzchni dwu ciał. Rozpatruje się wówczas sytuację określoną jako tzw. tarcie fizycznie lub technicznie suche. Jeśli jednak pomiędzy kontaktującymi się elementami (ciałami) występuje pośrednicząca cienka warstewka celowo wprowadzonego tzw. ciała trzeciego, zwanego smarem, mówi się wówczas o tarciu powierzchni smarowanych. Należy przy tym poczynić jedno istotne założenie, że ta warstwa pośrednicząca nie jest trwale (technologicznie) związana z powierzchniami kontaktujących się elementów.

W warunkach tarcia suchego opory ruchu zdefiniowane są charakterem i wartością obciążenia, wymuszeń kinematycznych oraz strukturą i właściwościami fizykochemicznymi technologicznych warstw wierzchnich kontaktujących się elementów.

Natomiast w przypadku tarcia powierzchni elementów smarowanych siły tarcia będą również w znaczącym stopniu zależne od obciążenia i charakteru wymuszeń kinematycznych, a w warunkach tarcia płynnego - przede wszystkim od cech fizykochemicznych pośredniczącej warstwy smaru oraz jej "oddziaływania" z technologiczną warstwą wierzchnią.

W świetle powyższego, dla potrzeb przyczynowej analizy, w elementarnym obszarze styku można wyróżnić charakterystyczne rodzaje tarcia, jak to przedstawia rysunek 3.9.

Elementy zagadnień tribologicznych

Na nim wyszczególniono, mogące nastąpić w praktyce, następujące rodzaje tarcia:

- suche styk bezpośredni powierzchni kontaktujących się elementów,
- graniczne styk pośredni poprzez adsorpcyjną lub chemisorpcyjną warstwę graniczna.
- mieszane stan przejściowy (nieustalony) od tarcia granicznego do tarcia płynnego,
- płynne brak kontaktu bezpośredniego powierzchni elementów pary tarciowej; obciążenie przenoszone jest w pełni przez hydrodynamiczną warstwę smaru.



Rys. 3.9. Modele tarcia: a - suche, b - graniczne, c - mieszane, d - płynne

Fig. 3.9. Friction models: a - dry, b - boundary, c - mixed, d - fluid

- Na rysunku występują następujące oznaczenia: - obciążenie normalne,
- V - predkość.
- siła i współczynnik tarcia suchego, T_s, μ_s
- siła i współczynnik tarcia granicznego, T_g, μ_g
- T_{m} , T_{h} siła tarcia mieszanego i płynnego,
- lepkość dynamiczna smaru, η
- bezwymiarowa charakterystyka szczeliny smarnej (dla łożyska ślizgowego luz W względny czopa w panwi), α

- współczynnik udziału tarcia granicznego.

Z teorii hydrodynamicznego smarowania [4, 25] wynika, że tarcie płynne może wystąpić przy rozwiniętym ruchu względnym kontaktujących się elementów, w sytuacji gdy zaistnieją warunki przepływu smaru w szczelinie pomiędzy przemieszczającymi się elementami. Tarcie mieszane zaś jest stanem przejściowym pomiędzy zakresem tarcia przy małych prędkościach względnych a zakresem z dominującym oddziaływaniem hydrodynamicznym.

Tarcie zewnetrzne ciał stałych przesuwające się względem siebie na sucho zachodzi w warstwach wierzchnich bez smarowania. Tarcie wewnetrzne dotyczy ruchów molekuł warstw wewnatrz ciała stałego, cieczy lub gazów.

Warstewki środka smarnego, zaadsorbowanego na powierzchniach ciał stałych o innych właściwościach od smaru w wiekszej objętości, powoduja miedzy przesuwającymi się ciałami stałymi tarcie graniczne. Natomiast, jeśli smarowanie nie zapewnia całkowitego rozdzielenia się powierzchni trących ciał, to wystąpi tarcie mieszane (rys. 3.9c). Tarcie to charakteryzuje się tym, że jednocześnie na nominalnej powierzchni styku występuje tarcie płynne i miejsca, w których jest bezpośredni styk ciał stałych (tarcie suche).

Dla danej lepkości smaru n oraz średniego nacisku p_{sr} (obciażenia jednostkowego) osiagniecie tarcia płynnego jest możliwe dopiero po osiagnieciu pewnej minimalnej predkości. Tarcie płynne uzyskiwane jest dopiero po określonym czasie rozruchu maszyny. W przypadku maszyn, w których czestość rozruchów jest znaczna, odchodzi się od stosowania łożysk ślizgowych lub niekiedy zastepuje sie łożyskami hybrydowymi. Łożyska te przy rozruchu do określonej predkości obwodowej wykorzystują zamontowane elementy toczne, a dopiero po osiagnieciu właściwej predkości grubość warstwy filmu oleiowego na tyle sie zwiększa, że następuje tarcie płynne.

Niedogodności przy stosowaniu łożysk ślizgowych utwierdzają powszechnie wyrażana zasade, że ruch ślizgowy, gdzie tylko to możliwe, należy zastępować ruchem toczenia.



- Rys. 3.10. Moment tarcia w łożyskach: a ślizgowym (I zerwanie styku, II tarcie graniczne, III – mieszane, IV – płynne), b – tocznym (n_{gr} – graniczna prędkość obrotowa)
- Fig. 3.10. Movement resistance in bearings: a sliding bearing (I contact breaking, II - boundary friction, III - mixed, IV - fluid), b - rolling bearing (n_{er} - boundary rotational speed)

Rysunek 3.10 jest schematem graficznym charakterystycznych rodzajów tarcia i ich wpływu na moment tarcia w funkcji predkości obrotowej łożyska ślizgowego i tocznego. W zależności od konstrukcji obu rodzajów łożysk przebiegi momentu tarcia w zależności od prędkości mogą się znacznie różnić. Opory ruchu w łożyskach tocznych, do ich prędkości granicznych, są zazwyczaj mniejsze niż w łożyskach ślizgowych smarowanych olejem.

Elementy zagadnień tribologicznych

3.3. Problemy smarowania

Starożytni budowniczowie piramid w Egipcie stosowali już smarowanie - polewanie podłoża wodą lub oliwą, co zmniejszało opory ruchu przy transporcie kamiennych bloków.



Rys. 3.11. Sposób przesuwu posągu z wykorzystaniem tarcia wewnętrznego oliwy dla zmniejszenia oporów (2400 lat p.n.e.) [29]

Fig. 3.11. Use of internal oil friction in reducing sculpture transportation friction (2400 years B.C.) [29]

W starożytności i wiekach średnich używano do smarowania ruchowych węzłów urządzeń wody, tłuszczów roślinnych i zwierzęcych. Olejami mineralnymi i później smarami plastycznymi produkowanymi na bazie tych olejów zaczęto smarować dopiero pod koniec XIX wieku. Przyczyną rozwoju tych środków smarnych było zapotrzebowanie szybko rozwijającego się transportu i przemysłu.

Odkrycia dużych złóż ropy naftowej umożliwiły szerokie zastosowanie udoskonalonych produktów jej destylacji i tworzenia nowych środków smarnych.

W latach czterdziestych XX wieku zaczęto stosować dodatki uszlachetniające do olejów i smarów plastycznych. Zadaniem ich jest stabilizacja lepkości w zmiennych warunkach cieplnych, zapobieganie starzeniu się olejów i pienieniu, obniżanie temperatury krzepnięcia i polepszanie smarności.

W przypadku obciążenia styku ciał wywołujących zjawisko korozji frettingowej, zarówno skokowa zmiana przy początkowaniu ruchu, jak też duże różnice tych zmian są powodem tego, że w elementarnych obszarach styku występuje silna generacja drgań o małych amplitudach. Sytuacja taka powoduje także lokalne zmiany naprężeń i uaktywnienie chemiczne stref styku, co powoduje utlenianie metalu, a w przypadku smarowania olejem z dodatkami, tworzenie się na powierzchni siarczków, chlorków i fosforków metali elementu.

Z jednej strony warstwy te wywołują obniżenie współczynników tarcia (np. dla skojarzenia stal – stal powierzchnie pokryte tlenkiem wykazują współczynnik tarcia ponad dwukrotnie niższy niż w przypadku, gdy są w stanie fizycznie czystym), jednak proces ten jest krótkotrwały, gdyż warstwy te z uwagi na słabe związanie z podłożem ulegają niszczeniu (kruszeniu) zmęczeniowemu już po małej liczbie cykli obciążenia doprowadzając do blokady ruchu. Fakt ten znajduje potwierdzenie zarówno w obserwacjach praktycznych, jak też w badaniach laboratoryjnych.

W przypadku gdy w obszarze oscylacyjnego kontaktu tarciowego elementów występuje środek smarny, wówczas w zależności od jego właściwości fizykochemicznych następuje zarówno sorpcja fizyczna tzw. drobin polarnych (np. grupa COOH oleju mineralnego), jak i chemisorpcja pewnych celowo wprowadzonych związków takich pierwiastków, jak siarka, fosfor, chlor itp., znanych jako tzw. dodatki EP (przeciwzatarciowe) i AW (przeciwzużyciowe) w olejach silnikowych i przekładniowych. Natura kontaktu tarciowego w takich przypadkach jest złożona, a w oporach ruchu istotną rolę odgrywają procesy tzw. niszczenia tribochemicznego [172], które wywołują:

- oddziaływania adhezyjno-utleniające wierzchołków nierówności,
- reakcje chemiczne metalu podłoża ze składnikami otoczenia tworzące słabe warstwy protekcyjne,
- pekanie zmęczeniowe warstw protekcyjnych,
- ścierne niszczenie (mikroskrawanie) warstw protekcyjnych.

Ta złożona natura tarcia i mechanizmu zużycia w przypadku ruchu oscylacyjnego o małej amplitudzie przemieszczeń wymaga nowego podejścia do zagadnienia smarowania wezłów tribologicznych podlegających takim wymuszeniom.

Podczas gdy w klasycznych przypadkach rozwiniętego ruchu ustalonego (łożyska ślizgowe, toczne) decydująca dla tarcia jest lepkość efektywna środka smarnego w strefie styku (decydująca o efekcie hydrodynamicznym), w przypadku tarcia elementów wykonujących małe ruchy względne istotne są te cechy fizyczne oleju, które warunkują jego "zachowanie się" na powierzchni tarcia (np. powierzchniowe napięcie międzyfazowe) oraz inne właściwości fizykochemiczne, decydujące o reaktywności z tą powierzchnią i tworzeniu silnych powiązań z podłożem [170, 171].

3.4. Problemy zużycia

Zużycie jest skutkiem procesu zużywania i mierzone jest wagowo, objętościowo lub liniowo. Zużycie mierzy się miarami bezwzględnymi lub względnymi. Bezwzględną miarą zużycia Z może być objętość V_z lub masa m_z oddzielonego materiału, albo też grubość h_z oddzielonej lub odkształconej warstwy. Miara ta wymaga podania warunków procesu, tj. drogi tarcia lub czasu pracy elementu.

Do scharakteryzowania procesu zużywania stosowane jest pojęcie intensywności zużywania *I*, tj. odniesienie ubytku objętościowego, masowego lub liniowego do jednostki czasu, drogi tarcia lub pracy tarcia.

Odwrotność zużycia 1/Z lub intensywności 1/I nazwano odpornością na zużywanie.

Niekiedy używane jest pojęcie zużycia względnego, które służy do celów porównawczych. Ta wielkość bezwymiarowa określa stosunek zużycia danych materiałów do zużycia materiałów wzorcowych w określonych warunkach pracy.

W pewnych przypadkach niepełną, ale przy ocenie jakościowej korzystną miarą zużycia może być udział zniszczonej powierzchni w stosunku do powierzchni nominalnej, np. w przypadku wystąpienia korozji frettingowej w styku. W szczególnych przypadkach może służyć jako miara udziału styku rzeczywistego na nominalnej powierzchni styku.

Na rysunku 3.17 pokazany jest schemat zużycia przy ruchu postępowo-zwrotnym, gdzie v jest prędkością ruchu, a zużycie mierzone objętościowo wynosi

40

$$V = l_n \cdot b \cdot h = A_n \cdot h \tag{3.4}$$

gdzie: l_n jest nominalną długością próbki, b szerokością próbek, h głębokością warstwy zużytej. Natomiast zużycie masowe wynosi $m=V \cdot \rho$, gdzie V jest objętością zużytą, a ρ jest gęstością materiału.



Rys. 3.12. Schemat zużycia elementów przy ruchu postępowo-zwrotnym: *l₁-l₂* - droga tarcia, *V_{1,2}* - zużycie mierzone objętościowo, *h_{1,2}* - zużycie mierzone liniowo, *A_{n2}* - nominalna powierzchnia styku

Fig. 3.12. Wear of elements in progression and return movement;

 l_1 - l_2 - friction path, $V_{1,2}$ - capacity measured wear,

 h_{12} - linear-measured wear, A_{n2} - nominal contact surface

Na rysunku 3.13 przedstawiono ogólny podział procesów zużywania. Zużywanie wywołane tarciem (tribologiczne) ma w zasadzie charakter mechaniczny i fizykochemiczny. Zużywanie związane jest z tarciem suchym, granicznym i mieszanym.

Zużywanie może także nastąpić na skutek procesów korozyjnych. Korozja (z łac. corrodere – ogryzać, gryzć) jest procesem niszczenia elementów, szczególnie metalowych, pod wpływem czynników chemicznych i elektrochemicznych.



Rys. 3.13. Klasyfikacja procesów zużywania ze względu na przyczyny, przebieg i skutki Fig. 3.13. Classification of wear processes according to their reasons, course and effects

Elementy zagadnień tribologicznych

W maszynach i urządzeniach górniczych pracujących pod ziemią problem zużywania się elementów przez korozję jest istotny, ponieważ pracują one często w środowisku o podwyższonej temperaturze, w zasolonej wodzie i agresywnie działających gazach. Zużywanie przez korozję chemiczną i elektrochemiczną jest nietribologicznym zużywaniem elementów maszynowych [85].

Oddziaływanie cieczy, gazów i par przy dużych prędkościach na ciała stałe nazywane jest erozją (łac. erosio - wygryzanie, żłobienie).

Działanie erozyjne strugi płynu składa się ze skutków tarcia cząstek płynu o ścianki naczynia, w którym on przepływa, oraz skutków jego uderzeń o przeszkodę na drodze ruchu. Następuje wyrywanie cząstek z warstwy wierzchniej naczynia, a następnie występują pęknięcia i odrywanie fragmentów tej warstwy. W przypadku występowania lokalnych spadków ciśnienia przepływającej cieczy może dojść do zużycia kawitacyjnego (łac. cavere - wydrążyć, wyżłobić).

Różne rodzaje zużycia zazwyczaj działają synergicznie, tj. jednocześnie i zwiększając efekt, przez co intensywność ich oddziaływania jest silnie zwiększona.

Tribologiczne procesy zużywania mają charakter chemiczno-fizyczno-mechaniczny. Do klasycznego procesu tego typu zaliczyć można zużywanie utleniające, które charakteryzuje się stopniowym usuwaniem, a następnie odtwarzaniem warstw tlenkowych na powierzchniach metali. W takim przypadku intensywność zużywania jest niewielka.

W maszynach pracujących w kopalniach głębinowych, np. w maszynach urabiających, niektóre elementy narażone są w zasadzie na zużycie ścierne, ale także na korozję. Dotyczy to szczególnie noży kombajnów skrawających węgiel i skałę.

Tablica 3.1

Charakter, rodzaj i przyczyna zużycia przy określonym rodzaju ruchu i tarcia

Charakter zużycia	Rodzaj zużycia	Przyczyny zużycia	Rodzaj ruchu	Rodzaj tarcia
Chemiczno- mechaniczny	Utleniające Wodorowe Ścierne	Mechaniczne niszczenie chemicznie wytworzonych struktur powierzchniowych	Ślizgowy i niekiedy toczny	Suche graniczne i mieszane
	Ścierne	Mikroskrawanie	Ślizgowy	Suche i graniczne
Mechaniczny	Zmęczeniowe: - łuszczenie, - wykruszanie	Zmęczenie warstwy wierzchniej wskutek cyklicznych obciążeń	Toczny lub toczne z poślizgiem	Suche, graniczne, mieszane, płynne
	Odkształceniowe	Odkształcenia plastyczne warstwy wierzchniej	Ślizgowy i toczny	Suche, graniczne i mieszane, a niekiedy płynne

1				cd. tabl. 3.1
Fizyczno-	Adhezyjne	Sczepianie, zrastanie i mechaniczne niszczenie na zimno mikropołączeń	Ślizgowy	Suche i graniczne
mechaniczny	Cieplne	Większa intensywność sczepiania, zrastania i mechanicznego niszczenia mikropołączeń	Ślizgowy	Suche i graniczne
Fizyczno- chemiczno- mechaniczny	Adhezyjno - utleniające. Korozja frettingowa	Adhezja, ścinanie, mikroskrawannie i utlenianie	Ślizgowy oscylacyjny o nieznacznej amplitudzie	Suche, graniczne i mieszane

Intensywnie zużywają się urządzenia do transportu urobku. W przenośnikach zgrzebłowych występuje problem intensywności zużycia rynien, zgrzebeł i łańcuchów.

W maszynach wyciągowych intensywne zużycie ścierne dotyczy szczególnie wykładzin ciernych kół i bębnów linowych, w mniejszym stopniu, ale groźniejsze w skutkach, jest zużycie ścierne w linach stalowych. Zużycie ścierne w linach stalowych występuje przy ruchu wzglednym miedzy poszczególnymi drutami w linie, a ruch taki występuje przy przeginaniu liny, natomiast mniejsze względne ruchy, zazwyczaj nieznaczne, między drutami w linie występuja w czasie jazdy wyciagu (różnica przyspieszeń w czasie jazdy, obciażenia związane z drganiami bocznymi liny), co może doprowadzić do korozji frettingowej na powierzchniach drutów liny. Pierwsze i drugie zużycie tribologiczne w linie jest bardzo kosztowne, ponieważ wiąże się z jej ewentualną wymiana.

W przypadku zużywania ściernego występuja zjawiska mikroskrawania lub też bruzdowania. Mikroskrawanie następuje wtedy, gdy ziarno skrawające lub występ nierówności w chwili ruchu ma duży kat natarcia (spływu wióra α - rys. 3.15b) w stosunku do współpracującej powierzchni, a bruzdowanie następuje wtedy, gdy kat ten jest mały (rys. 3.15a). Oczywiście, ziarno skrawające może w trakcje ruchu zmieniać swe wzgledne położenie, obracać się w czasie ruchu i raz może skrawać, a za chwile bruzdować. Zazwyczaj na zużytych powierzchniach widoczne są nieciągłości linii skrawania i bruzdowania, co w niewielkim zresztą powiększeniu widoczne jest na powierzchniach szlifowanych.

Głównymi źródłami ścierniwa między współpracującymi powierzchniami są produkty zużycia wytwarzające się w obrębie układu tribomechanicznego, a także zanieczyszczenia przedostające się z otoczenia.





Rys. 3.15. Ilustracja przebiegu zużywania ściernego w zależności od kąta natarcia ziaren np. kwarcu: a - kat natarcia mały - bruzdowanie, b - kat natarcia duży mikroskrawanie [169]

Fig. 3.15. Course of abrasive wear depending on chip angle: a - small chip angle - ridging, b - big chip angle - micro cutting [169]

Odporność na zużywanie stali wg [11] jest proporcjonalna do ich twardości i to opisuje się wzorem (3.5) $\zeta = b \cdot H$

gdzie: ζ - odporność na ścieranie, odniesiona do umownego wzorca Pb-Sn,

H - twardość metalu, MPa (pomiar metodą Brinella: 1 HB=9,807 MPa),

 $\zeta = \zeta$

b - współczynnik proporcjonalności, zależny od metody pomiaru i rodzaju metalu.

Badania wykazały, że odporność na ścieranie nie zawsze jest proporcjonalna do twardości, natomiast wiąże się ze zmianą modułu sprężystości podłużnej. W związku z tym uznaje się, że miarodajna będzie zależność względnej odporności na ścieranie od modułu Younga [11], co przedstawić można wzorem:

$$2,45 \cdot 10^{-6} E^{1,3} \tag{3.6}$$

gdzie: E - moduł sprężystości podłużnej w MPa.

44

Elementy zagadnień tribologicznych

W przypadku współpracy stali moduły Younga są podobne, a zużycia bywają zróżnicowane, stąd też kryterium wyboru stali będzie jej twardość.

W przypadku cyklicznego obciążenia warstw wierzchnich trących się elementów następuje ich zmęczenie, a w wyniku ich zużycie. Zużywanie przez łuszczenie (spalling) występuje w suchym styku lub styku słabo smarowanym. Zużywanie takie polega na oddzielaniu się materiału w postaci łusek. Intensywność zużywania przez łuszczenie zależy od nacisków jednostkowych, częstotliwości obciążania styku oraz od własności mechanicznych współpracujących materiałów.

Nieco inny charakter ma zużywanie przez wykruszenie pittingowe. Przyczyna jest podobna do łuszczenia, a mianowicie pitting wywołany jest zmęczeniem warstwy wierzchniej przez cykliczne obciążenie styku. Mechanizm zużywania polega na tym, że w szczeliny powstałe wskutek zmęczenia wtłaczany jest środek smarny. Wtłoczony w szczelinę środek smarny przy następnym obciążeniu styku rozklinowuje tę szczelinę i po pewnym czasie następuje charakterystyczne odwarstwienie się fragmentu materiału od calizny.

Zużycie typu pittingowego obserwowane jest najczęściej w warstwach wierzchnich zębów w kołach zębatych na flankach zębów w okolicy walca podziałowego, a także na biężniach łożysk tocznych. Wystąpienie pittingu na współpracujących powierzchniach nie zawsze oznacza progresywne pogłębianie się tego procesu, co zazwyczaj ma miejsce w przypadku współpracy stali twardych. Niekiedy może nastąpić zasklepienie wyrwań pittingowych w stalach nieutwardzonych. Nie oznacza to jednak ustabilizowanej pracy przez dłuższy okres.

W wyniku pittingu nie tylko następuje zmniejszenie powierzchni styku, zwiększona intensywność zużywania, ale także wzrost drgań elementów, powodujących zwiększony hałas.

Zużywanie zmęczeniowe uwzględnia także zjawisko delaminacyjne, które polega na tym, że podczas ślizgania się ciał stałych po sobie siły normalne i styczne powodują odkształcenia plastyczne nierówności materiału bardziej miękkiego, a po wielokrotnych, cyklicznych odkształceniach zostają one oddzielone od rdzenia.

W procesie tarcia suchego, granicznego i mieszanego dochodzi do zużywania adhezyjnego. Zużywanie adhezyjne jest procesem niszczenia powierzchni przez sczepienia i zrosty w mikroobszarach rzeczywistej powierzchni styku. Przy wystąpieniu ruchu względnego między dociskanymi do siebie ciałami dochodzi do ścinania połączeń sczepień i zrostów, przy czym ścięcia niekoniecznie zachodzą w płaszczyźnie styku. W przypadku innego miejsca ścięcia zużycie jest intensywne, ponieważ w następnym etapie współpracy ciał następuje głębokie wyrywanie nadmiernie "wystających" z powierzchni cząstek, a cząstki te skrawają i bruzdują obie powierzchnie ciał. Stąd też powierzchnie ciał w wyniku oddziaływania adhezyjnego charakteryzują się dużą mikrochropowatością.

Inną formą zużycia jest fretting, który występuje w styku przy nieznacznych ruchach względnych między obciążonymi elementami maszyn. Ruchy te wywoływane są drganiami lub odkształceniami sprężystymi powodowanymi zmiennym obciążeniem. Zużycie takie może się objawiać także w elementach maszynowych o wahadłowych ruchach roboczych przy niewielkich amplitudach, już od ułamków mikrometrów.

Na rysunku 3.16 przedstawiono stanowisko do badania frettingu wykonane w Politechnice Gdańskiej. W pracy [127] przedstawiono obszerne wyniki badań przeprowadzone na próbkach laboratoryjnych, na których ślady współpracy miały wymiary do 2 mm.





Fig. 3.16. FRET 3 stand scheme [127] for fretting examination using soft coal mine steal samples

Parametry testu na stanowisku FRET 3 są następujące: częstotliwość drgań 180 Hz, amplituda drgań 60 μm, obciążenie próbek 50 N, czas trwania testu około 20 minut [127].

Mechanizm zużycia frettingowego polega na oddziaływaniu adhezyjnym, tj. wyrywaniu cząstek oraz jednoczesnym intensywnym ich utlenianiu. Zużyte powierzchnie w procesie frettingu pokryte są charakterystycznym brązowym nalotem i luźnym proszkiem tlenków metali. Zużycie typu fretting może mieć istotny wpływ na wytrzymałość zmęczeniową elementu maszynowego, co oddzielnie nazwano zmęczeniem frettingowym.

Korozja frettingowa jest niebezpieczna z różnych powodów, a jednym z nich jest to, że bardzo twarde produkty zużycia pozostają w strefie styku, co wywołuje dodatkowe skrawanie i bruzdowanie współpracujących powierzchni. Drugim powodem są mikropęknięcia na powierzchniach styku, które mogą doprowadzić do ich propagacji i pękania elementu maszynowego. Przypuszczalnie korozja frettingowa mogła być przyczyną przykładów zniszczeń wałów pokazanych na rysunkach 2.3 i 2.4.

Istotnym negatywnym skutkiem korozji frettingowej jest fakt zwiększania się objętości wyrywanych cząstek metalu, które utleniają się, co w przypadku dwóch pasowanych elementów, np. czop-piasta, powoduje zwiększenie się nacisków i intensyfikację zużycia.

Według danych z pracy [127] ponad 50 czynników ma wpływ na powstawanie frettingu, a wśród nich największe znaczenie mają:

- wartość względnych przemieszczeń powierzchni,
- wartość i rozkład nacisków między stykającymi się powierzchniami,
- stan naprężenia, a szczególnie wartość i kierunek naprężeń oraz ich zmiana w czasie,
- liczba skumulowanych cyklów obciążenia lub okresów drgań,
- materiały w styku i stan ich warstw wierzchnich,
- temperatura warstw wierzchnich elementów,
- atmosfera otoczenia.

Wpływ wymienionych czynników na korozję frettingową jest różny, a ponadto oddziałują one wzajemnie na siebie. Niektóre z nich są lepiej poznane, np. wpływ nacisku i wpływ twardości warstwy wierzchniej, inne mniej.

Problematyką zużycia frettingowego zajmuje się wiele ośrodków naukowobadawczych w Polsce i na świecie, a przykładowymi pozycjami literaturowymi mogą być prace Autorów polskich [125, 126, 128, 145, 147, 148, 151, 176, 177, 178, 195] i zagranicznych [179, 180, 190].

4. KOROZJA FRETTINGOWA W MECHANIZMACH MASZYN GÓRNICZYCH

O zużyciu frettingowym wspomniano już w punkcie 3.4. Jednym z charakterystycznych uszkodzeń mechanizmów w maszynach górniczych jest korozja frettingowa i z tego powodu autor w swoich badaniach zajął się bliżej tym problemem. Dociskane do siebie elementy mechanizmów maszyn, które wykonują względne i nieznaczne ruchy oscylacyjne, narażone są w styku na pojawienie się niszczącego zużycia.

W przypadku skojarzeń elementów maszynowych, takich jak połączenia czopa wału z piastą koła, mogą wystąpić różnorodne niespodziewane przedwczesne uszkodzenia. Przyczyny ich mogą być różne, np. przy nieznacznych wzajemnych przemieszczeniach dociskanych do siebie elementów złącza na powierzchniach czopa i piasty po stosunkowo krótkim czasie pracy mogą wystąpić objawy charakterystycznego zużycia. Zużycie to jest skutkiem działania złożonych zjawisk. W Polsce zużycie to przyjęto nazywać frettingiem, którego objawem jest korozja i zmniejszenie wytrzymałości zmęczeniowej elementów, np. wałów [54, 55, 146]. Nazwa angielska tego rodzaju zużycia to: Fretting corrosion [191], niemiecka nazwa: Reib(bungs)korrosion, Tribokorrosion [28, 129]. Określenia te można tłumaczyć jako korozja drganiowa, oscylacyjna, pulsacyjna, lub fretting fatigue jako zmęczenie cierne. W dalszej części opracowania używane będą nazwy: korozja frettingowa lub zmęczenie frettingowe.

Jednoznacznie nie opisano dotąd mechanizmu tego rodzaju zużycia. Wiadomo jednak, że warunkiem jego wystąpienia jest istnienie względnego i nieznacznego poślizgu oraz pewnej liczby cykli obciążeń, przy czym w literaturze określa się zakres poślizgu już od 0,01 µm do 500 µm, a częściej od 1+300 µm.

W przypadku małych oscylacyjnych przemieszczeń oraz prędkości kątowych sworznia w otworach obejm (czopa w panwi) można rozważać dwa zagadnienia [66, 67]:

- przejście od stanu spoczynku (tarcie statyczne) do stanu początkowego ruchu (tarcie kinetyczne),
- a) b) $\mathbf{I}\mathbf{F}$ $\mathbf{I}\mathbf{F}$
- oddziaływanie tzw. warstw granicznych na powierzchniach czopa i panwi.

Rys. 4.1. Ilustracje przypadków generowania korozji frettingowej przy: a - obciążeniu stałym i ruchu oscylacyjnym, b - przy obciążeniu zmiennym

Fig. 4.1. Illustration of the fretting corrosion generating cases under: a - a constant load in the oscillatory movement, b - under a variable load



Korozja frettingowa w mechanizmach

Schematycznie dwa charakterystyczne przypadki sprzyjające powstawaniu frettingu przedstawiono na rysunku 4.1. W przypadku jak na rysunku 4.1a, elementy dociskane są siłą stałą, a ich ruch względny jest wymuszany np. drganiami układu o nieznacznych przemieszczeniach w kierunku stycznym

Dla przypadku jak na rysunku 4.1b obciążenie jest zmienne, co powoduje również zmienne odkształcenia sprężyste warstw wierzchnich kontaktujących się elementów z warstwą pośrednią, a co wywołuje w strefie styku nieznaczne przemieszczenia względne o wartości $\pm \delta$.

Przyjmuje się, że istnieją trzy rodzaje przyczyn powodujących występowanie zużycia w postaci frettingu (Waterhouse R.B., lata 1972-82, Pytko S., lata 1982-90, Szumniak J., rok 1987, Włodarski J.K., lata 1987-90):

- co najmniej jeden z będących w styku elementów poddany jest oddziaływaniu cyklicznie zmiennych naprężeń, powodujących względne przemieszczenia na powierzchni styku,
- będące w styku elementy doznają drgań, powodujących przemieszczenia na powierzchni styku,
- okresowo występuje ruch względny o małej amplitudzie pomiędzy stykającymi się elementami.

Systematyczne badania nad frettingiem rozpoczęły się w latach dwudziestych XX wieku [127].

- Tomlinson G.A. (1927) rozpoczął badania nad frettingiem i stwierdził, że zużycie frettingowe wywołane jest poprzez siły molekularne oraz ruch oscylacyjny. Uważał, że siły molekularne pomiędzy stykającymi się nierównościami powierzchni powodują odrywanie cząstek materiału, które następnie ulegają utlenianiu.
- Godfrey D. (1950) stwierdził, że zasadniczą rolę w zużyciu typu fretting odgrywa adhezja pomiędzy powierzchniami, której skutkiem jest powstawanie cząstek zużycia ulegających dalszemu rozdrabnianiu i utlenianiu. Doszedł do wniosku, że zmęczenie powierzchni odgrywa rolę podrzędną.
- Uhlig H.H. i Feng I.M. (1953; 1954) stwierdzili, że we frettingu sumuje się działanie czynnika chemicznego i mechanicznego. Zużycie polega na oddzielaniu przez wierzchołki nierówności warstwy tlenków, które do następnego cyklu ponownie zostają odtworzone. Oddziaływanie wierzchołków nierówności powoduje również tworzenie cząstek metalicznych, które są następnie utleniane.
- Feng I.M. i Rightmire B.G. (1953; 1956) podali, że fretting jest zjawiskiem wieloetapowym; wyróżnili cztery etapy:
- początkowy adhezyjne uszkadzanie powierzchni i powstawanie pęknięć zmęczeniowych,
- przejściowy powstawanie cząstek zużycia i ich utlenianie,
- schyłkowy powiększanie się ilości produktów zużycia, ich rozdrabnianie i utlenianie,
- ustalony oddzielenie powierzchni styku elementów grubą warstwą cząstek tlenkowych, co prowadzi do ustalenia warunków zużycia i ustalenia wartości intensywności zużycia.

- Holliday J.S i Hirst W. (1956) podają, że zrywanie mikrospoin, jakie powstają na powierzchni styku, powoduje tworzenie cząstek zużycia oraz uszkadzanie powierzchni. Wykazali, że fretting nie jest związany jedynie z tworzeniem tlenków na powierzchni styku. Tworzenie cząstek tlenkowych zachodzi wskutek oddzielania warstwy tlenkowej z powierzchni lub utleniania świeżo oderwanych cząstek metalu, albo obydwa te zjawiska mogą przebiegać równolegle. Wykazali także istotny wpływ amplitudy oscylacji na przebieg frettingu.
- Hurricks P.L (1970) stwierdzili, że zasadniczą przyczyną frettingu jest adhezja występująca w początkowym etapie frettingu. Adhezja, pojawiając się po zerwaniu istniejącej na każdej technicznej powierzchni ochronnej warstwy zanieczyszczeń, prowadzi do znacznego uszkodzenia powierzchni. Mechaniczne oddziaływanie powoduje pojawienie się swobodnej powierzchni o podwyższonej energii, a także wewnętrznych defektów sprzyjających absorpcji tlenu i jego dysocjacji. Adhezja powoduje także przenoszenie materiału na przeciwległą powierzchnię i te przeniesione fragmenty ulegają przyspieszonemu utlenianiu. W ten sposób powstaje zróżnicowana warstwa tlenku w metalu, a mechaniczne oddzielanie cząstek zużycia tej warstwy jest już tylko konsekwencją zjawiska adhezji.
- Waterhouse R.R. (1972) opierając się na rezultatach badań poprzedników i swoich własnych uważa, że zasadniczą rolę we frettingu odgrywają: oddziaływanie mechaniczne nierówności powierzchni, adhezja i zrywanie mikrospoin oraz przenoszenie materiału z jednej powierzchni na drugą. Jego zdaniem zjawisko utleniania odgrywa ważną rolę we frettingu tylko w specjalnych warunkach przy zwiększonej aktywności chemicznej otoczenia.
- Sproles E.S. i Duquette D.J. (1978) podali, że tworzenie metalowych cząstek zużycia następuje dwustopniowo: najpierw powierzchnia jest silnie odkształcalna na zimno aż do takiego stanu, kiedy przestaje być odkształcalna, co prowadzi do powstawania kruchych pęknięć, które powodują oddzielanie metalowych płatków z powierzchni. Pęknięcia mogą iść od powierzchni w głąb i skręcać w kierunku równoległym do powierzchni. Cząstki tlenkowe tworzone są przez oddzielanie warstwy tlenkowej wskutek mechanicznego działania wierzchołków nierówności.
- Czichos H. (1978) stwierdził, że zjawiska tribochemiczne są bardzo ważne i odgrywają zasadniczą rolę pomiędzy powierzchniami, które są w styku. Tarcie pomiędzy powierzchniami elementów powoduje powstawanie i usuwanie produktów mechanicznego oddziaływania. Zatem fretting jest zjawiskiem, na które składają się cztery główne mechanizmy zużycia: adhezyjnego, zmęczeniowego, korozyjnego i ściernego.
- Berthier L. (1989) uznał, że w zużyciu frettingowym duże znaczenie ma ciało trzecie. Metaliczne i tlenkowe cząstki po oderwaniu od powierzchni nie są jeszcze cząstkami zużycia, lecz przechodzą do trzeciego ciała. Cząstkami zużycia stają się dopiero po usunięciu z powierzchni styku. W znacznej większości przypadków trzecie ciało ogranicza zużycie stykających się elementów.

Ten pobieżny przegląd rozwoju teorii zużycia frettingowego wykazuje ewolucyjność: od przedstawienia samego zużycia jako zjawiska pojedynczego, którym objęto jeden rodzaj zużycia, do przyjęcia współistnienia w tym zjawisku różnych rodzajów zużycia, przy różnorodnym zaznaczaniu ich udziału i znaczenia. Obecnie przyjmuje się, że fretting jest zjawiskiem, na które składa się zużycie adhezyjne, zmęczenie powierzchniowe, odwarstwienie, utlenienie i ścieranie wierzchołków nierówności.

4.1. Korozja frettingowa w połączeniach konforemnych

Połączenia sworzniowe są zasadniczo złączami ruchowymi, jednak tzw. rozwinięty ruch obrotowy występuje tu sporadycznie.

W wyciągach wielolinowych o napędach cierno-linowych znane jest zjawisko nieprawidłowego rozkładu obciążenia na poszczególne liny pracujące w układzie równoległym. Jednym ze sposobów wyrównywania obciążeń w linach jest stosowanie odpowiednich zawiesi.

Bardzo ważnym zagadnieniem związanym z bezpieczeństwem pracy wielolinowych urządzeń wyciągowych jest zapewnienie równomiernego rozdziału obciążenia na poszczególne liny. Rozwiązanie tego problemu miało zapewnić zamocowanie lin nośnych za pośrednictwem statycznie wyznaczalnych układów, którymi są dźwignie proste lub powszechnie stosowane dźwignie kątowe, w sposób jednopunktowy, do głowicy naczynia.

Dotychczasowa eksploatacja zawiesi wielolinowych z dźwigniami, jak i obszerne badania rozdziału obciążeń na poszczególne liny wykazały ich małą skuteczność. Mierzone różnice sił w linach dochodziły do 40%.

Główną przyczyną małej skuteczności tego sposobu wyrównywania jest tzw. zapiekanie się połączeń sworzniowych, pomimo wymogu cotygodniowego ich smarowania. Doświadczenia eksploatacyjne wykazują także znaczne trudności demontażu połączeń sworzniowych z zawieszeń. Jedną z głównych przyczyn tego stanu rzeczy jest zjawisko korozji frettingowej. Przykładowy schemat zawiesia czterolinowego pokazano na rysunku 4.2.

W przypadku połączeń ruchowych, w mechanicznych i hydraulicznych układach regulacyjnych, sterujących lub hamulcowych, uszkodzenia powierzchniowe (np. korozja) zazwyczaj powodują ich unieruchomienie i tylko od spełnianej funkcji tego układu zależą końcowe skutki, przymusowy postój maszyny, awaria, a nawet wypadek.

W ruchowych połączeniach wpustowych z jednym wpustem przy każdym obrocie układu występują dwie fazy obtaczania się czopa po powierzchni otworu piasty z przeskokami tej piasty, obciążonej w kierunku promieniowym, na przeciwległą stronę czopa. W celu wyeliminowania skutków przeskoku, dodatkowego czynnika wywołującego zużycie, badania próbek cylindrycznych dla takiego połączenia zaplanowano prowadzić bez ruchu obrotowego.



Rys. 4.2. Schematyczny rysunek zawiesia czterolinowego Rybnickiej Fabryki Maszyn

Fig. 4.2. Four-line suspension produced by Rybnicka Fabryka Maszyn

W spoczynkowych połączeniach wpustowych pod wpływem obciążenia występują także nieznaczne ruchy oscylacyjne prowadzące do zużycia, a są to: ruchy w postaci przemieszczeń w zakresie sprężystym od działania sił promieniowych i momentu zginającego, obciążających połączenie na skutek współpracy kół zębatych lub koła pasowego obciążanego w kierunku promieniowym naciągiem pasa.

Ruchowe połączenia sworzniowe w kopalniach głębinowych są szeroko stosowane, a jednym z przykładów mogą być połączenia w obudowach zmechanizowanych.

Na rysunku 4.3a pokazane są fragmenty sekcji obudowy górniczej (stropowej) z czopami kulistymi, natomiast na rysunku 4.3b pokazana jest panew kulista ze sworzniem, a na rysunku 4c obraz powierzchni sworznia ze śladami zużycia. Na rysunkach tych widoczne są zniszczenia korozyjne powstałe w wyniku działania także procesu frettingowego.



- Rys. 4.3. Obrazy połączeń w obudowie zmechanizowanej: a czopy kuliste na siłownikach hydraulicznych, b - panew kulista bez sworznia i ze sworzniem, c - powierzchnie sworzni z miejscami zużycia
- Fig. 4.3. Connection in mechanized cover: a spherical pins at hydraulic servo-motors, b - spherical bearing with a bolt, c - bolt surface

Korozja frettingowa w mechanizmach

Przedmiotem podjętych badań były połączenia czopa wału z piastą koła, realizowane za pomocą badań modelowych prowadzonych na próbkach o wymiarach stosowanych w zawiesiach, tj. o średnicy 50 mm. Próbkami były walce pasowane ruchowo w otworach tulei o grubości ścianki 7,5 mm (rys. 4.4).

Badania te pozwoliły ocenić wpływ środka smarnego na powstawanie korozji w warstwie wierzchniej dociskanych do siebie siłą normalną o zmiennej wartości ww. elementów, pomiędzy którymi występowały nieznaczne przesunięcia, poślizgi.

Obciążane siłą zmienną w kierunku promieniowym próbki konforemne składają się z walców (czopy wałów) i tulei (piasty kół), które wykonano ze stali St3. Badania stacjonarne, bez ruchu obrotowego próbek, wskazały miejsca w połączeniach, na których nastąpiły zmiany w postaci korozji frettingowej. Uzyskanie śladów korozji w próbach stacjonarnych dało więcej informacji od śladów w kierunku obwodowym uzyskanych przy próbach z ruchem obrotowym.

Przykładem śladów zużycia uzyskanych na obciążanych zginaniem próbkach w połączeniach z ruchem obrotowym może być rysunek 2.9.

4.2. Metodyka badań

Do oceny zużycia frettingowego w elementach mechanizmów maszyn przygotowano specjalne stanowisko badawcze z odpowiednio dobranymi elementami dociskającymi. Próbki obciążano w prasie hydraulicznej - pulsatorze. Wartość siły była sinusoidalnie zmienna F = 20 / 200 kN. Liczba cykli obciążenia wynosiła N = 40000.

Próbki do badań pokazane na rysunku 4.4 obciążano w prasie, jak pokazano na rysunku 4.5.



Rys. 4.4. Próbki do badań Fig. 4.4. Study samples

Próbki walcowe, tj. powierzchnię walca i powierzchnię otworu tulei, powlekano środkiem smarnym, a następnie montowano i ustawiano parami na stanowisku do obciążania (rys. 4.5).

54



Rys. 4.5. Obraz próbek walcowych obciążanych pulsatoremFig. 4.5. Picture of shaft elements loaded with a pulsator

4.3. Wyniki badań

Przeprowadzone badania wykazały na próbkach uszkodzenia. Uszkodzenia te są skutkiem zużycia frettingowego i objawiają się w postaci pasm korozji.

Na rysunku 4.6 pokazano fotografie przykładowych pasm korozji frettingowej na próbkach walcowych po obciążaniu.

Występujące różnice w ukształtowaniu śladów zużycia na powierzchni walców wynikają m. in. z dokładności wykonania geometrii próbek. Na tę dokładność składa się niekołowość i stożkowatość próbek.







nept weet lifting











Rys. 4.6. Ślady korozji frettingowej na przykładowych powierzchniach próbek walcowych Fig. 4.6. Fretting corrosion traces at shaft sample surfaces

Korozja frettingowa w mechanizmach

4.4. Badania stanowiskowe zawiesi górniczych naczyń wyciągowych

Do oceny uszkodzeń na sworzniach zawiesia górniczych naczyń wyciągowych przeprowadzono próby z obciążeniem zmiennym uzyskanym za pomocą pulsatora. Na rysunku 4.7 pokazano sposób zamocowania części zawiesia w pulsatorze. Przedstawione próby potwierdzają wyniki uzyskane na próbkach konforemnych.



Rys. 4.7. Sposób obciążania pulsatorem części zawiesia

Fig. 4.7. Pulsator loading of suspension part

Przykładowe zniszczenia w postaci korozji frettingowej na sworzniu zawiesia pokazane są na rysunku 4.8.



Rys. 4.8. Obraz powierzchni sworznia zawiesia z rysunku 4.7 po obciążaniu Fig. 4.8. Suspension bolts after loading with variable force from figure 4.7

4.5. Odkształcenia przy ściskaniu w kierunku osiowym walca z gumy

Zadaniem przeprowadzonego eksperymentu było wykazanie istotnego wpływu współczynnika tarcia na ruch względny, w nominalnym styku dociskanych do siebie z siłą zmienną, elementów wykonanych z różnych materiałów. Próbę przeprowadzono na walcu z gumy o wymiarach Ø150 x 150 mm, który był ściskany w kierunku osiowym, przy czym długość ściśnięcia wynosiła 35 mm.

Po ściśnięciu walca, bez smarowania jego powierzchni płaskiej, tj. przy pracy na sucho, ślad na papierze pozostał o wymiarze nominalnym, tj. o średnicy podobnej jak przed ściskaniem. Oznacza to, że współczynnik tarcia był na tyle duży, że nawet po tak dużym odkształceniu walca (beczkowatość) nie doszło do poślizgu między walcem i papierem. Jest to o tyle istotne, że nie było pracy tarcia, a więc nie powinno być zużycia.

a)









62



- Rys. 4.9. Ściskany wzdłużnie walec z gumy: a walec w prasie, b walec przed i po ściśnięciu, c - ślady na papierze podstawy walca po ściśnięciu, podstawa walca sucha i smarowana, d - ślad na papierze podstawy walca smarowanego po odciążeniu
- Fig. 4.9. Pitch pressing of a rubber shaft: a shaft in a press, b a shaft before and after pressing, c - tracks on a shaft base paper after pressing, the dry base and lubricated base, d - tracks on a lubricated after deloading shaft base paper

Natomiast po posmarowaniu smarem litowym płaskiej powierzchni gumowego walca i takim obciążeniu, aby odkształcenie walca wynosiło także 35 mm, średnica odcisku zwiększyła się o 8 mm. Po odciążeniu średnica powróciła do wartości nominalnej 150 mm.

Eksperyment ten wykonano w celu wykazania, że w niektórych połączeniach z założenia ruchowych, np. połączenia sworzniowe w zawiesiach wielolinowych, korzystniejszym rozwiązaniem może się okazać praca na sucho, bez smarowania. Współczynnik tarcia ślizgowego będzie wyższy i w przybliżeniu o stałej wartości.

Korozja frettingowa w mechanizmach

Większe tarcie w połączeniu może zmniejszyć lub wyeliminować nieznaczne ruchy oscylacyjne między elementami połączenia. Wtedy przy braku pracy tarcia, tj. iloczynu siły tarcia i drogi poślizgu wynikającej np. z drgań liny, nie będzie zużycia.

Natomiast w smarowanych połączeniach sworzniowych, przy niskim współczynniku tarcia ślizgowego, wystąpią względne ruchy oscylacyjne, a przy określonej sile tarcia wystąpi także praca tarcia. Przy pracy tarcia na nieznacznej drodze w ruchu oscylacyjnym o określonej częstotliwości można się spodziewać, że zużycie w postaci korozji frettingowej doprowadzi do "zapieczenia się" konstruowanego połączenia, z zamysłem połączenia ruchowego.

4.6. Analityczne wyznaczanie miejsca poślizgów w połączeniach konforemnych

Efektem badań eksperymentalnych (pkt 4.3) są ślady zużycia na próbkach o kształcie walcowym. Korozyjne ślady w styku typu czop-piasta wskazują, że nieprzypadkowe jest pojawianie się we wszystkich przypadkach dwóch pasm korozji frettingowej rozdzielonej czystą nieuszkodzoną powierzchnią. W związku z tym przeprowadzono analizę, której celem było wyjaśnienie przyczyny rozdziału w styku zmiennie obciążonym powierzchni metalicznie czystych i powierzchni ze zmianami korozyjnymi.

W analizie przyjęto, że pod wpływem obciążenia odkształcona tuleja (piasta koła) i sworzeń (czop wału) utworzą określoną powierzchnię styku. Na walcowej powierzchni styku rozróżnić można dwa obszary:

- obszar zawarty między tworzącymi na walcowej powierzchni styku, w którym jednostkowe wartości sił stycznych są mniejsze od jednostkowych wartości sił tarcia. Wygodną do stosowania miarą tej powierzchni walcowej przy określonej długości styku może być cięciwa b_f (rys. 4.10),
- obszary między tworzącymi na powierzchni walcowej, w których jednostkowe wartości sił stycznych są większe od jednostkowych wartości sił tarcia i w tym obszarze wystąpić mogą poślizgi.

Dla analizy przydatne będzie usystematyzowanie pojęć dotyczących naprężeń:

Średni jednostkowy nacisk powierzchniowy w połączeniu czop - piasta oblicza się zazwyczaj ze wzoru

$$p = \frac{F}{d \cdot l} \le p_{dop,} \tag{4.1}$$

gdzie: d - średnica czopa,

l

długość połączenia,

p_{dop.} - naciski dopuszczalne.

Średni jednostkowy nacisk na powierzchni styku p_o w połączeniu czop - piasta wynosić będzie:

$$p_o = \frac{F}{b \cdot l} \tag{4.2}$$

Korozja frettingowa w mechanizmach

gdzie: b - całkowita szerokość śladu dolegania, którą dla niewielkich powierzchni można wyznaczyć ze wzorów Hertza (naciski powierzchniowe).

Rzeczywiste naciski jednostkowe p_o na powierzchni styku, w kierunku i w wyniku działania siły F pokazuje w przybliżeniu krzywa 1 (rys. 4.10).

Rzeczywiste normalne naciski jednostkowe p_r o kierunku promieniowym w wyniku działania nacisków p_o na powierzchni styku przedstawia krzywa 2.

Rzeczywiste, działające w kierunku stycznym, siły jednostkowe p_s na powierzchni styku przedstawia krzywa 3. Na podstawie rysunku 4.10 można zatem napisać układ równań:

$$p_r = p_o \cdot \cos\varphi \tag{4.3}$$

$$p_s = p_o \cdot \sin \varphi \tag{4.4}$$

$$p_t = p_r \cdot \mu \tag{4.5}$$

gdzie: p_i jest siłą jednostkowego tarcia na powierzchni styku.



Rys. 4.10. Rozkład naprężeń jednostkowych w styku połączenia sworzniowego Fig. 4.10. Distribution of unit pressures at bolt connection contact Poślizg na powierzchni styku wystąpi, gdy jednostkowe siły styczne p_s na powierzchni styku będą większe od jednostkowych sił tarcia p_t , a więc $p_s \ge p_t$. Po podstawieniu (4.2) do (4.3) i (4.4) oraz po przekształceniach otrzymuje się:

$$\mu = tg\varphi = \frac{b_f}{2a} \tag{4.6}$$

gdzie: b_f jest szerokością styku współpracujących elementów, przy której $p_s = p_t$, co odpowiada odległości pomiędzy dwoma pasmami frettingu na próbkach walcowych.

Dla wyznaczenia wartości odległości pasm rozpatrywany jest trójkąt (rys. 4.10), którego przyprostokątną *a* oblicza się ze wzoru:

$$a = \sqrt{r^2 - \left(\frac{b_f}{2}\right)^2} \tag{4.7}$$

gdzie: r jest promieniem walca.

Po podstawieniu (4.7) do (4.6) i przekształceniach otrzymuje się zależność do wyznaczania odległości b_f pasm frettingu na elementach walcowych

$$b_f = d \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{1}{1 + \mu^2}} \tag{4.8}$$

Jak widać z zależności (4.8), na wartość tej odległości proporcjonalny wpływ ma średnica połączenia, a także współczynnik tarcia.

Na podstawie uzyskanych wyników dotyczących wpływu środka smarnego na zużycie elementów maszyn współpracujących z nieznacznymi przemieszczeniami można sformułować następujące uwagi:

- Wyprowadzona zależność (4.8) na odległość pasm frettingu b_f po badaniach stacjonarnych zestawu walec, tuleja i środek smarny, wykazuje, że położenie śladów pasm frettingu na próbkach walcowych o podobnych cechach geometrycznych i materiałowych będzie zależało jedynie od współczynnika tarcia, a więc od zastosowanego środka smarnego.
- Do połączeń czopa wału z piastą koła można na bazie podobnych do przedstawionych w niniejszej pracy prób z elementami walcowymi dobierać odpowiedni środek smarny. W przypadku połączenia, które wykonuje ciągłe względne ruchy obrotowe o dużych kątach, odpowiednim smarem będzie taki, który w badaniach wykaże na próbce najmniejszą wartość b_f odległość pomiędzy pasmami zużycia frettingowego. W przypadkach jak na rysunku 4.11, gdy powierzchnia styku jest ograniczona postacią konstrukcyjną sworznia lub obejmy, może się okazać, że np. praca połączenia bez smarowania (na sucho) będzie korzystna. Korzystna będzie wtedy, gdy nie jest istotna nieco zwiększona wartość momentu tarcia w połączeniu, a istotne będzie "niezapiekanie" się połączenia na skutek wystąpienia korozji frettingowej.

Korozja frettingowa w mechanizmach

- Badania próbek walcowych potwierdzają wpływ środka smarnego na rozstaw pasm frettingu.
- Z przeprowadzonych badań wynika, że skutecznym zabezpieczeniem przed korozją frettingową w ruchowych połączeniach konforemnych są rozwiązania konstrukcyjne pokazane na rysunku 4.11a oraz b, a w szczególności zaproponowane przez autora w oparciu o przedstawione badania rozwiązanie 4.11c.



- Rys. 4.11. Proponowane kształty w połączeniach sworzniowych: a) i b) wg [24] i c) wg [71], gdzie: A powierzchnia sworznia w styku z powierzchnią otworu piasty, B powierzchnia sworznia bez styku z powierzchnią otworu piasty
- Fig. 4.11. Proposed shapes in bolt connections: a) and b) according to [24] and c) according to [71]: where A bolt surface in contact with hub hole surface, B bolt surface without any contact with hub hole surface

Stąd można wnioskować, że istnieje możliwość wpływania, w sposób pośredni, na zmniejszenie skutków działania procesu korozji frettingowej. Zastosowanie pary materiałów charakteryzującej się dużym współczynnikiem tarcia, w tym pracy na sucho, tj. bez smarowania, powoduje zwiększenie się cięciwy b_f (rys. 4.10), a więc obszaru bez zagrożenia korozją frettingową. Ten sposób można stosować w takich przypadkach, gdy ruch obrotowy w połączeniu sworzniowym jest sporadyczny, a działania dużych momentów obrotowych wymuszają ten ruch.

Można wyrazić przekonanie, że celowa jest kontynuacja badań w tym zakresie tematycznym, ponieważ zebrane doświadczenia pozwolą na uzyskanie materiału do bardziej precyzyjnych uogólnień. Tematyka związana ze zużyciem frettingowym jest szczególnie istotna dla przemysłu górniczego z uwagi na warunki pracy maszyn.

Porównawcze oszacowanie zużycia powierzchni elementów walcowych przez korozję frettingową skłania do stwierdzenia, że jednorazowe posmarowanie współpracujących powierzchni przy użyciu klasycznych środków smarnych nie ma znaczącego wpływu na trwałość połączenia ruchowego, ponieważ korozja frettingowa występuje po stosunkowo małej liczbie zmian obciążenia. Na rysunkach 4.12 i 4.13 pokazane są dwie charakterystyczne postacie korozji powstałe w wyniku różnych oddziaływań, w tych przypadkach wody (rys. 4.12), i nieznacznych poślizgów w styku wywołanych odkształceniami sprężystymi przy zmiennym obciążeniu (rys. 4.13).



- Rys. 4.12. Powiększenie fragmentu powierzchni sworznia, korozja warstwicowa (mapowa) powstała w wyniku oddziaływania wody
- Fig. 4.12. Enlargement of bolt surface part, layer corrosion (map corrosion) resulted from water impact



b)



- Rys. 4.13. Powierzchnia otworu tulei stalowej: a po współpracy na sucho pod obciążeniem zmiennym ze sworzniem napawanym Eutanolem, b - 20x powiększenie wierzchołka śladu styku w odległości ok. 2,4 cm z rysunku oznaczonego *a*
- Fig. 4.13. Surface of steel sleeve opening: a after dry mating of variable load with bolt treated with Eutanol, b increasing the track contact tip in a distance of 2.4 cm from the picture signed a

67



Korozja frettingowa w mechanizmach

Na rysunkach 4.14÷4.16 pokazane są zdjęcia mikroskopowe powierzchni czopów sworzni po określonej liczbie jednostronnych obciążeń okresowo zmiennych. Korozja frettingowa tworzy się na rzeczywistej powierzchni styku, a następnie skorodowane produkty zużycia wypełniają coraz większy obszar połączenia czopa z piastami obejm.





Rys. 4.14. Obraz korozji frettingowej w powiększeniach: a - po N = 40000 cyklach obciążeń (powiększenie x15), b - po N = 40000, dwukrotnie większe powiększenie (x30)

Fig. 4.14. Enlarged fretting corrosion: a - after N = 40000 load cycles (x15), b - after N = 40000, twice bigger enlargement (x30)

68
Korozja frettingowa w mechanizmach





Rys. 4.16. Powierzchnia sworznia: a - technicznie czysta, b - z ogniskami korozji frettingowej (x60) Fig. 4.16. Bolt surface: a - technically clean, b - with fretting corrosion foci (x60)

5. BADANIA MOMENTU TARCIA W POŁĄCZENIACH SWORZNIOWYCH MASZYN GÓRNICZYCH

Stosowane w budowie maszyn górniczych połączenia sworzniowe zazwyczaj są połączeniami ruchowymi, o ruchu oscylacyjnym. Przykładami mogą być jednopunktowe zawiesia wielolinowe (rys. 2.12 i 4.2), w których ograniczenie ruchu w połączeniach sworzniowych może mieć wpływ na bezpieczeństwo pracy urządzenia wyciągowego.

Ocena wpływu niewielkiej liczby zmian obciążenia na zmianę momentów tarcia w połączeniach sworzniowych zawiesi górniczych naczyń wyciągowych wskutek tworzenia się korozji frettingowej jest istotna. Ocena ta była możliwa do zrealizowania za pomocą oryginalonego stanowiska badawczego.

5.1. Stanowisko badawcze

Ze względu na duże rozmiary stosowanych w urządzeniach wyciągowych zawiesi, a także ze względu na ich duże koszty, skonstruowano i wykonano urządzenie modelowe w postaci głowicy badawczej, w której można badać jednocześnie osiem sworzni. Głowice badawcza zamontowano w pulsatorze hydraulicznym (rys. 5.1).

Rys. 5.1. Obraz stanowiska badawczego, gdzie: 1 - głowica badawcza z połączeniami sworzniowymi zamocowana w pulsatorze, 2 - dźwignia z tensometrami, 3 - mostek tensometryczny, 4 - komputer do rejestracji wyników badań

Fig. 5.1. Picture of reaserch stand where: 1 - study head with pulsator based bolt joints, 2 - lift with tensometers, 3 - tensometer arch, 4 - computer for research results registration

```
Badania momentu tarcia...
```

5.2. Pomiary momentu tarcia w połączeniach sworzniowych

Z pracy [191] wynika, że w parze ciernej obciążanej siłą zmienną występuje znacząca zmiana współczynnika tarcia.

Głowicę z połączeniami sworzniowymi obciążano siłą zmienną w pulsatorze, a pomiary momentu tarcia, tj. oporów obrotu sworzni w otworach obejm pod obciążeniem statycznym, przeprowadzono za pomocą klucza dynamometrycznego z zegarowym miernikiem momentu tarcia (rys. 5.2).



Rys. 5.2. Zegarowy klucz dynamometryczny do pomiaru momentu tarcia w połączeniach sworzniowych

Fig. 5.2. Clockwork dynamometric key for friction moment measurement in bolt joints

Po liczbie 10⁴ cykli harmonicznie zmiennego obciążenia w zakresie min 10 kN i max 40 kN pierwszy ruch obrotowy sworznia w obejmach wymagał przyłożenia określonej wartości momentu obrotowego. Pierwsze mierzone momenty tarcia (N·m) nazwano momentami początkowymi (sczepienia), które były większe od momentów tarcia przy następnych ruchach wahadłowo-obrotowych sworznia.

Na podstawie zmierzonych momentów tarcia przy obciążeniu statycznym od 10 kN do 20 kN wyznaczono wartości współczynników tarcia (tablica 5.1).

Tablica 5.1

Wartości średnie momentów tarcia oraz odpowiadające im współczynniki tarcia

Warunki tarcia, liczba cykli zmian	Początkowy moment tarcia N·m	Ustabilizowany moment tarcia N·m			Współczynnik tarcia	
obciązenia	Pomiar przy sta siła: 10 kN	tycznyn 10 kN	n obciążen 1 15 kN	Początk. μ_p	Ustabiliz. µ	
Bez smarowania, powierzchnie suche, 0 cykli	-	75,20	115,06	150,12		0,15
Bez smarowania, powierzchnie suche, 10000 cykli	102,50	70,00	108,75	143,75	0,20	0,14
Elaskon II STAR, 10000 cykli	112,50	87,50	125,00	158,75	0,22	0,17
ŁT4S2, 10000 cykli	90	77,50	125,00	150,00	0,18	0,15
Liten ŁT-42, 10000 cykli	125	80	117,50	150	0,25	0.16

Tablica 5.2

Wartości momentu tarcia (N·m) ścinające sczepienia przy statycznym obciążeniu 10 kN dla różnych środków smarnych i po różnej liczbie zmian obciążenia

Połączenie be	Połączenie bez smarowania		Połączenie smarowane			
0 cykli	10000 cykli	10000 cykli	60000 cykli	120000 cykli	Rouzaj sinaru	
76,5	95	95	110	115	Bez smaru	
82,5	90	110	110	125	Elaskon SK-0	
71,5	105	110	120	130	Elaskon II Star	
70	95	95	102	110	Liten EP-2	

72

74

Badania momentu tarcia...

			diamina in the	and the second	cd. tablicy 5.2
72.5	95	110	125	130	Bez smaru
77,5	105	125	110	125	Liten ŁT-42 Rowki w czopie
77,5	90	115	120	110	Elaskon II Star Rowki w czopie
77,5	80	90	90	90	ŁT4S2

Z powyższych pomiarów momentu tarcia w połączeniach sworzniowych nasuwają się następujące uwagi:

- Na podstawie wykonanych prób testujących można stwierdzić, że głowica badawcza do prowadzenia badań wpływu korozji frettingowej na opory ruchu w połączeniach sworzniowych spełnia oczekiwane zadanie.
- Porównawcze oszacowanie zużycia frettingowego powierzchni elementów złącza sworzniowego skłania do stwierdzenia, że smarowanie współpracujących powierzchni przy użyciu klasycznych środków smarnych nie ma znaczącego wpływu na trwałość połączenia ruchowego, ponieważ korozja frettingowa występuje po stosunkowo małej liczbie zmian obciążenia przy odpowiednio dużych naciskach jednostkowych.
- Wyniki pomiarów wykazują, że wartości współczynników tarcia w większości przypadków smarowanych połączeń są nieco większe od współczynników tarcia przy pracy połączenia na sucho. Wynika z tego, że przy niewielkich obciążeniach jednostkowych wpływ oddziaływań adhezyjnych powierzchni tarcia elementów złącza z warstewką smaru jest istotny.

Badania momentu tarcia...

5.3. Zestawienie wyników pomiarów momentu tarcia w połączeniach sworzniowych

Na rysunku 5.3 przedstawiono numerację sworzni w głowicy urządzenia badawczego ustawionego w pulsatorze, zaś w tablicy 5.3 zestawiono środki smarne w poszczególnych połączeniach sworzniowych przed rozpoczęciem badań.



Rys. 5.3. Numeracja badanych połączeń sworzniowych w głowicyFig. 5.3. Numbering of bolt connections in the head

Tablica 5.3

Numery połączeń sworzniowych w głowicy i zastosowany rodzaj smaru

Nr połączenia	Rodzaj smaru	Nr połączenia	Rodzaj smaru
sworzniowego		sworzniowego	
w głowicy		w głowicy	
1	Grafitowy	5	Liten EP-2
2	ŁT-4S3	6	ŁT-4S2
3	ŁT-4S3+10% TiS2	7	Praca na sucho
4	ŁT42+10% pyłu węglowego	8	Napawany [63] na
	o ziarnistości od 0 do 60 µm		gorąco Eutanolem.
10.1	i zawartości popiołu ok. 9%		Praca na sucho.

W tablicach od 5.4 do 5.7 podane są wartości momentu tarcia dla poszczególnych sworzni, a na rysunkach od 5.8 do 5.14 podane są wartości momentu tarcia w zależności od liczby cykli obciążenia zmiennego w połączeniu sworzniowym.



Tablica 5.4

Zakres wartości momentu tarcia przy obciążeniu statycznym 20 kN po obciążeniach zmiennych; obciążenie min 40 kN, obciążenie max 180 kN

Liczba		Swo smar	rzeń nr 1, grafitowy	Sworzeń nr 2, smar ŁT-4S3		
Lp.	cykli obciążenia zmiennego	Początkowy moment tarcia	Ustabilizowana średnia wartość momentu tarcia	Początkowy moment tarcia	Ustabilizowana średnia wartość momentu tarcia	
		M_{Tmax} , N·m	M_T , N·m	M_{7max} , N·m	M_T , N·m	
1	0	130	107	121	110	
2	1	108	102	115	111	
3	11	105	102	124	113	
4	41	112	102	115	114	
5	100	115	113	128	116	
6	180	114	108	121	116	
7	330	123	126	151	136	
8	1000	145	118	154	131	
9	4500	160	122	162	143	
10	28000	172	124	190	145	
Wartości momentu tarcia po odciążeniu połączenia i ponownym obciążeniu statycznym o wartości siły rozciągającej w połączeniu 20 kN						
11	90000	156	130	167	144	
12	180000	149	128	157	132	



Rys. 5.4. Wartość momentu tarcia w zależności od liczby cykli obciążenia zmiennego w połączeniu sworzniowym nr 1: + - początkowy moment tarcia, \triangle - ustabilizowany, \diamondsuit - $M_{Tp} - M_{Tu}$

Fig. 5.4. Moment of friction depending on the number of variable load cycles in bolt number 1: + - initial moment of friction, \triangle - stabilised, \diamondsuit - $M_{Tp} - M_{Tu}$



Rys. 5.5. Wartość momentu tarcia w zależności od liczby cykli obciążenia zmiennego w połączeniu sworzniowym nr 2: + - początkowy moment tarcia, \triangle - ustabilizowany, \diamondsuit - M_{Tp} - M_{Tr}

Fig. 5.5. Moment of friction depending on the number of variable load cycles in bolt number 2: + - initial moment of friction, \triangle - stabilised, $\diamondsuit - M_{Tp} - M_{Tu}$



Badania momentu tarcia...

Tablica 5.5

Zakres wartości momentu tarcia przy obciążeniu statycznym 20 kN po obciążeniach zmiennych; obciążenie min 40 kN, obciążenie max 180 kN

	Liczba cykli	smar ŁT42+10% TiS ₂		Sworzeń nr 4, smar ŁT42+10% pyłu węglowego	
Lp.	obciążenia zmiennego	Początkowy moment tarcia	Ustabilizowana średnia wartość momentu tarcia	Początkowy moment tarcia	Ustabilizowana średnia wartość momentu tarcia
		M_{Tmax} , N·m	M_T , N·m	M_{Tmax} , N·m	M_T , N·m
1	0	115	101	163	134
2	1	103	96	140	129
3	11	108	97	144	124
4	41	101	97	134	118
5	100	122	110	157	123
6	180	112	103	140	124
7	330	135	114	178	134
8	1000	133	115	170	135
9	4500	150	116	187	137
10	28000	155	120	210	140
Wa	rtości moment	u tarcia po odcia o wartości siły	żeniu połączenia i p rozciągającej w poł	oonownym obcią ączeniu 20 kN	żeniu statycznym
11	90000	160	113	194	140



Rys. 5.6. Wartość momentu tarcia w zależności od liczby cykli obciążenia zmiennego w połączeniu sworzniowym nr 3: + - początkowy moment tarcia, \triangle - ustabilizowany, \diamondsuit - M_{Tp} - M_{Tu}

Fig. 5.6. Moment of friction depending on the number of variable load cycles in bolt number 3: + - initial moment of friction, \triangle - stabilised, \diamondsuit - M_{Tp} - M_{Tu}



Rys. 5.7. Wartość momentu tarcia w zależności od liczby cykli obciążenia zmiennego w połączeniu sworzniowym nr 4: + - początkowy moment tarcia, Δ - ustabilizowany, \diamondsuit - M_{Tp} - M_{Tu}

Fig. 5.7. Moment of friction depending on the number of variable load cycles in bolt number 4: + - initial moment of friction, \triangle - stabilised, $\diamondsuit - M_{Tp} - M_{Tu}$



Badania momentu tarcia...



Rys. 5.8. Wartość momentu tarcia w zależności od liczby cykli obciążenia zmiennego w połączeniu sworzniowym nr 5: + - początkowy moment tarcia, \triangle - ustabilizowany, \diamondsuit - M_{Tp} - M_{Tu}

Fig. 5.8. Moment of friction depending on the number of variable load cycles in bolt number 5: + - initial moment of friction, \triangle - stabilised, $\diamondsuit - M_{Tp} - M_{Tu}$



Rys. 5.9. Wartość momentu tarcia w zależności od liczby cykli obciążenia zmiennego w połączeniu sworzniowym nr 6: + - początkowy moment tarcia, \triangle - ustabilizowany, \diamondsuit - M_{Tp} - M_{Tu}

Fig. 5.9. Moment of friction depending on the number of variable load cycles in bolt number 6: + - initial moment of friction, \triangle - stabilised, $\diamondsuit - M_{Tp} - M_{Tu}$

Tablica 5.6

Zakres wartości momentu tarcia przy obciążeniu statycznym 20 kN po obciążeniach zmiennych; obciążenie min 40 kN, obciążenie max 180 kN

Liczba cykli obciążen zmienneg	Liczba	Swo smar	rzeń nr 5, Liten EP-2	Sworzeń nr 6, smar ŁT-4S2	
	obciążenia zmiennego	Początkowy moment tarcia	Ustabilizowana średnia wartość momentu tarcia	Początkowy moment tarcia	Ustabilizowana średnia wartość momentu tarcia
		M_{Tmax} , N·m	M_T , N·m	M_{Tmax} , N·m	M_T , N·m
1	0	143	121	118	108
2	1	127	120	132	123
3	11	131	130	135	125
4	41	130	128	129	124
5	100	134	123	136	120
6	180	141	129	129	120
7	330	161	132	157	137
8	1000	177	140	163	136
9	4500	190	140	164	138
10	28000	204	138	194	139
Wa	rtości momenti	u tarcia po odcią o wartości siły	żeniu połączenia i p rozciągającej w poła	onownym obcią: ączeniu 20 kN	żeniu statycznym
11	90000	190	136	182	136
12	180000	190	146	180	139

80



Rys. 5.10. Wartość momentu tarcia w zależności od liczby cykli obciążenia zmiennego w połączeniu sworzniowym nr 7: + - początkowy moment tarcia, \triangle - ustabilizowany, \diamondsuit - $M_{Tp} - M_{Tu}$

Fig. 5.10. Moment of friction depending on the number of variable load cycles in bolt number 7: + - initial moment of friction, \triangle - stabilised, \diamondsuit - M_{Tp} - M_{Tu}



Rys. 5.11. Wartość momentu tarcia w zależności od liczby cykli obciążenia zmiennego w połączeniu sworzniowym nr 8: + - początkowy moment tarcia, \triangle - ustabilizowany, \diamondsuit - $M_{Tp} - M_{Tu}$

Fig. 5.11. Moment of friction depending on the number of variable load cycles in bolt number 8: + - initial moment of friction, \triangle - stabilised, \diamondsuit - $M_{Tp} - M_{Tu}$

Wartości momentu tarcia po odciążeniu połączenia i ponownym obciążeniu statycznym o wartości siły rozciagającej w połaczeniu 20 kN

11	90000	218	186	218	149
12	180000	160	189	208	144

Tablica 5.7

Początkowy

moment

tarcia

 M_{Tmax} , N·m

Badania momentu tarcia...

Sworzeń nr 8

napawany na goraco Eutanolem.

Praca na sucho

Ustabilizowana

średnia wartość

momentu tarcia

 M_T , N·m

Zakres wartości momentu tarcia przy obciążeniu statycznym 20 kN po obciążeniach zmiennych; obciążenie min 40 kN, obciążenie max 180 kN

Ustabilizowana

średnia wartość

momentu tarcia

 M_T , N·m

Sworzeń nr 7

bez smaru, praca na sucho

Początkowy

moment

tarcia

 M_{Tmax} , N·m

Lp.

Liczba

cykli obciążenia

zmiennego



-55

Przykładowe przebiegi momentu tarcia - sworzeń nr 3 (smar LT-42 + 10% TiS₂) przedstawiono na rys. 5.13 - oś rzędnych; moment tarcia M_T w N·m, oś odciętych – czas. Pomiar 1-3 oznacza pomiar 1 w serii pomiarowej 3, a 2-3 jest pomiarem następnym.





Pomiar 6-3 (180 cykli 40 kN / 180 kN)



Pomiar 7-3 (330 cykli 40 kN / 180 kN)



Pomiar 8-3 (1000 cykli 40 kN / 180 kN)







Rys. 5.12. Zmiany wartości momentu tarcia w zależności do liczby cykli obciążenia - sworzeń nr 3 Fig. 5.12. Moment of friction depending on the number of load cycles - bolt number 3

Sworzeń nr 8

Pomiar 1-8 (40 kN)

86

-5.00

-100





Badania momentu tarcia...

Pomiar 3-8 (11 cykli 40 kN / 180 kN)

200.00 177.22 154.44 131,67 108.89 86.11 61.33 40.56 17,78 -5.00

200.00

Pomiar 4-8 (41 cykli 40 kN / 180 kN)





Pomiar 5-8 (100 cykli 40 kN / 180 kN)

Pomiar 6-8 (180 cykli 40 kN / 180 kN)









Pomiar 9-8 (4500 cykli 40 kN / 180 kN)







Rys. 5.13. Zmiany wartości momentu tarcia w zależności do liczby cykli obciążenia - sworzeń nr 8 (napawany - bez smarowania)







Rys. 5.14. Wartości momentów tarcia początkowego dla sworzni Fig. 5.14. Values of initial moments of friction



Rys. 5.15. Wartości momentów tarcia ustabilizowanego Fig. 5.15. Values of stabilised moments of friction

Badania momentu tarcia...

Średnie wartości momentów tarcia ustabilizowanego ze wszystkich ośmiu połączeń sworzniowych mają wyraźną tendencję wzrostową wraz z powiększaniem się liczby cykli obciążenia zmiennego, co pokazano na rysunku 5.16.



Rys. 5.16. Średnie wartości momentów tarcia ustabilizowanego z linią trendu

Fig. 5.16. Average values of stabilised friction with trend line

5.4. Pomiar momentu tarcia w połączeniach sworzniowych z innymi środkami smarnymi oraz interpretacja wyników badań

Tablica 5.8

Pomierzone wartości momentu tarcia przy obciążeniu statycznym 20 kN

Lp.	Rodzaj smaru	Początkowy moment tarcia Nm	Ustalony moment tarcia Nm				
	Pliki Stat-1, liczba cykli obciążenia: 0, pomiar przy obciążeniu statycznym: 20 kN						
1.	Liten EP	115,3	109,5				
2.	Liten ŁT-42	132,5	103,2				
3.	ŁT-4S3	142,5	120,5				
4.	Elaskon SK-0	107,5	107,5				
5.	ŁT-4S2	139,0	120,3				
6.	Elaskon II Star	110,0	100,5				
7.	ŁT-4S3	131,5	99,8				
8.	Brak smaru	132,5	124,8				

Tablica 5.9

Pomierzone wartości momentu tarcia przy obciążeniu statycznym 20 kN, po obciążeniach zmiennych; obciążenie min 40 kN, obciążenie max 80 kN

Lp.	Rodzaj smaru	Początkowy moment tarcia Nm	Ustalony moment tarcia Nm				
Pliki Stat-2, pomiar przy obciążeniu statycznym: 20 kN, liczba cykli obciążenia: 120 000, obc.min: 40 kN, obc.max: 80 kN							
1.	Liten EP	106,5	99,5				
2.	Liten ŁT-42	105,0	104,0				
3.	ŁT-4S3	117,5	117,5				
4.	Elaskon SK-0	94,5	87,5				
5.	ŁT-4S2	103,5	102,5				
6.	Elaskon II Star	99,0	88,3				
7.	ŁT-4S3	102,5	90,0				
8.	Brak smaru	147,5	143,5				

Tablica 5.10

Pomierzone wartości momentu tarcia przy obciążeniu statycznym 20 kN

Lp.	Rodzaj smaru	Początkowy moment tarcia Nm	Ustalony moment tarcia Nm
	Pliki Stat-3, pomiar przy obc liczba cykli obciążenia: 0, pom	ziążeniu statycznym: 20 kN, niar po obrocie sworzni o 18	, 30°
1.	Liten EP	118,0	98,2
2.	Liten ŁT-42	117,5	117,0
3.	ŁT-4S3	140,0	115,2
4.	Elaskon SK-0	97,0	86,0
5.	ŁT-4S2	132,5	105,5
6.	Elaskon II Star	96,5	89,0
7.	ŁT-4S3	131,5	117,0
8.	Brak smaru	122,5	120,8

90

Tablica 5.11

Pomierzone wartości momentu tarcia przy obciążeniu statycznym 20 kN, po obciążeniach zmiennych; obciążenie min 40 kN, obciążenie max 120 kN

Lp.	Rodzaj smaru	Początkowy moment tarcia Nm	Ustalony moment tarcia Nm				
Pliki Stat-4, pomiar przy obciążeniu statycznym: 20 kN, liczba cykli obciążenia: 75 000, obc.min: 40 kN, obc.max: 120 kN							
1.	Liten EP	133,5	108,0				
2.	Liten ŁT-42	132,0	111,5				
3.	LT-4S3	124,5	110,0				
4.	Elaskon SK-0	134,0	101,5				
5.	ŁT-4S2	153,0	109,5				
6.	Elaskon II Star	154,0	100,3				
7.	ŁT-4S3	130,0	112,0				
8.	Brak smaru	166,0	149,3				

Tablica 5.12

Pomierzone wartości momentu tarcia przy obciążeniu statycznym 20 kN, po obciążeniach zmiennych; obciążenie min 40 kN, obciążenie max 120 kN

Lp.	Rodzaj smaru	Początkowy moment tarcia Nm	Ustalony moment tarcia Nm			
Pliki Stat-5, pomiar przy obciążeniu statycznym: 20 kN, liczba cykli obciążenia: 100 000, obc.min: 40 kN, obc.max: 120 kN						
1.	Liten EP	110,0	109,5			
2.	Liten LT-42	135,0	108,8			
3.	ŁT-4S3	126,5	112,8			
4.	Elaskon SK-0	132,5	100,0			
5.	ŁT-4S2	146,0	116,3			
6.	Elaskon II Star	161,5	93,0			
7.	ŁT-4S3	133,5	121,2			
8.	Brak smaru	172,5	163,0			

Badania momentu tarcia...

Tablica 5.13

Pomierzone wartości momentu tarcia przy obciążeniu statycznym 20 kN, po obciążeniach zmiennych; obciążenie min 40 kN, obciążenie max 160 kN

Lp.	Rodzaj smaru (warstwy)		Początkowy moment tarcia Nm	Ustalony moment tarcia Nm		
Pliki Stat-6, pomiar przy obciążeniu statycznym: 20 kN, liczba cykli obciążenia: 160 000, obc.min: 40 kN, obc.max: 160 kN						
1.	Liten EP		167,0	118,8		
2.	Warstwa E 4	Brak smaru N=60000	151,0	120,5		
3.	Warstwa E 6		185,0	133,8		
4.	Elaskon SK-0		163,5	103,0		
5.	ŁT-4S2		172,5	130,6		
6.	Elaskon II Star		196,5	97,8		
7.	ŁT-4S3		166,0	125,8		
8.	Brak smaru		191,5	169,0		

Tablica 5.14

Pomierzone wartości momentu tarcia przy obciążeniu statycznym 20 kN, po obciążeniach zmiennych; obciążenie min 40 kN, obciążenie max 160 kN

Lp.	Rodzaj smaru (warstwy)		Początkowy moment tarcia Nm	Ustalony moment tarcia Nm
72	Pliki Stat-7, po liczba cykli obciążen	miar przy obciążen ia: 240 000, obc.m	niu statycznym: 20 kN, nin: 40 kN, obc.max: 16	50 kN
1.	Liten EP		161,5	128,8
2.	Warstwa E 4	Brak	140,0	102,3
3.	Warstwa E 6	smaru N=140000	149,5	129,0
4.	Elaskon SK-0		161,5	103,0
5.	ŁT-4S2		165,0	122,8
6.	Elaskon II Star		177,5	112,3
7.	ŁT-4S3		152,5	119,0
8.	Brak smaru		184,0	176,8

92

Badania momentu tarcia...

Przykładowe wykresy z pomiarów momentu tarcia przedstawiono na rysunku 5.18. Wartości momentów tarcia z tych pomiarów zapisane są w tablicy 5.14 pod liczbami porządkowymi 2, 4, 6 i 8. Na wykresach: osie rzędnych - moment tarcia, osie odciętych - czas.



Rys. 5.17. Zmiany wartość momentu tarcia w Nm przy obciążeniu statycznym: 20 kN po 240 000 cykli obciążenia 40 / 160 kN

Fig. 5.17. Value of the moment of friction Nm with static load: 20 kN after 240 000 load cycles 40 / 160 kN

Przeprowadzone badania połączeń sworzniowych (punkty 5.3 i 5.4) wykazały, że wprowadzenie warstwy pośredniczącej smaru ma wpływ na stopień zużycia frettingowego. Z porównania wynika, że zastosowanie smarów istotnie zmniejsza zużycie frettingowe przy małej liczbie obciążeń zmiennych. Wyniki badań można interpretować następująco: zastosowanie smarowania opóźnia moment inicjacji korozji frettingowej, a charakter przebiegu korozji frettingowej jest podobny do złącza technicznie suchego (bez smaru), przy czym po większej liczbie cykli zmian obciążenia maleją różnice w zużyciu.

Należy przy tym zaznaczyć, że na wytrzymałość zmęczeniową elementów maszynowych bardzo istotnie wpływa duża intensywność zmian powierzchniowych związanych z mikropęknięciami i tendencją ich penetracji w głąb materiału, a dla połączeń ruchowych niebezpieczne mogą być już nieznaczne, o niewielkiej głębokości zmiany powierzchniowe. Wzrost wartości współczynnika tarcia może być przyczyną utraty możliwości względnego ruchu sworznia w obejmach, często już po kilku godzinach pracy.

Zmierzone momenty tarcia w poszczególnych seriach pomiarowych, przy takim samym zastosowanym środku smarnym w połączeniu sworzniowym, różnią się w niektórych przypadkach nawet o 20%.

Tak znaczne różnice wynikać mogą z błędów wykonawczych:

- odległości otworów w obejmach głowicy,
- owalizacji otworów w obejmach,
- kołowości sworzni,
- odległości w dźwigniach (różnice odległości od sworzni nośnych-centralnych do sworzni badanych),
- dokładności ustawienia obciążenia na prasie hydraulicznej pulsatorze.

Gdy weźmie się pod uwagę wartości początkowego momentu tarcia i momentu tarcia ustabilizowanego dla danego połączenia sworzniowego, zmierzone różnice są mniejsze i wynoszą ok. 10%.

Różnice zmierzonych wartości początkowego momentu tarcia i momentu tarcia ustabilizowanego dla danego połączenia sworzniowego są bardzo istotne i mogą być decydującym czynnikiem przy wyborze połączenia i środka smarnego. Stąd też można wprowadzić do oceny jakości połączenia sworzniowego pojęcie współczynnika względnej wrażliwości na "zapiekanie się" połączenia. Wartość współczynnika względnej wrażliwości zależeć będzie od zastosowanych materiałów, środka smarnego oraz od liczby zmian obciążenia, a więc także wpływu korozji frettingowej.

Współczynnik względnej wrażliwości na działanie frettingu k_f jest ilorazem wartości początkowego momentu tarcia M_{Tp} i ustabilizowanego momentu tarcia M_{Tp} .

Przeprowadzone pomiary wykazały, że współczynnik względnej wrażliwości połączenia k_f kształtuje się w granicach od 1,11 do 1,54 przy założonej w badaniach liczbie cykli obciążenia zmiennego.

Charakterystyczne jest, że połączenie sworzniowe przy pracy na sucho wykazuje najmniejszy, bo bliski jedności, współczynnik k_{f_3} przy czym wartości momentów tarcia w tym przypadku są od 20% do 30% wyższe od połączeń smarowanych, dla których $k_f = 1,16 \div 1,40$. W zależności od zastosowanego w połączeniu środka smarnego, współczynnik k_f wyraźnie wzrasta po kilkuset lub po kilku tysiącach zmian obciążenia.

6. ANALIZA SIŁ TARCIA W POŁĄCZENIACH CZOPA WAŁU Z PIASTĄ KOŁA W UKŁADACH NAPĘDOWYCH MASZYN GÓRNICZYCH

W układach napędowych maszyn i urządzeń górniczych stosowane są zazwyczaj mechaniczne przekładnie o stałym przełożeniu. Wydaje się, że napędy z bezstopniową regulacją prędkości obrotowej na wyjściu powinny być stosowane wszędzie tam, gdzie ma to korzystny wpływ na określoną technologię procesu wytwórczego, zabezpieczenie logistyczne (np. prędkości taśm przenośników) itp.

Na wyjściu układu napędowego pożądaną prędkość obrotową i określony moment uzyskać można sposobem elektrycznym lub sposobem mechanicznym przez zastosowanie przekładni o regulowanym przełożeniu. Wybór sposobu regulowania prędkości obrotowej uzależniony jest od wielu czynników. Do istotniejszych należy zaliczyć koszty układu napędowego.

Względne koszty układów napędowych wytwarzanych u tego samego producenta [122], w zależności od przenoszonej mocy, kształtują się następująco: przy małej przenoszonej mocy (do 3 kW) koszty układu napędowego ze sterowanym silnikiem elektrycznym są bliskie kosztom układu mechanicznego. Ze wzrostem przenoszonej mocy koszty układu elektrycznego wzrastają zdecydowanie szybciej od kosztów układu mechanicznego. Można więc przyjąć, że w przetwórstwie węgla kamiennego, przy zapotrzebowaniu na większe moce, powinny być stosowane mechaniczne układy napędowe z regulowaną prędkością obrotową.

Osobnym tematem rozważań porównawczych pomiędzy układami napędowymi może być niezawodność działania i bezpieczeństwo w określonym środowisku pracy.

Istotnym elementem mechanicznego układu napędowego jest przekładnia o przełożeniu całkowitym $u_c = n_s / n_{wy}$. Zadaniem przekładni jest przetworzenie uzyskanego z silnika momentu obrotowego M_o (6.1), zależnego od prędkości obrotowej silnika n_s i mocy silnika P_s , na pożądany do napędu maszyny roboczej moment M_{wy} przy określonej prędkości obrotowej na wyjściu n_{wy} . Po uwzględnieniu sprawności przekładni η_p wynikającej z konstrukcji wartość momentu obrotowego M_{wy} na wyjściu z przekładni określa się z zależności (6.2)

$$M_o = 9550 \cdot P_s / n_s \tag{6.1}$$

$$M_{wy} = \frac{n_s}{n_{wy}} M_o \cdot \eta_p = 9550 \frac{P_s}{n_{wy}} \eta_p \tag{6.2}$$

Z zależności tej wynika, że zmieniając prędkość obrotową na wyjściu z przekładni, a więc zmieniając przełożenie przekładni, uzyskuje się odwrotnie proporcjonalną zmianę momentu obrotowego.

Do mechanicznych układów napędowych maszyn o regulowanej prędkości obrotowej na wyjściu z przekładni stosować można przekładnie o skokowej lub ciągłej regulacji przełożenia. Przekładnie o skokowej (obecnie zazwyczaj dwa biegi) regulacji

Analiza sił tarcia w połączeniach czopa wału z piastą koła ...

przełożenia stosowane mogą być do napędów wymagających dużych momentów obrotowych, np. dla przenośników zgrzebłowych. Istniejące rozwiązania konstrukcyjne przekładni zębatych o skokowej regulacji przełożenia mogą być projektowane dla dużych mocy.

Mechaniczne przekładnie bezstopniowe z szerokim pasem gumowym (wariatory) produkowane są w zakresie mocy najczęściej do 120 kW. Zakres regulacji wyjściowej prędkości obrotowej definiowany jest zależnością:

$$R = \frac{n_{\rm wy_{max}}}{n_{\rm wy_{min}}} = \frac{D_{\rm max}^2}{D_{\rm min}^2}$$
(6.3)

gdzie: nwymax - największa uzyskiwana prędkość obrotowa na wyjściu,

n_{wymin} - najmniejsza uzyskiwana prędkość obrotowa na wyjściu,

 D_{max} - największa średnica położenia pasa na tarczach koła,

 D_{min} - najmniejsza średnica położenia pasa na tarczach koła.

Najczęściej zakres regulacji wynosi R = 9 (przełożenie przekładni regulować można w zakresie $u_p = \text{od } 1/3 \text{ do } 3$), co oznacza, że przy prędkości na wejściu $n_s = 1500 \text{ min}^{-1}$ uzyskać można prędkości obrotowe na wyjściu w zakresie $500 \div 4500 \text{ min}^{-1}$.

W przemysłowych bezstopniowych przekładniach (wariatorach) używa się szerokich pasów gumowych, a połączenia ruchowe piasty tarczy koła pasowego z wałem to połączenia wpustowe, w tym wpusty wykonane z poliamidu [47]. Stosowane są także połączenia wieloboczne [122] (rys. 6.1), a także inne rozwiązania konstrukcyjne.



Rys. 6.1. Bezstopniowa przekładnia firmy: a - Lenz z szerokim pasem gumowym i z połączeniem wielobocznym [122], b - P.I.V. z łańcuchem płytkowym i z połączeniem wielowypustowym [6, 48]

Fig. 6.1. Variable-speed transmission gear: a - produced by Lenz with a broad rubber belt and multi-side connection [122], b - P.I.V. with plate link chain and multi-side connection [6, 48]

Analiza sił tarcia w połączeniach czopa wału z piastą koła ...

Wzrost oporów przesuwu piasty tarczy koła pasowego po wale, tj. oporów regulacji przełożenia wariatora, powoduje zmniejszenie przenoszonego momentu obrotowego.

Zastosowanie sprężyny o większej sztywności na kole biernym (poz. 8 na rys. 6.3), przy ustalonej pracy wariatora, powoduje zwiększenie naciągu pasa oraz jego zginanie w przekroju poprzecznym, co zmniejsza jego trwałość. Zwiększa się także zużycie powierzchni bocznych pasa i powierzchni stożkowych na tarczach kół pasowych.

Z doświadczeń eksploatacyjnych wiadomo, że ruchowe połączenia ulegają częstym awariom polegającym na całkowitym zaniku możliwości sterowania przełożeniem wariatora. Zjawisko to następuje wtedy, gdy opory przesuwu równoważą siłę nacisku sprężyny na tarczę biernego koła pasowego.

Stąd też istotne jest, aby opory ruchu w połączeniu tarczy koła pasowego z czopem wału były jak najmniejsze.

6.1. Wpływ postaci konstrukcyjnej połączenia wału z piastą na opory ruchu

W rozwiązaniu [49], pokazanym na rysunku 6.2, opory regulacji zmniejszono przez zwiększenie średnicy połączenia, na której działają siły obwodowe. Rozwiązanie konstrukcyjne polega na tym, że siły obwodowe przenoszone są za pomocą połączeń sworzniowych. Sworznie umieszczone są w otworach wykonanych w ruchowych tarczach koła pasowego. W otworach tych umieszczono tulejki z tworzywa sztucznego celem zmniejszenia współczynnika tarcia.

W wyniku zastosowania rozwiązania konstrukcyjnego, w którym połączenia ruchowe przenoszące moment obrotowy znajdują się na średnicy większej od średnicy wału, zmniejszono opory ruchu w stosunku do połączenia wpustowego.



Rys. 6.2. Rysunek wariatora ze zwiększoną średnicą podziałową połączeń sworzniowych [49]

Fig. 6.2. Increased diameter of bolt connection [49]

Konstrukcję ruchowego połączenia, w którym istotnie można zmniejszyć opory przesuwu tarczy koła pasowego wariatora po czopie wału, przedstawiono na rysunku 6.3.

Do porównawczego oszacowania oporów ruchu w poszczególnych rozwiązaniach konstrukcyjnych założono, że minimalna średnica położenia szerokiego pasa gumowego w stożkowym kole pasowym wynosi $D_{min}=1,2D_w$, natomiast stosunek średnic ekstremalnych wynosi zazwyczaj $D_{max}/D_{min}=3$.

W szacunkowej ocenie oporów ruchu w połączeniu uwzględniono jedynie działanie sił obwodowych, bez obciążenia w kierunku promieniowym.

W przypadku ruchowego połączenia piasty koła pasowego z czopem wału za pomocą jednego wpustu odległość między parą sił obwodowych jest w przybliżeniu równa promieniowi wału, tj. $e = D_w/2$. Przy dwóch zastosowanych wpustach odległość ta zwiększa się do wartości D_w . Dla przypadku z rysunku 6.2 średnica podziałowa sworzni przenoszących moment obrotowy wynosi w przybliżeniu $e \approx 1,75 D_w$. Natomiast dla przypadku z rysunku 6.3 odległość pomiędzy siłami działającymi w kierunku obwodowym wynosi $e \approx 3,6 D_w$.



Rys. 6.3. Sposób istotnego zwiększenia średnicy połączenia w wariatorze [76], gdzie:
1 - tarcza ruchowa wariatora, 2 - piasta tarczy, 3 - piasta z rowkiem wpustowym,
4 - wpust, 5 - wał z rowkiem wpustowym, 6 - tarcza, 7 - wał wariatora

Fig. 6.3. Methods of significant increase of connection diameter in a variator [76] where: 1 - movement target of variator, 2 - target hub, 3 - hub with a key groove, 4 - key, 5 - shaft with a key groove, 6 - target, 7 - variator shaft

Przy założeniu że poszczególne wyżej wymienione połączenia przenoszą taki sam moment obrotowy M_o , wartości sił obwodowych F_o oblicza się z zależności

$$F_o = M_o / e \tag{6.4}$$

gdzie: e jest ramieniem działania pary sił F_o .

Wartość oporu ruchu w połączeniu jest sumą sił tarcia, a w przypadkach wyżej opisanych, gdy z założenia moment obrotowy rozkłada się na parę sił działających w kierunku obwodowym, $\Sigma T=2T=2\mu F_o$.

Iloraz wartości oporów ruchu w połączeniu z jednym wpustem do połączenia z dwoma wpustami wynosi

$$\frac{2\mu \cdot \frac{2M_o}{D_w}}{2\mu \cdot \frac{M_o}{D}} = 2$$
(6.5)

Odpowiednio, iloraz wartości oporów ruchu w połączeniu z jednym wpustem do połączenia pokazanego na rysunku 6.2 wynosi 3,5, a iloraz wartości oporów ruchu w połączeniu z jednym wpustem do połączenia pokazanego na rysunku 6.3 wynosi 7,2. Oznacza to, że opory ruchu w rozwiązaniu konstrukcyjnym [76], a co pośrednio wynika z postaci geometrycznej (rys. 6.3), są około siedmiokrotnie mniejsze od ruchowego połączenia z jednym wpustem. Uwzględniając mniejsze siły obwodowe można stosować w tym przypadku wpust (poz. 4 na rysunku 6.3) z tworzywa o małym współczynniku tarcia, co jeszcze bardziej zmniejszy opory ruchu.

W rozwiązaniach konstrukcyjnych, w których istotnie zwiększono ramię działania pary sił w kierunku obwodowym, a przez to zmniejszono wartości tych sił przy przenoszeniu tego samego momentu skręcającego, można zastosować w połączeniach takie pary materiałowe, które charakteryzują się niskimi współczynnikami tarcia. Uwzględniając ten fakt oraz dobór odpowiedniego rozwiązania konstrukcyjnego, można założyć, że sumaryczne opory przesuwu tarczy koła pasowego w wariatorach mogą być zmniejszone o rząd wielkości w stosunku do powszechnie stosowanego ruchowego połączenia z jednym wpustem [58, 60, 102].

6.2. Ruchowe połączenia wpustowe

Znormalizowane ruchowe połączenie wpustowe pasowane jest na zasadzie stałego wałka. Wpust w rowku wałka pasowany jest na N9/h9, natomiast w rowku piasty na G9/h9 lub F9/h9. Pasowania te oraz pasowanie czopa wału w otworze piasty koła, a także odkształcenia pod wpływem obciążenia zewnętrznego powodują występowanie luzów w połączeniu. Negatywne zjawiska dotyczące tworzenia się rowków w kierunku obwodowym, przy pracy połączenia w jednym położeniu, próbuje się zneutralizować za pomocą powłok z tworzywa sztucznego na czopie wału (rys. 6.4a) [47]. Jak widać na rysunku, miękka warstwa tworzywa na czopie może w krótkim czasie zostać wytarta lub rozwalcowana. Powstają wtedy progi, które utrudnią przesuw wzdłużny piasty po czopie wału. Bardziej skuteczne jest rozwiązanie pokazane na rysunku 6.4b.



Rys. 6.4. Warstwa z tworzywa sztucznego: a - na czopie [47], b - w otworze piasty

Fig. 6.4. Plastic layer: a - at the pin [47], b - in the hub opening

Na rysunku 6.5a pokazano obciążenie przy znormalizowanym połączeniu wpustowym po zastosowaniu jednego wpustu, natomiast na rysunku 6.5b po zastosowaniu jednego wpustu wzdłużnie podzielonego.

Analiza sił tarcia w połączeniach czopa wału z piastą koła ...



Rys. 6.5. Obciążenie czopa: a - ruchowe znormalizowane połączenie wpustowe, b - połączenie z wpustem wzdłużnie podzielonym

Fig. 6.5. Pin load: a - mobile normalized key connection, b - connection with a key divided alongside



Rys. 6.6. Połączenie z wpustem wzdłużnie podzielonym [90]: a - prostokątnym, gdzie:
1 - część wpustu w rowku czopa wału, 2 - część wpustu w rowku piasty, 3 - wkładka z tworzywa sztucznego, 4 - wał, 5 - piasta, b - wpust o przekroju półkołowym, gdzie:
1 - część wpustu w rowku wału jest o przekroju półkołowym, 4 - czop wału

Fig. 6.6. Connection with a key divided alongside [90]: a - rectangular, where: 1 - part of pivot shaft key groove, 2 - part of key groove in hub, 3 - artificial insert, 4 - shaft, 5 - hub, b - key with a semicircular cut where: 1 - part of key in shaft groove has semicircular cut, 4 - shaft pivot







Fig. 6.7. Load of mobile key connection adopted for calculations and example of pressures [91, 122]

Obliczenia wytrzymałościowe ruchowych połączeń wpustowych polegają na sprawdzeniu wartości dopuszczalnych nacisków pomiędzy wpustem i ścianką rowka wpustowego w piaście, w rowku, w którym następuje poślizg. Przyjmowane z literatury [60] wartości nacisków dopuszczalnych w ruchowych połączeniach wpustowych są o rząd wielkości mniejsze od wartości nacisków dopuszczalnych dla połączeń spoczynkowych, co znacznie ogranicza możliwości stosowania ruchowych połączeń wpustowych. Z tego też względu stosowane bywają droższe, ze względu na koszt wykonania, ruchowe połączenia wielowypustowe lub wieloboczne.

Wpust wzdłużnie podzielony (rys. 6.6) składa się z dwóch pryzmatycznych prętów o stałych przekrojach na całej długości [90]. Płaszczyzna styku tych prętów jest pochylona w stosunku do promieniowej osi wpustu pod kątem β . Wpust przeznaczony jest do jednokierunkowego przenoszenia momentu obrotowego. Na rysunku 6.8 pokazano obciążenie tej części wpustu, która współpracuje ze ściankami rowka w piaście.

W połączeniu z wpustem wzdłużnie podzielonym oscylacyjny przesuw wzdłużny realizowany jest pomiędzy stykającymi się powierzchniami dwóch części wpustu, w płaszczyźnie jego podziału [87, 91]. Ocenę oporów przesuwu w połączeniach z wpustem znormalizowanym [156] i z wpustem wzdłużnie podzielonym [89, 98], przy obciążeniu połączeń momentem obrotowym, można przeprowadzić na podstawie rysunków 6.5a, 6.6, 6.7 i 6.8.

Analiza sił tarcia w połączeniach czopa wału z piastą koła ...



Rys. 6.8. Obciążenie części wpustu wzdłużnie podzielonego: a - prostokątnego w rowku piasty, b - półokrągłego w rowku czopa

Fig. 6.8. Load of part of key joint: a - perpendicular in hub splineway, b - half circular in shaft neck splineway

W połączeniu z jednym znormalizowanym wpustem (rys. 6.5a, 6.7) na opory przesuwu w kierunku osiowym składają się dwie, działające w kierunku wzdłużnym - przy przesuwie koła po czopie wału, siły tarcia: T_{az} - w wyniku działania siły F_{u2} na wpust i takiej samej co do wartości reakcji wału na powierzchnię otworu piasty, $T_{az}=2\mu F_{u2}$.

Z geometrii przekroju poprzecznego znormalizowanego wpustu i z przenoszonego momentu obrotowego wynika, że wartość siły $F_{u2} = M_o /(d/2 + h/6)$. Wtedy wartość siły tarcia przy względnym przesuwie pod obciążeniem obliczyć można z zależności:

$$T_{ax} = \frac{12 \cdot \mu \cdot M_o}{3 \cdot d + h} \tag{6.6}$$

gdzie: Taz - siła tarcia wzdłużnego w połączeniu z jednym znormalizowanym wpustem,

- μ współczynnik tarcia,
- M_{0} moment obrotowy,
- d średnica czopa wału,
- h wysokość wpustu.

W przypadku ruchowego połączenia z wpustem wzdłużnie podzielonym (rys. 6.8a) całkowita siła tarcia przy przesuwie w kierunku osiowym składa się z siły tarcia na powierzchni podziału wpustu oraz z siły tarcia pomiędzy wałem i otworem piasty.

Ze względu na dwukrotnie mniejsze naciski (dwukrotnie większa powierzchnia nacisku) na powierzchni roboczej istnieje możliwość zastosowania różnych materiałów na poszczególne części wpustu podzielonego. Jedna część wpustu, w rowku piasty, może być wykonana np. z poliamidu. Stąd w zależności (6.7) na obliczanie wartości oporów przesuwu wzdłużnego uwzględniono różne współczynniki tarcia: $T_{ap} = F_N \cdot (\mu_N + \mu)$, gdzie $F_N = F_{u2} / \cos \beta$. Jeżeli uwzględni się wartość F_{u2} , to dla połączenia z wpustem wzdłużnie podzielonym otrzymuje się zależność do obliczania całkowitych sił tarcia przy przesuwie oscylacyjnym w kierunku osiowym:

$$T_{ap} = \frac{8M_o(\mu_N + \mu)}{(4d+h)\cos\beta}$$
(6.7)

gdzie: μ_N - współczynnik tarcia pomiędzy dwoma częściami wpustu,

 β - kąt pochylenia płaszczyzny podziału wpustu.

Jak wynika z zależności (6.6) i (6.7), dla podobnego obciążenia i materiałów par ciernych siły tarcia przy oscylacyjnym przesuwie z wpustem podzielonym są nieco wyższe niż w połączeniu z wpustem znormalizowanym. Wynika to z pochylenia płaszczyzny podziału wpustu, na którym występuje przesuw wzdłużny. W przypadku zastosowania połączenia z wpustem podzielonym jako połączenia przesuwnego kąt pochylenia powinien być jedynie na tyle duży, aby zapewnić względne przesunięcie się dwóch części wpustu w kierunku promieniowym pod wpływem obciążenia ($\beta \ge \beta_{min} \approx 18^{\circ}$).

Wskaźnik sił tarcia w połączeniu z wpustem podzielonym w stosunku do wpustu znormalizowanego wynosi:

$$K_{t} = \frac{F_{ap}}{F_{ar}} = \frac{2(\mu_{N} + \mu) \cdot (3d + h)}{3\mu \cdot \cos\beta \cdot (4d - h)}$$
(6.8)

Jeżeli część wpustu w rowku piasty będzie wykonana z tworzywa sztucznego o niższym współczynniku tarcia w płaszczyźnie podziału μ_N , wtedy siły tarcia przy przesuwie będą mniejsze i mogą być niższe od oporów w połączeniu z wpustem znormalizowanym.

W przypadku wpustu wzdłużnie podzielonego można część wpustu powlec lub wprost wykonać np. z poliamidu, ponieważ naciski na powierzchni przesuwu są dwukrotnie mniejsze niż w połączeniu z wpustem znormalizowanym.

W połączeniu ruchowym długość wpustu jest sumą długości piasty i długości założonego największego skoku przesuwu. Zazwyczaj zakłada się, że istnieje kontakt wpustu na całej długości piasty, a naciski rozkładają się równomiernie na powierzchni styku. Stąd wartość nacisków jednostkowych zapisuje się w postaci

$$p_{z} = \frac{F_{u2}}{l_{p} \frac{h}{2}} \le p_{dop}$$
(6.9)

Po podstawieniu otrzymuje się zależność do obliczania nacisków jednostkowych w ruchowym połączeniu z wpustem o przekroju znormalizowanym

$$p_z = \frac{12M_o}{l_p \cdot h \cdot (3d+h)} \le p_{dop} \tag{6.10}$$

W przypadku ruchowego połączenia z wpustem wzdłużnie podzielonym opory ruchu na powierzchniach podziału są mniejsze od sumy sił tarcia między jedną częścią wpustu wzdłużnie podzielonego i ścianą boczną oraz dnem rowka wpustowego. Średnią wartość nacisków powierzchniowych w styku ruchowym oblicza się z zależności:

$$p_p = \frac{F_N}{l_p \frac{h}{\cos\beta}} \tag{6.11}$$

Po podstawieniu otrzymuje się zależność do obliczania nacisków jednostkowych na powierzchniach ruchowego styku

$$p_p = \frac{6 \cdot M_o}{l_p \cdot h \cdot (3d+h)} \tag{6.12}$$

Jak wynika z zależności (6.10) i (6.12), naciski jednostkowe na powierzchniach ruchowego styku są dwukrotnie mniejsze w połączeniu z wpustem wzdłużnie podzielonym. Wynika z tego, że powierzchnię styku tej części wpustu, która współpracuje z piastą, można pokryć warstwą materiału o mniejszym współczynniku tarcia przy współpracy ze stalą, lub wprost tę część wpustu wykonać można z takiego materiału, np. może to być poliamid.

W celu sprawdzenia odkształceń w ruchowych połączeniach wpustowych, z wpustem o znormalizowanym przekroju i z wpustem wzdłużnie podzielonym, przeprowadzono próby. Wykorzystano do tego celu urządzenie pokazane na rysunkach 6.10 i 6.11. Urządzenie to pozwala na porównanie wytrzymałości dwóch połączeń z różnymi wpustami, przy jednoczesnym obciążaniu tym samym momentem skręcającym.

Rysunek 6.9 przedstawia widok uniwersalnego urządzenia do obciążania prasą połączeń wpustowych i połączeń z elementami tocznymi w odpowiednio ukształtowanych rowkach, a wykonanych na czopie wału i w otworze piasty. Rysunek 6.10 pokazuje geometrię urządzenia oraz sposób obciążania za pośrednictwem dźwigni.

104



Rys. 6.9. Widok urządzenia do obciążania połączeń wał-piasta

Fig. 6.9. Device to load shaft-hub connections



Rys. 6.10. Geometria uniwersalnego urządzenia do obciążania połączeń

Fig. 6.10. Geometric characteristic of a device to load the connections

Do wykonania wpustów użyto trzech różnych materiałów, a mianowicie duralu bezcynkowego o symbolu PA6N, następnie poliamidu o symbolu PA6 oraz stali St5.

Możliwe więc było kojarzenie tych materiałów w przypadku wpustu wzdłużnie podzielonego. Rysunek 6.11 przedstawia wpusty jedne o znormalizowanym przekroju, a drugie wzdłużnie podzielone.

Analiza sił tarcia w połączeniach czopa wału z piastą koła ...



Rys. 6.11. Wpusty o znormalizowanym przekroju (a, b) i wpusty wzdłużnie podzielone (c, d, e)

Fig. 6.11. Keys with standardized (a, b) cross section and keys divided alongside (c, d, e)

Wpusty wykonane z PA6N – znormalizowany i wzdłużnie podzielony, obciążono momentem skręcającym o wartości M_s =2190 Nm, przy czym długości całkowite wpustów wynosiły ok. 50 mm, a długości wpustów w kontakcie z rowkiem w piaście ok. 45 mm. Widoczne po obciążaniu wgniecenia na ścianach bocznych wpustów znormalizowanych wykazują, że naciski nie były równomierne, a na wpuście wzdłużnie podzielonym są one wyrównane. Kształt typowych wgnieceń pokazano na rysunku 6.12.



- Rys. 6.12. Kształt wgnieceń na wpustach po obciążaniu: a o znormalizowanym przekroju, b - na wpuście wzdłużnie podzielonym
- Fig. 6.12. Shape of indentations at the key: a with standardised cross section, b - at the key divided alongside after load

106

Analiza sił tarcia w połączeniach czopa wału z piastą koła ...

Przeprowadzona analiza sił tarcia, tj. oporów ruchu, nacisków powierzchniowych, oraz wstępne próby obciążania ruchowych połączeń wpustowych pozwalają wnioskować, że:

- W połączeniu ruchowym wału z piastą można zastosować połączenie kształtowe z wpustem wzdłużnie podzielonym, które charakteryzuje się nieco większymi oporami przesuwu, natomiast w stosunku do wpustu o znormalizowanym przekroju dwukrotnie mniejszymi naciskami na powierzchniach poślizgu.
- W połączeniu ruchowym wpust wzdłużnie podzielony może być wykonany z dwóch materiałów o różnych własnościach, takich np. że tworzą parę cierną o niskim współczynniku tarcia lub też parę o niskim zużyciu, przy czym materiał o większej wytrzymałości na ściskanie i ścinanie współpracuje z wałem, natomiast materiał o niższej wytrzymałości, np. poliamid, ułożony jest w rowku wpustowym piasty.
- Rozkład nacisków powierzchniowych między elementami wpustu wzdłużnie podzielonego można wyrównywać przez odpowiedni dobór pochylenia płaszczyzny podziału wpustu [91, 95].

6.3. Ruchowe połączenie wał-piasta z elementami tocznymi

Rozwiązania konstrukcyjne ruchowych połączeń, które przenoszą obciążenia w kierunku obwodowym (moment obrotowy) i w kierunku promieniowym (siły poprzeczne w stosunku do osi głównej), przy jednoczesnej możliwości wykonywania oscylacyjnych ruchów wzdłużnych, mogą być realizowane także za pomocą elementów tocznych. Połączenia te mogą być wzdłużnie dzielone, co ułatwi ich montaż, np. w części środkowej długiego wału, bez konieczności jego demontażu z urządzenia.

Istnieją rozwiązania konstrukcyjne urządzeń, w których tarcie ślizgowe zastąpiono tarciem tocznym. W maszynach, w których istnieje potrzeba stosowania połączeń przesuwnych o dużym skoku s \geq d, możliwe jest zastosowanie prowadnika liniowego, pokazanego na rysunku 6.13. Dla bezstopniowej przekładni pasowej stosowanie prowadnika liniowego byłoby nieracjonalne ze względu na duży koszt oraz trudności adaptacji i zabudowy prowadnika.

Z tych względów, do zastąpienia tarcia ślizgowego tarciem tocznym w tych urządzeniach, w których występują oscylacyjne o małych długościach względne przesuwy w połączeniu, można zastosować połączenia ruchowe do przenoszenia obciążeń obwodowych. Połączenia ruchowe czopa wału z piastą koła powinny mieć możliwość wykonywania niewielkich ruchów wzdłużnych o skoku $0 \le s \le d$. Zadanie to spełnić mogą ruchowe połączenia z elementami tocznymi do przenoszenia obciążeń obwodowych i promieniowych.

Konstrukcję ruchowego połączenia do przenoszenia momentu obrotowego można łatwo dopasować do określonego zadania. Pokazane na rysunkach 6.14a,b oraz 6.15 przykłady rozwiązań konstrukcyjnych połączeń do przenoszenia momentu obrotowego wykazują się elastycznością w możliwościach kształtowania postaci konstrukcyjnej. Elementami tocznymi mogą być kulki, wałeczki lub też elementy toczne specjalnego kształtu [79, 80, 81, 89].





Rys. 6.13. Prowadniki liniowe firmy THK: a - w widoku, b - w przekroju [46] Fig. 6.13. Linear guide produced by the THK company: a - general view, b - cross section [46]

108



- Rys. 6.14. Pośredniczące połączenia ruchowe do przenoszenia momentu obrotowego: a - z kulkami, b - z wałeczkami
- Fig. 6.14. Intermediating mobile connections to transfer the torque: a - with balls, b - with rollers



- Rys. 6.15. Wersje ruchowego połączenia czopa wału z piastą koła, gdzie: 1 elementy toczne do przenoszenia momentu obrotowego, 2, 6, 8 - przenoszące obciążenia w kierunku promieniowym
- Fig. 6.15. Various motion versions of shaft pin connections with wheel hub, where: 1 rolling elements to transfer rotary moment, 2, 6, 8 transferring the loads in a radiant direction and torque

Analiza sił tarcia w połączeniach czopa wału z piastą koła ...



Rys. 6.16. Pośredniczące połączenie ruchowe z wałeczkami

Fig. 6.16. Intermediating mobile connection with rollers

Na rysunku 6.15 pokazano przesuwne połączenie czop wału-piasta koła z elementami tocznymi i wpustem (poz. 4). Na brzegach piasty, na części długości otworu, wytoczona jest przestrzeń na elementy toczne (poz. 2, 6, 8), których zadaniem jest przenoszenie obciążeń w kierunku promieniowym. Pozwala to na wykonanie bardzo luźnego pasowania czopa w otworze piasty. Część momentu obrotowego przenoszą elementy toczne (wałeczki – poz. 1), a po stronie silniej obciążonej wspomaga je wpust (poz. 4).

Na rysunku 6.16 pokazano pośredniczące połączenie ruchowe, w którym elementami tocznymi są wałeczki, a osie główne wałeczków mogą mieć kierunek styczny (poz. 3) oraz kierunek promieniowy (poz. 4). Jedne przenoszą obciążenia promieniowe, a drugie obciążenia obwodowe.

Elementy toczne umieszczone są w dopasowanych rowkach (poz. 5 i 6), np. w znormalizowanych rowkach wpustowych, wykonanych w kierunku wzdłużnym (poosiowym) w pierścieniach pośredniczącego połączenia (poz. 1 i 2).

Rowki (poz. 6) w pierścieniu zewnętrznym są odpowiednio zabezpieczone przed wypadaniem elementów tocznych. Długości rowków i suma średnic elementów tocznych decydują o największym względnym przesuwie: $s = 2 (l_r - \sum d_l)$, gdzie: l_r - długość rowka w pierścieniu, $\sum d_l$ - suma średnic elementów tocznych w rowku.

Pierścienie pośredniczącego połączenia mogą być połączone z czopem i piastą za pomocą wpustów.

6.4. Wzdłużnie dzielone ruchowe połączenie pośredniczące

W niektórych rozwiązaniach konstrukcyjnych ruchowe połączenie pośredniczące do przenoszenia momentu obrotowego może być osadzone w części środkowej długiego wału. Wymiana ruchowego połączenia pośredniczącego jest wtedy utrudniona. W celu ułatwienia montażu lub wymiany zastosować można połączenie wzdłużnie dzielone. Przykład rozwiązania konstrukcyjnego dzielonego połączenia pośredniczącego do przenoszenia momentu obrotowego pokazano na rysunku 6.18.

Ruchowe połączenie pośredniczące do przenoszenia momentu obrotowego, które jest wzdłużnie dzielone, posiada tę zaletę, że może być zamontowane w dowolnym miejscu na długości wału, bez konieczności przesuwania go od końca wału do miejsca zamontowania

110

Analiza sił tarcia w połączeniach czopa wału z piastą koła ...

na czopie. Może być także zamontowane w części środkowej wału na średnicy mniejszej od średnic na końcach wału, a także wykazuje się tą zaletą, że w niektórych przypadkach można je wymienić bez demontażu wału i koła z maszyny.

Takie połączenie pośredniczące posiada wzdłużnie dzielone pierścienie zewnętrzne (poz. 1) i wewnętrzne (poz. 2).

Połączenie posiada także elementy zabezpieczające (poz. 4; 5) przed względnym wzdłużnym przesuwaniem się części pierścienia (tulei) w zamontowanym połączeniu oraz zabezpieczające przed wypadaniem elementów tocznych ze wzdłużnych rowków. Elementami zabezpieczającymi mogą być osadcze pierścienie rozpreżne.



Rys. 6.17. Ruchowe połączenie pośredniczące wzdłużnie dzielone

Fig. 6.17. Mobile intermediating connection divided alongside

Z pokazanych przykładowych rozwiązań konstrukcyjnych wynika, że ruchowe połączenie pośredniczące do przenoszenia momentu obrotowego ze względnym liniowym i oscylacyjnym ruchem pierścieni w kierunku wzdłużnym można łatwo ukształtować do określonego zadania. Zamiana tarcia poślizgowego w kierunku wzdłużnym w połączeniach kształtowych na tarcie toczne może być argumentem za stosowaniem tej grupy tocznych pośredniczących połączeń ruchowych.

6.5. Połączenia wieloboczne czopa wału z piastą koła o zmniejszonych oporach oscylacyjnego ruchu wzdłużnego

W maszynach i urządzeniach używanych w przemyśle węglowym do przenoszenia dużych momentów obrotowych (wały wyjściowe przekładni zębatych) zazwyczaj stosowane są połączenia wielowypustowe.

Połączenia te są połączeniami stosunkowo drogimi, a ich trwałość w warunkach środowiska kopalnianego nie zawsze jest zadowalająca. Wpływ na mniejszą od oczekiwań trwałość mogą mieć czynniki związane z dokładnością montażu (brak dostatecznej osiowości) i odkształcenia powodujące występowanie przesunięcia osi. Czynniki te powodują nieznaczne przemieszczenia w połączeniu, co przy znacznych obciążeniach wywołuje korozję frettingową [67, 68, 77, 120, 121]. Do wywołania początków korozji frettingowej w warunkach laboratoryjnych wystarcza zaledwie kilka tysięcy cykli zmiennego obciążenia [64, 74]. W przypadku typowego przenośnika zgrzebłowego tę liczbę cykli, związaną z prędkością obrotów, uzyskuje się już po kilku godzinach pracy.

Z powyższych powodów w przypadku przenoszenia dużych momentów obrotowych w maszynach stosowane bywają kształtowe połączenia wieloboczne [122, 155]. Połączenia wieloboczne oceniane są pozytywnie ze względu na małe naciski powierzchniowe pomiędzy współpracującymi elementami, co ma korzystny wpływ na niezawodność ich pracy. Z badań elastooptycznych wynika, że w przypadku połączeń ruchowych tak nie jest.

Boki na czopie wału w połączeniach wielobocznych wykonuje się z powierzchniami płaskimi lub wypukłymi (rys. 6.18). Wskutek takiego ukształtowania powierzchni roboczych rozkład obciążeń w wyniku działania momentu obrotowego na powierzchniach styku jest niekorzystny dla połączeń ruchowych. Siły skupione działające na wał mają określony kierunek, który decyduje o wielkości ramienia działania pary sił. W przypadku zastosowania boków wypukłych na wale ramię działania sił ulega istotnemu zmniejszeniu [88]. Stąd wartość sił skupionych przy przenoszeniu określonego momentu obrotowego musi się zwiększyć. Zwiększone wartości sił skupionych pomiędzy powierzchniami roboczymi wału i otworu piasty (rys. 6.19) powodują zwiększenie sił tarcia na poszczególnych powierzchniach połączenia w kierunku wzdłużnym. Suma zwiększonych sił tarcia zwiększa opory przesuwu wzdłużnego w połączeniu wielobocznym obciążonym momentem obrotowym.

Stosowane w praktyce postacie konstrukcyjne ruchowych połączeń czworobocznych pokazano na rysunku 6.18, na którym, po przyjęciu przykładowych założeń dotyczących obciążeń wynikających z pasowania, zaznaczono położenia sił skupionych od nacisków czopa wału na powierzchnie otworu w piaście koła. Do obliczeń porównawczych przyjęto, że czworoboki połączeń wpisane są w okrąg o promieniu czopa *r*.



Rys. 6.18. Obciążenie czopa w połączeniu czworobocznym: a - czop z płaskimi bokami, b - czop z bokami wypukłymi

Fig. 6.18. Pin load in four-sided connection: a - pin with flat sides, b - pin with convex sides

112

Wartość skupionej siły docisku obliczyć można z zależności

$$=\frac{M_e}{2e} \tag{6.13}$$

gdzie: M_o - moment obrotowy,

e - ramię działania pary sił.



Rys. 6.19. Obraz izochrom w połączeniu o wypukłych bokach czopa wału [122]Fig. 6.19. Stresses in connection with convex sides shaft pin [122]

Wartość oporu przesuwu wzdłużnego T_{cp} w połączeniu czworobocznym obliczyć można z zależności:

$$T_{cp} = 4\mu F_o = 2\frac{\mu}{\rho}M_o \tag{6.14}$$

gdzie μ jest statycznym współczynnikiem tarcia.

Dla połączenia o przekroju kwadratowym, tj. z płaskimi bokami czopa, i założonym rozkładzie obciążenia jak na rysunku 6.19a ramię działania pary sił F_o wynosi:

$$e = \frac{4r}{3\sqrt{2}} \tag{6.15}$$

Po podstawieniu (6.15) do (6.14) uzyskuje się wartość oporu przesuwu wzdłużnego dla połączenia czworobocznego z płaskimi bokami

$$T_{cp} = \frac{2.1}{r} \mu M_o$$
 (6.16)

gdzie wartość 2,1 jest wskaźnikiem krotności K zwiększenia oporów przesuwu wzdłużnego danego połączenia w stosunku do oporów w połączeniu z dwoma wpustami, w którym K = 1, a w połączeniu z jednym wpustem K = 2.

Analiza sił tarcia w połączeniach czopa wału z piastą koła ...

W przypadku czworoboku z wypukłymi bokami czopa, jak w przykładzie na rysunku 6.18b, zmniejsza się odległość pomiędzy parami sił obwodowych, dlatego muszą się zwiększyć wartości sił normalnych oraz sił tarcia i oporów przesuwu pomiędzy współpracującymi pod obciążeniem powierzchniami czopa wału i otworu w piaście koła pasowego. Z rysunku wynika, że odległości pomiędzy siłami zmniejszyły się ponad dwukrotnie, stąd opory przesuwu wzdłużnego zwiększą się także ponad dwukrotnie w stosunku do połączenia z bokami płaskimi; wtedy $K \ge 4$.

Na rysunku 6.20 pokazano przykładowe połączenie czworoboczne w postaci konstrukcyjnej charakteryzującej się tym, że powierzchnia czopa wału w strefie styku z powierzchnią otworu piasty jest wklęsła. To powoduje, że kierunek sił skupionych zmienia się na bardziej korzystny, tworząc większe ramię. Zwiększone ramię działania sił powoduje, że do przeniesienia przez połączenie określonego momentu obrotowego wartość tych sił jest mniejsza, a więc wartości sił tarcia przy przesuwie są mniejsze.



Rys. 6.20. Obciążenie połączenia czworobocznego z wklęsłymi bokami na czopie wału

Fig. 6.20. Load of four-sided connection with concave sides at shaft pin

Z przykładu postaci geometrycznej połączenia pokazanego na rysunku 6.20 wynika, że ramię działania sił F_o wynosi w przybliżeniu $e \approx 1,3 r$. Stąd wartość oporów przesuwu wzdłużnego w połączeniu wyznaczyć można z zależności:

$$T_{cw} = \frac{1.5}{r} \mu M_o$$
(6.17)

Jak wynika z zależności (6.17), wskaźnik krotności zwiększenia oporów przesuwu, w stosunku do połączenia wpustowego, w przypadku połączenia czworobocznego z wklęsłymi bokami czopa wynosi $K \approx 1.5$.

Przykłady założonego położenia i kierunki sił skupionych w sześciobocznych ruchowych połączeniach czopa wału z piastą stożkowej tarczy koła pasowego wariatora pokazano na rysunku 6.21.



- Rys. 6.21. Położenie i kierunek sił skupionych od docisku czopa na piastę w ruchowym połączeniu sześciobocznym: a - w połączeniu o płaskich bokach [155], b - obciążenie w połączeniu o wklęsłych bokach czopa wału [89]
- Fig. 6.21. Location and direction of forces centred from the pressure exerted by the pin on the hub in a mobile six-sided connection: a in a connection with flat sides [155], b load in a connection with concave side shaft pin [89]

W przypadku płaskich boków w połączeniu sześciobocznym i przy założeniu przykładowego obciążenia jak na rysunku 6.21a wartość siły F_o wynikającej z działania momentu obrotowego wynosi:

$$F_o = \frac{M_o}{2r} \tag{6.18}$$

co wynika z zależności $M_o = 3 F_o \cdot e$, przy czym $e = r \cdot 2/3$. Stąd sumaryczny opór ruchu wzdłużnego w połączeniu, przy sześciu siłach F_o wynosi:

$$T_{sp} = \frac{3}{r} \mu \cdot M_{\phi} \tag{6.19}$$

W analizowanym przykładzie z rysunku 6.21b czop o przekroju ośmiokątnym ma boki wklęsłe. Z założonego rozkładu obciążenia wynika, że ramię działania par sił jest w przybliżeniu równe promieniowi okręgu, w który wpisany jest sześciokąt czopa. Stąd sumaryczny opór ruchu wzdłużnego T_{sw} w połączeniu z bokami wklęsłymi na czopie wyniesie:

Analiza sił tarcia w połączeniach czopa wału z piastą koła ...

$$T_{sw} = \frac{2}{r} \mu \cdot M_o \tag{6.20}$$

Jak wynika z szacunkowej analizy oporów ruchu w połączeniach wielobocznych, ich wartości są niższe w połączeniach z wklęsłymi bokami na czopach wałów od czopów z bokami połączenia o dużej trwałości lub jeszcze mniejszych oporach ruchu wzdłużnego, można stosować postać geometryczną połączenia kształtowego pokazaną na rysunku 6.22. W tym rozwiązaniu konstrukcyjnym na bokach wypustów czopa zastosowane mogą być nakładki ze stali odpornej na zużycie ścierne w celu zwiększenia trwałości połączenia lub też nakładki z tworzyw sztucznych dla zmniejszenia współczynnika tarcia.



Rys. 6.22. Połączenie z nakładkami na powierzchniach bocznych wypustów [64]

Fig. 6.22. Connection with inserts at the side surface of the keys [64]

W przypadku geometrii ruchowego połączenia czopa wału z piastą koła z nakładkami na powierzchniach bocznych wypustów (rys. 6.22) odległość między parami sił obwodowych wynosi ok. 2r-0.6r=1.4r, a wtedy wartość siły obwodowej wyniesie:

$$F_o = \frac{M_o}{2.8 \cdot r} \tag{6.21}$$

Opór ruchu w połączeniu T_n wyznaczyć można z zależności

$$T_n = 4F_o\mu \approx \frac{1.43}{r}\mu M_o \tag{6.22}$$

116

Analiza sił tarcia w połączeniach czopa wału z piastą koła ...

W mechanicznych bezstopniowych przekładniach pasowych (wariatorach) istotną rolę odgrywają opory przesuwu w ruchowych połączeniach wału z piastą, ponieważ mają one bezpośredni wpływ na wiele elementów konstrukcji, takich jak sprężyna, mechanizm regulacji przełożenia, a także wpływ na wartość naprężeń w szerokim pasie i na wartość przenoszonego momentu obrotowego.

Zmniejszenie oporów przesuwu w kształtowych połączeniach wielobocznych czopa wału z piastą tarczy koła pasowego jest możliwe poprzez:

- zmniejszenie wartości sił od momentu obrotowego w połączeniu, gdyż zmniejszają się wtedy wartości sił tarcia, a uzyskać to można przez zwiększenie ramienia działania par sił w kierunku obwodowym przy określonej wartości przenoszonego momentu obrotowego. W przypadku ruchowych połączeń wielobocznych można do tego celu zastosować wklęsłe boki czopa wału i odpowiednio dopasowane boki w otworze piasty,
- zmniejszenie współczynnika tarcia, co uzyskać można przez dobór odpowiednich materiałów. W połączeniu o postaci geometrycznej jak na rysunku 6.22 zastosować można wkładki wymienne z tworzyw sztucznych, które przy współpracy z materiałem piasty koła wykazują się mniejszym współczynnikiem tarcia.

Tym niemniej praktyczne zastosowanie nowych geometrii w połączeniach wielobocznych może być wprowadzone po przeprowadzeniu badań stanowiskowych [95] związanych z oporami ruchu i trwałością połączeń.

Sytuacja górnictwa węglowego wymaga tego, aby projektowane mechanizmy w systemach maszynowych miały zwiększoną niezawodność działania. Niezawodność układu jest funkcją jego elementów składowych, ponieważ czynniki powodujące niesprawność elementów są z zasady przypadkowe.

W węzłach tego samego typu, z tych samych materiałów konstrukcyjnych, pod wpływem zróżnicowanych wymuszeń o charakterze dynamicznym [132] mogą zachodzić różnorodne zjawiska, prowadzące do zasadniczego zróżnicowania skutków zużycia [135, 136]. Procesy fizykochemiczne (także i wytrzymałościowe), a szczególnie nieznane reguły interakcji, właściwości materiałowych i czynników zewnętrznych, wymagają jeszcze wielu badań [134, 137].

6.6. Zużycie frettingowe w ruchowych połączeniach czopa z piastą koła

W ruchowych połączeniach wału z piastą stosowane są pasowania luźne. Luzy te mogą być przyczyną występowania niekorzystnych zjawisk, takich jak poślizgi pomiędzy obciążonymi współpracującymi elementami połączenia. Dla pasowania luźnego, np. dla średniego pasowania normalnego H8/e8 i nominalnej średnicy 50 do 80 mm, odchyłki wymiarowe wynoszą odpowiednio: dla otworów normalnych od 0 do +46 µm oraz wałków -60 i -106 µm. Stąd luzy promieniowe przy takim pasowaniu mogą się zawierać w granicach od l_p = 60 do l_p = 152 µm. Po obciążeniu połączenia w kierunku promieniowym wystąpi odkształcenie i powstanie luz całkowity będący sumą luzu od odchyłek i luzu powstałego w wyniku odkształcenia $l_c = l_p + l_q$.

Nierównomierne obciążenie w postaci działania momentu zginającego i sił w kierunku promieniowym na długości połączenia powoduje przecinanie się głównych osi geometrycznych czopa i otworu (skośne osie), a to skutkuje działaniem efektu krawędziowego na brzegach otworu (rys. 6.23).



Rys. 6.23. Obciążone połączenie z luźnym pasowaniem

Fig. 6.23. Loaded connection with loose matching

W przypadku ruchu obrotowego czopa wału z piastą koła lub także ruchu wahadłowego sworznia w obejmie w kierunku obwodowym połączenia wystąpi między wałkiem i brzegiem otworu względny ruch oscylacyjny o skoku δ . Wartości amplitudy tego poślizgu w kierunku wzdłużnym, tworzącej wału po krawędzi otworu piasty, wyznaczyć można na podstawie rysunku 6.23. Zakładając, że istnieje styk pomiędzy brzegiem otworu i wałkiem na połowie odwodu ($2\varphi = 180^{\circ}$) oraz wykorzystując podobieństwo trójkątów zapisać można

$$\frac{\delta}{\frac{d}{2}} \approx \frac{l_p + l_q}{l} \tag{6.23}$$

gdzie: δ - skok ruchu względnego w przypadku styku wałka i otworu na połowie obwodu, d - średnica nominalna wałka i otworu,

 l_p - luz geometryczny wynikający z pasowania,

 l_a - luz dodatkowy powstały w wyniku odkształceń powierzchniowych,

l - długość połączenia.

Stąd największa amplituda ruchu oscylacyjnego wynosić może

$$\delta_{\max} = d \cdot \frac{l_p + l_q}{2l} \tag{6.24}$$

118

Analiza sił tarcia w połączeniach czopa wału z piastą koła ...

W zależności od pasowania w połączeniu styk obwodowy zawiera się zazwyczaj w zakresie kąta $2\varphi < 180^\circ$, dlatego amplituda poślizgu będzie odpowiednio mniejsza.

Jeżeli styk pomiędzy brzegiem otworu i wałkiem jest mniejszy od połowy obwodu, to z rysunku 6.23 wyznaczyć można, w zależności od kąta wierzchołkowego styku 2φ , amplitudę względnego ruchu oscylacyjnego δ_{φ}

$$\delta_{\varphi} \approx \frac{d}{2l} \cdot (l_p + l_q)(1 - \cos \varphi) \tag{6.25}$$

Przykładowe wartości amplitudy ruchu oscylacyjnego dla ww. wymiarów pasowania H8/e8 oraz przy średnicy i długości połączenia d=52 mm, l = 50 mm w zakresie kątów wierzchołkowych $2\varphi = 30^{\circ} \div 120^{\circ}$ i przy założonym odkształceniu $l_q = 30 \div 50 \mu \text{m}$, wynoszą $\delta_{\varphi} = 1,5 \div 38 \mu \text{m}$. Obliczony zakres amplitudy ruchu mieści się w danych przedstawionych w literaturze, a dotyczących zużycia frettingowego. Wynika z tego, że w obciążonym połączeniu wystąpi korozja frettingowa, a na zmęczenie frettingowe będzie narażony w szczególności czop wału [58, 59, 174, 175].

Przykład zniszczenia zmęczeniowego połączenia wielobocznego, w tym przypadku czopa wału czworobocznego, które zostało zainicjowane przez korozję frettingową, przedstawia rysunek 6.24.



- Rys. 6.24. Zainicjowane korozją frettingową pęknięcie wału w połączeniu wielobocznym o geometrii P4C wg DIN 32712 [16, 33]
- Fig. 6.24. Shaft cracking initiated by fretting corrosion in multi-sided connection of P4C geometrical characteristic according to DIN 32712 [16, 33]

Opisane w pracy [191] badania wykazały, że przy frettingu występuje związek pomiędzy liczbą cykli zmian obciążenia i współczynnikiem tarcia. Ze wzrostem liczby cykli obciążenia wzrasta wartość współczynnika tarcia i przy $N=10^4$ współczynnik tarcia może wynosić nawet $\mu \approx 0.6$, co przedstawiono na rysunku 6.25.



Rys. 6.25. Wartości współczynnika tarcia w połączeniu w zależności od liczby cykli zmian obciażenia [191]

Fig. 6.25. Friction coefficient depending on the number of load changes cycles [191]

Dla ruchowych połączeń kształtowych, a takimi są połączenia stosowane m.in. w mechanicznych przekładniach bezstopniowych (rys. 6.23 i 6.24), niebezpieczne mogą być korozyjne zmiany powierzchniowe powstałe, jak wynika z rysunku 6.25, już po kilku tysiącach cykli obciążenia. Nagły wzrost współczynnika tarcia może być przyczyną utraty zdolności względnego ruchu wzdłużnego w połączeniu.

Na podstawie przeprowadzonej analizy ruchowych połączeń czopa wału z piastą koła nasuwaja się następujące uwagi:

- Tematyka związana ze zużyciem typu korozja frettingowa elementów maszyn jest istotna dla przemysłu górniczego. Dla połączeń ruchowych niebezpieczne mogą być już płytkie korozyjne zmiany powierzchniowe. Zmienia się wtedy współczynnik tarcia, a to może być przyczyną utraty zdolności względnego, oscylacyjnego ruchu w połączeniu.
- W ruchowych połączeniach wału z piastą stosowane są pasowania luźne. Luzy są przyczyną występowania poślizgów wzdłużnych (w kierunku osiowym) pomiędzy obciążonymi elementami połączenia. W przypadku ruchu obrotowego połączenia kształtowego zewnętrznie obciążonego między czopem wału i brzegiem otworu piasty wystąpi wzdłużny względny ruch oscylacyjny o skoku δ. Wartości amplitudy tego oscylacyjnego poślizgu wyznaczyć można z zależności (6.24). Jeśli obliczony poślizg mieści się w zakresie 1÷ 300 µm, to należy się spodziewać wystąpienia korozji frettingowej w połączeniu.

120

6.7. Możliwość badania połączeń wpustowych w maszynie tarciowej typu "Amsler"

Badania połączeń kształtowych można prowadzić na stanowisku laboratoryjnym w maszynie tarciowej typu "Amsler". Przykładowy efekt badań wstępnych w maszynie tarciowej na próbkach (rys. 6.27a) przedstawiono na rysunku 6.26.



Rys. 6.26. Obraz zużycia na pierścieniach zewnętrznych badanych próbek w maszynie Amslera

Fig. 6.26. Picture of examined samples usage on the outside rings in Amsler device

Przeprowadzone wstępne próby na ruchowych połączeniach kształtowych z kołkiem wzdłużnym (rys. 6.27a) potwierdzają możliwość prowadzenia badań, w których zmiennymi mogą być np.:

- rodzaj połączenia kształtowego,
- pasowanie połączenia kształtowego,
- obciążenie promieniowe,
- wielkość poślizgu w styku liniowym pierścieni zewnętrznych,
- prędkości obrotowe,
- rodzaj środka smarnego.

Współpracujące próbki dociskane są do siebie w kierunku promieniowym. Składają się one z dwóch pierścieni, zewnętrznego i wewnętrznego, które pasowane są ruchowo i połączone za pomocą wpustu lub innego połączenia kształtowego. W przypadku pasowania ruchowego istnieje różnica obwodów otworu w pierścieniu zewnętrznym i powierzchni zewnętrznej pierścienia wewnętrznego. Różnica ta przy połączeniu wpustowym powoduje poślizg o nieznacznym wymiarze. Poślizg ten oraz obciążenie zmienne odzerowo-tętniące powodują w krótkim czasie powstawanie korozji frettingowej.

Analiza sił tarcia w połączeniach czopa wału z piastą koła ...

Interesujące w tych badaniach jest to, że w styku próbek wypukłych naciski jednostkowe i poślizgi są zdecydowanie większe, a mimo to skutki zniszczeń powierzchni w styku pierścienia zewnętrznego z wewnętrznym są zdecydowanie większe.



Rys. 6.27. Badanie połączeń kształtowych w tribotesterze: a - badane próbki, b - próbki w maszynie, c - maszyna tarciowa typu "Amsler"

Fig. 6.27. Examining shape connections in tribotester: a - examined samples, b - samples in a device, c - friction device Amsler type

122

Ruch toczny

7. RUCH TOCZNY

Przed 40 wiekami egipski rytownik uwiecznił transport posągu o wadze ok. 60 ton (rys. 7.1). Z tego zapisu wynika, że posąg ciągnęło 172 ludzi. Przy założeniu że ówczesny człowiek był w stanie ciągnąć linę z siłą 400 N, wynika, że współczynnik tarcia między podstawą posągu i podłożem (piasek, kamień) wynosił ok. 0,115. Tak niski współczynnik tarcia, jak wynika z rysunku, uzyskano po zastosowaniu smarowania, człowiek na podeście transportowanego posągu wylewa "środek smarny", może oliwę, a może wodę. Oprócz tego, widać pod podestem elementy toczne, prawdopodobnie bele drewniane. Wynika z tego, że już wtedy wykorzystano zjawisko tarcia tocznego i smarowanie.



- Rys. 7.1. Obraz transportu posągu z wykorzystaniem zjawiska tarcia tocznego i smarowania wykonany przed 40 wiekami [37]
- Fig. 7.1. Picture of monument transport using rolling friction and lubrication made 40 ages ago [37]

Zjawisko tarcia jako pierwszy w sposób naukowy badał Leonardo da Vinci (1452÷1519). Udokumentował to licznymi szkicami i opisami. Autoportret mistrza i jeden ze szkiców pokazane są na rysunku 7.2.



Rys. 7.2. Leonardo da Vinci i jego szkice przedstawiające urządzenia do badania tarcia [32]

Fig. 7.2. Leonardo da Vinci and his drafts presenting machines for friction studies [32]

Szkic po prawej stronie na rysunku 7.2 przedstawia gruby blat stołu, w którym wykonana jest panewka łożyska ślizgowego, a czop wału (kloc drewniany) obciążony jest ciężarem własnym i obciążnikiem na cięgnie, np. w postaci naczynia z dolewaną do niego wodą. Ciężar obciążnika po uwzględnieniu promienia czopa pozwalał określić statyczny moment tarcia łożyska ślizgowego, które mogło pracować na sucho, mokro lub mogło być posmarowane tłuszczem. Na szkicu po lewej stronie przedstawione jest stanowisko do badania statycznego tarcia ślizgowego, przy czym do obciążania wykorzystano tarcie toczne, które zabezpieczał walec na skośnej części postumentu.

Na rysunku 7.3 pokazane są szkice wykonane przez Leonarda da Vinci, a przedstawiające łożyskowanie toczne kulkowe i stożkowe.



Rys. 7.3. Szkice Leonarda da Vinci przedstawiające łożyska toczne kulkowe i stożkowe [37]

Fig. 7.3. Leonardo da Vinci's drafts presenting rolling ball and bevel bearings [37]

W drugiej połowie XIX wieku Reynolds analizował opory ruchu toczącego się walca po powierzchni płaskiej, a dziesięć lat później Hertz podał metodę obliczania nacisków w tak zwanym styku skoncentrowanym [75].

Obecnie tarcie toczne spotykane jest w wielomiliardowych ilościach, związanych na przykład z łożyskami tocznymi i kołami pojazdów. Ta ilościowa skala występowania tarcia tocznego w technice powoduje, że intensywnie interesuje się nim nauka. Analizy teoretyczne i badania doświadczalne prowadzone są w jednostkach naukowo-badawczych, szkołach wyższych oraz laboratoriach koncernów związanych z produkcją łożysk tocznych, opon do pojazdów samochodowych, samolotów i rowerów.

Czyste toczenie jest pojęciem związanym w zasadzie z geometrią elementów i ich wymiarów. Przykładem takim może być np. ewolwenta, którą uzyskuje się przez obtaczanie się prostej bez poślizgu po okręgu.

W obiektach rzeczywistych ma się do czynienia z elementami układu, które posiadają masę i są obciążane siłami zewnętrznymi. Z tego powodu w styku dwóch elementów występuje nacisk, a on wymusza odkształcenia przy określonych cechach materiałowych współpracującej pary [74, 86]. Odkształcenia te przy ruchu tocznym powodują powstawanie poślizgów w styku ciał, a poślizgi są tarciem ślizgowym [94].

Zjawisko tarcia tocznego jest problemem bardzo złożonym i dotychczas nie jest całkowicie poznane i wyjaśnione. Analiza tego zjawiska pozwala stwierdzić, że głównymi czynnikami wpływającymi na opory tego ruchu są:

- postać geometryczna elementu tocznego i podłoża,
- wartość i położenie obciążenia zewnętrznego,
- cechy materiałów tworzących współpracującą parę oraz warstwa pośrednicząca,
- środowisko pracy i temperatura w styku pary ciernej.

Ruch toczny

Ruch toczny

7.1. Tarcie elementu tocznego po powierzchni płaskiej

Zagadnienie tarcia tocznego jest ciągle analizowane, jednak dotychczas nie uogólniono prawa, które pozwoliłoby określić siłę tarcia tocznego dla określonego przypadku. Problemy występują także w definicji współczynnika tarcia tocznego. Przyjęły się dwa sposoby definiowania współczynnika tarcia tocznego: pierwszy historycznie to f, które jest ramieniem działania momentu siły, powodującego ruch toczny. Współczynnik fma wymiar w cm. Drugim sposobem definiowania współczynnika tarcia tocznego jest μ_0 , który jest ilorazem f i promienia elementu tocznego, np. kuli R_k .

Obecnie wytwórnie łożysk tocznych podają zależności do obliczania oporów ruchu, zazwyczaj momentu tarcia w produkowanych przez siebie łożyskach, jak np. w łożyskach stożkowych [50, 52], łożyskach wielkogabarytowych (wieńcowych) [51].

Dla konstruktora często dotkliwy jest brak informacji o oporach ruchu tocznego pojedynczych elementów obtaczających się po powierzchniach, np. płaskich.

Kopię obrazu sprzed sześćdziesięciu lat wg pracy [22] wyjaśniającego zasadę działania tarcia tocznego pokazano na rysunku 7.4. Na wartość momentu tarcia tocznego, oprócz materiałów koła i szyny, wpływa obciążenie P (rys. 7.4a). Opór tarcia wyznaczano z zależności

$$W_r = P \cdot f / R \tag{7.1}^*$$

Tarcie spoczynkowe (statyczne) jest wtedy, gdy $W_r \leq P \cdot \mu_o$, co oznacza, że $f/R < \mu_o$.



Rys. 7.4. Oryginalne obrazy (AD 1943 [22]) przedstawiające tarcie toczne

Fig. 7.4. Picture presenting rolling friction (AD 1943 [22])

Z pracy [21] wynika także, że średnie ramię momentu tarcia tocznego wynosi dla: - żeliwa, staliwa i stali po stali: f = 0,05 cm,

- utwardzonej kuli stalowej lub walca na bieżni pierścienia łożyskowego: f od 0,0005 do 0,001 cm.

* Oznaczenia zgodnie z literaturą [21] z roku 1943

W literaturze technicznej szeroko opisywane jest zjawisko tarcia tocznego i procesy zachodzące w styku elementu tocznego i bieżni, natomiast na temat wartości współczynnika oporów ruchu tocznego bazuje się na informacji zawartej w pracy [22]. Wynika z niej, że współczynnik tarcia tocznego $\mu_o = f/R$ (gdzie R w cm jest promieniem koła, a dla stalowego koła na szynie empirycznie wyznaczona wartość wymiaru f wynosi 0,05 cm, co przy promieniu koła wagonu, np. $R \cong 30$ cm, wynosi ok. 0,0017). Nowsze dane o wartości współczynnika tarcia tocznego zawarto w tablicy 7.1.

Tablica 7.1

Wartości współczynników tarcia tocznego dla niektórych materiałów wg [116]

Materiał toczącego się elementu i podłoża	Współczynnik tarcia tocznego f , cm	
Krążek drewniany po drewnie	0,06-0,15	
Krążek drewniany po stali	0,03	
Koło stalowe po stali (szyna kolejowa)	0,005	
Koło stalowe po kamieniu	0,15	
Koło stalowe po asfalcie	0,60	
Koło stalowe po gumie	1,5-3,0	
Kulka stalowa hartowana po bieżni stalowej hartowanej	0,0005-0.001	

Nowoczesne procesy badawcze dotyczące zagadnień blisko związanych ze zjawiskiem oscylacyjnego ruchu tocznego realizowane są na różnych stanowiskach badawczych (testerach), a przykłady takich stanowisk pokazane są na rysunku 7.5.

b)







Rys. 7.5. Stanowiska badawcze firmy PLINT&Partners LTD: a - TE 91/6 Sliding/rolling Module, b - TE 98 Hertzian Contact Apparatus [141]

Fig. 7.5. Study stand of the PLINT&Partners LTD: a - TE 91/6 Sliding/rolling Module, b - TE 98 Hertzian Contact Apparatus [141]

Ruch toczny

7.2. Stosowane sposoby wyznaczania współczynnika tarcia tocznego

Jednym z najczęściej stosowanych sposobów wyznaczania współczynnika tarcia tocznego jest wykorzystanie równi pochyłej, z której staczają się elementy toczne lub też ciężkie pojazdy mechaniczne. Na wyznaczonej drodze równi pochyłej następują pomiary czasu przetaczania się badanego obiektu. Wykorzystuje się aparat matematyczno-fizyczny i oblicza się współczynniki tarcia tocznego, a w przypadku badań pojazdów także współczynniki oporu powietrza.

Jednym z przykładowych stanowisk badawczych jest, w tle wykresu na rysunku 7.6 [139], pokazana rynna z kulą. Na bieżni rynny o przekroju półokrągłym i długości do 6 m przeprowadza się próby wyznaczania współczynnika tarcia tocznego. Jedną z istotnych wad takiego sposobu wyznaczania współczynnika tarcia tocznego są trudności w wykonaniu pomiarów na bieżniach innych niż z rowkiem.



Rys. 7.6. Równia pochyła z kulą do wyznaczania współczynnika tarcia tocznego [139]

Fig. 7.6. Inclined plane with a sphere/ball for rolling friction factor assignment [139]

Według [36] współczynnik tarcia tocznego zależy od rozkładu sił pokazanych na rysunku 7.7.



Rys. 7.7. Oznaczenia sił w styku kuli z powierzchnią płaską [36] Fig. 7.7. Assigning forces in connection of a sphere/ball with s flat surface [36]





Rys. 7.8. Sposób wyznaczania współczynnika tarcia tocznego wg [36]

Fig. 7.8. Way of assignment of rolling friction factor according to [36]

Z rysunku 7.8 wynika, że zamiast jedynie tarcia tocznego występuje także tarcie ślizgowe. Przy każdym wahnięciu od kąta α_{max} do kąta $\alpha=0$ występuje tarcie ślizgowe na odcinku Δl , a z powodu zdecydowanie większej wartości współczynnika tarcia ślizgowego od współczynnika tarcia tocznego wystąpia istotne zakłócenia w pomiarze tarcia tocznego.

Stąd też należy uznać, że ten sposób pomiaru tarcia tocznego, nawet przy małym kącie α (rys. 7.8) pierwszego wychylenia, jest błędny.



Badania tarcia tocznego przy ruchu oscylacyjnym kuli ...

8. BADANIA TARCIA TOCZNEGO PRZY RUCHU OSCYLACYJNYM KULI W MECHANIZMACH GÓRNICZYCH

8.1. Ruch bryły po podłożu

Wymuszenie ruchu bryły leżącej na powierzchni płaskiej wymaga oddziaływania na nią siły stycznej (równoległej do podłoża) o określonej wartości [81]. Siłą taką może być składowa siły ciężkości przy odpowiednio pochyłej powierzchni podłoża (równia pochyła) lub siła zewnętrzna przyłożona do bryły.

Przykład dwóch brył leżących na poziomej i płaskiej powierzchni podłoża, które obciążone są poziomą siłą zewnętrzną, pokazano na rysunku 8.1. Jak na nim widać, prostopadłościan obciążony jest, oprócz siły ciężkości F_Q , poziomą siłą F_o na wysokości l bryły o zwrocie w kierunku oczekiwanego ruchu.

W tych przypadkach pojawi się pytanie o rodzaj ruchu czy wystąpi ruch toczny czy ślizgowy. Jeśli stykające się materiały, tj. bryła i podłoże, posiadają dużą sztywność, a przez to małe odkształcenia powierzchniowe wywołane obciążeniem w kierunku pionowym, wartość f jest bliska wartości b_H . W tym miejscu można dodać uwagę, że bez siły tarcia ślizgowego F_r nie byłoby tarcia tocznego. Rozwinięcie tej uwagi nastąpi w końcowej części punktu 8.9.



- Rys. 8.1. Obciążenie brył i naciski jednostkowe przy $F_o = 0$ oraz $F_o > 0$ przed ruchem: a - prostopadłościan, b - kula
- Fig. 8.1. Body load and unit pressures at $F_o = 0$ and $F_o > 0$ before the rolling movement: a - cubicoid, b - sphere

Odpowiedź na pytanie o rodzaj ruchu wydaje się prosta w przypadku bryły o postaci kuli (rys. 8.1b); bryła wykonywać będzie ruch toczny. Jeśli jednak siła F_o będzie przykładana do bryły na odpowiednio małej wysokości *l*, to wystąpi ruch ślizgowy.

W chwili rozpoczęcia ruchu stan równowagi momentów względem miejsca działania siły reakcji, tj. siły skupionej R_Q , to moment siły F_o na ramieniu jej działania l, który równoważony jest momentem siły ciężkości F_Q na ramieniu f, jak to pokazano na rysunku 8.1, co zapisuje się zależnością:

$$F_o \cdot l = F_Q \cdot f \tag{8.1}$$

z tego:

$$F_o = F_Q \cdot \frac{f}{l} = F_Q \cdot \mu_o \tag{8.2}$$

gdzie w (8.2) przyjęto, że $f/l = \mu_o$ jest obliczeniowym współczynnikiem tarcia tocznego.

 $F_Q = \frac{F_r}{\mu}$

Możliwa i największa statyczna siła tarcia ślizgowego wynosi

$$F_r = F_O \cdot \mu \tag{8.3}$$

gdzie μ jest statycznym współczynnikiem tarcia ślizgowego.

Inna forma zapisu (8.3):

Podstawiając (8.4) do (8.2) otrzymuje się z zależności

$$F_o = F_r \cdot \frac{\mu_o}{\mu} \tag{8.5}$$

Z zależności (8.5) wynika, że jeśli do wywołania ruchu bryły należy użyć siły F_o , równej co do wartości największej, tj. statycznej, sile tarcia ślizgowego F_r , to także współczynniki oporu ruchu tocznego i tarcia ślizgowego są sobie równe $\mu_o = \mu$. Oznacza to, że wystąpi jednocześnie ruch ślizgowy i toczny.

Natomiast, gdy $F_o < F_r$, to $\mu_o < \mu$, wtedy opory ruchu tocznego są mniejsze od siły tarcia przy ruchu ślizgowym i wystąpi jedynie toczenie się bryły.

Przy $F_o > F_r$ współczynnik oporu ruchu tocznego jest większy od współczynnika tarcia ślizgowego $\mu_o > \mu$; wystąpi wtedy ruch ślizgowy.

Jak wynika z zależności (8.2), współczynnik oporu ruchu tocznego μ_o ma wartość zmienną, a zależy ona od miejsca przyłożenia siły F_o , równoległej do styku, tj. od wartości ramienia działania tej siły *l* oraz od wartości wymiaru *f* w styku, w kierunku potencjalnego ruchu. Wymiar *f* zależny jest od postaci geometrycznej bryły lub elementu tocznego, zastosowanych materiałów i obciążenia.

8.2. Próby pomiaru oporów ruchu tocznego kul po powierzchni płaskiej

Przeprowadzono próby pomiaru siły F_o potrzebnej do pokonania siły tarcia tocznego dla następujących współpracujących materiałów: trzech kul ze stali łożyskowej oraz dwóch płyt ze stali resorowej (powierzchnie płyt szlifowane). Do realizacji tego sposobu pomiarów konieczna jest budowa układu przesuwu dźwigni z bardzo małą i stałą prędkością (układ quasi-statyczny), a istotna trudność budowy układu mechanicznego wg rysunku 8.2 polega na bardzo dokładnym wypoziomowaniu powierzchni płyty dolnej; wpływ na wyniki pomiarów ma także nieuchronna falistość i chropowatość powierzchni płyt.

Na rysunku 8.2 pokazano szkic układu, na którym prowadzono próby.



Rys. 8.2. Układ do pomiaru siły tarcia tocznego obciążonych trzech kul

Fig. 8.2. Three loaded balls rolling friction forces measurement system

Przykładowe zarejestrowane wyniki pomiaru pokazano na rysunku 8.3. Wynika z niego, że ten sposób pomiarów jest mało przydatny do oceny sił tarcia tocznego. Siły tarcia tocznego, przy niewielkim obciążeniu normalnym kul w takim układzie mechanicznym, są bardzo małe. Stąd też duży wpływ na rejestrowane wartości zmian napięcia wyjściowego z mostka tensometrycznego ma prędkość przesuwu zginanej dźwigni z oporowymi (rezystancyjnymi) czujnikami tensometrycznymi.

Pokazane na rysunku 8.3 trzy charakterystyczne przebiegi różnią się znacznie, a z tego wynika, że na rejestrowany obraz siły tarcia tocznego istotny wpływ ma w takim przypadku siła bezwładności popychanego układu masy obciążającej elementy toczne.

Badania tarcia tocznego przy ruchu oscylacyjnym kuli ...



- Rys. 8.3. Przykład zarejestrowanego pomiaru napięcia wyjściowego z mostka tensometrycznego proporcjonalnego do siły tarcia tocznego
- Fig. 8.3. Example of registered outlet tension measurement from a tensometric arch in proportion to rolling friction forces

8.3. Pomiary siły tarcia zestawu elementów tocznych za pomocą dynamometru

Wyznaczenie siły tarcia tocznego dla kulek o średnicy 14,5 mm posadowionych w jarzmie-koszyku i ułożonych na płytach stalowych o grubości 10 mm w zależności od obciążenia przeprowadzono na prasie hydraulicznej. Pomiar siły tarcia tocznego odbywał się za pomocą dynamometru sprężynowego o zakresie pomiaru 500 N. Odczytu wartości siły tarcia dokonywano w chwili rozpoczynania ruchu płyty wewnętrznej 4 (rys. 8.4). Schemat układu ośmiu kulek i sposobu obciążania pokazano na rysunku 8.4.



Rys. 8.4. Układ kulek i płyt: 1 - kulki, 2 - jarzmo do ustalenia położenia kulek, 3 - płyty zewnętrzne, 4 - płyta wewnętrzna, 5 - blacha, 6 - wkręty

Fig. 8.4. System of balls and plates: 1 - balls, 2 - a yoke for balls position assignment, 3 - outside plates, 4 - inside plate, 5 - sheet metal plate, 6 - screws



Rys. 8.5. Wyniki pomiarów siły tarcia tocznego w zależności od obciążenia dla kul (rys. 8.4)

Fig. 8.5. Friction forces measurement for ball set as in fig. 8.4

Obciążenie normalne działające na układ kul obciążało równolegle cztery kule w dwóch warstwach. Razem w układzie pracowało osiem kul, a każda z nich miała po dwa styki ze stalowymi płytami płaskimi. Pomiary tarcia tocznego ośmiu kul w szesnastu stykach tarciowych wykazują charakter zmiany siły tarcia tocznego inny od oczekiwanego, a związanego ze wzorami Hertza dla styku kuli z powierzchnią płaską [116]. Jest to istotne, ponieważ wymiar f w dotychczasowych rozważaniach mieści się w promieniu styku, a promień ma istotny wpływ na współczynnik tarcia tocznego.

W przypadku obtaczania się walców po powierzchniach płaskich także istnieją różnice między pomiarami i teorią. Pomiary w znacznym stopniu zależne są od wielu czynników związanych np. ze sposobem pomiaru i przygotowania próbek. W związku z tym w dalszej części pracy przyjęto, że pomimo różnic wykorzystywane będą wzory do oceny naprężeń stykowych wg Hertza, ponieważ uwzględniono w nich zasadnicze czynniki mające wpływ na wartość współczynników tarcia tocznego, a mianowicie obciążenie, cechy materiałowe i postać konstrukcyjną współpracujących elementów.

Wyniki pomiarów siły tarcia tocznego przy obciążaniu czterech walców przedstawiono na rysunku 8.6. Walce w postaci drążonych sworzni o wymiarach ¢22x64 mm współpracowały z płytami szlifowanymi z materiału St0.

Badania tarcia tocznego przy ruchu oscylacyjnym kuli ...



Rys. 8.6. Wyniki pomiarów siły tarcia tocznego dla różnych wartości obciążenia w układzie czterech walców pokazanych na rysunku 8.7



8.4. Pomiary oporów tarcia tocznego zestawu elementów za pomocą tensometrycznego czujnika siły

W związku z tym, że wyniki pomiarów z punktów 8.2 i 8.3 mogły być odczytywane subiektywnie w chwili rozpoczęcia ruchu, przeprowadzono pomiary, których celem było rejestrowanie siły tarcia tocznego w ruchu trwającym kilka sekund. Pomiary były w pełni rejestrowane komputerowo z zastosowaniem tensometrycznego (rezystancyjnego) czujnika siły, który był elementem pośredniczącym między układem napędowym i układem elementów tocznych.

Skonstruowano i wykonano stanowisko badawcze pokazane na rysunku 8.8, składające się z listwy, na której zamocowano układ napędu ręcznego w postaci koła z korbą i połączeniem śrubowym do powolnego (quasi-statycznego) ruchu płyty wewnętrznej (poz. 4 na rysunkach 8.4 i 8.7) oraz z tensometrycznego czujnika siły i układu elementów tocznych współpracujących z płytami stalowymi. Układ elementów tocznych w postaci walców obciążany był w prasie hydraulicznej.

Obc. 14 kN

50.00

41.44

38.89

33.33

27.78

22.22

15.67

11.11

6.66

0.00

Obc. 24 kN

100.00

77,78

60.07

55,56

44.44

33.33

22,22

11,11

0.00

Obc.12 kN

60.00

44.44

38.89

31.73

27,78

22.22

16.67 11.11

.....

Obc. 22 kN

100.00

88,89

77,78

66,67

55,56

44.44

33.53

22.22

11,11

ner

rysunku 8.9.

Obc. 16 kN

50.00

44.44

38,89

33.33

27.70

22.22

16,67

11.11

5.56

0.00

Obc. 26 kN

100.00

85.80

77,78

66.67

55,56

44,44

23.33

22.22

11,15

0.00

Wyniki pomiarów siły tarcia tocznego walców po powierzchni płaskiej pokazano na



Fig. 8.9. Processes of rolling friction force measurements of four loaded shafts in a set shown on fig. 8.7 and 8.8



Obc. 20 kN

100.00 -

88.89

77.78

68,67

55.50

44.44

33.33

22.22 -

17.11

0.00 -

Obc. 30 kN

100.00 -

00.03

77,78

65.67

55.56

44.44

31,33

22.72

11.11 0.00

Obc. 18 kN

50.00

44.44

38.85

33.33

27.76

22.22

15.67

11.11

5.56

0.00

Obc. 28 kN

100.00

81.87

77,76

66,67

fi5,56

44.44

33,35

72.72

11.11

0.00

137

Badania tarcia tocznego przy ruchu oscylacyjnym kuli



- Rys. 8.7. Układ walców i płyt: 1 walce, 2 jarzmo z bakelitu do ustalenia położenia walców, 3 - płyty zewnętrzne, 4 - płyta wewnętrzna, 5 - blacha, 6 - wkręty, 7 - podkładka teflonowa
- Fig. 8.7. System of shafts and plates: 1 shafts, 2 bakelite yoke for setting the shafts, 3 - outside plates, 4 - inside plate, 5 - metal sheet plate, 6 - screws, 7 - teflon pad



- Rys. 8.8. Obraz prasy hydraulicznej do obciążania układu z elementami tocznymi, gdzie: 1 - korba, 2 - śruba pociągowa, 3 - tensometryczny czujnik siły, 4 - pakiet elementów tocznych z płytami stalowymi
- Fig. 8.8. Picture of hydraulic press for loading a system with rolling elements, where: 1 - crank, 2 - lead-screw, 3 - tensometric force sensor, 4 - rolling elements set with steal plates

Badania tarcia tocznego przy ruchu oscylacyjnym kuli ...

Badania tarcia tocznego przy ruchu oscylacyjnym kuli ...

Wyniki badań siły tarcia tocznego czterech walców obtaczających się po stalowych płytach o powierzchniach płaskich przedstawiono na rysunku 8.9. Mierzona siła tarcia tocznego dotyczy czterech walców (sworznie o wymiarach ¢22x64 mm) obciążanych siłami o wartościach od 12 do 30 kN. Na osi rzędnych (rys. 8.9) rejestrowane były siły tarcia, a na osi odciętych czas pomiaru.

Jak wynika z przeprowadzonych pomiarów siły tarcia tocznego na stanowisku badawczym (rys. 8.8), wartości sił tarcia różnią się znacznie w zależności od miejsca styku elementów tocznych na płytach stalowych. Powodem różnic, pomimo szlifowania współpracujących płyt, mogą być drobne niedokładności związane np. z ich falistością lub chropowatością powierzchni.

W związku z powyższym postanowiono przeprowadzić innego rodzaju pomiary, za pomocą prostego w budowie wahadła fizycznego (pkt 8.5), które charakteryzują się dużym zróżnicowaniem uzyskanych wyników.

Prowadzone badania oporów oscylacyjnego ruchu tocznego kuli po płaskiej powierzchni podłoża wykonanego z materiałów o różnych własnościach fizykochemicznych oraz wytrzymałościowych, a także analiza ich wyników skłaniają do przyjęcia modelu, w którym siły reakcji przy ruchu kinetycznym usytuowane są w pobliżu krawędzi styku kuli i walca z podłożem.

Na rysunku 8.10a przedstawiono powszechnie przyjęty model obciążenia kuli toczonej po półprzestrzeni ograniczonej powierzchnią płaską [5, 8, 184], w którym reakcja R_Q działa od pionowej osi kuli w odległości f (ramię momentu tarcia), a odległość ta jest mniejsza od promienia styku. W przypadku modelu wg [92] ramię momentu tarcia f jest równe promieniowi styku kuli z podłożem. Przyjęcie takiego modelu wynika z tego, że przy ruchu kinetycznym kula musi pokonać próg związany z odkształceniami w styku.



Rys. 8.10. Obciążenie kuli i siły reakcji w ruchu tocznym: a - wg [4], b - wg [92]

Fig. 8.10. Load of the ball and force reactions in rolling movement: a - due to [4], b - [92]

Zagadnienie tarcia tocznego analizowane jest zazwyczaj dla ruchu ustalonego o znacznych przemieszczeniach elementu tocznego. Jeśli jednak ruch ten jest nawrotny, a więc oscylacyjny o małych przemieszczeniach, np. ruch czopa w piaście bądź sworznia w panewce złącza przegubowego, wówczas mamy do czynienia ze stanem nieustalonym [168].

W dalszej części opracowania dokonana zostanie analiza oporów ruchu oscylacyjnego jako funkcja cech geometrycznych i materiałowych oraz właściwości substancji smarnej. Przeprowadzona analiza zostanie zilustrowana wybranymi wynikami badań doświadczalnych uzyskanymi przy zastosowaniu oryginalnej metody bazującej na zasadzie zachowania energii do analizy ruchu wahadła fizycznego z modelowym skojarzeniem przegubowym.

Problemem zjawiska tarcia tocznego zajmuje się w Polsce wiele osób. Znane dzieła na ten temat wydali m. in. Pytko [26, 151, 152], Krzemiński-Freda [105], Lawrowski [109]. Szczególnie istotne dla dalszych analiz zjawiska tarcia tocznego, zawarte w pracach wymienionych Autorów, są dane dotyczące poślizgów w styku.

8.5. Proponowana metodyka badania oscylacyjnego tarcia tocznego

Do układu wahadła fizycznego z kulą (rys. 8.11) obtaczającą się ruchem oscylacyjnym na podłożu dostarczono energię potencjalną E_p poprzez pierwsze wychylenie w wahadła, co spowodowało przemieszczenie się środka kuli, a wartość tego przemieszczenia jest amplitudą A. Uzyskano przy tym określoną wysokość podniesienia h środka ciężkości masy wahadła. Dostarczona wartość energii potencjalnej wynosi:

$$E_{n} = m \cdot g \cdot h \tag{8.6}$$

gdzie: m - masa wahadła,

g – przyspieszenie ziemskie,

h – wysokość podniesienia środka masy wahadła przez jego wychylenie.

Pracę tarcia tocznego w styku, do chwili zatrzymania się wahadła, można wyznaczyć z zależności:

$$L_t = m \cdot g \cdot \mu_{op} \cdot S \tag{8.7}$$

gdzie: S - droga środka kuli w całym cyklu ruchu oscylacyjnego wahadła,

 μ_{op} – współczynnik oporu oscylacyjnego ruchu tocznego kuli wahadła.

Po wprawieniu wahadła w ruch energia potencjalna zamieniana jest w pracę pokonywania oporów oscylacyjnego ruchu kuli po określonej bieżni.

Z porównania zależności (8.6) i (8.7) wynika, że wartość współczynnika oporu ruchu tocznego wynosi [83, 93]:

$$\iota_{op} = \frac{h}{S} \tag{8.8}$$

Jak wynika z zależności (8.8), do określenia wartości współczynnika tarcia tocznego dla danej postaci geometrycznej wahadła potrzebna jest znajomość wysokości

Badania tarcia tocznego przy ruchu oscylacyjnym kuli ...

podniesienia h środka ciężkości wahadła fizycznego oraz wartość sumaryczna drogi środka kuli wykonującej oscylacyjny ruch po podłożu.

Amplitude ruchu kuli A przy małym kacie wychylenia wahadła (rys. 8.11) obliczyć można wykorzystując zależność geometryczna

$$\sin\varphi = \frac{w}{l} = \frac{A+w}{l+r} \tag{8.9}$$

a dla zastosowanego wahadła fizycznego i pierwszego wychylenia w wynosi ona w tym przypadku

$$4 = \frac{w \cdot r}{l} = \frac{10,22 \cdot 15}{603} = 0,25 \text{ mm}$$
(8.10)



Rys. 8.11. Schemat położenia spoczynkowego oraz pierwsze odchylenie w wahadła i przemieszczenie się środka kuli o amplitude A

Fig. 8.11. Chart of static position, initial inclination of pendulum w and ball center displacement by amplitude A

Wartość wysokości podniesienia h środka ciężkości wahadła fizycznego poprzez wychylenie o kąt φ można wyznaczyć wykorzystując zależność geometryczną (rys. 8.11)

$$(A+w)^{2} + (r+l-h)^{2} = (l+r)^{2}$$
(8.11)

$$h = r + l \pm \sqrt{(r+l)^2 - (A+w)^2}$$
(8.12)

po podstawieniu danych wahadła i rozwiązaniu równania h = 0,2137 mm.

W zależności od zastosowanych do badań materiałów i postaci geometrycznych współpracującej pary całkowita droga względnego ruchu kuli po podłożu wynika z tłumionego ruchu oscylacyjnego wahadła.

Na rysunku 8.12 pokazany jest przykład drogi S, przebytej przez stalową kulę wahadła po płaskim podłożu, w zależności od zadanej wartości pierwszego wychylenia wahadła w, a więc i oscylacyjnego przemieszczania się środka kuli (amplituda A).



Rys. 8.12. Zmiana amplitudy A oscylacyjnego ruchu tocznego kuli w zależności od liczby cykli i

Fig. 8.12. Amplitude A of ball oscillation in rolling movement vs. number of cycles i

Całkowita droga oscylacyjnego obtaczania się kuli po próbce płaskiej jest sumą dróg cząstkowych wszystkich okresów i, to jest od i = 1 do $i = i_k$. Ze względu na dużą liczbę okresów oraz niska wartość stałej czasowej β założono, że w danym okresie i-tym dla skrajnych wychyleń nie nastąpiła znacząca zmiana amplitudy. Stąd przyjęto, że droga w i-tym okresie wynosi $4 \cdot A_{(i)}$. Suma dróg cząstkowych, to jest suma wszystkich dróg w *i_k* okresów, wynosi:

$$S = \sum_{i=1}^{i=1} 4 \cdot A_{(i)}$$
(8.13)

przy czym ik jest całkowitą liczbą okresów.

Amplitudę $A_{(1)}$ w i-tym okresie można wyznaczyć z następującej zależności:

$$A_{(i)} = A_{(i=1)} \cdot e^{-\beta \cdot t} \tag{8.14}$$

- stała czasowa, 1/s, gdzie: β

 $t = T \cdot i - czas$ wystąpienia i-tego okresu, s, i-tv okres droań

$$T$$
 – okres drgań, s,

- amplituda początkowa, mm. $A_{(i=1)}$

140

stad
Podstawiając zależność (8.14) do (8.13) otrzymuje się równanie do obliczenia sumarycznej drogi pokonanej przez kulę na powierzchni płaskiej (półprzestrzeni):

$$F = 4 \cdot A_{(i=1)} \sum_{i=1}^{i=1} e^{-\beta \cdot T \cdot i}$$
 (8.15)

Stałą czasową β wyznaczono z równania:

$$A_{(i=i_k)} = A_{(i=1)} \cdot e^{-\beta \cdot t_k}$$
(8.16)

gdzie: czas trwania pomiaru $t_k = T \cdot i_k$ jest czasem, po którym amplituda zmniejszy się do wartości $A_{(i=i_k)} = 0,0125$ mm. Przy amplitudzie $A_{(i=i_k)}$ wartość wychylenia środka ciężkości wahadła wyniesie w = 0,5 mm, a takie wartości wychylenia można obserwować nieuzbrojonym okiem. Zatem po przekształceniu równania (8.16) otrzymano:

$$\beta = \frac{1}{t_k} \cdot \ln \frac{A_{(i=1)}}{A_{(i=i_k)}} \tag{8.17}$$

gdzie: $A_{(i=i_{+})}$ – amplituda końcowa w mm.

Jeśli przyjąć założenia z teorii tarcia ślizgowego, że istnieją pojęcia tarcia rozwiniętego (kinetycznego) i tarcia nierozwiniętego (statycznego), to należy taką ewentualność uwzględnić także w oscylacyjnym ruchu tocznym.

Na rysunku 8.12 pokazany jest przykład drgań tłumionych. Jeśli do wzoru (8.8) podstawi się całkowitą drogę obtaczania się kuli po powierzchni płaskiej, to współczynnik tarcia tocznego μ_{op} , dla danego wahadła fizycznego, tj. jego postaci geometrycznej i masy, będzie współczynnikiem uwzględniającym zarówno tarcie rozwinięte, jak i tarcie nierozwinięte. Obliczony w ten sposób współczynnik tarcia będzie współczynnikiem zastępczym. W przypadku tocznego tarcia rozwiniętego można przyjąć założenie, że obciążenie zewnętrzne wymusza ruch obrotowy elementu tocznego, który trwa do chwili, kiedy oś kuli przestaje przekraczać w ruchu oscylacyjnym promień styku. Jeśli ruch kuli mieści się w polu styku, to można założyć istnienie równowagi układu kula-podłoże, a więc w przypadku tarcia nierozwiniętego obciążenie zewnętrzne wymusza jedynie taki ruch obrotowy, którego amplituda jest mniejsza od promienia styku. Po ustaniu oddziaływania obciążenia zewnętrznego element toczny wraca do położenia początkowego (wyjściowego). W tym przypadku obciążenie zewnętrzne w postaci siły F_o jedynie zakłóca naciski w styku, odciąża jedną stronę styku, a drugą, tę w kierunku ruchu, dociąża (rys. 7.4, 7.7, 8.1, 8.10 i 8.13).

Jeśli istnieje potrzeba uzyskania współczynnika tarcia tocznego dla tarcia kinetycznego (rozwiniętego), to do wzoru (8.8) można wstawić drogę elementu tocznego umocowanego w wahadle i przebytą ruchem oscylacyjnym do chwili, w której wartość amplitudy osiągnie wartość promienia styku f (rys. 8.12). W tym przypadku liczba wahnięć wahadła wyniesie i_f .

Badania tarcia tocznego przy ruchu oscylacyjnym kuli ...



Rys. 8.13. Ilustracja oscylacyjnego tarcia tocznego oraz liczba cykli obciążenia Fig. 8.13. Oscillatory rolling friction and the number of load cycles

Wartość amplitudy $A_{(i=\tilde{l}_f)}$, która jest równa promieniowi styku f, obliczyć można z zależności:

$$A_{(i=i_f)} = A_{(i=1)} \cdot e^{\frac{1}{t_k} \cdot ln \frac{A_{(i=i_k)}}{A_{(i=1)}} \cdot t}$$
(8.18)

Po przekształceniu otrzymuje się:

$$ln\left(\frac{A_{(i=i_f)}}{A_{(i=l)}}\right) = \frac{1}{t_k} \cdot ln\left(\frac{A_{(i=i_k)}}{A_{(i=l)}}\right) \cdot t$$
(8.19)

a stąd wartość liczby wahnięć przy ruchu rozwiniętym kuli zamocowanej w wahadle wynosi:

$$i_{f} = i_{k} \cdot \frac{ln\left(\frac{A_{(i=i_{f})}}{A_{(i=I)}}\right)}{ln\left(\frac{A_{(i=i_{k})}}{A_{(i=I)}}\right)}$$

$$(8.20)$$

przy czym wartość $A_{(i=i_f)} = f$ (rys. 4.7), a f jest promieniem styku obciążonej kuli na powierzchni płaskiej, który obliczyć można ze wzoru Hertza:

$$f = \left[\frac{3}{4} \cdot F \cdot R_k \cdot \left(\frac{1 - v_1^2}{E_1} + \frac{1 - v_2^2}{E_2}\right)\right]^{\frac{1}{3}}$$
(8.21)

gdzie: R_k - promień kuli, mm,

F - obciążenie normalne, N,

 $E_{1,2}$ - moduł Younga (dla stali średnio przyjmuje się $E = 2,07 \cdot 10^5$ MPa),

 $v_{1,2}$ - liczba Poissona (dla stali przyjmuje się $v \approx 0,3$).

8.6. Wyniki pomiarów czasu wahań wahadła

Do układu wahadła (kula na podłożu z różnych materiałów) dostarczano energię potencjalną E_p przez pierwsze wychylenie, uzyskując określoną i stałą wysokość podnoszenia środka ciężkości masy wahadła, h = 0,2137 mm.

Dla wymiarów geometrycznych wahadła: długości wahadła fizycznego l = 603 mm, średnicy kuli stalowej d = 30 mm oraz wychylenia środka ciężkości wahadła o w = 16 mm, kąt wychylenia wynosi $\varphi \approx 1,53^{\circ}$. Wahadło o powyższych wymiarach wykazuje 77 pojedynczych, tj. jednokierunkowych, wahnięć na minutę. Dla tych wymiarów geometrycznych i stałej wartości zadawanej pierwszemu wychyleniu, a więc także wartości pierwszej amplitudy A = 0,25 mm, wyznaczono czas do pozornego (w = 0,5 mm) zatrzymania się wahadła.

W tablicy 8.1 umieszczono wyniki badań ruchu tocznego kuli ze stali łożyskowej, oscylacyjnie obtaczającej się po elementach o płaskiej i poziomo usytuowanej powierzchni próbki. Elementy te (przeciwpróbki) wykonano z różnych materiałów.

Zmierzone czasy do pozornego zatrzymania się wahadła mają bezpośredni wpływ na wartość współczynnika tarcia tocznego.

Badania tarcia tocznego przy ruchu oscylacyjnym kuli ...

Tablica 8.1

145

Czas do pozornego zatrzymania się ruchu wahadła przy ruchu oscylacyjnym łożyskowej kuli stalowej po płaskiej i technicznie suchej powierzchni próbki

Lp.	Materiał próbki (podłoże)		Czas do pozornego zatrzymania się wahadła t_k ,s
1	Wzorzec twardości stali	, 50HRC	15545
2	Węglik spiekany SC30 typu Sl	PKN 1504 EDR	9780
3	Stopowa stal nierdz	ewna	8400
4	Stal resorowa, szlifo	wana	15559
5	Blacha stalowa ocynk	Blacha stalowa ocynkowana	
6	Stal St5	Stal St5	
7	Stal St0, na powierzchni silna korozja		778
8	Tlenek aluminium Al ₂ O ₃		9395
9	Aluminium o grubości 0.1 mm	na podłożu drewnianym	1795
10	Aluminum o gruboser o, i min	na podłożu stalowym	3079
11	Miedź		3732
12	Mosiądz	Mosiądz	
13	Brąz berylowy		4785
14	Brąz fosforowy		7863
15	Poliamid PA6		375
16	PCV – linoleum o grub. 1,5 mm		56
17	Klingeryt, grubości 3 mm		75
18	Tekstolit o grubości 2,1 mm		1735
19	Papier		300
20	Płyta pilśniowa o grubości 6 mm		494

			cd. tabl. 8.1
21	Wykładzina cierna – kolor biały, do bębnów maszyn wyciągowych		78
22	Wykładzina na koła linowe,	Wykładzina na koła linowe, kolor brązowy	
23	Taśma gumowa do przenośni	ka, $g = 10 \text{ mm}$	118
24	Warstwa 0,1 mm gumy na podłożu stalowym		672
25	Pleksiglas o grub. 2	mm	885
26	Calulaid falia da karra a aruh 0.08 mm	na podłożu drewnianym	550
27	Centroid-Iona do ksero o grub. 0,08 mm	na podłożu stalowym	2664
28	Grafit		228
29		granit	2940
30	Kamień szlifowany	marmur	1525
31		krzemień SiO ₂	9925
32		bazalt	8947
33		dąb	525
34	Drewno, wzdłuż słojów	czereśnia	519
35		buk	544

Obecnie wprowadza się wiele nowych materiałów o różnych własnościach mechanicznych. Przedstawiona metoda badania tarcia w oscylacyjnym ruchu tocznym pozwala na prosty i szybki sposób ich porównywania.

8.7. Siła tarcia tocznego

Wartości współczynników oscylacyjnego ruchu tocznego, obliczone z czasów wahań zawartych w tablicy 8.1, dotyczą *wyłącznie* przypadku zastosowanego do pomiarów wahadła. Podane czasy do pozornego zatrzymania się wahadła wyznaczone zostały przy obciążeniu F_{Qp} =28,2 N, długości wahadła l = 603 mm i promienia kuli R_{kp} = 15 mm.

Z przyjętego założenia: $\mu_o = f/l$ w zależności (8.2), wynika, że na wartość μ_o wpływa, oprócz odległości l od styku przyłożonej siły F_o , także wymiar f w styku.

W przypadku zastosowanego w wahadle promienia kuli, obciążenia i długości można zapisać wartość wymiaru f_p w postaci

Badania tarcia tocznego przy ruchu oscylacyjnym kuli ...

$$f_p = l \cdot \mu_{op} \tag{8.22}$$

gdzie: f_p - wartość wymiaru w styku, przy zastosowanej kuli w wahadle i powierzchni płaskiej oraz przy obciążeniu F_{Op} ,

1 - długość wahadła, tj. odległość środka ciężkości wahadła od powierzchni styku,

 μ_{op} - współczynniki oscylacyjnego tarcia tocznego, wyznaczone za pomocą wahadła i dla tego wahadła, oblicza się za pomocą wzorów z punktu 8.5 i danych, które zawarte są w tablicy 8.1.

Ze wzorów Hertza do obliczania promienia styku kuli z płaskim podłożem wynika, że wpływ na wartość tego promienia oprócz cech materiałowych ma obciążenie i promień kuli. Jako że wymiar f mieści się w promieniu styku $f \le b_H$, stąd założenie, że w przypadku innego, dowolnego obciążenia F_Q oraz promienia kuli R_k , wartość wymiaru f w styku można obliczyć z zależności

$$f = f_p \cdot \left(\frac{F_Q}{F_{Qp}} \cdot \frac{R_k}{R_{kp}}\right)^{\frac{1}{3}}$$
(8.23)

Po uwzględnieniu obciążenia wahadła $F_{Qp} = 28,2$ N oraz zastosowanej w wahadle kuli o promieniu $R_{kp} = 15$ mm obliczyć można wymiar f przy dowolnym obciążeniu i promieniu kuli z zależności

$$f = 0,133 \cdot f_p \cdot (F_Q \cdot R_k)^{\frac{1}{3}}$$
(8.24)

Po podstawieniu (8.22) i po uwzględnieniu długości zastosowanego wahadła l = 603 mm zależność (8.24) przyjmie postać

$$f = 80 \cdot \mu_{op} \cdot \left(F_{\mathcal{Q}} \cdot R_k\right)^{\frac{1}{3}}$$
(8.25)

Wartości współczynników oscylacyjnego tarcia tocznego stalowej kuli o dowolnej średnicy R_k i dowolnym obciążeniu F_Q po podłożu płaskim obliczyć można z następującej zależności

 μ_{i}

$$f_{o} = \frac{f}{l_{o}}$$
(8.26)

gdzie: l_o jest odległością przyłożonej siły zewnętrznej do kuli, najczęściej $l_o = R_k$ lub też niekiedy $l_o = 2R_k$, a przykładem tego może być sposób przetaczania ciężarów na rolkach. Przypadki takie pokazano na rysunku 8.14.

W ogólnym przypadku siłę potrzebną do wywołania ruchu tocznego kuli po podłożu płaskim, uwzględniając zależności (8.2), (8.25) i (8.26), oblicza się ze wzoru

$$F_o = 80\,\mu_{op} \cdot \frac{F_Q}{l_o} \cdot \left(F_Q \cdot R_k\right)^{\frac{1}{3}} \tag{8.27}$$

146



Rys. 8.14. Obciążenie styku kuli z płaskim i poziomym podłożem: a - siłą ciężkości F_Q , b - siłą ciężkości F_Q oraz siłą F od obciążenia

Fig. 8.14. Load of sphere contact with a flat and vertical surface: a - gravity force F_Q , b - gravity force and F_Q and force F

Obliczenie wartości siły F_o potrzebnej do pokonania oporów ruchu w przypadku z rysunku 8.14a wymaga wyznaczenia ciężaru kuli F_o w N:

$$F_{Q} = V_{k} \cdot \gamma = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot R_{k}^{3} \cdot \gamma \tag{8.28}$$

gdzie: V_k - objętość kuli, mm³,

 γ - gęstość materiału kuli, N/mm³, dla stali $\gamma = (7,5+8,7) \cdot 10^{-5}$ N/mm³, R_k - promień kuli, mm.

Siłę potrzebną do pokonania oporu ruchu tocznego kuli, po uwzględnieniu we wzorze (8.27), że $l_o = R_k$ (rys. 8.14a), oblicza się z zależności

$$F_o = 80 \cdot \mu_{op} \cdot \frac{F_Q}{R_k} \cdot \left(F_Q \cdot R_k\right)^{1/3}$$
(8.29)

W przypadku gdy $l_o=2R_k$ (rys. 8.14b), wzór (8.27) przyjmie postać

$$F_o = 80 \cdot \mu_{op} \cdot \frac{F_Q}{2R_k} \cdot \left(F_Q \cdot R_k\right)^{\frac{1}{3}}$$
(8.30)

Badania tarcia tocznego przy ruchu oscylacyjnym kuli ...

Przeprowadzona analiza ruchu bryły po podłożu płaskim pozwala wyjaśnić okoliczności wystąpienia określonego rodzaju ruchu:

- ślizgowego,
- tocznego,
- toczno-ślizgowego.

Zaproponowany sposób wyznaczania współczynnika oporu ruchu tocznego jest prosty i posiada tę zaletę, że występuje duże zróżnicowanie liczby wahnięć wahadła fizycznego, co przy dużej ich liczbie do momentu zatrzymania się urządzenia (od kilkuset do kilkunastu tysięcy wahnięć w zależności od współpracującej pary materiałów) pozwala w szczególności na precyzyjne porównywanie oscylacyjnego ruchu tocznego, czego przykładem mogą być wartości czasów do pozornego zatrzymania się wahadła zawarte w tablicy 8.1.

Przykładowe wyniki pomiarów podane w tablicy 8.1 oraz wyprowadzone wzory (8.29) i (8.30) pozwalają na etapie konstruowania oszacować wartość siły potrzebnej do wywołania ruchu tocznego.

8.8. Ocena porównawcza wpływu materiału i środka smarnego na tarcie toczne kuli po półprzestrzeni

Badania przeprowadzono z wykorzystaniem elementu tocznego w postaci kuli ze stali łożyskowej kontaktującej się w ruchu oscylacyjnym z próbkami o powierzchniach płaskich, wykonanymi z następujących materiałów:

- 40H konstrukcyjna stal stopowa do ulepszania cieplnego i hartowania powierzchniowego [158],
- ZL200 żeliwo szare posiadające dobre własności odlewnicze i odporne na ścieranie,
- poliamid PA6 termoplastyczne tworzywo polimerowe [157],
- PTFE termoplastyczne tworzywo niskotarciowe (teflon) [114].

Próby realizowano przy tarciu technicznie suchym oraz ze smarowaniem. Zastosowano następujące warunki współpracy kuli z próbką płaską:

- praca na sucho,
- woda,
- olej przekładniowy mineralny typu HIPOL SAE 80W/90,
- smar litowy ŁT4S3 przeznaczony do smarowania łożysk tocznych.

Przeprowadzoną analizę zilustrowano wybranymi wynikami badań doświadczalnych uzyskanymi z modelowego skojarzenia przegubowego. Badania na stanowisku doświadczalnym polegały na tym, że kula stalowa, jako miejsce podparcia masy wahadła fizycznego, obtaczała się oscylacyjnie po płaskich powierzchniach próbek wykonanych z wybranych materiałów.

Oscylacyjny ruch na styku kuli z próbką odbywał się w określonym środowisku. Dostarczona do wahadła z kulą energia potencjalna pokonywała oscylacyjne tarcie toczne kuli po powierzchni próbki płaskiej. Zależności z punktów 8.5, 8.6 i 8.7 pozwalają obliczyć wartości współczynnika tarcia tocznego μ_o .

Wartości zmierzonych czasów ruchów wahadła o określonej postaci konstrukcyjnej, dla technicznie suchych i smarowanych płaskich powierzchni próbek, przedstawiono w tablicach od 8.2 do 8.5.

Tablica 8.2

Wartości średniego czasu do zatrzymania się wahadła dla ruchu oscylacyjnego kuli stalowej obtaczającej się po płaskiej i technicznie **suchej** powierzchni próbki

Materiał próbki podłoża	Średni czas do zatrzymania wahadła t_k s
Stal 40H	13610
Żeliwo szare ZL-200	12220
Poliamid PA6	1127
Teflon PTFE	393

Tablica 8.3

Wartości średniego czasu do zatrzymania się wahadła dla ruchu oscylacyjnego kuli stalowej obtaczającej się po płaskiej i smarowanej **wodą** powierzchni próbki

Materiał próbki podłoża	Średni czas do zatrzymania wahadła t _k , s
Stal 40H	12526
Żeliwo szare ZL-200	10790
Poliamid PA6	1010
Teflon PTFE	346

Badania tarcia tocznego przy ruchu oscylacyjnym kuli ...

Tablica 8.4

Wartości średniego czasu do zatrzymania się wahadła dla ruchu oscylacyjnego kuli stalowej obtaczającej się po płaskiej i smarowanej **olejem** HIPOL 15F powierzchni próbki

Materiał próbki podłoża	Średni czas do zatrzymania wahadła t _k , s	
Stal 40H	10130	
Żeliwo szare ZL-200	5560	
Poliamid PA6	705	
Teflon PTFE	270	

Tablica 8.5

Wartości średniego czasu do zatrzymania się wahadła dla ruchu oscylacyjnego kuli stalowej obtaczającej się po płaskiej i smarowanej **smarem LT-4S3** powierzchni próbki

Materiał próbki podłoża	Średni czas do zatrzymania wahadła t _k , s	
Stal 40H	1150	
Żeliwo szare ZL-200	848	
Poliamid PA6	314	
Teflon PTFE	164	

Z tablic od 8.2 do 8.5 można oszacować wpływ środka smarnego na określoną parę cierną, tj. na stalową kulę łożyskową i podłoże wykonane ze stali 40H, żeliwa szarego ZL-200, poliamidu PA6 oraz teflonu PTFE. Wyniki takiego porównania dla różnych czynników smarnych w stosunku do współczynnika przy tarciu bez smarowania, przy powierzchniach technicznie suchych, zamieszczono w tablicy 8.6.

Z wyników zawartych w tablicy 8.6 wynika, że woda jako czynnik smarny w styku obtaczającej się ruchem oscylacyjnym o nieznacznej prędkości (ok. 1 mm/s) kuli stalowej po próbce płaskiej powoduje wzrost siły tarcia o od 9,5% do 13,5%. Znacznie większy wpływ wykazuje olej, natomiast smar plastyczny zwiększa opory ruchu kilkanaście razy.

Stalowa kula współpracująca z miękkim materiałem wgłębia się w podłoże pod wpływem obciążenia, tworząc znaczną powierzchnię styku, a przez to dużą siłę tarcia tocznego. Stąd też wpływ smaru plastycznego przy miękkim podłożu jest o rząd wielkości

Badania tarcia tocznego przy ruchu oscylacyjnym kuli ...

mniejszy niż w przypadku podłoża twardego (stal, żeliwo), w którym powierzchnia styku jest bardzo mała, a smar o dużej lepkości istotnie zwiększa siłę tarcia tocznego.

W tablicy 8.6 zawarto wzajemne relacje między obliczonymi współczynnikami oporów ruchu tocznego. W tablicy tej podane wartości są ilorazem współczynników tarcia tocznego w styku smarowanym wodą, olejem HIPOL 15F oraz smarem ŁT-4S3 do współczynnika w styku technicznie suchym.

Tablica 8.6

Iloraz wartości średniego czasu oscylacyjnego tarcia tocznego w styku smarowanym wodą, olejem HIPOL 15F oraz smarem ŁT-4S3 do czasu w styku technicznie suchym

Materiał próbki	Iloraz współczynnika oscylacyjnego tarcia tocznego styku smarowanego do styku suchego		
podłoża	Woda μ_o / μ_{woda}	Olej HIPOL 15F μ_o / μ_{olej}	Smar LT -4S3 μ_o / μ_{smar}
Stal 40H	1,095	1,333	11,660
Żeliwo szare ZL-200	1,130	2,217	14,478
Poliamid PA6	1,116	1,604	3,612
Teflon PTFE	1,135	1,458	1,388

Za pomocą wahadła fizycznego można skutecznie porównywać wartości sił tarcia tocznego przy nieznacznych i oscylacyjnych przemieszczeniach kuli.

Metoda charakteryzuje się dużą selektywnością otrzymywanych wyników; w przypadku przeprowadzonych pomiarów czas wahań wahadła wynosił w granicach od ok. 1600 do 13600 sekund.

Wartość współczynnika tarcia tocznego, jako zależność związana z czasem ruchu wahadła, istotnie zależy od twardości materiału podłoża. Przy twardych materiałach podłoża powierzchnia styku ze stalową kulą jest mała. W przypadku podłoża wykonanego z materiałów miękkich kula zagłębia się, zwiększając powierzchnię styku, a przy ruchu kuli występują zwiększone poślizgi w styku.

Badania wykazały, że wyznaczony za pomocą wahadła o określonej postaci geometrycznej współczynnik oscylacyjnego tarcia tocznego μ_o dla zastosowanej do badań łożyskowej kuli stalowej charakteryzuje się bardzo małymi wartościami.

Dla porównania, przyjmowane w literaturze współczynniki tarcia tocznego f dla kulki stalowej hartowanej toczącej się po bieżni stalowej hartowanej wynoszą w granicach $f = 0,0005 \div 0,001$ cm, co przy zastosowanej w wahadle kuli o średnicy 30 mm odpowiada współczynnikowi tarcia tocznego $\mu_o = f/R_k = 0,0003 \div 0,0006$.

Współczynnik podawany w literaturze technicznej dla przypadku pracy na sucho jest istotnie zawyżony w porównaniu do wyników uzyskanych z pomiarów za pomocą

wahadła. Wartości podawane w literaturze są bliskie współczynnikom tarcia tocznego dla styków smarowanych.

Przeprowadzone badania z zastosowaniem środków smarnych wykazały ich wpływ na stratę energii w układzie pomiarowym, jakim jest wahadło ze stalową kulą na próbce płaskiej, oraz na wielkość współczynnika oscylacyjnego tarcia tocznego μ_o . Istotna jest lepkość zastosowanego środka smarnego.

W przypadku czynnika smarnego o małej lepkości (woda) wartość współczynnika oporu była niewiele większa w porównaniu z wartością współczynnika przy technicznie suchej powierzchni styku. Zastosowanie smaru plastycznego spowodowało, że ta niekorzystna różnica wielokrotnie wzrosła, o rząd wielkości.

Pomimo niekorzystnego *przy małych obciążeniach* wpływu smaru na wartość współczynnika tarcia tocznego, w przypadku łożysk tocznych smarowanie olejem bądź smarem plastycznym jest i powinno być stosowane. Smarowanie łożysk tocznych wymuszone zostało koniecznością odprowadzenia ciepła, powstającego między elementami tocznymi a bieżnią. Ma także na celu zmniejszenie oporów ruchu ślizgowego między elementami tocznymi i bieżnią oraz koszykiem. Smarowanie zabezpiecza także metalowe elementy łożyska przed korozją.

8.9. Wpływ kształtu bieżni na opory oscylacyjnego ruchu tocznego kuli

Powszechnie stosowane łożyska toczne posiadają elementy toczne oraz bieżnie o różnych postaciach geometrycznych. Różnorodność kształtów uwarunkowana jest rodzajem i wartością obciążenia, które łożysko toczne ma przenieść, np. z czopa wału na obudowę. W niektórych przypadkach istotna, a niekiedy decydująca może być sprawność łożyska tocznego.

Wydaje się, że takim przypadkiem są łożyska toczne w krążnikach stosowanych w budowie przenośników taśmowych. Sprawność całego urządzenia w znaczącym stopniu zależy od strat energii w łożyskach krążników i w uszczelnieniach.

Wartość momentu obrotowego^{*} dla krążników z łożyskiem 6308 (ϕ 90) wynosi około $M_o = 0.32 \text{ N} \cdot \text{m}$, z łożyskiem 6312 (ϕ 130), $M_o = 0.90 \text{ N} \cdot \text{m}$, a z łożyskiem 22312 (baryłkowe ϕ 130), $M_o = 1.0 \text{ N} \cdot \text{m}$ [56].

W niektórych przenośnikach taśmowych zamontowane są tysiące łożysk tocznych, w których tracona jest energia i które są źródłami ciepła.

Na ilość wytworzonego ciepła w łożysku wpływ mają m.in. opory ruchu elementów tocznych w bieżniach. W pracy [2] podano, że na około 5 mln różnego rodzaju krążników (rys. 8.15) zainstalowanych w górniczych przenośnikach taśmowych znaczny ich procent ma dużo większe opory ruchu od podanych w normie i to nawet sześciokrotnie. Zmniejszenie wartości siły w kierunku stycznym do obwodu o 1 N na krążnik, przy średniej prędkości taśmy 2,5 m/s spowoduje zaoszczędzenie mocy o około 7,5 MW [1].

* powszechnie używane pojęcie: moment obracania krążnika





Rys. 8.15. Budowa przykładowych krążników

Fig. 8.15. Example of roller construction

W przypadku łożysk kulkowych na powierzchni styku kuli z bieżnią występują mikropoślizgi, a więc typowe tarcie ślizgowe. W związku z tym istnieje potrzeba kształtowania bieżni do zadań przewidzianych dla określonych warunków pracy łożyska tocznego związanych z obciążeniem, prędkością obrotową i zakładaną trwałością.

Do analizy tego problemu może być przydatne porównanie oscylacyjnego tarcia tocznego kuli po bieżniach o różnych kształtach i wykonanych z różnych materiałów. Taką ocenę porównawczą wykonano dla przykładowych kształtów bieżni pokazanych na rysunku 8.16.

Badania tarcia tocznego przy ruchu oscylacyjnym kuli ...







- Rys. 8.16. Badanie oporu ruchu kuli w bieżniach: a numeracja wybranych kształtów rowków dla wyników zawartych w tablicach 6.8÷6.11 [57], b przykładowe materiały bieżni, c obraz fragmentu stanowiska
- Fig. 8.16. Examining ball movement resistance in race shapes: a numeration of chosen groove shapes from position in tables 6.8÷6.11 (flat surface) [57], b sample ace shapes materials, c part-of-stand picture

Badania tarcia tocznego przy ruchu oscylacyjnym kuli ...

Do dalszej analizy przyjęto wyniki uzyskane z oscylacyjnego obtaczania się stalowej kuli łożyskowej o średnicy 30 mm wzdłuż rowków o numerach 2, 3, 4, 5 i po powierzchni płaskiej 1 (rys. 8.16a).

Tablica 8.7

Oscylacyjne tarcie toczne łożyskowej kuli po suchych powierzchniach próbki wykonanej ze stali 40H

Nr rowka	Średni czas do zatrzymania wahadła <i>t</i> , s	
1 (pow. płaska)	9792	
2	5838	
3	3850	
4	1860	
5	1112	

Tablica 8.8

Oscylacyjne tarcie toczne łożyskowej kuli po suchych powierzchniach próbki wykonanej z teflonu PTFE

Nr rowka	Średni czas do zatrzymania wahadła <i>t</i> , s	
l (pow. płaska)	5871	
2	3491	
3	2306	
4	1112	
5	665	

Tablica 8.9

Oscylacyjne tarcie toczne łożyskowej kuli po suchych powierzchniach próbki wykonanej z poliamidu PA6

Nr rowka	Średni czas do zatrzymania wahadła <i>t</i> , s
l (pow. płaska)	5251
2	3123
3	2063
4	996
5	596

Tablica 8.10

Oscylacyjne tarcie toczne łożyskowej kuli po suchych powierzchniach próbki wykonanej z bakelitu PT

Nr rowka	Średni czas do zatrzymania wahadła	
	<i>t</i> , s	
l (pow. płaska)	4636	
2	2756	
3	1820	
4	879	
5	525	

Jak wynika z zawartych w tablicach od 8.7 do 8.10 porównań, średnie czasy do zatrzymania wahadła są różne, natomiast niezależnie od materiału podłoża charakteryzują się podobną proporcjonalnością w zależności od kształtu bieżni. Na bezwzględną wartość średniego czasu do zatrzymania wahadła istotny wpływ ma kształt bieżni.

Badania wykazały, że im mniejszy kąt zawarty pomiędzy ściankami bocznymi rowka, tym czas wahań wahadła jest krótszy, a więc współczynnik oscylacyjnego tarcia tocznego μ_o ma większą wartość. Wraz ze wzrostem kąta rozchylenia ścianek bocznych zmniejsza się wartość współczynnika μ_o zyskując najmniejsze wartości dla kąta 180°, czyli dla powierzchni płaskiej.

Badania tarcia tocznego przy ruchu oscylacyjnym kuli ...



Rys. 8.17. Rozkład sił nacisków kuli na ściany rowka o kącie wierzchołkowym α

Fig. 8.17. Distribution of pressure forces of the sphere at groove walls with α apex angle

Tłumaczyć to można faktem, że przy małych kątach wierzchołkowych w rowkach naciski są większe. Wartości dwóch sił normalnych działających na ściany rowka wynoszą $F_N = m \cdot g / 2(\sin \alpha/2)$, gdzie α jest kątem wierzchołkowym rowka (rys. 8.16 i 8.17).

Większe siły nacisku kuli na ścianki rowka zwiększają powierzchnię styku, a to powoduje zwiększenie się mikropoślizgów w styku. Zwiększone mikropoślizgi (tarcie ślizgowe) mają decydujący wpływ na zwiększanie się oscylacyjnego tarcia tocznego kuli wahadła w rowkach.

Siła o kierunku wdłuż rowka, wymuszająca ruch toczny kuli w rowku, w przypadku jej działania na środek kuli wywołuje na ramieniu *e* moment wymuszający toczenie się kuli. W przypadku małego kąta wierzchołkowego w rowku ramię działania siły jest także małe (rys. 8.17). Stąd też siła działająca na ramieniu *e* potrzebna do pokonania momentu tarcia tocznego musi być większa.

8.10. Opory ruchu kuli w czaszy kulistej

Problematyka oporów ruchu pary ciernej kula-czasza kulista dotyczy przegubów kulistych stosowanych w wielu mechanizmach maszyn górniczych (rys. 4.3). Często także problematyka ta występuje przy rozpatrywaniu kulistych stawów człowieka (staw biodrowy i barkowy) oraz ich endoprotez [25, 123, 179, 180].

Względny i oscylacyjny ruch obrotowy współpracującej pary w przegubie kulistym dokonuje się głównie za pomocą poślizgu.

W pewnych przypadkach istnieje potrzeba istotnej poprawy działania przegubu kulistego. Poprawa pracy polegać może między innymi na rozdzieleniu współpracującej pary ciernej elementem trzecim, który powinien:

- równomiernie rozłożyć obciążenie w przegubie (naciski powierzchniowe),
- zmniejszyć drogę poślizgu na powierzchniach roboczych przegubu,
- tłumić i amortyzować obciążenia dynamiczne i udary,
- zmniejszyć opory ruchu.

Elementem, który w znacznym stopniu spełnia te oczekiwania, jest element pośredniczący w postaci elastycznej wkładki umieszczonej między czopem i panewką. Przykładową wkładkę pokazano na rysunku 8.18. Wkładka ta ma postać elastycznego i szczelnego pojemnika. Ciecz umieszczona we wkładce pełni zadanie środka smarnego. Wkładka ułożona między panewką i kulą pozwala na ruch obrotowy o pewien kąt, np. 30°. Wartość tego kąta zależy od geometrii wkładki oraz zastosowanego materiału, przy czym obrót ten wykonywany jest bez poślizgu pomiędzy zewnętrzną powierzchnią wkładki i powierzchniami przegubu. Brak poślizgu jest wynikiem obtaczania się (rolowania, przewijania) wkładki, która pełni rolę elastycznego elementu tocznego.

Zewnętrzna powierzchnia wkładki, odkształcona zewnętrznym obciążeniem, przylega do powierzchni czaszy (panewki) i czopa (kuli). Pojemnik wkładki wykonany jest z elastycznego tworzywa, które posiada odpowiednią wytrzymałość na rozrywanie, a w szczególności na przeginanie i powinien być obojętny na działanie umieszczonego wewnątrz wkładki środka smarnego.



Rys. 8.18. Wkładka w przegubie kulistym

Fig. 8.18. Inserts to spherical connections

Istnieje szereg możliwości kształtowania postaci konstrukcyjnej wkładki. Jedną z nich jest umieszczenie wewnątrz wkładki gazu i środka smarnego.

Gaz zmniejsza swą objętość przy zwiększaniu się ciśnienia, co ma szczególne znaczenie przy działaniu sił dynamicznych i udarowych. Przy tego typu obciążeniach wkładka będzie amortyzowała te siły.

Naciski powierzchniowe

Obciążenie współpracujących powierzchni oceniać można na podstawie wartości nacisków jednostkowych.

$$p = F/S \tag{8.31}$$

gdzie: F - siła obciążająca mechanizm przegubu kulistego,

S - pole powierzchni styku.

Współczynnik uwzględniający wpływ siły dynamicznej na obciążenie przegubu K_d wynosi

$$K_d = (F_{st} + F_d) / F_{st} = 1 + N_d$$
(8.32)

gdzie: $N_d = F_d / F_{st}$ jest współczynnikiem nadwyżki dynamicznej.

Całkowite obciążenie F wynosi zatem

$$F = F_{st} \cdot K_d = m \cdot g \left(1 + N_d \right) \tag{8.33}$$

W przypadku przegubu wykonanego z metalu (materiału, w którym istnieje proporcja pomiędzy naprężeniem i odkształceniem wg prawa Hooke'a $\sigma = E \cdot \varepsilon$, gdzie naprężenie $\sigma = F / S$, a względne wydłużenie $\varepsilon = \Delta l/l$) można wyznaczyć największą wartość nacisków na powierzchni styku, określanych jako naprężenie stykowe. Naprężenia te oblicza się za pomocą wzorów Hertza.

W przypadku współpracy kuli i czaszy kulistej, przy której występuje ciasne pasowanie, ruch względny jest poślizgiem. Jeśli w połączeniu pasowanie jest luźne, wystąpi ruch toczny, a po przekroczeniu kąta tarcia ρ pomiędzy współpracującymi materiałami ($tg\rho = \mu$) następuje poślizg.

Największe naprężenie nacisku powierzchniowego p_{max} [116] oblicza się ze wzoru

$$p_{\max} = 0.918 \cdot \sqrt{\frac{\frac{F \cdot \left(\frac{D_1 - D_2}{D_1 D_2}\right)^2}{\left(\frac{1 - v_1^2}{E_1} + \frac{1 - v_2^2}{E_2}\right)^2}}$$
(8.34)

gdzie: F - siła dociskająca powierzchnie, N,

 $E_{1,2}$ - moduły Younga (sprężystości wzdłużnej) materiałów walców, MPa,

- liczba Poissona (dla stali 0,3 do 0,35, żeliwa 0,25),

 $D_{1,2}$ - średnice krzywizn stykających się powierzchni, mm.

Wpływ elastycznej wkładki na rozkład nacisków powierzchniowych

Na rysunku 8.19 pokazano przykładowe rozkłady nacisków powierzchniowych, przy takim samym obciążeniu dla dwóch wariantów materiałowo-konstrukcyjnych.

Przykładowe rozkłady nacisków jednostkowych z rysunku 8.19 wykazują, że po zastosowaniu wkładki można oczekiwać zdecydowanego zmniejszenia się największych nacisków powierzchniowych w przegubie.

Jeżeli przyjmie się, że średnica styku ściśniętej wkładki ze współpracującymi elementami D_w jest dwukrotnie większa od średnicy styku współpracujących elementów D_{st} , a obciążenie F jest w obu przypadkach takie samo, co oznacza, że także objętości rozkładów nacisków jednostkowych $V_{st}=V_w$, to można oczekiwać w przypadku zastosowania wkładki, że wyrównany nacisk powierzchniowy będzie o rząd wielkości mniejszy. We wkładce obciążonej siłą F występuje ciśnienie o wartości

$$P \approx \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_{\rm sc}^2} \tag{8.35}$$

gdzie d_w jest rzutem średnicy wewnętrznej obciążonej wkładki (rys. 8.20).

Badania tarcia tocznego przy ruchu oscylacyjnym kuli ...



- Rys. 8.19. Przykładowe rozkłady nacisków jednostkowych: a kula i czasza z twardego tworzywa, b po zastosowaniu elastycznej wkładki
- Fig. 8.19. Examples of unit pressure distribution: a sphere and cup of hard material, b - after using an elastic insert



Rys. 8.20. Obciążenie i geometria elastycznej wkładki

Fig. 8.20. The load and geometry of elastic insert

Siłę rozrywającą wkładkę F_a, w przypadku najmniej korzystnym, bez uwzględniania tarcia między powierzchnią wkładki i współpracującymi powierzchniami kuli i czaszy (czopa i panewki), obliczyć można z zależności:

$$F_a = p \cdot d_w \cdot (h - 2g) \tag{8.36}$$

Podstawiając (8.35) do (8.36) otrzymuje się:

$$F_a \approx \frac{4}{\pi \cdot d_w} \cdot F \cdot (h - 2g) \tag{8.37}$$

Naprężenie rozrywające elastyczny pojemnik wkładki, po uwzględnieniu (8.37), wynosi:

$$\sigma_r = \frac{4 \cdot F \cdot (h - 2g)}{\pi \cdot d_w \cdot S_w} \tag{8.38}$$

gdzie: S_w - pole przekroju powłoki wkładki.

Po przyjęciu przykładowych danych: F = 1000 N, h = 3 mm, g = 0.5 mm, $d_w = 30$ mm i z pewnym przybliżeniem $S_w \approx 35$ mm², największe naprężenie rozrywające elastyczny pojemnik wkładki wynosi $\sigma_r = 2.42$ N/mm² ≈ 2.5 MPa.

Stanowisko badawcze do oceny oscylacyjnego tarcia w przegubie kulistym

Zasadniczym zadaniem wkładki w przegubie kulistym, np. pokazanym na rysunku 4.3a,b, jest wyeliminowanie pracy tarcia między powierzchniami złącza, co spowoduje brak zużycia współpracujących powierzchni. Z tego powodu brak pracy tarcia jest sprawą niezmiernie istotną.

Tarcie toczno-ślizgowe, jakie występuje w przegubie kulistym, jest trudne do oceny. Udział tych dwóch rodzajów tarcia zależy m.in. od luzów między kulą i panewką. Do próby oszacowania tarcia toczno-ślizgowego zastosowano wahadło, w którym kula wykonuje oscylacyjne ruchy obrotowe względem czaszy kulistej. Do badań użyto kuli ze stali łożyskowej współpracującej z poliamidową (PA6) czaszą kulistą, co pokazano na rysunku 8.21.

Rys. 8.21. Stanowisko badawcze do oceny współczynnika oscylacyjnego tarcia tocznego

Fig. 8.21. Working stand for the assessment of oscillatory rolling friction coefficient

Do układu wahadła dostarczano energię potencjalną E_p (8.6). W styku między kulą ze stali łożyskowej i współpracującą czaszą kulistą z poliamidu PA6 i z określonym środkiem smarnym od pierwszego wychylenia wahadła występuje dyssypacja zadanej energii potencjalnej, a całkowite jej rozproszenie jest pracą tarcia L_t (8.7). Pracę tarcia do chwili zatrzymania się ruchu wahadła można w przybliżeniu, bez uwzględniania oporów powietrza, wyznaczyć z zależności

Badania tarcia tocznego przy ruchu oscylacyjnym kuli ...

$$F = T \cdot S = m \cdot g \cdot \mu_z \cdot i \cdot s_s \tag{8.39}$$

gdzie: T - siła tarcia,

S - całkowita droga tarcia,

 μ_z - zastępczy współczynnik oporu ruchu,

i - liczba pojedynczych wahnięć wahadła,

s_s - uśredniona droga pojedynczego, względnego ruchu w styku pomiędzy kulą i współpracujaca czaszą kulistą.

Z porównania zależności (8.6) i (8.39) wyznaczyć można dla oscylacyjnego, sumarycznego ruchu tocznego i ślizgowego, zastępczy współczynnik tarcia μ_z .

$$\mu_z = \frac{h}{i \cdot s_z} \tag{8.40}$$



Rys. 8.22. Schemat położenia spoczynkowego wahadła i po pierwszym wychyleniu

Fig. 8.22. Scheme of rest orientation of pendulum and after the first oscillation

Kąt pierwszego wychylenia φ wyznaczyć można z geometrii ruchu wahadła (rys. 8.22)

$$p = \arccos \frac{l-h}{l} \tag{8.41}$$

gdzie: φ - kat pierwszego wychylenia wahadła w stopniach,

1 - długość wahadła mm,

h - wysokość podnoszenia masy m wahadła, mm.

Uśrednioną drogę względnego ruchu w styku pomiędzy kulą i współpracującym elementem można z wystarczającą dokładnością wyznaczyć z proporcji $\pi d/360 = s_s /\varphi$, wtedy:

$$s_s = \frac{s_{max}}{2} = \frac{\varphi}{360} \cdot \pi \cdot d \cdot \frac{1}{2} \tag{8.42}$$

162

Badania tarcia tocznego przy ruchu oscylacyjnym kuli ...

Podstawiając (8.41) i (8.42) do wzoru (8.40) uzyskuje się zależność do obliczania zastępczego współczynnika oporu ruchu oscylacyjnego kuli o średnicy d w czaszy kulistej w zależności od długości wahadła l, początkowego kąta jego wychylenia φ i od liczby wahnięć i w postaci:

$$\mu_z = \frac{h}{i \cdot \pi \cdot d} \cdot \frac{360 \cdot 2}{\arccos \frac{l-h}{l}}$$
(8.43)

Wymiary geometryczne zastosowanego wahadła wynoszą: długość wahadła l = 603 mm, średnica łożyskowej kuli stalowej $\phi 30$ mm, średnica poliamidowej czaszy kulistej $\phi 31$ mm, a w tych pomiarach wysokość podnoszenia środka ciężkości wahadła przy pierwszym wychyleniu wynosiła h = 16 mm.

Dla wymiarów geometrycznych i stałym pierwszym podniesieniem środka ciężkości wahadła zastępczy współczynnik oscylacyjnego tarcia tocznego wynosi w przybliżeniu

$$\mu_z = \frac{9}{i} \tag{8.44}$$

W tablicy 8.11 umieszczono wyniki badań czasu ruchu wahadła do jego zatrzymania się oraz na podstawie zależności (8.44) obliczone dla postaci geometrycznej wahadła współczynniki tarcia toczno-ślizgowego kuli przy oscylacyjnym obtaczaniu się jej w poliamidowej czaszy kulistej, przy czym styk tej pary ciernej pracował w środowisku wybranych środków smarnych.

Tablica 8.11

Zastępczy współczynnik tarcia przy względnym oscylacyjnym ruchu wahadłowym łożyskowej kuli stalowej w posmarowanej poliamidowej czaszy kulistej

Lp.	Środek smarny	Liczba wahań wahadła <i>i</i>	Zastępczy współczynnik tarcia oscylacyjnego µ _z
1	Praca na sucho	30	0,30
2	Olej parafinowy	75	0,12
3	Olej TWO 207	74	0,12
4	Olej Hipol 15	64	0,14
5	Smar Liten EPG 0	48	0,18
6	Smar Renolit-Duraplex 6	33	0,28
7	Smar ŁT4 S3	48	0,18

8	Woda	34	0,26
9	Wodny roztwór soli NaCl, 5%	42	0,22
10	Wodny roztwór z szarym mydłem	64	0,14
11	Benzyna ekstrakcyjna	36	0,24
12	Wkładka lateksowa o grubości powłoki ok. 1,2 mm, wypełniona powietrzem	od 240 do 590	0,04-0,016

Z przeprowadzonych badań wstępnych wynika, że można w prosty sposób wyznaczać zastępcze współczynniki oporu przy oscylacyjnym i względnym ruchu obrotowym kuli w czaszy kulistej. Obecnie wprowadza się wiele nowych materiałów konstrukcyjnych i smarnych o różnych własnościach, a ten sposób badania pozwoli na porównanie tarcia w ruchu oscylacyjnym dobieranych współpracujących materiałów w różnych warunkach środowiskowych, tj. po zastosowaniu różnych środków smarnych.

Z geometrii przegubu kulistego można oszacować względne kąty obrotu, przy których materiał wkładki jest jedynie przeginany. Te kąty obrotu nie powodują rozciągliwego wydłużania się materiału wkładki. Wartości tych kątów w zależności od postaci konstrukcyjnej wkładki i wymiarów geometrycznych przegubu kulistego wynoszą $\alpha \approx 20^{\circ} \div 40^{\circ}$ w przekroju poprzecznym do kierunku ruchu obtaczania się wkładki (odchylenia od osi głównej), zaś przy obrocie dookoła głównej osi symetrii wkładki $\beta \approx 30^{\circ} \div 90^{\circ}$. Kąty większe od podanych powodują, w zależności od rozciągliwości materiału (np. lateksu), wydłużenie powłoki bądź poślizg wkładki względem powierzchni rozpatrywanego przegubu.

Powyższa uwaga oznacza, że przegub kulisty z wkładką pozwala na ruchy obrotowe bez poślizgów w dość szerokim zakresie kątów.

Przeprowadzone pomiary oporów ruchu stalowej kuli w poliamidowej czaszy kulistej z wkładką lateksową wykazują wartości tarcia mniejsze o rząd wielkości od tarcia bez wkładki, w suchym lub smarowanym przegubie kulistym.

Tarcie w przegubie kulistym z wkładką zbrojoną

Mając na uwadze wymaganą dużą obciążalność, trwałość i niezawodność działania, przeprowadzono próby wykonania wkładki zbrojonej tkaniną nylonową. Prototypowe, wykonane we własnym zakresie wkładki lateksowe zbrojone tkaniną nylonową pokazano na rysunku 8.23.

164

165

cd. tabl. 8.11



Rys. 8.23. Obraz prototypowych wkładek lateksowych zbrojonych tkaniną nylonową

Fig. 8.23. Picture of prototype latex inserts forced with a nylon fabrics

Wyniki przeprowadzonych pomiarów tarcia z wkładką lateksową, zbrojoną tkaniną nylonową, zawarto w tablicy 8.12. Średnica powłoki kulistej wkładki wynosiła 20 mm, a grubość powłoki ok. 0,75 mm; jest to wkładka pierwsza z lewej strony rysunku 8.23.

Tablica 8.12

Łożyskowa kula stalowa w czaszy kulistej wykonanej z poliamidu PA6 i z wkładką lateksową zbrojoną

Lp.	Łożyskowa kula w czaszy z PA6 przy pracy na sucho	Czas do pozornego zatrzymania się wahadła t _k ,s
1	Obciążenie wahadła $Q = 25,7$ N	20÷22
2	Praca z wkładką lateksową zbrojoną, obciążenie wahadła $Q = 25,7$ N	2030÷2040*
3	Obciążenie wahadła $Q_d = 90,3$ N	8÷10
4	Praca z wkładką lateksową zbrojoną, obciążenie wahadła $Q_d = 90,3$ N	1122÷1717*

* w zależności od precyzji centralnego umieszczenia kuli na wkładce umieszczonej w czaszy kulistej

Badania tarcia tocznego przy ruchu oscylacyjnym kuli ...

Zastępczy współczynnik tarcia toczno-ślizgowego dla kuli obtaczającej się w czaszy kulistej μ_{zp} (zależność (8.44)) jest odwrotnie proporcjonalny do czasu wahań wahadła. Z porównania czasów do pozornego zatrzymania się wahadła wynika, że współczynnik tarcia toczno-ślizgowego ma od ok. 100 razy, przy obciążeniu 25,7 N, do wartości w granicach 140÷170 razy, przy obciążeniu większym 90,3 N, mniejszą wartość po zastosowaniu wkładki ułożonej między parę cierną, tj. między kulą i czaszą kulistą.

8.11. Oscylacyjne tarcie toczne kuli po kuli

Proponowany sposób pomiarów tarcia tocznego za pomocą wahadła fizycznego umożliwia uzyskiwanie wyników w przypadku oscylacyjnego obtaczania się elementów tocznych po sobie. Pomiary przeprowadzono na kulach gumowych oraz silikonowych.

Kule o średnicy 31,8 mm wykonane z gumy i silikonu pokazano na rysunku 8.24, a zestawy współpracujących pod obciążeniem w ruchu oscylacyjnym kul pokazano na rysunku 8.25.



Rys. 8.24. Fotografia kul gumowych i silikonowych użytych do badań

Fig. 8.24. A photo of rubber and sillicone balls used for reaserch

Stanowisko do pomiarów oscylacyjnego ruchu elementów tocznych po sobie składa się z uniwersalnej głowicy i czaszy kulistej. Uniwersalność głowicy polegała na możliwości mocowania w niej próbek o kształcie kulistym, jak i próbek o kształcie walcowym. W tym celu w głowicy wykonano otwór, w którym można umieszczać kule, natomiast do zamocowania próbek walcowych w ścianach głowicy zostały wyfrezowane rowki o szerokości 10 mm, tj. o wysokości walca umieszczanego w tej głowicy.



- Rys. 8.25. Przykładowe zestawy kul w wahadle: a kula silikonowa na gumowej, b - kula stalowa o średnicy 30 mm na kuli stalowej o średnicy 50 mm
- Fig. 8.25. Sample ball sets in pendulum: a sillicon ball on a rubber ball, b steal ball with the diameter 30 mm on a ball with a diameter of 50mm

W tablicy 8.13 zamieszczono jedynie przykładowe wyniki pomiarów dotyczące kul silikonowych i gumowych dla zobrazowania możliwości zastosowania wahadła fizycznego dla celów porównawczych wartości współczynnika tarcia tocznego dla kul wykonanych z różnych materiałów.

Tablica 8.13

Lp.	Materiał i jego twardość w [°] Shora kuli stacjonarnej	Materiał i jego twardość w ^o Shora kuli obtaczającej się oscylacyjnie	Czas wahań wahadła do jego pozornego zatrzymania się t _k s
1	Guma 70	Guma 70	416
2	Guma 60	Guma 60	447
3	Guma 35	Guma 35	560
4	Silikon 70	Silikon 70	2380
5	Silikon 55	Silikon 55	1200
6	Silikon 45	Silikon 45	1028
7	Silikon 35	Silikon 35	943

Kule obtaczające się oscylacyjnie po sobie

Badania tarcia tocznego przy ruchu oscylacyjnym kuli ...

Wyniki z przeprowadzonych prób zawarte w tablicy 8.13 sugerują, w przypadku gumy, brak proporcjonalności wpływu ich twardości na tarcie toczne.

W tarciu tocznym w styku zawsze występują poślizgi, a poślizgi są zwyczajnym tarciem ślizgowym.

Wynika z tego, że na wartość tarcia tocznego istotny wpływ ma tarcie ślizgowe.

W obciążonym i odkształconym styku iloczyn promienia elementu tocznego, średniego nacisku jednostkowego, pola styku oraz współczynnika tarcia ślizgowego jest miarą tarcia tocznego, tj. wymaganego momentu obrotowego do wymuszenia ruchu tocznego. Wymagany moment obrotowy jest iloczynem siły tarcia tocznego oraz ramienia jej działania.

8.12. Program komputerowy do obliczania tarcia tocznego

Opracowany program komputerowy służy do wyznaczania wartości siły stycznej F_o położonej w odległości l_o od płaskiego i poziomego podłoża, która wymagana jest do wywołania ruchu stalowej kuli o promieniu R_k , obciążonej dowolną siłą normalną F_Q . Stalowa kula łożyskowa obtacza się po wybranym materiale z tablicy 8.1, np. po stali St5, jak w przykładzie obliczeniowym pokazanym na rysunku 8.28.



Rys. 8.26. Okno programu do obliczenia siły potrzebnej do wywołania ruchu kuli Fig. 8.26. Window for calculating the force needed to trigger sphere movement

168



Rys. 8.27. Okno programu do obliczenia współczynnika tarcia tocznego

Fig. 8.27. Window for calculating rolling friction coefficient

Program może być stosowany na wszystkich komputerach typu PC pracujących w środowisku Windows. Interfejs użytkownika programu został opracowany tak, aby każdy, nawet niezbyt zaawansowany, użytkownik systemu Windows mógł się nim swobodnie posługiwać.

Family Locator			a militar a subsection and s			cited with
Pik Edycja Dane						A.101.14
B & # B B	💓 🖪 E E	M _a				
Dane						
Materiał Obciążenie Promień	: Stal 8t5 : 100[N] : 15[mm]	Wumik: Promis	uń atasku kuli z zł	luchic codlator - 0		
		-ynik. eromie	in acyku kuli z pi	Laskim podrozem : U,	U36631[mm]	
Dame						
Nateriał Obciążenie Odległość 10 Promień	: 8tal 8t5 : 100[N] : 15[mm] : 15[mm]	Wynik:Siła po	trzebna do wywoła	ania ruchu tocznego:	0,244[N]	
Dame						
Notorial	. Stal Del					
Obcieżenie	100(N1					
Promień	- 15[mm]	Hum (k) Nonont	aile antenaber de			
	· raimmi	aAntr: Homeur	sixy potrzebny do	wywołania ruchu too	znego: 3,663[N*1	nm]
Daze						
Obciążenie Promień kuli Współczynnik Noduż Younga Amplituda dl Amplituda dl Czas końce 1 Kąt "fi" Okres drgań Wyałk	Foissona 1 Foissona 2 1 2 a i=1 a ik	: 100(N] : 1.5[mm] : 0,3 : 0,3 : 207000[MFa] : 0,398[mm] : 0,0125[mm] : 1.4400[s] : 1,5[*]				
beta			. 0.00034	02280111780027174-1		
fh			: 0,21466	0031287842[mm]		
Sr			: 2034.26	462457668 [mm]		
if			: 1713			
Wspołczynnik	oporu oscyl	acyjnego ruchu i	ocznego: 0,00010	5679721250722		

Rys. 8.28. Przykładowe wyniki obliczeń współczynnika oscylacyjnego tarcia tocznego

Fig. 8.28. Calculations examples

9. BADANIA OSCYLACYJNEGO TARCIA TOCZNEGO WALCA PO POWIERZCHNI PŁASKIEJ

W przypadku obciążonego i obtaczającego się walca po próbce płaskiej powierzchnia styku różni się od powierzchni współpracy kuli z taką próbką.

Walec o określonej długości przy znanej sile docisku do powierzchni płaskiej wywołuje w styku naciski, których miarą jest obciążenie na jednostkę długości walca i szerokości styku.

9.1. Pomiary czasu wahań wahadła z walcem obtaczającym się po powierzchni płaskiej

Podobnie jak w badaniach tarcia tocznego kuli po płaskich podłożach z różnych materiałów, przeprowadzono próby, w których elementami tocznymi były walce. Wymiar walca zamontowanego w wahadle wynosił ϕ 30 x 60 mm. W przypadku współpracy tocznej obciążonego walca z podłożem płaskim istotna jest długość styku. W tablicy 9.1 podano długości tych styków. Przeprowadzono pomiary czasu oscylacyjnego ruchu wahadła fizycznego o długości l_o = 465 mm obciążonego siłą 25,7 N.

Tablica 9.1

Czas do pozornego zatrzymania się ruchu wahadła przy ruchu oscylacyjnym walca o średnicy 30 mm ze stali St0 po płaskiej i technicznie suchej powierzchni próbki przy obciążeniu 25,7 N

Lp.	Długość styku na długości walca mm	Materiał próbki podłoża	Czas do pozornego zatrzymania się wahadła t _k ,s
1	50	Stal narzędziowa SW18	4166
2	60	Stal St0	3345
3	25	Żeliwo ZL 200	3125
4	48	Blacha stalowa ocynkowana g = 0,5 mm na płycie stalowej	2828
5	20	Tlenek aluminium Al ₂ O ₃	4820
6	40	Aluminium o grubości 0,1 mm na podłożu stalowym	3635

Badania oscylacyjnego tarcia tocznego walca ...

	1.4.122			cd. tabl. 9.1
7	40	Duraluminium o grub	ości 2 mm na płycie stalowej	5400
8	40	Mosiądz o gruł	oości 3 mm na drewnie	6540
9	40	Brą	z berylowy	8700
10	60	Pol	iamid PA6	380
11	40	PCV linoleum o gru	b. 1,5 mm na płycie stalowej	95
12	60	Teksto	lit szlifowany	858
13	30	Teks	stolit gładki	1920
14	60	Wykładzina cierna do bębnów maszyn wyciągowych – kolor biały		100
15	60	Wykładzina cierna do bębnów maszyn wyciągowych – kolor brązowy (HUG-GM)		126
16	60	Wykładzina cierna do bębnów maszyn wyciągowych – kolor czarny		260
17	60	Wykładzina cierna do bębnów maszyn wyciągowych – kolor beżowy (SU913 z 1992 r.)		255
18	60	Guma – lina wyrównawcza ze splotkami stalowymi		221
19	60	Warstwa 0,5 mm lateksu na podłożu stalowym		1645
20	60		marmur biały szlifowany	1470
21	60	Kamień szlifowany	bazalt szlifowany	2760
22	60		bazalt dogładzany	5450
23	30	Drewno, wzdłuż	czereśnia	855
24	30	słojow	świerk	950

Wahadło fizyczne, na którym wykonano powyżej opisane badania, może posłużyć także w innych, niż tylko kula lub walec z próbką płaską, przypadkach skojarzeń tocznych. Na rysunku 9.1 pokazano przykładowe możliwości współpracy walca w styku z elementami o różnych kształtach. Wahadło fizyczne pozwala na oscylacyjne obtaczanie się tych elementów po sobie.

Badania oscylacyjnego tarcia tocznego walca ...





c)

a)



f)





Badania oscylacyjnego tarcia tocznego walca ...



174

Rys. 9.1. Obrazy możliwości badań oscylacyjnego tarcia tocznego dla różnych przypadków współpracy elementów tocznych: a, b - walec obtaczający się po powierzchni płaskiej, c - walec po części cylindrycznej otworu, d, e - walec po tworzącej walca, f, g - walec po walcu, h, i, j - walec po kuli

Fig. 9.1. Pictures of possibilities of research the rolling oscillatory friction for various cases of rolling elemants co-operation: a, b - shaft rolling on flat surface, c - shaff on the cylindric part of a hole, d,e - shaft on shaft's generating line, f, g - shaft on shaft, h, i, j - shaft on ball

Badania oscylacyjnego tarcia tocznego walca ...

9.2. Opory ruchu tocznego koła pneumatycznego

Pojazdy na kołach z oponami są eksploatowane w kopalniach rud miedzi, złota itp. Interesujące badania tarcia tocznego prowadzone są przez wiodących wytwórców opon samochodowych. Temat związany z oporami ruchu tocznego kół pojazdów jest istotny z powodu znacznego ich udziału w bilansie energetycznym pojazdu kołowego. Tarcie toczne koła pojazdu zależy od postaci geometrycznej opony, w tym jej średnicy, szerokości, rodzaju rzeźby bieżnika, a w szczególności ciśnienia w oponie.

Dostępne dane literaturowe dotyczące tarcia tocznego opony samochodowej po asfalcie podawane są o różnej wartości i tak np. wg pracy [35] wartość współczynnika tarcia tocznego opony samochodowej po suchym asfalcie wynosi $\mu_R = 0.035$.

W pracy [40] podane są wartości od 0,005 do 0,03, a w pracy [41] $\mu_R = 0,025$. Jeszcze inne źródła podają wartości w zakresie od 0,003 do 0,007 [32, 39, 42], w pracy [107] 0,01, w pracy [13] od 0,012 do 0,3 w przypadku jazdy samochodu po piasku.

W pracy [107] oszacowano energię zużywaną w pojeździe o masie 1588 kg (współczynnik oporu powietrza CD=0,33, powierzchnia czołowa pojazdu A=2,1 m², współczynnik tarcia tocznego CR=0,011) na poszczególne opory ruchu.

Tablica 9.2

Udziały energii w pokonywaniu oporów ruchu pojazdu samochodowego [107]

	Procentowy udział w zużyciu energii			
Rodzaj oporu	Jazda w mieście	Jazda autostradą	Średnio	
Opory ruchu tocznego	27,7	35,2	30,5	
Aerodynamiczne opory	18,0	50,4	29.9	
Siły bezwładności	54,3	14,4	39.6	
Razem	100	100	100	

Tablica 9.3

Udziały energii w ruchu samochodu [34]

Przyspieszenia	$E_{kin} = 9.700.000 \text{ Nm}$
Opory ruchu tocznego	$E_r = 9.100.000 \text{ Nm}$
Opory powietrza	$E_1 = 12.000.000 \text{ Nm}$
Pochylenia drogi	$E_{pot} = 7.000.000 \text{ Nm}$
Urządzenia pomocnicze	$E_{neb} = 1.800.000 \text{ Nm}$
Zasilanie silnika	$E_{eig} = 4.400.000 \text{ Nm}$
Energia całkowita	$E_{ges} = 44.000.000 \text{ Nm}$
Zużycie benzyny	$V_{benzyny} = 2,91/100 \text{ km}$

Wyniki zawarte w tablicach 9.2 i 9.3 wskazują, że udział traconej energii na pokonywanie tarcia tocznego wynosi od 20% do 30% energii całkowitej zużytej przez pojazd samochodowy.

Do prowadzenia naczyń w szybach kopalnianych stosowane są prowadnice toczne, w tym prowadnice oponowe (rys. 6.2b).

a)

176

b)



- Rys. 9.2. Prowadnice toczne naczyń wyciągowych: a koła z gumowym bieżnikiem; W-1-B, b - oponowe; PTO-350 i PTO-460 [10, 130, 131]
- Fig. 9.2. Rolling ways of hoisting vessels: a wheels with rubber tread; W-1-B, b - tyre; PTO-350 and PTO-460 [10, 130, 131]

Na naczyniu wyciągowym mocowane są cztery zespoły prowadnic. Jeden zespół składa się z dwóch prowadnic bocznych i jednej prowadnicy czołowej. Prowadnice oponowe dobrze tłumią drgania poprzeczne; są one dopuszczone przez Wyższy Urząd Górniczy (WUG) do eksploatacji w urządzeniach wyciągowych do przewozu ludzi.

Do oponowych prowadnic tocznych naczyń wyciągowych proponuje się zastosowanie oryginalnych kół pokazanych na rysunku 9.3.

Do zalet nowej konstrukcji koła można zaliczyć:

- istotnie zmniejszony współczynnik tarcia tocznego,
- proponowane koła mogą pracować jako bezciśnieniowe,
- konstrukcja opon zabezpiecza przed skutkami gwałtownego zmniejszenia się ciśnienia.

Nowa konstrukcja pneumatycznego koła pozwala na poszerzenie zalet dotychczas stosowanych rozwiązań, przy czym należy zaznaczyć, że poprawianie jednych właściwości powoduje zazwyczaj pogarszanie innych. Taką negatywną właściwością będzie to, że koło nowego typu w mniejszym stopniu amortyzuje drobne nierówności podłoża.

W oponie z zastosowanymi pierścieniami przy zmniejszonym ciśnieniu powietrza bieżnik zachowa kształt koła i nie zwiększy się współczynnik tarcia tocznego.

Badania oscylacyjnego tarcia tocznego walca ...



Rys. 9.3. Przykładowa konstrukcja koła o zmniejszonym tarciu tocznym [65], gdzie:
1, 2, 3 i 4 - felga ze śrubami, 5 - opona, 6 - wzmocnienie brzegu opony,
7 - pierścień przytrzymujący brzegi opony, 8 - pierścień usztywniający bieżnik,
9 - bieżnik opony

Fig. 9.3. Examples of construction solutions used in tyres with decreased rolling friction [65] where: 1,2,3 ana 4 - wheel with screws, 5 - tyre, 6 - tyre side forcing, 7 - ring holding tyre side, 8 - ring stiffing tyre tread, 9 - tyre tread

9.3. Sposób pomiaru tarcia tocznego koła pneumatycznego

Obliczanie siły F_o , równoważnej sile tarcia tocznego, wymaga znajomości wartości współczynnika tego tarcia μ_o . Dla stosowanych par materiałowych, przy różnej geometrii styku tych ciał, występują trudności w odszukaniu ich wartości w literaturze technicznej, a te podawane wartości dotyczą zazwyczaj przypadków szczególnych.

Stąd też istnieje potrzeba wyznaczenia lub też możliwości porównywania wartości współczynników tarcia tocznego dla różnych przypadków, takich jak jazda prowadnicy tocznej naczynia wyciągowego po prowadniku lub też opony pojazdu po jezdni.

Do tego celu można wykorzystać urządzenie w postaci przedstawionego wcześniej wahadła fizycznego, a które po zmodyfikowaniu pokazano na rysunku 9.4.

Badania oscylacyjnego tarcia tocznego walca ...



178

- Rys. 9.4. Urządzenie do wyznaczania współczynnika tarcia tocznego opony koła obtaczającej się oscylacyjnie po określonym podłożu: a widok zastosowanego wahadła, b koło pneumatyczne na sklejce drewnianej
- Fig. 9.4. Device of defining rolling friction coefficient for a vehicle tyre rolling in oscillatory movements on a defined surface: a pendulum picture, b wheel

Przykładowy przebieg drogi S przebytej przez koło z oponą, po płaskim podłożu w zależności od zadanej wartości pierwszego wychylenia wahadła w, a więc i określonego przemieszczenia się środka koła (amplituda A) w mV, przedstawiono na rysunku 9.5.



Rys. 9.5. Przebieg ruchu wahadła – pomiarowe napięcie wyjściowe w funkcji czasu [138] Fig. 9.5. Course of pendulum movement – measured input voltage in time function [138] Badania oscylacyjnego tarcia tocznego walca ...

9.4. Wyniki pomiarów czasu wahań koła pneumatycznego

Próby oceny porównawczej oscylacyjnego tarcia tocznego (rys. 9.4) przeprowadzono na kołach pneumatycznych z oponami wykonanymi z nylonu o średnicy zewnętrznej 185 mm.

Długość wahadła fizycznego przy próbach porównawczych wynosiła l_o = 495 mm, a pierwsze wychylenie środka ciężkości wahadła *w*=30 mm.

W jednym z badanych kół zamontowano ciasno pod bieżnikiem (poz. 9 na rys. 9.3) sztywny ebonitowy pierścień (poz. 8, rys. 9.3). Pierścień wykonano z czterech części, co umożliwiło montaż i pozwoliło na ciasne ułożenie go w oponie.

Tablica 9.4

Nadciśnienie w oponie	Czas do zatrzymania się ruchu wahadła
p, bar	<i>t</i> , s
0	32
0,5	78
1,5	95
2,5	108
3,5	116
4,5	117
5,5	118
Pierścień sztywny, (poz. 8 na rys. 9.3) z ciśnieniem w dętce p=1,5	116

Wpływ ciśnienia w oponie koła pneumatycznego na współczynnik tarcia tocznego przy ruchu oscylacyjnym o nieznacznych przesunięciach

Z danych zawartych w tablicy 9.4 wynika, że przy małych ciśnieniach w badanych kołach pneumatycznych ciśnienie to ma istotny wpływ na współczynnik tarcia tocznego. Natomiast przy większych ciśnieniach (w tablicy p od 3,5 do 5,5 bar) dominujący wpływ na tarcie toczne wykazuje odkształcanie się pod obciążeniem materiału bieżnika opony.

Wynika z tego, że bieżnik opony koła pneumatycznego, który ma się charakteryzować niskim współczynnikiem tarcia tocznego, powinien mieć małą grubość. Wstępne próby wykazały, że sztywny pierścień, umieszczony ciasno pod bieżnikiem, znacznie zmniejsza tarcie toczne pneumatycznego koła.

Podsumowanie i wnioski końcowe

10. PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE

W niniejszej pracy przedstawiono wybrane zagadnienia szeroko rozumianej problematyki tarcia ślizgowego i tocznego w mechanizmach maszyn roboczych, zwłaszcza górniczych. Problematyka ta dotyczy etapów projektowania, prowadzenia badań doświadczalnych i eksploatacji maszyn.

Przeprowadzono badania eksperymentalne mające udzielić informacji dotyczącej wpływu smarów plastycznych na zmianę oporów ruchu w połączeniach sworzniowych górniczych zawiesi wielolinowych, obciążanych zmiennie w czasie eksploatacji.

Ustalając zakres tematyki badawczej starano się odpowiednio uwypuklić te zagadnienia, których wpływ na przebieg zjawiska oporów ruchu ślizgowego i tocznego był dotychczas zbyt mało analizowany.

W układach napędowych maszyn i urządzeń stosowane bywają mechanizmy w postaci ruchowych połączeń czopa wału z piastą koła, realizowane w praktyce najczęściej jako połączenia kształtowe. Stan wiedzy nie ułatwia konstruktorowi doboru optymalnego połączenia ze względu na minimalizację siły tarcia przy względnym przesuwie pod obciążeniem.

W pracy przeprowadzono analizę oporów ruchu w przykładowych połączeniach kształtowych, zaproponowano także nowe postacie konstrukcyjne o zmniejszonych oporach ruchu wzdłużnego.

Zwrócono uwagę na niedostateczny stan wiedzy z zakresu tarcia tocznego, przy czym problematyka styku elementu tocznego z podłożem w polskiej literaturze opisywana jest obszernie, natomiast odczuwalny jest brak wyników badań stosowanych, a także informacji przydatnych konstruktorom do właściwego kształtowania postaci konstrukcyjnych mechanizmów tocznych o określonej trwałości i niewielkich siłach tarcia tocznego.

Mając na uwadze wspomniane problemy przeprowadzono badania modelowe mające na celu określenie wpływu wybranych czynników na opory oscylacyjnego ruchu tocznego oraz pozwalające oszacować wartość współczynnika tarcia tocznego dla kuli obtaczającej się z małą amplitudą przemieszczeń po próbkach płaskich wykonanych z różnych materiałów.

Na podstawie badań eksperymentalnych i przeprowadzonych analiz z zakresu oscylacyjnego ruchu w mechanizmach maszyn górniczych oraz opierając się na aktualnym stanie wiedzy, sformułowano następujące cztery główne wnioski:

1. Na podstawie uzyskanych wyników dotyczących wpływu środka smarnego na zużycie elementów maszyn współpracujących z nieznacznymi przemieszczeniami można sformułować wniosek, że wyprowadzona zależność (4.8) na odległość pasm frettingu b_f po badaniach stacjonarnych zestawu – walec, tuleja i środek smarny, wykazuje, że położenie śladów pasm frettingu na próbkach walcowych o podobnych cechach geometrycznych i materiałowych będzie zależało jedynie od współczynnika tarcia, a więc w dużej mierze od zastosowanego środka smarnego. Do połączeń czopa wału z piastą koła można na bazie podobnych do przedstawionych prób z elementami walcowymi dobierać odpowiedni środek smarny. W przypadku doboru środka smarnego spośród kilku, optymalny z punktu widzenia warunku działania antyfrettingowego będzie ten, który po

zastosowaniu w badaniach wykaże na próbce najmniejszą wartość b_f – odległość pomiędzy pasmami zużycia frettingowego. W przypadkach jak na rysunku 4.12, gdy powierzchnia styku jest ograniczona postacią konstrukcyjną sworznia lub obejmy, może się okazać, że np. praca połączenia bez smarowania (na sucho) będzie korzystna. Korzystna będzie wtedy, gdy nie jest istotna wartość momentu tarcia w połączeniu, a istotne będzie "niezapiekanie" się połączenia na skutek wystąpienia korozji frettingowej.

Przeprowadzone badania połączeń sworzniowych obciążanych siłą zmienną wykazały, że po niewielkiej liczbie cykli obciążenia występowało znaczne zwiększanie się momentu tarcia przy próbie pierwszego ruchu obrotowego sworznia w obejmach połączenia. Na wartość momentu tarcia przy pierwszym ruchu obrotowym (ruchu zrywającym sczepienia) istotny wpływ ma rodzaj zastosowanego środka smarnego. Przeprowadzone badania połączeń walcowych wykazały, że jednorazowe wprowadzenie warstwy pośredniczącej smaru ma istotny wpływ na stopień zużycia frettingowego jedynie w początkowym etapie cykli obciążenia zmiennego, tj. do kilku tysięcy zmian obciążenia, co często oznacza kilkugodzinną pracę połączenia.

Wyniki badań można interpretować następująco: zastosowanie smarowania opóźnia moment inicjacji korozji frettingowej, a charakter przebiegu korozji frettingowej jest podobny do złącza technicznie suchego (bez smaru), przy czym po większej liczbie cykli zmian obciążenia maleją różnice w zużyciu.

Należy przy tym zaznaczyć, że na wytrzymałość zmęczeniową elementów maszynowych bardzo istotnie wpływa duża intensywność zmian powierzchniowych w postaci wżerów i mikropęknięć, które mogą penetrować w głąb materiału. Dla połączeń ruchowych już niebezpieczne mogą być nieznaczne, o niewielkiej głębokości zmiany powierzchniowe oraz korozja frettingowa.

2. W przypadku wzdłużnego i wahadłowego ruchu ślizgowego w połączeniach czopa wału z piastą koła przeprowadzona analiza oporów ruchu, nacisków powierzchniowych oraz wstępne próby obciążania ruchowych połączeń wpustowych pozwalają wnioskować, że jako połączenie ruchowe wału z piastą można zastosować połączenie kształtowe z wpustem wzdłużnie podzielonym, które charakteryzuje się nieco większymi oporami przesuwu, natomiast w stosunku do wpustu o znormalizowanym przekroju - dwukrotnie mniejszymi naciskami na powierzchniach poślizgu.

W połączeniu ruchowym wpust wzdłużnie podzielony może być wykonany z dwóch materiałów o różnych własnościach, tworzących parę cierną o niskim współczynniku tarcia lub też parę o niskim zużyciu, przy czym materiał o większej wytrzymałości na ściskanie i ścinanie współpracuje z wałem, natomiast materiał o niższej wytrzymałości, np. poliamid, ułożony jest w rowku wpustowym piasty.

Rozkład nacisków powierzchniowych między elementami wpustu wzdłużnie podzielonego i powierzchniami rowków wpustowych można wyrównywać przez odpowiedni dobór pochylenia płaszczyzny podziału wpustu.

Zmniejszenie oporów przesuwu, tj. tarcia ślizgowego w kształtowych połączeniach wielobocznych, np. czopa wału z piastą tarczy koła pasowego, jest możliwe poprzez zmniejszenie wartości sił w połączeniu; zmniejszają się wtedy wartości sił tarcia, a uzyskać to można przez zwiększenie ramienia działania par sił w kierunku obwodowym przy określonej wartości przenoszonego momentu obrotowego. W przypadku ruchowych połączeń wielobocznych można do tego celu zastosować wklęsłe boki czopa wału

i odpowiednio dopasowane boki w otworze piasty. Zmniejszenie współczynnika tarcia można uzyskać także przez dobór odpowiednich materiałów. W połączeniu o postaci geometrycznej z rysunku 6.24 zastosować można wkładki wymienne z tworzyw sztucznych, które przy współpracy z materiałem piasty koła wykazują się mniejszym współczynnikiem tarcia.

3. W przypadku oscylacyjnego tarcia tocznego proponowany i opisany sposób wyznaczania współczynnika tarcia tocznego jest w swej istocie bardzo prosty i polega na wykorzystaniu wahadła fizycznego. Zaletą tego sposobu opisanego w rozdziałach 8 i 9 jest to, że występuje duże zróżnicowanie liczby wahnięć wahadła fizycznego, co przy dużej ich liczbie do chwili pozornego zatrzymania się urządzenia (od kilkuset do kilkunastu tysięcy wahnięć w zależności od współpracującej pary materiałów) pozwala w szczególności na precyzyjne porównywanie siły oscylacyjnego tarcia tocznego.

Inną zaletą tego sposobu porównywania oporów oscylacyjnego ruchu tocznego jest to, że nie jest konieczna znajomość właściwości próbek, tj. modułu Younga i liczby Poissona. Szczególnie dotyczyć to może materiałów próbek po obróbce cieplno-chemicznej, materiałów kompozytowych, laminowanych i materiałów z różnymi warstwami wierzchnimi.

Przykładowe wyniki pomiarów podane w tablicy 8.2 oraz wyprowadzony wzór (8.26) pozwalają na etapie konstruowania oszacować wartość siły potrzebnej do wywołania ruchu tocznego.

Na podstawie wyników zawartych w tablicach od 8.3 do 8.6 można oszacować wpływ środka smarnego na określoną parę cierną, tj. na stalową kulę łożyskową i podłoże wykonane ze stali 40H, żeliwa szarego ZL-200, poliamidu PA6 oraz teflonu PTFE. Wyniki takiego porównania dla różnych środków smarnych w stosunku do współczynnika tarcia przy braku smarowania, przy powierzchniach technicznie suchych, zamieszczono w tablicy 8.7.

Wynika z niej, że woda jako środek smarny w styku obtaczającej się ruchem oscylacyjnym o nieznacznej prędkości (ok. 1 mm/s) kuli stalowej po próbce płaskiej powoduje wzrost oscylacyjnej siły tarcia tocznego od 9,5% do 13,5%. Znacznie większy wpływ na tarcie toczne wykazuje olej, natomiast smar plastyczny zwiększa te siły kilkanaście razy.

Pomimo niekorzystnego dla małych obciążeń wpływu smaru na wartość współczynnika tarcia tocznego, w przypadku łożysk tocznych smarowanie jest i powinno być stosowane. Smarowanie łożysk tocznych wymuszone zostało koniecznością odprowadzenia ciepła, powstającego między elementami tocznymi i bieżniami. Ma także na celu zmniejszenie tarcia ślizgowego występującego w postaci poślizgów w stykach bieżni z elementami tocznymi oraz zabezpieczać przed korozją, a szczególnie korozją naprężeniową.

11. PRZEWIDYWANE KIERUNKI DALSZYCH BADAŃ

Potrzeba prowadzenia ciągłych badań w każdej dziedzinie wiedzy wydaje się rzeczą oczywistą. Dlatego jest i będzie istnieć potrzeba kontynuowania prac, zarówno doświadczalnych, jak i teoretycznych, których zadaniem powinno być coraz głębsze poznanie wpływu różnych czynników i związków zachodzących między nimi.

Proces poznania jest więc w pewnym sensie procesem ciągłym, realizowanym etapami. Przy realizacji każdego etapu trzeba, a wręcz istnieje konieczność, liczyć się z tym, że będzie etap następny, który może wykazać błędy popełnione w etapie poprzednim.

Tak więc, podejmowane zadania związane z oscylacyjnym ruchem w mechanizmach maszyn górniczych będą obejmowały:

- głębsze poznanie czynników mających wpływ na powstawanie korozji frettingowej w połączeniach spoczynkowych i ruchowych, która ma niekiedy istotny wpływ na wytrzymałość zmęczeniową elementów maszyn, takich jak np. wały,
- poznanie wpływu materiałów trzecich w postaci środków smarnych oraz nakładanych warstw, np. węglikowych otrzymywanych na powierzchni stalowych elementów w procesie chromowania próżniowego lub też kształtowanie właściwości tribologicznych warstw wierzchnich tworzyw na bazie aluminium oraz łagodzenie działania frettingu w złączach maszynowych wysoko obciążanych,
- badania momentu tarcia w połączeniach sworzniowych zawiesi naczyń wyciągowych na obiektach rzeczywistych w szybie kopalni oraz ocenę wpływu zmian konstrukcyjnych sworzni, np. o budowie umożliwiającej okresowe dosmarowanie styków w połączeniu bez jego demontażu,
- poznanie czynników jakościowych i ilościowych, które mają wpływ na tarcie w mechanizmach maszyn, w takich jak ruchowe połączenia kształtowe czopa wału z piastą koła, złącza przegubowe, krążniki w styku z taśmą przenośnika, liny w styku z wykładziną cierną koła lub bębna maszyny wyciągowej, hamulce i w wielu innych parach tarciowych,
- weryfikację wyników przedstawionego w pracy sposobu wyznaczania współczynnika tarcia tocznego za pomocą innych doświadczeń,
- poznanie ilościowego wpływu środków smarnych na oscylacyjne tarcie toczne w warunkach wysokich obciążeń i przy niewielkich prędkościach ruchu.

warunkach wysokich obciążeń i przy niewielkich prędkościach ruchu.

LITERATURA

- 1. Antoniak J.: Główne opory ruchu górniczych przenośników taśmowych wyznaczone na drodze pomiarów przemysłowych. Maszyny Dźwigowo-Transportowe, nr 1/1999, Detrans, Bytom.
- 2. Antoniak J.: Przenośniki taśmowe. Wyd. Politechniki Śląskiej. Gliwice 2004.
- 3. Antoniak J.: Zabiegi techniczne zmniejszające energochłonność odstawy urobku przenośnikami taśmowymi w kopalniach węgla kamiennego. Efektywne i bezpieczne systemy transportowe w zakładach górniczych, tom I, s. 165-179. KOMTECH 2001. Szczyrk 6-8.11.2001.
- 4. Barwell F.T.: Łożyskowanie. WNT, Warszawa 1984.
- 5. Beitz W., Kütner K.-H.: Taschenbuch für den Maschinenbau. Dubbel, 16 Auflage, Springer-Verlag. Berlin/New York/London/Paris/Tokyo 1987.
- 6. Bernhard W., Heidemeyer P.: Auswahl und Strukturen stufenloser PKW-Getriebe. VDI Berichte Nr. 803, s. 149-180, 1990.
- 7. Bocheński J.M.: Współczesne metody myślenia. Poznań 1992.
- 8. Bolton W.: Zarys fizyki. PWN, Warszawa 1982.
- 9. Bowden F.P., Tabor D.T.: Wprowadzenie do trybologii. WNT, Warszawa 1980.
- Brzeziński J., Potrawa H.: Prowadnice toczne naczyń wyciągowych. Materiały Międzynarodowej Konferencji Naukowo-Technicznej: Transport Szybowy 2003, tom II, s. 29-40. Szczyrk, 24-26.09.2003.
- 11. Chruszczow M.M., Babiczew M.A.: Abrasiwnoje iznasziwanie. Nauka, Moskwa 1970.
- 12. Cottrel A.H.: Własności mechaniczne materii. PWN, Warszawa 1970.
- 13. Coyle M., Whiteing A.E., Murray W.: Fuel saving interventions: Facts and fiction. Transport and Logistics Unit, University of Huddersfield. 06.03.02. http://www.hud.ac.uk/sas/trans/.
- 14. Czichos H.: Tribology A System Approach to the Science of Friction. Lubrication and Wear. Elsevier, Amsterdam 1978.
- 15. Dietrich M. (pod redakcją), Stupnicki J.: Podstawy konstrukcji maszyn. Tom II, rozdz. 6.3. WNT, Warszawa 1999.
- 16. DIN 32712: P4C Polygons, DIN 32711: P3G Polygons.
- 17. Disborg L., Voigt G.: Entwicklung der Welle-Nabe-Verbindungen. Antriebstechnik 29(1990) Nr. 2, S. 26-27.
- Dolipski M., Sobota P., Osadnik J.: Statystyka wysoko wydajnych ścianowych przenośników zgrzebłowych użytkowanych w Polsce. Sympozjum Ryfamex '95. Rybnik, 21+23. 11. 1995.
- 19. Dolipski M., Sobota P., Osadnik J.: Ungleichmäßige Leistungsaufnahme von Antriebssystemen in Strebförderern. An International Scientific Conference on the occasion of the 50th anniversary of noving VSB-Technical University Ostrava, 12+16 September 1995.
- Dolipski M.: Ugleichmäßige Belastung von Antriebssystemen in kettengetriebenen Betriebsmitteln mit Kopf- und Heckanrrieb. 5. Ingenieurtag am Fachbereich Maschinenban der FH Trier, 20. Oktober 1995.
- 21. Dowson D.: History of tribology. Longman, Londyn (1979).
- 22. Dubbel H. i in.: Taschenbuch für den Maschinenbau. Wyd. IX, T. I, Springer-Verlag, Berlin 1943.

Literatura

- 23. Encyklopedia Powszechna. PWN, wydanie trzecie. Warszawa 1984.
- 24. Esslinger V.: Praeventive Massnahmen zur Vermeidung von Reibkorrosion. Tagungsband zur Statsseminar Reibkorrosion 1994, EMPA Duebendorf, 06.12.1994.
- 25. Fuller D.D.: Teoria i praktyka smarowania. Państwowe Wydawnictwa Techniczne, Warszawa 1960.
- 26. Gibczyńska T., Pytko S.: Łożyska toczne wieńcowe. Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne AGH, Kraków 1999.
- Gierzyńska-Dolna M., Krzesiński G., Lacki P., Adamus J.: Aspekty materiałowe i tribologiczne doboru materiałów na endoprotezy stawu biodrowego. Materiały I Sympozjum Inżynieria Ortopedyczna i Protetyczna – IOP 97, s. 81-87. Białystok 23-25.VI.1997.
- 28. Gossmann Chr.: <u>http://www.prz.tu-berlin.de/~www-kt/Forschung/Kompetenz-themen/Grossmann.pdf</u>.
- 29. Guzowski S.: Warunki rozwoju zużycia fretting w połączeniu koło-oś zestawu kołowego. Zeszyty Naukowe Pol. Śląskiej, seria: Transport, z. 27, s. 111-118.
- 30. Hebda M., Janecki J.: Tarcie, smarowanie i zużycie części maszyn. WNT, wydanie rozszerzone, Warszawa 1972.
- 31. Hebda M., Wachal A.: Trybologia. ISBN 83-204-0043-0, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne. Warszawa 1980.
- 32. <u>http://brunelleschi.imss.fi.it/genscheda.asp?appl=LIR&xsl=paginamanoscritto&li</u>ngua=ENG&chiave=101391.
- 33. http://gromit.prz.tu-berlin.de/~www-kt/Forschung/Themen/flyerwinterf.html.
- 34. http://mitglied.lycos.de/Autoelektrik/Erc.htm#Ac.
- 35. http://www.asn-linz.ac.at/schule/ths3/homepage/Reibung/sld010.htm.
- 36. <u>http://labor.ps.pl/wfm12.html</u>. Wyznaczanie współczynnika tarcia tocznego za pomoca wahadła nachylnego. Turczak B.,10/23/2004.
- 37. http://www.leonardo.net/p17.jpg
- 38. http://www.llnl.gov/str/Hybridtable.html.
- <u>http://www.ntsb.gov/Publictn/2001/AAR0102.pdf</u> Aircraft Accident Report, Runway Overrun During Landing, American Airlines Flight 1420, McDonnell Douglas MD-82, N215AA, Little Rock, Arkansas, June 1, 1999. National Transportation Safety Board. 2001. Aircraft, Accident Report NTSB/AAR-01/02. Washington, DC.
- 40. http://www.schnacki.de/bike physik.htm
- 41. <u>http://www.tc.gc.ca/tdc/publication/pdf/13800/13837e.pdf</u> Andersen A. and Wambold J.C.: TP 13837E, Friction Fundamentals, Concepts and Methodology, Prepared for Transportation Development Centre, Transport Canada, October 1999. Mobility Friction Technology AS, CDRM Inc.
- <u>http://www.tc.gc.ca/tdc/publication/pdf/13900/13957e.pdf</u> Bastian M. and Corll J.B.: Report LTR-FR-185, TP 13957E, Dash 8 Aircraft Braking Performance on Winter Contaminated Runways. Institute for Aerospace Reserch, Canada, August 2002.
- 43. Janecki J., Hebda M.: Tarcie, smarowanie i zużycie części maszyn. WNT, Warszawa 1969.

Literatura

Literatura

- 44. Janecki J.: Procesy zużywania. Problemy Eksploatacji, nr 2-1998, s. 155-166, XXII Szkoła Tribologiczna.
- 45. Jürgensmeyer: Gestaltung von Wältzlagerungen. Springer, Berlin 1953.
- 46. Katalog firmy THK. Tokyo 1990.
- 47. Katalog firmy: C&W. Berges Antriebstechnik Regelscheibensatz RF.
- 48. Katalog firmy: P.I.V. Antrieb Werner Reimers GmbH & Co. KG Stufenlose Getriebe, System RH.
- 49. Katalog Flender Himmelwerk GmbH: Motox VS 02. Tübingen 3 (Kilchberg), IV.1987.
- 50. Katalog główny SKF nr 3200, 1985.
- 51. Katalog Hoesch Rothe Erde Schmiedag AG: Großwälzlager. Dortmund 1990.
- 52. Katalog TIMKENa: Kegelrollenlager. Technisches Handbuch 1987.
- 53. Katalog: THK LM SYSTEM, Linear Motion Systems. THK CO., LTD, Tokyo, Japan. Catalog. No. 75-1AE.
- 54. Kocańda J., Szala J.: Podstawy obliczeń zmęczeniowych. PWN, Warszawa 1985.
- 55. Kocańda S.: Zmęczeniowe pękanie metali. WNT wyd. 3, Warszawa 1985.
- 56. Koczy A.: Badania własności statycznych i dynamicznych krążników do przenośników taśmowych. Praca dyplomowa inżynierska. Politechnika Śląska, Instytut Mechanizacji Górnictwa, Gliwice 2000.
- 57. Kodura B.: Wyznaczanie współczynnika oporu ruchu tocznego. Praca dyplomowa inżynierska. Politechnika Śląska, Instytut Mechanizacji Górnictwa, Gliwice 2001.
- 58. Kollmann F. G.: Welle-Nabe-Verbindungen. Konstruktionsbücher, Band 32. Springer Verlag, Berlin-Heidelberg-New York-Tokyo 1984.
- 59. Konieczny S.: Uwagi o eksploatacji lin wyrównawczych w górniczych wyciągach szybowych. Efektywne i bezpieczne systemy transportowe w zakładach górniczych, tom II, s. 29-36. KOMTECH 2001. Szczyrk 6-8.11.2001.
- 60. Korewa W., Zygmunt K.: Podstawy konstrukcji maszyn. Część II. WNT, Warszawa 1973.
- 61. Kowal A. i in.: Łożysko wieńcowe. Patent PL 179738.
- 62. Kowal A., Bacik J., Filipowicz K., Mikuła S.: Opory ruchu w połączeniach sworzniowych w warunkach występowania frettingu. Materiały IV Międzynarodowej Konferencji pt.: Zastosowania mechaniki w górnictwie. Gliwice, marzec 2003.
- 63. Kowal A., Mikuła S.: Konstrukcja połączenia wielobocznego wału z piastą o zmniejszonych oporach przesuwu. Patent nr PL 171628 B1 z dnia 30.05.1997, WUP 05/97.
- 64. Kowal A., Mikuła S.: Sprawozdanie z pracy BW-515/RG-0/98 Politechniki Śląskiej pt.: Badania wpływu środka smarnego na zużycie elementów maszyn współpracujących z nieznacznymi przemieszczeniami. Gliwice, grudzień 1998, stron 28 (praca niepublikowana).
- 65. Kowal A., Reichelt J.: Zgłoszenie patentowe: Opona koła pojazdu, nr P- 355 059 z dnia 15.07.2002 r.
- 66. Kowal A., Spałek J.: Korozja frettingowa w ruchowych skojarzeniach sworzniowych. Tribologia, 2002, nr 5.

- 67. Kowal A., Spałek J.: Zjawisko korozji frettingowej w ruchowych skojarzeniach czop-piasta. Konferencja "Efektywne i bezpieczne systemy transportowe w zakładach górniczych" KOMTECH'2001", Szczyrk, listopad 2001.
- 68. Kowal A., Strzelecki S.: Problems of fretting corrosion on the contact surfaces of machine elements. Materiały; 9th Nordic Symposium on Tribology NORDTRIB 2000, Volume 3, s. 905-914. Porvoo, Finland, 11-14 June 2000.
- 69. Kowal A.: Badania frettingu w połączeniach sworzniowych zawieszeń wielolinowych górniczych naczyń wyciągowych. Praca Instytutu Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej o symbolu BW-562/RG-0/99 (niepublikowana).
- Kowal A.: Badania oporów oscylacyjnego ruchu tocznego. XX Sympozjon PKM. Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej (ISSN 1429-6055), nr 271/2001, z. 69, s. 45-52. Opole-Polanica Zdrój, 24-28.09.2001.
- 71. Kowal A.: Badania oporów ruchu w połączeniach sworzniowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Górnictwo, z. 255, s. 191-200. Gliwice 2002.
- 72. Kowal A.: Badania oporu ruchu tocznego. Międzynarodowa Konferencja Naukowa: Górnictwo Zrównoważonego Rozwoju. Materiały Konferencji III: Energooszczędne i niezawodne maszyny górnicze. Gliwice 30.11.2000.
- 73. Kowal A.: Badania oporu ruchu tocznego. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Górnictwo, z. 246. Gliwice 2000.
- 74. Kowal A.: Badania wstępne oporów ruchu oscylacyjnego w połączeniach sworzniowych. X Jubileuszowa Międzynarodowa Konferencja: Trwałość elementów i węzłów konstrukcyjnych maszyn górniczych TEMAG 2002, Ustroń, X. 2002.
- 75. Kowal A.: Badania zużycia frettingowego w stykowych skojarzeniach elementów maszyn. Biuletyn Naukowo-Techniczny Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Urządzeń Mechanicznych OBRUM; Samojezdne Pojazdy Gąsienicowe. Gliwice, październik 1999.
- 76. Kowal A.: Bierna tarcza przesuwna koła pasowego wariatora. Patent PL 159373.
- 77. Kowal A.: Korozja frettingowa na powierzchniach styku elementów maszyn. VII Konferencja "Trwałość elementów i węzłów konstrukcyjnych maszyn – TEMAG'99", Ustroń, listopad 1999.
- Kowal A.: Korozja frettingowa w połączeniach o kształcie walcowym. Międzynarodowa Konferencja: Górnictwo 2000, tom II, s. 181+189. Szczyrk, 23-24.XI.1999.
- 79. Kowal A.: Łożysko toczne promieniowo-obwodowe. Patent PL 177644.
- 80. Kowal A.: Łożysko toczne. Patent i wzory użytkowe nr P-309737, W-93823, W-99249.
- 81. Kowal A.: Łożysko toczne. Patent PL 50108 oraz Patent PL 52581.
- 82. Kowal A.: Obszar zagrożenia korozją frettingową w połączeniach o kształcie walcowym. VII Konferencja: Trwałość elementów i węzłów konstrukcyjnych maszyn górniczych TEMAG'99, Ustroń, listopad 1999.
- 83. Kowal A.: Ocena oporów ruchu tocznego. Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe. Biuletyn OBRUM (14) nr 1, s. 83-91, Gliwice 2001.

Literatura

Literatura

- 84. Kowal A.: Ocena wpływu kształtu bieżni, materiału i smarowania na opory oscylacyjnego ruchu tocznego kuli. Zagadnienia trwałości w projektowaniu, badaniach i eksploatacji elementów maszyn. Monografia zbiorowa nr 48, rozdział 8, s. 82-97. ISBN 83-7335-190-6, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003.
- Kowal A.: Opory ruchu w mechanizmach maszyn górniczych. Monografia nr 61. ISBN 83-7335-226-0, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003.
- Kowal A.: Opory ruchu w obciążanych zmiennie połączeniach sworzniowych. S.45-50. XXI Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn. Tom II, WNT, Ustroń 2003.
- 87. Kowal A.: Połączenia przesuwne w wariatorach (przekładniach bezstopniowych). Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, nr 4(255), s. 26-28. Katowice 1991.
- Kowal A.: Połączenia wieloboczne o zmniejszonych oporach przesuwu. Kwartalnik Naukowo-Techniczny OBR TEKOMA: Technologia i Automatyzacja Montażu, nr 2/1995, s. 8÷10, Warszawa.
- 89. Kowal A.: Połączenie przesuwne tarczy koła pasowego wariatora z wałem. Patent nr P 270039.
- 90. Kowal A.: Połączenie wpustowe spoczynkowe i przesuwne. Patent PL 158659.
- 91. Kowal A.: Przesuwne połączenie wału z piastą z wpustem wzdłużnie podzielonym. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, Katowice, nr 11(260) 1991.
- 92. Kowal A.: Rollwiderstände. Tribologie -Fachtagung 2001; Reibung, Schmierung und Verschleiß, Forschung und praktische Anwendungen. Tribologische Systeme, Band I, S. 7/1-7/10. Gesellschaft für Tribologie e.V. - Deutsche Wissenschaftliche Gesellschaft für Erdöl, Erdgas und Kohle e.V. Göttingen, 24-26 September 2001.
- 93. Kowal A.: Sphere movement resistance in a spherical cap. XXVI Szkoła tribologiczna; Problemy tribologiczne w przyrodzie i technice oraz VI Konferencja: Problemy niekonwencjonalnych układów łożyskowych. Materiały konferencyjne, s. 61-71. Łódź-Niedzica 16-19 września 2003.
- 94. Kowal A.: Sposób zabezpieczenia ruchowych połączeń sworzniowych w jednopunktowych zawiesiach wielolinowych w górniczych maszynach wyciągowych przed działaniem korozji frettingowej. Zgłoszenie patentowe w DBiTT Politechniki Śląskiej nr NP. 3226/27 z dnia 12.10.1999.
- 95. Kowal A.: Stanowisko do badań wytrzymałościowych typu czop-piasta. Patent P-156815 z dnia 09.09.1992.
- 96. Kowal A.: Tarcie w połączeniach sworzniowych. Zagadnienia trwałości w projektowaniu, badaniach i eksploatacji elementów maszyn. Monografia zbiorowa nr 48, rozdział 9, s. 98-111. ISBN 83-7335-190-6, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003.
- 97. Kowal A.: Wpływ kształtu bieżni na opory ruchu tocznego kuli. Zeszyty Naukowe; Akademia Techniczno-Humanistyczna, nr serii 5, zeszyt nr 8, s. 301-306, Budowa i Eksploatacja Maszyn. Bielsko-Biała 2003.
- 98. Kowal A.: Wpust podzielony w połączeniu wału z piastą. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, Katowice, nr 12(261) 1991.

- 99. Kowal A.: Wstępne badania odporności połączeń sworzniowych na korozję frettingową. Materiały VII Konferencji Naukowo-Technicznej; Trwałość elementów i węzłów konstrukcyjnych maszyn górniczych, TEMAG 99, s.113-120. Gliwice-Ustroń 3-5 listopada 1999.
- 100.Kowal A.: Zgłoszenie patentowe; Połączenie sworzniowe. Nr ew. Działu Badań Naukowych i Transferu Technologii Politechniki Śląskiej 3311/21/2002 z dnia 24,06.2002.
- 101.Kowal A.: Zgłoszenie patentowe; Sposób i urządzenie do wyznaczania współczynnika tarcia, nr P-342126 z dnia 21.08.2000 r. Biuletyn Urzędu Patentowego nr 5 (735) 2002, s. 49, numer A1 (21) 342126.
- 102. Kowal A.: Zmniejszenie strat energetycznych przez zastosowanie w układach napędowych bezstopniowych przekładni pasowych. Konferencja Naukowa: Działalność górnictwa węgla kamiennego w warunkach gospodarki rynkowej i ograniczeń ekologicznych. Materiały konferencyjne, s. 337-342. Gliwice, 26-27. XI. 1992.
- 103.Koziarski C.: Podstawowe problemy ciągłej regulacji przełożenia. Referaty problemowe XVI Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, s. 64-73, Instytut Mechaniki i Konstrukcji Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1993.
- 104.Kragielskij I.V.: Trenie i iznost. Maszinostrojenie, Moskwa 1968.
- 105.Krzemiński-Freda H .: Łożyska toczne. PWN, Warszawa 1989.
- 106.Kwaśniewski J., Barańska H., Turewicz K.: Zużycie korozyjne lin stalowych stosowanych w transporcie szybowym nowe kierunki rozwoju aparatury pomiarowej. Materiały Międzynarodowej Konferencji Naukowo-Technicznej: Transport Szybowy 2003, tom I, s. 199-208. Szczyrk, 24-26.09.2003.
- 107.Lacombe J.: Tire model for simulations of vehicle motion on high and low friction road surfaces. S 1025-1034. Proceedings of the 2000 Winter Simulation Conference.
- 108. Lawrowski Z.: Technika smarowania. PWN, Warszawa 1987.
- 109.Lawrowski Z.: Tribologia tarcie, zużywanie i smarowanie. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1993.
- 110.Lawrowski Z.: Tribologia w konstruowaniu maszyn. XVII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn. Referaty problemowe, s. 74-82. Lublin – Nałęczów 18-23.IX.1995.
- 111.Leszek W., Wojciechowicz B.: Analiza tendencji rozwojowych polskiej tribologii. Tribologia, Teoria i Praktyka. Rok XXIV nr 4/5'93, s. 219-252. VII Krajowe Sympozjum Eksploatacji Urządzeń Technicznych. Radom-Kozubnik 1993.
- 112.Leszek W., Wojciechowicz B.: Próba prognozy perspektywicznych zadań badawczych tribologii. Tribologia, Teoria i Praktyka. Rok XXIV nr 4/5'93, s. 7-20. VII Krajowe Symp. Eksploatacji Urządzeń Technicznych. Radom-Kozubnik 1993.
- 113. Łuczak A.: Smarowanie i tarcie. PWN, Warszawa 1990.
- 114. Mała encyklopedia polimerów. WNT, Warszawa 1976.
- 115. Mały poradnik mechanika. Tom II. WNT, Warszawa 1994.
- 116. Mały poradnik mechanika. Tom I, s. 225. WNT, Warszawa 1985.

Literatura

Literatura

- 117. Materiały firmy Castolin-Eutectic: Zastosowania, informacje dla klientów. Biuletyn, nr 1, marzec 2002.
 - 118.Materiały Instytutu Technologii Nafty, 2003: http://www.itn.com.pl/www pol/kat/110.html
 - 119. Michałowska J.: Paliwa, oleje, smary samochodowe. WKiŁ, Warszawa 1983.
 - 120.Michlingk Th., Gerber H.W., Mertens H.: Wellen Flanschkupplungen mit Reibund Formschluß. Auslegung f
 ür Betriebs- und Sonderlasten. Konstruktion, 1999, 1/2, s. 25-31.
 - 121. Mikuła St.: Wlijanije fretting-koroziji na ustałostnuju procznost wałow gornych maszin. Gornyj informacjonno-anliteczeskij biulletin. Nr 6, Moskwa, 1999.
- 122.Möller R.: Riemenverstellgetriebe -eine moderne und leistungsfähige Antriebslösung. Antriebstechnik, Nr 11/1988, s. 38-41.
 - 123. Morscher E.W.: http://www.sulzerorthoeu.com/products/joint/hip/index.html.
 - 124. Neyman A., Karaszewski W., Łubniewski M.: Porównanie wyników badań przeciwzatarciowych wybranych środków smarnych z ich skutecznością w ograniczaniu zużycia. IX Kongres Eksploatacji Urządzeń Technicznych, Krynica, wrzesień 2001. Mat. konf., t. II, s. 117+124.
 - 125. Neyman A., Łubniewski M.: Fretting w łożyskach ślizgowych aspekty materiałowe. Tribologia, 1999 nr 4/(166), s. 559-567.
 - 126.Neyman A.: Fretting złożony proces zużywania. XXI Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, tom I, s. 133-142. WN-T, Ustroń 2003.
 - 127.Neyman A.: Studia nad frettingiem. Wpływ struktury węzła styku na zużycie. ZN Politechniki Gdańskiej, nr 69, Gdańsk 1993.
 - 128. Neyman A.: Wpływ środka smarnego na zużycie frettingowe stali węglowej. Materiały III Międzynarod. Sympozjum INSYCONT, Kraków. Wyd. AGH 1990.
 - 129.Niemann G., Winter H.: Maschinenelemente. Springer-Verlag, Berlin/New York/London/Paris/Tokyo 1985.
 - 130.Oferta: Główne Biuro Studiów i Projektów Górniczych, Biuro Projektów Górniczych, Katowice. Nr zlecenia dokumentacji 5193/10/1.
 - 131.Oferta: Główne Biuro Studiów i Projektów Górniczych, Biuro Projektów Górniczych, Katowice. Nr zlecenia dokumentacji 8732/10.
 - 132.Osiński J., Zach P.: Dynamika przekładni zębatych. XXI Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, tom I, s. 101-110. WN-T, Ustroń 2003.
 - 133. Osiński J.: Drgania parametryczne tłumionych układów dyskretno-ciągłych. Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej, seria Mechanika, z. 129. Warszawa 1989.
 - 134.Osiński J.: Zastosowanie metody elementów skończonych w konstruowaniu maszyn. Referaty problemowe XVI Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, s. 74-83. Instytut Mechaniki i Konstrukcji Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1993.
 - 135. Osiński Z., Wróbel J.: Teoria konstrukcji maszyn. PWN, Warszawa 1982.
 - 136. Osiński Z.: Tłumienie drgań mechanicznych. PWN, Warszawa 1986.
 - 137.Osiński Z.: Wpływ osiągnięć naukowych na postęp w konstruowaniu maszyn. Referaty problemowe XVI Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, s. 84-87. Instytut Mechaniki i Konstrukcji Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1993.

- 138.Patent The Goodyear Tires & Rubber Company: Pendulum rolling resistance test, nr WO 00/37921 (PCT/US98/27414) z dnia 29.06.2000 r.
- 139.PLINT & partners ltd: <u>http://www.plint.co.uk/at1/indiv/sect05/te91a6.htm/</u> 15.06.2000.
- 140.Płaza S.: Fizykochemia procesów tribologicznych. Wydawnictwo Uniwersytetu Łódzkiego, Łódź 1997.
- 141.Pollak B .: http://www.tribologv.co.uk/image/rb_08a.jpg, 1997.
- 142. Posmyk A.: Kształtowanie właściwości tribologicznych warstw wierzchnich tworzyw na bazie aluminium. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej nr 1533, seria Hutnictwo, z.62. Gliwice 2002.
- 143.Posmyk A.: Kształtowanie właściwości tribologicznych warstw wierzchnich tworzyw na bazie aluminium. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Hutnictwo, z.62. Gliwice 2002.
- 144.Pusch J.: Smary do lin stalowych stosowanych w górnictwie. Materiały Międzynarodowej Konferencji Naukowo-Technicznej: Transport Szybowy 2003, tom I, s. 221-224. Szczyrk, 24-26.09.2003.
- 145.Pytko S., Lewitowicz J.: Zagadnienia tarcia i zużycia. Wybrane problemy tribologii. PWN, Warszawa 1990.
- 146. Pytko S., Szczerek M.: Fretting forma niszczenia elementów maszyn. Tribologia (138), nr 6, s. 673-693, 1994.
- 147. Pytko S., Szczerek M.: Pitting forma niszczenia elementów maszyn. Tribologia (137), nr 4/5, 1993.
- 148. Pytko S., Szczurek B.: Próba oceny wpływu różnicy gatunków grafitu jako dodatku do smaru stałego na jego własności przeciwzużyciowe. IV Krajowa Konf. Wytrz. i Badań Mat., Wrocław 1966.
- 149. Pytko S., Szczurek B.: Wpływ czynnika smarującego na wykruszenia powierzchni kulek, łożysk tocznych. Materiały Narady Nauk.-Techn.: Tarcie, zużycie i smarowanie maszyn. 1965.
- 150.Pytko S.: Badanie mechanizmu niszczenia powierzchni tocznych elementów maszyn. Zeszyty Naukowe AGH. Elektr. i Mechan., z. 25. Kraków 1967.
- 151.Pytko S.: Podstawy tribologii i techniki smarowniczej. Skrypt AGH, nr 1164, Kraków 1989.
- 152. Pytko S.: Problemy wytrzymałości kontaktowej. PWN, Warszawa 1982.
- 153. Pytko S.: Wpływ sił stycznych na wykruszanie zmęczeniowe (pitting) walcowych powierzchni elementów tocznych. Praca doktorska, Kraków, Wyd. AGH 1963.
- 154.Pytko S.: Wykorzystanie aparatu czterokulowego dla oceny własności przeciwpittingowych środków smarujących. Pomiary, Automatyka, Kontrola, nr 1/1967.
- 155.RAFAKO-Racibórz: Zgłoszenie patentowe nr PL 78613. BUP nr 20/360/1987.
- 156.Rollof H., Matek W.: Maschinenelemente. Normung, Berechnung, Gestaltung. Vieveg, s. 297-299. Braunschweig, 1976.
- 157. Rymuza Z.: Trybologia polimerów ślizgowych. WNT, Warszawa 1986.
- 158. Senatorski J., Kasprzycka E.: Możliwości zwiększanie trwałości węzłów tarcia maszyn górniczych przez wytwarzanie dyfuzyjnych warstw węglikowych. XII Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna "Trwałość elementów i Węzłów Konstrukcyjnych Maszyn Górniczych". Gliwice-Ustroń, X. 2004.

- 159. Senatorski J., Kasprzycka E.: Tribological properties of chromized diffusion layers in codnitions of sliding friction and concentrated contact. Tribologia nr 6, 2002, s. 1595-1599.
- 160. Senatorski J.: Możliwości zwiększenia trwałości elementów urządzeń technicznych przez racjonalny dobór materiałów. Tribologia. Teoria i Praktyka, nr 4/5'93, s. 355÷361, materiały VII Krajowego Sympozjum Eksploatacji Urządzeń Technicznych. Radom–Kozubnik 1993.
- 161. Senatorski J.: Ocena własności warstw dyfuzyjnych w warunkach narażeń tribologiczno-korozyjnych. Tribologia, nr 3, 2001, s. 403-413.
- 162. Senatorski J.: Podnoszenie tribologicznych właściwości materiałów przez obróbkę cieplną i powierzchniową. Wyd. IMP, seria "Monografie IMP", Warszawa 2003.
- 163. Sikora W.: Przodki o wysokiej koncentracji produkcji rozwój technologii. Polskie górnictwo węglowe - restrukturyzacja, s. 38-53.
- 164. Sikora W.: Rozwój technologii wybierania złóż węgla ścianowymi systemami eksploatacji Świat a Polska. Efektywne i bezpieczne systemy transportowe w zakładach górniczych, tom I, s. 5-23. KOMTECH 2001. Szczyrk 6-8.11.2001.
- 165. Skoć A.: Dynamika przekładni zębatych stożkowych maszyn górniczych. Zeszyty Naukowe Politechniki Ślaskiej, seria Górnictwo, z. 226. Gliwice 1996.
- 166. Skoć A.: Einfluß der Getriebschmierung auf die dynamische Zahnbelastung der Kegelräder. Tribologie und Schmierungstechnik Nr. 4, Hannover 1990.
- 167. Smary plastyczne Petro-Oil, Grupa Orlen:

http://www.dexol.com.pl/katalogi/po_p1 htm_

- 168. Solski P., Ziemba S.: Zagadnienia tarcia suchego. PWN, Warszawa 1965.
- 169. Solski P., Ziemba S.: Zużycie elementów maszyn spowodowane tarciem. PWN, Warszawa 1969.
- 170. Spałek J., Kowal A.: Specyfika procesu tarcia i smarowania węzłów konstrukcyjnych o małych amplitudach przemieszczeń i prędkości ruchu oscylacyjnego. Tribologia nr 4 / 2002.
- 171. Spałek J., Kowal A.: Zagadnienie wpływu smarowania na tarcie przy małych względnych przemieszczeniach elementów złącza sworzniowego. Biblioteka KOMTECH, tom II, s. 205-212, Gliwice 2001.
- 172. Spałek J.: Nowe kryterium wpływu oleju na proces zmęczenia stykowego warstwy wierzchniej elementów o hertzowskim kontakcie. III Międzynarodowa Esslinger V.: Praeventive Massnahmen zur Vermeidung von Reibkorrosion. Tagungsband zur Statsseminar Reibkorrosion 1994, EMPA Duebendorf, 06.12.1994.
- 173. Styp-Rekowski M., Musiał J.: Eksperymentalno-analityczna metoda wyznaczania współczynnika oporów toczenia w łożyskach. Tribologia nr 5/1999, s. 677-686.
- 174. Szala J., Kocańda S.: Podstawy obliczeń zmęczeniowych. PWN, Warszawa 1985.
 175. Szala J.: Ocena trwałości zmęczeniowej elementów maszyn w warunkach obciążeń losowych i programowanych. Zeszyty Naukowe nr 79, Mechanika 22, ATR, Bydgoszcz 1980.
- 176. Szczerek M., Wiśniewski M.: Tribologia i tribotechnika. ITE, Radom 2001.

- 177. Szczerek M.: Badania tribologicznych własności materiałów. Tribologia, Teoria i Praktyka. Rok XXIV nr 4/5'93, s. 43-70. VII Krajowe Sympozjum Eksploatacji Urzadzeń Technicznych. Radom-Kozubnik 1993.
- 178. Szczerek M.: Metodologiczne problemy systematyzacji eksperymentalnych badań tribologicznych. Wyd. IteE. Radom 1997.
- 179.Szolwinski M. P., Farris, T. N.: Mechanics of Fretting Fatigue Crack Formation. Wear, vol. 198, pp. 93-107, 1996.
- 180. Szolwinski, M. P., Farris, T. N.: Observation, Analysis and Prediction of Fretting Fatigue in 2024-T351 Aluminum Alloy. Wear, Vol. 221, No. 1, pp. 24-36, 1998.
- 181. Ścieszka S.: Zużycie podstawowa przyczyna niszczenia tribosystemów. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Górnictwo, z. 223. Gliwice 1995.
- 182. Ścieszka S.F., Filipowicz K.: Materiały na narzędzia górnicze Nowe trendy w technice badań. Monografia, ISBN 83-7335-115-9, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2001.
- 183.Ścieszka S.F.: Hamulce cierne. Zagadnienia materiałowe, konstrukcyjne i tribologiczne. Biblioteka Problemów Eksploatacji. ISBN 83-87039-93-4. Gliwice-Radom 1998.
- 184. Turpaew A.I.: Wintowye mechanizmy i peredaczi. Maszinostroenie, Moskwa 1982.
- 185.Van De Velde F., P. De Baets, Experimental study by means of large scale wear tests of the friction and wear of polyamide against steel surfaces, Proc. 6th Budapest Tribology Conf., 6-7 june 1996, Budapest (Hungary), 46-51.
- 186. Vingsbo O., Odfalk M., Shen N.: Fretting maps and fretting behaviour of some F.C.C. metal alloys. Vol. 138, Wear 1990.
- 187. Vingsbo O., Soderberg S.: On fretting maps. Vol. 126, Wear 1988.
- 188. Wachal A.: Procesy tribologiczne w różnych testach tarciowych. Materiały konferencyjne XXII Jesiennej Szkoły Tribologicznej, s. 303-308. Gliwice-Ustroń, wrzesień 1998.
- 189. Waterhouse R. B., Lindley T. C.: Fretting Fatigue. ESIS Publication 18, 1994.
- 190. Waterhouse R. B.: Fretting wear. Vol. 100, Wear 1984.
- 191. Waterhouse R. B.: The Effect of Surface Condition on Fretting Fatique, with Particular Reference to Roping Steel. Tagungsband zur Statsseminar Reibkorrosion 1994, EMPA Duebendorf, 06.12.1994.
- 192. Waterhouse R.B., Niku-Lari A. (Editor): Metal Treatments Against Wear, Corrosion, Fretting and Fatigue (Advances in Surface Treatments). Hardcover / Published 1988.
- 193. Waterhouse R.B.: Fretting corrosion. Oxford, Pergamon Press 1972 (Tłumaczenie rosyjskie: Fretting-korozja. Maszinostroenie, Leningrad 1976).
- 194. Winterfeld J., Beitz W.: Zum Einfluß der Reibkorrosion auf das Tragfähigkeitsverhalten von Polygon-Welle-Nabe-Verbindungen, Tribologie und Schmierungstechnik H.5 und 6/98, s. 35-41 und s. 12-18, Expert Verlag, Renningen 1998.
- 195.Wiśniewski M., Piekorzewski W., Szczerek M.: Wear Testing-Methods, Test Machines, Hard and Software. 10 International Colloquium on Tribology – Solving Friction and Wear Problems, January 1996.

- 196. Wojciechowicz B., Zwierzycki W.: Możliwości przewidywania stanów układów tribologicznych. Problemy Maszyn Roboczych, z. 1, vol. 1, s. 15-20, 1993.
- 197. Wojciechowicz B.: Studia nad mechanizmem zużywania się pary ślizgowej w obecności ścierniwa. Wyd. Politechniki Poznańskiej, seria: Rozprawy 1966.
- 198.Xianglin D.: The effect of quench hardening on the fretting wear of medium carbon steel. Vol. 123, Wear 1988.
- 199.Zhu M.H., Zhou Z.R., Kapsa Ph., Vincent L.: An experimental investigation oncomposite fretting mode. Tribology Int. 34(2001).
- 200.Zhu M.H., Zhou Z.R.: An experimental study on radial fretting behaviour. Tribology Int. 34(2001).
- 201.Zum Gahr K.H.: Microstructure and wear of materials. Tribology Series 10, Wyd. Elsevier, Amsterdam Oxford 1987.
- 202.Zwierzycki W.: Prognozowanie niezawodności zużywających się elementów maszyn. Biblioteka Problemów Eksploatacji, 456 Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji w Radomiu.

OPORY W RUCHU OSCYLACYJNYM MECHANIZMÓW MASZYN GÓRNICZYCH

Streszczenie

W zakładach górnictwa podziemnego wpływ konstruktorów na wzrost efektywności i obniżanie kosztów produkcji jest istotny. Wpływ ten zależy między innymi od dostępu zespołów projektujących maszyny i urządzenia do informacji dotyczących tak podstawowej dziedziny nauki, jaką jest tribologia, zajmująca się tarciem, smarowaniem i zużyciem. Rozwój systemów maszynowych w górnictwie musi brać pod uwagę w procesach konstruowania i eksploatacji takie parametry, jak trwałość i niezawodność. Oprócz tych parametrów istotna jest energochłonność maszyn i urządzeń.

Parametry te są ściśle związane z tribologią, a w szczególności z szeroko pojętym tarciem. Stąd też zagadnienia te są niezmiernie istotne w procesach projektowania mechanizmów maszyn górniczych.

Takie podejście prowadzi do konieczności badania obszarów wiedzy, którą dotychczas uwzględniano w zbyt małym stopniu. Takim obszarem wiedzy jest zjawisko tarcia przy ruchu oscylacyjnym. Pomimo że już od początków cywilizacji zajmowano się tarciem, to do czasów obecnych istnieją duże rozbieżności w ocenie jego wartości.

Zbyt mało jest informacji na temat wpływu zjawiska korozji frettingowej na opory ruchu w mechanizmach maszyn. W szczególności dotyczy to maszyn górniczych narażonych, oprócz korozji w wyniku nieznacznych przemieszczeń obciążonych powierzchni elementów w styku, także na wpływ warunków środowiska pracy.

Szczególnie uboga jest wiedza o tarciu tocznym, brakuje danych dotyczących tarcia między elementem tocznym i określonym podłożem.

Zamierzeniem autora pracy była próba oceny ilościowej tarcia ślizgowego i tocznego, w określonych warunkach, przy ruchu oscylacyjnym o nieznacznych przesunięciach.

W literaturze technicznej podawane są niekiedy sposoby obliczania wartości współczynnika tarcia tocznego odnoszące się do łożysk tocznych wielkogabarytowych (wieńcowych). Łożysk, w których główny udział ma tarcie ślizgowe w postaci poślizgów elementów tocznych w bieżniach łożyska.

W niniejszej pracy wyróżnić można trzy zasadnicze części:

- w części pierwszej zawarto wyniki badań oporów ruchu ślizgowego w połączeniach narażonych na działanie złożonego zjawiska frettingu,
- w części drugiej ujęto analizę sił tarcia przy wahadłowym ruchu wzdłużnym w połączeniach czopa wału z piastą koła
- część trzecia stanowi próbę określenia wartości współczynnika tarcia tocznego różnych elementów tocznych po różnych materiałach.

Podjęte i opisane badania dotyczyły też siły tarcia w połączeniach wybranych mechanizmów maszyn górniczych. W połączeniach tych ruch jest ślizgowy lub toczny. Ruch ślizgowy realizowany może być jako ruch wahadłowy wzdłuż połączenia czopa wału z piastą koła w przypadku np. przekładni bezstopniowej. Rodzaj ruchu może być także oscylacyjny w kierunku obwodowym, np. w ruchowych połączeniach sworzniowych.

Streszczenie

Tarcie w mechanizmach maszyn i urządzeń to świat przyczyn i skutków, gdzie najbardziej niepozorne zjawisko nie występuje bez przyczyny, a i ono samo pociąga za sobą określony skutek. Badanie zjawisk związanych z oporami ruchu występującymi w mechanizmach maszyn górniczych, a tym samym wykonanie następnego kroku w dalszym rozpoznaniu problematyki tarcia było celem podjętego zadania.

W pracy określono rodzaj ruchu bryły po obciążeniu siłą zewnętrzną lub momentem obrotowym, opracowano metodykę badań oraz wyniki badań oscylacyjnego ruchu tocznego dla danego stanowiska badawczego. Przedstawiono obliczenia pozwalające na ocenę siły tarcia tocznego dla przypadku ogólnego, tj. dowolnej średnicy kuli i obciążenia. Oszacowano także wybiórczo wpływ materiału przeciwpróbki (podłoża, po którym obtacza się oscylacyjnie kula), środka smarnego oraz wpływ kształtu bieżni na opory ruchu tocznego kuli. Opisano także badania rozpoznawcze związane z oporami ruchu tocznoślizgowego kuli w czaszy kulistej. Zaproponowano też nowe rozwiązanie konstrukcyjne opony o zmniejszonych oporach ruchu tocznego do prowadnic naczyń wyciągowych w kopalniach głębinowych.

Pokazano np. możliwość oszczędności 16% mocy układu napędowego przenośnika taśmowego jedynie przez zastosowanie taśmy np. z twardszą warstwą wierzchnią. W przenośniku tym zainstalowanych jest przynajmniej 28000 krążników, a więc 56000 łożysk tocznych, których opór ruchu tocznego zależy od obciążenia, od postaci geometrycznej elementów tocznych i bieżni oraz od zastosowanego środka smarnego. Szacuje się, z długości zainstalowanych w kopalniach przenośników taśmowych, że liczba pracujących w Polsce krążników wynosi ok. 5 mln sztuk, a wymianie podlega rocznie ok. 2 mln sztuk. Ta skala ilościowa wymaga podjęcia badań dotyczących momentu tarcia w krążnikach i sposobu ich zmniejszenia.

Istniejąca różnorodność rozwiązań konstrukcyjnych ruchowych połączeń czopa wału z piastą koła, stosowana przez producentów w mechanicznych bezstopniowych przekładniach pasowych i łańcuchowych, pośrednio świadczy o problemach związanych między innymi z oporami ruchu. Dlatego też wydaje się celowe poszukiwanie nowych rozwiązań połączeń, optymalnych ze względu na niezawodność ich pracy oraz koszty wytwarzania. Przedstawiono własne, oryginalne postacie konstrukcyjne ruchowych połączeń o zmniejszonych oporach przesuwu.

Przeprowadzono analizę porównawczą oporów ruchu przy przenoszeniu przez połączenia wpustowe określonego momentu skręcającego. Analiza zawiera porównanie oporów ruchu w stosowanych i proponowanych połączeniach czopa z piastą. Wykazano, że przedstawione nowe rozwiązanie konstrukcyjne ruchowego połączenia z wpustem wzdłużnie podzielonym pod wpływem obciążenia momentem obrotowym charakteryzują się dwukrotnie mniejszymi naciskami powierzchniowymi między elementami wpustu wykonującymi ruch wzdłużny względem siebie, przy ruchu piasty po czopie wału.

Przedstawiono ogólną charakterystykę procesu zużycia frettingowego występującego w styku tarciowym elementów typu sworzeń-piasta podlegających wymuszonym siłowo, nieznacznym przemieszczeniom względnym. Pokazano przykładowe zniszczenia powierzchniowe i wyniki badań eksperymentalnych związanych z oporami ruchu w połączeniach sworzniowych. Badania przeprowadzono na pulsatorze hydraulicznym przy zastosowaniu specjalnej głowicy badawczej z ośmioma złączami sworzniowymi. Uzyskano wyniki badań związanych ze zjawiskiem korozji frettingowej pojawiającej się w styku obciążonym zmienną siłą normalną. Opisano też badania przeprowadzone na połączeniach konforemnych (walec w tulei); układ ten obciążony był siłą zmienną w kierunku promieniowym. Wyniki badań zwróciły uwagę na charakterystyczne umiejscowienie korozji frettingowej w połączeniu, co pozwoliło przeprowadzić stosowne obliczenia i określić położenie miejsca tworzenia się korozji frettingowej w styku obciążonego połączenia.

Przeprowadzono także pomiary momentu tarcia w połączeniach sworzniowych poddanych okresowo zmiennym obciążeniom, po określonych liczbach cykli tych obciążeń.

Zakłada się, że przeprowadzone badania i wynikające z nich wnioski przyczynią się do dalszego pogłębienia wiedzy inżynierskiej z zakresu konstrukcji mechanizmów maszyn górniczych.

OSCILLATORY MOVEMENT IN COAL MINING DEVICE MECHANISMS

Abstract

Nowadays mining industry is required to increase economic effectiveness, which often means reduction in production costs.

In underground mining plants design engineers have a significant influence on production cost reduction. This influence depends, among other factors, on access that machine and equipment design teams have to information pertaining to tribology, which is the basic science branch dealing with friction, lubrication and wear. Development of machine systems in mining has to account for such parameters as durability and reliability in the design and exploitation process. Apart from these parameters, also energy consumption of machines and equipment are significant.

These parameters are strictly related to tribology, and especially to movement resistance understood broadly. Therefore, these issues are of paramount importance in designing mechanisms of mining machines.

Such approach triggers the need to carry out research in the areas, which so far have not been studies in a sufficient level. The area is for instance friction with the oscillatory movement and include movement resistance related to friction. Although friction has been examined since the very beginning of our civilization, there still exists a large body of discrepancy in assessment of its value. There is too little information on fretting corrosion influence on motion resistances in machines. Knowledge about rolling friction is especially poor and there is a lock of data concerning friction between rolling elements and its given foundation.

The author of the monograph has intended to present an attempt at quantitative assessment of rolling and sliding friction under specific circumstances with the oscillatory movement of small displacements.

Technical literature sometimes quotes rolling friction coefficients related to bearings, including the large-size ones (hub) in which there is significant sliding friction, friction between rolling elements and the basket, slides of rolling elements at the bearing race and resistance of the lubricant.

The monograph consists of three basic parts:

- The first part consist of the research results concerning slide movement resistance in the joints exposed to complex fretting,
- the second part offers an analysis of longitudinal movement resistance at the link of shaft pin with wheel hub,
- the third part attempting definition of resistance values of the rolling ball movements at various materials.

The studies undertaken and described concerned movement resistance force in connections of selected mining machines mechanisms. At these connections there is rolling or sliding movement. Sliding movements can be performed as oscillatory movement around the connection of shaft pin with wheel hub in case e.g. of variable-speed transmission. Such type of movement can also be performed as peripheral oscillation, for instance in movement bolt connections.

Movement resistance in mining and equipment mechanisms is a cause and effect relationship, in which even the tiniest phenomenon has its cause and triggers an effect. Study of the phenomena relate to movement resistance in mining machines mechanisms, which constitutes a step forward in further understanding of friction issues was an objective of the task undertaken by the author.

The monograph defines type of body movement upon loading with external force or torque; it presents methodology of studies and results of oscillatory examinations of rolling movement at a given working stand. Computations are presented that allow assessment of the force of rolling friction for a general case, i.e. for any sphere diameter and load. Selected estimations are also made of the impact of counter-sample material (base on which the sphere rolls in oscillatory movements), lubricant and the impact of the race shale on the ball rolling movement resistance. Recognition studies were also made for the rolling and sliding ball movement resistance in spherical cap. New design solution was proposed for a tyre with decreased rolling movement resistance to be used in abyss mine hoist ways.

Although object of many studies, rolling friction requires further theoretical and experimental works. The study showed the potential of 16% reduction in power consumption of the belt conveyer driver obtained solely thanks to the use of a belt with a harder surface layer. At least 28,000 rollers are installed in this conveyer, which means there are 56,000 rolling bearings at which the rolling friction resistance depends on load as well as geometrical shape of rolling elements and the race ands on the lubricant. On the basis of the length of belt conveyers installed in Polish mines it is estimated that there are ca. 50 million rollers operating in Poland, with ca. 2 million being exchanged every year. Such quantity required and will require in the future studies to be taken on the rolling movement resistance phenomenon.

Existing variety of construction movement solutions between the shaft pin and wheel hub applied by producers in mechanical variable-speed belt and chain transmission is an indirect evidence of problems existing, among others, in movement resistance. Therefore its seems sensible to seek new connection solutions that would be best both in terms of their operational reliability and costs of production. The work presents own original constructions of movement connections with decreased resistance of feed.

A comparative analysis was carried out on the movement resistance at transfer of the torsional moment via a key connection. The analysis covers comparison of movement resistance in applied and suggested connections between the pin and the hub.

It was shown that the new construction solution presented of a movement connection with key that is divided alongside under the load of torque is characterised by two time smaller surface pressure among key elements that perform longitudinal movement when pin moves along the shaft hub.

A general description of fretting wear was presented as existing at the friction contact of bolt-pin elements that are subject to forced slight relative shifts. Examples of surface destructions were given. The work also included results of experimental studies on movement resistance in bolt connections.

Abstract

Abstract

Studies were carried out in a hydraulic pulsator with a special study head with eight bolt connections.

Results were obtained for fretting corrosion that appears at the contact point loaded with normal changeable force. Studies were performed on flat plates and in conformal connections (shaft in a sleeve); this system was loaded with a changeable force along radial direction. Results of the studies showed characteristic location of fretting corrosion in a connection, which allowed performance of relevant computations and definition of fretting corrosion location in a contact point of the loaded connection.

Friction moment measurements were also taken at the bolt connections that are subject to seasonal changeable loads after defined numbers of load cycles.

It is presumed that the results of the studies and conclusions stemming from them will contribute to development of engineering knowledge in mining machine construction mechanisms.

Wydano za zgodą Rektora Politechniki Śląskiej

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ ul. Akademicka 5, 44-100 Gliwice; tel. (0-32) 237-13-81 http://wydawnictwo.polsl.pl

Sprzedaż i Marketing

tel. (0-32) 237-18-48 wydawnictwo mark@polsl.pl

Nakł. 100+50	Ark. w	wyd. 15,5	Ark. druk. 12,625	Papier offset. 70x100,80g
Oddano do druku 29.0	3.2005 r.		Podpisano do druku 29.03.2005 r.	Druk ukończ. w kwietniu 2005 r

Wydrukowano w Zakładzie Graficznym Politechniki Śląskiej w Gliwicach, ul. Kujawska 1 zam. 155/05

Książki Wydawnictwa można nabyć w księgarniach

GLIWICE

- Punkt Sprzedaży ul. Akademicka 2 (237-17-87)
- "FORMAT" Akademicka 5 (architektura i budownictwo)
- "LAMBDA" ul. Akademicka 2 (237-21-40)
- Punkt Sprzedaży ul. Akademicka 16 (automatyka, elektronika, informatyka)
- ♦ "ŻAK" ul. Kaszubska

RYBNIK

- "ORBITA" ul. Rynek 12
- "NEMEZIS" ul. Hallera 26

ŁÓDŹ

- "POLITECHNIKA 100" ul. Żeromskiego 116 PŁ.
- Hurtownia "BIBLIOFIL" ul. Jędrowizna 9a (042) 679-26-77

KATOWICE

- Punkt Sprzedaży ul. Krasińskiego 8
- Hurtownia "DIK" ul. Dulęby 7 (032) 204-82-30
- Hurtownia "JERZY" ul. Słoneczna 24 (258-99-58)

TYCHY

"I Ja Tours" - ul. Piłsudskiego 10 (217-00-91 w.130)

ZABRZE

Punkt Sprzedaży – ul. Roosevelta 26

KRAKÓW

- Techniczna ul. Podwale 4 (012) 422-48-09
- Punkt Sprzedaży WND AGH, Al. Mickiewicza 30

GDAŃSK

• EKO-BIS – ul. Dyrekcyjna 6 (058) 305-28-53

WARSZAWA

- Studencka Pl. Politechniki 1 (022) 628-77-58
- Techniczna ul. Kaliskiego 15 (022) 666-98-02
- Techniczna ul. Świętokrzyska 14
- MDM ul. Piękna 31

BIAŁYSTOK

Dom Książki (Księgarnia 84) – ul. Wiejska 45 c

POZNAŃ

- Księgarnia "POLITECHNIK" ul. Piotrowo 3 (061) 665-23-24
- Księgarnia Techniczna ul. Półwiejska 28 (061) 659-00-38

NOWY SĄCZ

Księgarnia "ATOM" – ul. Hoffmanowej 3 (018) 446-08-72

BIBLIOTEKA GŁÓWNA Politechniki Śląskiej Druk: Drukarnia Gliwice, ul. Zwycięstw 27, tel. 230 49 50