



AKADEMIA TECHNICZNO-ROLNICZA  
IM JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH  
W BYDGOSZCZY

## ROZPRAWY NR 103

Michał Styp-Rekowski

# ZNACZENIE CECH KONSTRUKCYJNYCH I TRWAŁOŚCI SKOŚNYCH ŁOŻYSK KULKOWYCH

.82/.89

-Rekowski, Michał (194  
zenie cech konstrukcy

BYDGOSZCZ – 2001







AKADEMIA TECHNICZNO-ROLNICZA  
IM. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH  
W BYDGOSZCZY

## ROZPRAWY NR 103

Michał Styp-Rekowski

# ZNACZENIE CECH KONSTRUKCYJNYCH DLA TRWAŁOŚCI SKOŚNYCH ŁOŻYSK KULKOWYCH

Biblioteka Główna ATR w Bydgoszczy



00000093742

BYDGOSZCZ – 2001

REDAKTOR NACZELNY  
dr hab. inż. Janusz Prusiński, prof. nadzw. ATR

OPINIODAWCY  
prof. dr inż. Zbigniew Ławrowski, prof. zw. PWR  
dr hab. inż. Andrzej Raczyński, prof. nadzw. PI

REDAKTOR NAUKOWY  
prof. dr hab. inż. Maciej Woropay

OPRACOWANIE REDAKCYJNE I TECHNICZNE  
mgr Michał Górecki, mgr inż. Daniel Morzyński

© Copyright  
Wydawnictwa Uczelniane Akademii Techniczno-Rolniczej  
Bydgoszcz 2001

ISSN 0209-0597

Wydawnictwa Uczelniane Akademii Techniczno-Rolniczej  
ul. Ks. A. Kordeckiego 20, 85-225 Bydgoszcz, tel. (052) 3790482, 3790426  
e-mail: [wydawucz@atr.bydgoszcz.pl](mailto:wydawucz@atr.bydgoszcz.pl) <http://www.atr.bydgoszcz.pl/> - wyd

Wyd. I. Nakład 150 egz. Ark. aut. 8,0 Ark. druk 8,0 Papier druk kl. III.  
Oddano do druku i druk ukończono w grudniu 2001 r. Zamówienie nr 12/2001  
Zakład Małej Poligrafii ATR, ul. Ks. A. Kordeckiego 20, 85-225 Bydgoszcz

*Janusz Prusiński*

75/14



## SPIS TREŚCI

Ważniejsze symbole i skróty stosowane w pracy .....	5
<b>1. WPROWADZENIE .....</b>	<b>7</b>
1.1. Geneza pracy .....	7
1.2. Opory ruchu w skośnych łożyskach kulkowych .....	8
1.3. Trwałość skośnych łożysk tocznych .....	10
1.4. Uzasadnienie problematyki badawczej .....	10
<b>2. ANALIZA STANU WIEDZY O ZJAWISKACH WYWOŁUJĄCYCH OPORY RUCHU I DETERMINUJĄCYCH TRWAŁOŚĆ KULKOWYCH ŁOŻYSK SKOŚNYCH .....</b>	<b>12</b>
2.1. Czynniki wywołujące opory ruchu w skośnych łożyskach tocznych .....	13
2.1.1. Poślizgi .....	14
2.1.2. Histereza odkształceń .....	17
2.1.3. Smarowanie .....	17
2.1.4. Inne składowe oporów ruchu .....	18
2.2. Czynniki wpływające na proces zużywania skośnych łożysk tocznych .....	18
2.2.1. Poślizgi .....	18
2.2.2. Histereza odkształceń .....	20
2.2.3. Reologia środków smarowych .....	21
2.2.4. Inne czynniki .....	23
2.3. Wpływ cech konstrukcyjnych na poziom oporów ruchu w łożyskach skośnych .....	24
2.3.1. Zależność oporów ruchu od cech materiałowych .....	24
2.3.2. Cechy geometryczne a opory ruchu .....	31
2.3.3. Wpływ napięcia wstępnego na poziom oporów ruchu .....	34
2.4. Relacje między trwałością a cechami konstrukcyjnymi kulkowych łożysk skośnych .....	36
2.4.1. Zagadnienia ogólne .....	36
2.4.2. Wpływ cech materiałowych .....	40
2.4.3. Zależność trwałości od geometrycznych cech konstrukcyjnych .....	46
2.4.4. Napięcie wstępne i dynamiczne cechy warstwy wierzchniej a trwałość łożysk .....	47
2.5. Transformacja technologicznej WW w eksploatacyjną WW w łożyskach tocznych .....	48
2.6. Działalność inżynierska a cechy eksploatacyjne łożysk w poszczególnych stadiach istnienia wytworu.....	52
<b>3. PODSUMOWANIE ANALIZY LITERATUROWEJ .....</b>	<b>53</b>
3.1. Wnioski z przeglądu literatury .....	53
3.2. Sformułowanie tezy naukowej .....	56
3.3. Cel i zakres pracy .....	57

<b>4. BADANIA WŁASNE</b> .....	58
4.1. Obiekt i warunki badań .....	58
4.1.1. Cechy konstrukcyjne badanych łożysk, wymagania wykonawcze i warunki ich pracy .....	60
4.1.2. Budowa stanowiska badawczego, zasada działania i pomiarów .....	62
4.1.3. Warunki badań doświadczalnych .....	64
4.2. Badania eksperymentalne – opis i interpretacja wyników .....	65
4.2.1. Wpływ wybranych czynników konstrukcyjnych na opory ruchu .....	65
4.2.2. Cechy konstrukcyjne elementów łożysk a ich trwałość .....	71
4.2.3. Opracowanie statystyczne uzyskanych wyników badań doświadczalnych .....	80
4.3. Modelowanie cech eksploatacyjnych łożysk skośnych .....	81
4.3.1. Wyznaczenie krzywych niezawodności .....	83
4.3.2. Zależność trwałości od współczynnika $\delta_2$ i napięcia wstępnego $P_x$ ....	83
4.3.3. Rozkład wyników badań trwałościowych .....	85
4.4. Badania analityczne .....	87
4.4.1. Probabilistyczny aspekt trwałości łożysk .....	87
4.4.2. Zagadnienia zmęczenia w łożyskach tocznych .....	90
4.4.3. Optymalizacja – kryterialny dobór cech konstrukcyjnych .....	94
4.4.4. Algorytm doboru cech konstrukcyjnych łożysk tocznych .....	102
4.5. Eksperymentalno-analityczny matematyczny model oporów ruchu w kulkowych łożyskach skośnych .....	103
4.5.1. Opory wynikające z obciążenia zewnętrznego i geometrii strefy kontaktu .....	104
4.5.2. Opory ruchu wywołane obecnością środka smarowego .....	106
4.5.3. Siły bezwładności jako składowa oporów ruchu .....	106
4.5.4. Porównanie wyników doświadczeń z rezultatami analiz teoretycznych – model matematyczny oporów ruchu .....	106
<b>5. PODSUMOWANIE PRACY I WNIOSKI</b> .....	109
<b>LITERATURA</b> .....	113
<b>STRESZCZENIA</b> .....	125

## Ważniejsze symbole i skróty stosowane w pracy

### *Symbole*

a	duża półos elipsy pola kontaktu <i>mm</i>
b	mała półos elipsy pola kontaktu, <i>mm</i> .
C	nośność ruchowa, $\Delta$
$C_a$	nośność spoczynkowa, $\Delta$
$d_k$	średnica kulki, <i>mm</i> .
$d_m$	średnica środków elementów tocznych w łożysku, <i>mm</i> .
$D_{1,2}$	średnica bieżni (odpowiednio: zewnętrznej i wewnętrznej) <i>mm</i>
E	energia, <i>J</i> .
f	współczynnik oporów ruchu tocznego (ramię tarcia), <i>mm</i> .
f <sub>s</sub>	współczynnik rodzaju smarowania i typu łożyska.
g	odległość od powierzchni, <i>mm</i>
h	grubość filmu smarnego, $\mu m$
H	twardość, <i>MPa</i> (alternatywnie <i>HB HRC HV</i> ...)
L	trwałość łożyska, <i>cykle (godziny)</i> .
$L_{(10)}$	nominalna trwałość łożyska, <i>cykle (godziny)</i>
m	wartość średnia pomiarów (alternatywnie – w zależności od wielkości).
$M_t$	moment tarcia tocznego, <i>Nm</i>
n	prędkość obrotowa, <i>1/s</i> .
N	liczba cykli obciążenia.
p	naciski kontaktowe, <i>MPa</i>
P	obciążenie zastępcze łożyska, $\Delta$
$P_{max}$	maksymalne obciążenie elementu tocznego $\Delta$
$P_x$	obciążenie wzdłużne łożyska, $\Delta$ .
$P_y$	obciążenie poprzeczne łożyska, $\Delta$
Q	obciążenie zewnętrzne węzła łożyskowego, $\Delta$
$r_{f,2}$	promień profilu bieżni (odpowiednio: zewnętrznej i wewnętrznej), <i>mm</i>
$R_a$	parametr chropowatości, $\mu m$ .
s	odchylenie standardowe (alternatywnie – w zależności od wielkości)
t	czas, <i>s</i>
T	siła tarcia, <i>N</i> .
v	prędkość, <i>m/s</i> .
V	objętość, <i>mm<sup>3</sup></i> .
z	liczba elementów tocznych w łożysku.
Z	zużycie (masowe, objętościowe, liniowe), <i>g, mm<sup>3</sup>, mm</i> (alternatywnie)

$\alpha$	kąt działania łożyska. <i>stopnie (rad.)</i> ,
$\delta$	- bezwymiarowy współczynnik krzywizny bieżni,
$\varepsilon$	współczynnik kąta rozkładu obciążenia na elementy toczne,
$\gamma$	kąt między kolejnymi elementami tocznymi. <i>stopnie, (rad)</i>
$\lambda$	względna grubość filmu smarnego,
$\mu$	- współczynnik tarcia ślizgowego,
$\nu$	- lepkość kinematyczna, <i>mm<sup>2</sup>/s</i> ,
$\theta$	- temperatura. <i>K (°C)</i> ,
$\rho$	- zastępczy promień krzywizny ciał będących w kontakcie, <i>mm<sup>-1</sup></i> .
$\sigma$	- naprężenia, <i>MPa</i> ,
$\sigma_a$	- amplituda naprężeń, <i>MPa</i> ,
$\omega$	- prędkość kątowna, <i>rad/s</i>

### *Skróty*

CK	-- cecha konstrukcyjna,
DCK	dynamiczna cecha konstrukcyjna,
EWW	-- eksploatacyjna warstwa wierzchnia,
FEM	-- metoda elementów skończonych,
GCK	geometryczna cecha konstrukcyjna,
MCK	materialowa cecha konstrukcyjna,
MS	- czynnik smarujący,
SGP	- struktura geometryczna powierzchni,
TS	- tarcie ślizgowe,
TT	- tarcie toczne,
TWW	- technologiczna warstwa wierzchnia,
WW	- warstwa wierzchnia.



# 1. WPROWADZENIE

## 1.1. Geneza pracy

Na VII Kongresie Eksploatacji Maszyn Profesorowie Bolesław Wojciechowicz i Wiesław Leszek zaprezentowali tezę, że w budowie maszyn pełniej niż dotychczas należy stosować zasadę polegającą na tym, aby projektować „odpowiednią maszynę dla określonych warunków jej pracy”, co w konsekwencji wymusza konstruowanie elementów maszyn spełniających określone zadania w konkretnych warunkach. Uwzględnienie w praktyce tej zasady spowoduje ograniczenie przeciążeń elementów maszyn uzyskane dzięki dostosowaniu cech konstrukcyjnych do warunków eksploatacji, a w konsekwencji możliwość zmniejszenia współczynników bezpieczeństwa i uniknięcie przewymiarowania elementów skonstruowanych z uwzględnieniem powyższej zasady [87].

Realizacja przedstawionej koncepcji wymaga zrealizowania dwóch podstawowych zadań:

1. Możliwie dokładnego zidentyfikowania warunków pracy i wymagań jakie mają spełniać maszyna i jej elementy.
2. Opracowania metody doboru cech konstrukcyjnych elementów maszyn uwzględniającej przyjęte warunki i wymagania.

Jednym z elementów powszechnie stosowanych w maszynach jest łożysko toczne. Przyjęcie powyższej zasady w projektowaniu przyczyni się do tego, że w miejsce masowo używanych typowych łożysk tocznych częściej stosowane będą specjalne łożyska toczne.

Potrzeba tego typu działań znajduje potwierdzenie w literaturze światowej, w której coraz częściej można znaleźć informacje o stosowaniu na elementy łożysk tocznych i innych tocznych par kinematycznych materiałów dotychczas nie stosowanych. Prezentowane są przykłady pierścieni łożyskowych oraz kulek wykonanych z tworzyw konstrukcyjnych charakteryzujących się między innymi większą twardością (szeroko pojęta ceramika) [7, 12, 112], lecz także i mniejszą (stałe jedynie ulepszone cieplnie) [160, 184] a nawet znacznie mniejszą (tworzywa sztuczne) [93, 174, 189] niż materiały tradycyjne. We wszystkich przypadkach spełniają one nałożone na nie zadania w specyficznych warunkach pracy.

W tym samym czasie na Wydziale Mechanicznym Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy – na zlecenie Bydgoskich Zakładów Rowerowych ROMET – realizowana była kompleksowa praca dotycząca pojazdów jednośladowych (rowerów), w której jedno z zagadnień dotyczyło szeroko pojętych strat energetycznych. Celem tej części badań było zidentyfikowanie źródeł strat, opisanie modelami matematycznymi zależności oporów ruchu od cech konstrukcyjnych, a w rezultacie propozycja dotycząca zminimalizowania tej części wkładanej energii. Jednym z analizowanych źródeł strat energetycznych były łożyska toczne, których postać konstrukcyjna różni się znacznie od łożysk typowych, co uzasadnia uznanie ich za łożyska specjalne.

Przeprowadzone w ramach powyższych badań obserwacje i zdobyte doświadczenia dały podstawę do sformułowania nie prezentowanego w znanej autorowi literaturze poglądu, że rezultaty badań oporów ruchu w łożyskach kulkowych skośnych można wykorzystać szerzej, np. do wyznaczania i prognozowania ich trwałości, a także

optymalizacji cech konstrukcyjnych, traktując opory ruchu jako jedną z funkcji celu. Przeprowadzone studia literaturowe oraz badania doświadczalne i analityczne stanowiły impuls do podjęcia próby opracowania metody określania trwałości skośnych łożysk kulkowych, przy czym za jedno z kryteriów przyjęto występujące w łożyskach opory ruchu. Rezultaty tych studiów i badań stanowią także część danych wejściowych do rozważań zawartych w niniejszej pracy.

## 1.2. Opory ruchu w skośnych łożyskach kulkowych

Łożyska toczne są elementami powszechnie stosowanymi we wszelkiego rodzaju maszynach. Mają one zwykle niewielki udział w całości kosztów i masie maszyn i urządzeń, natomiast bardzo duży wpływ na ich jakość. Z danych literaturowych wynika, że uszkodzenia węzłów kinematycznych, wśród nich węzłów łożyskowych, nawet w 90% przypadków stanowią przyczynę utraty zdolności całych maszyn [108].

Uwzględniając wymagania konstrukcyjne oraz oczekiwania użytkowników maszyn, jako wielkości kryterialne jakości łożysk tocznych można przyjąć poniższe cechy użytkowe:

- poziom drgań,
- zużycie:
  - zmęczeniowe,
  - cierne,
- opory ruchu.

W zależności od przeznaczenia łożysk znaczenie powyższych kryteriów będzie różne, np. łożyska stosowane w pojazdach samochodowych powinny charakteryzować się przede wszystkim dużą odpornością na zużycie, a w rowerach – małymi oporami ruchu. Tak więc, określane przez producentów wartości graniczne wielkości będących pochodnymi powyższych cech użytkowych mogą być różne w zależności od przeznaczenia łożysk.

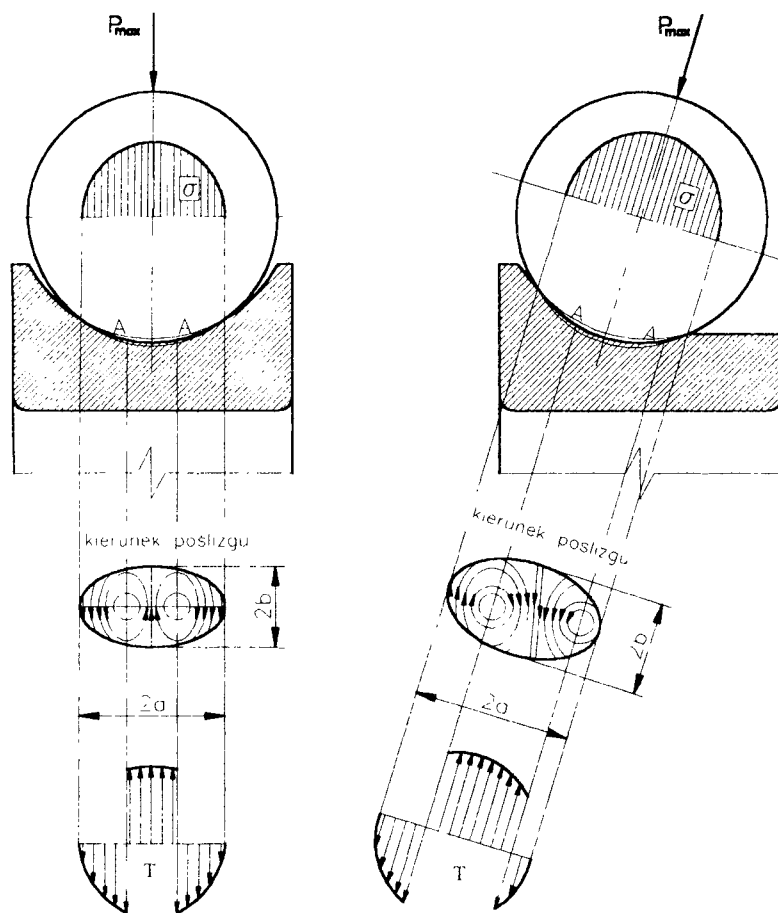
Od przyjętego kryterium może również zależeć trwałość łożysk przyjmowana jako zdolność zachowania zdolności do realizowania założonych zadań. W takim ujęciu trwałości niektóre łożyska toczne już w chwili ich wytworzenia nie nadają się do konkretnych zastosowań, czyli dla pewnej grupy zastosowań ich trwałość może być równa zero [176].

Przyjmując, że jakość wytworu można w pełni ocenić dopiero podczas jego użytkowania, zagadnienie wewnętrznych oporów ruchu w łożyskach tocznych, szczególnie w łożyskach skośnych, jest bardzo istotnym problemem. Wszelka ingerencja na etapie eksploatacji, mająca na celu poprawę istniejącego stanu wytworu, jest bowiem dużo droższa i mniej efektywna niż w procesie projektowania łożysk

Analiza oporów ruchu w łożyskach tocznych wykazuje, że jednym ze składników wewnętrznych oporów ruchu są poślizgi zwane również (dla odróżnienia od mikro-poślizgów) makropoślizgami. Porównując kinematykę kulek w łożysku i skutki w zakresie tarcia względnych ruchów elementów łożysk, można stwierdzić, że poślizgi te mają większe wartości dla kulkowych łożysk skośnych niż w przypadku łożysk poprzecznych.

Łożyska skośne mają ponadto swoją specyfikę: pracują bez luzu, najczęściej nawet z luzem ujemnym, wywołanym wprowadzaniem w montażu napięciem wstępnym, lecz za to przy dużych – w porównaniu do łożysk poprzecznych – makropoślizgach.

Z zależności geometrycznych opisujących strefę kontaktu elementów toczyń (kulek) z bieżniami wynika, że parametry  $a$  i  $b$  opisujące obszar styku mają większe wartości dla łożysk skośnych niż dla łożysk poprzecznych (przy takich samych istotnych cechach konstrukcyjnych i obciążeniu). Niewątpliwie sprzyja to występowaniu większych oporów ruchu.



Rys.1.1. Rozkład i kierunki makropoślizgów oraz wykresy sił tarcia  $T$  w łożyskach kulkowych: a) poprzecznych, b) skośnych

Z przytoczonych powyżej rozważań dotyczących oporów ruchu w łożyskach toczyń wynika więc, że zagadnienie wewnętrznych oporów ruchu w skośnych łożyskach kulkowych jest bardzo istotne. Rezultaty obserwacji ich poziomu mogą być użyteczne zarówno w procesach konstruowania, jak i eksploatacji węzłów kinematycznych z tarcieniem toczyń.

### 1.3. Trwałość skośnych łożysk toczyńnych

Stwierdzony w poprzednim fragmencie niniejszego opracowania fakt intensywnego występowania poślizgów w skośnych łożyskach kulkowych sugeruje, że zużycie cierne będzie miało dużo większy udział w całkowitym zużyciu tej odmiany łożysk kulkowych niż ma to miejsce w przypadku łożysk poprzecznych.

Przypuszczenie to znalazło potwierdzenie w badaniach przedstawionych w [141], z których wynika, że około 55% łożysk eksploatowanych w pojazdach samochodowych traci swą zdatność w rezultacie zużycia ciernego, 36% – na skutek zmęczeniowego zużycia powierzchniowego, a 9% – w wyniku korozji i innych przyczyn. Duża część łożysk toczyńnych w samochodach to różne odmiany łożysk skośnych. Z dużym prawdopodobieństwem można więc przyjąć, że spostrzeżenia powyższe dotyczą także skośnych łożysk kulkowych.

Zjawiska towarzyszące zużyciu zmęczeniowemu oczywiście także zachodzą, lecz dla trwałości skośnych łożysk kulkowych są one mniej istotne.

Interesujące ze względów poznawczych wydaje się więc być zbadanie możliwości określania trwałości omawianego rodzaju łożysk na podstawie obserwacji oporów ruchu. Stąd właśnie tak ukierunkowano badania zarówno doświadczalne, jak i teoretyczne prezentowane w niniejszej pracy.

### 1.4. Uzasadnienie problematyki badawczej

Przeprowadzone powyżej wstępne rozważania wykazały, że ze względu na znaczący udział tarcia ślizgowego w procesie zużycia skośnych łożysk kulkowych zagadnienie ich trwałości wymaga odmiennego potraktowania niż w przypadku łożysk poprzecznych. Fakt ten wywołuje potrzebę opracowania metody określania trwałości łożysk skośnych uwzględniającej przede wszystkim zużycie cierne, lecz także i zużycie zmęczeniowe.

Ze względu na zmianę relacji pomiędzy udziałami zużycia zmęczeniowego a ciernego w całkowitym zużyciu kulkowych łożysk skośnych interesujące wydaje się być sprawdzenie, na ile dotychczasowe metody wykorzystujące hipotezy uszkodzeń zmęczeniowych są przydatne do określania trwałości tego rodzaju łożysk.

Wspomniana na wstępie tendencja konstruowania maszyn oraz ich zespołów i części spełniających założone zadania w konkretnie określonych warunkach stwarza potrzebę opracowania metody kryterialnego doboru optymalnych cech konstrukcyjnych, w której funkcjami celu byłyby: trwałość i opory ruchu. Wymaga to znajomości relacji pomiędzy tymi cechami użytkowymi a cechami konstrukcyjnymi elementów łożysk oraz całych węzłów łożyskowych.

Na podstawie analizy cech konstrukcyjnych elementów łożysk można stwierdzić, że różne będą dominujące cechy wymagane dla łożysk działających w odmiennych warunkach. W łożyskach pracujących przy małych obciążeniach najistotniejszą cechą ze względu na opory ruchu jest chropowatość powierzchni roboczych łożyska, mniej istotną – twardość materiału. Odwrotnie jest w przypadku łożysk w mocno obciążonych węzłach kinematycznych. Z kolei łożyska przewidziane do pracy przy dużych prędkościach obrotowych powinny charakteryzować się, m. in. małymi odchyłkami makrogeometrii (np. falistości lub kulistości).

Cechy konstrukcyjne łożysk - ze względu na ich trwałość – są często jeszcze inne, np. dla łożysk mocno obciążonych istotne są: skład chemiczny i struktura użytego materiału, a także związana z nimi twardość. Dla łożysk pracujących przy małych obciążeniach ta ostatnia cecha ma znaczenie dużo mniejsze. Elementy łożysk pracujących przy dużych prędkościach obrotowych powinny być natomiast wykonane z materiałów o małym ciężarze właściwym.

Już z tych kilku przytoczonych powyżej przykładów wynika duże znaczenie badań optymalizacyjnych, umożliwiających uzyskanie łożysk o cechach konstrukcyjnych zapewniających oczekiwane cechy eksploatacyjne.

Podjęcie badań prowadzących do optymalizacji cech konstrukcyjnych ma uzasadnienie w fakcie coraz częstszego stosowania na elementy łożysk tocznych tworzyw konstrukcyjnych zarówno twardszych, jak i bardziej miękkich niż dotychczas stosowane. Opracowane dla materiałów tradycyjnych zależności pomiędzy cechami konstrukcyjnymi a użytkowymi łożysk są najczęściej nieprzydatne, m. in. ze względu na to, że nie uwzględniają tendencji wspomnianej na początku tego rozdziału.

Przeprowadzona wyżej wstępna identyfikacja zagadnień istotnych dla lepszego poznania zjawisk towarzyszących działaniu skośnych łożysk kulkowych pozwala na wytyczenie sekwencji działań, niezbędnych do uzupełnienia stanu wiedzy w odniesieniu do przyjętej problematyki badawczej.

Pierwszy etap to powyższe krótkie studium dotyczące oporów ruchu i trwałości skośnych łożysk tocznych oraz wyznaczenie celu w kategoriach bardzo ogólnych.

Etap drugi – studium literaturowe, zawierające ocenę aktualnego stanu wiedzy oraz opracowanie wytycznych do badań własnych. Struktura tej części pracy wynika z faktu, że metodologicznie oparto się w niej na systemowym ujęciu obiektu badań prezentowanym w nauce konstrukcji. Uporządkowana analiza informacji w aspekcie jakościowych relacji pomiędzy cechami użytkowymi łożysk a cechami konstrukcyjnymi oraz uwzględnienie w niej kryteriów jakościowych najczęściej przyjmowanych w odniesieniu do łożysk tocznych (oporów ruchu i zużycia, a dokładniej trwałości jako funkcji zużycia), pozwolą na sformułowanie zadań poznawczych i aplikacyjnych.

Trzeci etap – podsumowanie przeglądu literaturowego i synteza zawartych w nim informacji. Działania te umożliwiają postawienie tezy naukowej oraz sprecyzowanie zakresu badań doświadczalnych i teoretycznych niezbędnych dla potwierdzenia sformułowanej tezy.

## 2. ANALIZA STANU WIEDZY O ZJAWISKACH WYWOŁUJĄCYCH OPORY RUCHU I DETERMINUJĄCYCH TRWAŁOŚĆ KULKOWYCH ŁOŻYSK TOCZNYCH

Tarcie jest zjawiskiem, które zawsze towarzyszyło i towarzyszy człowiekowi. Szeroki zakres jego występowania podkreślany jest we wszystkich źródłach naukowych. Różnice istnieją tylko w oszacowaniu wartości strat energetycznych (bezpośrednich i pośrednich), które są skutkiem różnych form tarcia, np. [6, 87, 146]. Najogólniej tarcie dzieli się na:

- ślizgowe (TS),
- toczne (TT).

Pierwsze z nich znane było od zarania dziejów. Pomimo braku rozumienia jego istoty i oczywistej nieznajomości podstaw teoretycznych było ono nawet wykorzystywane praktycznie, np. do rozpalamia ognia, co przyjmuje się, że było jednym z największych osiągnięć w rozwoju człowieka.

Drugi rodzaj tarcia – tarcie toczne będące przedmiotem rozważań w niniejszej pracy – pojawiło się dopiero z chwilą wynalezienia koła (ok. 3500 roku p.n.e. w Mezopotamii), a jego podstawy teoretyczne zaczęto tworzyć znacznie później, już w czasach współczesnych. Jako początek powstawania teorii tarcia tocznego w odniesieniu do łożysk tocznych przyjmuje się 1881 rok, czyli datę opublikowania przez Hertza rezultatów teoretycznych analiz dotyczących naprężeń i odkształceń ciał o dużej różnicy krzywizn, będących ze sobą w kontakcie [25].

Rozwój teorii tarcia tocznego dokonywał się na podstawie badań. I tak, np. Stribeck doświadczalnie potwierdził wyniki analiz Hertza i rozszerzył ich zastosowanie na łożyska toczne, a Goodman sformułował zależności dopuszczalnego obciążenia (nośności) łożysk od geometrycznych cech konstrukcyjnych i niektórych warunków pracy łożysk. Podstawy obliczeń nośności i trwałości łożysk tocznych sformułował Palmgren, które wspólnie z Lundbergiem rozwinęli po II wojnie światowej [74].

Łożyska toczne były pierwszymi elementami, w stosunku do których przyjęto stochastyczny rozkład obciążeń i z tego powodu stosowane były losowe metody prognozowania trwałości. Głównym, w odniesieniu do wszystkich łożysk modelem rozkładu trwałości jest model Weibulla zaadaptowany przez Palmgrena i Lundberga, stopniowo udoskonalany wraz z rozwojem wiedzy o smarowaniu i prognozowaniu trwałości, rosnącej w wyniku ciągłego ulepszania łożysk. Jest to zmęczeniowy model prognozowania trwałości. Stosowane są dwa ujęcia tego zagadnienia: inicjacji lub propagacji pęknięć zmęczeniowych. W modelu Weibulla, opartym na zagadnieniu inicjacji pęknięć, wykorzystuje się ujęcie naprężeniowe do obliczania udziału czasu inicjacji, który to udział jest dominujący w całkowitej trwałości kruchych stali łożyskowych. W modelu tym założono użycie pojedynczej wartości naprężenia (maksymalnego ortogonalnego naprężenia stycznego) do przypisania jej prawdopodobieństwa uszkodzenia zmęczeniowego.

Drugie ujęcie tego modelu wykorzystuje zagadnienie propagacji pęknięć zmęczeniowych. Stanowi ono rozwinięcie prawa Parisa do obliczania prędkości rozprzestrzeniania się pęknięcia zarodkowego i jest podstawą prognozowania trwałości zmęczeniowej.

Pierwsza z powyższych odmian stanowiła podstawę do opracowania powszechnie wykorzystywanej w praktyce zależności, służącej do obliczania trwałości łożysk tocznych w postaci:

$$L_{(t_{10})} = (C/P)^p \quad (2.1)$$

gdzie:

- $L_{(t_{10})}$  – trwałość nominalna,
- $C$  – nośność dynamiczna,
- $P$  – obciążenie zastępcze,
- $p$  – wykładnik potęgowy trwałości.

Zależność ta, modyfikowana później do form bardziej rozwiniętych [4, 51, 62, 70] jest podstawą doboru łożysk tocznych w praktyce inżynierskiej. Wprowadzone modyfikacje i odmiany metod omówione zostaną szerzej w dalszej części studium literaturowego – w części dotyczącej trwałości łożysk tocznych.

W latach późniejszych, aż do chwili obecnej trwa równoległy rozwój badań doświadczalnych i teoretycznych, przy czym komputeryzacja przyczyniła się do szybszego rozwoju tych drugich, szczególnie w zakresie trwałości łożysk tocznych.

W tej części pracy ograniczono się do zagadnień związanych z trwałością oraz oporami ruchu występującymi w łożyskach, a także do czynników mających wpływ na wzajemne relacje pomiędzy tymi cechami użytkowymi łożysk. Synteza informacji dotyczących tej problematyki umożliwi określenie obszaru niewiedzy i ułatwi sformułowanie problemu badawczego.

## 2.1. Czynniki determinujące opory ruchu w skośnych łożyskach tocznych

Cechami eksploatacyjnymi typowych łożysk tocznych są przede wszystkim trwałość i opory ruchu. Istotną wielkością jest także ich nośność. Podobnie jest w przypadku łożysk specjalnych, jednak dla różnych warunków pracy hierarchia ich znaczenia może być różna.

Na podkreślenie zasługuje fakt, że przedmiotem analiz i badań opisanych w niniejszej pracy są łożyska stosowane w pojazdach jednośladowych napędzanych energią pochodzącą z mięśni ludzkich. Z tego względu opory ruchu całego pojazdu a także wewnętrzne opory ruchu w łożyskach uznano za nadrzędną cechę eksploatacyjną.

Drugą uwzględnioną w poniższych rozważaniach cechą łożysk jest ich trwałość. Ze względu na łatwość wymiany w przypadku zużycia oraz niewielki koszt wytworzenia nowego łożyska uznano ją za cechę również istotną, lecz w mniejszym stopniu niż opory ruchu.

Zjawiska tribologiczne przyczyniające się do powstawania oporów ruchu w łożyskach pojazdów jednośladowych są takie same, jak w łożyskach typowych. Różne jednak mogą być udziały w sumarycznych oporach. Opory te, a także tarcie bieżnika opony o podłoże, to główne składniki strat energetycznych występujące podczas ruchu pojazdów jednośladowych. W przypadku jazdy rekreacyjnej pomija się opory powietrza.

Głównymi czynnikami powodującymi wewnętrzne opory ruchu w łożyskach są występujące w nich:

- makropoślizgi,
- mikropoślizgi,
- histereza odkształceń,
- tarcie w środku smarowym,
- adhezja.

Bilans energetyczny dla łożyska można więc zapisać w postaci równania:

$$E_{we} = E_{wy} + E_{str} \quad (2.2)$$

przy czym

$$E_{str} = E_{ma} + E_{mi} + E_h + E_{sm} + E_a \quad (2.3)$$

gdzie:  $E_{we}$  – energia wejściowa (włożona),  
 $E_{wy}$  – energia wyjściowa (użyteczna),  
 $E_{str}$  – sumaryczna energia strat (nieużyteczna),  
 $E_{ma}$  – straty energii wywołane makropoślizgami,  
 $E_{mi}$  – udział mikropoślizgów w stratach energii,  
 $E_h$  – straty energii wywołane histerezą odkształceń,  
 $E_{sm}$  – straty energii spowodowane obecnością środka smarowego,  
 $E_a$  – udział adhezji w stratach energii.

Oprócz wymienionych wyżej przyczyn, pewien udział w sumarycznych oporach ruchu w łożyskach mogą mieć:

- tarcie uszczelnienia,
- tarcie w koszyku lub tarcie pomiędzy elementami tocznymi (w przypadku braku koszyka).

Ze względu na to, że w łożyskach rowerowych ich udział jest wg oceny autora niewielki (czasami wręcz wcale nie występują) w dalszej analizie zostaną one pominięte.

Rozdział energii dostarczanej do łożyska uwzględniający wymienione wyżej czynniki strat energetycznych przedstawiono na rys. 2.1. Udziały poszczególnych składowych nie są równe jak zaprezentowano na rysunku dlatego powyższy rozdział należy traktować jako pogładowy.

### 2.1.1. Poślizgi

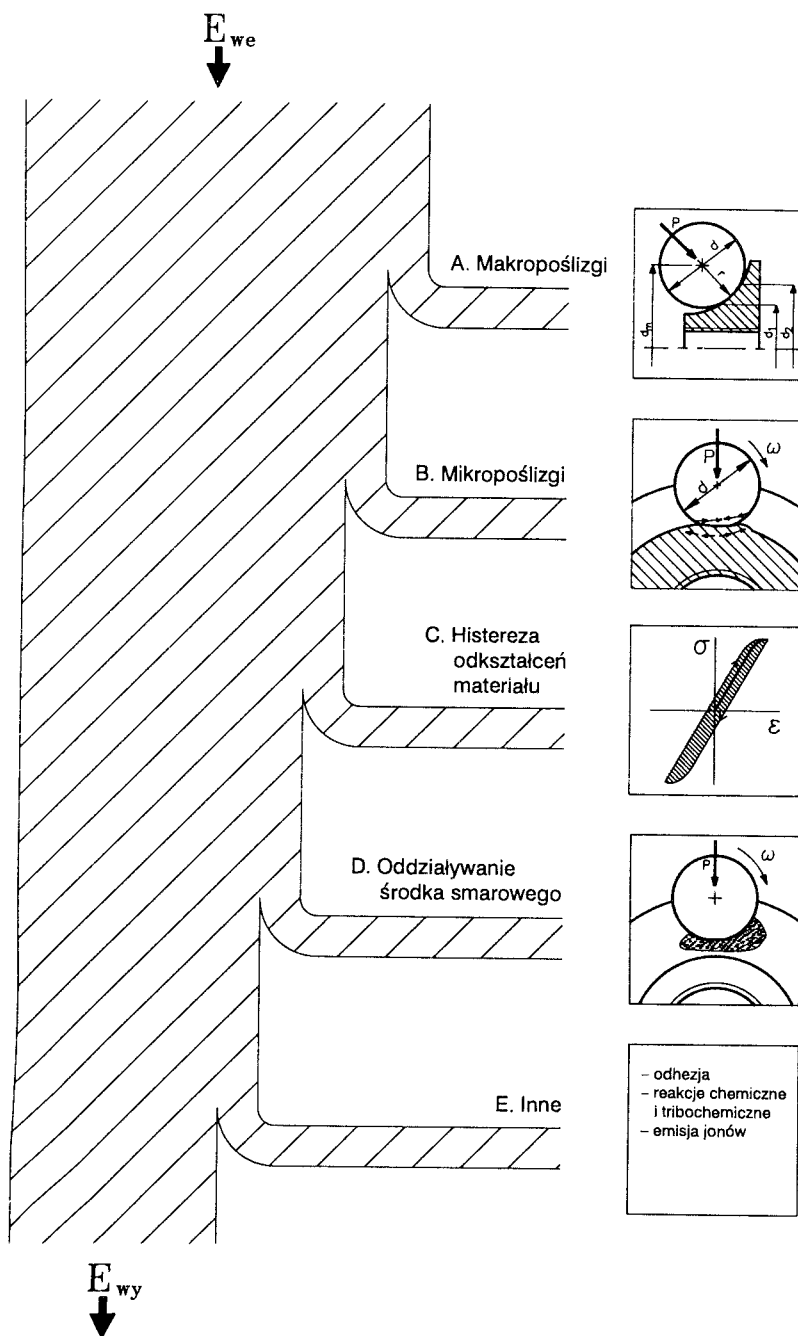
Są dwie podstawowe przyczyny, występowania poślizgów w łożyskach tocznych. Pierwsza z nich to fakt, że tworzywa konstrukcyjne używane do wytwarzania elementów łożysk nie są idealnie sztywne, druga zaś wynika z geometrii strefy kontaktu.

Podczas pracy łożysk tocznych na skutek działania obciążenia zewnętrznego, między elementami tocznymi a bieżniami (bieżnia to powierzchnia pierścienia wewnętrznego lub zewnętrznego łożyska, po której toczą się elementy toczne) zamiast teoretycznego styku punktowego istnieją powierzchnie kontaktu. Ponieważ powierzchnie te są bardzo małe, występują na nich duże naciski, których wartość określić można za pomocą zależności opracowanych teoretycznie przez Hertza, a sprawdzonych i wykorzystanych do łożysk tocznych przez Lundberga i Palmgrena.

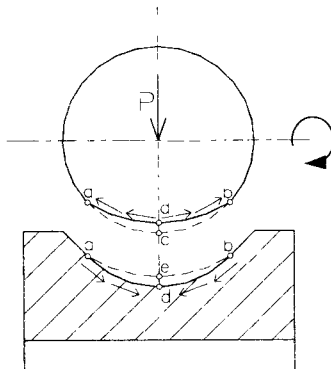
Odkształcenia pierścieni z bieżniami i elementów tocznych spowodowane obciążeniem zewnętrznym powodują przemieszczenia w strefie kontaktu stykających się ciał w kierunkach zaznaczonych na rysunku 2.2. Szerokość strefy styku jest mała w porównaniu do promieni elementów tocznych, a przemieszczenia są tego samego rzędu, co szerokość strefy styku, czyli bardzo małe, dlatego poślizgi te nazywa się mikropoślizgami.



Na rysunku 2.2 pokazana jest deformacja kulki i pierścienia łożyska tocznego pod wpływem obciążenia zewnętrznego. Powierzchnia kulki w miejscach zetknięcia doznaje ściskania, a pierścień – rozciągania.



Rys. 2.1. Schemat rozdziału energii w łożysku



Rys. 2.2. Istota mikroślizgów w tarcii tocznym i ich kierunki

Przyjmując, że rzeczywista powierzchnia kulki do momentu zetknięcia się z bieżnią jest kulista (pomijając oczywiście błędy makrogeometrii), wówczas w miarę wzrostu nacisku łuk  $acb$  przechodzi w  $adb$ .

Ponieważ

$$\widehat{acb} > \widehat{adb} \quad (2.4)$$

następuje więc ściskanie. Odcinek  $aeb$  bieżni łożyska przejdzie w  $adb$ , przy czym

$$\widehat{aeb} < \widehat{adb} \quad (2.5)$$

W pierścieniu z bieżnią (wewnętrzną lub zewnętrzną) zachodzi więc rozciąganie.

Wynikiem takiej sytuacji są sprężyste odkształcenia zachodzące w obszarze styku kulki z bieżniami na pierścieniach łożyskowych, powodujące przemieszczanie obszarów wchodzących w kontakt w kierunkach przedstawionych na rysunkach 2.1(B) i 2.2. Powodują one tarcie – są więc jedną ze składowych strat energetycznych w łożyskach.

W łożyskach tocznych toczenie bez ślizgów praktycznie nie występuje. Liniowe prędkości obwodowe poszczególnych punktów powierzchni styku części tocznych i pierścieni z bieżniami, obracających się z pewnymi prędkościami kątowymi są różne i zależą od odległości tych punktów od osi obrotu. Powierzchnie robocze współpracujących elementów łożyska mają krzywoliniowe tworzące co powoduje, że w poszczególnych punktach obszaru styku elementów tocznych z pierścieniami istnieją między nimi różnice prędkości obwodowych wywołując wzajemny ich ślizg. Siły styczne wywołane ślizgami równoważą się, prowadząc do powstawania dwóch obszarów ślizgu w jednym kierunku, a między nimi obszaru ślizgu w przeciwnym kierunku. W miejscach zmiany kierunku ślizg jest równy zero. Są to więc jedyne punkty, w których występuje czyste toczenie. Na skutek odkształceń elementów łożyska pod wpływem obciążenia zmieniają się geometryczne warunki ich przylegania – zmienia się także przebieg ślizgów. Charakterystyczny obraz ślizgów w strefie styku – rys. 1.1, zależy od kinematyki względnych ruchów elementów tocznych i pierścieni z bieżniami, a więc również od rodzaju łożysk. Tę odmianę ślizgów ze względu na skalę w jakiej występują – w odróżnieniu od poprzednio omawianych – nazywa się makroślizgami.

Ten rodzaj ślizgów jest szczególnie istotny w kulkowych łożyskach skośnych, które są przedmiotem rozważań w niniejszej pracy.

## 2.1.2. Histereza odkształceń

Kolejną przyczyną powstawania oporów ruchu w łożyskach jest histereza odkształceń. Podczas toczenia się jednego ciała po drugim w jednym kierunku w przedniej części powierzchni zetknięcia następuje zwiększenie wzajemnego nacisku, natomiast w tylnej części - jego zmniejszenie. Przy obciążaniu metali w granicach sprężystości zależność pomiędzy naprężeniami a odkształceniem jest inna niż w trakcie odciążania. Praca deformacji sprężystej wykonana przy obciążaniu nie zwraca się więc w całości przy odciążaniu. Zjawisko histerezy dowodzi, że przy odkształcaniu ciał rzeczywistych nie występuje proces doskonale sprężysty. Praca deformacji zostaje zwrócona tylko częściowo, a w materiale powstają pewne odkształcenia trwałe. Energię utraconą w wyniku histerezy odkształceń obrazuje zakreskowane pole pomiędzy krzywymi na wykresie naprężenie-odkształcenie. Rysunek 2.1(C) ma charakter jedynie poglądowy. W przypadku łożysk nie występuje bowiem symetryczne działanie naprężeń dodatnich i ujemnych, a histereza ma charakter relaksacyjny.

Mechanizm powstawania odkształceń trwałych w zjawisku histerezy odkształceń tłumaczony jest w rozmaity sposób. Jedną z teorii [146] wyjaśnia to zjawisko następująco:

- miejscowe niesprężyste odkształcenia na granicach ziaren, a także i w samych ziarnach powodują powstawanie naprężeń własnych między różnie zorientowanymi ziarnami,
- na skutek niejednorodności struktury pole naprężeń jest niejednorodne, zarówno w skali makro- jak i mikro-, co powoduje powstawanie różnicy potencjałów fizycznych: cieplnych, elektrycznych, magnetycznych, których relaksacja prowadzi do rozpraszania energii w postaci ciepła,
- wywołane obciążeniem mikroobszary odkształceń plastycznych związane z histerezą odkształceń tkwią w osnowie sprężystej, wywołując w niej odkształcenia sprężyste, których działanie zmierza do częściowego cofnięcia odkształceń plastycznych. W wyniku tej tendencji odkształcenia plastyczne (jeśli czas jest wystarczający) w pewnym stopniu cofają się, a to z kolei związane jest również z nieodwracalnym rozpraszaniem energii.

Rozpatrując zjawisko histerezy odkształceń, jako źródła strat energetycznych, należy rozróżnić przypadek jednokrotnego przetaczania się elementu tocznego po bieżni od przetaczania wielokrotnego, kiedy określony fragment powierzchni danego ciała wielokrotnie poddany jest działaniu nacisku wywieranego przez drugie przetaczające się po nim ciało. Badania wykazały, że opory w procesie toczenia rozwijają się w dwóch stadiach i składają się z dwóch części:

- oporów związanych z pracą plastycznego odkształcania metalu, która to deformacja jest szczególnie intensywna w początkowym okresie toczenia,
- oporów związanych z odkształceniami sprężystymi, praktycznie już po zakończeniu procesu odkształceń plastycznych, tzn. po wielokrotnym przebyciu tego samego odcinka drogi przez toczący się element. Źródłem oporów toczenia są straty spowodowane histerezą odkształceń sprężystych.

Potwierdzeniem tezy, że istotnym składnikiem oporów ruchu, oprócz mikropoślizgów, są straty wynikające z histerezy odkształceń jest fakt, że substancje smarowe (w znacznym stopniu zmniejszające opory tarcia ślizgowego), w dużo mniejszym stopniu zmniejszają opory ruchu przy tarcia tocznym [13].

## 2.1.3. Smarowanie

Występującym w łożyskach skośnych makropoślizgom towarzyszy tarcie ślizgowe, które skutecznie zmniejsza stosowanie środka smarowego. Z drugiej jednak strony jego obecność jest czynnikiem powodującym wewnętrzne opory ruchu, gdyż do pokonania

sił adhezji oraz wewnętrznych sił tarcia cząstek środka smarowego niezbędne jest dostarczenie energii, która dyssypuje do otoczenia w postaci ciepła.

Właśnie te przyczyny powodują, że właściwy dobór środka smarowego (co do rodzaju, postaci i ilości) w przypadku łożysk tocznych jest zagadnieniem bardzo istotnym i złożonym.

#### 2.1.4. Inne składowe oporów ruchu

Poza opisanymi wyżej czynnikami jako składowa sumarycznych oporów ruchu występować może niewyrównoważenie elementów łożysk wywołujące w czasie ich pracy drgania sprężyste – częściowo tłumione przez materiał, pochłaniające część włożonej energii.

Pewien udział ma także adhezja, która może wystąpić między częściami łożyska. Ma ona związek z tarcieniem ślizgowym, a więc dotyczy przede wszystkim poślizgów.

Obecność środka smarowego powoduje, że między nim a materiałem elementów łożysk zachodzą mogą reakcje tribochemiczne, pochłaniające także część włożonej do układu energii.

Powyższe składowe oporów ruchu w omawianych łożyskach mają bardzo niewielkie udziały wobec czego w dalszych rozważaniach uwzględniane będą tylko marginesowo.

Bardzo trudno jest określić udziały poszczególnych składników w sumarycznych oporach ruchu, gdyż przyczyny (przedstawione na rys.2.1) w formie czystej nie występują a interakcje między nimi powodują, że jest to zadanie w praktyce niewykonalne. Czynione są pewne próby w tym zakresie, np. [190] jednak ich rezultaty są dalece niedoskonałe. Możliwe natomiast jest określenie zależności pomiędzy cechami konstrukcyjnymi łożysk a sumarycznymi wewnętrznymi oporami ruchu w nich występującymi.

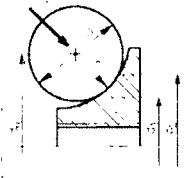
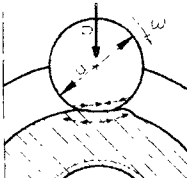

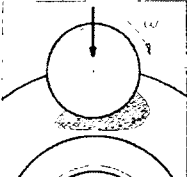
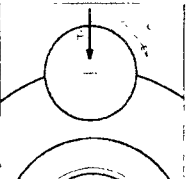
## 2.2. Czynniki wpływające na proces zużywania skośnych łożysk tocznych

Zużycie łożysk, a tym samym pośrednio trwałość jest cechą wtórną w stosunku do oporów ruchu. Jest więc cechą ściśle od nich zależną a determinują ją te same zjawiska tribologiczne, które omówiono w przypadku oporów ruchu.

Na schemacie – rys.2.3 przedstawiono najistotniejsze, zdaniem autora, zjawiska mające wpływ na proces zużywania się elementów łożysk, a więc decydujące o ich trwałości. Wyszczególniono na nim także dominujące w procesie zużywania skutki występowania tych zjawisk.

### 2.2.1. Poślizgi

Rozpatrując mechanizm mikropoślizgów stwierdzić można, że na ich wartość zasadniczy wpływ ma materiał elementów łożyska, a ściślej stan kwalifikacyjny związany ze strukturą tworzywa konstrukcyjnego, z którego wykonano elementy łożysk. W dużym stopniu na skutki tego zjawiska w aspekcie zużycia wpływa także wartość i charakter obciążenia zewnętrznego łożyska. Czynniki te decydują o intensywności procesu zużywania powierzchni roboczych łożysk, który powoduje powiększanie się luzów. W wyniku tego pojawiają się obciążenia dynamiczne, znacznie intensyfikujące zużycie.

Zjawisko (schemat) makropoślizgi	Atrybuty (formy zużycia)	Czynniki determinujące
	ubytek materiału	$\Delta E_{ma} = f \begin{cases} \text{GCK}; (\delta = 2r/d, d_m/d, R_a) \\ \text{MCK}; (H) \\ \text{DCK}; (P_x) \end{cases}$
mikropoślizgi 	ubytek materiału	$\Delta E_{mi} = f(\text{MCK}); (H, \text{struktura})$
histereza sprężysta 	zmęczenie (pitting, łuszczenie)	$\Delta E_h = f \begin{cases} \text{MCK}; (H) \\ \text{GCK}; (\delta = 2r/d) \end{cases}$
oddziaływanie środka smarowego 	bezpośrednie: ubytek materiału pośrednie: zmęczenie (pitting)	$\Delta E_{sm} = f(\text{MCK});$ (własności MS, dodatki)
inne 	ubytek materiału	$\Delta E_a = f(\text{MCK}); (\text{struktura})$

Rys. 2.3. Zjawiska towarzyszące procesowi zużycia łożysk tocznych, ich atrybuty i czynniki determinujące

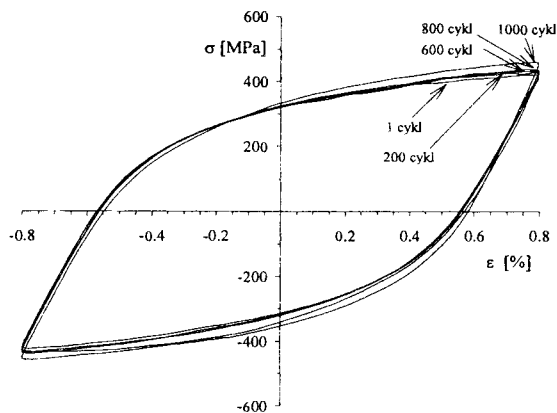
Jak już stwierdzono wcześniej czyste toczenie w łożyskach praktycznie nie występuje a więc tarcie toczenia towarzyszy tarcie ślizgowe. Im większa jest rzeczywista powierzchnia styku elementu tocznego z bieżnią, tym większy jest udział tarcia ślizgowego. Dlatego o udziale makropoślizgów w procesie zużywania decydują cechy konstrukcyjne (CK): geometryczne ( $\delta$ ,  $d_m/D$ ,  $R_a$ ) oraz materiałowe (twardość  $H$ , granica sprężystości).

Pewien wpływ na trwałość ma także napięcie wstępne wywierane w łożysku podczas montażu. Obserwuje się mianowicie, że początkowy wzrost napięcia (aż do pewnej jego wartości) powoduje zmniejszanie się makropoślizgów, a więc zmniejsza się intensywność zużycia [16].

### 2.2.2. Histereza odkształceń

Cykliczne odkształcanie powierzchni roboczych w miejscach styku elementu tocznego z bieżniami, którym to odkształceniom nieodłącznie towarzyszy histereza odkształceń są przyczyną, która powoduje, że w przypadku poprzecznych łożysk tocznych dominujące jest zużycie o charakterze zmęczeniowym.

O zakresie oddziaływania zjawiska histerezy odkształceń (a dokładniej – skutków naprężeń kontaktowych wywołujących odkształcenia sprężysto-plastyczne) na zużycie decyduje z jednej strony wartość i charakter zewnętrznego obciążenia łożyska, z drugiej zaś - rzeczywista powierzchnia styku elementu tocznego z bieżnią (geometria strefy kontaktu), która z kolei zależy od geometrycznych i materiałowych CK.



Rys. 2.4. Pętla histerezy dla stali 45 w stanie normalizowanym [163]

Opublikowane rezultaty badań, np. [163, 190] wykazały, że dla różnych tworzyw oraz ich stanów kwalifikacyjnych kształt pętli jest różny. Zmienia się on także wraz ze wzrostem liczby cykli obciążeń. Stwierdzono na przykład, że dla stali 45 w stanie normalizowanym, przy rosnącej liczbie obciążeń i stałej wartości odkształcenia względnego  $\epsilon$ , rośnie wartość naprężenia  $\sigma$ , co świadczy o pewnym umocnieniu tworzywa próbki – rys. 2.4.

Wyniki cytowanych powyżej badań dotyczą wytrzymałości zmęczeniowej próbek przy rozciąganiu i ścisłaniu, a więc przy takim obciążeniu, jakie w czystej postaci podczas tarcia tocznego nie występuje w łożyskach. Ponieważ jednak w czasie pracy łożysk występują analogiczne czynniki (cykliczne obciążenia i towarzyszące im odkształcenia sprężysto-plastyczne) można przyjąć, że ich skutki w zakresie trwałości zmęczeniowej będą podobne także przy zmęczeniowym zużyciu powierzchniowym. Przepuszczenia te potwierdzają wyniki prezentowane w nielicznych pracach z zakresu zagadnień kontaktowych, np. [171], Dotyczą one jednak szczególnych warunków badań, dlatego ich rezultaty powinny być potwierdzone w dalszych badaniach.

### 2.2.3. Reologia środków smarowych

Łożyska toczne smarowane są środkami smarowymi pochodzenia mineralnego lub syntetycznego. W obu grupach występują one w trzech postaciach jako:

- płynne środki smarowe (oleje),
- smary plastyczne,
- smary stałe.

Produkty uzyskane w wyniku rafinacja ropy naftowej, będącej głównym surowcem do wytwarzania mineralnych płynnych i plastycznych środków smarowych, nie zawsze charakteryzują się wystarczającymi cechami eksploatacyjnymi i dlatego dodaje się do nich, tzw. dodatki uszlachetniające, które poprawiają określone cechy lub grupę tych cech. W literaturze są informacje o licznych, różnorodnych dodatkach. Ich działanie można sprowadzić do trzech głównych funkcji:

- obniżającej lepkość i zmniejszającej tarcie wewnętrzne: grafit, dwusiarczek molibdeny, PTFE, dodatki na bazie metali miękkich (Cu, Pb) [39, 45, 81],
- zabezpieczającej przed utlenianiem się środków smarowych w wysokich temperaturach, np.: dwualkil dwufenyloamina, alkil N-fenyl 1-naftyloaminy [82],
- przeciwwzartarciowej: dodatki z grupy moczników [105].

Skuteczność dodatku uzależniona jest między innymi od warunków współpracy elementów łożysk, a także od jego procentowej zawartości w oleju bazowym.

Bazę dla olejów syntetycznych do smarowania łożysk szybkoobrotowych stanowią takie związki jak [39, 105, 172]:

- poli  $\alpha$ -olefiny,
- etery dwufenylowe,
- estry wieloalkoholowe,
- estry dwu- i trójpentaerytrytu,
- trójfosforany,
- czterofluoropolieter.

Są one często mieszane z olejami mineralnymi, dając w efekcie środek smarowy łączący zalety jednej i drugiej odmiany olejów.

Poprawę cech środków smarowych można uzyskać także innymi sposobami. Na podstawie badań przedstawionych w pracy [19] wykazano na przykład, że dodatek do smaru plastycznego cząstek ferromagnetycznych - powodujących, że smar stał się magnetycznie aktywny - wywołał nawet dwukrotne zmniejszenie współczynnika tarcia wiertnego. W odniesieniu do oporów w łożyskach tocznych jest to także istotne, gdyż jedną ze składowych ruchu kulek w łożyskach skośnych jest właśnie ruch wiertny, któremu również towarzyszą opory. Zaobserwowano zmniejszenie oporów ruchu spowodowanych tarciem wiertnym przy stwierdzonym wzroście lepkości kinematycznej, wywołanym oddziaływaniem pola magnetycznego na smar.

Jako środki smarowe do łożysk tocznych bardzo często stosowane są smary plastyczne. Ze względu na opory ruchu nie jest to korzystne. Ich stosowanie ogranicza się zatem do łożysk o małych wymiarach pracujących przy małych i średnich prędkościach obrotowych. Postęp w dziedzinie syntetycznych środków smarowych spowodował, że rozszerzył się zakres prędkości obrotowych, przy których stosuje się tego rodzaju środki smarowe. Jest to możliwe dzięki olejom o bardzo niskiej lepkości stanowiących bazę do otrzymywania smarów plastycznych. W literaturze podaje się, że wartość parametru  $d_m \cdot n$ , przy której możliwe jest stosowanie smarów plastycznych nie powinna być większa niż  $0.5 \cdot 10^6$  mm/min. W skrajnych przypadkach opisanych w literaturze [79, 106, 127]

może przekraczać ona nawet  $1,5 \cdot 10^6$  mm/min (np. w turbinkach stomatologicznych), lecz wymaga się wówczas specjalnego przygotowania tak smarowanego wężła łożyskowego. Przygotowanie to polega na stopniowym kontrolowanym dochodzeniu do maksymalnych parametrów pracy.

Smary stałe stanowią trzecią grupę środków smarowych możliwych do stosowania w łożyskach tocznych. Najpopularniejsze z nich to: azotek boru, dwusiarczek molibdenu, grafit. Ze względu na konsystencję są one rzadziej - w porównaniu do dwóch wyżej omówionych rodzajów - stosowane w łożyskach tocznych [57, 185]. Ich budowa krystaliczna oraz stabilność własności w podwyższonych temperaturach (do ponad 650K) powoduje, że są one bardzo często wykorzystywane jako dodatki do olejów i smarów plastycznych [45, 58, 131]. Stosowane są także jako substancje, którymi pokrywa się powierzchnie robocze łożysk tocznych. W tym drugim przypadku zastosowań duże znaczenie ma sposób w jakim pokrycia te są nanoszone [171]. Silne wiązania wewnątrz warstw siatki krystalicznej, zaś słabe pomiędzy poszczególnymi warstwami sprawiają, że do wzajemnego przemieszczenia poszczególnych warstw niezbędne są małe siły styczne (małe jest tarcie wewnętrzne), a tym samym opory ruchu przemieszczających się ciał są małe.

Ilość środka smarowego w węźle łożyskowym musi zapewniać oddzielenie przemieszczających się elementów tocznych od bieżni bardzo cienką warstewką - rzędu części mikrometra.

Jedną z preferowanych obecnie zasad smarowania jest uzależnienie grubości filmu smarnego  $h$  od tzw. chropowatości zastępczej  $R_{az}$  wyrażonej wzorem [91, 100]:

$$R_{az} = \sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2} \quad (2.6)$$

gdzie:

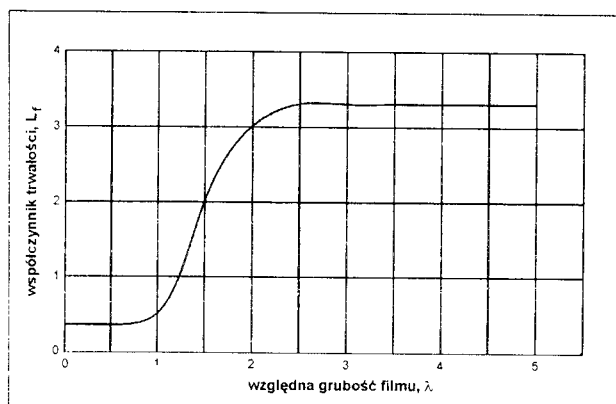
- $R_{a1}$  - chropowatość bieżni łożyska,
- $R_{a2}$  - chropowatość elementów tocznych.

Ze względów praktycznych korzystne jest, aby miarą grubości filmu była jego grubość względna  $\lambda$  wyrażona w postaci ilorazu:

$$\lambda = h/R_{az} \quad (2.7)$$

Zalecana dla łożysk kulkowych wartość  $\lambda$  mieści się w granicach 1÷2,5 (rzadziej do 3) [91, 127], co mogą potwierdzić rezultaty doświadczeń przedstawione na rysunku 2.5. Dalsze zwiększanie parametru  $\lambda$  praktycznie nie powoduje wzrostu współczynnika trwałości  $L_f$  może natomiast mieć negatywny wpływ na opory ruchu w łożysku. W badaniach tych współczynnik trwałości stanowi stosunek trwałości określonej doświadczalnie do trwałości obliczeniowej. Rzeczywista grubość filmu smarnego w określonych warunkach pracy danej pary kinematycznej, w tym także łożysk tocznych, w dużym stopniu zależy również od lepkości środków smarowych. Z tego powodu obserwuje się poszukiwania uniwersalnej metody określania optymalnej, dla danych warunków pracy, lepkości środka smarowego, jako kryterium przyjmując właśnie grubość filmu smarnego, np. [75].





Rys. 2.5. Zależność współczynnika trwałości  $L_f$  od względnej grubości filmu smarnego  $\lambda$  [100]

Powyższa analiza wykazała, że obecność środka smarowego prowadzi do zmniejszenia intensywności zużycia, głównie w wyniku zmniejszenia tarcia ślizgowego spowodowanego powstawaniem elastohydrodynamicznego filmu smarnego.

W przypadku łożysk będących obiektem niniejszych rozważań efekt zmniejszający zużycie jest jednak niewielki, gdyż w normalnych warunkach ich pracy względne prędkości przemieszczających się elementów są małe. Warunki do powstawania wyporu hydrodynamicznego, który przeciwdziała zużyciu ciernemu nie są więc sprzyjające. Tworzy się jednak warstwa graniczna, która zwalnia przebieg procesu zużycia.

Kolejnym, istotnym dla procesu zużywania i trwałości łożysk, skutkiem obecności środka smarowego w łożyskach jest jego działanie rozklinowujące, które przyczynia się do intensyfikacji procesu pittingu, z chwilą powstania pierwszych pęknięć zmęczeniowych.

Stwierdzić więc można, że podobnie jak w przypadku oporów ruchu, obecność środka smarowego ma działanie dychotomiczne. Z jednej strony przyczynia się do łagodzenia skutków zużycia, lecz z chwilą pojawienia się pęknięć powoduje intensyfikację tego procesu. Należy zatem tak dobrać środek smarowy i jego ewentualne dodatki, aby minimalizować zjawiska negatywne, a intensyfikować – pozytywne.

#### 2.2.4. Inne czynniki

Istotnym czynnikiem, od którego zależy trwałość łożysk tocznych jest dokładność wykonania ich elementów. Wszelkie odchyłki kształtu, np. falistości bieżni, kołowości kulek oraz położenia, np. bicie są przyczynami powstawania obciążeń dynamicznych w bardzo dużym stopniu przyspieszających proces zużywania [68].

Duże znaczenie w aspekcie trwałości ma selekcja wymiarowa kulek. W każdej grupie selekcyjnej dopuszcza się występowanie kulek o średnicach różniących się między sobą o wartość odchyłki dopuszczalnej. Fakt ten powoduje nierównomierne obciążenie zarówno kulek, jak i bieżni, a tym samym różną amplitudę naprężeń wywołanych w bieżniach przy każdorazowym przejściu danego elementu tocznego. Ponadto amplituda ta jest większa niż wynika to z teoretycznych obliczeń, gdyż nie wszystkie kulki przenoszą obciążenie w równym stopniu. Zwiększenie amplitudy powoduje obniżenie trwałości zmęczeniowej elementów łożysk, która z kolei ma bezpośredni wpływ na trwałość łożysk tocznych.

Zagadnienie to jest szczególnie istotne dla omawianych łożysk, gdyż stosuje się w nich kulki z grupy selekcyjnej 40, a więc odchyłki dopuszczalne mają stosunkowo duże wartości. Z tego też powodu jest ono szerzej omówione w dalszej części pracy.

### 2.3. Wpływ cech konstrukcyjnych na poziom oporów ruchu w łożyskach skośnych

W celu usystematyzowania rozważań przyjęto za [23], że konstrukcja jest wyznaczana trzema grupami cech:

- materiałowych (MCK),
- geometrycznych (GCK),
- dynamicznych (DCK).

Rozpatrując zagadnienie oporów ruchu w łożyskach stwierdzić można, że zależą one od wszystkich wspomnianych wyżej grup. Podstawową wydaje się jednak być pierwsza z nich – materiałowych cech konstrukcyjnych.

Pod pojęciem MCK rozumie się szeroko pojęty zbiór cech wyznaczających strukturę wewnętrzną tworzywa konstrukcyjnych, np.: skład chemiczny, struktura krystalograficzna oraz metalograficzna. W przypadku łożysk tocznych do tej grupy CK należy zaliczyć także środki smarowe, które stosuje się podczas eksploatacji łożysk.

Jako geometryczne cechy konstrukcyjne przyjmuje się zbiór cech wyznaczających strukturę zewnętrzną w skali makro- (układ wymiarów, odchyłki kształtu itp.), jak też i mikro- (struktura powierzchni).

Trzecia grupa cech - DCK, wyznacza dynamiczne stany wytworów wywołane podczas ich wytwarzania (obróbki i montażu). W odniesieniu do łożysk tocznych w tej grupie wymienić należy napięcie wstępne łożyska, a także naprężenia występujące w warstwie wierzchniej elementów łożysk będące skutkiem procesów wytwarzania.

Opyry ruchu w łożyskach tocznych można najogólniej podzielić przyjmując jako kryterium przyczyny ich występowania. Zidentyfikować można trzy podstawowe źródła oporów:

- obciążenie zewnętrzne ( $M_1$ ),
- obecność czynnika smarującego ( $M_2$ ),
- siły wewnętrzne ( $M_3$ ).

Tak więc, sumaryczne opory ruchu w łożysku można wyrazić ogólnym wzorem:

$$M_t = M_1 + M_2 + M_3 \quad (2.8)$$

Powyższa zależność wykorzystywana będzie w dalszej analizie oporów ruchu w łożyskach stanowiących obiekt badań.

#### 2.3.1. Zależność oporów ruchu od cech materiałowych

Zagadnienia dotyczące cech materiałowych elementów łożysk i ich związku z oporami ruchu omawiane są w szeregu publikacji. Można podzielić je na kilka grup tematycznych:

- tworzywa z jakiego wykonano elementy łożysk,
- obróbka cieplna i cieplno-chemiczna bieżni i elementów tocznych,
- powłoki nałożone na elementy łożysk,

- rodzaj środka smarowego.
- dodatki smarowe.
- sposób smarowania.

Łożyska typowe wykonane są głównie z konstrukcyjnych stali stopowych charakteryzujących się dużą odpornością na ścieranie, dużą wytrzymałością na ściskanie i małym współczynnikiem rozszerzalności objętościowej. Elementy łożysk wykonane z tych stali występują zawsze w stanie hartowanym i odpuszczonym w niskich temperaturach. W tym stanie charakteryzują się one bardzo rozdrobnioną i jednorodną strukturą [94].

Jako materiał na elementy łożysk stosuje się także stale do nawęglania [28, 107, 144]. Połączenie tego gatunku stali z właściwą (dla danego gatunku stali) metodą obróbki cieplno-chemicznej pozwala na uzyskanie jednorodnej i rozdrobnionej struktury, a otrzymana efektywna głębokość nawęglania i twardość ( $HV > 550$ ) zabezpiecza trwałości wykonanych z niej łożysk.

pozytywne rezultaty uzyskano także, stosując na elementy kinematycznych par tocznych (łożyska i prowadnice) stale jedynie ulepszone [160, 184]. Zastosowanie ich jest możliwe tylko w takich przypadkach, gdy obciążone są one w sposób ciągły (bez uderów) małymi siłami zewnętrznymi, a względny ruch elementów odbywa się z niewielkimi prędkościami. Stosowanie w takich przypadkach twardych materiałów nie znajduje uzasadnienia, głównie ekonomicznego.

Coraz częściej, dla specjalnych zastosowań łożysk, na ich elementy stosuje się inne tworzywa konstrukcyjne. Jednym z przykładów może być wykorzystanie tworzyw sztucznych w produkcji podstawowych elementów łożysk tocznych [83, 98, 149, 174, 189]:

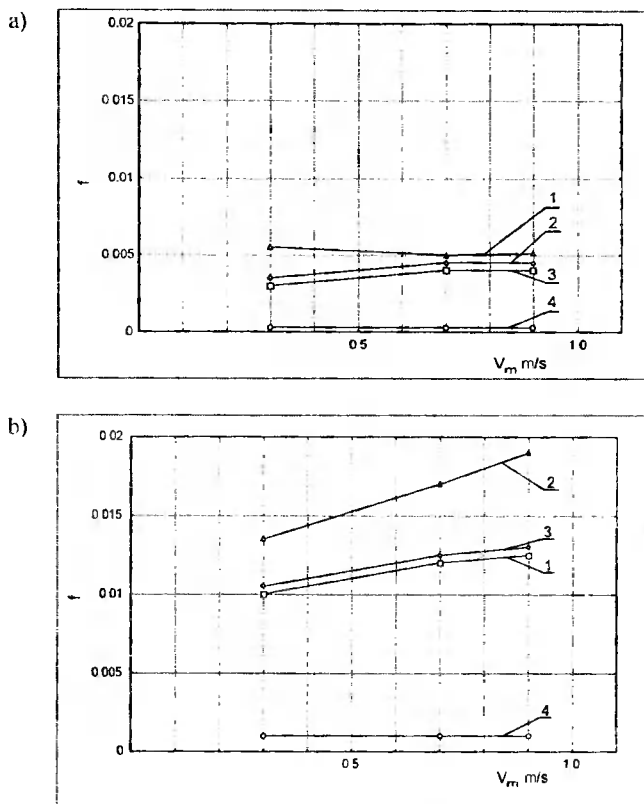
- poliacetalu (POM), poliamidu (PA) – na pierścieniu (wewnętrzny i zewnętrzny) i elementy toczne (kulki),
- polieteroeteroketonu (PEEK), polisiaczku fenylenowego (PPS) – na pierścieniu.

Próba zastosowania na kulki łożyska tocznego poliacetalu dała w odniesieniu do oporów ruchu obiecujące wyniki. W łożysku takim uzyskano współczynnik tarcia tocznego w granicach 0,001 - 0,018 - rys.2.6, a więc także wartości zbliżone do występujących w typowych, stalowych łożyskach tocznych.

Porównując wykresy a) i b) widać wyraźnie, jak duży (dodatni) wpływ na tarcie i opory ruchu ma smarowanie. W cytowanych badaniach, jako czynnik smarujący stosowano litowy smar plastyczny.

Znane są przypadki stosowania na mniej obciążone elementy łożysk tocznych innych tworzyw sztucznych, takich jak: polietylen, poliimid oraz tworzywa na bazie politetrafluoroetyleny (PTFE) [189]. Opory ruchu, jakie towarzyszą występowaniu takich elementów (np. koszyków) wynikają z tarcia ślizgowego i mają charakter adhezyjny. Ich przydatność w łożyskach tocznych rozpatruje się więc głównie w aspekcie zużycia ciernego. Zagadnienie to będzie szerzej omówione w kolejnych rozdziałach pracy.

Tworzywa ceramiczne są nową grupą tworzyw konstrukcyjnych coraz częściej stosowanych w produkcji elementów łożysk tocznych. Są to przeważnie azotki, borki, tlenki, węgliki takich pierwiastków jak: beryl, cyrkon, glin, kobalt, krzem, wolfram. W odróżnieniu od uprzednio omówionych tworzyw konstrukcyjnych ceramika jest przykładem skokowego postępu w dziedzinie inżynierii materiałowej, którego efekty są już praktycznie wykorzystywane w budowie i eksploatacji maszyn. Ceramika znana jest już od bardzo dawna, jednak jej zastosowanie w budowie maszyn nastąpiło współcześnie, a przykłady rozwiązań konstrukcyjnych łożysk tocznych z elementami wykonanymi z tego tworzywa pojawiły się dopiero w ostatnich latach [3, 7, 12, 98, 112].



Rys. 2.6. Zależność współczynnika tarcia toczonego  $f$  od prędkości liniowej  $v_m$  dla różnych skojarzeń tworzyw konstrukcyjnych (bieżnia/kulka): 1 - PPS/LH15, 2 - PPS/POM, 3 - PEEK/POM, 4 - LH15/LH15: a) łożyska smarowane, b) łożyska niesmarowane [174]

Porównując właściwości tworzyw ceramicznych i stali stosowanych do wytwarzania elementów łożysk łatwo zauważyć znaczne różnice niektórych wielkości, np.: gęstości, rozszerzalności liniowej, modułu sprężystości wzdłużnej, twardości. Różnice te wyznaczają obszary, w których ze względów funkcjonalnych korzystne jest stosowanie łożysk z elementami stalowymi bądź ceramicznymi.

Podstawową, dodatnią ze względu na opory ruchu cechą tworzyw ceramicznych jest ich gęstość, która jest mniejsza niż gęstość stali. W czasie pracy łożyska, jego elementy toczne poddawane są obciążeniu, m. in. siłami odśrodkowymi, których wartość jest wprost proporcjonalna do masy tych elementów. Mniejsza wartość sił bezwładności, to także mniejsze opory ruchu, gdyż siły te stanowią jedną ze składowych obciążenia elementów tocznych  $M_3$  [42].

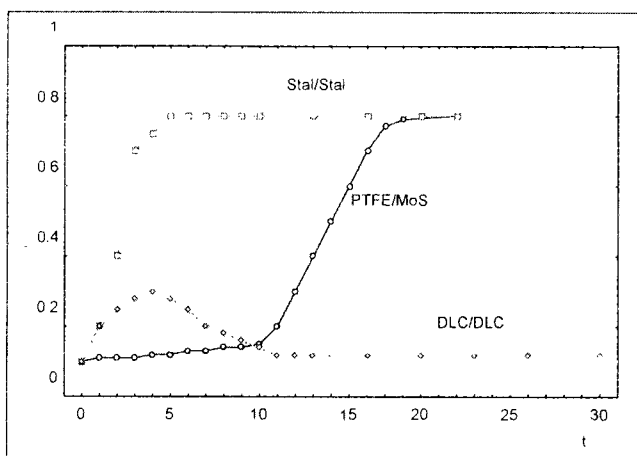
Inną cechą rozszerzającą zakres zastosowań łożysk ceramicznych w porównaniu do stalowych jest dopuszczalna temperatura ich pracy. Tworzywa ceramiczne zachowują bowiem swoje właściwości także w wysokich temperaturach. Cecha ta powoduje także, że w łożyskach z elementami ceramicznymi mniejsze są – w stosunku do stalowych – opory ruchu, gdyż w wyższej temperaturze mniejsza jest w nich histereza odkształceń – jedno ze zjawisk w głównej mierze determinujące poziom oporów ruchu w łożyskach tocznych [157, 171].

Ograniczenie w stosowaniu łożysk z elementami ceramicznymi stanowi obciążenie, które musi być na ogół mniejsze niż dla porównywalnych wymiarowo łożysk stalowych.

Analizując informacje dotyczące pokrywania elementów łożysk powłokami, stwierdzono, że zagadnienie to rozpatruje się głównie w odniesieniu do trwałości natomiast aspekt oporów ruchu traktowany jest marginesowo.

Jako powłoki stosuje się azotki, np. CrN, TiAlN [12] oraz specjalne powłoki diamentopodobne DLC (*Diamond-Like-Carbon*) [46, 78]. Stosuje się je wówczas, gdy smarowanie łożysk jest utrudnione lub wręcz niemożliwe, np. w próżni (w przestrzeni kosmicznej), w środowisku agresywnym korozyjnie, w niskich lub wysokich temperaturach [171, 185].

Badania [78] wykazały, że łożyska pokryte powłoką DLC charakteryzowały się momentem tarcia nawet 10-krotnie mniejszym niż łożyska bez tej powłoki, a współczynnik tarcia był w zasadzie stały w funkcji czasu pracy łożyska - rys. 2.7. Taki obraz zjawiska tłumaczy się tym, że omawiane powłoki są dużo twardsze niż materiał pokrywany (typowe twardości powłok DLC są rzędu 1200 HV), zaś rzeczywista powierzchnia kontaktu przetaczających się elementów z bieżniami jest mniejsza niż dla elementów nie pokrywanych i dlatego poślizgi (zarówno mikro- jak i makro-) są znacznie mniejsze. W konsekwencji prowadzi to do obniżenia poziomu oporów ruchu.



Rys. 2.7. Poglądowe wykresy zmiany wartości współczynnika tarcia  $\mu$  w funkcji czasu  $t$  dla różnych skojarzeń powłok elementów łożysk tocznych ( $\mu$  i  $t$  w jednostkach umownych) [46]

Kolejną istotną grupą materiałowych cech konstrukcyjnych łożysk tocznych są cechy charakteryzujące stosowany w łożyskach środek smarowy. Wpływa on w sposób istotny na intensywność zjawisk towarzyszących tarcia (również tocznemu), m.in. powstawaniu oporów ruchu.

Ze względu na opory ruchu w łożyskach tocznych bezpośrednie działanie środka smarowego polega głównie na:

- zmniejszeniu tarcia tocznego w wyniku zmniejszenia tarcia spowodowanego poślizgami,
- zwiększeniu intensywności odprowadzania ciepła,

Jego obecność wywołuje też następujące, pośrednie skutki:

- zmniejszenie poboru energii,
- zwiększenie sprawności,
- obniżenie kosztów eksploatacji.

Rodzaj środka smarowego ma bardzo duży wpływ na opory ruchu w każdym węźle tarcia, w tym także w łożyskach tocznych. Stwierdzono wcześniej, że jedną ze składowych całkowitych oporów ruchu w łożyskach tocznych jest moment spowodowany obecnością środka smarowego w łożysku ( $M_2$ ). Jego wartość dla oleju można obliczyć z zależności [69]:

$$M_2 = f_s (vn)^{2/3} d_m^3 \cdot 10^{-7}, \text{ Nmm} \quad \text{dla } vn \geq 2000 \quad (2.9a)$$

lub

$$M_2 = 160 f_s d_m^3 \cdot 10^{-7}, \text{ Nmm} \quad \text{dla } vn < 2000 \quad (2.9b)$$

W łożyskach będących przedmiotem rozważań w niniejszej pracy jako czynnik smarujący stosuje się smary plastyczne. Opory ruchu wywołane ich obecnością można obliczyć z poniższej zależności [60]:

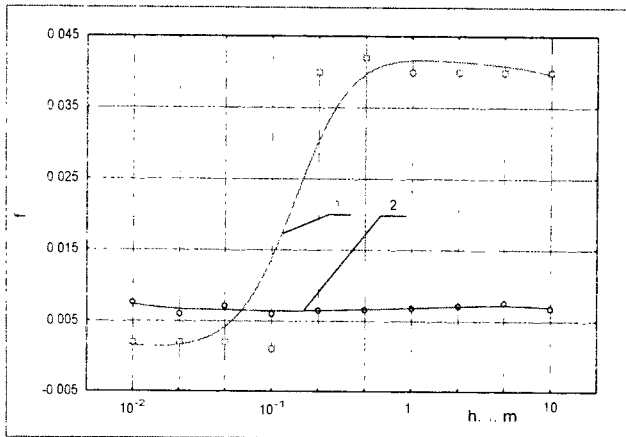
$$M_2 = f_s (vn)^{1/3} d_m^3 \cdot 10^{-7}, \text{ Nmm} \quad (2.9c)$$

W ostatnim wzorze  $\nu$  jest lepkością kinematyczną oleju bazowego środka smarowego w temperaturze pracy łożyska. W przypadku smarowania łożyska smarem plastycznym ze względu na opory ruchu, niezbędne jest zapewnienie rozprowadzenia smaru i usunięcie jego nadmiaru w wstępnym czasie pracy węzła łożyskowego przy niepełnym jego obciążeniu.

Z powyższych zależności wynika więc, że opory ruchu w łożysku o takiej samej średnicy  $d_m$  zależą od iloczynu prędkości obrotowej  $n$  i lepkości kinematycznej  $\nu$  stosowanego środka smarowego oraz od rodzaju smarowania i postaci konstrukcyjnej łożyska (współczynnik  $f_s$ ), a w przypadku łożysk pracujących przy małych prędkościach obrotowych - jedynie od drugiego czynnika.

Należy pamiętać o tym, że ilość środka smarowego musi zapewniać oddzielenie przemieszczających się elementów tocznych od bieżni bardzo cienką warstwą rzędu części mikrometra. Zbyt duża ilość środka smarowego w łożysku przy sprzyjających warunkach (istnienie luzów) może powodować powstawanie grubszego filmu smarowego, czemu towarzyszy większy opór hydrodynamiczny, i w rezultacie wzrost oporów ruchu – rys. 2.8.

Niezbędna do prawidłowej pracy łożyska grubość filmu smarowego zależy w dużym stopniu od warunków pracy łożyska oraz od chropowatości i kształtu powierzchni w strefie kontaktu elementów tocznych z pierścieniami z bieżniami. W literaturze można znaleźć próby opracowania zależności pozwalającej na obliczanie minimalnej grubości filmu smarowego [25, 42, 75]. Cytowane przykłady w wielu przypadkach mogą być wykorzystywane jedynie dla konkretnych warunków badań, dla których zostały opracowane. Przy zbyt małych grubościach filmu, występujące w łożysku poślizgi, przy jednoczesnym wzroście obciążenia, mogą powodować przerwanie filmu i metaliczny styk przetaczających się ciał, a w konsekwencji tarcie mieszane [54]. W takich warunkach procesy tribologiczne zachodzą w warstwach granicznych, wzrasta również temperatura w strefie kontaktu oraz współczynnik tarcia, a w efekcie rosną także opory ruchu.



Rys. 2.8. Wpływ grubości filmu olejowego  $h$  na wartość współczynnika tarcia tocznego  $f$ : 1 – kulki stalowe, 2 – kulki z nylonu [98]

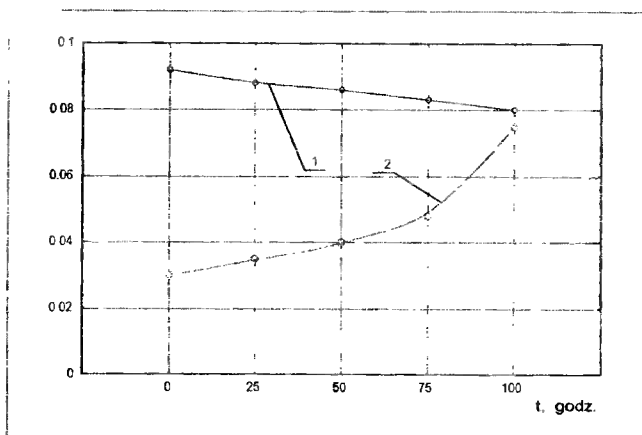
Kolejnym zagadnieniem, istotnym dla oporów ruchu jest sposób smarowania. Najlepsze rezultaty uzyskuje się przy smarowaniu minimalnym, np. powietrzno-olejowym, stosowanym przy wartościach parametru  $d_m \cdot n$  zawartych w przedziale  $(0,5 \div 2,5) \cdot 10^6$  mm/min, podczas gdy przy smarowaniu zanurzeniowym łożysk parametr ten nie powinien przekraczać  $0,5 \cdot 10^6$  mm/min. Wynika to między innymi z faktu, że elementy łożyska przy smarowaniu minimalnym mniej się grzeją i co się z tym wiąże, traci się mniej energii w wyniku dyssypacji ciepła [60, 132]. Niższa temperatura, to również większa lepkość, a tym samym warunki zabezpieczające przed przerwaniem filmu olejowego i zatarciem, które prowadzą, m.in. do wzrostu oporów ruchu.

W skąpo smarowanych łożyskach tocznych nie występuje brodzenie elementów łożyska w środku smarowym. Straty energetyczne są natury hydrodynamicznej (składowa  $M_2$  we wzorze 2.8) i powstają wyłącznie w wyniku dyssypacji energii w warstwie filmu smarowego. Straty te są znacznie mniejsze niż przy smarowaniu obfitym i zależą od grubości filmu [127].

Poziom oporów ruchu, oprócz właściwości środków smarowych i sposobu ich aplikowania, determinują także warunki (środowisko) w jakich łożyska pracują. Badania zaprezentowane w [53] wykazały, że praca w środowisku wilgotnym powodowała spadek wartości współczynnika tarcia o 1/3 dla powierzchni pokrytych DLC w całym badanym zakresie wilgotności względnej (20÷80%), natomiast powierzchnie pokryte jonami oleju silikonowego charakteryzowały się stałym współczynnikiem tarcia (ok. 3-krotnie mniejszym niż dla DLC), aż do ok. 70% wilgotności względnej. Po dalszym zwiększaniu wilgotności współczynnik tarcia szybko wzrastał.

Warstwa wierzchnia w procesie tarcia może także modyfikować się samoczynnie. Obecność substancji smarowych, w których dodatkami są związki, np. złota, cynku lub molibdenu, z grupy tiofosforanów (AuDTP lub ZnDTP) oraz tiokarbaminianów (AuDTC lub MoDTC) powoduje, że w wyniku reakcji tribochemicznych tworzą się przeciwтарыowe powłoki powierzchniowe. Reakcje tribochemiczne powodują także zmianę stanu energetycznego warstwy wierzchniej w wyniku emisji elektronów. Przejawem tego jest zmiana wartości naprężeń własnych w WW. Czynniki te w istotny sposób zmniejszają tarcie (mniejszy współczynnik tarcia) oraz zużycie elementów

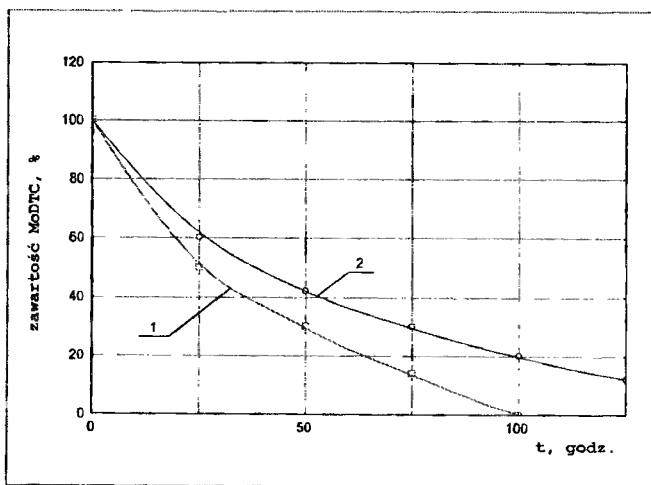
tworzących parę tribologiczną [56, 118]. Przyczyniają się one jednak także do dodatkowych strat energii (energia niezbędna do przebiegu reakcji tribochemicznych i emisji elektronów).



Rys. 2.9. Zmiany w czasie współczynnika tarcia : 1 - olej bez dodatku MoDTC, 2 - olej z dodatkiem MoDTC [47]

Na skutek możliwych chemicznych powiązań z tworzywem podłoża oraz utleniania, w czasie eksploatacji węzłów tarcia następuje degradacja funkcji dodatków do olejów, która może prowadzić nawet do całkowitego zaniku tej funkcji. Widoczne to jest na rys. 2.9. Wynika z niego, że po ok. 100 godzinach testu współczynnik tarcia jest w zasadzie równy dla oleju z dodatkiem MoDTC jak i bez niego, podczas gdy na początku eksperymentu jego wartość różniła się trzykrotnie [47].

Ubytek dodatku przeciwtarciowego w oleju (widoczny na rys. 2.10) tłumaczy się wiązaniem jego składników metalicznych z warstwą podłoża w wyniku reakcji tribochemicznych. Obecność metalicznych katalizatorów (żelaza i miedzi) przyspieszała ten proces.



Rys. 2.10. Zmiana zawartości dodatku przeciwtarciowego MoDTC w oleju w funkcji czasu eksperymentu: 1 - olej z dodatkiem katalizatora, 2 - olej bez katalizatora [47]



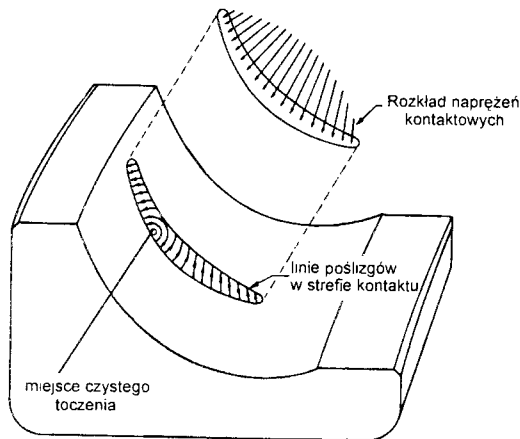
Opisane badania dotyczą tarcia ślizgowego. W zakresie tarcia tocznego, jakie występuje w łożyskach tocznych rezultaty będą zapewne podobne, gdyż oprócz toczenia występują w nich także poślizgi, a więc i tarcie ślizgowe.

### 2.3.2. Cechy geometryczne a opory ruchu

Grupa geometrycznych cech konstrukcyjnych (GCK), określa strukturę zewnętrzną elementów łożyska. Dobór ich powinien być zawsze dokonywany z uwzględnieniem warunków pracy poszczególnych łożysk lub całych węzłów łożyskowych.

Strukturę zewnętrzną elementów łożyska można rozpatrywać w makro- oraz mikroskali. W pierwszym przypadku, dla rozważanego w niniejszej pracy zagadnienia tarcia tocznego w łożyskach kulkowych istotne są takie cechy jak: średnica kulek, promień krzywizny bieżni (zarówno w płaszczyźnie ruchu, jak i w prostopadłej do niej), a także wzajemne relacje między nimi. W przypadku łożysk o bardziej złożonej postaci konstrukcyjnej, np. baryłkowych, wałeczkowych lub stożkowych, istotne z punktu widzenia cech eksploatacyjnych są również: kąt działania i GCK wyznaczające kształty elementów tocznych, bieżni pomocniczych, koszyka [3, 76, 181].

Geometryczne cechy konstrukcyjne, to obok cech materiałowych podstawowy zbiór wielkości określający strefę kontaktu elementów tocznych z bieżniami. Od nich zarówno w makro- jak i mikroskali zależą wymiary i kształt powierzchni styku, które z kolei decydują o intensywności występowania poślizgów w łożysku [20]. Z faktu, iż elementy łożysk wykonywane są z tworzyw odkształcalnych (sprężyste i plastycznie) teoretyczny styk punktowy w rzeczywistości jest powierzchnią ograniczoną krzywymi lub prostymi, zależnie od kształtu stykających się elementów. Wewnątrz tych obszarów znajdują się jedynie punkty, w których podczas ruchu względnego elementów łożysk występuje czyste toczenie – rys. 2.11, a cały pozostały obszar, to obszar poślizgów, które w dużym stopniu wpływają na poziom oporów ruchu.



Rys. 2.11. Linie poślizgów w strefie styku łożyska skośnego

Zagadnienie kształtu elementów łożysk tocznych jest w zasadzie dobrze znane i opracowane. Wartości wielu GCK są zawarte w normach krajowych i zagranicznych oraz katalogach wytwórców łożysk. Dążenie do poprawy jakości łożysk powoduje jednak, że niektóre z tych cech modyfikuje się, przy czym główne cele tych działań to:

- zapewnienie właściwych geometrycznych warunków w strefie kontaktu elementów łożysk dla powstawania filmu smarowego,
- wytworzenie takiego rozkładu sił wewnętrznych w łożysku, który wymuszać będzie właściwe ustawienie elementów tocznych.
- zmiany rozkładu nacisków między elementami łożyska.

Przytoczone wyżej cele modyfikacji dotyczą przede wszystkim łożysk walcowych [135, 181]. Podejmowane są także działania dotyczące łożysk kulkowych [114].

Realizacja dwu pierwszych celów przyczynia się do zmniejszenia sił tarcia w łożyskach, powodując obniżenie poziomu oporów ruchu. Wszystkie zaś trzy cele przyczyniają się do zwiększenia trwałości łożysk wynikającej zarówno ze zużycia zmęczeniowego, jak i ciernego. Rodzaje, a także wartości korekcji służących realizacji poszczególnych celów mogą być różne, czasami nawet sprzeczne. Stąd prawidłowy ich dobór wymaga najczęściej kompromisu, który powinien być osiągany opierając się na racjonalnych kryteriach.

W przypadku łożysk szybkoobrotowych duże znaczenie dla oporów ruchu mają gabaryty elementów tocznych - mniejsze kulki, to mniejsze ich masy i siły bezwładności. Jednym ze sposobów, coraz częściej stosowanym, minimalizacji tego składnika oporów ruchu jest zmiana materiału elementów tocznych, na przykład ze stali na ceramikę. Kulki ceramiczne są jednak drogie, głównie ze względów technologicznych. Zmniejszenie sił bezwładności w łożyskach uzyskuje się więc drugim sposobem przez stosowanie większej liczby kulek o mniejszej średnicy. Równoległe prowadzi się także badania nad nowymi lub udoskonalona się istniejące metody obróbki tworzyw ceramicznych [7].

Odchyłki makrogeometrii elementów łożysk są także przyczyną dodatkowych obciążeń dynamicznych i tym samym mają związek z poziomem oporów ruchu. Niedokładności w zakresie kulistości, kołowości elementów tocznych lub falistości bieżni są przyczyną chwilowych przyspieszeń, generując dodatkowe siły bezwładności [30, 90, 167]. Stąd dążenie z jednej strony do minimalizacji tych odchyłek z drugiej zaś – do zwiększania dokładności i efektywności ich pomiarów [1].

Mikrogeometria powierzchni elementów tocznych, to kolejny czynnik związany ze stratami energetycznymi w łożyskach. Jest to jedna z przyczyn poszukiwania nowych, lepszych metod opisu i klasyfikacji struktury geometrycznej powierzchni (SGP) [14, 55, 110, 111 121]. Uzyskiwane w wyniku realizacji procesów obróbkowych powierzchnie mają najczęściej strukturę mieszaną, tzn. zawiera ona składową o charakterze zdeterminowanym oraz drugą – o charakterze losowym. Składowa stochastyczna w większości przypadków jest porównywalna ze składową zdeterminowaną lecz czasami jest nawet wielokrotnie większa od podstawowych zdeterminowanych wielkości opisujących profil. Przyczyny zakłóceń SGP mogą mieć charakter [111]:

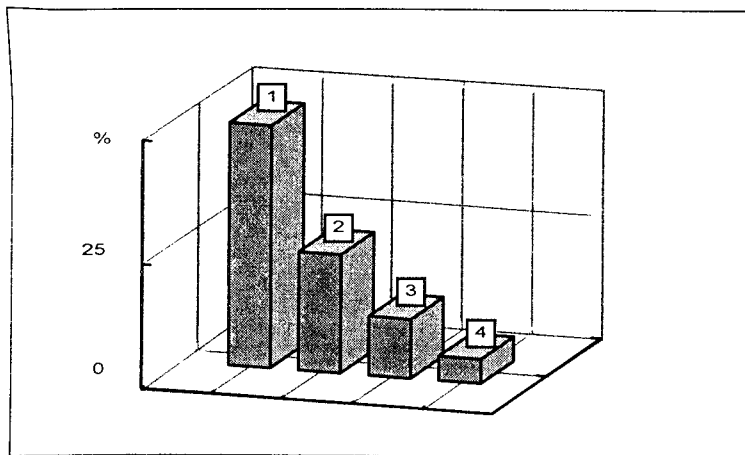
- geometryczny,
- kinematyczny,
- dynamiczny,
- tribologiczny.

Przykładowe udziały każdej z wymienionych przyczyn przedstawiono na rys. 2.12.

Ze względu na dużą różnorodność struktur w literaturze zwraca się uwagę na potrzebę sformalizowanego opisu SGP. Obok dotychczas stosowanych metod dzielących SGP w zależności od:

- sposobu obróbki,
- wartości parametrów chropowatości,
- kierunkowości śladów obróbki,

proponuje się metodę nową, przestrzenną (3D), wykorzystującą współczynniki determinowości  $K_d$  i anizotropowości  $K_a$  powierzchni [110].



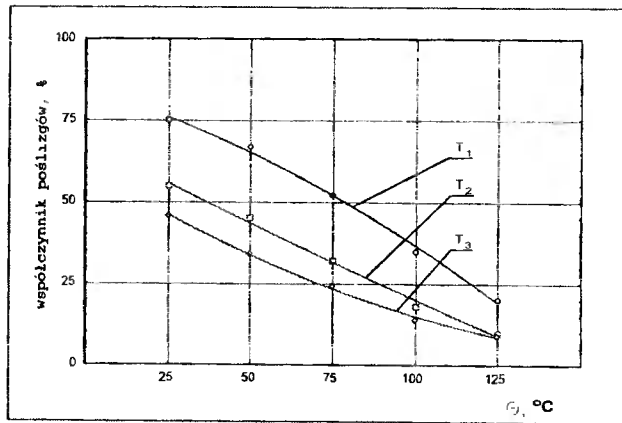
Rys. 2.12. Udział zakłóceń w SGP kształtowanych w procesach obróbkowych: 1 – tribologiczne. 2 – geometryczne. 3 – dynamiczne. 4 – kinematyczne [111]

Obserwuje się również tendencję łącznego rozpatrywania geometrycznych cech powierzchni i spodziewanych jej cech użytkowych. Metodę taką przedstawiono, m.in. w pracy [55]. Metodą SCGC (*Symmetrical Curve of Geometrical Contact*), dla której punktem wyjścia jest transformacja krzywej nośności (krzywa Abbott'a-Firestone'a) w pewnym stopniu pozwala dostosować charakterystykę topografii powierzchni do potrzeb w zakresie projektowania, wytwarzania i wymagań w fazie eksploatacji.

Coraz częściej do opisu powierzchni wykorzystuje się teorię chaosu. Oparta na niej analiza fraktalna definiuje obiekt nie przez poszukiwania dokładnego jego modelu, lecz dzięki prezentacji i analizie zachowania się takiego obiektu w działaniu [14] łączy strukturę geometryczną z cechami użytkowymi. Geometryczne charakterystyki fraktalne rozszerzają więc informację o SGP.

W czasie pracy łożysk następuje zmiana parametrów chropowatości jako skutek przetaczania się i poślizgu obciążonych elementów tocznych po bieżni. Zaobserwowany charakter zmian jest dwójaki i zależy głównie od warunków pracy oraz geometrycznych cech konstrukcyjnych. Przy małych obciążeniach i niezbyt dużych (ok. 30 HRC) twardościach elementów łożysk specjalnych obserwuje się zmniejszenie parametru chropowatości w stosunku do warunków początkowych [107, 154]. Odmienne charakter mają zmiany w łożyskach mocno obciążonych, wirujących z dużymi prędkościami obrotowymi, których elementy charakteryzują się twardościami typowymi dla łożysk. W warunkach tych obserwuje się wzrost parametru chropowatości; dla kulek ceramicznych jest on wolniejszy [3]. Zróżnicowane zmiany chropowatości powierzchni roboczych zaobserwowano także w przypadku skojarzenia różnych materiałów w parze kinematycznej [49].

W czasie eksploatacji łożysk następuje nie tylko zmiana wartości parametrów chropowatości ich powierzchni roboczych, lecz także innych parametrów opisujących strukturę geometryczną warstwy wierzchniej, np. średnie kwadratowe odchylenie chropowatości, pochylenie profilu, nośność profilu [3, 10, 100, 109], które także należy uwzględnić przy opisie zmian stanu warstwy wierzchniej i związanego z nim poziomu oporów ruchu.



Rys. 2.13. Zależność współczynnika poślizgów od temperatury oleju  $\theta$  dla różnych wartości momentu hamującego ( $T_1 > T_2 > T_3$ ) [48]

Straty energetyczne w węźle łożyskowym, to w przeważającej części straty ciepłne. Ciepło powstaje w nim w wyniku przemiany energii dostarczanej do węzła i jego część odprowadzana jest wraz ze środkiem smarowym lub dyssypuje bezpośrednio do otoczenia. Ilość ciepła wydzielana w łożysku zależy w pewnym uproszczeniu od obciążenia, współczynnika tarcia ślizgowego (poślizgi) i lepkości środka smarowego. Można więc zauważyć pewien wpływ GCK rozpatrywanych w skali mikro na opory ruchu.

Badania [48] wykazały, że ciepło to także czynnik, od którego zależą poślizgi między elementami łożyska. Stwierdzono w nich, że wzrost temperatury powoduje zmniejszenie się poślizgów – rys. 2.13, a tym samym – oporów ruchu. Współczynnik poślizgów w cytowanych badaniach, to stosunek różnicy prędkości kątowych pierścienia zewnętrznego łożyska: (teoretycznej i obserwowanej) do prędkości teoretycznej wyrażany w procentach. Momentem hamującym jest przykładany do koszyka moment przeciwdziałający jego ruchowi.

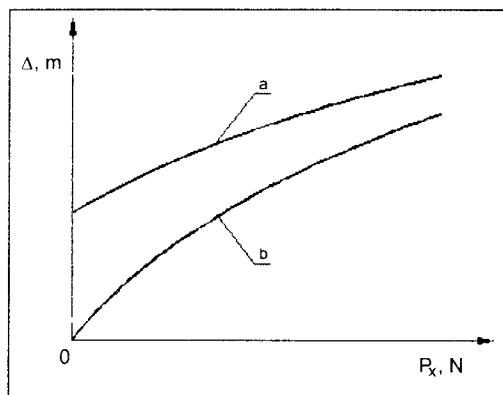
### 2.3.3. Wpływ napięcia wstępnego na poziom oporów ruchu

W ujęciu nauki konstrukcji [23] jedną z postaci dynamicznej cechy konstrukcyjnej (DCK) łożyska tocznego jest wprowadzane w montażu napięcie wstępne. W przypadku łożysk skośnych prawidłowa praca węzłów łożyskowych, bez napięcia wstępnego nie jest praktycznie możliwa. Powoduje ono przede wszystkim wzrost sztywności węzła łożyskowego – rysunek 2.14, lecz ma także duży wpływ na opory ruchu łożysk [29, 72, 168].

Wpływ napięcia wstępnego na sumaryczne opory ruchu można rozpatrywać jako wynik oddziaływania napięcia na poszczególne składowe oporów – wzór (2.8). Przejawia się on w postaci zmniejszania się makropoślizgów ze wzrostem napięcia. Maleje tym samym udział tarcia ślizgowego w oporach ruchu w łożysku i w konsekwencji obniża się ich poziom [158].

Doświadczalnie stwierdzono spadek wartości oporów ruchu wraz ze wzrostem napięcia wstępnego lecz jedynie w początkowym okresie badań. Następnie wartość ta była stała w czasie. Zaobserwowane zmiany tłumaczy się szybkim (w początkowym okresie) wzrostem temperatury w węźle łożyskowym, zmniejszeniem lepkości środka smarowego i w konsekwencji obniżeniem poziomu oporów ruchu w łożyskach. Stwierdzono

ponadto, że początkowa wartość momentu tarcia w łożysku zależy od wartości napięcia wstępnego. Ze wzrostem napięcia osiąga on pewne minimum po czym następuje jego wzrost. Istnienie ekstremum tłumaczy się początkowo przeważającym korzystnym wpływem zmniejszania się poślizgów, a następnie po ich minimalizacji – wzrostem spowodowanym zwiększającym się obciążeniem.



Rys. 2.14. Wpływ napięcia wstępnego  $P_x$  w łożysku na jego sztywność  $\Delta$ : a – łożysko napięte wstępnie. b – łożysko bez napięcia wstępnego

Napięcie wstępne, to jednak również dodatkowe obciążenie elementów łożyska i w wyniku tego - większy moment tarcia [16, 71]. Badania [48] wykazały, że wzrost siły osiowej, jednego ze składników obciążenia zewnętrznego, spełniającego również funkcję napięcia wstępnego powodował zróżnicowaną (dla różnych prędkości) zmianę wartości współczynnika makropoślizgów z tym, że we wszystkich przypadkach był to spadek. Stwierdzono, że gradient zmian był znacznie większy dla prędkości obrotowej  $n = 2000$  obr./min niż dla  $n = 500$  obr./min.

Rozwiązanie konstrukcyjne węzłów łożyskowych, to kolejny, bardzo ważny fragment zagadnienia oporów ruchu w łożyskach. Interesujący przykład z tego zakresu zawarty jest w pracy [168]. Zastosowane elastyczne ustalenie wzdłużne łożysk kulkowych skośnych zapewniło stałą wartość klina smarnego, pozwoliło także na stosowanie mniejszych wartości napięcia wstępnego, obniżając w ten sposób opory ruchu w węźle łożyskowym (w efekcie zmniejszenia współczynnika poślizgów i obniżenia poziomu obciążeń).

W cytowanych wyżej przykładach badań wpływ napięcia wstępnego wynikał ze wzrostu obciążenia elementów łożyska. Wzrost napięcia przyczynił się do wzrostu pierwszej składowej ( $M_1$ ), zależnej od obciążenia zewnętrznego, sumarycznego momentu przeciwdziałającego ruchowi.

Napięcie wstępne w skośnych łożyskach tocnych ma także wpływ na drugą składową ( $M_2$ ) oporów zależną od obecności środka smarowego. Wykasowanie luzu w rezultacie wprowadzonego napięcia wstępnego zabezpiecza przed pojawieniem się zbyt grubego filmu smarnego, przy którym elementy toczone brodziłyby w środku smarowym, co jest czynnikiem zwiększającym opory ruchu.

Z powyższych rozważań wynika więc, że dobór napięcia wstępnego musi być wynikiem kompromisu pomiędzy sztywnością (od której zależy, m.in. dokładność ruchowa) a wewnętrznymi oporami ruchu w łożysku.

## 2.4. Relacje między trwałością a cechami konstrukcyjnymi kulkowych łożysk skośnych

### 2.4.1. Zagadnienia ogólne

Okres (mierzony czasem lub liczbą zrealizowanych cykli pracy przy określonej prędkości), w którym łożyska wypełniają swoje funkcje, w założonych przez konstruktora warunkach pracy, przyjmuje się jako ich trwałość. Oznacza ona także odporność obiektu na zmiany cech charakteryzujących jakość łożysk [194]. Ze względu na coraz doskonalsze metody obliczeń trwałości łożysk, niezbędne jest możliwie precyzyjne określenie warunków w jakich będą one pracowały. Bez względu jednak, jakie to będą warunki, jedną z form zużycia we wszystkich przypadkach jest zużycie zmęczeniowe [31].

Rozpatrując zużycie zmęczeniowe elementów maszyn, w tym także łożysk tocznych, wyróżnić można dwa podstawowe stadia:

- I - pojawienie się zjawisk zmęczeniowych (osłabień i umocnień materiału, odkształceń plastycznych) w skali lokalnej prowadzących do wystąpienia mikropęknięć i ich rozwoju,
- II - pojawienie się i rozwój makropęknięć aż do chwili uszkodzenia.

W zależności od rodzaju obciążenia stadia te zachodzą w objętości elementu lub tylko w jego warstwie wierzchniej. Udział wymienionych etapów w całkowitym zużyciu zmęczeniowym jest bardzo różny i przede wszystkim zależy od:

- rodzaju łożyska,
- cech konstrukcyjnych elementów łożyska,
- poziomu obciążenia.

We wszystkich podstawowych metodach stosowanych w rozwiązywaniu zagadnień trwałości zmęczeniowej, wielkością określającą poziom obciążenia, a więc bezpośrednio determinującą trwałość jest naprężenie. Z jednej strony jego rola polega na obniżeniu energii rozrywania wiązań, z drugiej zaś - na przeciwdziałaniu efektowi odbudowy już rozerwanych wiązań.

W obliczeniach trwałości łożysk tocznych najczęściej wykorzystywane są kryteria oparte na analizie stanu naprężeń i odkształceń jako skutku obciążenia.

W początkowym okresie do obliczeń przyjmowano założenia poczynione przez Lundberga i Palmgrenę, którzy stwierdzili, że logarytm odwrotności prawdopodobieństwa trwałości elementu łożyska jest funkcją naprężeń podpowierzchniowych, głębokości ich zalegania, liczby cykli obciążenia i objętości tworzywa poddanego działaniu tych naprężeń, co można wyrazić zależnością:

$$\ln \frac{1}{\varphi} \approx \frac{\tau_0^c N^e}{z_0^h} V \quad (2.10)$$

gdzie:

- $\varphi$  – prawdopodobieństwo trwałości elementu łożyska,
- $\tau_0$  – maksymalne naprężenia podpowierzchniowe,
- $c$  – wykładnik potęgowy związany z naprężeniami,
- $N$  – liczba cykli obciążeń,
- $e$  – wykładnik potęgowy Weibulla,
- $V$  – objętość poddawana działaniu naprężeń,
- $z_0$  – głębokość zalegania naprężeń,
- $h$  – wykładnik potęgowy dotyczący głębokości zalegania naprężeń.

Drugim podstawowym założeniem Lundberga i Palmgrena było przyjęcie zawsze ograniczonej trwałości łożyska wyrażone w postaci ogólnie znanej zależności (2.1).

Przyjęte założenia pozwoliły na opracowanie prostej i skutecznej metody obliczania trwałości łożysk tocznych.

W miarę rozwoju metod obliczeniowych, ta przedstawiona wyżej okazała się zbyt mało dokładna. W latach 80. Ioannides i Harris opracowali nową metodę [43, 51], zakładającą istnienie granicznego obciążenia łożyska, poniżej którego uszkodzenie zmęczeniowe nie następuje, natomiast, gdy ono zachodzi równanie trwałości jest sumą funkcji prawdopodobieństwa uszkodzenia jego elementarnych objętości wyrażonego w postaci:

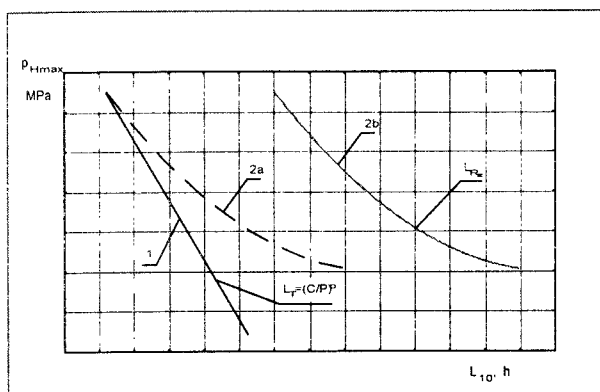
$$\ln \frac{1}{\Delta V_1} = A_1 N^c H(\tau_1 - \tau_{1u}) \frac{(\tau_1 - \tau_{1u})^c}{z_1^h} \Delta V_1 \quad (2.11)$$

gdzie:

- $A_1$  – stała materiałowa,
- $H$  – funkcja skokowa Heaviside'a,
- $\tau_1$  – maksymalne zastępcze naprężenie podpowierzchniowe,
- $\tau_{1u}$  – graniczne naprężenie,
- $z_1$  – głębokość zalegania naprężeń,
- $\Delta V_1$  – objętość elementarna.

Pozostałe wielkości występujące w równaniu (2.11) są takie same jak w równaniu (2.10).

Różnice wyników obliczeń trwałości zmęczeniowej łożysk określanej przy przyjęciu dwóch przedstawionych wyżej założeń przedstawiono na rysunku 2.15. Widać na nim znaczne różnice w postaci większej trwałości przy założeniu istnienia nieograniczonej trwałości zmęczeniowej. W efekcie wprowadzenia w procesie wytwórczym wytopów pozwalających uzyskać stale o dużej czystości zaczęto obserwować znacznie większą trwałość łożysk niż wynikała z obliczeń zakładających istnienie ograniczonej trwałości zmęczeniowej łożysk. Uzyskiwane przy tym założeniu wyniki są więc bliższe praktycznym obserwacjom.



Rys. 2.15. Teoretyczne wykresy zależności trwałości zmęczeniowej łożysk od naprężeń kontaktowych przy założeniu trwałości: 1 – ograniczonej, 2 – nieograniczonej; a – bez uwzględnienia czystości wężła łożyskowego i sposobu smarowania, b – z uwzględnieniem tych czynników [70]

Przyjęcie powyższych założeń spowodowało znaczne skomplikowanie metody obliczania trwałości łożysk, jednak w dobie komputeryzacji nie stanowi to istotnego utrudnienia. Do celów praktycznych poszczególni producenci łożysk proponują zastępcze, przybliżone metody obliczania łożysk wykorzystujące tradycyjne założenia, lecz także uwzględniające dodatkowo inne czynniki determinujące trwałość zmęczeniową łożysk. Pierwszym krokiem w tym kierunku było zastąpienie równania (2.1) zależnościami w postaci:

$$L_{(10)} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (2.12)$$

lub

$$L_{(10)} = a_1 \cdot a_{23} \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (2.13)$$

gdzie:

- $a_1$  – współczynnik prawdopodobieństwa trwałości (niezawodności),
- $a_2$  – współczynnik materiałowy,
- $a_3$  – współczynnik warunków eksploatacji,
- $a_{23}$  – współczynnik łączący  $a_2$  i  $a_3$ .

Firma FAG proponuje określanie trwałości za pomocą wzoru:

$$L_{(10)} = a_1 \cdot a_{29} \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (2.14)$$

w którym wykorzystano już założenie ograniczonej trwałości zmęczeniowej a współczynniki  $a_2$  i  $a_3$  powiązано w jeden  $a_{29}$  (w odróżnieniu od  $a_{23}$  w (2.13)) uwzględniający wpływ obciążenia, rodzaj łożyska i warunki smarowania. Można go wyznaczyć w dość skomplikowany sposób za pomocą firmowych wykresów i tablic [73].

Podobną metodę, wykorzystującą równanie w postaci:

$$L_{(10)} = a_1 \cdot a_{SKF} \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (2.15)$$

proponuje inny czołowy producent łożysk tocznych – firma SKF. Współczynnik  $a_{SKF}$  zależny jest od szeregu czynników uwzględniających, m. in. lepkość i czystość środka smarowego, sposób smarowania oraz obciążenie względne. Jego dobór jest bardzo złożony, a sposób obliczania obciążenia granicznego niezbyt precyzyjnie sformułowany.

Obie metody – mimo że w stosunku do metod wykorzystujących założenia Lundberga-Palmgrena bardziej skomplikowane – pozwalają na określenie trwałości łożysk tocznych w sposób bardziej precyzyjny, umożliwiając pełniejsze ich wykorzystanie, gdyż wartość obliczona jest bliższa wartościom uzyskanym w przeprowadzonych eksperymentach. Ponadto obie metody unaoczniają konstruktorowi wpływ na skuteczność łożyskowania czynników dotychczas nieuwzględnianych, lub którym przypisywano znaczenie marginesowe [70].

W celu usunięcia lub zminimalizowania wspomnianych niedogodności oraz zwiększenia dokładności obliczeń opracowano liczne modyfikacje przedstawionych metod [24, 50, 89, 92, 138, 180].



Interesującą propozycję obliczania zmodyfikowanej trwałości uwzględniającej: stopień czystości obecnie stosowanych materiałów, granicę zmęczenia, warunki smarowania zawiera praca [33]. Wyznaczana jest ona w stosunku do trwałości tradycyjnie określonej za pomocą współczynnika modyfikującego  $\Phi$  wyrażonego wzorem:

$$\Phi = \Phi_b + \Phi_s \quad (2.16)$$

przy czym

$$\Phi_b = \Phi_m \Phi_{hd} \quad (2.17)$$

oraz

$$\Phi_s = \Phi_m \Phi_{sc} \Phi_{sd} K_s^{-1} \quad (2.18)$$

gdzie:  $\Phi_b$  – współczynnik materiałowy,  
 $\Phi_s$  – współczynnik uwzględniający wpływ wad powierzchniowych,  
 $\Phi_m$  – współczynnik osnowy materiału,  
 $\Phi_{hd}$  – współczynnik wad objętościowych,  
 $\Phi_{sc}$  – współczynnik propagacji pęknięć,  
 $\Phi_{sd}$  – współczynnik wzajemnego oddziaływania chropowatości stykających się ciał,  
 $K_s$  – stała doświadczalna.

Wymienione współczynniki – określane głównie na drodze empirycznej – ujmują więc wpływ na trwałość: SGP, warunków pracy, materiału.

Coraz częściej do obliczeń trwałości wykorzystuje się ujęcie energetyczne stanowiące jednoczesną analizę naprężeniową i odkształceniową. Jako kryterium zniszczenia przyjmuje się w tym przypadku energię odkształcenia sprężystego, energię dyssypacji lub ich kombinacje [37, 140]. W takim ujęciu procesu zmęczenia uwzględnia się więc interakcje naprężeń i odkształceń.

W zakresie analitycznych badań dotyczących trwałości zmęczeniowej elementów maszyn, w tym także łożysk tocznych, rozszerzenie możliwości związanych z komputeryzacją spowodowało rozwój metod obliczeniowych. Obok metod tradycyjnych, wykorzystuje się w tym celu, np. metodę elementów skończonych [12], sztucznych sieci neuronowych [17], elementów granicznych [85], czy też metody numeryczne [35, 119, 183].

Duże znaczenie w badaniach zmęczeniowych ma zwiększenie adekwatności przyjętego w badaniach modelu widma obciążeń w stosunku do obciążeń rzeczywistych. Opisane w literaturze badania, np. [130, 145, 163] dotyczą w większości przypadków zmęczenia objętościowego tworzyw konstrukcyjnych, a tylko w niewielkim stopniu zmęczenia powierzchniowego jakie występuje w łożyskach tocznych. Podejmowane są próby szerszego ich wykorzystania w badaniach łożysk a cytowane wyniki tych poczynań [59, 167, 170] potwierdzają celowość i słuszność podejmowania tego typu działań.

W analizie czynników mających wpływ na trwałość łożysk tocznych uwzględnia się także czynniki termiczne. Prawdopodobieństwo wystąpienia uszkodzenia termicznego jest dużo większe w początkowym okresie pracy węzła łożyskowego niż w okresie pracy w ustalonych warunkach. Sprzyjają temu takie czynniki jak [60, 124]:

- duża prędkość obrotowa,
- duże przyspieszenia,
- niska temperatura otoczenia,
- mała wartość luzu.

O wpływie ciepła na trwałość mogą świadczyć wyniki badań [123], w których wykazano, że chłodzenie pierścienia zewnętrznego łożyska skośnego – możliwe dzięki specjalnemu rozwiązaniu konstrukcyjnemu – pozwoliło uzyskać znaczny wzrost trwałości łożyska.

Stwierdzić więc można, że czynniki termiczne determinujące trwałość zależą nie tylko od warunków pracy, lecz także od GCK. Warunki pracy łożysk będących obiektem badań prezentowanych w niniejszym opracowaniu sprawiają, że prawdopodobieństwo uszkodzeń termicznych jest minimalne i dlatego w dalszych rozważaniach czynniki te są pomijane.

Temperatura węzła łożyskowego lub samego łożyska bywa mierzona w celach diagnostycznych. Fakt ten można uznać za czynnik pośrednio przyczyniający się do wzrostu trwałości łożysk – dzięki właściwej diagnostyce łożysk można znacznie wydłużyć czas pracy całych maszyn [34, 44, 192].

W przedstawionej poniżej analizie wpływu cech konstrukcyjnych na trwałość łożysk tocznych uwzględniono zarówno czynniki, które mają wpływ na przebieg procesów zużycia zmęczeniowego, jak również te, które przyczyniają się do towarzyszącego mu zużycia cierego. W przypadku rozpatrywanych kulkowych łożysk skośnych udziały obu rodzajów zużycia są zbliżone i dlatego w dalszych rozważaniach potraktowano je równorzędnie.

## 2.4.2. Wpływ cech materiałowych

W zagadnieniu trwałości łożysk tocznych struktura warstwy wierzchniej (WW) stali, jako podstawowego tworzywa konstrukcyjnego służącego do wytwarzania elementów łożysk ma zasadnicze znaczenie [36, 88]. Jest ona określana przede wszystkim przez strukturę oraz skład fazowy. Łożyska toczne ogólnego przeznaczenia (typowe) wytwarzane są głównie ze stali stopowych. Jako pierwiastki stopowe stosuje się w nich: chrom, mangan, krzem, molibden, niekiedy wanad [94]. Coraz częściej, ze względu na szczególnie warunki pracy, stosuje się łożyska specjalne i dla takich zastosowań poszukuje się innych materiałów, które będą zapewniały działanie łożysk przez ustalony czas. Przykładem takiego tworzywa konstrukcyjnego może być materiał o nazwie handlowej *Cronidur* stosowany przez firmę FAG [113]. Wstępne badania eksploatacyjne wykazały dużą trwałość łożysk wykonanych z tego materiału, które wykorzystano w przemyśle kosmicznym (rakiety i promy kosmiczne) oraz obrabiarkowym (centra obróbkowe) – większą niż łożysk do tej pory stosowanych.

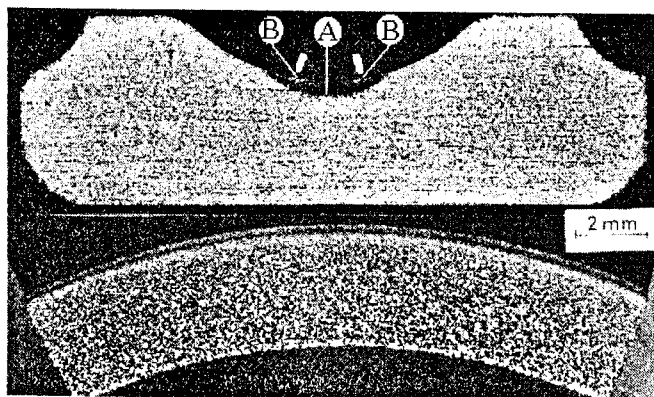
Jak już wcześniej stwierdzono, struktura powinna być możliwie jednorodna i drobniejsza, co uzyskuje się w wyniku, np. obróbki cieplnej. Powstaje wówczas struktura zawierająca dwie fazy metastabilne: austenit szczytkowy i martenzyt.

Duże znaczenie w aspekcie trwałości zmęczeniowej ma niestabilność austenitu szczytkowego, która może być:

- termiczna,
- mechaniczna.

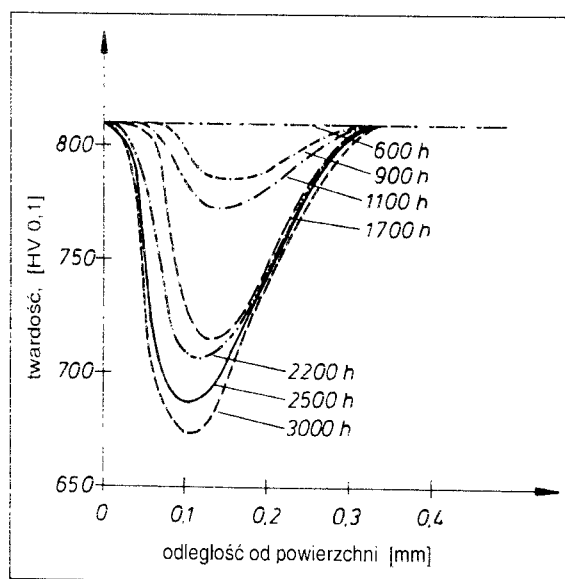
W zagadnieniu kształtowania warstwy wierzchniej elementów łożysk szczególnie istotna jest niestabilność mechaniczna, gdyż prowadzi ona do fazowych przemian pod wpływem obróbki mechanicznej lub odkształceń plastycznych w wyniku przetaczania się obciążonych elementów tocznych. Niestabilność ta jest także przyczyną zmian stanu naprężeń własnych w warstwie wierzchniej, istotnego dla trwałości zmęczeniowej. Zawartość austenitu szczytkowego w strukturze można zmniejszyć, np. przez dalszą obróbkę cieplną, za pomocą zgniotu lub obróbki magnetościernej.

Zmiany strukturalne pod wpływem cyklicznych obciążeń opisano, np. w [40, 129, 190, 192]. Obrazem nieodwracalnych zmian strukturalnych jest tzw. ciemno trawiąca się strefa - rys. 2.16 (miejsce A), jaka powstaje po trawieniu powierzchni w strefie kontaktu elementów tocznych z bieżniami.



Rys. 2.16 Zmiany w strukturze stali wywołane cyklicznymi obciążeniami [192]

Na górnym przekroju widoczne są dwie białe strefy (B), które powstają w miejscach występowania czystego toczenia, od których rozwijają się strefy ciemne – strefy zmian strukturalnych. W wyniku przeprowadzonych badań stwierdzono, że intensywność i zakres tych zmian zależne są od wartości naprężeń kontaktowych oraz czasu pracy łożysk - rys. 2.17.



Rys. 2.17. Twardość bieżni // w funkcji odległości od jej powierzchni  $g$  dla różnej liczby godzin pracy (maksymalne naciski wg Herta dla styku kulki z bieżnią wewnętrzną,  $p_H = 3000$  MPa) [192]

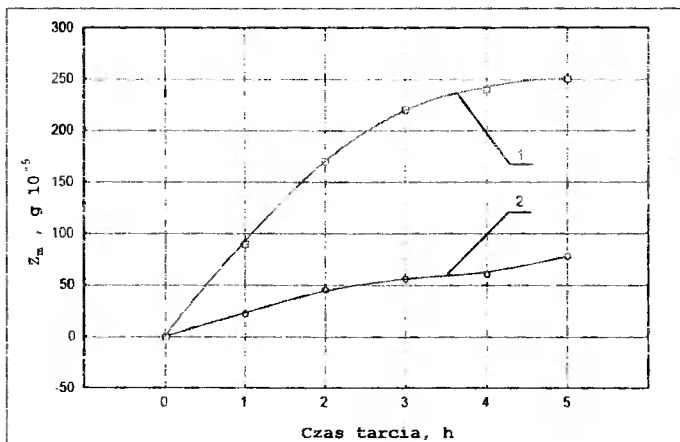
Z wykresu tego wynika także, że w zależności od czasu pracy łożyska strefa minimum twardości przesuwa się w kierunku powierzchni. Powyższe zmiany tłumaczy się rozpadem drugiej z wyżej wymienionych faz metastabilnych – martenzytu.

Zagadnieniem bezpośrednio związanym ze strukturą jest czystość stali, rozumiana jako brak w jej strukturze niepożądanych wtrąceń – zagadnienie ważne również ze względu na powierzchniowe zużycie zmęczeniowe. Wtrącenia takie spełniają rolę podobną do karbów i są źródłem lokalnych naprężeń przyczyniających się do zarodkowania pęknięć zmęczeniowych [67, 93, 96, 132]. Następnie pęknięcia te pod wpływem przetaczającego się obciążenia rozwijają się w głąb materiału (gdym wtrącenia zalegają na powierzchni) lub w kierunku powierzchni (o ile zalegają one w niewielkiej od niej odległości, w warstwie podpowierzchniowej). W obu przypadkach dają one początek wykruszeniom zmęczeniowym – jednej z podstawowych form zużycia zmęczeniowego.

Własności fizykochemiczne warstwy wierzchniej modyfikuje się także przez dobór obróbki mechanicznej odpowiedniej dla oczekiwanych cech WW. Przykład takich działań przedstawiono w pracach [32, 41]. W rezultacie zastosowania obróbki magnetościernej uzyskano na przykład znaczącą poprawę cech próbek ze stali ŁH15 (w stosunku do próbek szlifowanych) w postaci:

- większego liniowego udziału nośnego,
- mniejszej chropowatości,
- mniejszej ilości austenitu szczątkowego w wyniku jego przemiany w martenzyt,
- większego rozdrobnienia składników strukturalnych,
- zmiany stanu naprężeń (w kierunku naprężeń ściskających).

Dwa pierwsze efekty bezpośrednio zwiększają odporność na zużycie cierne i adhezyjne, a pozostałe – odporność na zużycie zmęczeniowe. Wszystkie te formy zużycia występują w łożyskach tocznych. Ilościowy wpływ obróbki magnetościernej na trwałość (przy tarciu ślizgowym) przedstawiono na rys. 2.18. Z wykresu wynika, że nastąpiło trzykrotne zmniejszenie zużycia masowego w porównaniu do obróbki szlifowaniem. Badano próbki stali ŁH15 przy obciążeniu ich siłą 50N i prędkości tarcia równej 1,25 m/s.



Rys. 2.18. Wzrost odporności na zużycie  $Z_m$  jako skutek obróbki magnetościernej: 1 – próbka po szlifowaniu, 2 – próbka po dodatkowej obróbce magnetościernej [32]

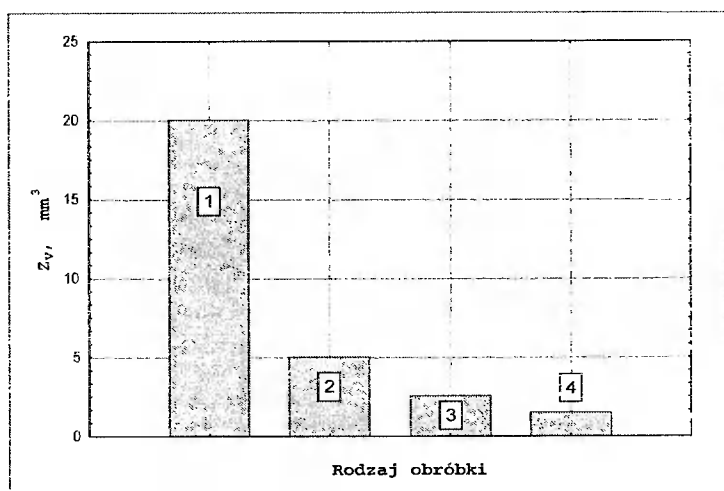
Zastosowanie tego rodzaju obróbki, np. do pierścieni łożyskowych może przyczynić się do zmniejszenia udziału zużycia ciernego w zużyciu całkowitym, a tym samym doprowadzić do wzrostu trwałości, głównie w przypadku łożysk skośnych.

Innym często stosowanym sposobem konstituowania warstwy wierzchniej o oczekiwanych cechach użytkowych jest obróbka nagniataniem [5, 137, 148, 175, 187]. Sposób ten zastosowany w procesie wytwórczym łożysk tocznych do obróbki powierzchni, które są obciążone w czasie eksploatacji może powodować zmiany, głównie w zakresie:

- stereometrii powierzchni:
  - zmniejszenie parametru chropowatości,
  - zwiększenie udziału nośnego powierzchni (jako skutku pierwszej zmiany);
- struktury:
  - stekstrowanie,
  - rozdrobnienie ziaren,
  - zwiększenie gęstości dyslokacji;
- wielkości fizykomechanicznych:
  - wzrost twardości,
  - zwiększenie gęstości stali,
  - zmniejszenie przewodności cieplnej;
- naprężeń:
  - zmiana znaku naprężeń własnych,
  - wzrost ich gradientu.

Większość tych zmian ma pozytywny wpływ na trwałość pierścieni łożysk zwiększając odporność tych elementów zarówno na zużycie cierne, jak i zmęczeniowe (powierzchniowe). Najlepsze rezultaty w tym względzie uzyskuje się przez nagniatanie stali o strukturze ferrytycznej.

Oprócz dążenia do uzyskania warstwy wierzchniej charakteryzującej się powyższymi cechami w wyniku doboru odpowiedniej metody obróbki można ją też modyfikować za pomocą specjalnych powłok. Ciekawym rozwiązaniem z tego zakresu jest pokrywanie elementów łożysk powłoką DLC, czyli amorficzną mieszaniną grafitu i diamentu [46, 53]. Łożyska z taką powłoką wykazują trwałość 5÷10-krotnie większą niż łożyska bez powłoki (w zależności od tego czy pokryte były bieżnie lub kulki czy jedno i drugie). Przyczyną zwiększenia trwałości jest mały współczynnik tarcia charakteryzujący powyższe skojarzenia w połączeniu z dużą twardością. Cechą charakterystyczną powłok DLC jest przebieg ich docierania. Twarda powłoka w początkowej fazie tego procesu umożliwia powstawanie stref styku o małym współczynniku tarcia, co zapewnia ochronę przed zużyciem drugiego elementu stalowego. Inną pozytywną cechą łożysk z pokryciem DLC jest możliwość smarowania ich smarem stałym. Wynika to z faktu, że współczynnik tarcia elementów pokrytych DLC jest zbliżony do współczynników kiedy elementy smarowane są smarami stałymi, takimi jak: dwusiarczek molibdenu lub PTFE. Zapewnia to powinowactwo współpracujących powierzchni do środka smarowego, a w rezultacie skuteczniejsze smarowanie pary trącej działającej w warunkach niedostatecznego smarowania w zanieczyszczonych środowiskach. Przykład zmian zużycia objętościowego dla różnych powłok przedstawiono na rys. 2.19.



Rys. 2.19. Zużycie Zr próbek przy tarcii tocznym dla różnych rodzajów obróbki powierzchniowej: 1 – bez obróbki, 2 – pokrycie TiN metodą PVD, 3 – azotowanie plazmowe, 4 – obróbka łączona [9]

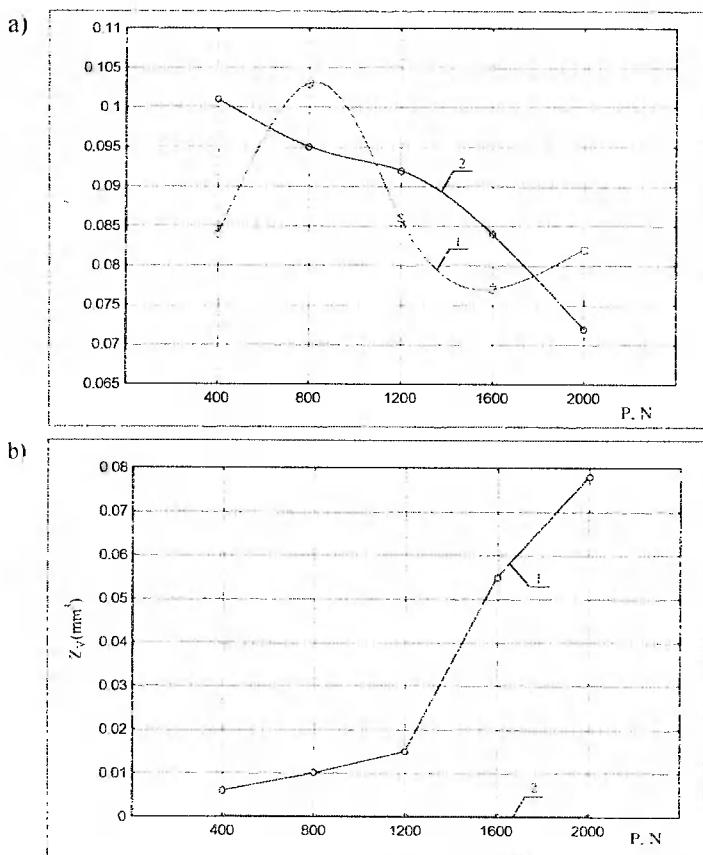
Podobnie jak w przypadku oporów ruchu, również w zakresie trwałości łożysk tocznych bardzo istotne jest zagadnienie smarowania, czyli obok tworzywa konstrukcyjnego elementów łożysk – kolejna materiałowa cecha konstrukcyjna.

Środki smarowe mają wpływ na trwałość łożysk w wyniku:

- zmniejszenia współczynnika tarcia a tym samym obniżenia intensywności zużycia ciernego,
- odprowadzania produktów zużycia ze strefy tarcia,
- odprowadzania ciepła,
- ochrony przed korozją,
- tłumienia drgań.

W szeregu publikacji stwierdzono bezpośredni wpływ rodzaju środka smarowego oraz dodatków na trwałość i niezawodność łożysk tocznych [48, 57, 99, 104, 136, 186]. Oddziaływanie to jest podobne do opisanego w punkcie 2.3 niniejszej pracy. Stwierdzono mianowicie, że obecność dodatku smarowego w postaci dyspersyjnego proszku molibdenu w ilości 0,5% wagowo powoduje zmniejszenie współczynnika tarcia w parze ślizgowej – rys. 2.20a. Skutkiem tego obserwowane objętościowe zużycie próbki w całym przedziale badanych obciążeń  $P$  w obecności dodatku smarowego jest mniejsze niż bez niego – rys. 2.20b.

Oddziaływanie środków smarowych na trwałość łożysk ma pewne cechy charakterystyczne. Stwierdzono na przykład, że ten sam środek smarowy w różnych skojarzeniach może powodować nawet pięciokrotną zmianę w zakresie trwałości łożysk [95]. Zjawisko to tłumaczy się reakcjami chemicznymi, zachodzącymi pomiędzy środkiem smarowym a tworzywem konstrukcyjnym, w wyniku których powstają związki będące bardzo dobrymi smarami stałymi. W omawianym przypadku smarowanie stali molibdenowych smarami z dodatkami siarkowymi prowadziło do tworzenia się warstwy  $\text{MoS}_2$ , a w przypadku stali chromowej z dodatkami chlorowymi sprzyjało powstawaniu związku  $\text{CrCl}_3$ . Te ostatnie ze względów ekologicznych nie mogą być już stosowane.



Rys. 2.20. Wpływ dodatku smarowego na: a) współczynnik tarcia ślizgowego  $\mu$ . b) zużycie objętościowe próbki  $Z_1$ . 1 – olej bez dodatku. 2 – olej z dodatkiem Mo (para cierna: stal SW18 – stal 45) [97]

Warunki, w jakich użyto określonego środka smarowego, to także czynnik różniący skutki jego działania. Wykazano na przykład, że stosowanie  $\text{MoS}_2$  w wilgotnej atmosferze powoduje mniejszy przyrost trwałości niż w atmosferze suchej, co tłumaczy się zachodzącymi na powierzchni reakcjami, w wyniku których powstaje kwas siarkowy lub siarkawy, przyspieszając zużycie korozyjne elementów łożysk [57].

Stwierdzono także, że niektóre dodatki smarowe, np. na bazie miedzi i ołowiu, wpływają pozytywnie na trwałość smarowanych powierzchni, gdyż modyfikowane nimi środki smarowe zwiększają wytrzymałość warstwy granicznej. Wykazują także zdolność do jej regenerowania w przypadku uszkodzenia, np. na skutek czasowego przeciążenia łożysk [81].

Czystość środka smarowego, to kolejna z cech, która istotnie wpływa na trwałość smarowanych par ciernych [50, 52, 91, 182]. Cząstki zanieczyszczeń w środku smarowym mogą pochodzić z otoczenia lub stanowić produkt naturalnego zużycia. O ile w pierwszym przypadku można przeciwdziałać ich obecności przez doskonalenie uszczelnień,

to ich obecność z drugiego powodu jest nieunikniona i można jedynie minimalizować jej skutki za pomocą doboru odpowiedniego sposobu smarowania, np. z filtrem w obiegu.

Przeprowadzone badania [52] wykazały, że jeżeli cząstki zanieczyszczeń są twarde, o wymiarach mniejszych niż grubość filmu smarnego, wówczas powodują zużycie ściernie (w wyniku mikroskrwania następuje ubytek materiału). Gdy wymiary cząstek stałych są większe niż grubość filmu, wywołują one w miejscach styku ze współpracującymi powierzchniami lokalne naprężenia powodujące szybsze zużycie zmęczeniowe łożysk (dodatkowe piki w widmie obciążeń).

Inną formą zanieczyszczeń, również bardzo istotną w aspekcie trwałości, jest obecność w środku smarowym składników środowiska pracy. W cytowanych wyżej badaniach stwierdzono, m. in., że obecność wilgoci powoduje zmniejszenie trwałości łożysk nawet do połowy jej wartości. Największy spadek trwałości obserwuje się, gdy woda rozkłada się w smarze a produkty rozkładu reagują z tworzywem podłoża lub innymi składnikami środka smarowego.

Łożyska toczne pracujące w próżni, smarowane smarem plastycznym wykazują większą trwałość od łożysk pracujących przy ciśnieniu atmosferycznym. Badania przedstawione w [185] wykazały, że różnice te były znaczące i wynosiły od 80x przy małych obciążeniach do 9x – przy obciążeniach pięciokrotnie większych. Obserwowane powierzchnie elementów łożysk pracujących w próżni były czyste – brak było śladów reakcji chemicznych, natomiast łożyska pracujące w atmosferze powietrza pokryte były wyraźnymi śladami zużycia zarówno korozyjnego, jak i ciernego. Różnice w wykazywanej trwałości łożysk tłumaczy się zróżnicowanym oddziaływaniem środowiska i środka smarowego na współpracujące w łożyskach tocznych elementy.

Obecność środka smarowego jest czynnikiem aktywizującym proces powstawania pittingu po inicjacji pęknięć zmęczeniowych. Ze względu jednak na inne ważne i korzystne oddziaływania (patrz niżej) w łożyskach tocznych musi on być stosowany. Wyjątek stanowią warunki pracy utrudniające lub wręcz uniemożliwiające smarowanie.

Przedstawione powyżej rozważania wykazują jednoznacznie, że ze względu na trwałość bardzo istotnymi są materiałowe cechy konstrukcyjne elementów tworzących pary kinematyczne.

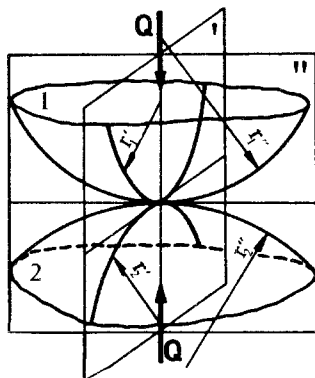
### 2.4.3. Zależność trwałości od geometrycznych cech konstrukcyjnych

Geometryczne cechy konstrukcyjne elementów łożysk tocznych mają bezpośredni wpływ na ich trwałość. Ich wzajemne relacje występują we wzorach, służących do obliczania wartości nacisków w strefie kontaktu elementów tocznych z bieżniami. W zależnościach tych geometria styku jest wyrażona przez sumę krzywizn zastępczych  $\rho$ , której wartość wyznacza się z równania (oznaczenia wg rys. 2.21):

$$\sum \rho = \rho_1 + \rho_2 = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = \frac{1}{r'_1} + \frac{1}{r'_2} + \frac{1}{r''_1} + \frac{1}{r''_2} \quad (2.19)$$

Takie ujęcie GCK w zagadnieniach kontaktowych powoduje z jednej strony uniezależnienie się bezpośrednio od cech konstrukcyjnych, pozwalając na pewne modelowe uogólnienia, z drugiej zaś - utrudnia określenie wpływu poszczególnych cech, np. średnicy elementu tocznego lub promienia krzywizny bieżni na trwałość łożysk.





Rys. 2.21 Model styku dwóch ciał krzywoliniowych

Liczne badania, np. [11, 27, 128, 151, 165, 167] wykazały, że amplituda obciążeń jest podstawowym czynnikiem, od którego zależy trwałość zmęczeniowa elementów maszyn. Jak już stwierdzono wcześniej, przy omawianiu oporów ruchu w łożyskach, m.in. w celu obniżenia poziomu obciążeń elementów łożysk wprowadza się korekcję kształtu elementów tocznych lub bieżni bądź łącznie wzajemnego styku między nimi. W przypadku łożysk walcowych przez właściwą korekcję profilu bieżni (w przekroju prostopadłym do kierunku ruchu elementów tocznych) uzyskuje się korzystną w aspekcie trwałości zmęczeniowej modyfikację rozkładu nacisków w strefie kontaktu, np. ograniczenie spiętrzeń nacisków na końcach obszaru styku, które to spiętrzenia przyspieszają zużycie zmęczeniowe.

Przykłady takich działań przyniosły oczekiwane pozytywne rezultaty w zakresie zwiększenia trwałości łożysk walcowych [107, 135, 170, 181] i kulkowych [114].

W zakresie GCK w skali mikro wykazano jednoznacznie, że trwałość łożysk zależy nie tylko od parametrów wysokościowych chropowatości (np.  $R_a$ ,  $R_s$ ,  $R_{max}$ ) oraz średniej kwadratowej wysokości chropowatości ( $rms$ ), lecz również od udziału nośnego i pochylenia profili, a także od kierunkowości struktury (jako końcowego efektu obróbki wykańczającej) [10, 36, 109, 121, 133, 173]. Stwierdzono, że izotropia struktury powierzchni jest korzystna ze względu na możliwość uzyskania filmu smarnego o kształcie i grubości zapewniających osiągnięcie większej trwałości zmęczeniowej niż w przypadku powierzchni charakteryzującej się anizotropią [2].

#### 2.4.4. Napięcie wstępne i dynamiczne cechy warstwy wierzchniej a trwałość łożysk

W grupie DCK wpływ na zużycie i tym samym na trwałość mają dwie wielkości: obciążenie wstępne łożysk i naprężenia własne w warstwie wierzchniej.

Pierwsza z nich wpływa na trwałość, ponieważ jest składnikiem obciążenia elementów łożysk tocznych, a to z kolei bezpośrednio decyduje o wartości zmiennych naprężeń kontaktowych, których amplituda jest podstawowym czynnikiem determinującym trwałość. W wielu badaniach, np. [11, 27, 28, 95, 167] wykazano, że inicjacja i rozwój pęknięć zmęczeniowych zarówno na powierzchni, jak również pod nią, będących podstawową przyczyną zużycia zmęczeniowego, zależą od poziomu naprężeń stykowych.

Napięcie wstępne łożyska, to także zwiększenie jego sztywności i zmiana warunków współpracy elementów tocznych z bieżniami [71, 80, 150, 168]. Badania wykazały, że napięcie wstępne łożyska powoduje zmniejszenie makropoślizgów, co zmniejsza intensywność zużycia ciernego i tym samym przyczynia się do wzrostu trwałości. Przyjęta w łożysku wartość napięcia wstępnego musi więc być wynikiem kompromisu.

Na proces zużywania wpływ ma także druga postać DCK – naprężenia własne w warstwie wierzchniej. Wykazano jednoznacznie [67, 132, 138], że naprężenia ściskające w WW są jednym z bardziej istotnych czynników warunkujących dużą trwałość zmęczeniową. Wartość i znak naprężeń własnych zależą głównie od rodzaju obróbki wykańczającej współpracujących elementów [27, 32, 36].

Waznym czynnikiem, od którego zależy poziom naprężeń własnych, jest skład fazowy tworzywa konstrukcyjnego elementów łożysk po obróbce, np. obecność austenitu szcążkowego jako fazy metastabilnej. Przemiana tej fazy w martenzyt w rezultacie, np. obróbki cieplnej powoduje powstawanie w warstwie wierzchniej naprężeń ściskających z powodu różnic objętościowych obu faz [61, 67, 132].

Zaobserwowano również, że wartość tych naprężeń zmienia się w czasie pracy. Przyczyną tego zjawiska jest także przemiana austenitu szcążkowego w martenzyt, przyspieszana przez naprężenia stykowe o dużych wartościach, które wywoływane są cyklicznymi obciążeniami wynikającymi, np. z przetaczania się elementów tocznych po bieżniach [40, 107, 119, 133, 192].

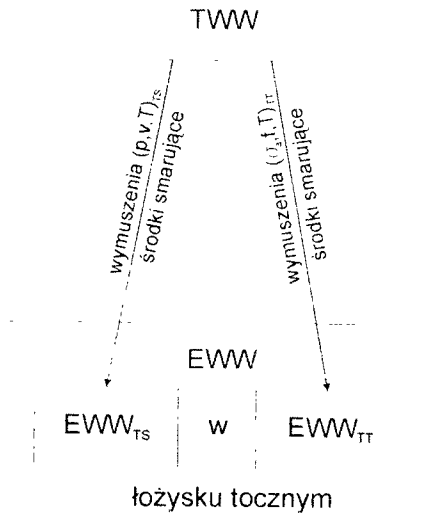
Właściwa obróbka cieplna jakiej poddawane są elementy łożysk przyczynia się do zwiększenia trwałości zmęczeniowej tych elementów. Powoduje ona zwiększenie ich twardości, a to z kolei prowadzi do wzrostu parametrów wytrzymałościowych, co nawet przy zmniejszającej się rzeczywistej powierzchni styku powoduje zwiększenie trwałości zmęczeniowej. Drugą przyczyną pozytywnego wpływu obróbki cieplnej jest rozdrobiona i jednorodna struktura zmniejszająca wpływ wtrąceń w strukturze na przebieg procesu zmęczenia materiału.

Podobny wpływ omawianych powyżej czynników na trwałość obserwuje się w przypadku obróbki cieplno-chemicznej [12, 102]. Zastosowanie nasycania dyfuzyjnego powoduje wytworzenie w warstwie wierzchniej naprężeń ściskających, co wraz z obserwowanym wzrostem twardości stwarza warunki sprzyjające wzrostowi trwałości.

## **2.5. Transformacja technologicznej WW w eksploatacyjną WW w łożyskach tocznych**

Warstwy wierzchnie powstałe w wyniku realizacji procesów wytwórczych nazywane są technologicznymi warstwami wierzchnimi (TWW). W procesie eksploatacji – pod wpływem wymuszeń eksploatacyjnych - ulegają one ciągłym zmianom zarówno w zakresie struktury, jak i właściwości. Tak zmieniona warstwa nazywana jest eksploatacyjną warstwą wierzchnią (EWW). Zmiany te w końcowej fazie transformacji prowadzą do destrukcji powierzchni. Proces ten jest więc ściśle związany z procesem zużycia, a w konsekwencji z trwałością.

Transformacja TWW w EWW zachodzi w strefie tarcia pod wpływem wymuszeń i przy udziale aktywnych składników środków smarowych (MS) [18]. Schematycznie przedstawiono to na rysunku 2.22.



Rys. 2.22. Schemat procesu transformacji TWW w EWW w łożysku tocznym

W tak rozumianej koncepcji EWW istotą transformacji jest trwałe łączenie się związków organicznych z metalami, stanowiącymi składniki tworzywa konstrukcyjnego współpracujących elementów.

Aktualnie prowadzone badania dotyczą ilościowego określenia wpływu wymuszeń wszelkiego rodzaju na sam proces przekształcania się TWW w EWW [101, 117, 172] a także jego efekty [2, 63, 107, 148, 173, 172].

Publikowane informacje dotyczą przede wszystkim par kinematycznych, w których dominującym zjawiskiem jest tarcie ślizgowe. Próbę zidentyfikowania wymuszeń determinujących przebieg transformacji TWW w EWW w parze kinematycznej z tarcie tocznym przedstawiono w pracy [159]. Jako wielkości w zasadniczy sposób wpływające na przebieg procesu proponuje się:

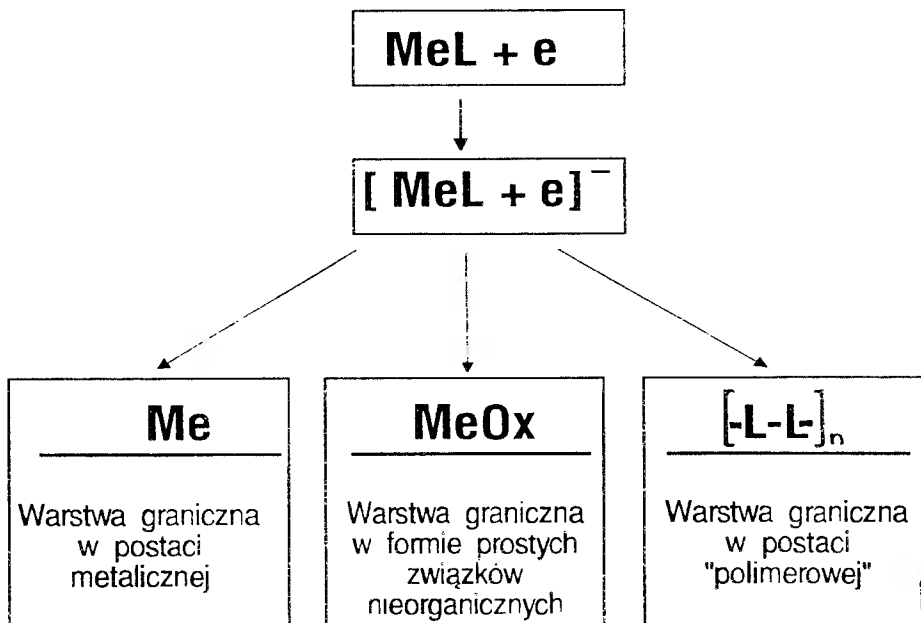
- amplitudę naprężeń kontaktowych  $\sigma_a$  (lub ich wartość maksymalną  $\sigma_{max}$ , gdyż można założyć, że są to zmiany odzerowe, tzn. współczynnik asymetrii cyklu  $R = 0$ ),
- częstotliwość zmian cyklu  $f_c$  lub jego okres  $T_c$ , które są funkcjami prędkości obrotowej  $n$  i ilości elementów tocznych w łożysku  $z$ ,
- temperaturę  $\theta$ .

Należy pamiętać, że podobnie jak w parach kinematycznych z tarcie ślizgowym zmiany również zachodzą w obecności środków smarowych.

Ze względu na fakt, że czyste toczenie praktycznie nie istnieje pewien wpływ na kształtowanie się EWW mają również wymuszenia występujące w ślizgowej parze trącej.

Pod wpływem pracy tarcia mogą powstawać w EWW różne warstwy graniczne – rysunek 2.23. Metal w formie zjonizowanej ( $Me$ ), w obecności cząstek organicznych ( $L$ ) przy pracy tarcia wywołującej ładunki elektryczne ( $e$ ) może tworzyć trzy rodzaje warstw granicznych:

- metaliczną ( $Me$ ),
- tlenkową ( $MeOx$ ),
- polimerową ( $[L-L-L]_n$ ).



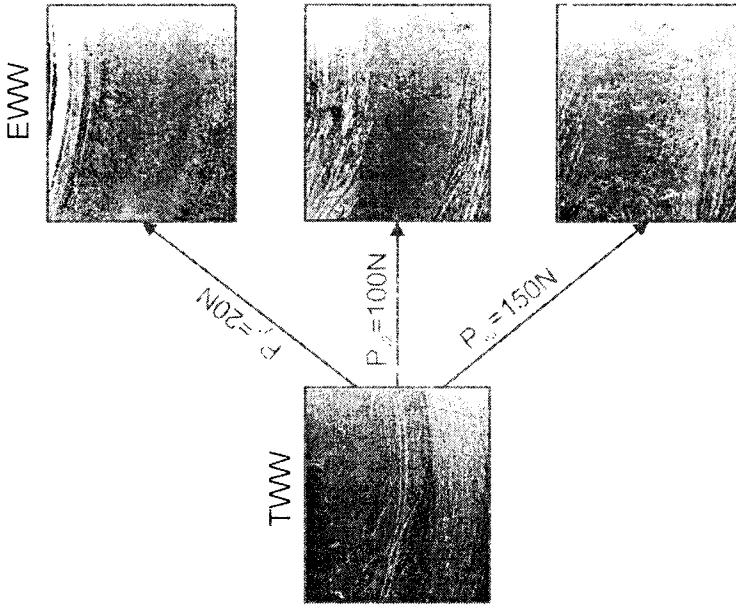
Rys. 2.23. Rodzaje warstw granicznych jakie mogą powstawać w EWW pod wpływem pracy tarcia [117]

Każdy z powyższych rodzajów warstw granicznych będzie przyczyną innego przebiegu transformacji. Przykład różnych EWW tworzących się w takich samych warunkach na próbkach z różnych materiałów przedstawiono na rysunku 2.24.

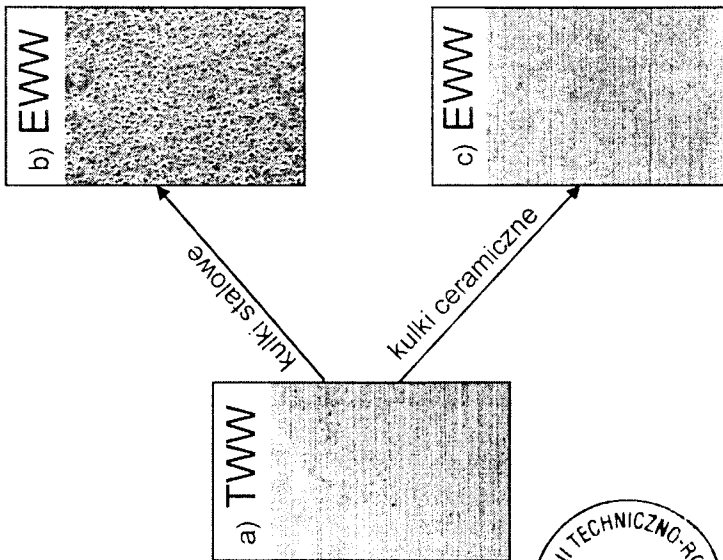
Na rysunku tym widoczne są zasadnicze różnice w SGP. Skojarzenie w parze materiałów stal-stal (kulka-bieżnia) spowodowało, że TWW mająca strukturę izotropową (z widocznymi śladami obróbki) w wyniku transformacji uległa przemianie w EWW o charakterze anizotropowym. Para materiałów dwutlenek cyrkonu-stal spowodowała znacznie mniejsze zmiany charakteru powierzchni – struktura ma nadal charakter izotropowy.

Inny przykład, na którym widoczny jest wpływ amplitudy obciążeń bieźni łożyska na przebieg transformacji przedstawiono na rysunku 2.25. Łożyska badano w warunkach, w których pierścień wewnętrzny łożyska był nieruchomy, a siła zewnętrzna obciążająca łożysko miała stałe: wartość, kierunek i zwrot. Powodowało to taki rozkład obciążeń na obwodzie bieźni wewnętrznej, że każdy jej punkt w czasie obrotu bieźni zewnętrznej obciążany był przez przemieszczające się elementy toczne (kulki) siłą stałą w czasie co do wartości, lecz zmieniającą się na obwodzie – rys. 4.29.

Obserwując WW w kilku przekrojach tej samej próbki można zaobserwować wpływ amplitudy obciążeń na przebieg transformacji, szczególnie w zakresie struktury geometrycznej powierzchni.



Rys. 2.25. Skaninowy obraz technologicznej WW specjalnego łożyska tocznego przekształconej w eksploatacyjną WW po  $8 \cdot 10^6$  cyklach pracy (obrotach) przy różnych wartościach obciążenia  $P_{max}$ . (pow. 350x) [159]



Rys. 2.24. Zdjęcia skaningowe: a) TWW stalowej bieżni łożyska, b) EWW powstałej w wyniku 50 godzinnej współpracy kuli stalowej ze stalową bieżnią, c) EWW powstałej w wyniku 50 godzinnej współpracy kuli ceramicznej ze stalową bieżnią (pow. 750x) [49]



## 2.6. Działalność inżynierska a cechy eksploatacyjne łożysk w poszczególnych stadiach istnienia wytworu

W całości kształcie działalności inżynierskiej, a więc w fazach:

- projektowania,
- konstruowania,
- wytwarzania,
- eksploatacji,
- utylizacji,

istnieje możliwość decydowania w zakresie doboru cech konstrukcyjnych, które jak już to wcześniej stwierdzono determinują cechy użytkowe zarówno poszczególnych elementów, jak i całych wytworów [22, 162].

W pierwszych dwóch stadiach na użytkowe cechy projektowanych wytworów można wpływać poprzez dobór wszystkich trzech cech konstrukcyjnych: geometrycznych, materiałowych i dynamicznych. W odniesieniu do łożysk tocznych odpowiedni dobór GCK ich elementów (głównie określenie prawidłowych ich wzajemnych relacji) pozwala na zmniejszenie oporów ruchu, a także zwiększenie trwałości poprzez zmniejszenie intensywności zużywania. Prawidłowy dobór MCK polegający przede wszystkim na doborze tworzywa konstrukcyjnego (odpowiednio do wypełnianej funkcji) zapewnia w rezultacie zmniejszenie kosztów poprzez, np. zwiększenie trwałości, ograniczenie obsługi i napraw [142, 193]. W tych stadiach działalności inżynierskiej na trzecią cechę wpływać można bezpośrednio, np. poprzez zapewnienie regulacji napięcia wstępnego w łożysku lub pośrednio – przez dobór materiału zapewniającego uzyskanie, za pomocą przewidywanej technologii, najlepszych w aspekcie eksploatacji, właściwości warstwy wierzchniej w obciążonych strefach elementów (głównie w aspekcie naprężeń w WW).

W fazie wytwarzania można wpływać już tylko na dobór trzeciej z wcześniej wymienionych cech. Przyjęte w pierwszym etapie cechy geometryczne i materiałowe są już w zasadzie zdeterminowane i jedynie poprzez zmiany w technologii można wpływać na strukturę tworzywa, głównie warstwy wierzchniej, a tym samym pośrednio na MCK.

Sposób wywołania napięcia wstępnego oraz jego wartość zostają przyjęte w pierwszej fazie, jednak w czasie wytwarzania całej maszyny (w montażu) istnieje możliwość regulacji jej wartości. Efekty tego obserwowane są w czwartej fazie – eksploatacji. Zapewnienie właściwych jej warunków gwarantuje długie, bezawaryjne działanie. Prawidłowa diagnostyka podczas eksploatacji pozwala na odpowiednio szybką reakcję, zapobiegającą skutkom rozległej awarii. Można więc, poprzez materiałową i dynamiczną cechę konstrukcyjną (np. smarowanie, kontrola i regulacja obciążeń wewnętrznych) wpływać na przebieg nieuniknionego procesu zużywania.

Ostatnia faza – utylizacja, na obecnym etapie rozwoju społecznego jest nie mniej istotna od omówionych wcześniej. W tym stadium istnienia wytworu nie ma już możliwości a także potrzeby wpływania na cechy użytkowe łożysk, jednak pamiętać należy o niej od początku istnienia wytworu, gdyż podatność na utylizację kształtuje się już od pierwszej fazy.

Z powyższej analizy wynika, iż najlepsze rezultaty w zakresie działań zmierzających do optymalizacji węzłów kinematycznych (w tym także przy kryteriach tribologicznych) uzyskuje się, gdy decyzje podejmowane są na etapie projektowania i konstruowania. Należy zatem dążyć do opracowania przesłanek i wytycznych zapewniających poprawną i w miarę efektywną realizację tego etapu istnienia wytworu.

### 3. PODSUMOWANIE ANALIZY LITERATUROWEJ

Studium literaturowe, zawiera uporządkowaną analizę informacji o jakościowych relacjach między własnościami użytkowymi łożysk (oporami ruchu i trwałością) a cechami konstrukcyjnymi. Uwzględni ona najczęściej przyjmowane w odniesieniu do łożysk tocznych kryteria jakościowe. Umożliwia to sformułowanie wniosków wskazujących obszary wiedzy wymagające zdaniem autora uzupełnienia. Tym samym możliwe jest wytyczenie zadań poznawczych i aplikacyjnych, których realizacja jest niezbędna dla osiągnięcia zamierzonego celu niniejszej pracy.

#### 3.1. Wnioski z przeglądu literatury

Przeprowadzone studium literaturowe pozwala na ocenę stanu wiedzy dotyczącej łożysk tocznych w zakresie trwałości i oporów ruchu towarzyszących ich działaniu. Umożliwia także sformułowanie pewnych - ogólnych i szczegółowych wniosków.

Jednym z wniosków ogólnych jest stwierdzenie, że zagadnieniami tarcia i zużycia zajmuje się wielu badaczy zarówno w kraju, jak i zagranicą, lecz poruszane problemy w przeważającej mierze związane są z różnymi odmianami tarcia ślizgowego. Zagadnienia te dotyczą więc łożysk tocznych jedynie w pewnym, ograniczonym zakresie. Wynika stąd zadanie poznawcze polegające na łącznym uwzględnieniu tarcia ślizgowego i tocznego w oporach ruchu łożysk tocznych. Sekwencyjne badanie obu wspomnianych czynników (zarówno analityczne, jak i eksperymentalne) z powodu złożoności zagadnienia jest praktycznie niemożliwe. Poznanie sumarycznego wpływu jest natomiast możliwe na drodze badań doświadczalnych.

Uwzględniając przyjęte w pracy założenie, że każdy wytwór, w tym także łożysko toczne, wyznaczony jest przez trzy grupy cech konstrukcyjnych (materiałowych, geometrycznych i dynamicznych) przeprowadzona analiza zbioru informacji wykazała, że najwięcej informacji literaturowych dotyczy materiałowych cech konstrukcyjnych. W przypadku stali stosowanych na elementy łożysk publikacje dotyczą przede wszystkim obróbki cieplnej i cieplno-chemicznej, jednakże efekty będące rezultatem prowadzonych w tym zakresie badań uznaje się za nieproporcjonalne do nakładów. Przy obecnym stanie wiedzy w dziedzinie szeroko pojętej metalurgii stali i obróbek towarzyszących, możliwości znaczącej poprawy jakości łożysk tocznych wydają się niewielkie. Dlatego też obserwuje się zainteresowanie nowymi tworzywami konstrukcyjnymi jakimi są, np.: ceramika i tworzywa sztuczne. Stąd w tym właśnie zakresie można oczekiwać nowych rozwiązań, szczególnie dla nietypowych warunków pracy łożysk.

Oddzielną grupą zagadnień w analizie tarcia tocznego związanych z MCK stanowi smarowanie: rodzaj środka smarowego i sposób smarowania. Zagadnieniu racjonalnego doboru środka smarowego w węzle tarcia poświęconych jest szereg publikacji, jednakże w stosunkowo nielicznych problem ten analizowany jest w aspekcie oporów ruchu w łożyskach [39, 48, 76, 98, 107, 131]. Jest to zagadnienie bardzo obszerne, które może być i bywa tematem odrębnych prac. Z tego też powodu w dalszej części niniejszej pracy przyjęto warunki typowe w tym zakresie i nie uwzględniano wpływu tego czynnika.

Postępy w dziedzinie inżynierii materiałowej niewątpliwie spowodują wzrost niezbyt dotąd dużego, zdaniem autora, zainteresowania drugą grupą cech konstrukcyjnych

- geometrycznych CK. Nowe tworzywa konstrukcyjne, to zmiana warunków współpracy elementów tocznych z bieżniami, czyli konieczność ponownego wnikięcia do strefy kontaktu, a więc ingerencja w GCK zarówno w skali makro, jak i mikro.

Trzecia z cech konstrukcyjnych - dynamiczna, ma najmniejszy udział w omawianej tematyce badawczej. Rozpatrywana jest przede wszystkim jako skutek przyjętej metody wytwarzania (naprężenia w warstwie wierzchniej) i w tym kontekście jest często uwzględniana w konstrukcyjnych badaniach łożysk tocznych.

Drugim ogólnym wnioskiem są znaczne utrudnienia lub brak możliwości porównywania wyników badań doświadczalnych prowadzonych w różnych ośrodkach naukowych, krajowych i zagranicznych. Ten mankament badań tribologicznych jest sygnalizowany w szeregu publikacji, np. [15, 86, 120, 134, 139, 147]. Jako główne przyczyny takiego stanu podaje się:

- brak jednolitej teorii tarcia,
- zbyt małe uogólnienia opisu zjawisk tribologicznych - zbyt duża liczba modeli jako substytutów teorii ogranicza ich zasięg interpretacyjny,
- duża różnorodność stanowisk i metod badawczych (często nietypowych),
- niepełne informacje dotyczące warunków i przebiegu eksperymentów,
- zbyt mała wiedza dotycząca czynników wpływających na wyniki badań doświadczalnych powodująca duży ich rozrzut.

Wśród wymienionych wyżej przyczyn braku porównywalności wyników szczególne znaczenie mają stanowiska badawcze różniące się między sobą postacią konstrukcyjną, jak również realizowaną metodą badań, a także warunkami w jakich łożyska są badane [31, 64, 77, 89, 91, 126, 147, 188]. Różnorodność warunków pracy powoduje czasami sytuację, że pewne obserwacje nie potwierdzają się w innych warunkach. I tak na przykład stwierdzono, że przy dużych naciskach czystość stali ma niewielkie znaczenie dla powstawania pittingu, podczas gdy w przeciętnych warunkach jest to czynnik bardzo istotny [95].

Jako sposoby minimalizacji wspomnianych wyżej niedoskonałości doświadczalnych badań tribologicznych autorzy zajmujący się tym zagadnieniem wymieniają przede wszystkim przyjęcie założenia podstawowego, że charakterystyki tribologiczne są cechą całego systemu tribologicznego i zależą również od warunków pracy węzła tarcia. Inne propozycje dotyczą, m. in. [8, 15, 139, 167]:

- systematyzacji badań tribologicznych pozwalającej na ograniczenie liczby kombinacji badawczych sytuacji tribologicznych,
- stosowania metod i stanowisk badawczych zapewniających stabilizację procesu tarcia,
- systematyzowania zbioru informacji zarówno o warunkach badań, jak również o ich rezultatach, a więc właściwej organizacji wiedzy,
- stosowania w badaniach właściwych wskaźników, np. energetycznych (praca właściwa zużycia) do oceny odporności na zużycie systemu tribologicznego.

Trzecim ogólnym wnioskiem wynikającym z powyższego studium literaturowego jest potrzeba wspólnego rozpatrywania oporów ruchu i trwałości. Omawiając oba zjawiska w kategoriach „przyczyna - skutek” opory toczenia można przyjąć jako jeden z czynników kształtujących poziom trwałości. Opory ruchu można także wykorzystać do określania i prognozowania trwałości łożysk. W takim zastosowaniu wartość oporów ruchu przyjmuje się jako symptom stanu łożysk.

Zużycie, które ma bezpośredni związek z trwałością można uznać jako jeden ze skutków występowania oporów ruchu, a więc jednym ze sposobów zwiększenia trwałości łożysk tocznych może być obniżenie poziomu tych oporów.



Naciski w strefie kontaktu elementów tocznych z bieżniami wywołują odkształcenia sprężyste i plastyczne, powodując zmianę warunków wzajemnego przylegania tych elementów, m.in. zwiększenie rzeczywistej powierzchni styku, a to z kolei prowadzi do zmniejszania wartości naprężeń kontaktowych, czyli pojawienia się czynnika pozytywnego w aspekcie trwałości łożysk, negatywnego jednak ze względu na opory (większe poślizgi). Dobór cech konstrukcyjnych wymaga więc nie tylko uwzględnienia obu zagadnień, lecz także pewnego kompromisu.

Optymalizacja cech konstrukcyjnych łożysk specjalnych jest zagadnieniem złożonym i trudnym między innymi ze względu na:

- konieczność wyboru i wyznaczenia funkcji kryterialnych decydujących o doborze cech konstrukcyjnych elementów łożysk,
- dużą liczbę czynników szczegółowo określających przewidywane warunki użytkowania łożysk,
- brak lub niewielkie możliwości porównania i wykorzystania wyników dotyczących badań doświadczalnych.

Powyższe czynniki powodują, że procedury optymalizacyjne prezentowane w literaturze mogą być wykorzystywane w bardzo ograniczonym zakresie.

Analizując informacje literaturowe dotyczące tarcia (oporów ruchu) i zużycia (trwałości) zauważa się większe zainteresowanie tym drugim zagadnieniem. Reprezentowane jest więc podejście niezbyt racjonalne, gdyż wydaje się, że w pierwszej kolejności należy poznać dobrze przyczyny, aby móc minimalizować ich skutki.

Druga grupa wniosków, jakie można sformułować w wyniku analizy literatury, ma charakter szczegółowy. Zdaniem autora na uwagę zasługują poniższe.

Na opory ruchu w łożysku wpływ ma wiele różnych czynników, których ilościowych skutków nie sposób obliczyć ze względu na brak możliwości wyizolowania w badaniach poszczególnych czynników i obserwacji wpływu tylko wybranego czynnika. Wielu autorów podkreśla, że teoretyczne zależności służące do obliczania oporów ruchu w łożyskach są bardzo niedoskonałe, a uzyskane za ich pomocą wyniki niekiedy znacznie odbiegają od wartości uzyskanych w wyniku eksperymentów [29, 127, 192].

Zagadnienie trwałości łożysk jest obszarem wciąż otwartym, gdyż oprócz czynników aktualnie już zidentyfikowanych w nowych zastosowaniach zawsze mogą pojawić się nowe, czasem trudne do przewidzenia. Takim przykładem może być zaobserwowane przedwczesne zużycie łożysk silnika elektrycznego [122] w wyniku przepływającego przez łożysko prądu elektrycznego, który wraz z drganiami powodował powstawanie na bieżniach kraterów znacznie przyspieszających proces zużycia.

W zbiorze literatury znaleźć można opracowania ułatwiające dobór tworzyw na ślizgowe węzły tarcia i wykorzystujące kompleksowe kryteria [66, 84, 143]. Brakuje podobnego ujęcia materiałowej cechy konstrukcyjnej w odniesieniu do łożysk tocznych, zwłaszcza z uwzględnieniem warunków ich pracy. Wynikające stąd zadanie aplikacyjne polega na opracowaniu metody optymalizacji cech konstrukcyjnych: geometrycznych, materiałowych i dynamicznych, w której jako kryteria optymalizacji przyjęte będą wybrane cechy użytkowe.

Do grupy wniosków szczegółowych należy także zaliczyć te, które zostały sformułowane przy omawianiu poszczególnych zagadnień. Wspólnie tworzą one obraz i w pewnej mierze stanowią także ocenę aktualnego stanu wiedzy w zakresie tribologii z zawężeniem do łożysk tocznych.

Wnioski przedstawione w niniejszym podsumowaniu okazują się spójne z trendami obserwowanymi w polskiej tribologii, formułowanymi na ostatnich Kongresach Eksploatacji Maszyn i Urządzeń Technicznych i innych krajowych konferencjach.

Przegląd literatury przedstawiony w tej części pracy wykazał, że łączne rozpatrywanie oporów ruchu i zużycia (trwałości) w procesie tarcia tocznego jest całkowicie słuszne. Analiza cech konstrukcyjnych, od których zależą te dwa zjawiska wykazała pełną ich porównywalność i pokrywanie się zakresu oddziaływań. Pomimo tego takie ujęcie zagadnienia nie jest w literaturze prezentowane.

W związku z wprowadzeniem norm ISO stwierdzono, że działania optymalizujące na etapie projektowania, czy konstruowania są 10-krotnie bardziej efektywne niż w trakcie prób i badań, a w przypadku wprowadzania ich na etapie eksploatacji – ich efektywność jest wielokrotnie większa. Próba stworzenia nowego narzędzia, którego zadaniem byłoby udoskonalenie lub ułatwienie działań projektowo-konstrukcyjnych jest więc w pełni racjonalna i uzasadniona. Dotychczasowa literatura z dziedziny tribologii zawiera znacznie więcej informacji o badaniach dotyczących tarcia ślizgowego i zagadnień z nim związanych niż tarcia tocznego. Wydaje się, że reprezentatywnym przykładem, potwierdzającym tę tezę może być zbiór 890 referatów zgłoszonych z całego świata na I Światowy Kongres Tribologiczny, jaki odbył się w drugiej połowie 1997 roku w Londynie, z których jedynie 26 bezpośrednio dotyczyło zagadnień związanych z tarciem tocznym i łożyskami tocznymi. Dalszych 22 referatów związanych było z tymi zagadnieniami pośrednio. Świadczyć to może o wyczerpaniu tematu lub o sporych jeszcze możliwościach postępu w dziedzinie łożysk tocznych. Obserwowane aktualnie ogromne postępy w inżynierii materiałowej powodują, że pierwszą przesłankę należy odrzucić, a jako prawdziwą przyjąć drugą z nich. Konkluzja ta potwierdza także celowość podjęcia niniejszej pracy.

W nielicznych tylko referatach poruszano istotne zagadnienia związane z badaniami relacji pomiędzy cechami geometrycznymi elementów łożysk tocznych a ich cechami eksploatacyjnymi (trwałością, oporami ruchu, nośnością itp.). Z takim stanem wiedzy można się w zasadzie zgodzić, lecz tylko w odniesieniu do łożysk typowych. Brak informacji z tego zakresu dotyczących łożysk specjalnych, coraz częściej znajdujących zastosowanie w nowoczesnych rozwiązaniach konstrukcyjnych (np. w technice lotniczej i kosmicznej lub aparaturze medycznej) należy jednak uznać za lukę, którą należałoby wypełnić.

### 3.2. Sformułowanie tezy naukowej

W wyniku rozważań wstępnych oraz przeprowadzonego studium literaturowego zidentyfikowano obszary wiedzy, które wymagają uzupełnienia. W zakresie oporów ruchu i trwałości przyczyni się do tego udowodnienie poniżej sformułowanej tezy naukowej.

**Trwałość specjalnych skośnych łożysk kulkowych jest zdeterminowana występującymi w nich oporami ruchu. Odpowiedni dobór cech konstrukcyjnych umożliwi uzyskanie łożysk charakteryzujących się - w określonych warunkach pracy - oczekiwanymi wartościami oporów ruchu.**

Dla udowodnienia powyższej tezy przeprowadzono cykl badań eksperymentalnych oraz badania analityczne opisane w kolejnych częściach niniejszej pracy.

### 3.3. Cel i zakres pracy

Opracowanie metody wyznaczania trwałości skośnych łożysk kulkowych działających w założonych warunkach, jako symptom stanu przyjmując opory ruchu, oraz metody optymalizacji cech konstrukcyjnych takich łożysk względem kryteriów cech użytkowych będzie dowodem na słuszność powyżej sformułowanej tezy. Będzie również potwierdzeniem osiągnięcia celów niniejszej pracy.

Osiągnięcie powyższych celów wymaga zrealizowania następujących zadań badawczych:

1. Opracowania metody wyznaczania trwałości skośnych łożysk tocznych na podstawie obserwacji zmian wewnętrznych oporów ruchu.
2. Opracowania modeli matematycznych ujmujących zależności oporów ruchu od wybranych cech konstrukcyjnych kulkowych łożysk skośnych.
3. Wyboru metody optymalizacji i wykorzystania jej do opracowania procedury optymalizacyjnej umożliwiającej dobór cech konstrukcyjnych elementów łożysk skośnych zapewniających uzyskanie łożysk charakteryzujących się określonymi cechami eksploatacyjnymi.
4. Opracowania algorytmu doboru cech konstrukcyjnych skośnych łożysk kulkowych wykazujących, w określonych warunkach pracy, cechy użytkowe na oczekiwanym poziomie.

Dla realizacji przyjętych działań całość pracy podzielono na pięć części. Trzy pierwsze z nich pozwoliły na wybór i weryfikację problemu badawczego oraz na sformułowanie tezy naukowej.

Tezę udowodniono na podstawie przeprowadzonych badań własnych przedstawionych w części czwartej. Opisano w niej obiekt badań – łożyska kulkowe skośne, stosowane w rowerach turystycznych. Badane łożyska, z racji cech konstrukcyjnych oraz warunków pracy, zaliczono do łożysk specjalnych. Badania tych łożysk pozwalają na wyraźne zaobserwowanie zjawisk, które w łożyskach typowych także zachodzą, jednak uwzględniając, m. in. ich inne przeznaczenie, przebieg zjawisk w łożyskach typowych jest znacznie mniej intensywny, i tym samym są one trudniejsze do obserwowania. Ponieważ w przewidywanych warunkach pracy łożyska specjalne spełniają poprawnie swoją funkcję, za możliwe uznano użycie ich w badaniach służących przede wszystkim opracowaniu metody doboru cech konstrukcyjnych łożysk, a nie dokładnemu ilościowemu ujęciu określonych zależności. W rozdziale tym przedstawiono także budowę i zasadę działania stanowiska badawczego zaprojektowanego i wykonanego dla realizacji tej pracy. Część ta zawiera również opis badań doświadczalnych i analitycznych oraz uzyskane wyniki i ich interpretację.

Całość pracy kończą wnioski sformułowane na podstawie badań eksperymentalnych i rozważań teoretycznych, które umożliwiają ocenę stopnia realizacji założonych celów niniejszej pracy.

Zrealizowanie powyższej sekwencji badań pozwoli na rozszerzenie wiedzy w zakresie oporów ruchu i trwałości charakteryzujących skośne łożyska kulkowe przede wszystkim w odniesieniu do niekonwencjonalnych tworzyw konstrukcyjnych stosowanych do wytwarzania elementów łożysk. Można więc przyjąć, że badania te jako całość służą realizacji zadania poznawczego.

## 4. BADANIA WŁASNE

Zalozonym na wstepie celem niniejszej pracy bylo opracowanie metodyki wyznaczania cech eksploatacyjnych kulkowych lozysk skośnych (trwalosci i oporow ruchu) dla okreslonych warunkow pracy oraz metody optymalizacji ich cech konstrukcyjnych. Bardzo istotnym zagadnieniem bylo zrealizowanie takiego programu badan tribologicznych (od badan podstawowych poczawszy poprzez modelowe, a konczac na badaniach eksploatacyjnych), ktore pozwalalyby na mozliwie szerokie wykorzystanie ich wynikow.

Spelnienie tego zadnia mozliwe jest roznymi sposobami. Przeprowadzona analiza wykazala, ze ze wzgledu na zalozony zakres wykorzystania rezultatow tych badan i wynikajacych stad potrzeb, najodpowiedniejszym bedzie byc realizacja statycznego, zdeterminowanego, kompletnego, roznowartosciowego planu badan. W literaturze [123] jest on oznaczony symbolem PS-DK V.

Plan ten wyklucza wplyw przypadku, a realizacja jego wymaga przebadania wszystkich mozliwych skojarzen wartosci zbioru wielkosci wejsciowych, przy czym przyjeta liczba wartosci poszczegolnych wielkosci nie jest taka sama. Jest to plan bardzo obszerny i pracochlonny, jednak dla przyjetych zbiorow wartosci zmiennych niezaleznych mozliwy jeszcze do zrealizowania w sensownym czasie.

Plany badan doswiadczalnych charakteryzuja trzy wielkosci

- realizowalnosc – mozliwosc zrealizowania planu w odniesieniu do rzeczywistego obiektu badan przy zastosowaniu okreslonych metod i srodkow pomiarowych
- informatywnosc – liczba informacji, ktore uzyskuje sie na podstawie badan i analizy ich wynikow.
- efektywnosc – naklady finansowe niezbedne do realizacji planu zapewniajacego zakladana informatywnosc.

Oceniajac przyjeti plan badan mozna stwierdzic, ze przy zblizonej do innych mozliwych do przyjecia planow badan realizowalnosci, zapewnia on maksymalna informatywnosc przy minimalnej efektywnosci. Ta ostatnia, ujemna cecha jest rekompensowana mozliwoscia dokladnego opisanie obiektu badan, co z kolei umozliwia rozszerzenie stosowania opracowanego modelu poza przyjeti zakres zmiennych czynnikow badan, eliminujac potrzebe prowadzenia dalszych czasochlonnych badan. W konsekwencji sprawia to, ze cale przedsiwziecie badawcze staje sie bardziej efektywne.

Takie ujecie zagadnienia pozwala na pelniejsze wykorzystywanie rezultatow tej pracy przy projektowaniu wzlow lozyskowych pracujacych w warunkach, w ktorych zastosowanie lozysk typowych moze byc nieuzasadnione.

### 4.1. Obiekt i warunki badan

Proponowana metoda doboru cech konstrukcyjnych ma zastosowanie glownie do lozysk specjalnych, pracujacych w nietypowych warunkach. Przy doborze obiektu badan dlatego kierowano sie przede wszystkim kryterium warunkow pracy. W obecnej sytuacji gospodarczej bardzo istotnymi sa uwarunkowania ekonomiczne, stad tez poszukiwania obiektu badan zawezono do lozysk specjalnych wytwarzanych w mozliwie duzej ilosci. Oba powyzsze kryteria spelniaja lozyska stosowane w pojazdach

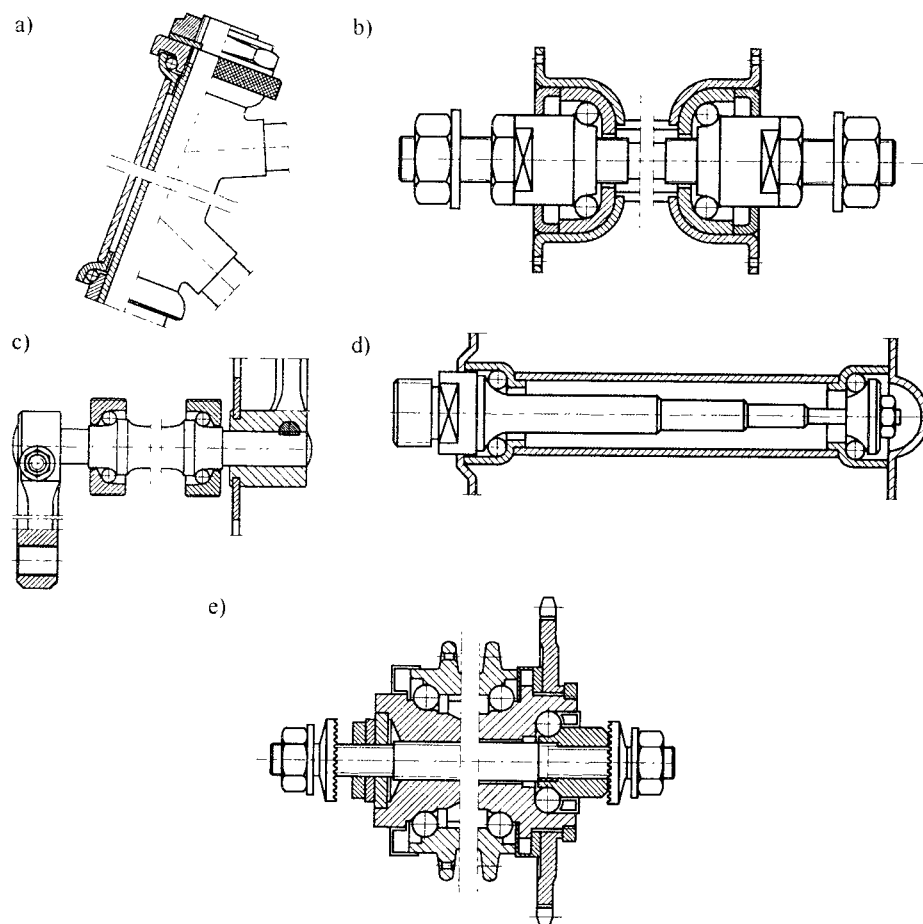
jednośladowych i z tego powodu w badaniach zdecydowano się wykorzystać łożyska występujące w rowerach turystycznych.

Łożyska toczne występują w następujących węzłach konstrukcyjnych rowerów:

- układzie kierowniczym.
- piaście przedniego koła,
- mechanizmie korbowym.
- pedałach,
- piaście tylnego koła.

Najczęściej spotykane rozwiązania konstrukcyjne powyższych par kinematycznych przedstawiono na rysunku 4.1. Reprezentowane są wśród nich wszystkie trzy przypadki względnego ruchu pierścienia z bieżnią i obciążenia:

- przypadek I - ruchomego wałka (mechanizm korbowy, układ kierowniczy),
- przypadek II - ruchomej obudowy (piasty przedniego i tylnego koła),
- przypadek III - mieszany (pedały).



Rys. 4.1. Rozwiązania konstrukcyjne węzłów łożyskowych w rowerze: a) układ kierowniczy, b) piaszczyna przedniego koła, c) mechanizm korbowy, d) piaszczyna tylnego koła, e) piaszczyna wolnobiegowa z hamulcem

#### 4.1.1. Cechy konstrukcyjne badanych łożysk, wymagania wykonawcze i warunki ich pracy

Zestawienie geometrycznych CK opracowane na przykładzie jednego typowego przedstawiciela rowerów, tzw. składaków - WIGRY 3 zamieszczono w tablicy 4.1.

Tablica 4.1. Nominalne wartości wybranych geometrycznych cech konstrukcyjnych węzłów łożyskowych roweru WIGRY 3

Lp.	Nazwa pary kinematycznej	Wielkość							
		$d_1$ mm	$d_2$ mm	$d_k$ mm	$r_1$ mm	$r_2$ mm	$\alpha$	$\delta_1 = \frac{2r_1}{d_k}$	$\delta_2 = \frac{2r_2}{d_k}$
1	Piasta pedału łożysko 1 łożysko 2	19,0	10,4	3,969	3,0	6,0	20°54'	1,512	3,024
		19,3	8,5	3,969	3,0	6,0	44°19'	1,512	3,024
2	Mechanizm korbowy łożyska 1 i 2	36,5	22,4	6,350	4,0	11,0	23°13'	1,260	3,464
3	Piasta tylna łożyska 1 i 3 łożyska 2	40,9	27,9	6,350	4,0	4,0	24°37'	1,260	1,260
		27,3	14,4	6,350	3,5	4,0	24°04'	1,102	1,260
4	Piasta przednia łożyska 1 i 2	22,0	10,4	4,762	3,5	8,0	32°13'	1,470	3,360
5	Układ kierowniczy łożysko 1 łożysko 2	38,1	28,4	3,969	3,5	4,0	41°22'	1,764	2,016
		38,1	28,35	3,969	3,5	3,5	45°33'	1,764	1,764

W tablicy 4.1 na szczególną uwagę zasługują wartości promieni krzywizn bieżni, a tym samym współczynnika  $\delta$ . Wartości te są znacznie większe niż w łożyskach typowych, dla których przyjmuję się  $\delta = 1,02 \div 1,04$ . Fakt ten można tłumaczyć chęcią zapewnienia małych oporów ruchu - jednak odbywa się to kosztem trwałości.

Zestawienie materiałowych CK dla łożysk tego samego roweru przedstawiono w tablicy 4.2. Przyjęte przez konstruktorów tworzywa konstrukcyjne trudno uznać za typowe dla łożysk tocznych, jednakże odpowiednia obróbka cieplno-chemiczna zapewnia prawidłowe działanie łożysk w satysfakcjonującym czasie. W badaniach jako materiały próbek przyjęto też inne stale. Wyniki badań stanowiły więc materiał porównawczy próbwalający na dokonanie pewnych uogólnień.

Napięcie wstępne oraz naprężenia w warstwie wierzchniej, wprowadzane celowo lub nie w procesie wytwarzania, w najmniejszym stopniu odbiegają od łożysk typowych. Możliwość regulacji napięcia wstępnego w łożyskach zapewniona jest w szerokim zakresie a zastosowana obróbka cieplna lub cieplno-chemiczna powoduje naprężenia w WW o takich samych znakach, jak w przypadku łożysk typowych.

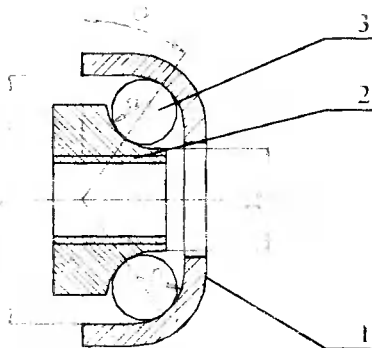
Zaprezentowane w tej części pracy dane potwierdzają pogląd, że ze względu na cechy konstrukcyjne (podobnie jak wcześniej stwierdzone względy, związane z warunkami pracy i wymaganiami dokładności) łożyska rowerowe zaliczyć należy do łożysk specjalnych z wszelkimi wynikającymi z tego faktu konsekwencjami, np.: brakiem możliwości pełnego wykorzystania rezultatów badań łożysk typowych, niemożliwością stosowania do obliczeń wzorów z literatury i norm itp.

Tablica 4.2. Materiałowe cechy konstrukcyjne elementów łożysk roweru WIGRY 3

Lp	Nazwa pary kinematycznej	Nazwa elementu			
		Stożek (bieżnia wew.)	Miseczka (bieżnia zewn.)	Koszyk	Kulka (PN-69/M-86452)
1	Piasta pedału łożysko 1 łożysko 2	10 N,H A 12 C-N	St1 N,H	St 1	ŁH 15 H,O,S
2	Mechanizm korbowy łożyska 1 i 2	A 12 C-N	St1 N,H	St 1	ŁH 15 H,O,S
3	Piasta tylna łożyska 1 i 3 łożysko 2	A 12 C-N, Cz	15 N,H,Ni-Cr A 12 C-N,Ni-Cr	St 1	ŁH 15 H,O,S
4	Piasta przednia łożyska 1 i 2	A 11 C-N	St1 N,H	St 1	ŁH 15 H,O,S
5	Układ kierowniczy łożysko 1 łożysko 2	St1 N,H,Ni-Cr 10 N,H,Ni-Cr	St1 N H,Ni-Cr	St 1	ŁH 15 H,O,S

Oznaczenie symboli: N - nawęglanie, H - hartowanie, O - odpuszczenie, S - stabilizowanie, Cz - czernienie, C-N - węgielazotowanie, Ni-Cr - galwanizowanie (powłoka Ni-Cr), gatunek stali wyluszczone

Jak wyżej stwierdzono łożyska stosowane w turystycznych pojazdach jednośladowych można uznać jako przykład łożysk specjalnych. Turystycznych gdyż łożyskowanie rowerów wyczynowych to zupełnie inne zagadnienia. We wszystkich węzłach łożyskowych (rys 4.1), występują kulkowe łożyska skośne. Postać konstrukcyjną takiego łożyska przedstawiono na rysunku 4.2.



Rys. 4.2 Uproszczona postać konstrukcyjna rowerowego łożyska tocznego wraz z charakterystycznymi wymiarami: 1 - pierścień z bieżnią zewnętrzną, 2 - pierścień z bieżnią wewnętrzną, 3 - elementy toczne (kulki)

Warunki ich pracy oraz stawiane wymagania, poparte wieloletnią tradycją, powodują, że zastosowanie łożysk typowych nie znajduje uzasadnienia.

Do dalszych rozważań i badań przyjęto łożyska stosowane w piaście przedniego koła. Wybór ten podyktowany był przede wszystkim prostotą postaci konstrukcyjnej tego węzła kinematycznego. Pozwala ona w możliwie dużym stopniu odtworzyć w stanowisku badawczym rzeczywiste warunki pracy tych łożysk.

Wymagania w zakresie dokładności wykonania stawiane łożyskom rowerowym oraz ich elementom są wyraźnie mniejsze niż dla łożysk typowych. Dotyczy to głównie bicia oraz mikro- i makrogeometrii elementów łożysk, np. dopuszczalna odchyłka kołowości profilu wzdłużnego bieżni (dla łożyska układu kierowniczego i piasty przedniego koła) wynosi 0,2 mm, stosowane kulki wykonane są w 40. klasie dokładności wg PN-83/M-86452, wymagana chropowatość bieżni  $R_a = 2,5\mu\text{m}$ . Tak małe wymagania wynikają z miejsca i warunków pracy w jakich łożyska będą działały. Najistotniejszymi z nich są:

- obciążenie:
  - rozkład ciężaru użytkownika wynikający z geometrycznych cech konstrukcyjnych roweru, czyli obciążenie statyczne jest następujące: 1/3 ciężaru przypada na ós przednią, a 2/3 - na tylną [154],
  - dodatkowym obciążeniem łożysk są siły dynamiczne; wywołane są one nierównościami podłoża, po którym porusza się pojazd wraz z użytkownikiem, lecz w dużym stopniu są tłumione przez ogumienie,
  - rzeczywiste siły łącznie działające na węzeł łożyskowy w rowerze mogą być kilkakrotnie większe niż wynika to z obciążenia statycznego, tym niemniej nie przekraczają one 500N, co dla łożysk tocznych o przyjętych w rozważaniach gabarytach nie jest dużą wartością;
- prędkość obrotowa:
  - dla roweru z kołami o średnicy 26 cali jazda z szybkością 20 km/godz. odbywa się przy prędkości obrotowej kół  $n \approx 2,8 \text{ s}^{-1}$ ,
- zanieczyszczenie otoczenia:
  - rozwiązania konstrukcyjne nie zapewniają pełnego uszczelnienia łożysk, co powoduje, że pracują one praktycznie ciągle zanieczyszczone.

Właśnie te czynniki oraz możliwość zastosowania łożysk małych i lekkich w powiązaniu z racjami ekonomicznymi decydują o możliwości i celowości stosowania łożysk specjalnych w rowerach turystycznych.

#### 4.1.2. Budowa stanowiska badawczego, zasada działania i pomiarów

Ze względu na charakterystyczną postać konstrukcyjną łożysk będących obiektem badań niezbędne było zaprojektowanie i wykonanie oryginalnego stanowiska. Podczas badań, w wyniku weryfikacji, ulegało ono ciągłej modyfikacji, rozszerzającej jego możliwości badawcze.

##### *Postać konstrukcyjna stanowiska*

Stanowisko badawcze przedstawione na rysunku 4.3 umożliwia realizację badań w założonym na wstępie zakresie – pomiar i bieżącą obserwacją zmian wartości oporów ruchu w czasie pracy łożysk. Mierzona siła jest wypadkową wszystkich sił przeciwdziałających ruchowi obrotowemu. Zaletą tego stanowiska jest fakt, że mierzone opory ruchu nie

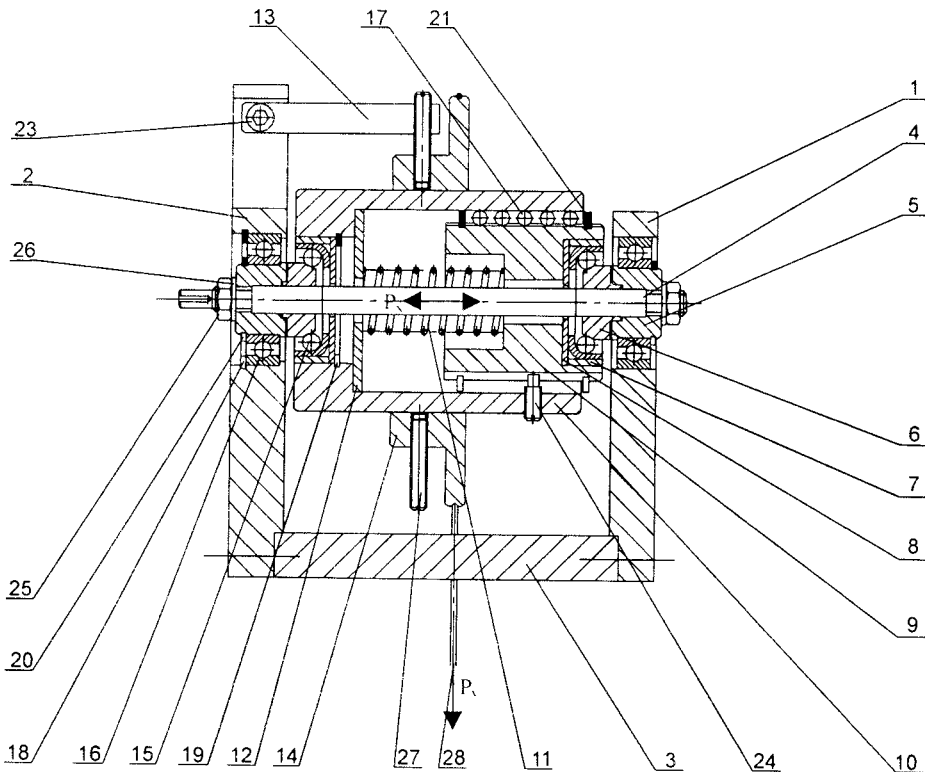


są obciążone zakłóceniami w postaci dodatkowych oporów – łożyska podpierające wałek w żaden sposób nie wpływają na mierzone wewnętrzne opory ruchu w badanych łożyskach.

Oporów ruchu, których miarą w przypadku omawianego stanowiska jest sumaryczna siła wewnętrznych oporów przeciwdziałających ruchowi, nie utożsamia się z siłą tarcia w łożyskach. Mierzona wartość może być przyjmowana jedynie jako pierwsze jej przybliżenie.

Opracowane stanowisko składa się z wałka (4) osadzonego w korpusie (1,2,3) na typowych łożyskach tocznych (16). Pierścienie z bieżnią wewnętrzną (6) badanych łożysk osadzone są również na wałku (4), a z bieżnią zewnętrzną (7) w dwóch współosiowych tulejach (9) i (10). Wewnątrz tych tulei znajduje się sprężyna (11), natomiast na zewnątrz tulei (10) osadzona jest tarcza (14) służąca do obciążania łożysk siłą poprzeczną.

Obciążenie poprzeczne  $P_y$  pochodzi od obciążników, zawieszonych symetrycznie na elastycznym cięgnie (28) opasującym tarczę (14).



Rys. 4.3. Przekrój węzła badawczego stanowiska do badań konstrukcyjnych łożysk rowerowych (opis w tekście)

Obciążenie wzdłużne  $P_x$  realizowane jest za pomocą sprężyny (11). Tuleje (9) i (10) mają możliwość względnego ruchu osiowego, nie mają natomiast możliwości wzajemnego obrotu – zabezpiecza przed tym wkręt (24). Wartość obciążenia  $P_x$  zależy od ugięcia sprężyny (11) o znanej charakterystyce. Ugięcie to można regulować przez

zmianę grubości podkładki (12). Celem zmniejszenia wpływu tarcia między tulejami (9) i (10) na charakterystykę sprężyny, tuleje są względem siebie łożyskowane tocznie za pomocą kulek (17).

#### *Zasada działania i pomiarów*

W czasie pomiaru oporów ruchu moment obrotowy z wałka (4) przekazywany jest na specjalne tuleje (5), wykorzystując siłę tarcia na połączeniu gwintowym tuleja/walek (przed odkręcaniem są one zabezpieczone przeciwnakrętką (25)). Tuleje te połączone są kształtowo z pierścieniami wewnętrznymi badanych łożysk (6), które osadzone są na wałku (4) suwliwie ( $\phi 8H7/h6$ ). Eliminuje się w ten sposób zakłócenia wynikające z osadzenia pierścienia z bieżnią wewnętrzną na gwincie, co ma miejsce w dotychczasowych rozwiązaniach konstrukcyjnych rowerów. Na skutek występującego w łożyskach momentu tarcia, pierścienie zewnętrzne (7) wraz z tulejami (9) i (10) wykazują tendencję do obrotu. Siła, jaka przeciwdziała obrotowi jest poszukiwaną siłą, będącą miarą oporów ruchu. Jej wartość mierzona jest za pomocą czujnika (13), na który oddziałuje pręt (27).

Stanowisko badawcze – oprócz części wymienionych w powyższych opisach składa się z elementów wyszczególnionych na rysunku 4.3: podkładki regulacyjnej (7, 8), koszyka z kulkami (15), pierścieni osadczych sprężynujących (18, 19, 20, 21), śruby (23), podkładki (26).

Możliwości zaprojektowanego stanowiska rozszerzono wyposażając je w aparaturę pomocniczą: silnik napędzający z możliwością regulacji prędkości obrotowej, wzmacniacz impulsów powstałych w czujniku oraz ich rejestratory.

Za pomocą prezentowanego stanowiska możliwe jest również wyznaczenie trwałości badanych łożysk. Można to zrealizować, rejestrując, np. poziom oporów ruchu lub hałas emitowany przez łożysko. Czas, w którym poziom ten osiągnie wartość przyjętą jako graniczną wyznacza trwałość łożysk, która może być wyrażona w jednostkach czasu lub liczbie wykonanych obrotów.

### 4.1.3. Warunki badań doświadczalnych

Cechy konstrukcyjne, które zdaniem autora w największym stopniu wpływają na podstawowe cechy eksploatacyjne łożysk, a więc na trwałość łożysk i opory ruchu omówiono w rozdziale 2.

W wyniku przeprowadzonej analizy dokonano wyboru tych cech, które w dalszych badaniach przyjęte zostały jako czynniki: badane (zmiennie niezależne), wynikowe (zmiennie zależne), stałe. Czynniki zakłócających w opracowaniu wyników badań nie uwzględniano, gdyż doświadczenia zaplanowano tak, aby zakłócenia nie miały wpływu na ich wyniki lub żeby wpływ ten był pomijalnie mały.

W prezentowanych badaniach jako czynniki wejściowe przyjęto po jednej przedstawicielce każdej z trzech cech konstrukcyjnych [23]:

- promień krzywizny profilu poprzecznego bieżni (GCK),
- rodzaj stali (MCK),
- napięcie wstępne (DCK).

Przy wyborze kierowano się także zasadami, według których zmiennie niezależne powinny charakteryzować się następującymi cechami [103]:

- mają najsilniejszy wpływ na badane zjawiska,
- są w małym stopniu (bądź nie są wcale) zależne od innych wielkości, np. temperatury, ciśnienia, a więc dają się dokładnie określić,
- są charakterystyczne dla badanych zjawisk.

Powyższy zbiór jest oczywiście niepełny, umożliwia jednak przeprowadzenie cyklu badań pozwalających na realizację celu niniejszej pracy.

Zmiennymi zależnymi były: umowny moment tarcia  $M$ , będący sumą wszystkich czynników przeciwdziałających ruchowi w łożysku oraz trwałość  $L_m$ .

Warunki stałe w jakich przeprowadzono doświadczenie były następujące:

- obciążenie poprzeczne  $P_1 = 250 \text{ N}$ ; wartość tę określono na podstawie badań statycznych cech anatomicznych potencjalnych użytkowników rowerów z uwzględnieniem geometrycznych cech konstrukcyjnych roweru (rozkład obciążenia na poszczególne węzły łożyskowe),
- prędkość obrotowa  $n = 23 \text{ s}^{-1}$ , przyjęto taką wartość, mimo że jest ona większa niż w czasie typowej eksploatacji ( $n_c \approx 2,8 \text{ s}^{-1}$ ). W przyjętym w badaniach zakresie, częstotliwość zmian obciążenia w punkcie styku kulek z bieżniami nie ma wpływu na zużycie zmęczeniowe i tym samym na trwałość, a większa prędkość obrotowa pozwalała na znaczne skrócenie bardzo czasochłonnych badań.
- sposób smarowania, rodzaj oraz ilość środka smarowego. Na początku badań przestrzeń pomiędzy bieżniami a kulkami wypełniano smarem Ł F43 i w trakcie badań nie uzupełniano go;

Napięcie wstępne  $P_1$  stanowiło siłę przyłożoną wzdłużnie do łożysk po uprzednim całkowitym wykasowaniu luzów. Wartość 10N jest wartością mniejszą od teoretycznej wartości przyjmowanej dla łożysk skośnych ( $1,25P_1 \text{ tg}\alpha$ ). W warunkach w jakich badano łożyska była to minimalna, praktycznie dobrana wartość siły, przy której możliwe były pomiary.

Warunki badań przedstawione powyżej były możliwe bliskie rzeczywistym warunkom eksploatacji rowerów, a więc i ich węzłów łożyskowych. Modelowe warunki eksploatacji wyznaczone dla realizacji programowanych badań zmęczeniowych elementów rowerów [164] należy przyjąć jako przybliżone ze względu na różnorodność cech konstrukcyjnych pojazdów (mających wpływ na rozkład obciążeń pochodzących od ciężaru użytkownika oraz samego pojazdu), a także bardzo zróżnicowany sposób ich użytkowania. Z tego też powodu trwałość wyznaczona na podstawie prezentowanych w niniejszej pracy badań stanowiskowych jest tylko w przybliżeniu równa trwałości rzeczywistej. Dla opracowania metody określania trwałości łożysk na podstawie oporów ruchu takie ujęcie zagadnienia uznano za możliwe do przyjęcia lecz wymagające weryfikacji

Metodykę i rezultaty badań opublikowano w licznych pozycjach, np. [152, 153, 158, 160]. Tak więc, w tej części pracy omówiono jedynie charakter zaobserwowanych zmian oraz wybrane, najistotniejsze wnioski.

## 4.2. Badania eksperymentalne – opis i interpretacja wyników

### 4.2.1. Wpływ wybranych czynników konstrukcyjnych na opory ruchu

W poniższym omówieniu wyników badań doświadczalnych, zgodnie z systematyką przyjętą w nauce konstrukcji, czynniki konstrukcyjne podzielono na trzy grupy. W pierwszej z nich, uwzględniono wpływ najistotniejszej, zdaniem autora, geometrycznej CK jaką jest promień krzywizny. W kolejnej części opisano wpływ cechy materiałowej, w ostatniej - napięcia wstępnego.

*Promień krzywizny profilu poprzecznego bieźni wewnętrznej  $r_2$  (GCK)*

Promienie krzywizny profilu poprzecznego bieźni zarówno zewnętrznej ( $r_1$ ), jak i wewnętrznej ( $r_2$ ) są geometrycznymi cechami konstrukcyjnymi w największym stopniu determinującymi zjawiska, decydujące o poziomie i charakterze zmian oporów ruchu w łożyskach.

Analizując geometryczne warunki współpracy elementów tocznych z bieźniami i stosując zależności opracowane przez Hertza stwierdzić można, że warunki te są zdecydowanie gorsze dla bieźni wewnętrznej niż zewnętrznej. W pierwszym przypadku następuje styk dwóch powierzchni o profilach wypukłych, czego efektem są duże wartości amplitudy zmiennych obciążeń występujących w kulkach i w pierścieniu z bieźnią wewnętrzną. W drugim przypadku bieźnia o profilu wklęsłym styka się z wypukłą kulką. Wartości naprężeń, a tym samym amplitudy obciążeń pierścienia z bieźnią zewnętrzną są w tym przypadku mniejsze niż w styku z pierścieniem wewnętrznym.

Stwierdzenie to było jedną z przesłanek decydujących o wyborze pierścienia z bieźnią wewnętrzną jako zmiennego elementu w badaniach. Druga przesłanka związana z trwałością, potwierdzająca zresztą prawidłowość takiego wyboru, przedstawiona będzie w trakcie omawiania badań trwałościowych.

Badania przeprowadzone dla pięciu wybranych wartości promieni krzywizny profilu poprzecznego bieźni wewnętrznej ( $r_2$ ) pozwoliły zaobserwować charakter zmian wartości oporów ruchu ze zmianą tego promienia. Aby rezultaty badań bardziej uogólnić, jako zmienną niezależną przyjęto bezwymiarową wielkość  $\delta_2$ , stanowiącą stosunek dwóch promieni:

$$\delta_2 = 2r_2/d_k \quad (4.1)$$

Zaobserwowane zmiany można więc odnieść do współpracującej pary tribologicznej, a nie jedynie do któregoś z jej elementów, co jest całkowicie zgodne z tendencjami obowiązującymi w badaniach tribologicznych [166].

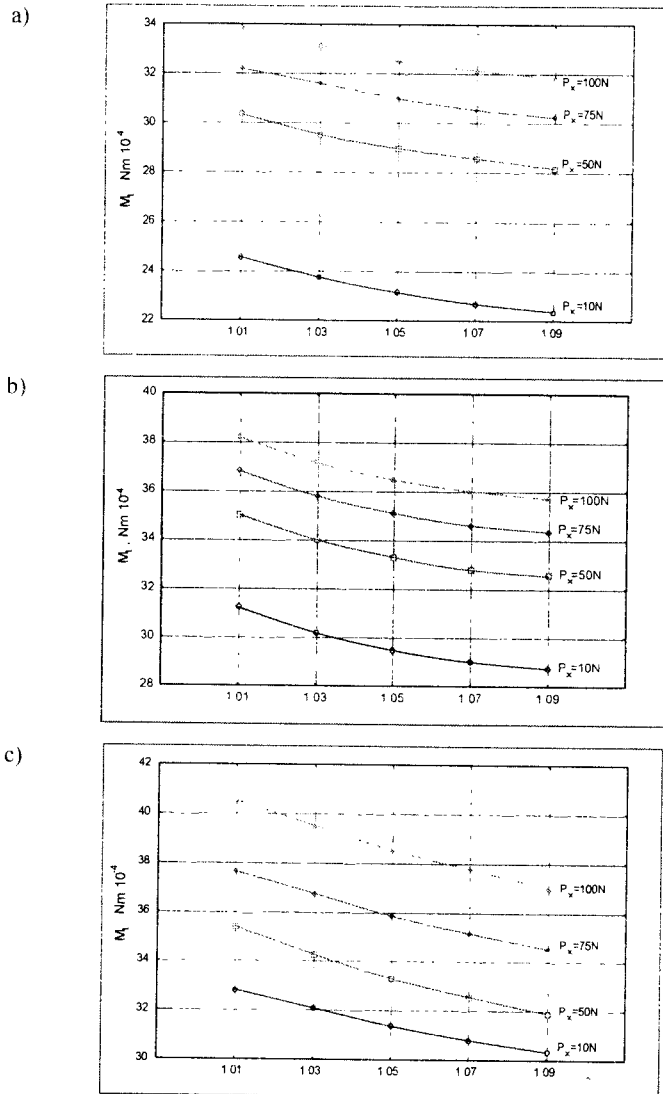
Graficzny obraz zmierzonych zmian  $M_t$  przedstawiono na rysunku 4.4. W przyjętym przedziale zmiennych niezależnych zmiany mają charakter monotoniczny z tym, że gradient jest większy dla mniejszych wartości współczynnika  $\delta_2$ , a więc i promienia  $r_2$ . Stwierdzono, że względny spadek wartości mierzonego momentu wynosił  $5.9 \div 8.2\%$  dla wszystkich badanych stali, a więc spadek ten był mały.

Obniżanie się poziomu oporów ruchu wraz ze wzrostem promienia krzywizny jest tendencją oczekiwaną, gdyż wzrost promienia krzywizny powoduje zmniejszanie się rzeczywistej powierzchni styku kulek z bieźnią i tym samym zmniejszanie udziału, zarówno mikro-, jak i makropoślizgów w sumarycznych oporach ruchu.

Zaobserwowane zmiany opisano modelami matematycznymi. Stwierdzono, że najlepsze dopasowanie do rzeczywistego przebiegu zmian wykazywała funkcja potęgowa, np. dla  $P_x = 75\text{N}$  i stali 45T ma ona postać:

$$M_t = (32.56\delta_2^{-0.7613}) 10^{-4} \cdot \text{Nm} \quad (4.2)$$

Równania dla poszczególnych zmiennych warunków badań przedstawiono w [161].



Rys. 4.4. Zależność oporów ruchu  $M_1$  od geometrycznej cechy konstrukcyjnej  $\delta_2$  dla różnych wartości siły  $P_n$ ; próbki wykonane ze stali: a) 45 ulepszonej, b) 45 normalizowanej, c) AI1 węglazotowanej

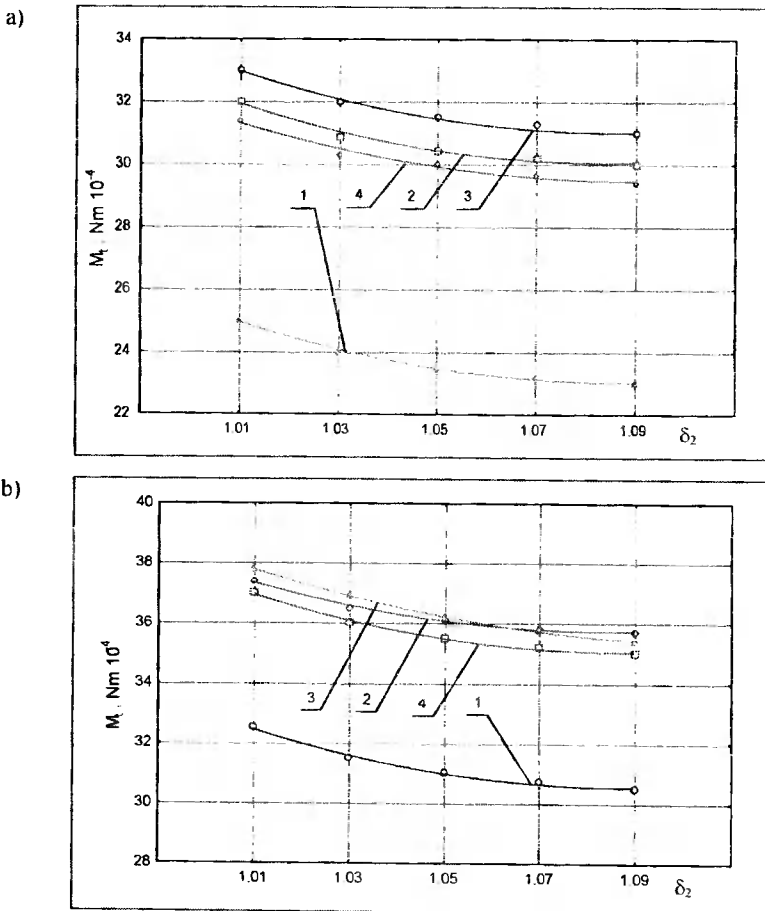
#### Material pierścieni łożyskowych (MCK)

Na podstawie studium literaturowego stwierdzono, że rodzaj materiału z jakiego wykonano elementy łożysk ma mniejsze znaczenie w odniesieniu do strat energetycznych występujących w łożysku niż w stosunku do innych cech użytkowych, np. w większym stopniu determinuje on trwałość łożysk, lecz to zagadnienie omówione zostanie w dalszej części pracy.

Aby zaobserwować wpływ rodzaju tworzywa konstrukcyjnego użytego do wytworzenia pierścienia z bieżnią wewnętrzną łożyska na poziom oporów ruchu przeprowadzono badania, w których element ten wykonano z trzech rodzajów stali:

- stali węglowej konstrukcyjnej wyższej jakości: 45,
- stali węglowej konstrukcyjnej zwykłej jakości: St6,
- stali automatowej: A11,

z tym, że pierwsza z nich była w dwóch stanach: normalizowana i ulepszana cieplnie do  $30 \pm 2$  HRC. Stal A11 była poddana obróbce węglaozotowaniu w wyniku czego uzyskiwała ona twardość  $58 \pm 2$  HRC. Stal ta jest aktualnie stosowana do wytwarzania pierścieni wewnętrznych łożysk rowerowych. Można więc porównać wyniki nowych propozycji ze stanem aktualnym. Graficzny zapis niektórych uzyskanych wyników przedstawiono na rysunku 4.5.



Rys. 4.5. Wykres zależności momentu oporów ruchu  $M_t$  od geometrycznego współczynnika  $\delta_2$  dla różnych materiałów pierścieni łożyskowych: 1 – 45 ulepszanej cieplnie, 2 – St6, 3 – A11 węglaozotowanej, 4 – 45 normalizowanej; a)  $P_x = 10$  N, b)  $P_x = 75$  N

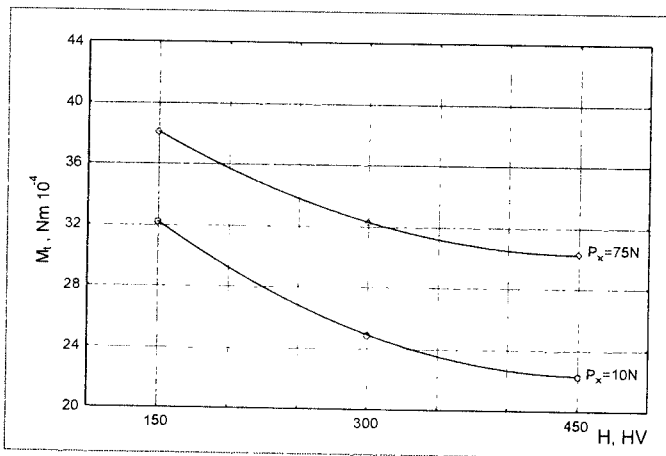
Na powyższym rysunku widać, że rodzaj stali tylko nieznacznie (ok. 5% dla  $P_x = 10\text{N}$  i 2,3% dla  $P_x = 75\text{N}$ ) wpływa na poziom oporów ruchu (rys. 4.5 – krzywe 2 i 3). Wynika to z faktu, że struktura tworzywa praktycznie nie wpływa na przebieg zjawisk decydujących o oporach ruchu (porównanie wyników dla stali 45 i St6). W istotny sposób natomiast na poziom oporów ruchu wpływa stan kwalifikacyjny stali. Wyraźnie jest to widoczne, porównując wyniki dla próbek ze stali 45N (normalizowanej) i 45T (ulepszonej cieplnie). Spowodowane jest to różnicą wartości modułów Younga porównywanych stali, które to różnice powodują zróżnicowane wartości odkształceń sprężystych (wg Hertza), a te z kolei powodują zmiany wartości oporów ruchu

Łożyska z pierścieniami wewnętrznymi ze stali A11, odbiegającej znacznie od pozostałych swoim składem chemicznym i stanem powierzchni (wynikającym z obróbki węglazotowaniem) wykazywały wysoki poziom oporów ruchu, co wytłumaczyć można dużą chropowatością, wynikającą z przyjętego rodzaju obróbki cieplno-chemicznej [137].

Chropowatość powierzchni roboczych (bieżni i kulek) była w przybliżeniu równa, co uzyskano stosując odpowiednie, doświadczalnie dobrane parametry obróbki.

#### *Twardość bieżni (MCK)*

Wyniki przedstawionych wyżej badań pozwoliły na stwierdzenie, że na opory ruchu istotny wpływ ma stan, szczególnie twardość stali użytej do wytworzenia pierścieni z bieżniami łożyska, a nie jej gatunek. Aby wpływ ten można było ocenić jakościowo oraz ilościowo, przeprowadzono badania, w których zmienną była twardość pierścieni (mierzona na bieżniach wewnętrznych) wykonanych ze stali 45. Do badań przyjęto ten gatunek stali, gdyż można było od niej oczekiwać najlepszych (ze wszystkich badanych stali) własności w aspekcie oporów ruchu – patrz rys. 4.5. Założono, że w wyniku obróbki cieplnej pierścienie te będą posiadały trzy twardości HV: 150, 300 i 450. W rzeczywistości uzyskano próbki charakteryzujące się średnimi twardościami HV: 168, 288 i 442. Graficzną postać wybranych wyników przedstawiono na rys. 4.6.



Rys. 4.6. Opory ruchu  $M_i$  w funkcji twardości  $H$  bieżni wewnętrznej [156]

Stwierdzono, że wraz ze wzrostem twardości maleją opory ruchu w łożysku, natomiast gradient jest większy dla mniejszych wartości twardości.

Taki charakter zmian potwierdza prawidłowość stwierdzeń poczynionych podczas analizy czynników wpływających na wewnętrzne opory ruchu. Większa twardość, to mniejsze odkształcenia sprężyste. Tym samym mniejsze są mikropoślizgi oraz histereza odkształceń, a więc dwa istotne składniki oporów ruchu w łożyskach. Badania te wykonano dla dwóch wartości obciążenia wstępnego  $P_x = 10\text{N}$  oraz  $P_x = 75\text{N}$ . Pierwsza z nich to minimalna przyjęta w badaniach wartość, druga – wartość, dla której stwierdzona trwałość była największa. Względny spadek oporów ruchu był większy dla siły  $P_x = 10\text{N}$  (30,6%) niż dla  $P_x = 75\text{N}$  (20,1%). Wyniki pozostałych przeprowadzonych badań, które należy traktować jako rozpoznawcze pozwalają przypuszczać, że dla innych wartości tej zmiennej charakter zmian pod względem jakościowym będzie taki sam, inny zaś będzie pod względem ilościowym.

Zaobserwowane przebiegi (w badanym przedziale zmiennych niezależnych) opisano równaniem w postaci funkcji wykładniczej:

$$M_t = (e^{-0,00594H + 3,1432} + 28,5) 10^{-4}, \text{ Nm} \quad (4.3)$$

Jest to model dla:  $P_x = 75\text{N}$ .

#### *Napięcie wstępne (DCK)*

W przypadku łożysk skośnych, które występują we wszystkich węzłach łożyskowych roweru, wprowadzenie napięcia wstępnego jest niezbędne dla ich prawidłowej pracy. Zwiększa ono sztywność węzła, przyczyniając się do jego większej dokładności, której miarą mogą być takie wielkości jak: bicie, równoległość osi, współosiowość itp. Napięcie to stanowi także składnik obciążenia całkowitego elementów tocznych w łożysku, a więc wpływa na wzrost oporów ruchu.

Badania przeprowadzono, zmieniając wartość napięcia wstępnego w przedziale (10, 100) N. W tym zakresie przyjęto cztery wartości siły  $P_x$ : 10, 50, 75 i 100 N. Wyniki badań  $M_t$  dla wybranych zmiennych przedstawiono w postaci graficznej na rysunku 4.7. Różnice pomiędzy wartością maksymalną momentu a minimalną mieszczą się w granicach  $18,5 \div 27,7\%$ .

Stwierdzony wzrost oporów ruchu wraz ze wzrostem napięcia wstępnego potwierdza rozważania teoretyczne. Zarejestrowane zmiany mają w badanym zakresie charakter monotoniczny. Przyczyną takiego charakteru zaobserwowanych zmian jest wspomniany wyżej wzrost obciążenia. Stwierdzić jednak można, że wzrost oporów ruchu nie jest tak szybki jak wynikałoby to bezpośrednio ze wzrostu obciążenia. Przyczyną tego jest fakt, że wzrost wartości  $P_x$  powoduje zmniejszanie się makropoślizgów, czyli udziału tarcia ślizgowego w sumarycznych oporach ruchu. Interakcja ta jest bardziej widoczna dla mniejszych wartości napięcia wstępnego.

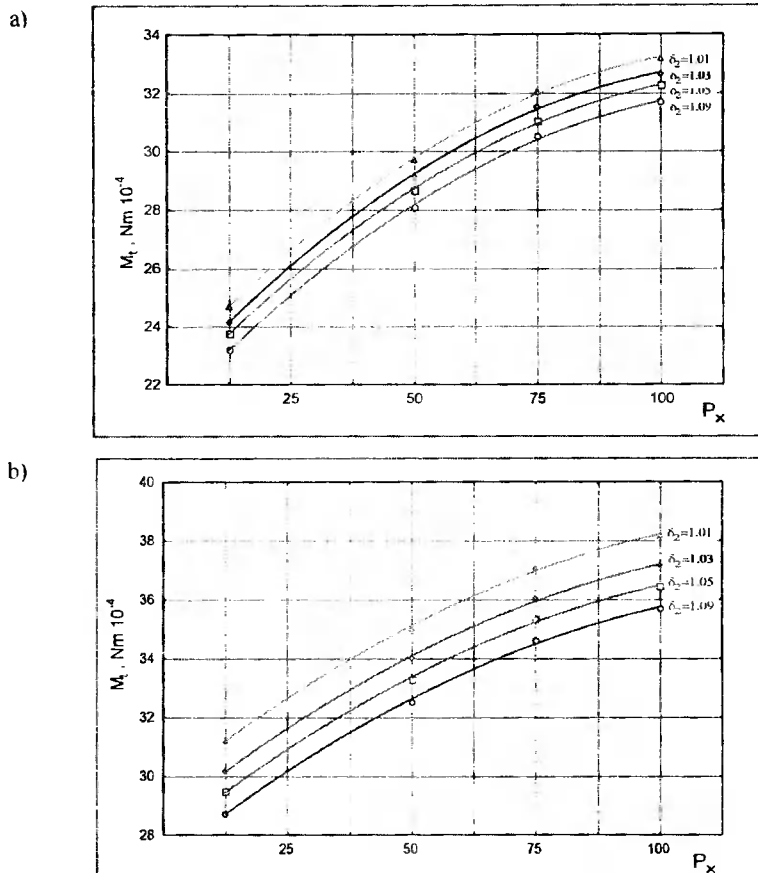
Modele matematyczne najlepiej opisujące zaobserwowane zmiany należą do grupy wielomianów drugiego stopnia. Dla  $\delta_2 = 1,05$  i materiału 45T ma on postać:

$$M_t = (-7,917 10^{-4} P_x^2 + 0,184 10^{-2} P_x + 22,108) 10^{-4}, \text{ Nm} \quad (4.4)$$

Równania dla pozostałych warunków badań przedstawiono w pracach [158, 161].

Z przedstawionych rozważań wynika, że napięcie wstępne w łożysku, w badanym zakresie czynników zmiennych ma bardzo zróżnicowany wpływ. Bardzo istotny zatem jest dobór właściwej jego wartości. Przy doborze mogą być pomocne, m. in. następujące kryteria: sztywności, dokładności ruchowej lub oporów ruchu.

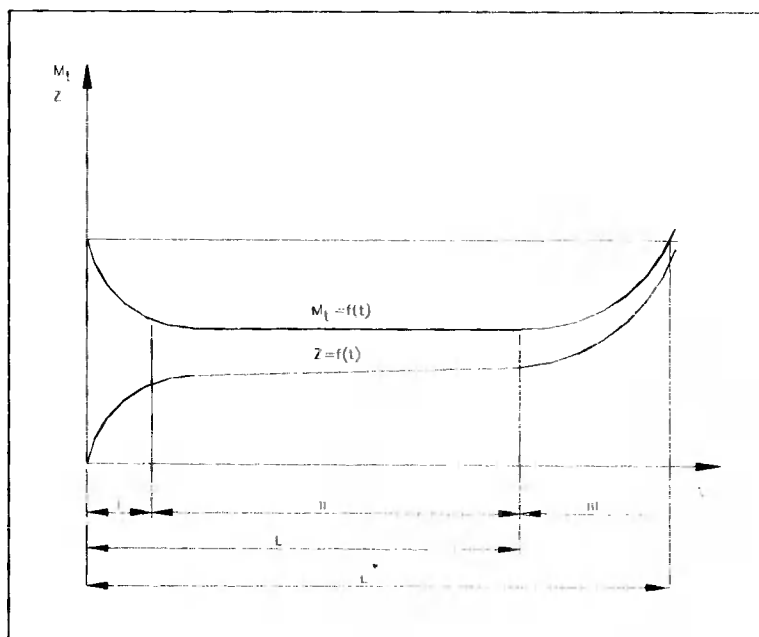




Rys. 4.7. Wykresy przedstawiające zależność momentu tarcia toczonego  $M_t$  (oporów ruchu) w zależności od siły  $P_x$  dla różnych wartości  $\delta_2$ ; próbki wykonano ze stali 45: a) ulepszonej, b) normalizowanej

#### 4.2.2. Cechy konstrukcyjne elementów łożysk a ich trwałość

Trwałość zarówno złożonego obiektu technicznego, jak również i pojedynczych jego elementów, to czas w jakim poprawnie wypełniają one założone zadania. Bezpośredni wpływ na trwałość ma zatem zużycie fizyczne – utrata jego własności użytkowych, sprawności, wydajności, czy wręcz zdolności do dalszego użytkowania na skutek zmian struktury, zniekształceń elementów i ubytków materiału [194]. Jako miarę zużycia przyjmuje się zmianę masy, geometrycznych CK (głównie w odniesieniu do pojedynczych elementów), mogą to także być parametry określające cechy eksploatacyjne maszyny. W typowym procesie zużywania wyróżnia się trzy okresy, rys. 4.8:



Rys. 4.8 Charakter procesu zużycia ( $Z$ ) oraz zmiany w czasie oporów ruchu ( $M_t$ ) w typowym łożysku

- I - okres szybkiego (z tendencją malejącą) wzrostu intensywności zużycia. W okresie tym na skutek przetaczania się elementów tocznych następuje plastyczne odkształcanie mikronierówności powierzchni roboczych łożysk. Następuje również umocnienie tych powierzchni.
- II - okres ustalonego poziomu lub niewielkich zmian zużycia. W okresie tym intensywność zużycia zależy głównie od intensywności makropoślizgów.
- III - okres szybkiego (z tendencją rosnącą) wzrostu intensywności zużycia. Na początku tego okresu rozpoczynają się wykruszenia zmęczeniowe bieżni na skutek łuszczenia lub pittingu - procesów zainicjowanych jeszcze w II okresie. Suma dwóch pierwszych okresów odpowiada trwałości wyrażonej liczbą obrotów  $L_n$  lub czasem  $L_h$ .

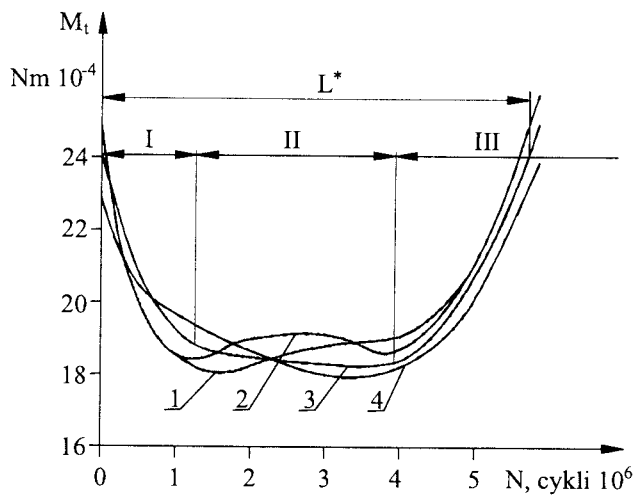
W przypadku funkcji opisującej zmiany oporów ruchu w łożyskach w czasie na powyższym rysunku można zaobserwować podobne trzy okresy, lecz o innym charakterze.

Porównanie tych dwóch krzywych stanowiło przyczynek do podjęcia próby opracowania metody wyznaczania trwałości łożysk na podstawie obserwacji poziomu oporów ruchu w nich występujących.

W przeprowadzonych badaniach [154] stwierdzono, że dla łożysk rowerowych charakter zmian momentu tarcia jest podobny do przedstawionego na rys. 4.8. Można również wyróżnić trzy okresy, z tym że przebiegi w poszczególnych okresach różnią się od typowych intensywnością zmian lub czasem ich trwania albo wspomnianymi cechami jednocześnie - rys. 4.9.

Różnice te, a przede wszystkim trudność w określeniu granicznych wartości momentu jednoznacznie wyznaczających zakończenie okresu II i początek III były przyczyną przyjęcia innego sposobu określania trwałości łożysk. Jako trwałość w prezentowanych badaniach uznano czas od początku pracy do momentu, gdy wartość

oporów ruchu w łożysku osiągała wartość równą tej na początku pracy. Graficzną interpretację pojęcia trwałości oznaczanej  $L^*$  przedstawiono na rys. 4.8 i 4.9. Przyjęta trwałość była więc sumą okresów I i II oraz części okresu III. Łożyska na początku ostatniego okresu wykazywały już objawy zużycia (drobne złuszczenia zmęczeniowe – patrz rys. 2.25), które powodowały, m. in. zwiększoną emisję hałasu, jednak dzięki możliwości wykasowania pojawiających się zwiększonych luzów w dalszym ciągu w sposób zadawalający spełniały swoje zasadnicze zadania.



Rys. 4.9. Wykresy funkcji  $M_t = f(N)$ . Zarejestrowane zmiany oporów ruchu w łożyskach rowerowych (próbki z ulepszonej stali 45): 1)  $\delta_2 = 1.01$ , 2)  $\delta_2 = 1.03$ , 3)  $\delta_2 = 1.05$ , 4)  $\delta_2 = 1.09$

W proponowanej metodzie symptomem stanu jest więc poziom oporów ruchu, co stanowi istotną zmianę w stosunku do metody tradycyjnej, w której symptomem tym był stan powierzchni roboczych elementów łożysk. Ze względu na tę zmianę niezbędne jest zweryfikowanie rozkładu zmiennych wartości przyjętego symptomu, gdyż w tym zakresie także może nastąpić zmiana (z rozkładu Weibulla na inny).

Metoda ta, chociaż odmienna od stosowanej do łożysk typowych jest możliwa do przyjęcia szczególnie dla łożysk specjalnych, których elementy wykonane są z tworzyw o niższych własnościach wytrzymałościowych oraz dla łożysk pracujących w warunkach, w których dokładność ruchowa nie jest wymaganą cechą podstawową. Jej przydatność zweryfikowana zostanie na podstawie badań doświadczalnych.

#### *Wpływ promienia krzywizny bieżni (GCK)*

Dla trwałości, drugiej istotnej dla łożysk tocznych cechy eksploatacyjnej, przeprowadzono cykl badań podobny jak dla oporów ruchu.

Także i w tym przypadku zmiennym elementem łożyska były pierścienie z bieżniami wewnętrznymi. Badania przedstawione w pracach [21, 91, 165] potwierdzone wynikami badań własnych wykazały, że o trwałości łożyska w warunkach w jakich je badano decyduje właśnie trwałość pierścieni wewnętrznych.

Uzyskane wyniki odniesiono do bezwymiarowego współczynnika  $\delta_2$ . Przedziały zmienności zmiennych niezależnych przyjęto takie same jak w badaniach oporów ruchu.

Badania trwałościowe, których wybrane wyniki przedstawiono w postaci graficznej na rys. 4.10 pozwoliły na określenie charakteru zależności trwałości od geometrycznej cechy konstrukcyjnej. Model matematyczny tej zależności (dla próbki ze stali 45T i  $P_v = 75\text{N}$ ) ma postać wielomianu trzeciego stopnia:

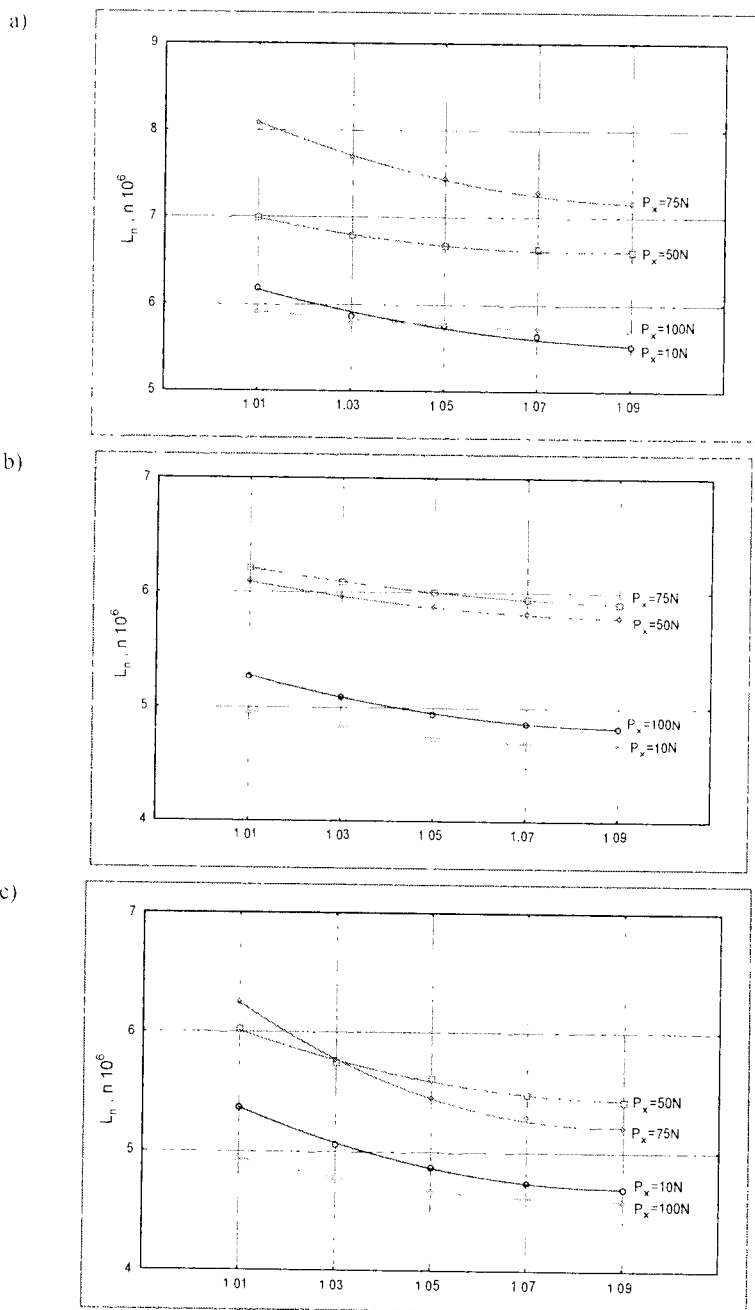
$$L_n = (-3645,83\delta_2^3 + 11671,9\delta_2^2 - 12459,6\delta_2 + 4442,25) 10^6, \text{ obr.} \quad (4.5)$$

Ze wzrostem wartości współczynnika  $\delta_2$  maleje trwałość badanych łożysk. Taki przebieg zmian wynika z faktu, że wraz ze wzrostem  $\delta_2$  maleje rzeczywista powierzchnia styku, rosną więc naprężenia kontaktowe, które w przypadku względnego ruchu elementów łożysk stanowią amplitudę obciążeń zmiennych, determinujących przebieg procesu zużycia zmęczeniowego. Największy względny spadek trwałości wynoszący 16.1% (dla  $P_v = 75\text{N}$ ) stwierdzono dla próbek ze stali A11, najmniejszy – 2,5% (dla  $P_v = 100\text{N}$ ) dla próbek ze stali 45T. We wszystkich przypadkach spadek ten jest degresywny - w początkowym okresie szybszy, następnie - wolniejszy.

Badania te potraktowano jako wstępne, gdyż zbyt mała liczność próby nie gwarantowała dokładności obliczeń statystycznych pozwalających na dokonanie uogólnień [38]. Stanowiły one podstawę wyboru warunków dalszych badań trwałościowych, co z kolei umożliwiało zmniejszenie liczby pomiarów niezbędnych do przeprowadzenia.

Badania zasadnicze zrealizowano dla próbek wykonanych z ulepszonej stali 45, która po obróbce cieplnej charakteryzowała się twardością  $30 \pm 2$  HRC. Promień krzywizny profilu poprzecznego bieżni zawarty był w przedziale  $2,4 \div 2,6$  a napięcie wstępne wynosiło 10 i 75 N.

Analizując powyższe wyniki stwierdzono, że ich rozkład nie zawsze odpowiadał typowemu dla zużycia zmęczeniowego rozkładowi Weibulla (dwu- lub trójparametrowemu) [179, 183]. Zaobserwowano, że przyjęcie oporów ruchu jako symptomu stanu węzła łożyskowego - na podstawie którego określana jest trwałość łożysk - spowodowało, że charakter wyników badań trwałościowych zbliżył się znacznie do rozkładu normalnego. Spostrzeżenie to wywołało potrzebę poddania wyników badań doświadczalnych testowi zgodności chi-kwadrat z wybranymi rozkładami. Wyniki tych działań opisano w podrozdziale 4.4.3 niniejszej pracy.



Rys. 4.10. Zależność trwałości  $L_n$  od geometrycznej cechy konstrukcyjnej  $\delta_3$ ; próbki wykonano ze stali: a) 45 ulepszonej, b) 45 normalizowanej, c) A11 węglozotowanej

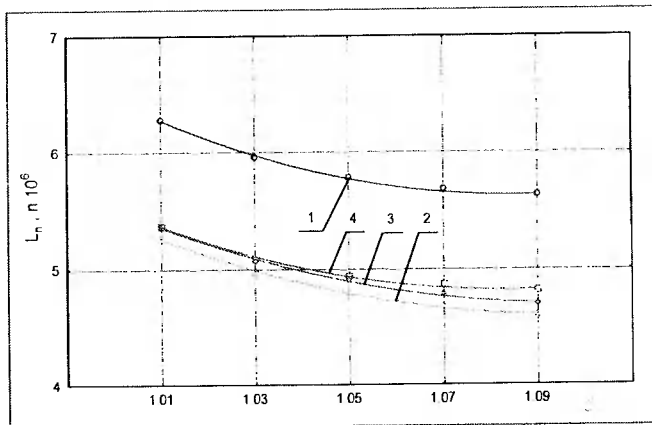
*Wpływ materiału pierścieni łożyskowych (MCK)*

Cykl badań trwałościowych przeprowadzony był dla czterech wartości materiałowej cechy konstrukcyjnej. Próbki do badań, którymi były pierścienie wewnętrzne łożyska wykonano z następujących tworzyw konstrukcyjnych:

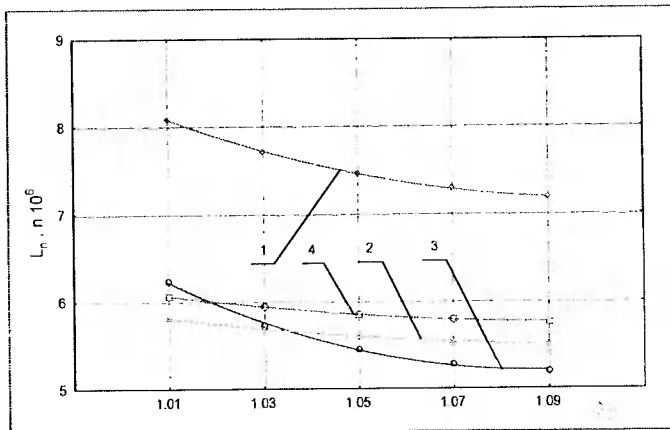
- stali węglowej konstrukcyjnej wyższej jakości gatunku 45, w stanie normalizowanym,
- stali węglowej konstrukcyjnej wyższej jakości gatunku 45, w stanie ulepszonym do  $30 \pm 2$  HRC,
- stali węglowej konstrukcyjnej zwykłej jakości gatunku St6, w stanie normalizowanym oraz dla porównania
- stali automatowej gatunku A11, która po obróbce cieplno-chemicznej charakteryzowała się twardością  $58 \pm 2$  HRC.

Wyniki badań przedstawiono w formie wykresów na rys. 4.11.

a)



b)



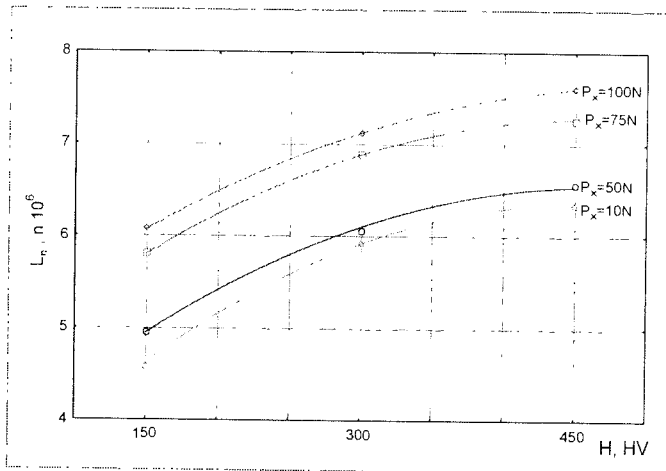
Rys. 4.11. Wykresy zależności trwałości  $L_n$  od współczynnika  $\delta_2$ : dla różnych stali: 1 – 45 ulepszonej, 2 – St6, 3 – A11 węglózotowanej, 4 – 45 normalizowanej, przy wartościach napięcia wstępnego:  $P_v = 10$  N (a) i  $P_v = 75$  N (b)

Dobór MCK powoduje, że nie można na ich podstawie wnioskować o wpływie (lub jego braku) rodzaju użytego tworzywa na trwałość łożysk. Podobnie jak w przypadku pomiarów oporów ruchu, wpływ ten w obrębie stali o podobnym składzie chemicznym jest niewielki. Zaobserwowano natomiast istotny wpływ stanu kwalifikacyjnego tworzywa konstrukcyjnego użytego do wykonania bieżni wewnętrznych na trwałość. Stwierdzony spadek trwałości był porównywalny dla napięcia wstępnego  $P_x=10\text{N}$  (9,4% i 9,6%), natomiast dla  $P_x=75\text{N}$  był prawie dwukrotnie większy dla próbki ze stali ulepszonej (10,6%) niż dla stali normalizowanej (5,8%). Wpływ ten widoczny jest także na rysunku 4.14.

Dzięki ulepszeniu cieplnemu stal 45 ma strukturę najbardziej rozdrobnioną i co ważniejsze -- jednorodną. Struktura taka zapewnia dużą odporność na zużycie zmęczeniowe. Stosowana aktualnie na pierścieniu wewnętrznym węglaozotowana stal A11 ma również strukturę rozdrobnioną, lecz poprawiające skrawalność kruche wtrącenia obniżają wyraźnie trwałość wykonanych z niej pierścieni.

#### Wpływ twardości bieżni (MCK)

Jedną z cech charakterystycznych dla każdego stanu kwalifikacyjnego stali jest jej twardość. Aby zaobserwować wpływ twardości bieżni łożyska na trwałość przeprowadzono badania, w których pierścienie z bieżniami wewnętrznymi wykonano z jednego rodzaju stali: 45 charakteryzującej się po odpowiedniej obróbce cieplnej nominalnymi wartościami twardości  $H_2 = 150; 300; 450\text{ HV}$ .



Rys. 4.12. Wykresy trwałości łożysk  $L_n$  w funkcji twardości  $H$  bieżni dla różnych wartości  $P_x$

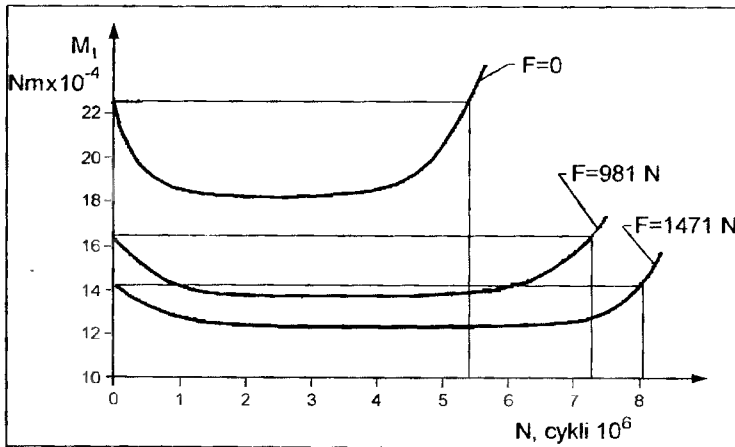
Uzyskane wyniki – rys. 4.12 pozwalają stwierdzić, że wpływ twardości na trwałość łożysk jest istotny i taki sam w całym badanym zakresie zmiennej niezależnej; ze wzrostem twardości trwałość również rośnie. Stwierdzony wcześniej spadek wartości oporów ruchu w łożysku wraz ze wzrostem twardości powoduje mniejszą intensywność zużywania się elementów łożysk i tym samym wzrost ich trwałości. Wzrost ten był największy (27,1%) dla największej wartości napięcia  $P_x = 100\text{N}$ , najmniejszy (20,1%) dla  $P_x = 10\text{N}$ . Stwierdzono ponadto, że w początkowym okresie zmian gradient wzrostu

jest większy niż w okresie końcowym. Taki charakter zmian tłumaczy się tym, że przy mniejszych twardościach powierzchni robocze (bieżnie) umacniają się w wyniku wielokrotnego przetaczania się po nich obciążonych kulek, co powoduje sumowanie się efektu umocnienia spowodowanego obróbką cieplną z umocnieniem plastycznym. Przy większych wartościach twardości efekt ten jest mniejszy, stąd gradient wzrostu także jest mniejszy.

Model matematyczny zaobserwowanych zmian (dla  $P_r = 75\text{N}$ ) ma postać wielomianu kwadratowego:

$$L_n = (-0,00001625H^2 + 0,0148H + 3,93812) 10^6, \text{ obr.} \quad (4.6)$$

Zjawisko plastycznego umocnienia bieżni - korzystne dla trwałości i oporów ruchu – wykorzystuje się jako obróbkę wykańczającą w procesie wytwórczym stosując nagniatanie toczne umacniające bieżnie oraz zmniejszające chropowatość powierzchni roboczych. Badania dotyczące tego zagadnienia [155] wykazały znaczącą poprawę wspomnianych cech eksploatacyjnych, co można stwierdzić analizując rezultaty badań schematycznie przedstawionych na rysunku 4.13.



Rys. 4.13. Zależność oporów ruchu  $M_1$  od liczby cykli pracy łożyska  $N$  dla różnych wartości siły naporu ( $F$ ) w procesie nagniatania; próbka z ulepszonej stali 45

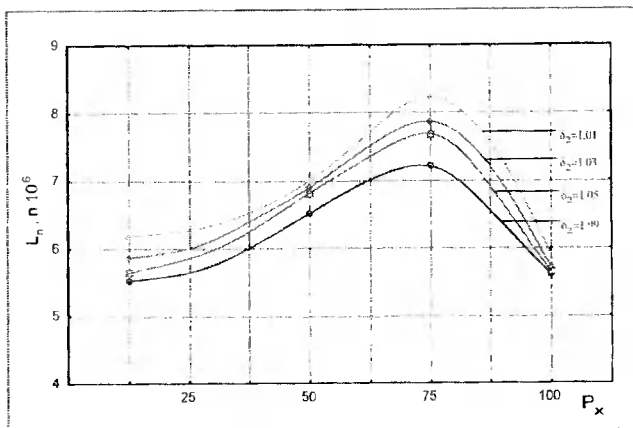
Charakter zaobserwowanych zmian jest podobny do opisanego wyżej, gdyż ze wzrostem siły naporu w procesie nagniatania rośnie twardość powierzchni roboczych. Początkowa zmiana tej siły od 0 do 981 N spowodowała wzrost trwałości o ok. 36%, a dalsze jej zwiększanie do 1471 N wywołało już nie tak wyraźny efekt, bo tylko ok. 11% zwiększenie trwałości badanych łożysk.

#### Wpływ napięcia wstępnego (DCK)

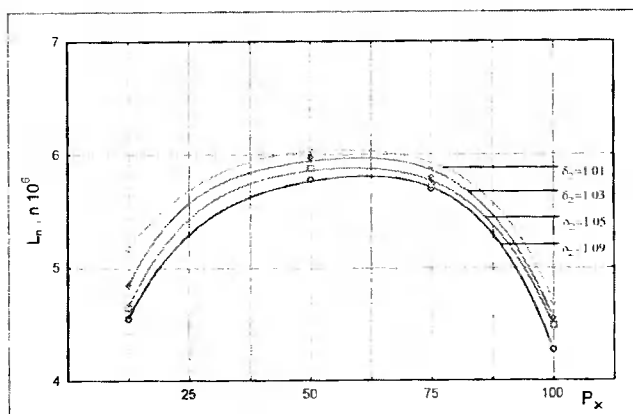
Napięcie wstępne w łożyskach skośnych, zwiększające sztywność łożysk stanowi jedną ze składowych obciążenia całkowitego elementów tocznych. Większa wartość obciążenia elementów tocznych (kulek), to wzrost amplitudy obciążeń zmiennych działających chwilowo w miejscu styku kulek z bieżniami. Amplituda ta jest jednym z najistotniejszych czynników, decydujących o przebiegu procesu zużycia zmęczeniowego. Przeprowadzone badania umożliwiały poznanie charakteru tego procesu w łożyskach rowerowych – rys. 4.14.



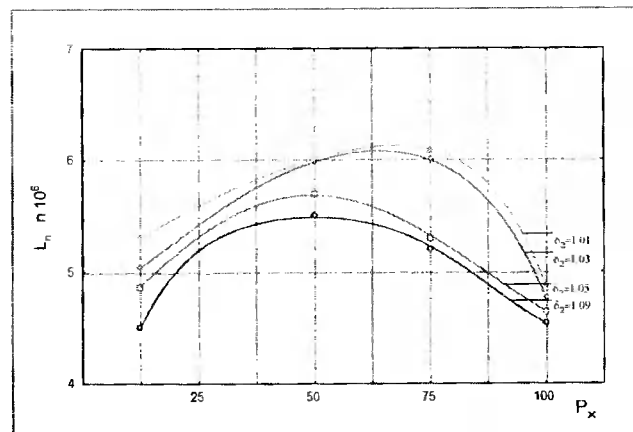
a)



b)



c)



Rys. 4.14. Wykresy zależności trwałości  $L_n$  od dynamicznej cechy konstrukcyjnej  $P_x$  dla różnych wartości  $\delta_2$ ; próbki wykonano ze stali: a) 45 ulepszonej, b) 45 normalizowanej, c) A11 węgloazotowanej

Zestawiając wyniki badań trwałościowych ze względu na zmienianą wartość napięcia wstępnego  $P_x$  (jego wartość wynosiła: 10, 50, 75 i 100N) obserwuje się początkowy wzrost trwałości do pewnego maksimum, a następnie dosyć szybkie jej obniżanie. Taki przebieg zmian interpretuje się następująco. Wzrost  $P_x$ , to większa amplituda obciążeń zmiennych, a więc i szybsze zużycie zmęczeniowe. Z drugiej strony początkowy wzrost napięcia wstępnego powoduje zmniejszanie się makropoślizgów i w wyniku tego wolniejszy wzrost oporów ruchu, przyczyniających się także do zużycia, w tym przypadku - ciernego, elementów łożysk. Ponadto wzrost napięcia wstępnego powoduje zwiększenie liczby obciążonych kulek, co sprzyja większej trwałości jako efektu zmniejszenia obciążenia elementów łożysk.

Skutki nakładania się tych dwóch zjawisk są szczególnie widoczne w przypadku materiałów o niezbyt wysokich cechach wytrzymałościowych, z którymi mamy do czynienia w przypadku omawianego rodzaju łożysk tocznych. Na rysunku 4.14 przedstawiającym zaobserwowaną w badaniach zależność trwałości łożysk od napięcia wstępnego widać, że w początkowym okresie (dla mniejszych wartości  $P_x$ ) gradient wzrostu trwałości jest największy. Można więc wnioskować, że o trwałości łożysk decydują głównie zmniejszające się makropoślizgi. W okresie środkowym wpływ ten maleje, a w końcowym etapie (dla największych wartości  $P_x$ ) jest już mało istotny lub w ogóle nie istnieje a o spadku trwałości decyduje rosnące obciążenie elementów łożyska. Zależność tę (dla  $\delta_2 = 1,05$  i stali 45T) można opisać równaniem kwadratowym:

$$L_n = (-5.5 \cdot 10^{-4} P_x^2 + 0.0671 P_x + 5,25) \cdot 10^6, \text{ obr.} \quad (4.7)$$

#### 4.2.3. Opracowanie statystyczne uzyskanych wyników badań doświadczalnych

W celu scharakteryzowania rozrzutu wyników zrealizowanych doświadczeń przeprowadzono ich opracowanie statystyczne. Wartości podstawowych statystyk przedstawiono w tablicy 4.3.

Tablica 4.3. Zestawienie rezultatów opracowania statystycznego wyników badań doświadczalnych dla jednej z analizowanych kombinacji zmiennych niezależnych

Lp.	Parametr statystyki	Oporu ruchu, $M_t$ $Nm \cdot 10^{-4}$	Trwałość, $L_{n(10)}$ obr. $\cdot 10^6$
1	Wartość maksymalna	38,35	8,22
2	Wartość minimalna	20,51	4,57
3	Wartość średnia	29,69	6,26
4	Odchylenie standardowe	4,34	0,90
5	Odchylenie standardowe wartości średniej	0,56	0,12
6	Przedział ufności dla wartości średniej przy $1-\alpha = 0,95$	(28,74; 30,64)	(6,07; 6,46)

Wyniki obliczeń umieszczonych w tablicy oraz ich analiza wykazują, że przy ustalonych wartościach analizowanych parametrów wartości oporów ruchu  $M_t$  i trwałości  $L_{n(10)}$  uzyskane z doświadczeń zmieniają się w małym zakresie. Liczność

próby przyjęta w badaniach doświadczalnych można więc uznać za wystarczającą do formułowania wniosków.

### 4.3. Modelowanie cech eksploatacyjnych łożysk skośnych

Opisane powyżej badania doświadczalne pozwoliły na jakościowe określenie charakteru zależności badanych zmiennych i cech eksploatacyjnych. Aby rezultaty przeprowadzonych badań wykorzystać w szerszym zakresie zarejestrowane przebiegi opisano zależnościami, tworząc modele matematyczne obiektu badań. Jest to działanie niezbędne do przeprowadzania procesu optymalizacji i wyboru takiego zbioru cech konstrukcyjnych, które zapewniać będą uzyskanie łożysk o cechach użytkowych na oczekiwanym poziomie.

Podstawowymi cechami eksploatacyjnymi decydującymi o jakości typowych łożysk tocznych jest ich trwałość (pośrednio nośność, niezbędna do obliczania trwałości) i graniczna prędkość obrotowa. W przypadku przyjętych jako przedmiot badań łożysk specjalnych, wymagania w stosunku do drugiej i trzeciej cechy mogą powodować, że w mniejszym stopniu decydować one będą o skuteczności i jakości takich łożysk. Wynika to z faktu, że obciążenia, wywołane ciężarem użytkownika są na określonym, niezbyt wysokim poziomie, a prędkość wirowania łożysk zgodnie z założonymi warunkami ich użytkowania jest także niewielka. W przypadku łożysk stosowanych w popularnych rowerach istotną cechą eksploatacyjną są wewnętrzne opory ruchu.

W dalszych rozważaniach zawartych w tej części pracy w dalszym ciągu rozpatrywano więc przede wszystkim trwałość badanych łożysk, a także występujące w nich opory ruchu. Podjęto także próbę opracowania łącznego modelu matematycznego opisu zależności trwałości nominalnej od:

- promienia krzywizny profilu poprzecznego bieżni wewnętrznej łożyska,
- napięcia wstępnego, jakie wywiera się w montażu, aby zapewnić jego prawidłowe działanie,
- twardości powierzchni roboczych (bieżni) łożyska.

Najistotniejszym czynnikiem determinującym trwałość zmęczeniową jest amplituda naprężeń jakie wywołują przetaczające się obciążone elementy toczne w obu pierścieniach łożyska, a w pierścieniu z bieżnią wewnętrzną - szczególnie. Naciski występujące w miejscach styku kulek z bieżniami osiągają maksymalną wartość  $p_{H \max}$ , którą dla bieżni wewnętrznej można obliczyć ze wzoru:

$$p_{H \max} = 0,2448\eta \sqrt[3]{P_{\max} E^2 \left( \frac{4}{d_k} + \frac{1}{r_2} + \frac{2}{D_2} \right)^2} < k_{dop} \quad (4.8)$$

przy czym współczynnik  $\eta$  jest także funkcją promieni  $r_1$ ,  $r_2$  oraz  $d_k$ .

Ich wartość zależy przede wszystkim od stosunku siły obciążającej element toczny do promieni krzywizny stykających się ciał oraz od cech materiałowych. Dla sił o małych wartościach, a tak jest w przypadku badanych łożysk, promień krzywizny profilu poprzecznego bieżni  $r_2$  (mający wartość ujemną gdyż profil ten jest wklęsły) w przekroju prostopadłym do kierunku toczenia się kulek można zwiększyć, w dalszym ciągu spełniając warunek (4.8). W ten sposób zachowane jest także niezbędne w modelowaniu podobieństwo geometryczne – oczywiście w granicach tolerancji wykonania.

Takie działanie zapewnia jednocześnie zmniejszenie oporów ruchu i wzajemnych poślizgów w obszarze styku elementów toczyń z bieżniami przy nieznacznie tylko zmniejszonej trwałości. Należy pamiętać o tym, że wpływ obu rozpatrywanych parametrów nie jest jednakowy. Szacunkowa analiza wykazała, że zmiana promienia  $r_2$  o 10% przy 8-krotnym zmniejszeniu siły  $P_{max}$  nie spowoduje wzrostu naprężeń obliczonych wg (4.8).

Dobór cech konstrukcyjnych zapewniających uzyskanie łożysk o cechach eksploatacyjnych zgodnych z oczekiwaniami wymaga opracowania modelu matematycznego, opisującego także drugą istotną dla łożysk specjalnych cechą eksploatacyjną, czyli opory ruchu w łożysku. Modele opisujące zależność wielkości charakteryzującej to zjawisko od cech konstrukcyjnych opracowano w dalszej części, dotyczącej optymalizacji.

Badania przeprowadzono dla:

- pięciu wartości współczynnika  $\delta_2$  odpowiadających następującym wartościom promienia  $r_2$  (2,40; 2,45; 2,50; 2,55 i 2,60 mm),
- czterech wartości napięcia wstępnego  $P_r$  (10; 50; 75 i 100 N)
- trzech twardości próbek  $H$  (150, 300, 450 HV),

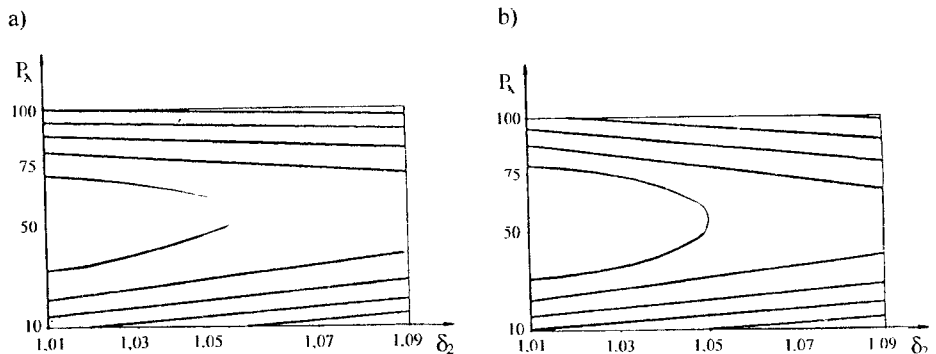
Pełny cykl badań liczył więc 60 prób. Dla każdej próby wyznaczono:

- średnią wartość trwałości (z trzydziestu powtórzeń),
- odchylenie standardowe,
- współczynnik zmienności.

Z równania trwałości w postaci:

$$F(x) = F(L_{n(10)}) = 0,9 \quad (4.9)$$

wyznaczono warstwicę, dla których zbiorów badanych łożysk miał tę samą trwałość średnią  $L_{n(50)}$ . Na rysunku 4.15 przedstawiono wykres warstwicowy dla wybranych wartości zmiennych niezależnych. Wykresy na rys. 4.15 przedstawiają warstwicę dla zbioru cech konstrukcyjnych łożysk charakteryzujących się tą samą trwałością nominalną  $L_{n(10)}$ , lecz wykres (a) dotyczy próbek ze stali 45T zaś wykres (b) – próbek ze stali 45N. Zaciemniono obszary, w których znajdują się optymalne (dla przyjętych kryteriów) wartości poszukiwanych wielkości.



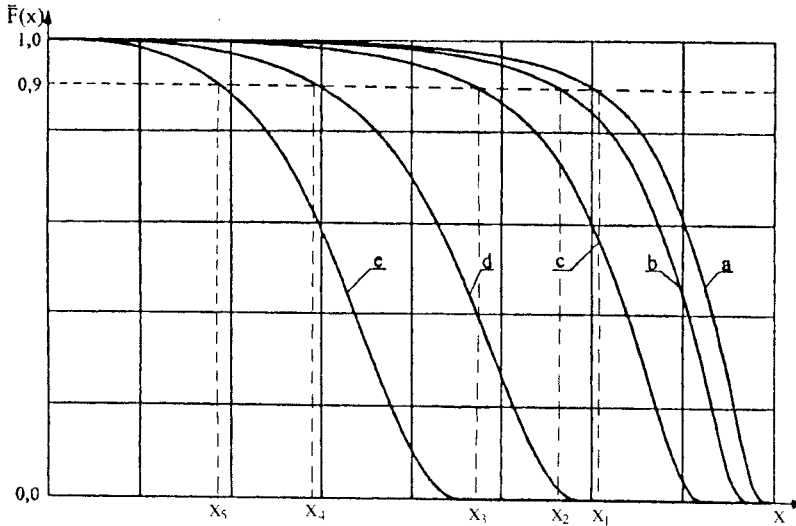
Rys. 4.15. Warstwicowe wykresy trwałości średniej  $L_{n(50)}$ : a) próbka ze stali 45T, b) próbka ze stali 45N

#### 4.3.1. Wyznaczenie krzywych niezawodności

Dla każdego poziomu stanu kwalifikacyjnego próbek (twardości) i dla czterech wartości napięcia wstępnego  $P_v$  wyznaczono rodzinę krzywych niezawodności  $\bar{F}_i(x)$  dla  $i = 1, 2, 3, 4, 5$ . Dokonano przy tym założenia, że:

$$\bar{F}_i(x) = 1 - F_i(x) = 1 - F_i(L_{n(10)}) \quad (4.10)$$

Dystrybuanty, będące zapisem graficznym wspomnianej rodziny krzywych niezawodności dla wybranych wartości badanych czynników przedstawiono na rys. 4.16.



Rys. 4.16. Rodzina krzywych niezawodności łożysk: a)  $\delta_2 = 1,01$ , b)  $\delta_2 = 1,03$ , c)  $\delta_2 = 1,05$ , d)  $\delta_2 = 1,07$ , e)  $\delta_2 = 1,09$ ; tworzywo próbek: stal 45T; napięcie wstępne  $P_v = 100$  N

#### 4.3.2. Zależność trwałości od współczynnika $\delta_2$ i napięcia wstępnego $P_x$

W celu określenia zależności trwałości średniej  $L_{n(50)}$ , badanych łożysk od przyjętych w badaniach zmiennych niezależnych, estymowano współczynniki  $A, B, C, D, E, F$  równania regresji w postaci:

$$L_{n(50)} = A\delta_2 + BP_x + C\delta_2 P_x + D\delta_2^2 + EP_x^2 + F \quad (4.11)$$

Otrzymany w wyniku powyższych obliczeń model opracowano statystycznie, wyznaczając dla równania (4.11) następujące wielkości:

- współczynnik korelacji wielorakiej,  $R$ ,
- wariancję dla regresji,  $s^2$ ,
- statystykę F-Snedecora,  $F_{obt}$ ,
- 95% kwantyl rozkładu F-Snedecora,  $F_{95\%}$ ,
- współczynnik będący stosunkiem,  $F_{obt}/F_{95\%}$ .

Wyniki obliczeń statystycznych zawarto w tablicy 4.4.

Tablica 4.4. Wyniki obliczeń statystycznych zależności  $L_{n(50)} = f(\delta_2, P_x)$

Materiał próbek	R	$s^2$	$F_{obl}$	$F_{95\%}$	$F_{obl}/F_{95\%}$
stal A11	0,97580	0,014	55,77	2,96	18,84
stal 45N	0,98145	0,011	105,71	2,96	35,71
stal 45T	0,86987	0,207	8,71	2,96	2,94

Analiza wartości zamieszczonych w tablicy 4.4 wskazuje, że równanie w postaci (4.11) najlepiej opisuje szukaną zależność dla próbek ze stali 45N i A11. Duża wartość stosunku  $F_{obl}/F_{95\%}$  wskazuje na to, że w tych dwóch przypadkach otrzymane modele są istotne, a nawet adekwatne (wg [26] przyjmuje się, że model można uznać za adekwatny jeżeli wartość stosunku  $F_{obl}/F_{95\%} \geq 4$ ). W przypadku modelu dla próbek ze stali 45T stwierdzono, że jest on także istotny, gdyż stosunek ten ma wartość 2,94. Spełniony jest więc niezbędny warunek:  $F_{obl}/F_{95\%} > 1$ .

Zależność wyznaczającą trwałość nominalną, którą w określonych warunkach badań osiąga 90% badanych łożysk określa się z równania:

$$F(L_{n(10)}) = 0,9 \quad (4.12)$$

Podobnie jak dla trwałości średniej estymowano współczynniki równania regresji o postaci (4.11) i przeprowadzono obliczenia statystyczne dla trwałości nominalnej. Wyniki tych obliczeń zestawiono w tablicy 4.5.

Tablica 4.5. Wyniki obliczeń statystycznych dla zależności  $L_{n(10)} = f(\delta_2, P_v)$

Materiał próbek	R	$s^2$	$F_{obl}$	$F_{95\%}$	$F_{obl}/F_{95\%}$
stal A11	0,96344	0,022	36,21	2,96	12,23
stal 45N	0,98329	0,012	150,43	2,96	50,82
stal 45T	0,84780	0,255	7,16	2,96	2,42

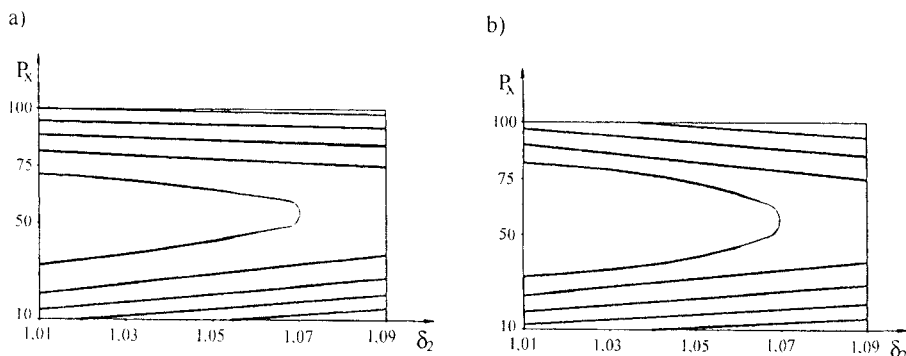
Wykresy warstwiczne przedstawione na rys. 4.17 stanowią graficzny zapis zależności trwałości nominalnej od badanych cech konstrukcyjnych łożysk. W zaciemnionych obszarach należy poszukiwać optymalnych wartości badanych parametrów, przy których trwałość nominalna osiąga maksimum.

Wyniki opracowań statystycznych modeli otrzymanych dla trwałości nominalnej są bardzo zbliżone do obliczeń trwałości średniej. Wszystkie otrzymane modele są istotne, a dla stali A11 i 45N również adekwatne.

Stwierdzono wcześniej, że rodzaj tworzywa konstrukcyjnego z jakiego wykonano próbki w mniejszym stopniu wpływa na trwałość niż ich twardość w określonym stanie kwalifikacyjnym. Dlatego na podstawie wyników przeprowadzonych badań doświadczalnych opracowano jeden model, ujmujący zależność trwałości od wszystkich cech konstrukcyjnych: geometrycznej, dynamicznej oraz materiałowej. Ma on postać:

$$L_{n(10)} = (25,48\delta_2 + 0,07P_x + 0,02H - 14,06\delta_2^2 - 9,47) 10^6, \text{ obr.} \quad (4.13)$$

Przeprowadzone dla tej zależności obliczenia statystyczne wykazały, że powyższy model jest istotny.



Rys. 4.17. Warstwicowe wykresy trwałości nominalnej  $L_{n(10)}$ : a) próbki ze stali 45T, b) próbki ze stali 45N

Przedstawione powyżej wyniki analiz teoretycznych, dotyczących trwałości łożysk specjalnych, przeprowadzonych na podstawie badań doświadczalnych, stanowią pewien krok zbliżający do uzyskania kompleksowych modeli, umożliwiających taki dobór cech konstrukcyjnych łożysk specjalnych, dla których będą one charakteryzowały się oczekiwanymi cechami użytkowymi.

Uniwersalność stosowanych do tego metod pozwala przypuszczać, że metody te będą mogły mieć zastosowanie również przy konstruowaniu innych rodzajów łożysk specjalnych.

#### 4.3.3. Rozkład wyników badań trwałościowych

Na etapie wnioskowania diagnostycznego istotnym zagadnieniem jest zidentyfikowanie rozkładu zmiennych wartości symptomów diagnostycznych [191, 193]. Umożliwia to właściwe opracowanie modelu matematycznego pozwalającego m. in. na szersze wykorzystanie wyników badań, np. do prognozowania stanu technicznego badanych obiektów.

Łożyska kulkowe skośne z racji swoich geometrycznych cech konstrukcyjnych charakteryzują się większym udziałem makropoślizgów w procesie zużywania się niż ma to miejsce w łożyskach poprzecznych. W przypadku łożysk, w których o trwałości decyduje przebieg zjawisk zmęczeniowych, z dużą dokładnością przyjmuje się, że trwałość opisana jest rozkładem Weibulla – najczęściej trójparametrowym [179]. Przeprowadzone badania wykazały, że w odniesieniu do łożysk kulkowych skośnych nie zawsze jest to właściwe. Przeprowadzono więc badania statystyczne, które miały umożliwić dopasowanie rozkładu do uzyskanych wyników badań doświadczalnych. W wyniku wstępnej analizy do rozważań przyjęto następujące rozkłady:

- normalny, o funkcji gęstości zmiennych  $x$  w postaci:

$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}s} \cdot e^{-\frac{(x-m)^2}{2s^2}} \quad (4.14)$$

przy czym  $x \in (-\infty, +\infty)$ ,

- beta, dla którego funkcja gęstości zmiennej  $x \in (0, 1)$  wyrażona jest zależnością:

$$f(x) = \frac{x^{a-1}(1-x)^{b-1}}{B(a,b)} \quad (4.15)$$

- Weibulla z funkcją gęstości zmiennej  $x \in (0, +\infty)$  wyrażoną równaniem:

$$f(x) = a \cdot b^{-a} \cdot x^{a-1} \cdot e^{-\left(\frac{x}{b}\right)^a} \quad (4.16)$$

W powyższych wzorach przyjęto oznaczenia:

$a, b$  – parametry danego układu,

$B(a,b)$  – funkcja beta.

Pozostałe oznaczenia są zgodne z przyjętymi i stosowanymi w pracy (patrz str. 5 i 6).

Do weryfikacji hipotezy o równoważności empirycznej gęstości prawdopodobieństwa analizowanych rozkładów empirycznych i teoretycznych zastosowano test zgodności chi-kwadrat [38].

Testowi poddano sześć zbiorów wyników badań doświadczalnych oznaczonych od T1 do T6, przy czym:

- T1 i T2 – dotyczył próbek wykonanych ze stali A11 poddanych następnie węgloazotowaniu,
- T3 i T4 – dotyczył próbek wykonanych ze stali konstrukcyjnej wyższej jakości 45 ulepszonych cieplnie do 30+-2 HRC,
- T5 i T6 – dotyczył próbek wykonanych ze stali 45 w stanie normalizowanym.

Nieparzyste zbiory (T1, T3, T5) utworzono z wyników badań próbek mających promień krzywizny profilu poprzecznego bieżni wewnętrznej  $r_2 = 2,50$  mm a parzyste (T2, T4, T6) z badań próbek o promieniu  $r_2 = 2,55$  mm. Wszystkie łożyska badano przy obciążeniu poprzecznym  $P_y = 125N$  i wzdłużnym  $P_x = 75 N$

Wybrane wyniki statystycznego opracowania rezultatów badań przedstawiono w tablicy 4.6. a zasadnicze dla wnioskowania wielkości, których wartości obliczono w teście chi-kwadrat zamieszczono w tablicy 4.7.

Tablica 4.6. Wybrane rezultaty obliczeń statystycznych wyników badań trwałości (w milionach cykli)

Zmienne	Tr1	Tr2	Tr3	Tr4	Tr5	Tr6
Wartość max	5,68	5,66	7,88	7,65	6,10	6,07
Wartość min.	5,07	5,12	7,38	7,12	5,53	5,57
Srednia	5,45	5,32	7,58	7,40	5,88	5,83
Mediana	5,45	5,30	7,58	7,40	5,88	5,82
Moda	5,45	5,32	7,58	7,40	5,85	5,87
Odch. stand.	0,133348	0,122277	0,104749	0,125652	0,136773	0,107117

Porównanie zestawionych w tablicach wyników pozwala na stwierdzenie, że dla przyjętego poziomu istotności  $\alpha = 0,05$  wśród rozpatrywanych rozkładów nie ma takiego uprzywilejowanego, który w sposób lepszy od innych można przyjąć do opisu wyników



badan doświadczalnych. Jest to istotne, gdyż w przypadku typowych łożysk tocznych do opisu wyników badań trwałościowych zdecydowanie najbardziej adekwatny jest rozkład Weibulla.

Tablica 4.7. Zestawienie wybranych wyników testu chi-kwadrat

Rozkład	Tr1		Tr2		Tr3		Tr4		Tr5		Tr6	
	$\chi^2$	$\alpha_{obl}$	$\chi^2$	$\alpha_{obl}$	$\chi^2$	$\alpha_{obl}$	$\chi^2$	$\alpha_{obl}$	$\chi^2$	$\alpha_{obl}$	$\chi^2$	$\alpha_{obl}$
normalny	0.52	0.469	5.65	0,017	5,38	0,02	1.95	0,162	0,283	0,595	1.75	0.18
Weibulla	1.52	0.21	12.42	0,00042	5,17	0,022	0.84	0,35	0,98	0,32	5.78	0,016
beta	9.65	0,008	3.71	0.053	2,43	0,12	1,54	0,46	3,688	0,055	4,77	0,03

Na podstawie przytoczonych powyżej wyników obliczeń można uznać, że nie ma podstaw do odrzucenia hipotezy o zgodności badanych rozkładów wyników badań trwałościowych z rozkładami:

- normalnym: w dwóch przypadkach,
- Weibulla: w trzech przypadkach,
- beta: w czterech przypadkach.

Różnice powyższe potwierdzają przypuszczenie, że dla przyjętego symptomu diagnostycznego, którym w badanym przypadku były opory ruchu, zaś w przypadku typowych łożysk poprzecznych – zużycie zmęczeniowe powierzchni roboczych łożysk, może nastąpić zmiana rozkładu uzyskiwanych wyników badań trwałościowych.

## 4.4. Badania analityczne

### 4.4.1. Probabilistyczny aspekt trwałości łożysk

W jednym z wcześniejszych fragmentów pracy stwierdzono, że bardzo istotnym wynikiem wpływającym na trwałość łożysk jest właściwa selekcja wymiarowa elementów tocznych, gdyż gwarantuje ona równomierny rozkład sił w miejscach styku elementów tocznych z bieżniami. Rzeczywisty rozkład sił, a tym samym i nacisków będzie jednak zniekształcony w stosunku do teoretycznego na skutek występowania elementów tocznych o różnych średnicach, oczywiście w granicach dopuszczalnych dla danej klasy dokładności. Taki rozkład nacisków i tym samym naprężeń może być przyczyną zmniejszenia trwałości zmęczeniowej łożysk w wyniku możliwego wzrostu amplitud występujących w łożysku naprężeń.

W celu ilościowego określenia tego wpływu przeprowadzono poniższą analizę, wykorzystując rachunek prawdopodobieństwa. Analizę przeprowadzono na przykładzie łożyska kulkowego skośnego występującego w piaście przedniego koła roweru.

#### *Rozkład wartości średnic w łożysku*

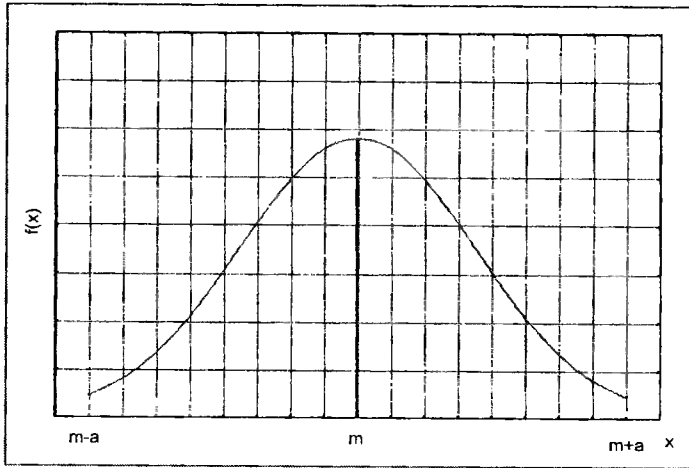
Założono, że cecha  $X$  odpowiadająca średnicy kulek, ma rozkład normalny ze średnią  $m$  i odchyleniem standardowym  $s$ . Fakt ten w skrócie można zapisać następująco:

$$X \sim N(m, s) \quad (4.17)$$

Ponieważ w łożysku występują kulki o średnicach w określonej klasie dokładności, wprowadzono nową zmienną losową  $\tilde{X}$  :

$$\tilde{X} = \begin{cases} X & \text{jeśli } |X - m| \leq a \\ 0 & \text{jeśli } |X - m| > a \end{cases} \quad (4.18)$$

Ma ona rozkład normalny obustronnie ucięty, ograniczony wartościami odchyłek średnicy średniej kulek w postaci jak na rysunku 4.18.



Rys. 4.18. Wykres funkcji gęstości zmiennej losowej  $\tilde{X}$

Funkcja gęstości prawdopodobieństwa cechy  $\tilde{X}$  ma postać:

$$f_{\tilde{X}}(x) = \begin{cases} \frac{1}{cs\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-m)^2}{2s^2}} & \text{jeśli } |x - m| \leq a \\ 0 & \text{jeśli } |x - m| > a \end{cases} \quad (4.19)$$

gdzie:

$c$  – stała wyrażająca się wzorem:

$$c = 2 \left[ 1 - \Phi\left(\frac{a}{s}\right) \right] \quad (4.20)$$

przy czym  $\Phi(x)$ ,  $x = a/s$  – dystrybuanta rozkładu normalnego standardowego, którą można opisać wzorem:

$$\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{u^2}{2}} du \quad (4.21)$$

Dystrybuanta  $F(x)$  zmiennej losowej  $\tilde{X}$  wyrażona jest wzorem:

$$F(x) = \begin{cases} 0 & \text{jeśli } x \leq m - a \\ \frac{1}{c} \left\{ \Phi\left(\frac{x-m}{s}\right) - \Phi\left(-\frac{a}{s}\right) \right\} & \text{jeśli } m - a < x \leq m + a \\ 1 & \text{jeśli } x > m + a \end{cases} \quad (4.22)$$

Niech  $X_{1,n}, X_{2,n}, \dots, X_{n,n}$  będą statystykami porządkowanymi z próby losowej  $(X_1, X_2, \dots, X_n)$  pochodzącej z rozkładu z dystrybuantą  $F(x)$ . Wartość średniej  $r$ -tej statystyki porządkowej  $X_{r,n}$  wyznacza się z zależności:

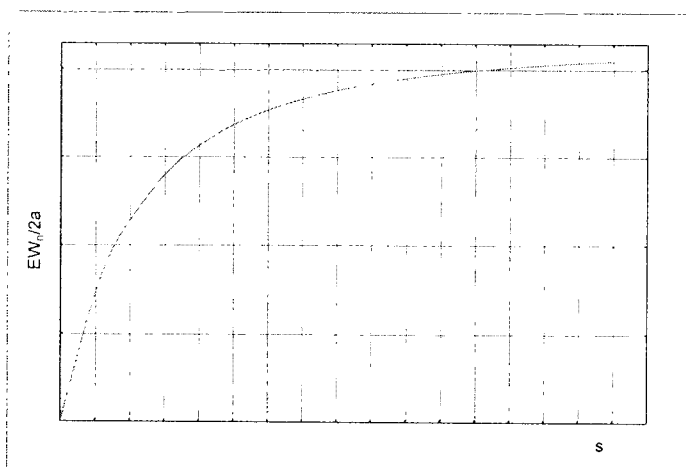
$$EX_{r,n} = n \binom{n-1}{r-1}_{m-a}^{m+a} \int_{m-a}^{m+a} x f(x) [F(x)]^{r-1} [1-F(x)]^{n-r} dx \quad (4.23)$$

W przypadku rozpatrywanego łożyska  $n = z = 9$ ,  $r = 1, 2, \dots, 9$ .

Statystykę  $W_n = X_{9,n} - X_{1,n}$  nazywamy rozstępem z próby i dla 40 klasy dokładności jego wartość zgodnie z PN wynosi  $16 \mu\text{m}$ . Wartość średnią tej wielkości wyraża się wzorem:

$$EW_n = \int_{-\infty}^{\infty} \{1 - F^n(x) - [1 - F(x)]^n\} dx \quad (4.24)$$

Rozwiązanie rozpatrywanego zagadnienia pozwala na zobrazowanie zależności  $EW_n$  od odchylenia standardowego  $s$ .



Rys. 4.19. Zależność  $EW_n$  od odchylenia standardowego

Określa się w ten sposób jaką część przedziału  $\langle m-a, m+a \rangle$  „pokrywają” statystyki porządkowe  $X_{1,9}, X_{2,9}, \dots, X_{9,9}$ . W tym celu wyznaczono zależność średniej wartości rozstępu  $EW_n$  od odchylenia standardowego dla całej partii. Dla lepszej interpretacji wyników, na osi odciętych przyjęto wartość stosunku  $EW_n/2a$  – rys. 4.19.

Posługując się przedstawioną powyżej procedurą określono wartości średnic kulek przy założeniu, że wytwarzane kulki podlegają rozkładowi normalnemu obustronnie uciętemu. Do obliczeń przyjęto rzeczywiste cechy konstrukcyjne jakimi charakteryzują się łożyska będące obiektem badań.

Otrzymane wartości średnic  $d_k$ : 4,754, 4,757, 4,760, 4,762, 4,762, 4,762, 4,764, 4,767, 4,770 stanowiły zbiór charakteryzujący jedną z wielkości wejściowych w obliczeniach trwałości zmęczeniowej łożysk przedstawionych w dalszej części pracy.

#### 4.4.2. Zagadnienia zmęczeniowe w łożyskach tocznych

Stwierdzone wcześniej różnice między nominalnymi a rzeczywistymi średnicami kulek w łożysku mieszczące się w zakresie rozstępu dla danej partii (w rozpatrywanym przykładzie wynosi ona  $z = 9$  i jest równoważna liczbie kulek w łożysku) powodują, że rozkład obciążeń wewnętrznych przedstawiony na rysunku 4.28 jest tylko teoretyczny. Rzeczywista amplituda naprężeń wywołana jako skutek tego zmiennego obciążenia będzie również odmienna od teoretycznej. Istnieją więc podstawy do przypuszczeń, że teoretyczna trwałość zmęczeniowa może różnić się od trwałości określonej na drodze doświadczalnej. Aby sprawdzić słuszność powyższego stwierdzenia przeprowadzono poniższy cykl obliczeń.

Metodą elementów skończonych (MES) określono naprężenia, jakie wywoływane są przez obciążenie zewnętrzne w miejscach styku kulek z bieżnią wewnętrzną z uwzględnieniem rozstępu średnic. Określono je dla dwóch wartości naprężeń ściskających, występujących w styku kulki o nominalnej wartości średnicy ( $d_k = 4,762$ ) z bieżnią wewnętrzną. Kolejność występowania kulek w łożysku jest wielkością losową dlatego do analiz przyjęto trzy różne cykle obciążenia:

- Hi-Lo (od wartości największej do najmniejszej),
- Lo-Hi (odwrotnie do powyższego),
- mieszany (kolejność jest przypadkowa).

Wartości liczbowe charakteryzujące poszczególne cykle zamieszczono w tablicy 4.8.

Dla porównania wyników badań doświadczalnych z rezultatami obliczeń teoretycznych wykorzystano dwie odmiany hipotezy sumowania uszkodzeń zmęczeniowych: Palmgren-Minera oraz Subramanyana. Są to dwie, najczęściej stosowane w zagadnieniach zmęczeniowych hipotezy, z tym że pierwsza z nich jest liniowa, druga zaś – nieliniowa. Wykorzystuje się je na ogół przy analizie zagadnień zmęczeniowych objętościowych, a próba zastosowania w zagadnieniach zmęczeniowych powierzchniowych miała wykazać ich przydatność do tego celu.

Pierwsza z nich jest ogólnie znaną hipotezą liniową zakładającą, że w przypadku naprężeń o stałej amplitudzie uszkodzenie jest liniową funkcją liczby cykli, niezależnie od stadium procesu, a także że prędkość sumowania uszkodzeń jest stała. Zakłada się ponadto, że w procesie sumowania uszkodzeń zmęczeniowych biorą udział jedynie poziomy naprężeń w widmie powyżej granicy zmęczenia:

$$\sigma_{ai} > Z_G \quad (4.25)$$

W hipotezie tej trwałość zmęczeniowa opisana jest warunkiem:

$$\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = 1,0 \quad (4.26)$$

gdzie:

- $i$  – numer poziomu naprężeń,
- $k$  – liczba poziomów naprężeń w bloku obciążenia spełniających warunek (4.25),
- $n_i$  – liczba cykli na  $i$ -tym poziomie,
- $N_i$  – liczba cykli do pęknięcia zmęczeniowego przy  $\sigma_{ai}$ .

Tablica 4.8. Zestawienie wartości wielkości wejściowych do analizy trwałości zmęczeniowej łożysk

Blok obciążenia nr 1 (sekwencja Hi-Lo)			
Nr poziomu i	Liczba cykli $n_i$	Napężenie $\sigma_i$ w bloku, MPa	
		$\sigma_a = 985$ Mpa	$\sigma_a = 1061$ MPa
1	1	1226.8	1321.5
2	1	1128.3	1215.4
3	1	1056.6	1138.1
4	3	985.0	1061.0
5	1	913.4	983.9
6	1	841.7	906.6
7	1	743.2	800.5
Blok obciążenia nr 2 (sekwencja Lo-Hi)			
Nr poziomu i	Liczba cykli $n_i$	Napężenie $\sigma_i$ w bloku, MPa	
		$\sigma_a = 985$ Mpa	$\sigma_a = 1061$ MPa
1	1	743.2	800.5
2	1	841.7	906.6
3	1	913.4	983.9
4	3	985.0	1061.0
5	1	1056.6	1138.1
6	1	1128.3	1215.4
7	1	1226.8	1321.5
Blok obciążenia nr 3 (sekwencja mieszana)			
Nr poziomu i	Liczba cykli $n_i$	Napężenie $\sigma_i$ w bloku, MPa	
		$\sigma_a = 985$ Mpa	$\sigma_a = 1061$ MPa
1	1	1226.8	1321.5
2	1	985.0	1061
3	1	985.0	1061
4	1	1128.3	1215.4
5	1	985.0	1061
6	1	913.4	983.9
7	1	1056.6	1138.1
8	1	841.7	906.6
9	1	743.2	800.5

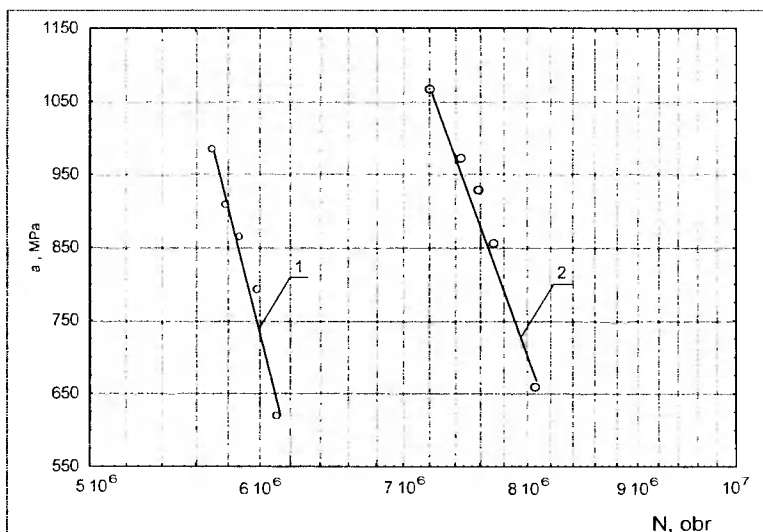
Druga z hipotez przyjętych w analizach - hipoteza Subramanyana oparta jest na koncepcji linii stałych uszkodzeń zmęczeniowych. Wykorzystuje się w niej także założenie (4.25). Według tej hipotezy trwałość zmęczeniowa jest sumą cykli zrealizowanych na poszczególnych poziomach do zniszczenia, co można zapisać następująco:

$$N_i = \sum_{i=1}^k n_i \quad (4.27)$$

gdzie:

- k – poziom naprężeń, na którym liczba cykli  $n_k$  osiąga zmęczeniowy wykres Wöhlera,
- i – numer poziomu naprężeń,
- $n_i$  – liczba cykli na  $i$ -tym poziomie,
- $N_i$  – liczba cykli do pęknięcia zmęczeniowego przy  $\sigma_{in}$ .

Wyniki obliczeń, w których wykorzystano dwie wyżej wymienione hipotezy porównano z wynikami doświadczeń przedstawionymi w postaci graficznej na rysunku 4.20.



Rys. 4.20. Krzywe zmęczeniowe łożysk rowerowych: 1 –  $F_v = 100$  N, 2 –  $F_v = 75$  N

Przedstawione na powyższym rysunku krzywe zmęczeniowe opisane są równaniami w układzie półlogarytmicznym:

$$\log N = -8,24 \cdot 10^{-5} \cdot \sigma_a + 6,837 \quad (4.28)$$

$$\log N = -11,75 \cdot 10^{-5} \cdot \sigma_a + 6,984 \quad (4.29)$$

przy czym  $N$  oznacza liczbę obrotów łożyska, czyli liczbę powtórzeń poszczególnych bloków obciążeń (1, 2 lub 3).

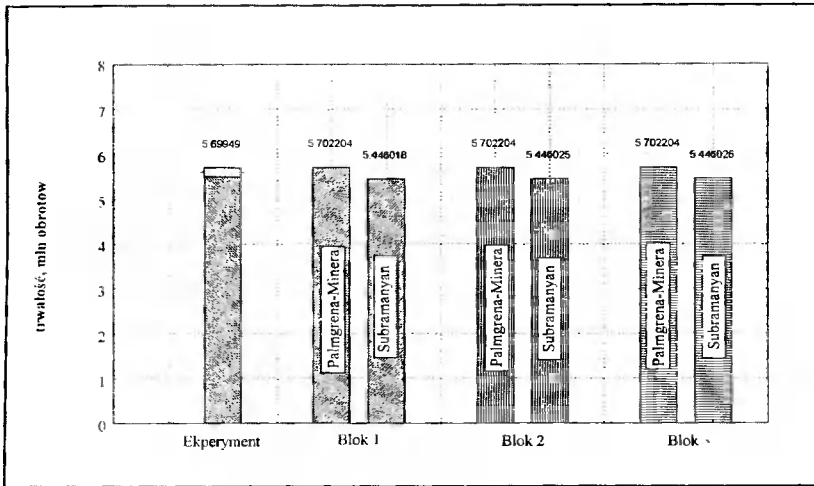
Wartości liczbowe przedstawiono w tabelcy 4.9, a porównanie to zobrazowano histogramami – rys. 4.21.

Tablica 4.9. Zestawienie wyników obliczeń trwałości zmęczeniowej wg wybranych hipotez sumowania uszkodzeń zmęczeniowych i trwałości eksperymentalnej

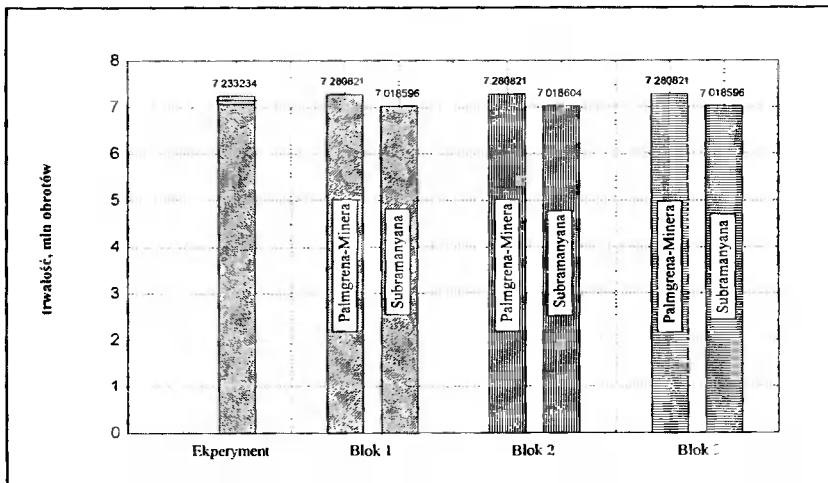
Cykl badań	Hipoteza			
	Palmgren-Minera		Subramanyana	
	$\sigma_a = 1061$ MPa	$\sigma_a = 985$ MPa	$\sigma_a = 1061$ MPa	$\sigma_a = 985$ MPa
	trwałość, N cykli			
eksperyment	5 700 000	7 230 000	5 700 000	7 230 000
blok 1	5 702 204	7 280 821	5 446 018	7 018 596
blok 2	5 702 204	7 280 821	5 446 025	7 018 604
blok 3	5 702 204	7 280 821	5 446 026	7 018 596

Na podstawie powyższych danych można sformułować wniosek, że hipoteza sumowania uszkodzeń zmęczeniowych może być wykorzystywana przy wyznaczaniu trwałości zmęczeniowej łożysk tocznych. Zarówno jej odmiana wg Palmgren-Minera, jak też Subramanyana wykazują dużą zgodność z wynikami eksperymentu.

a)



b)



Rys. 4.21. Wykresy porównujące trwałość eksperymentalną z trwałością obliczoną dla trzech bloków obciążenia na podstawie hipotez Palmgrena-Minera oraz Subramanyana: a)  $\sigma_a = 1061$  MPa, b)  $\sigma_a = 985$  MPa

Przeprowadzone badania wykazały ponadto, że klasa dokładności kulek ma wpływ na trwałość obliczeniową łożysk tocznych. W zakresie, w którym przeprowadzono analizę był on jednak niewielki.

Porównując trzy bloki obciążeń stwierdzono brak wpływu ułożenia kulek w łożysku na osiągniętą trwałość zmęczeniową określoną zarówno wg hipotezy Palmgrena-Minera, jak i Subramanyana.

#### 4.4.3. Optymalizacja - kryterialny dobór cech konstrukcyjnych

Jednym z zadań przyjętych na wstępie niniejszej pracy jest opracowanie procedury umożliwiającej kryterialny dobór wybranych cech konstrukcyjnych elementów łożysk, a więc wybór takiego rozwiązania ze zbioru rozwiązań dopuszczalnych, dla którego funkcja celu (jedna lub kilka), będąca kryterium optymalizacji osiąga wartość ekstremalną (maksimum lub minimum).

Metody optymalizacji i polioptymalizacji (gdy występuje więcej niż jedno kryterium optymalizacji) można usystematyzować na wiele różnych sposobów. W przypadku polioptymalizacji (jest ona częściej stosowana) jednym z nich jest podział metod na [115]:

- generacyjne,
- preferencyjne.

Metody generacyjne służą do wyznaczania zbioru rozwiązań polioptymalnych (w sensie Pareto), z którego dokonuje się ostatecznego wyboru jednego ze zbioru rozwiązań już nieulepszalnych.

Metody preferencyjne służą do ustalenia preferencji decydenta i na ich podstawie wybór jednego konkretnego rozwiązania spośród zbioru rozwiązań polioptymalnych.

Podjęte w pracy zadanie, to typowe zadanie polioptymalizacyjne – występują dwa rozbieżne kryteria. Uwzględniając cechy charakteryzujące przedstawione powyżej grupy, do opracowania procedury optymalizacyjnej przyjęto metodę z grupy generacyjnej. Dają one więcej informacji niż metody preferencyjne, chociaż są od nich bardziej pracochłonne i droższe. Dla osiągnięcia zasadniczego celu niniejszej pracy taki wybór uznano za słuszny. Wyznaczenie zbioru cech konstrukcyjnych, stanowiących zbiór rozwiązań polioptymalnych w sensie Pareto, umożliwi wybór cech dla określonych warunków w jakich łożyska mają działać. W pewnym stopniu uwzględnione więc zostają także preferencje decydenta.

##### *Warunki procesu optymalizacji*

Prawidłowy dobór cech konstrukcyjnych w przypadku łożysk rowerowych, stanowiących zdaniem autora przykład łożysk specjalnych ma szczególnie istotne znaczenie, gdyż energia służąca do poruszania tego pojazdu pochodzi z organizmu ludzkiego. Fakt ten narzuca pierwsze kryterium optymalizacji – wartość oporów ruchu. Drugim, bardzo istotnym kryterium – nie tylko w odniesieniu do rozpatrywanych łożysk, lecz łożysk w ogóle – jest trwałość, posiadająca istotne znaczenie dla rachunku kosztów ich wytwarzania i użytkowania, który obecnie ma znaczenie szczególne [116]. Jako zmienne decyzyjne w przeprowadzonym procesie optymalizacji przyjęto geometryczne i dynamiczne cechy konstrukcyjne elementów łożysk, tj.:

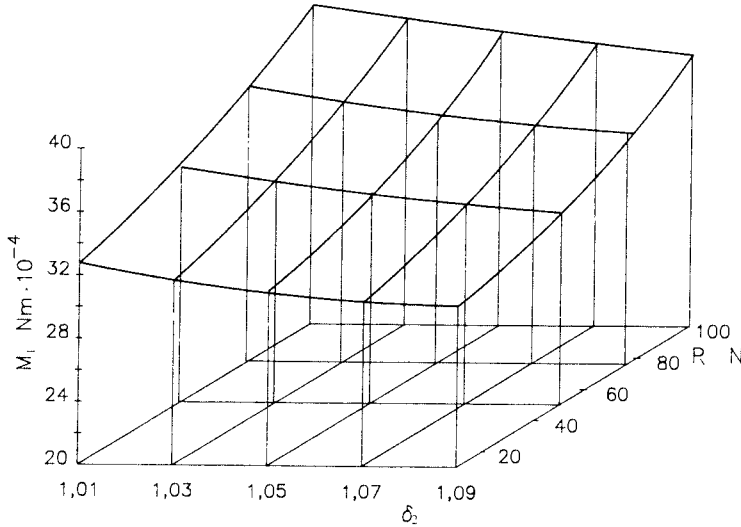
- bezwymiarowy współczynnik  $\delta_2$  stanowiący stosunek promienia krzywizny profilu poprzecznego bieżni  $r$  łożyska do promienia kulki  $r_k$  (równanie 4.1), przy czym zmienny był jedynie ten współczynnik w odniesieniu do bieżni wewnętrznej, gdyż w przyjętych w badaniach warunkach o trwałości łożyska decyduje trwałość pierścienia z tą właśnie bieżnią [158, 165],
- wprowadzane w montażu napięcie wstępne  $P_v$  w łożysku, które w znaczący sposób wpływa na prawidłową pracę dwóch łożysk skośnych tworzących węzeł łożyskowy.

Granice wielkości będących miarą tych cech przyjęto podobne do stosowanych w typowych łożyskach tocznych. Można je przedstawić w postaci nierówności:



$$\begin{aligned} 1,01 \leq \delta_2 \leq 1,09 \\ 10 \leq P_v \leq 100 \end{aligned} \quad (4.30)$$

Do badań analitycznych, których celem jest opisanie modelem matematycznym zmian wartości oporów ruchu będących skutkiem zmian cech konstrukcyjnych (geometrycznych, dynamicznych, a także materiałowych) wykorzystano serię badań doświadczalnych opisanych we wcześniejszej części pracy. Jako miarę oporów ruchu przyjęto umowny moment tarcia będący sumą wszystkich czynników przeciwdziałających ruchowi. Na rysunku 4.22 przedstawiono przykładowe wyniki badań.



Rys. 4.22. Wykres przestrzenny opisujący zależność momentu tarcia  $M_t$  od współczynnika  $\delta_2$  i napięcia wstępnego  $P_v$  dla próbek z węgloazotowanej stali A11

Równania regresji opisujące zaobserwowane zmiany mają następującą postać:

- dla normalizowanej stali 45 (45N):

$$M_t = (-504,848\delta_2 + 225,984\delta_2^2 + 0,11173P_v - 0,00030P_v^2 + 309,534) \cdot 10^{-4} \quad (4.31)$$

- dla ulepszonej stali 45 (45T):

$$M_t = (-263,865\delta_2 + 115,799\delta_2^2 + 0,18606P_v - 0,00078P_v^2 + 171,291) \cdot 10^{-4} \quad (4.32)$$

- dla węgloazotowanej stali A11:

$$M_t = (-382,105\delta_2 + 166,862\delta_2^2 + 0,02295P_v + 0,00054P_v^2 + 247,904) \cdot 10^{-4} \quad (4.33)$$

Równania te opisują badane zależności z bardzo wysokimi współczynnikami korelacji wielorakiej przekraczającymi we wszystkich przypadkach wartość 0,98.

Jak już wcześniej wspomniano należy dążyć do tego, aby wartość oporów ruchu była możliwie mała, co można zapisać następująco:

$$M_t = f(\text{GCK}, \text{DCK}) \rightarrow \min. \quad (4.34)$$

W wyniku realizacji podobnego cyklu doświadczeń i obliczeń (przedstawionych w podrozdziale 4.4 niniejszej pracy) otrzymano kolejne równania regresji określające wpływ cech konstrukcyjnych na trwałość  $L_{m(10)}$  badanych łożysk:

- dla normalizowanej stali 45 (45N):

$$L_n = (48,487\delta_2 - 24,297\delta_2^2 + 0,06768P_x - 0,00063P_x^2 - 19,925) \cdot 10^6 \quad (4.35)$$

- dla ulepszonej stali 45 (45T):

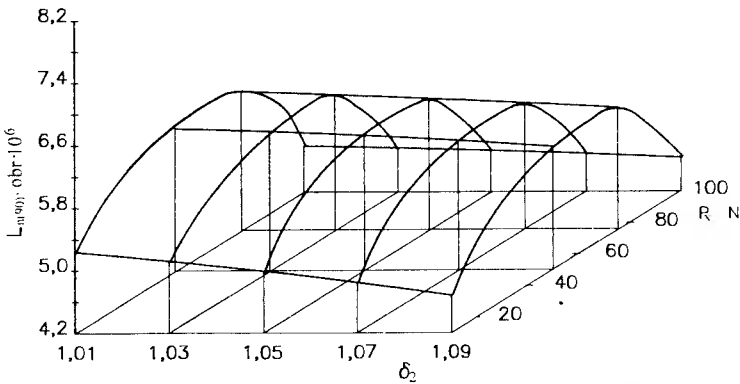
$$L_n = (-66,993\delta_2 + 28,621\delta_2^2 + 0,08026P_x - 0,00069P_x^2 + 43,607) \cdot 10^6 \quad (4.36)$$

- dla węgloazotowanej stali A11:

$$L_n = (-48,256\delta_2 + 20,431\delta_2^2 + 0,05112P_x - 0,00046P_x^2 + 32,248) \cdot 10^6 \quad (4.37)$$

W tym przypadku współczynniki korelacji wielorakiej są nie mniejsze niż 0,84 a analiza statystyczna równań regresji wskazuje na dużą istotność tych równań.

Graficzny obraz wybranych wyników badań doświadczalnych dotyczących tego zagadnienia przedstawiono na rys.4.23.



Rys. 4.23. Wykres przestrzenny opisujący zależność trwałości  $L_n$  od współczynnika  $\delta_2$  i napięcia wstępnego  $P_x$  dla próbek z węgloazotowanej stali A11

Naturalną tendencją w rozważanym przypadku jest dążenie, aby trwałość łożysk była możliwie duża. Można to zapisać:

$$L_n = f(GCK, DCK) \rightarrow \max \quad (4.38)$$

Optymalizując więc cechy konstrukcyjne łożysk należy dążyć, aby spełnione były łącznie obie funkcje kryterialne w postaci równań (4.34) i (4.38).

W rezultacie przeszukiwania zbioru możliwych wyników stwierdzono, że w przypadku funkcji ( $M_i$  i  $L_n$ ) poszukiwane ekstrema znajdują się na brzegach obszarów ograniczonych przyjętymi wartościami zmiennych decyzyjnych. Stwierdzono również, że przyjęte kryteria są rozbieżne, to znaczy, że wokół ekstremów nie ma obszarów wspólnych spełniających jednocześnie obydwa kryteria (oporów ruchu i trwałości). Stąd żeby optymalizację doprowadzić do takiego etapu, aby możliwe było praktyczne wykorzystanie jej wyników przyjęto kryterium kompromisu w postaci ilorazu funkcji (4.34) i (4.38). Można je zapisać w postaci:

$$\text{lub} \quad k = M_v/L_n \rightarrow \min. \quad (4.39a)$$

$$k = L_n/M_t \rightarrow \max \quad (4.39b)$$

Do dalszych działań optymalizacyjnych przyjęto zapis pierwszy (4.39a). Wstępna analiza funkcji celu w przyjętej postaci wykazała, że poszukiwana wartość dla wszystkich rozpatrywanych cech materiałowych, znajduje się wewnątrz obszaru ograniczonego przyjętymi wartościami zmiennych decyzyjnych.

Przedstawiona powyżej procedura optymalizacyjna pozwala w zasadzie prawidłowo dobrać cechy konstrukcyjne łożysk specjalnych. Jej dokładna analiza wykazała jednak pewne nieścisłości w sensie matematycznym. Przyjęcie jednej funkcji celu w postaci ilorazu  $M_v/L_n$  mogło powodować między innymi to, że dla pewnych postaci obu funkcji maksimum ilorazu nie zależy od jednej z nich.

Badając hipotetyczny iloraz funkcji:

$$f(y, z) = y(x)/z(x) \quad (4.40)$$

przy oczywistym dla przyjętego obiektu badań warunku, że wartość zarówno trwałości jak i momentu musi być dodatnia, a więc gdy:

$$y(x) > 0 \quad \text{oraz} \quad z(x) > 0 \quad (4.41)$$

można wykazać, że jeżeli:

$$\left| \frac{\hat{c} y}{\hat{c} x} \right| > \left| \frac{\hat{c} z}{\hat{c} x} \right| \quad (4.42)$$

w okolicy punktu A:  $[y(x)]_{\max} = y_A$  nie znajdzie się punkt, dla którego

$$f(y, z) > f(y_A, z_A) \quad (4.43)$$

to wówczas maksimum ilorazu będzie przypisane do punktu A, odpowiadającego maksimum jednej z funkcji, bez względu na zmianę tej drugiej.

Powyższe uwagi skłoniły do opracowania nowej, doskonalszej procedury, w której jako zmienne decyzyjne przyjęto, podobnie jak poprzednio, następujące wielkości [65]:

- geometryczny współczynnik  $\delta_2$ ,
- napięcie wstępne łożyska  $P_v$ .

Przeprowadzone doświadczenia wykazały, że w badanym zakresie zmiennych niezależnych rodzaj tworzywa nie ma istotnego znaczenia dla poziomu oporów ruchu, dlatego jako kolejną zmienną (materiałową cechę konstrukcyjną) przyjęto twardość  $H$  powierzchni roboczych (bieżni). Funkcja opisująca tę zależność ma postać:

$$M_t = (-383,60\delta_2 + 169,56\delta_2^2 + 0,107P_v - 0,00018P_v^2 + -0,09193H + 0,000117H^2 + 256,431) \cdot 10^{-4}, \text{ Nm} \quad (4.44)$$

Funkcja  $M_t$  uzyskana została w wyniku przeprowadzonych doświadczeń, natomiast funkcję  $L_{n(10)}$  w postaci (4.13):

$$L_{n(10)} = (25,48 \delta_2 - 14,06 \delta_2^2 + 0,07P_v + 0,02H_2 - 9,47)10^6, \text{ obr.}$$

wyznaczono analitycznie na podstawie tych samych doświadczeń. Obydwa modele mają postać wielomianów drugiego stopnia (taką postać modelu na wstępie założono) z tym, że drugi z nich – niepełną. W wyniku wykonanego testu istotności stwierdzono bowiem, że pozostałe wyrazy są nieistotne.

Analizowane funkcje kryterialne  $M_i(\delta_2, P_v, H)$  oraz  $L_n(\delta_2, P_v, H)$  stanowią rozszerzoną postać funkcji kryterialnych (4.31÷4.33) i (4.35÷4.38).

Wartości współczynników korelacji zamieszczone w tablicy 4.10 świadczą o dobrym dopasowaniu regresyjnych modeli matematycznych do wyników pomiarów uzyskanych w badaniach doświadczalnych.

Tablica 4.10. Wartości wybranych statystyk dotyczących modeli  $M_i$  i  $L_{n(10)}$

Lp.	Parametr statystyki	Oporu ruchu. $M_i$	Trwałość. $L_{n(10)}$
1	Wartość maksymalna	$38,35 \cdot 10^{-4}$ Nm	$8,22 \cdot 10^6$ obr.
2	Wartość minimalna	$20,51 \cdot 10^{-4}$ Nm	$4,57 \cdot 10^6$ obr.
3	Liczba stopni swobody modelu	53	55
4	Współczynnik korelacji wielorakiej dla modelu regresyjnego	0,986	0,929
5	Błąd standardowy regresji	0,59	0,35

Duże wartości współczynnika korelacji oraz małe wartości błędu standardowego regresji w stosunku do wartości oporu ruchu i trwałości świadczą o dostatecznej dokładności opracowanych modeli matematycznych.

Rozpatrywany problem optymalizacji dotyczy zbioru  $D$  określonego przez układ nierówności:

$$\begin{aligned} 1,01 &\leq \delta_2 \leq 1,09 && [-] \\ 10 &\leq P_x \leq 100 && [N] \\ 150 &\leq H \leq 500 && [HV] \end{aligned} \quad (4.45)$$

Ograniczenia zbioru określone zostały na poziomie wartości stosowanych w typowych łożyskach tocznych ( $\delta_2$ ) oraz zabezpieczających prawidłowe działanie łożysk skośnych ( $P_x$ ), a także możliwych do uzyskania w wyniku procesu obróbki cieplnej stali 45 ( $H$ ).

W prezentowanej procedurze wartości funkcji  $M_i(\delta_2, P_v, H)$  minimalizowano, a funkcji  $L_n(\delta_2, P_v, H)$  maksymalizowano. Wartości funkcji  $M_i$ , pośrednio także i  $L_n$ , wyznaczone są doświadczalnie tylko w pewnych punktach ( $\delta_{2i}, P_{vi}, H_i$ ), dla  $i = 1, 2, \dots, n$ . W działaniach optymalizacyjnych uwzględniono więc, że w rzeczywistości obciążone są one błędami losowymi.

Kolejnym krokiem było wyznaczenie przedziału ufności dla wartości funkcji regresji w postaci:

$$\left\langle \bar{M}_i(\delta_2, P_v, H) - t_{n-k-1,p} \Delta, \bar{M}_i(\delta_2, P_v, H) + t_{n-k-1,p} \Delta \right\rangle \quad (4.46)$$

gdzie:

- $t_{n-k-1,p}$  – p/2 procentowy kwantyl rozkładu t-Studenta z n-k-1 stopniami swobody,
- k – liczba estymowanych parametrów równania,
- n – liczba punktów,

$$\Delta = \Delta(\delta_2, P_v, H) = s \{x_o^T (X^T X)^{-1} x_o\}^{1/2}, \quad (4.47)$$

s – odchylenie standardowe równania regresji,

$x_o = (\delta_2, P_v, H)$  – punkt, dla którego wyznacza się przedział ufności,

X – macierz eksperymentu wymiaru n (k+1).

Opierając się na przedziałach ufności w postaci (4.46) wyznaczono zbiór rozwiązań optymalnych w sensie Pareto, uwzględniający obciążenie optymalizowanych funkcji błędami losowymi dla następującego sformułowanego zadania (Z1):

$$(Z1) \quad \begin{aligned} & \text{Min. } M_t(\delta_2, P_x, H) \\ & \text{Max } L_n(\delta_2, P_x, H) \end{aligned} \quad (4.48)$$

gdzie:

$M_t$  i  $L_n$  – funkcje regresji w przyjętej postaci wielomianu drugiego stopnia.

W dalszej kolejności tworzy się, tzw. zbiór ufności dla otrzymanego zbioru Pareto. Podstawę konstrukcji tego zbioru stanowią: przedział ufności w postaci (4.46) oraz nowe zadanie polioptymalizacji (Z2), które można zapisać następująco:

$$(Z2) \quad \begin{aligned} & \text{Min. } f_1(\delta_2, P_x, H) \\ & D \\ & \text{Max } f_2(\delta_2, P_x, H) \\ & D \end{aligned} \quad (4.49)$$

gdzie:

$$f_1(\delta_2, P_x, H) = M_t(\delta_2, P_x, H) + V_1 \Delta_1(\delta_2, P_x, H)$$

$$f_2(\delta_2, P_x, H) = L_n(\delta_2, P_x, H) + V_2 \Delta_2(\delta_2, P_x, H)$$

$V_1, V_2$  – niezależne zmienne losowe o jednakowym rozkładzie t-Studenta o  $n-k-1$  stopniach swobody,

$\Delta_1(\delta_2, P_x, H), \Delta_2(\delta_2, P_x, H)$  – określone tak jak dla wzoru (4.46).

Wyznaczanie zbioru ufności dla zbioru Pareto następuje według algorytmu zawierającego następujące etapy:

etap I – generowanie realizacji zmiennych losowych  $V_1, V_2$ ,

etap II – wyznaczenie zbioru Pareto dla zadania (Z2),

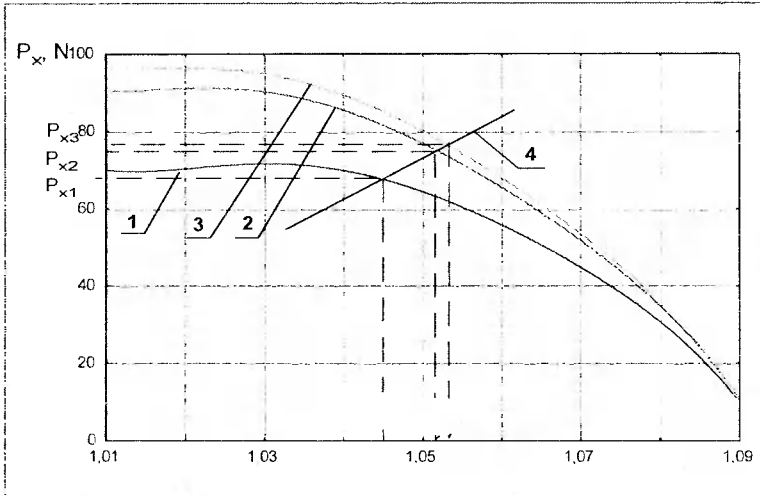
etap III – wybranie  $(1-\alpha)$  100% punktów zbioru Pareto tworzących obszar ufności z poziomem ufności  $1-\alpha$  (po wygenerowaniu dostatecznej liczby zadań i odpowiadających im zbiorów Pareto).

Przedstawioną powyżej procedurę optymalizacyjną przetestowano, przyjmując jako dane wejściowe wyniki badań serii łożysk tocznych wykonanych ze stali węglowej konstrukcyjnej wyższej jakości - gatunek 45. Rezultaty tych prób potwierdziły prawidłowość przyjętych założeń i przydatność proponowanej procedury. Zaletą jej jest przede wszystkim prostsza metoda wyznaczania zbioru Pareto wraz ze zbiorem ufności, co pozwala na uproszczenie całego procesu optymalizacji cech konstrukcyjnych specjalnych łożysk tocznych.

#### Przykład optymalizacji

W celu egzemplifikacji działań wykorzystujących przedstawioną powyżej procedurę optymalizacyjną przeprowadzono obliczenia dla wybranych rzeczywistych wartości wielkości tworzących zbiór zmiennych decyzyjnych  $D$ . Rezultatem tych obliczeń jest wykres – rys. 4.24, pozwalający na dobór cech konstrukcyjnych spełniających przyjęte kryteria. Dla przedstawionej na rysunku funkcji celu (krzywa 4) będą to punkty o współrzędnych

$(\delta_{21}, P_{x1}, H_{21})$ ,  $(\delta_{22}, P_{x2}, H_{22})$  lub  $(\delta_{23}, P_{x3}, H_{23})$ . Wybór jednego z możliwych rozwiązań wynikać może na przykład z ograniczeń konstrukcyjnych lub wykonawczych.



Rys. 4.24. Graficzny obraz wyników optymalizacji: 1)  $H = 150\text{HV}$ . 2)  $H = 300\text{HV}$ . 3)  $H = 450\text{HV}$ . 4) przykładowy wykres funkcji celu

Przedstawione na powyższym rysunku krzywe, reprezentujące zbiory Pareto dla parametru  $\delta_2 \in (1.01; 1.03)$  wykazują niewielką zmienność. Dla  $\delta_2 > 1.03$  i wszystkich wartości  $P_x$  funkcje, których wykresami są zbiory Pareto silnie zależą od analizowanych parametrów.

Zgodnie z przyjętą procedurą w kolejnym etapie procesu optymalizacji opierając się na przedziałach ufności dla wartości funkcji regresji (4.13) i (4.44) utworzono zbiory rozwiązań dopuszczalnych w sensie Pareto. Następnie wyznaczono dla nich zbiory ufności, które są zbiorami poszukiwanych wartości cech konstrukcyjnych.

Jednym ze sposobów wybrania z opracowanych zbiorów jednoznacznego rozwiązania jest przyjęcie dodatkowego kryterium. Na rysunku 4.25 przedstawiono jedną z rodziny powierzchni utworzonych przez optymalizowane funkcje (dla  $H_2 = 450\text{HV}$ ). Na rysunku 4.25b wyraźnie widoczny jest fragment, w którym znajdują się poszukiwane wartości cech konstrukcyjnych spełniające warunek (4.39a):

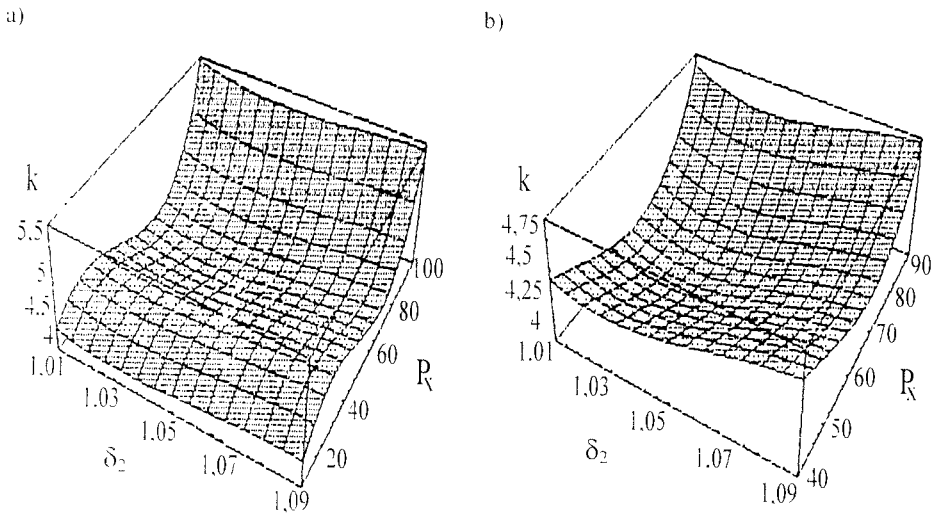
$$k = M_f/L_n(t_0) \rightarrow \min.$$

przyjęty właśnie jako dodatkowe kryterium nazwane, zgodnie z nazewnictwem używanym w *Nauce konstrukcji* [23], kryterium kompromisu.

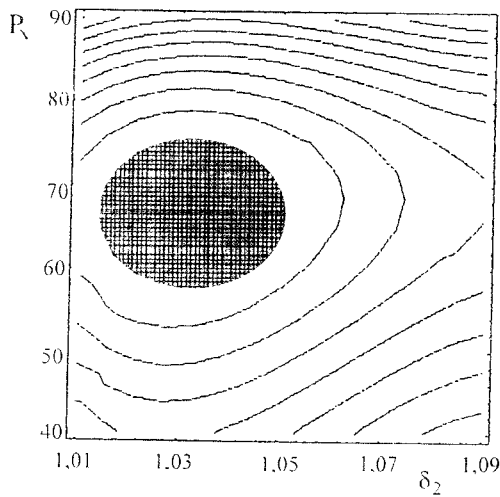
Na rysunku 26 widoczna jest ta sama funkcja, lecz w układzie warstwicyowym, a obszar, w którym znajdują się poszukiwane wartości zmiennych  $P_x$  i  $\delta_2$  stanowi pole zaciemnione. Zawarte w tej części pracy teoretyczne analizy pozwalają na sformułowanie poniższych wniosków dotyczących działań, które służą do optymalizacji cech konstrukcyjnych łożysk:

- Zbiór ufności dla każdej ustalonej wartości napięcia wstępnego  $P_x$  jest zwykłym przedziałem ufności dla  $\delta_2$ . Dla każdej ustalonej wartości parametru  $\delta_2$  jest przedziałem ufności dla  $P_x$ .

Prezentowane rozważania służą poszukiwaniom nowych, prostszych metod wyznaczania zbioru Pareto wraz ze zbiorem ufności - działań niezbędnych w praktycznych zadaniach polioptymalizacji.



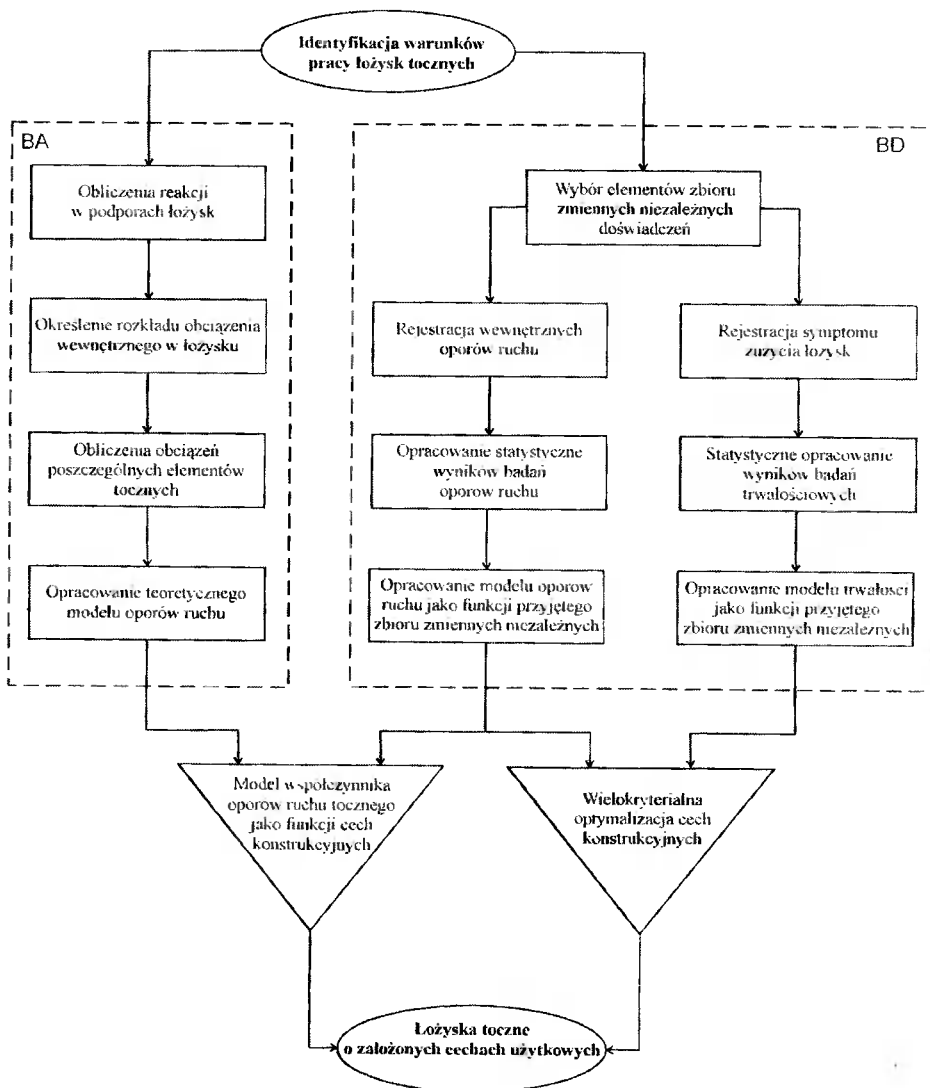
Rys. 4.25. Graficzny obraz działań optymalizacyjnych dla dodatkowej funkcji kryterialnej (4.39a): a) w całym przedziale zmiennych, b) w części przedziału zmiennych



Rys. 4.26. Warstwiczny wykres funkcji kryterialnej (4.39a)

#### 4.4.4. Algorytm doboru cech konstrukcyjnych łożysk tocznych

Przedstawione w pracy badania eksperymentalne i analityczne umożliwiają opracowanie algorytmu pozwalającego na metodyczne ujęcie procesu doboru cech konstrukcyjnych łożysk tocznych o oczekiwanych cechach użytkowych – rys. 4.27.



Rys. 4.27. Algorytm doboru cech konstrukcyjnych łożysk tocznych

Na schemacie (rys. 4.27) widać, że kluczowymi zabiegami są:

- identyfikacja warunków, w jakich działać mają projektowane łożyska,
- wybór zmiennych niezależnych przyjętych do realizacji eksperymentu.

Oba te zabiegi bezpośrednio wpływają na rezultat działań przewidzianych w prezentowanym algorytmie.



Przyjęte w nim wielkości oporów ruchu i trwałości traktować można jako przykładowe, właściwe dla badanego rodzaju łożysk tocznych i założonych warunków ich pracy. Dla innych łożysk lub warunków pracy, bądź obu czynników łącznie, odmienne wielkości mogą lepiej spełniać rolę funkcji kryterialnych.

W algorytmie tym wykorzystuje się łącznie badania analityczne i doświadczalne. Zaciemniono pola, w których istnieje ciągle jeszcze potrzeba dalszych badań. Takie ujęcie zagadnienia zapewnia uzyskanie rezultatów działań zbliżonych maksymalnie do oczekiwanych, odpowiadających rzeczywistym warunkom działania łożysk, a to właśnie było podstawowym założeniem niniejszej pracy.

#### 4.5. Eksperymentalno-analityczny matematyczny model oporów ruchu w skośnych łożyskach kulkowych

Opery w ruchu tocznym rozumiane są jako suma wszystkich zjawisk przeciwdziałających ruchowi oraz powodujących straty energii wkładanej do układu celem nadania jemu ruchu. Najistotniejsze składniki tych oporów omówiono w rozdziale 2.1. Stwierdzono także, że bardzo trudno lub wręcz niemożliwe jest w miarę dokładne wyznaczenie udziałów poszczególnych składników w całkowitych oporach ruchu. Złożoność zjawisk składających się na całościowy obraz strat energetycznych w łożyskach tocznych powoduje, że współczynnika tarcia tocznego nie można utożsamiać ze współczynnikiem oporów ruchu, który jest przedmiotem rozważań w tej części pracy.

Do opracowania modelu matematycznego, opisującego zależność współczynnika oporów ruchu tocznego w łożysku od jego cech konstrukcyjnych wykorzystano zależności opisane w literaturze oraz rezultaty własnych badań doświadczalnych opracowane dla typowych łożysk tocznych.

W cytowanych w literaturze wzorach całkowity moment tarcia w łożyskach kulkowych, na przykład w modelu Snare-Palmgrena, najczęściej podzielony jest on na dwie składowe:

- 1) opory wynikające z obciążenia zewnętrznego i uwzględniające geometrię strefy kontaktu ( $M_1$ ),
- 2) opory ruchu spowodowane obecnością środka smarowego ( $M_2$ ), które mają charakter oporów hydrodynamicznych w przypadku takiej ilości środka, że występuje brodenie w nim elementów tocznych. Przy skąpym smarowaniu olejem, po rozproszczeniu smaru plastycznego, mogą to być opory tarcia międzycząsteczkowego [42, 69].

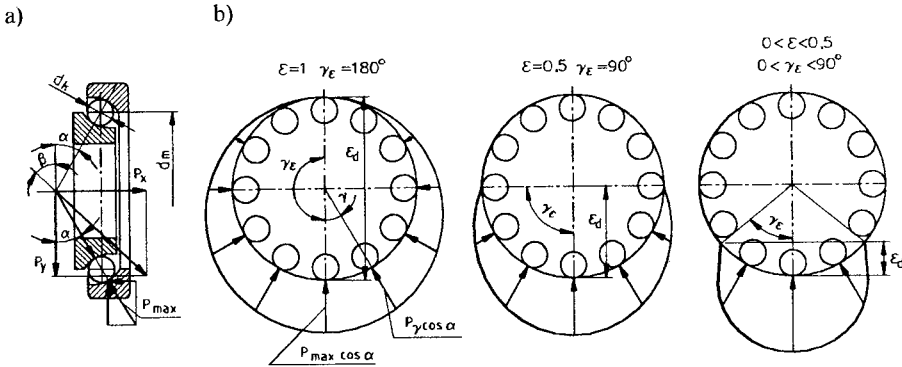
W modelu tym nie uwzględniono oporów wywołanych siłami bezwładności, stanowiącymi jedną ze składowych obciążenia elementów łożysk ( $M_3$ ), a więc także wewnętrznych oporów ruchu. Rozszerzony model zapisano już wcześniej (równanie 2.8) i ma on postać:

$$M_t = M_1 + M_2 + M_3$$

Będzie on podstawą do dalszych rozważań analitycznych służących opracowaniu metody określania współczynnika oporów ruchu w łożyskach tocznych.

#### 4.5.1. Opory wynikające z obciążenia zewnętrznego i geometrii strefy kontaktu

Rozkład sił na poszczególne elementy toczone wewnątrz łożyska jest nierównomierny i wynika głównie ze wzajemnych relacji pomiędzy składową poprzeczną  $P_y$ , a osiową  $P_x$  obciążenia zewnętrznego. Przykłady różnych rozkładów przedstawiono na rysunku 4.28.

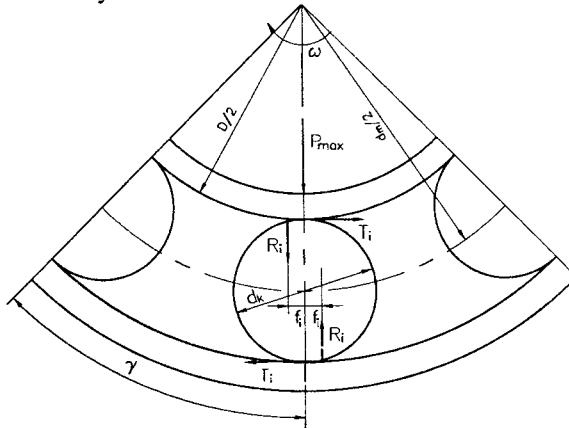


Rys. 4.28. Rozkład obciążenia w zależności od wartości  $\varepsilon$  i kąta  $\gamma_\varepsilon$  w łożysku skośnym: a) zewnętrznego, b) wewnętrznego na elementy toczone

Opierając się na przedstawionych rozkładach, tę część oporów ruchu można zapisać w postaci:

$$M_1 = \sum_{i=0}^{i=z-1} M_{1i} \quad (4.50)$$

Rozkład sił na poszczególnych elementach toczeniowych (w omawianym przypadku są to kulki), uwzględniający geometryczne cechy strefy kontaktu (z pewnymi uproszczeniami) przedstawiono na rysunku 4.29.



Rys. 4.29. Uproszczony obraz obciążenia  $i$ -tej kulki w łożysku skośnym wywołanego obciążeniem zewnętrznym

Z równania równowagi sił wynika, że moment oporu ruchu dowolnego pierścienia (względem osi łożyska) na poszczególnych kulkach ( $M_{li}$ ) ma wartość:

$$M_{li} = R_i \cdot f_i \cdot \left( \frac{D}{d_k} + 1 \right) \quad (4.51)$$

Ponieważ z zależności geometrycznych wynika, że

$$D = d_m - d_k \quad (4.52)$$

więc łączne opory ruchu, wynikające z omawianej w tej części przyczyny można określić z zależności:

$$M_1 = \left( \frac{d_m}{d_k} \right) \cdot \sum_{i=0}^{i=z-1} R_i f_i \quad (4.53)$$

Rozpatrując zagadnienie rozkładu sił w łożysku z uwzględnieniem deformacji ( $\lambda_i$ ) poszczególnych kulek toczących się po bieżni, pod wpływem działających na nie cząstkowych sił ( $R_i$ ), sumę tych sił określić można za pomocą zależności:

$$\sum_{i=0}^{i=z-1} R_i = R_0 + 2R_0 \sum_{i=1}^{i=z_0} \left[ 1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos i\gamma) \right]^{3/2} = R_0 \left( 1 + 2 \sum_{i=1}^{i=z_0} \left[ 1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos i\gamma) \right]^{3/2} \right) \quad (4.54)$$

w której

$$R_0 = P_{\max} = \frac{P_y}{J_y(\varepsilon) \cdot z \cdot \cos \alpha} \quad (4.55)$$

oraz

$$\gamma = \frac{2\pi}{z} \quad (4.56)$$

gdzie:

- $\varepsilon$  – współczynnik kąta rozkładu obciążenia na części toczne,
- $J_y(\varepsilon)$  – całka obciążenia.

Górna granica sumy  $z_0$ , oznacza połowę liczby obciążonych kulek, którą to wartość można obliczyć z zależności:

$$z_0 = \frac{z \cdot \varepsilon}{2} \quad (4.57)$$

przy czym będzie to zawsze liczba całkowita stanowiąca zaokrąglenie w dół wyniku otrzymanego z powyższej zależności.

Jak już stwierdzono, wartość współczynnika oporów toczenia nie jest stała, lecz zależy m. in. od obciążenia. W dalszych rozważaniach przyjęto, że współczynnik ten zmienia się podobnie jak obciążenie elementów łożyska (zawsze w zakresie wartości dodatnich), co można zapisać:

$$f_i = f \left[ 1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos i\gamma) \right]^{3/2} \quad (4.58)$$

Podstawiając (4.54), (4.55) i (4.56) do (4.53) oraz uwzględniając (4.58) otrzymujemy zależność, pozwalającą na określenie łącznych oporów ruchu wywołanych obciążeniem zewnętrznym i uwzględniającą geometrię strefy kontaktu. Ma ona postać:

$$M_t = f \left( \frac{d_m}{d_k} \right) \frac{P_y \left\{ 1 + 2 \sum_{i=1}^{i=z_0} \left[ 1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos i\gamma) \right]^3 \right\}}{J_y(\varepsilon) \cdot z \cdot \cos \alpha} \quad (4.59)$$

Powyższe równanie wyraża zależność momentu tarcia nie tylko od cech geometrycznych ( $d_m$ ,  $d_k$ ,  $\alpha$ ), lecz także obciążenia ( $P_y$ ,  $I_j$ ,  $\varepsilon$ ) oraz postaci konstrukcyjnej ( $z$ ): jest także funkcją współczynnika oporów toczenia ( $f$ ).

#### 4.5.2. Opory ruchu wywołane obecnością środka smarowego

Środek smarowy dodawany do łożysk, głównie w celu zmniejszenia ich zużycia ma także niekorzystny wpływ na działanie łożysk, przyczyniając się do zwiększenia oporów ruchu jako skutku brodzenia elementów tocznych w środku smarowym. Omawiana część oporów ruchu ( $M_2$ ) także nie jest stała co do wartości, lecz zależy, m.in. od:

- prędkości obrotowej,
- właściwości reologicznych środka smarowego,
- sposobu smarowania.

Szczególnie duży wpływ mają czynniki: pierwszy i drugi. Zależności pozwalające na określenie wartości tych oporów dla oleju mają inną formę dla ( $\nu n$ ) > 2000 (2.9a) inną dla ( $\nu n$ ) < 2000 (2.9b), odmienną także dla smaru plastycznego (2.9c).

#### 4.5.3. Siły bezwładności jako składowe oporów ruchu

Siły bezwładności w łożyskach tocznych to przede wszystkim siły: odśrodkowe i giroskopowe. Wywołują one dodatkowe obciążenie poszczególnych elementów tocznych, zwiększając tym samym opory jakie trzeba pokonać, aby nadać lub podtrzymać ruch. Stanowią one więc kolejną składową oporów ruchu.

Dodatkowe obciążenie poszczególnych elementów tocznych, a więc i moment oporu ruchu pochodzący od sił bezwładności dla danego łożyska zależą głównie od prędkości kątowych wirowania zarówno zespołu części tocznych, jak również pojedynczych elementów tocznych, a także od masy wirujących elementów.

W odniesieniu do warunków pracy badanych łożysk wartości obu wspomnianych wyżej prędkości są niewielkie, a zatem wartość tej składowej oporów ruchu jest pomijalnie mała. Z tego też powodu w dalszych rozważaniach człon  $M_3$  równania (2.8) nie jest uwzględniany.

#### 4.5.4. Porównanie wyników doświadczeń z rezultatami analiz teoretycznych – model matematyczny oporów ruchu

Równanie regresji, opisujące zależność momentu oporu tocznego od niektórych cech konstrukcyjnych łożysk tocznych opracowane w wyniku przeprowadzonych doświadczeń ma postać (4.44):

$$M_t = (-383,60\delta_2 + 169,56\delta_2^2 + 0,107P_x - 0,00018P_x^2 + -0,09193H + 0,000117H^2 + 256,431) \cdot 10^{-4}$$

Równanie to pozwala na określenie relacji między oporami ruchu (jako ich miarę przyjęto moment tarcia) a przedstawicielami wszystkich trzech cech konstrukcyjnych:

- geometrycznych: współczynnik  $\delta_2 = 2r_2/d_k$ ,
- dynamicznych: napięcie wstępne  $P_x$  (N),
- materiałowych: twardość bieżni  $H$ , (HRC).

Przeprowadzone badania oraz obliczenia statystyczne wykazały, że wszystkie trzy cechy w istotny sposób wpływają na poziom oporów ruchu.

Określenie wartości oporów ruchu, przy wykorzystaniu jedynie teoretycznie opracowanych zależności, obarczone jest błędem wynikającym z dwóch podstawowych przyczyn:

- nieuwzględnieniem wszystkich czynników mających wpływ na opory,
- niedokładnością opisu wpływu poszczególnych czynników powodujących opory ruchu.

Pierwsza z przyczyn jest praktycznie nie do uniknięcia, gdyż nie ma podstaw, aby zbiór czynników wpływających na poziom oporów ruchu uznać za domknięty. Im będzie on bliższy tego stanu, tym model będzie dokładniejszy, a uzyskane za jego pomocą wyniki bardziej zbliżone do rzeczywistych. Rozszerzając więc zbiór analizowanych czynników można błąd jedynie minimalizować.

Druga z przyczyn jest również praktycznie nie do usunięcia, gdyż znając nawet przebieg wszystkich zjawisk towarzyszących tarcia tocznemu dokładne ilościowe ich opisanie jest bardzo trudne lub wręcz niemożliwe, głównie ze względu na wzajemne interakcje poszczególnych zjawisk.

Przeprowadzenie badań doświadczalnych pozwala na uniknięcie jedynie drugiej przyczyny, gdyż pierwsza z nich dotyczy także eksperymentu. Dodatkowo jednak jest on obciążony błędami wynikającymi z niedoskonałości przyrządów pomiarowych użytych w doświadczeniach.

Z przedstawionej analizy wynika wniosek, że przez połączenie wyników obu typów badań można uzyskać pozytywny rezultat.

Porównując stronami równania (4.44) i (2.8), z uwzględnieniem wszystkich przedstawionych wyżej przekształceń i założeń otrzymano równanie:

$$M_t(\delta_2, P_x, H) = f\left(\frac{d_m}{d_k}\right) \frac{P_y \left\{ 1 + 2 \sum_{i=1}^{i=z_0} \left[ 1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos i\gamma) \right]^3 \right\}}{J_y(\varepsilon) \cdot z \cdot \cos\alpha} + 1,6f_s d_m^3 \cdot 10^{-5} \quad (4.60)$$

Po przekształceniu, ze względu na szukany współczynnik oporów ruchu, otrzymano zależność, pozwalającą na obliczenie jego wartości:

$$f = \frac{J_y(\varepsilon) \cdot z \cdot \cos\alpha \cdot [M_t(\delta_2, P_x, H) - 1,6f_s d_m^3 \cdot 10^{-5}]}{P_y \left\{ 1 + 2 \sum_{i=1}^{i=z_0} \left[ 1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos i\gamma) \right]^3 \right\} \cdot \left(\frac{d_m}{d_k}\right)} \quad (4.61)$$

Powyższe równanie przedstawia zależność współczynnika oporów toczenia od szeregu istotnych czynników. Wartość tego współczynnika można określać w zadanych warunkach pracy łożyska.

Porównując wartości literaturowe z wynikami obliczeń stwierdzono duże różnice, które można uzasadnić tym, że pierwsze z nich dotyczą łożysk typowych, drugie zaś - łożysk specjalnych. Różnią się one znacznie między sobą cechami konstrukcyjnymi, wymaganiami eksploatacyjnymi oraz przewidywanymi warunkami w jakich mają działać, stąd też tak duże wspomniane wyżej różnice.

Analiza przebiegu funkcji (4.61) w przyjętym w badaniach zakresie zmiennych niezależnych wykazała, że charakter funkcji jest zgodny z informacjami literaturowymi, np. dla większych wartości napięcia wstępnego  $P_1$  większa jest także obliczona wartość współczynnika  $f$ , który bezpośrednio wpływa na wartość momentu tarcia  $M_t$ .

## 5. PODSUMOWANIE PRACY I WNIOSKI

Celem niniejszej pracy było opracowanie metody optymalizacji cech konstrukcyjnych: geometrycznych, dynamicznych i materiałowych elementów łożysk skośnych w której jako kryteria przyjęto trwałość łożysk i wewnętrzne opory ruchu. Ważnym fragmentem pracy było także opracowanie metodyki pozwalającej na określanie trwałości łożysk kulkowych skośnych, przyjmując jako podstawę opory ruchu tocznego wewnątrz takich łożysk. Sformułowane poniżej wnioski dotyczą przede wszystkim tych zagadnień, lecz także i problematyki wynikającej z działań związanych, bez których osiągnięcie założonego celu byłoby niemożliwe. W celu usystematyzowania zostały one zwyczajowo podzielone na trzy grupy:

- poznawcze, mające charakter ogólny,
- użytkowe, które można wykorzystać w praktycznych działaniach projektowych i konstrukcyjnych dotyczących zarówno samych łożysk jak i całych węzłów łożyskowych,
- rozwojowe, sugerujące kierunki dalszych badań eksperymentalnych i analitycznych.

Wykorzystanie ich w badaniach naukowych, a także w praktycznych działaniach inżynierskich powinno przyczynić się do wszechstronnego ulepszenia łożysk tocznych (przede wszystkim skośnych), zarówno na etapie projektowo-konstrukcyjnym, jak również w fazie ich wytwarzania i eksploatacji – w zakresie zdolności spełniania założonych funkcji na oczekiwanym poziomie oraz diagnostyce.

### *Wnioski poznawcze*

Spostrzeżenia i wnioski z tej grupy - ze względu na swój ogólny charakter – mogą być bezpośrednio wykorzystane w zagadnieniach rozważanych w niniejszej pracy z tym, że zakres ich wykorzystania mogą znacząco rozszerzyć uzupełniające badania weryfikacyjne.

1. Stwierdzono możliwość wyznaczania trwałości kulkowych łożysk skośnych na podstawie pomiarów oporów ruchu w nich występujących. Wniosek ten należy jednak wykorzystywać przede wszystkim w odniesieniu do łożysk specjalnych, w przypadku gdy dokładność ruchowa łożyska nie jest wymaganiem podstawowym. Stwierdzenie to jest więc potwierdzeniem pierwszej części tezy badawczej.
2. Wyznaczanie trwałości skośnych łożysk kulkowych, w których trwałość zdeterminowana jest intensywnością zużycia ciernego powinno być poprzedzone testem zgodności wyników eksperymentalnych z wybranymi rozkładami, gdyż rozkład Weibulla (dwu- lub trójparametrowy) przyjmowany powszechnie do łożysk, w których dominuje zużycie zmęczeniowe nie zawsze jest właściwy.
3. Kolejny wniosek z tej grupy sformułowano na podstawie badań analitycznych. Rozstęp wymiarów kulek, czyli różnica między największą a najmniejszą wartością średnicy kulki w próbie (w prezentowanych badaniach liczność próby wynosiła 9 sztuk) dla danej klasy ich dokładności, nie wymaga uwzględniania przy wyznaczaniu trwałości. Stwierdzono bowiem, że zarówno rozstęp, jak i sekwencja wymiarowa kulek w łożysku nie miały wpływu na obliczoną trwałość badanych łożysk.
4. W wyniku przeprowadzonych doświadczeń stwierdzono, że charakter transformacji technologicznej warstwy wierzchniej w eksploatacyjną w parach kinematycznych

z tarcieniem tocznym jest jakościowo podobny do transformacji w parach z tarcieniem ślizgowym (jakościowo podobny jest przebieg krzywych funkcji  $M_i = f(t)$ ). Dlatego też przez analogię do par z tarcieniem ślizgowym, jako wymuszenia (czynniki wywołujące te zmiany) w parach kinematycznych z tarcieniem tocznym proponuje się przyjmować:

- amplitudę naprężeń kontaktowych  $\sigma_a$ ,
  - częstotliwość zmian cyklu obciążenia  $f_c$ ,
  - temperaturę  $\theta$ .
5. Synteza wiadomości dotyczących trwałości łożysk skośnych i oporów ruchu oraz identyfikacja i doświadczalna weryfikacja wielkości mających jednoczesny wpływ na obie wymienione cechy użytkowe umożliwia racjonalny dobór funkcji kryterialnych w procesie optymalizacji cech konstrukcyjnych badanego rodzaju łożysk tocznych.

Analiza aktualnego stanu wiedzy przeprowadzona na podstawie studium literaturowego stanowi próbę usystematyzowania zagadnień łączących problematykę trwałości i oporów ruchu w złożonym węźle tribologicznym jakim jest skośne kulkowe łożysko toczne. Łączne występowanie w nim zjawisk towarzyszących tarcia: tocznemu, ślizgowemu i wiertnemu powoduje, że pełne, kompleksowe rozpatrzenie tych zjawisk, a także wywoływanych interakcji wykracza poza zakres niniejszej pracy.

Powyższe wnioski stanowią potwierdzenie realizacji zadań poznawczych, a więc uzupełnienia stanu wiedzy, szczególnie w obszarze oporów ruchu oraz ich związków z zużyciem i trwałością specjalnych skośnych łożysk kulkowych.

### ***Wnioski utylitarne***

Wnioski z tej grupy można wykorzystać przede wszystkim, opracowując nowe rozwiązania konstrukcyjne pojedynczych łożysk lub węzłów kinematycznych zawierających łożyska toczne zarówno typowe, jak i specjalne, a także w ich późniejszych badaniach konstrukcyjnych. Do wniosków najistotniejszych, które mogą być wykorzystane w praktycznych działaniach projektowo-konstrukcyjnych oraz w eksploatacji zaliczyć można:

- opracowana metoda optymalizacji wielokryterialnej może być wykorzystana do wyznaczenia zbioru optymalnych w sensie Pareto wartości cech konstrukcyjnych łożysk wraz z ich zbiorem ufności, a więc działań realizowanych w praktycznych zadaniach optymalizacyjnych. Dzięki znacznej uniwersalności proponowanej metody można zmieniać zbiór funkcji kryterialnych, rozszerzając zakres zastosowania prezentowanej metody, nawet poza obszar związany z łożyskami tocznymi,
- zaproponowana w niniejszej pracy metoda optymalizacji, wykorzystująca między innymi badania doświadczalne umożliwia dobór takich cech konstrukcyjnych łożysk tocznych, które będą zapewniały cechy eksploatacyjne na oczekiwanym, założonym poziomie. Pozwala to na ograniczenie długotrwałych, kompleksowych badań konstrukcyjnych nowych wytworów (łożysk) do zdecydowanie krótszych badań weryfikujących. W przypadku łożysk tocznych jest to znaczące uproszczenie.

W badaniach węzłów łożyskowych (pojedyncze łożysko skośne praktycznie nie może poprawnie działać) wykorzystane mogą być poniższe spostrzeżenia poczynione w trakcie doświadczeń opisanych w pracy.

- Na podstawie przeprowadzonych badań i analiz stwierdzono celowość łącznego rozpatrywania cech konstrukcyjnych: geometrycznych, dynamicznych i materiałowych elementów łożysk oraz przewidywanych warunków ich działania. Efekty takiego ujęcia zagadnienia zależą od przyjętych zbiorów: cech konstrukcyjnych



i warunków pracy. Wynika stąd konieczność wieloczynnikowych wnikliwych analiz na etapie wyznaczania obszarów obu tych zbiorów. Im zbiory te będą liczniejsze, tym bardziej trafny będzie dobór cech konstrukcyjnych łożysk zapewniających prawidłowe działanie w założonych, ściśle zdefiniowanych warunkach przy racjonalnych współczynnikach bezpieczeństwa. Tym samym pełniejsza będzie realizacja postulatów: „właściwe rozwiązanie konstrukcyjne dla odpowiednich, szczegółowo określonych warunków pracy”.

- Pomimo znacznego udziału poślizgów w procesie zużycia elementów łożysk skośnych stwierdzono porównywalność rezultatów eksperymentalnych badań trwałościowych z wynikami obliczeń. Na tej podstawie można wnioskować o przydatności obu testowanych hipotez sumowania uszkodzeń zmęczeniowych: Palmgrena-Minera oraz Subramanyana do badań analitycznych skośnych łożysk kulkowych. Przyczyną tego upatruje się w symptomie diagnostycznym jaki przyjęto w badaniach eksperymentalnych. Wykorzystując do tego celu opory ruchu obserwuje się łączne skutki zachodzących równocześnie procesów zużycia ciernego i powierzchniowego zużycia zmęczeniowego oraz zachodzących między nimi interakcji.

#### *Sugerowane kierunki dalszych badań naukowych*

Zbiór przyjętych w badaniach doświadczalnych wielkości wejściowych stanowi jedynie przykład pozwalający sprawdzić prawidłowość założonej metodyki badań i stworzyć możliwość dalszych badań analitycznych. Dlatego w przyszłych badaniach należałoby rozszerzyć, w porównaniu do prezentowanych w pracy, zbiory cech konstrukcyjnych i cech użytkowych, a także czynników opisujących warunki pracy. Obszary te w opracowanym algorytmie przedstawionym w formie graficznej na rys. 4.27 zaciemniono, co w sposób obrazowy przedstawia zakres proponowanych, zdaniem autora celowych, działań przyszłościowych. Ich realizacja pozwoli na opracowanie modeli matematycznych opisujących obiekt badań z większą dokładnością.

W tej grupie wniosków, które mogą stanowić wskazówki dotyczące kierunków dalszych badań, bardzo istotnym wydaje się weryfikacja możliwości wykorzystania rezultatów badań łożysk specjalnych w procesie konstruowania łożysk typowych. Związki jakościowe między cechami konstrukcyjnymi elementów łożysk i warunkami w jakich przewidziano ich działanie a cechami użytkowymi są zapewne podobne dla łożysk typowych i specjalnych. Hipotezę tę należy zweryfikować w dalszych badaniach, a w przypadku jej potwierdzenia opracować związki ilościowe pomiędzy wspomnianymi wyżej czynnikami dla typowych tworzyw konstrukcyjnych stosowanych w wytwarzaniu łożysk tocznych.

Znajomość powyższych zagadnień i uzyskane w niniejszej pracy prawidłowości statystyczne mogą być wykorzystane do badań zmierzających do opracowania metody prognozowania trwałości łożysk skośnych.

Ze względów poznawczych interesujące będą niewątpliwie dalsze badania dotyczące transformacji technologicznej warstwy wierzchniej w eksploatacyjną w parze kinematycznej z tarciami tocznymi zarówno w zakresie czynników mających wpływ na jej przebieg, jak i skutków wywołanych przez poszczególne wymuszenia, a także związków pomiędzy strukturą geometryczną powierzchni a cechami użytkowymi elementów tworzących pary kinematyczne. Badania te należy przeprowadzić dla szeregu tworzyw konstrukcyjnych stosowanych w procesach wytwórczych łożysk. Zbiór ich ciągle powiększa się, obejmując współcześnie materiały, które dotąd nie były nawet hipotetycznie rozpatrywane jako materiały łożyskowe, np. tworzywa sztuczne i ceramika.

Interesującym tematem badawczym – przy obecnym stanie wiedzy trudnym do realizacji – jest określenie udziałów tarcia tocznego, ślizgowego i wiertnego w wewnętrznych oporach ruchu występujących w złożonym węźle tribologicznym, którego przykładem jest łożysko toczne. Poznanie tych udziałów pozwoliłoby tak ukierunkować przyszłe badania aby przede wszystkim uwzględniały te czynniki, których udział jest największy. Niewątpliwie poprawiłoby to efektywność badań łożysk tocznych, a tym samym przyczyniłoby się do wszechstronnego udoskonalenia ich postaci konstrukcyjnej.

Podsumowując pracę i porównując założone jej cele z uzyskanymi rezultatami można stwierdzić, że zamierzenia zostały zrealizowane, a tym samym cel niniejszej pracy został osiągnięty.



## LITERATURA

- [1] Adamczak S., Janecki D., 1996. Komputeryzacja przyrządów do pomiaru zarysów okrągłości i falistości powierzchni. Mat. konf. „Postęp w rozwoju łożysk tocznych – ISKRA 100”. Wyd. Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce, 325-334.
- [2] Akamatsu Y., Tsushima N., Goto T., Hibi K., 1990. Improvement in oil film formation under rolling contact by reforming surface roughness pattern. Proc. of the Japan Inter. Tribology Conf. Japanese Society of Tribologist 2, Nagoya, 761-766.
- [3] Ampuero J., Muller U., Delfosse D., Pahud P., Mallabiabarrena I., Goepfert O., Boving H., 1997. Surface roughness analysis after high speed hybrid ball bearing testing. Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd., London, 795.
- [4] Andersson T., 1991. Theorie der Lebensdauerprüfung. [W:] „Moderne Wälzlager-technik”. Vogel Buchverlag, Würzburg, 75-86.
- [5] Andrzejewski M., Wieczorowski K., 1988. Energetyczna ocena właściwości warstwy wierzchniej kształtowanej w procesie nagniatania. Mat. IV konf. „Technologia obróbki przez nagniatanie”. Wyd. Uczeln. ATR w Bydgoszczy, 9-14.
- [6] Bartz W.J., 1988. Tribologically caused energy losses. Tribologia. Finnish Journal of Tribology, Espoo, 7 (4), 2-27.
- [7] Barylski A., 1996. Technologiczne problemy docierania powierzchni ceramicznych łożysk tocznych. Mat. konf. „Postęp w rozwoju łożysk tocznych – ISKRA 100”. Wyd. Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce, 235-250.
- [8] Bassani R., Meozzi M., 1990. A general approach to the study of tribological process. Proc. of the Japan Inter. Tribology Conf., Japanese Society of Tribologists 3, Nagoya, 1605-1610.
- [9] Bell T., 1997. Realising the potential of duplex surface engineering. [W:] New Directions in Tribology. Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd., London, 121-134.
- [10] Beno S., Circova E., 1999. Surface behaviour as determining factor for utilization properties of machined parts. Prace nauk. Instytutu Technologii Maszyn i Automatykacji Politechniki Wrocławskiej 74, Konferencje 34, Wyd. Politechniki Wrocławskiej, 31-36.
- [11] Bieda F., Żytek A., 1986. Inicjacja i rozwój zmęczeniowych pęknięć łożysk tocznych. Tribologia 4-5, 34-36.
- [12] Bouzakis K.D., Vidakis N., 1997. Fatigue life prediction of thin hard PVD coatings on the races of hybrid angular contact bearings with ceramic balls and steel rings. Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd., London, 1997, 273.
- [13] Bowden F.P., Tabor D., 1980. Wprowadzenie do trybologii. WNT Warszawa.
- [14] Broń S., Grzesik W., 1999. Zastosowanie analizy fraktalnej do oceny profilu chropowatości powierzchni. Prace nauk. Instytutu Technologii Maszyn i Automatykacji Politechniki Wrocławskiej 74, Konferencje 34, Wyd. Politechniki Wrocławskiej, 37-44.
- [15] Budzoń P., Lenkiewicz W., Olesiak Z., 1986. Standaryzacja dokumentacji badań trybologicznych na przykładzie tarcia tocznego. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn 1, 233-240.

- [16] Budzyński A.F., Styp-Rekowski M., 1986. Wewnętrzne opory ruchu oraz trwałość specjalnych łożysk tocznych. *Tribologia* 4-5, 31-33.
- [17] Bukowski L., Feliks J., Artymiak P., 1998. Badania możliwości wykorzystania sztucznych sieci neuronowych do prognozowania trwałości elementów maszyn. *Mat. XVII Symp. Zmęczenia Materiałów i Konstrukcji*. Wyd. Uczeln. ATR w Bydgoszczy, 63-68.
- [18] Burakowski T., Marczak R., Senatorski J., Marczak M., 1997. Znaczenie transformacji warstwy wierzchniej technologicznej w eksploatacyjną. *Tribologia* 5-6, 477-485.
- [19] Burcan J., 1996. Magnetically active lubricant - capabilities, prospects. *Zesz. Nauk. Politechniki Łódzkiej* 765, *Mechanika* 85, Wyd. Politechniki Łódzkiej, 23-30.
- [20] Caban W., 1989. Metoda określania strat tarcia w suchym kontakcie tocznym. *Mat. XIV Symp. PKM, Poznań-Kiekrz*. Wyd. Politechniki Poznańskiej, 49-50.
- [21] Caban W., 1996. Tribologiczne aspekty współpracy elementów tocznych przy tarcu technicznie suchym oraz mieszanym. *Zesz. Nauk. Politechniki Łódzkiej* 765, *Mechanika* 85, Wyd. Politechniki Łódzkiej, 37-44.
- [22] Caubet J.J., 1989. From the science to the practice in tribology. *Proc. 5<sup>th</sup> Inter. Congress on Tribology EUROTRIB'89*. Finnish Society for Tribology 4, Helsinki, 1-13.
- [23] Dietrych J., 1985. System i konstrukcja. WNT Warszawa.
- [24] Dobromyslov N.N., Borisov Ju. S., 1988. Prognozirovaniye ostatochnovo resursa podšipnika kačenija. *Mašinostrojenije* 5, 34-39.
- [25] Dowson D., 1997. Progress in Tribology: A historical perspective. [W:] *New Direction in Tribology*. *Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress*. Mechanical Engineering Publications Ltd. London, 3-20.
- [26] Draper N.R., Smith H., 1973. Analiza regresji stosowana. PWN Warszawa.
- [27] Frunza G., Diaconescu E.N., 1997. The influence of initial stresses upon rolling contact fatigue. *Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress*. Mechanical Engineering Publications Ltd. London, 797.
- [28] Fu J., Wang H., Wen S., 1990. The experimental research on rolling contact fatigue mechanism of carburized steel. *Proc. of the Japan Inter. Tribology Conf. Japanese Society of Tribologists* 1, Nagoya, 215-220.
- [29] Gafitanu M.D., Hagi G.D., 1989. Working life – rigidity – preloading correlation in angular contact ball bearing. *Proc. 5<sup>th</sup> Inter. Congress on Tribology EUROTRIB'89*. Finnish Society for Tribology 5, Helsinki, 150-155.
- [30] Gafitanu M.D., Racocea C., Hagi G.D., Cioarec V., 1997. Raceway micro-geometry and dynamic effects in friction torque of rolling bearings. *Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress*. Mechanical Engineering Publications Ltd. London, 798.
- [31] Galbato A.T., 1982. Methods of testing for rolling contact fatigue of bearing steels. *Rolling contact fatigue testing of bearing steels*. ASTM STP 771. Philadelphia (USA), 169-189.
- [32] Gawlik J., Wantuch E., 1996. Kształtowanie właściwości warstwy wierzchniej stali łożyskowej ŁH15 w procesach obróbki mechanicznej w polu magnetycznym. *Mat. konf. „Postęp w rozwoju łożysk tocznych – ISKRA 100”*. Wyd. Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce, 221-234.
- [33] Gibczyńska T., 1999. Trwałość łożysk tocznych i jej przewidywanie. *Zagadnienia Eksploatacji Maszyn* 2, 249-264.

- [34] Glockner H., 1992. Force – monitoring bearings for machine tool spindles. *Ball Bearing Journal* 225, 19-25.
- [35] Glodez S., Ren Z., Flasker J., 1997. Numerical model for lifetime prediction of rolling mechanical elements. *Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd. London*, 799.
- [36] Goczał J., 1985. Wpływ jakości powierzchni i warstw przypowierzchniowych na trwałość części maszyn. *Mat. V Konf. „Wpływ technologii na stan warstwy wierzchniej”*, Gorzów-Lubniewice. Wyd. Instytutu Badań i Ekspertyz Naukowych. Gorzów, 443-478.
- [37] Gołoś K., 1989. Ocena właściwości zmęczeniowych materiału w ujęciu energetycznym. *Mat. XIV Symp. PKM, Poznań-Kiekrz. Wyd. Politechniki Poznańskiej*, 92-93.
- [38] Greń J., 1982. *Statystyka matematyczna, modele i zadania*. PWN Warszawa.
- [39] Hachiya K., Yui H., Shoda Y., Yokoi S., Naka M., 1997. Evaluation of tribological properties of synthetic lubricants under high temperature and high speed conditions. *Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd. London*, 33.
- [40] Handzel-Powierża Z., Kucharski S., Starzyński G., 2000. Wpływ procesu zmęczenia na naprężenia własne w technologicznej warstwie wierzchniej. *Mat. międzynarodowej konf. nauk. „Obróbka materiałów”*. Wyd. Politechniki Krakowskiej, 169-176.
- [41] Harasymowicz J., Wantuch E., 1986. Modyfikacja własności tribologicznych warstwy wierzchniej metodą obróbki ścierniej w polu magnetycznym. *Zesz. Nauk. AGH 1095, Mechanika 5, (1)*. Wyd. AGH Kraków, 135-144.
- [42] Harris T.A., 1991. *Rolling bearing analysis*. John Wiley & Sons Inc. New York.
- [43] Harris T.A., Barnsby R.M., 1997. Performance prediction for aircraft gas turbine mainshaft ball bearings. *Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd. London*, 263.
- [44] Holmberg K., Kuoppala R., Vuoti A., 1989. Expert System for Wear Failure Prediction. *Proc. 5<sup>th</sup> Inter. Congress on Tribology EUROTRIB’89. Finnish Society for Tribology 4, Helsinki*, 32-37.
- [45] Horsmans J.W.L.M., 1986. Energy savings and wear reduction by PTFE additives in lubricating oils. *Mat. II międzynarodowego symp. tribologicznego INSYCONT’86*. Wyd. AGH Kraków, 295-308.
- [46] Hultman A., Sjostrom H., 1998. Twarde pokrycia dla ciężkiej pracy. *Evolution 3*, 28-30.
- [47] Igarashi J., Yamada Y., Ishimaru M., Kagaya M., 1990. Degradation of friction modifiers. *Proc. of the Japan Inter. Tribology Conf. Japanese Society of Tribologists 1, Nagoya*, 421-426.
- [48] Imado K., Miyagawa H., Kawakita K., 1990. An evaluation of traction oil by a ball bearing. *Proc. of the Japan Inter. Tribology Conf., Japanese Society of Tribologists 3, Nagoya*, 1659-1664.
- [49] Informacja techniczna, 2000. *Keramikkugeln wirtschaftlicher herstellen. Industrieanzeiger 10*, 43.
- [50] Ioannides E., 1997. Life prediction in rolling element bearings. [W:] *New Directions in Tribology*). *Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd. London*, 281-290.

- [51] Ioannides E., Harris T.A., 1985. New fatigue life model for rolling bearings. ASME Transactions Journal of Tribology 107, 367-378.
- [52] Ioannides E., Jacobson B., Sayles R.S., 1989. Contamination in lubricants – reduction in bearing lives. Proc. 5<sup>th</sup> International Congress on Tribology EUROTRIB'89. Finnish Society for Tribology 4, Helsinki, 14-19.
- [53] Itoh Y., Hibi S., Itoh A., Hioki T., Kawamoto J., 1990. Tribological property and characterisation of steel surface-modified by ion-beam assisted deposition of silicon oil. Proc. of the Japan Inter. Tribology Conf., Japanese Society of Tribologists 3, Nagoya, 1833-1839.
- [54] Jacobson B. 1998. Na granicy między smarowaniem a zużyciem. Evolution 2 (cz. I), 29-31, 3 (cz. II), 24-26.
- [55] Kaczmarek J., 1999. Zastosowanie metody SCGC do oceny technologii i prognozy użytkowania powierzchni obrabianych skrawaniem. Prace nauk. Instytutu Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Wrocławskiej 74, Konferencje 34. Wyd. Politechniki Wrocławskiej, 5-20.
- [56] Kajdas C., 1990. Tribochemical and Thermochemical Reactions of Tribological Additives. Proc. 4<sup>th</sup> Inter. Symp. INTERTRIBO'90. Strbske Pleso. Dom Technika Bratislava, vol. A, 40-48.
- [57] Kakizaki T., Okizaki Y., Nishimura M., 1999. Improvement of tribological responses of sputtered  $M_oS_x$  films by carbon ion implantation. Proc. VII<sup>th</sup> Inter. Symp. INTERTRIBO'99. Stara Lesna (Slovakia). Dom Technika Bratislava, 343-348.
- [58] Kałdoński T., Krzemiński K., 1997. Zastosowanie azotku boru jako dodatku do smaru plastycznego wypełniającego łożysko toczne. Tribologia 5-6, 658-666.
- [59] Kałek S., 1986. Diagnostyka i badania zmęczeniowe łożysk tocznych. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn 1, 87-98.
- [60] Kałek S., 1994. Przestrzenny rozkład temperatury w węźle tarcia z łożyskiem tocznym. Zesz. Nauk. Politechniki Łódzkiej 665, Rozp. nauk. 181. Wyd. Politechniki Łódzkiej.
- [61] Karp J., Skrzypek St., Brezcko T., 1985. Wpływ przemiany austenitu szcążkowego na naprężenia własne w warstwie wierzchniej próbek ze stali LH15. Mat. V konf. „Wpływ technologii na stan warstwy wierzchniej”. Gorzów-Lubniewice. Wyd. Instytutu Badań i Ekspertyz Naukowych Gorzów, 493-504.
- [62] Kauzlarich J.J., 1989. An improved fatigue life prediction for rolling element bearings with fluctuating loads. Proc. 5<sup>th</sup> Inter. Congress on Tribology EUROTRIB'89. Finnish Society for Tribology 2, Helsinki, 263-268.
- [63] Kelly D.A., Barnes C.G., Ruud L.M., 1997. Surface failure in thrust cones and the influence of rolling and sliding speed in concentrated contacts. Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd. London. 707.
- [64] Kęsy A., Kęsy Z., Sarnowicz L., 1985. Stanowisko do badania łożysk i środków smarnych. Mat. XII Symp. PKM. Wyd. Politechniki Lubelskiej. 165-166.
- [65] Knopik L., Styp-Rekowski M., 1995. Optymalizacja cech konstrukcyjnych rowerowych łożysk tocznych. Zesz. Nauk. Wydziału Mechanicznego 19. Wyd. WSi Koszalin, 111-118.
- [66] Kołodziej E., 1993. Metodyka badań i doboru tworzyw sztucznych na elementy ślizgowe. Zesz. Nauk. Politechniki Krakowskiej, Monografie 158. Wyd. Politechniki Krakowskiej.

- [67] Kotkowski K., Przyłęcki Z., 1991. Wpływ warstwy nawęglonej na ograniczoną trwałość zmęczeniową stali ŁH15. Zesz. Nauk. Politechniki Rzeszowskiej 82, Mechanika 28, 281-292.
- [68] Kottrisch H., Reithuber F., 1998. Magia okrągłości. *Evolution* 2, 25-28.
- [69] Krzemiński-Freda H., 1985. Łożyska toczne. PWN Warszawa.
- [70] Krzemiński-Freda H., 1993. Nowoczesne metody obliczeń trwałości łożysk tocznych. *Tribologia* 2, 32-39.
- [71] Krzemiński-Freda H., 1986. Sztywność łożysk skośnych i ich układów. *Zagadnienia Eksploatacji Maszyn* 1, 223-232.
- [72] Krzemiński-Freda H., 1985. Wpływ napięcia wstępnego na sztywność łożysk skośnych. *Mat. XII Symp. PKM. Wyd. Politechniki Lubelskiej*, 218-219.
- [73] Krzemiński-Freda H., 1996. Współczesna metoda konstruowania łożysk tocznych. *Mat. Kraj. Konf. N-T „Inżynieria łożyskowania '96”*. Gdańsk-Sopot. Wyd. Instytutu Maszyn Przepływowych PAN Gdańsk, 23-40.
- [74] Krzemiński-Freda H., 1985. Współczesne tendencje w rozwoju łożyskowań tocznych. *Mat. XII Symp. PKM (referaty problemowe)*. Wyd. Politechniki Lubelskiej, 47-67.
- [75] Krzemiński-Freda H., Raczyński A., 1985. Dobór lepkości środków smarowych do łożysk tocznych. *Mat. XII Symp. PKM. Wyd. Politechniki Lubelskiej*, 220-221.
- [76] Krzemiński-Freda H., Raczyński A., 1989. Wpływ geometrii łożyska stożkowego na moment tarcia. *Mat. XIV Symp. PKM. Poznań-Kiekrz*, Wyd. Politechniki Poznańskiej, 187-188.
- [77] Kusznierewicz Z., Chodubski M., 1993. Opory ruchu łożysk kulkowych: metoda pomiaru, wyniki badań. *Tribologia* 4-5, 205-210.
- [78] Kusznierewicz Z., Misiak M., Rymuza Z., Precht W., Myśliński P., Czyżniewski A., Pancielejko M., Walkowiak W., 1997. Tarciove zachowanie się łożysk tocznych z powłokami przeciwzuzyciowymi. *Tribologia* 5-6, 717-725.
- [79] Kwapisz L., 1996. Urządzenia do szlifowania otworów o małych średnicach. *Mat. XIX Naukowej Szkoły Obróbki Ściernej, Łódź-Belchatów*, Wyd. Politechniki Łódzkiej, 247-254.
- [80] Kwaśny W., Strauchold S., 1985. Obliczanie strat mocy w kulkowych łożyskach skośnych z uwzględnieniem obciążeń złożonych. *Zesz. Nauk. Politechniki Wrocławskiej. Prace Nauk. Instytutu TBM 30*, Wyd. Politechniki Wrocławskiej, 414-421.
- [81] Laber St., Laber A., 1998. Modyfikowanie warunków pracy węzłów tarcia niekonwencjonalnymi dodatkami niskotarciowymi – mechanizmy działania. *Mat. zebrania plenarnego Sekcji Podstaw Eksploatacji KBM PAN*. Wyd. Politechniki Zielonogórskiej, 44-54.
- [82] Lai J.T., Donnelly S.G., 1997. High temperature amine antioxidant for synthetic lubricant. *Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd. London*, 32.
- [83] Lawrence K.C., Stołarski T.A., 1989. Rolling contact wear of polymers: A preliminary study. *Wear* 132, 183-191.
- [84] Lawrowski Z., 1997. Podstawy doboru materiałów na ślizgowe łożyska bezobsługowe. *Tribologia* 5-6, 734-743.
- [85] Leahy J.G., Becker A.A., 1997. Three-dimensional contact stress analysis using the boundary element method. *Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd. London*, 48.

- [86] Leszek W., Wojciechowicz B., 1993. Analiza tendencji rozwojowych polskiej tribologii. *Tribologia* 4-5, 219-252.
- [87] Leszek W., Wojciechowicz B., 1993. Próba prognozy perspektywicznych zadań badawczych tribologii. *Tribologia* 4-5, 7-20.
- [88] Leszek W., Zwierzycki W., 1987. Wpływ cech fizyczno-chemicznych warstwy wierzchniej na procesy zużycia. *Zesz. Nauk. Politechniki Rzeszowskiej* 36, *Mechanika* 15. Wyd. Politechniki Rzeszowskiej, 113-122.
- [89] Li X.L., Zhang Y.L., 1997. Accelerated endurance testing machine and method of rolling bearing fatigue life. *Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd. London*, 804.
- [90] Liasko V.A., Potiemkin M.M., 1995. Ocienka charakteristik mikrogeometrii powierzchniowej trienija na osnovie tiermodinamičeskogo analiza uslovij ich kontaktirovanija. *Iznos i trenije* 16 (2), Mińsk, 238-244.
- [91] Lorosch H.K., 1982. Influence of load on the magnitude of the life exponent for rolling bearing. *Rolling contact fatigue testing of bearing steels. ASTM STP 771 Philadelphia (USA)*, 275-292.
- [92] Lubrecht A.A., Venner C.H., Lane S., Jacobson B., 1990. Surface damage - comparison of theoretical and experimental endurance lives of rolling bearings. *Proc. of the Japan Inter. Tribology Conf., Japanese Society of Tribologists 1, Nagoya*, 185-190.
- [93] Luty W., 1969. Badanie korelacji między czystością stali i wytrzymałością stykową. *Prace IMP XVII (1). Wyd. IMP Warszawa*, 28-39.
- [94] Luty W., 1974. Tendencje rozwojowe w dziedzinie materiałów na łożyska toczne i ich obróbki cieplnej. *Prace Przemysłu Łożyskowego* 2, 12-16.
- [95] Łubiński T., Druet K., 1991. Laboratoryjne badania fenomenologii zmęczenia warstwy wierzchniej elementów tocznych. *Zesz. Nauk. Politechniki Rzeszowskiej* 82, *Mechanika* 28. Wyd. Politechniki Rzeszowskiej, 447-454.
- [96] Łubiński T., Druet K., Romanowski P., 1991. Delay of pitting by hydrogen chloride dissolved in a lubricating oil. *Wear* 142, 97-105.
- [97] Marczak R., Morozow D., 2000. Badania wpływu dodatku dyspersyjnych cząstek molibdenu na tribologiczne własności cieczy smarująco-chłodzących. *Tribologia* 3, 467-474.
- [98] Matsubara K., Sasanuma S., 1990. The effect of oil film thickness on the rolling friction in the range from 0.007 to 16  $\mu\text{m}$ . *Proc. of the Japan Inter. Tribology Conf., Japanese Society of Tribologists 2, Nagoya*, 941-946.
- [99] Matsuda K., Oliver A.V., Ioannides E., 1997. Propagation of rolling contact fatigue cracks by the fluid entrapment mechanism. *Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd. London*, 275.
- [100] Miller J.R., 1990. Effects of surface roughness changes on roller bearing performance prediction. *Proc. of the Japan Inter. Tribology Conf., Japanese Society of Tribologists 2, Nagoya*, 743-748.
- [101] Miyoshi H., Tsubuku T., 1997. Mechanism of occurrence of microcracks prior to rolling contact fatigue. *Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd. London*, 274.
- [102] Mogensen K.S., Thomsen N.B., Eskilden S.S., Mathiasen C., Bottiger J., 1998. Parametric study of the microstructural, mechanical and tribological properties of PACVD TiN coatings. *Surface and Coatings Technology* 99, 140-146.



- [103] Müller L., Wilk A., 1997. Teoria podobieństwa w badaniach modeli fizycznych i matematycznych. Wyd. Politechniki Śląskiej, Gliwice, Monografie.
- [104] Nadolny K., 1999. Podstawy modelowania niezawodności materiałów eksploatacyjnych. Wyd. Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom.
- [105] Naka M., Ito H., Koizumi H., Sugimori Y., 1997. Effects of urea grease composition on seizure of ball bearings. Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd. London, 27.
- [106] Naka M., Koizumi H., Ishihara S., Touma K., 1990. High-speed ball bearing with grease lubrication. Proc. of the Japan Inter. Tribology Conf., Japanese Society of Tribologists 2, Nagoya, 749-754.
- [107] Nakajima A., 1990. Effects of surface roughness and oil viscosity on rolling contact fatigue of case-hardened steel rollers. Proc. of the Japan Inter. Tribology Conf., Japanese Society of Tribologists 2, Nagoya, 773-778.
- [108] Nosal S., 1998. Tribologiczne aspekty zacierania się węzłów ślizgowych. Rozprawy 328, Wyd. Politechniki Poznańskiej.
- [109] Nowicki B., 1991. Struktura geometryczna powierzchni. WNT Warszawa.
- [110] Oczóś K.E., Lubimow W., 1999. Klasyfikacja struktur geometrycznych powierzchni. Prace nauk. Instytutu Technologii Maszyn i Automatykacji Politechniki Wrocławskiej 74, Konferencje 34, Wyd. Politechniki Wrocławskiej, 149-154.
- [111] Oczóś K.E., Lubimow W., Łabudzki R., 2000. Zagadnienia morfologiczne kształtowania struktury geometrycznej powierzchni o charakterze mieszanym. Mat. Międzynarodowej Konf. Nauk. „Obróbka materiałów”. Wyd. Politechniki Krakowskiej, 211-221.
- [112] Olszewski O., 1995. Zastosowanie materiałów ceramicznych w budowie maszyn. Tribologia 1, 30-47.
- [113] Oppermann B., 2000. Raketentechnik für die Werkzeugmaschine. Industrieanzeiger 10, 42.
- [114] Orlov A.V., 1996. Some possibilities of increasing of the ball bearing performances and their calculation accuracy. Mat. konf. „Postęp w rozwoju łożysk tocznych – ISKRA 100”. Wyd. Politechniki Świętokrzyskiej, 103-116.
- [115] Osiński Z., Wróbel J., 1995. Teoria konstrukcji. PWN Warszawa.
- [116] Oziemski S., 1999. Ewolucja potencjału eksploatacyjnego maszyny – uwarunkowania ekonomiczne. Mat. konwersatorium „Problemy inżynierii eksploatacji”. Wyd. Instytutu Technicznego Wojsk Lotniczych Warszawa 357/99, 83-98.
- [117] Ozimina D., 1997. Własności tribologiczne formowanych warstw przeciw-tarcowych w procesie oddziaływań wybranych związków złota. Tribologia 5-6, 807-817.
- [118] Ozimina D., Styp-Rekowski M., 1998. Evaluation of ZnDTP tribochemical reactivity by means of electrochemical simulation. Proc. 8<sup>th</sup> Inter. Conf. on Tribology NORDTRIB'98 – Ebeltoft. DTI Tribology Centre, Aarhus, 1, 121-130.
- [119] Paleu V., Cretu S., Olaru D.N., Lefter D., 2000. Quasi-static analysis and endurance prediction for hybrid ball bearings – numerical results. Proc. of 12<sup>th</sup> Inter. Colloquium “Tribology 2000-Plus”. Technische Akademie Esslingen, Germany, 1309-1319.
- [120] Piekoszewski W., Szczerek M., Tuszyński W., Wiśniewski M., Wulczyński J., 1996. Badania porównawcze charakterystyk tribologicznych materiałów konstrukcyjnych. Zesz. Nauk. Politechniki Łódzkiej 765, Mechanika 85, 115-122.

- [121] Pietruszewicz W., 1985. Parametry chropowatości powierzchni i ich przydatność do określania cech użytkowych przedmiotu. Mat. V Konf. „Wpływ technologii na stan warstwy wierzchniej”, Gorzów-Lubniewice. Wyd. Instytutu Badań i Ekspertyz Naukowych, 631-646.
- [122] Pilak E., Strzelecki S., Śliwiński S., 1995. Analiza zużycia łożyska kulkowego silnika klatkowego. Mat. XVII Symp. PKM (komunikaty), Lublin-Namysłów. Wyd. Lubelskiego Towarzystwa Naukowego, 71-76.
- [123] Pinel S.I., Signer H.R., Zaretsky E.V., 1997. Design and operating characteristics of high-speed, small-bore, angular-contact ball bearings. Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd. London, 277.
- [124] Polak S., 1997. Bearing failures due to thermal transients: diagnosis, analysis and solutions. Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd. London, 283.
- [125] Polański Z., 1977. Metody optymalizacji w technologii maszyn. PWN Warszawa.
- [126] Porębska M., Warszyński M., 1995. Badania oporów ruchu łożysk tocznych -- stanowisko laboratoryjne. Mat. XVII Symp. PKM (komunikaty), Lublin-Namysłów. Wyd. Lubelskiego Towarzystwa Naukowego, 81-82.
- [127] Potrykus J., 1996. Energooszczędne smarowanie wysokoobrotowych łożysk tocznych. Mat. konf. „Postęp w rozwoju łożysk tocznych – ISKRA 100”. Wyd. Politechniki Świętokrzyskiej Kielce, 251-264.
- [128] Praca zbiorowa pod red. S. Pytko, 1982. Problemy wytrzymałości kontaktowej. PWN Warszawa.
- [129] Przyłęcka M., 1988. Materiałowo technologiczne aspekty trwałości łożysk tocznych. Wyd. Politechniki Poznańskiej, Rozprawy 202.
- [130] Pyrganowski P., Stupnicki J., 1998. Amplitudy zmian współczynników intensywności naprężenia dla szczelin powierzchniowych wynikające z przetaczania obciążenia. Mat. XVII Symp. Zmęczenia Materiałów i Konstrukcji. Wyd. ATR Bydgoszcz, 255-260.
- [131] Pytko S., 1987. Nowe smary i oleje i ich wpływ na procesy tarcia. Zesz. Nauk. Politechniki Rzeszowskiej 36, Mechanika 15, 221-230.
- [132] Pytko S., 1996. Problemy zużycia łożysk tocznych. Mat. konf. „Postęp w rozwoju łożysk tocznych – ISKRA 100”. Wyd. Politechniki Świętokrzyskiej Kielce, 301-316.
- [133] Pytko S., Karp J., Skrzypek S., 1987. Zmiana stanu naprężeń własnych spowodowana zmęczeniem kontaktowym. Zesz. Nauk. Politechniki Rzeszowskiej 36, Mechanika 15, 159-164.
- [134] Pytko S., Szczerek M., 1997. Analiza morfologiczna eksperymentalnych badań tribologicznych. Tribologia 5-6, 454-469.
- [135] Raczyński A., 1993. Podstawy teoretyczne i metodyka konstruowania promieniowych wałeczkowych łożysk tocznych. Zesz. Nauk. Politechniki Łódzkiej 688, Rozp. nauk. 195. Wyd. Politechniki Łódzkiej.
- [136] Rakic R., Rakic Z., 1997. The influence of lubricating greases on rolling bearings failures. Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd. London, 807.
- [137] Rybak Z., Berkowski L., 1996. Analiza zmian chropowatości powierzchni azotowanych i nagniatanych elementów maszyn. Mat. VI Konf. N-T „Technologia obróbki przez nagniatanie”, Bydgoszcz. Oficyna Wydawnicza SIMP w Warszawie, 180-186.

- [138] Rybak Z., Wojciechowski M., Zwierzchowski S., 1977. Koncepcja badań trwałości zmęczeniowej łożysk tocznych oparta o statystyczną teorię wartości ekstremalnych. *Mat. VII Symp. Tribologicznego „Fizykochemia strefy kontaktu”*. Wyd. Politechniki Poznańskiej, cz. II, 126-129.
- [139] Sadowski J., 1997. Zagadnienie nieporównywalności wyników badań odporności na zużywanie tribologiczne. *Tribologia* 5-6, 876-884.
- [140] Sadowski J., Ciecieląg J., 1987. Energetyczna metoda oceny odporności warstwy wierzchniej na zużywanie tribologiczne. *Zesz. Nauk. Politechniki Rzeszowskiej* 36, *Mechanika* 15, Wyd. Politechniki Rzeszowskiej, 81-86.
- [141] Schagerr H., 1967. Bearing Failure. *Automobile Engineer*, 8 (57), 947-954.
- [142] Senatorski J., 1993. Możliwości zwiększenia trwałości elementów urządzeń technicznych przez racjonalny dobór materiałów. *Tribologia* 4-5, 355-362.
- [143] Senatorski J., 1994. Ocena materiałów na ślizgowe węzły trące. Wyd. IMP Warszawa.
- [144] Senatorski J., 1991. Ocena właściwości tribologicznych warstw wierzchnich wytworzonych na nowych stalach do nawęglania. *Zesz. Nauk. Politechniki Rzeszowskiej* 82, *Mechanika* 28. Wyd. Politechniki Rzeszowskiej, 267-272.
- [145] Seweryn A., 1998. Numeryczne metody obliczania współczynników intensywności naprężeń. *Mat. XVII Symp. „Zmęczenie materiałów i konstrukcji”*. Wyd. ATR Bydgoszcz. 301-308.
- [146] Solski P., Ziemia S., 1969. Zużycie elementów maszyn spowodowane tarcieniem. PWN Warszawa.
- [147] Sosnovskiy L.A., Koreshkov V.N., Yelovoy O.M., 1997. Methods and machines for wear-fatigue tests of materials and their standarization. *Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd. London*, 723.
- [148] Stodolnik B., 2000. Zmiany fizykalne i tribologiczne nagniatanej warstwy wierzchniej elementów łożysk tocznych. *Prace Instytutu Technologii Maszyn i Automatyzacji Produkcji*. Wyd. Politechniki Częstochowskiej, 49-55.
- [149] Stolarski T.A., Hosseini S.M., Tobe S., 1997. Surface Fatigue of Engineering Polymers in Rolling Contacts. *Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd. London*, 323.
- [150] Stone B.J., 1982. The State of the Art in the Measurement of the Stiffness and Damping of Rolling Element Bearings. *Annals of the CIRP* 2 (31), 529-538.
- [151] Styp-Rekowski M., 2000. Geometric aspects of rolling bearings time of life. *Proc. 12<sup>th</sup> Inter. Colloquium “Tribology 2000-Plus”*. Technische Akademie Esslingen, Germany, 1259-1262.
- [152] Styp-Rekowski M., 1990. Geometrical constructional features of special rolling bearings against their exploitational properties. *Proc. IV<sup>th</sup> Symp. INTERTRIBO '90. Strbske Pleso (Slovakia). Dom Technika Bratislava*, vol. C, 93-96.
- [153] Styp-Rekowski M., 1990. Geometryczne cechy konstrukcyjne elementów specjalnych łożysk tocznych a ich własności eksploatacyjne. *Zesz. Nauk. AGH 1095, Mechanika* 9 (2). Wyd. AGH Kraków, 112-120.
- [154] Styp-Rekowski M., 1978. Influence of geometrical constructional features to moment of friction. *Reports of Eindhoven Technical University* 11/78. TH Eindhoven 1978.

- [155] Styp-Rekowski M., 1996. Parametry nagniatania bieżni łożysk rowerowych a niektóre ich cechy użytkowe. Mat. VI Konf. N-T „Technologia obróbki przez nagniatanie”, Bydgoszcz. Oficyna Wydawnicza SIMP w Warszawie, 204-210.
- [156] Styp-Rekowski M., 1997. Rolling friction resistance in complex tribologic pair. Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd. London, 811.
- [157] Styp-Rekowski M., 1999. Some aspects of rolling friction resistance in complex tribologic pair. Tribotest 3 (5), 292-303.
- [158] Styp-Rekowski M., 1990. Some constructional features versus exploitational properties of special rolling bearings. Proc. of the Japan Inter. Conf., Japanese Society of Tribologists 2, Nagoya, 767-772.
- [159] Styp-Rekowski M., 2000. Some inputs in generation of exploitational surface layer in kinematic pair with rolling friction. Proc. 7<sup>th</sup> Inter. Conf. on Tribology, Budapest (Hungary). Budapest University of Technology and Economics, 386-389.
- [160] Styp-Rekowski M., 1989. Tribological aspects of material choice for elements of special rolling bearings. Proc. V<sup>th</sup> Inter. Congress on Tribology EUROTRIB '89. Helsinki (Finland). Finnish Society for Tribology Espoo, 3, 452-457.
- [161] Styp-Rekowski M., Mikołajczyk T., 1989. Modele systemowe specjalnych łożysk tocznych. Zesz. Nauk. Politechniki Śląskiej 1027, Mechanika 92. Wyd. Politechniki Śląskiej Gliwice, 269-274.
- [162] Styp-Rekowski M., Musiał J., 1997. Kształtowanie cech tribologicznych łożysk specjalnych na poszczególnych etapach działalności inżynierskiej. Tribologia 5-6, 921-928.
- [163] Szala J., 1998. Hipotezy sumowania uszkodzeń zmęczeniowych. Wyd. Uczeln. ATR Bydgoszcz.
- [164] Szala J., Zawisłak K., 1975. Ocena eksploatacyjnej trwałości zmęczeniowej na podstawie wyników badań stanowiskowych. Zesz. Nauk. Politechniki Łódzkiej 241 (Zesz. spec. 11 – Mat. VII Symp. PKM, Uniejów). Wyd. Politechniki Łódzkiej, 29-38.
- [165] Szala J., Zawisłak K., 1977. Wpływ konstrukcyjnych cech materiałowych na trwałość łożysk specjalnych stosowanych w pojazdach jednośladowych. Mat. symp. „Naukowe problemy konstrukcji, technologii i eksploatacji maszyn”, Bydgoszcz. Wyd. NOT Bydgoszcz, cz. II, 427-444.
- [166] Szczerek M., 1997. Metodologiczne problemy systematyzacji eksperymentalnych badań tribologicznych. Biblioteka Problemów Eksploatacji. Wyd. Instytutu Technologii Eksploatacji Radom.
- [167] Szucki T., 1986. Wytrzymałość zmęczeniowa w przypadku naprężeń kontaktowych. Mat. II Międzynarodowego Symp. Tribologicznego INSYCONT'86. Wyd. AGH Kraków, 73-88.
- [168] Szucki T., Różowicz J., Wiernicki J., 1985. Elastyczne ustalenia wzdłużne łożysk kulkowych skośnych zabudowanych w węzle w układach „O” lub „X”. Mat. XII Symp. PKM. Wyd. Politechniki Lubelskiej, 387-388.
- [169] Szucki T., Różowicz J., Wiernicki J., 1985. Wpływ odchyłek wykonawczych na sprężystą charakterystykę łożysk tocznych. Mat. XII Symp. PKM. Wyd. Politechniki Lubelskiej, 389-390.

- [170] Takata H., Suzuki S., Maeda E., 1990. Experimental study of fatigue life of profiled roller bearings. Proc. of the Japan Inter. Conf., Japanese Society of Tribologists 2, Nagoya, 779-784.
- [171] Todd M.J., 1990. Tribodesign for ball bearings in space. Proc. of the Japan Inter. Conf., Japanese Society of Tribologists 1, Nagoya, 267-270.
- [172] Torrance A.A., Brennan N.C., Morgan J.E., Wan G.T.Y., 1997. The role of oil additives in the failure of ball bearing. Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd. London, 124.
- [173] Tripp J.H., Ioannides E., 1990. Effects of surface roughness on rolling bearing life. Proc. of the Japan Inter. Conf., Japanese Society of Tribologists 1, Nagoya, 797-804.
- [174] Tsukamoto N., Kimura Y., 1997. Frictional properties of various kinds of plastics as rolling bearing material. Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd. London, 812.
- [175] Tubielewicz K., 2000. Wpływ obróbki nagniataniem na wytrzymałość zmęczeniową stali. Mat. XVIII Symp. „Zmęczenie materiałów i konstrukcji”. Wyd. Uczeln. ATR Bydgoszcz, 545-551.
- [176] Waligóra W., 1981. Badania jakości łożysk wałeczkowych. Zesz. Nauk. Politechniki Poznańskiej, Rozprawy 128. Wyd. Politechniki Poznańskiej.
- [177] Waligóra W., 1997. Miara rozrzutu trwałości zmęczeniowej łożysk tocznych. Problemy Eksploatacji 4, 573-583.
- [178] Waligóra W., 1994. Odporność na zmęczenie powierzchniowe stali łożyskowej poddanej obróbce laserowej. Zesz. Nauk. Politechniki Poznańskiej, Rozprawy 302. Wyd. Politechniki Poznańskiej.
- [179] Waligóra W., Wołyński A., 1996. Opis trwałości łożysk tocznych trójparametrowym rozkładem Weibulla. Mat. kraj. konf. N-T „Inżynieria łożyskowania '96”, Gdańsk-Sopot. Wyd. Instytutu Maszyn Przepływowych, 525-532.
- [180] Warda B., 1995. Nowy model obliczeniowy trwałości łożysk tocznych. Mat. XVII Symp. PKM Lublin-Naęczów. Wyd. Lubelskiego Towarzystwa Naukowego, 975-980.
- [181] Warda B., 1996. Wpływ korekcji tworzących wałeczka na trwałość łożyska walcowego. Mat. konf. „Postęp w rozwoju łożysk tocznych – ISKRA 100”. Wyd. Politechniki Świętokrzyskiej Kielce, 91-102.
- [182] Wojciechowicz B., 1966. Studia nad mechanizmem zużywania się pary ślizgowej w obecności zanieczyszczeń. Zesz. Nauk. Politechniki Poznańskiej, Rozprawy 14. Wyd. Politechniki Poznańskiej.
- [183] Wołyński A., 1996. Program komputerowy do wyznaczania parametrów opisujących trwałość łożysk tocznych. Zesz. Nauk. Politechniki Łódzkiej 765. Mechanika 85. Wyd. Politechniki Łódzkiej, 169-176.
- [184] Wrotny L.T., 1976. Podstawy budowy obrabiarek. PWN Warszawa.
- [185] Yoshii Y., Hiraoka N., Sasaki A., Nodomi Y., Kenmochi N., 1997. The influence of atmosphere on the life of solid lubricated ball bearings. Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd. London, 74.
- [186] Yoshii Y., Kawashima N., Honda T., Kawamura T., 1990. The behaviour of lubricants in solid-lubricated ball bearings. Proc. of the Japan Inter. Conf., Japanese Society of Tribologists 3, Nagoya, 1839-1844.

- [187] Zaborski A., 2000. Symulacyjna analiza zjawisk zachodzących w trakcie formowania warstw wierzchnich. *Prace Instytutu Technologii Maszyn i Automatykacji Produkcji*. Wyd. Politechniki Częstochowskiej, 57-64.
- [188] Zaretsky E.V., Parker R.J., Anderson W.J., 1982. NASA five-ball fatigue tester - over 20 years of research. Rolling contact fatigue testing of bearing steels. *ASTM STP 771*, Philadelphia (USA), 5-45.
- [189] Zhang S.W., 1997. State of art of polymer tribology. [W:] *New Directions in Tribology*. Proc. 1<sup>st</sup> World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd. London, 469-481.
- [190] Ziętek G., 2000. Energia histerezy w materiale z przemianą fazową indukowaną cyklicznym odkształceniem plastycznym. *Mat. XVIII Symp. „Zmęczenie materiałów i konstrukcji”*. Wyd. Uczeln. ATR Bydgoszcz, 545-551.
- [191] Zwierzycki W., 1997. Obliczanie trwałości par tribologicznych. *Precyzja symulacji cyfrowej*. *Tribologia 5-6*, 1017-1028.
- [192] Zwirlein O., Schlicht H., 1982. Rolling contact fatigue mechanisms – accelerated testing versus field performance. Rolling contact fatigue testing of bearing steels. *ASTM STP 771*, Philadelphia (USA), 358-379.
- [193] Żółtowski B., 1996. *Podstawy diagnostyki maszyn*. Wyd. Uczeln. ATR Bydgoszcz.
- [194] Żółtowski B., Ćwik Z., 1996. *Leksykon diagnostyki technicznej*. Wyd. Uczeln. ATR Bydgoszcz.

# ZNACZENIE CECH KONSTRUKCYJNYCH DLA TRWAŁOŚCI SKOŚNYCH ŁOŻYSK KULKOWYCH

## Streszczenie

Trwałość skośnych łożysk tocznych, to nieco odmienny problem niż łożysk poprzecznych. Dlatego w niniejszej pracy zawarto analizę czynników determinujących tę cechę użytkową łożysk tocznych. Ze względu na fakt istotnej zależności trwałości od oporów ruchu szczególną uwagę zwrócono także na tę drugą cechę użytkową łożysk.

Badania przeprowadzono na przykładzie specjalnych łożysk tocznych, w których zachodzą te same zjawiska co w łożyskach typowych, jednak ich intensywność jest na ogół większa. Przeanalizowano wpływ wybranych cech konstrukcyjnych na dwie powyższe cechy eksploatacyjne, a także interakcje jakie między nimi zachodzą.

Rezultaty przeprowadzonej analizy zweryfikowano za pomocą badań doświadczalnych, wykorzystując do tego celu zaprojektowane i wykonane stanowisko badawcze. Wyniki badań potwierdziły istnienie wzajemnych oddziaływań tych samych cech konstrukcyjnych na cechy użytkowe (opory ruchu i trwałość), potwierdzając tym samym słuszność wniosków wynikających ze studium literaturowego.

Stwierdzono inny rozkład doświadczalnych wyników badań trwałościowych – odmienny niż dla typowych łożysk poprzecznych rozkład Weibulla. Wykonano więc testy, które potwierdziły powyższą obserwację.

Przeprowadzono także badania analityczne, w których uwzględniono różnice wartości rozstępu średnicy (różnica między największą a najmniejszą wartością w partii) stosowanych kulek. Stwierdzono jedynie nieznaczny wpływ tej wielkości na trwałość łożysk. Wykazano także, że kolejność występowania kulek w łożysku (pod względem ich średnic) nie ma istotnego wpływu na trwałość badanych łożysk.

Wykorzystując przeprowadzone badania doświadczalne sprawdzono przydatność dwóch odmian hipotezy sumowania uszkodzeń zmęczeniowych – Palmgren-Minera oraz Subramanyana – wykorzystywanych głównie w analizie zagadnień objętościowej trwałości zmęczeniowej. Wykazano dużą porównywalność wyników obliczeń z rezultatami przeprowadzonych doświadczeń, co sugeruje możliwość wykorzystania powyższych hipotez do określania trwałości łożysk tocznych, a więc w zagadnieniach zmęczenia powierzchniowego.

Wyniki doświadczalnych badań oporów ruchu posłużyły także do opracowania procedury optymalizacyjnej. Umożliwia ona dobór cech konstrukcyjnych elementów łożysk zapewniających cechy użytkowe łożysk (w procedurze przyjęte jako kryteria) na oczekiwanym poziomie.

Rezultaty badań doświadczalnych i analitycznych były podstawą do opracowania algorytmu, który może stanowić nowe narzędzie w procesie konstruowania tocznych węzłów łożyskowych. Przeprowadzone przykładowe obliczenia wykazały przydatność algorytmu w doborze cech konstrukcyjnych specjalnych tocznych łożysk skośnych.

Wnioski zawarte w pracy podzielono na trzy grupy określające miejsce i zakres oraz możliwości ich wykorzystania. Stanowią one też potwierdzenie zrealizowania założonego na wstępie celu niniejszej pracy, którym było stworzenie metody określania trwałości łożysk skośnych (dla określonych warunków pracy) na podstawie obserwacji poziomu oporów ruchu w omawianych łożyskach.

# SIGNIFICANCE OF CONSTRUCTIONAL FEATURES FOR ANGULAR BALL BEARINGS LIFE

## Summary

Angular ball bearings life does not necessarily overlap with radial bearings life. Bearing that in mind, it seems justifiable to take up the present research into factors rolling bearings life is determined by. As life is affected by motion resistance, the latter was also investigated.

The research included special rolling bearings in which the same effects are observed as in typical bearings, however their intensity is generally greater. Both life and motion resistance were analysed as affected by pre-selected constructional features; the analysis covered also their interactions. The results were verified with experiments carried out with a specially designed and constructed test stand. The findings confirmed the effects of the same constructional features on life and motion resistance, which confirmed the conclusions offered by literature.

There was observed a different distribution of life experiment results, different than that obtained for Weibull's distribution for typical journal bearings, which was confirmed by tests.

The analysis included also ball diameter range (definite accuracy class), which showed that life was only slightly affected by the diameter. It was also recorded that diameter-related ball sequence did not affect the bearings life significantly.

The experiments verified the applicability of two variations of fatigue damage accumulation hypothesis, namely the Palmgren-Miner's and Subramanyan's, to volumetric fatigue life analysis. There was shown a considerable overlap between the results of calculations and the experimental results, which suggests a potential for applying the hypotheses to defining rolling bearings life; hence to superficial fatigue research.

The results of motion resistance experiments were also used for a development of optimisation procedure which allows for selecting such constructional features of bearing elements which would ensure desired standards of functional properties, defined as optimisation criteria.

The results of experiments and analysis constituted a springboard for a development of algorithm which could become a new tool in designing rolling pairs. The sample calculations carried out showed the applicability of the algorithm to the selection of constructional features of special angular ball bearings. The conclusions offered in the paper are broken down in three groups defining the place, range and potential and confirm that the present objective, a development of method for defining angular bearings life for specific working conditions based on observations of motion resistance inside the bearings, has been realised.



P

Biblioteka Główna ATR w Bydgoszczy

84551



ISSN 0209-0597