

Leszek Grabka, Jacek Spalek, Stanisław Szweda

IDENTYFIKACJA TRWAŁOŚCI WĘZŁÓW USZCZELNIAJĄCYCH Z REGENEROWANYMI WAŁAMI PRZEKŁADNI NAPĘDOWYCH MASZYN GÓRNICZYCH

MONOGRAFIA - NR 20

**SERIA: INNOWACYJNE TECHNIKI
I TECHNOLOGIE MECHANIZACYJNE**



Gliwice 2018

**Leszek Grabka
Jacek Spalek
Stanisław Szweda**

**Identyfikacja trwałości węzłów uszczelniających
z regenerowanymi wałami przekładni napędowych
maszyn górniczych**

Autorzy:

dr inż. Leszek Grabka – Perfect Technology – Katowice

dr inż. Jacek Spalek – Politechnika Śląska

dr hab. inż. Stanisław Szweda, prof. nzw. ITG KOMAG – Instytut
Techniki Górniczej KOMAG

Recenzenci:

prof. dr hab. inż. Antoni Kalukiewicz - Akademia Górniczo-Hutnicza
w Krakowie

prof. dr hab. inż. Karol Nadolny - Politechnika Poznańska

Redaktorzy techniczni:

mgr inż. Romana Zając

mgr inż. Elżbieta Dymarek

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę

Copyright by

Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2018

Wydawca:

Instytut Techniki Górniczej KOMAG

ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice

ISBN 978-83-65593-15-3

Spis treści

Wykaz ważniejszych oznaczeń	1
1. Wprowadzenie	3
2. Charakterystyka wybranych węzłów uszczelniających wały przekładni zębatych	6
2.1. Zagadnienia wprowadzające	6
2.2. Zarys metod regeneracji warstwy wierzchniej wału.....	11
2.3. Identyfikacja parametrów pracy węzłów uszczelniających wały przekładni napędowych wybranych maszyn górniczych.....	15
2.4. Czynniki wpływające na współpracę wargowego pierścienia uszczelniającego z warstwą wierzchnią wału.....	21
3. Przegląd cech materiałowych kompozytów regeneracyjnych.....	30
3.1. Ogólna charakterystyka kompozytów.....	30
3.1.1. Osnowa kompozytu.....	30
3.1.2. Elementy umacniające strukturę kompozytu.....	32
3.2. Kompozyty stosowane do regeneracji elementów maszyn.....	33
3.3. Przykłady zastosowania kompozytów regeneracyjnych.....	36
4. Identyfikacja wpływu warstwy wierzchniej wału na moment tarcia w węźle uszczelniającym.....	40
4.1. Metoda oceny wpływu parametrów wargowego pierścienia uszczelniającego i warstwy wierzchniej wału na moment tarcia.....	46
4.2. Wielkości fizyczne umożliwiające wyznaczenie zależności na moment tarcia pary tribologicznej elastomerowy pierścień uszczelniający – wał.....	51
4.2.1. Współczynnik tarcia.....	51
4.2.2. Badania stanowiskowe momentu tarcia w węzłach uszczelniających.....	59
4.2.2.1. Stanowisko badawcze.....	63
4.2.2.2. Metoda badań.....	65
4.2.2.3. Analiza wyników pomiaru momentu tarcia.....	76

4.2.3. Wyznaczenie siły nacisku wargi pierścienia na wał z wykorzystaniem metody elementów skończonych.....	85
4.2.4. Zastępczy moduł sprężystości węzła uszczelniającego.....	95
4.3. Identyfikacja zależności pomiędzy momentem tarcia a parametrami węzła uszczelniającego.....	100
4.3.1. Skojarzenia tribologiczne z pierścieniem uszczelniającym wykonanym z kauczuku nitrylowego.....	102
4.3.2. Skojarzenia tribologiczne z pierścieniem uszczelniającym wykonanym z kauczuku fluorowego.....	103
4.3.3. Weryfikacja zależności określających moment tarcia.....	104
5. Oszacowanie wpływu kompozytowej warstwy wierzchniej wału na trwałość węzła uszczelniającego.....	108
5.1. Metoda oszacowania wpływu parametrów charakteryzujących warunki pracy węzła uszczelniającego na jego trwałość.....	110
5.2. Metoda oszacowania wpływu rodzaju kompozytu regeneracyjnego na trwałość węzła uszczelniającego.....	111
6. Podsumowanie.....	115
Literatura.....	118
Spis rysunków.....	125
Spis tabel.....	128
Streszczenie.....	130
Abstract.....	132

Wykaz ważniejszych oznaczeń

A_{wr}	- intensywność rozpraszania generowanej energii tarcia, $J \cdot min^{-1}$,
b	- przesunięcie punktu kontaktu wargi uszczelniającej z wałem, względem osi sprężyny dociskowej,
B_w	- wskaźnik trwałości, $N \cdot min^{-1}$,
D	- nominalna średnica wału,
D_{sp}	- średnica pierścienia uszczelniającego zamontowanego na wale, wyznaczona w osi sprężyny,
E, ν	- zastępcze parametry sprężyste pary tribologicznej: moduł Younga i liczba Poissona,
F	- obciążenie promieniowe wywołane naciskiem pierścienia uszczelniającego,
F_n	- siła normalna do płaszczyzny styku próbki i przeciwpróbki,
F_t	- siła tarcia pomiędzy próbką a przeciwpróbką,
g	- grubość przepony,
H	- długość przepony,
h_p	- maksymalna wysokość mikronierówności powierzchni wału,
K_A, K_B, K_C $K_l, ..., K_t$	- oznaczenia bezwymiarowych liczb kryterialnych charakteryzujących zjawisko kontaktu elastomerowego pierścienia uszczelniającego z warstwą wierzchnią wału – wzory (4.1), (4.5), (4.10) ÷ (4.21),
l	- szerokość kontaktu wargi pierścienia z wałem,
l_0	- długość początkowa sprężyny, tzw. długość swobodna,
L_t	- liczba obrotów wykonanych przez wał do chwili uszkodzenia pierścienia uszczelniającego,
M	- moment tarcia pomiędzy wałem a pierścieniem uszczelniającym,
M_l	- moment tarcia dla parametrów charakteryzujących badania weryfikacyjne, obliczony metodą analizy wymiarowej,
M_2	- moment tarcia pary tribologicznej o współczynniku tarcia μ_2 ,
M_d	- moment tarcia pomiędzy wałem a pierścieniem uszczelniającym wyznaczony doświadczalnie w badaniach weryfikacyjnych,
M_t	- moment tarcia dla parametrów charakteryzujących badania weryfikacyjne, obliczony metodą analizy wymiarowej,

M_w	- moment oporu ruchu wału zarejestrowany przez momentomierz,
n	- prędkość obrotowa wału, obr·min ⁻¹ ,
s_r	- wyróżnik sprężyny – wzór (4.28), N·mm·mm ⁻¹ ,
t	- trwałość pierścienia uszczelniającego, wyznaczona jako jego czas pracy do chwili uszkodzenia, min,
W_t	- całkowita praca sił tarcia wykonana w trakcie bezawaryjnej pracy uszczelnienia,
x, y, z	- stałe wykładniki potęgowe – wzory (4.1), (4.23),
α	- kąt nachylenia wargi po stronie zewnętrznej – rys. 2.14,
β	- kąt nachylenia wargi po stronie wewnętrznej – rys. 2.14,
Δl	- wydłużenie sprężyny – wzór (4.28),
η	- współczynnik lepkości dynamicznej medium smarującego,
λ	- odległość pomiędzy technologicznymi rysami chropowatości wału, mierzona po jego obwodzie,
μ	- współczynnik tarcia kinetycznego pomiędzy warstwą wierzchnią wału a pierścieniem uszczelniającym,
τ	- temperatura medium smarującego,
v	- prędkość obwodowa wału,
ω	- prędkość kątowna wału,

Uwaga: Jednostki wielkości fizycznych podano tylko w przypadku, gdy wielkości te występują we wzorach empirycznych.

1. Wprowadzenie

Przywracanie hermetyczności przekładni napędowych maszyn górniczych, utraconej w procesie eksploatacji, wiąże się często z koniecznością regeneracji uszkodzonej warstwy wierzchniej czopa wału (czynnego i/lub biernego), którego powierzchnia współpracuje z elastomerowym pierścieniem uszczelniającym. Ogólnie rzecz biorąc, zabieg ten polega na technologicznym ukształtowaniu nowej warstwy wierzchniej, przywracającej nominalne (konstrukcyjne) cechy, takie jak średnica czopa wału i pasowanie, zapewniające poprawną współpracę z pierścieniem uszczelniającym. Zazwyczaj jednak w wyniku procesu regeneracji parametry, takie jak: moduł Younga, współczynnik tarcia pary tribologicznej – warstwa wierzchnia wału – pierścień uszczelniający będą różnić się od nominalnych cech fizycznych stalowej warstwy wierzchniej wału. Może to mieć istotny wpływ na współpracę warstwy wierzchniej wału, z elastomerowym pierścieniem uszczelniającym i powodować zmianę trwałości węzła uszczelniającego względem założonej (konstrukcyjnej) wartości nominalnej.

Charakterystycznym przykładem, wprowadzanego w coraz szerszym zakresie procesu regeneracji, w wyniku którego uzyskuje się warstwę wierzchnią o właściwościach fizycznych istotnie różniących się od cech stalowej warstwy wierzchniej wału, jest uzupełnianie ubytków tribologicznych powstałych w strefie styku wargi pierścienia uszczelniającego z wałem, za pomocą materiału kompozytowego [86]. Zastosowanie tej technologii, możliwej do przeprowadzenia również bez całkowitego demontażu przekładni, powoduje znaczne skrócenie czasu postoju maszyny spowodowanego remontem. Z tego względu kompozyty regeneracyjne są coraz częściej stosowane w technologii remontu układów napędowych maszyn roboczych [4, 48,73].

Korzystając z wyników uzyskanych w badaniach i na podstawie obserwacji eksploatacyjnych procesu użytkowania węzłów uszczelniających: elastomerowy wargowy pierścień uszczelniający – technologicznie ukształtowana kompozytowa warstwa wierzchnia wału, stwierdzono, że trwałość rozpatrywanych węzłów jest mniejsza od wartości nominalnej, uzyskiwanej w przypadku, gdy pierścień uszczelniający współpracuje ze stalową warstwą wierzchnią wału [15, 56]. Potrzeba uszczegółowienia przytoczonych jakościowych informacji stanowiła przesłankę dla:

- podjęcia i przeprowadzenia badań poznawczych,
- szerszej szczegółowej analizy umożliwiającej dokonanie ilościowego opisu zjawisk tribologicznych towarzyszących współpracy elastomerowego

wargowego pierścienia uszczelniającego z kompozytową warstwą wierzchnią wału oraz do oszacowania wpływu rodzaju zastosowanego kompozytu regeneracyjnego na trwałość węzła uszczelniającego.

Z ogólnej analizy problemu hermetyczności węzłów uszczelniających wały przekładni zębatach wynika, że moment tarcia generowany w strefie kontaktu pierścienia uszczelniającego z wałem ma istotny wpływ na funkcjonalność i trwałość węzłów uszczelniających w układach napędowych [16, 75, 76, 99]. Jego wartość jest zależna od wielu czynników, takich jak: postać konstrukcyjna i właściwości sprężyste pierścienia uszczelniającego oraz warstwy wierzchniej wału, prędkość obwodowa wału, współczynnik tarcia, nacisk jednostkowy w strefie styku, chropowatość warstwy wierzchniej wału, ciśnienie i lepkość oleju w komorze uszczelniającej oraz właściwości termiczne elementów węzła uszczelniającego. Określenie ilościowego wpływu wymienionych parametrów na generowany moment tarcia jest zagadnieniem złożonym pod względem poznawczym i wymaga przeprowadzenia pogłębionych analiz teoretycznych i badań eksperymentalnych [107].

Badania eksperymentalne pierścieni uszczelniających, prowadzone aktualnie przez producentów uszczelnień mają głównie na celu kontrolę jakości zastosowanych rozwiązań konstrukcyjno-materiałowych [55, 58, 59]. Utylitarny charakter tych badań, w większości przypadków sprowadzających się do testów odbiorczych pierścieni uszczelniających sprawia, że zgromadzony obszerny zbiór wyników nie jest dotąd wykorzystywany do formułowania uogólniających wniosków dotyczących współpracy rozważanych skojarzeń tribologicznych.

W niniejszej monografii przedstawiono propozycję wykorzystania wyników uzyskiwanych w testach odbiorczych pierścieni uszczelniających, do ilościowej identyfikacji czynników wpływających na moment tarcia w węźle uszczelniającym wały przekładni zębatej. Metodę i zakres badań węzłów uszczelniających z regenerowaną kompozytową warstwą wierzchnią wału ustalono przyjmując warunki i główne parametry wyjściowe (założenia) charakteryzujące przekładnie układów napędowych wybranych maszyn górniczych. Celem sprecyzowania obszaru badań dokonano przeglądu występujących przypadków uszkodzeń pary tribologicznej: elastomerowy pierścień wargowy – wał, oraz określono zakresy zmienności takich parametrów, jak: średnica wału i jego prędkość obwodowa oraz ciśnienie oleju w komorze uszczelniającej. Następnie przeprowadzono analizy teoretyczne oraz badania doświadczalne dotyczące podstawowych wielkości charakteryzujących pracę rozpatrywanego węzła uszczelniającego. Na podstawie zidentyfikowanych

właściwości wybranych kompozytów stosowanych wspólnie w procesach remontu przekładni maszyn górniczych [35] określono również zakres analizowanych cech kompozytowej warstwy wierzchniej.

Ze względu na dużą liczbę czynników: materiałowych, konstrukcyjnych i eksploatacyjnych wpływających na wartość momentu tarcia w węźle uszczelniającym, do opisu badanych zjawisk fizycznych wykorzystano metodę analizy wymiarowej. Jej zastosowanie umożliwiło określenie bezwymiarowych liczb kryterialnych, a w konsekwencji pozwoliło na ograniczenie zakresu niezbędnych badań doświadczalnych umożliwiając uogólnienie uzyskanych wyników. To analityczne ujęcie rozwinięto poprzez identyfikację charakterystycznych cech rozpatrywanych uszczelnień na drodze symulacji komputerowej oraz badań doświadczalnych. Podejście takie doprowadziło do sformułowania ilościowego opisu zjawiska kontaktu pary tribologicznej: elastomerowy pierścień uszczelniający – kompozytowa warstwa wierzchnia wału.

Zastosowana metoda i uzyskane wyniki badań stanowią próbę przedstawienia złożoności omawianego istotnego problemu technicznego i wykorzystania niekonwencjonalnego teoretyczno-analitycznego oraz eksperymentalnego podejścia dla, choć częściowego jego rozwiązania. Nowym elementem przyjętego podejścia jest propozycja metody wykorzystania bogatego zbioru wyników uzyskanych w stanowiskowych testach odbiorczych pierścieni uszczelniających, do planowania i weryfikacji rezultatów poznawczych badań teoretycznych i eksperymentalnych oraz przy formułowaniu wniosków o charakterze użytecznym.

Podsumowując można stwierdzić, że niniejsza monografia wypełnia lukę informacyjną, występującą w krajowej literaturze specjalistycznej w zakresie metodologicznym, poznawczym i użytecznym dotyczącym identyfikacji zjawisk na styku elastomerowego pierścienia uszczelniającego z wałem. Jest to warunkiem koniecznym dla określenia trwałości węzłów uszczelniających, a zatem wystarczającej hermetyczności przekładni zębatych układów napędowych maszyn roboczych, w szczególności maszyn górnictwa podziemnego i odkrywkowego.

2. Charakterystyka wybranych węzłów uszczelniających wały przekładni zębatach

2.1. Zagadnienia wprowadzające

Niezawodność, sprawność i trwałość stanowią główne kryteria oceny efektywności i funkcjonalności maszyn roboczych, w tym zwłaszcza maszyn górnictwa podziemnego i odkrywkowego [16, 93, 99].

Niezawodność jest rozumiana jako prawdopodobieństwo zachowania założonej bezawaryjnej pracy maszyny (stanu zdatności) lub ryzyka wystąpienia uszkodzenia inaczej awarii (stanu niezdatności). Jest ona zatem kategorią zdarzeń losowych (probabilistycznych) służącą do oceny efektywności pracy maszyny czyli jej funkcjonalności.

Najprostszym, bezwymiarowym wskaźnikiem ilościowego ujęcia niezawodności jest tzw.: współczynnik gotowości maszyny (urządzenia) – W_g , wyrażony wzorem (2.1):

$$W_g = \frac{T_u}{T_u + T_n} = \frac{1}{1 + \frac{T_n}{T_u}} \quad (2.1)$$

gdzie: T_u – probabilistyczny czas bezawaryjnej pracy (pracy bez uszkodzeń) wymuszający losową przerwę (postój),

T_n – probabilistyczny czas postoju niezbędny dla usunięcia uszkodzenia (czas naprawy).

Jak można zauważyć wskaźnik W_g jest liczbą o wartości z przedziału (0, 1]. Przy pomijalnie krótkim czasie usuwania niesprawności wskaźnik $T_u/T_n \rightarrow 0$, a $W_g \rightarrow 1$. Rozwiązaniem oczekiwanym przez użytkownika jest zatem możliwie długi czas bezawaryjnego użytkowania T_u i krótki czas usuwania niesprawności T_n . Spełnienie tego warunku wiąże się z niskimi kosztami eksploatacji przy niestety zwiększonych kosztach realizacji tj. ponoszonych na etapach projektowania i wytwarzania (patrz rys. 2.2).

Sprawność stanowi uogólnione kryterium stanu termicznego (cieplnego) maszyny, wynikającego z przenoszonej mocy nominalnej – P oraz sumy strat tej mocy – ΣP_s , generujących ciepło w poszczególnych węzłach konstrukcyjnych maszyny.

W przypadku przekładni zębatej układu napędowego maszyny górniczej, która jest szeregową strukturą niezawodnościową, straty całkowite wynikają ze strat cząstkowych:

- w zazębieniach kół poszczególnych stopni,
- w węzłach łożyskowych wałów,
- w węzłach uszczelniających,
- strat hydraulicznych powstających wskutek mieszania (przetłaczania) oleju smarującego w kadłubie przekładni.

Ilościowym, bezwymiarowym wskaźnikiem (liczbą kryterialną) oceny sprawności jest powszechnie znany wskaźnik sprawności – η wyrażony zależnością o postaci:

$$\eta = 1 - \frac{\sum P_s}{P} \quad (2.2)$$

gdzie: P – przenoszona moc nominalna (moc silnika napędowego),

$\sum P_s$ – suma strat mocy w analizowanej maszynie.

Jak widać wskaźnik sprawności η , podobnie jak wskaźnik niezawodności (gotowości) W_g jest liczbą o wartości z przedziału $(0, 1]$. W związku z tym warunkiem koniecznym, aby: $\eta \rightarrow 1$, jest spełnienie warunku: $\sum P_s \rightarrow 0$ rozumianego jako minimum strat energii (inaczej: strat przekazywanej mocy).

W przypadku przekładni zębatej nominalny współczynnik sprawności – η_p może być określony z zależności (2.3):

$$\eta_p = \frac{M_b}{M_c \cdot u} \quad (2.3)$$

gdzie: M_b – moment na wale biernym przekładni,

M_c – moment na wale czynnym (wale wejściowym) przekładni; można przyjąć, że (przy pominięciu strat w sprzęgle), że $M_c \approx M_s$; gdzie M_s – moment wynikający z nominalnej mocy oraz prędkości obrotowej silnika napędowego,

u – przełożenie całkowite przekładni.

Ponieważ przekładnia zębata jest niezawodnościową strukturą szeregową, [94] to jej sprawność całkowita jest iloczynem sprawności cząstkowych, a mianowicie:

- sprawności cząstkowych zazębień kół poszczególnych stopni – (η_z),
- sprawności łożyskowań wałów (η_l),
- sprawności węzłów uszczelniających (η_u),
- sprawności wynikającej ze strat hydraulicznych (η_h).

Zatem:

$$\eta_P = \eta_z \cdot \eta_t \cdot \eta_u \cdot \eta_h \quad (2.4)$$

Można zauważyć, że poszczególne cząstkowe sprawności (η_z , η_t , η_u , η_h) ogólnie rzecz biorąc, wynikają ze strat tribologicznych (strat tarcia) i określają, zarówno temperaturę pracy poszczególnych węzłów, jak również warunki smarowania i stan dynamiczny przekładni. Uogólniając: współczynnik sprawności – η_p wpływa istotnie na stan termiczny przekładni. W odniesieniu do przekładni w układach napędowych maszyn górniczych wymagany jest wysoki wskaźnik sprawności ($\eta_p \rightarrow 1$), gdyż temperatura przekładni winna być, ze względów bezpieczeństwa, możliwie niska a także ze względu na to, że istotnie obniża ona trwałość węzłów kinematycznych oraz przyspiesza starzenie się oleju smarującego powodując konieczność większej częstotliwości jego wymiany.

Trwałość – w ujęciu ogólnym rozumiana jest jako zdolność do zachowania przez obiekt techniczny (zespół konstrukcyjny w strukturze maszyny roboczej) określonej cechy użytkowej w zakładanym odcinku czasu i w określonych warunkach wymuszeń (oddziaływań) eksploatacyjnych. Miarą trwałości jest czas od początku użytkowania do całkowitej lub częściowej utraty tej zdolności lub osiągnięcia stanu granicznego, sygnalizowanego przez tzw. symptom diagnostyczny (temperaturę, poziom drgań i hałasu, wystąpienie krytycznych oddziaływań dynamicznych itp.). Czas ten jest również, podobnie jak w przypadku niezawodności, wielkością probabilistyczną opisaną określonym rozkładem i jego parametrami, takimi jak: wartość średnia i jej wariancja. Ilościowo trwałość określona jest bezpośrednio w jednostkach czasu lub przez wielkości z nim związane, takie jak:

- liczba obrotów łożyska tocznego do wystąpienia objawów (symptomów) zmęczenia stykowego lub innego rodzaju granicznego zużycia elementów tocznych lub/i bieżni,
- liczba cykli obciążenia zmiennego do wystąpienia przełomu zmęczeniowego,
- czas do wystąpienia krytycznej wartości odkształceń sprężystych lub trwałych, wywołujących przekroczenie dopuszczalnych wartości sił dynamicznych oraz granicznego zużycia tribologicznego (co w szczególności dotyczy węzłów uszczelniających).

W analizie tego problemu wyróżnia się następujące pojęcia:

Trwałość nominalna inaczej teoretyczna lub prognozowana, określana współcześnie w kategoriach probabilistycznych przez prawa trwałości np.:

- prawo zmęczeniowej wytrzymałości stykowej elementów łożyska tocznego – tzw. prawo Palmgren’a - Minera,
- prawo trwałości zmęczenia objętościowego – prawo Woelera,
- prawo trwałości tribologicznej – prawo Lorenza.

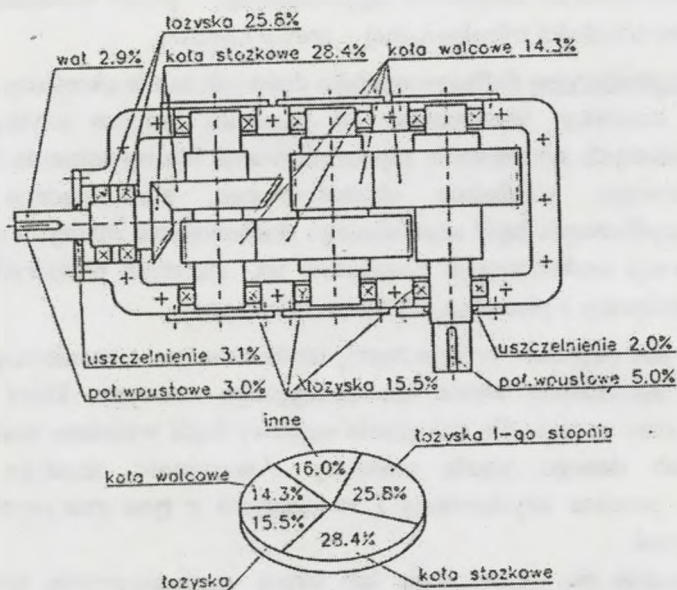
Trwałość eksploatacyjną definiowana jako doświadczalnie określony efektywny czas pracy maszyny; wyznaczany od początku procesu użytkowania do zaistnienia istotnych symptomów zapoczątkowania lub wystąpienia zniszczenia powierzchniowego, względnie objętościowego, eliminującego maszynę z dalszego użytkowania bądź skutkującego skierowaniem maszyny do remontu i/lub regeneracji uszkodzonych elementów np.: zużytych powierzchni wałów w strefie współpracy z pierścieniem uszczelniającym.

Awaryjność jest pojęciem praktycznym, utożsamianym z trwałością i oznacza wystąpienia zniszczenia węzła konstrukcyjnego maszyny, które powoduje wymuszony czas postoju dla dokonania naprawy bądź wymiany uszkodzonego elementu lub danego węzła maszyny. Awaryjność skutkuje losowym zakłóceniem procesu użytkowania i związanymi z tym znacznymi stratami ekonomicznymi.

Współcześnie dla ograniczenia lub wręcz wyeliminowania kosztownych, losowych przypadków utraty trwałości (awaryjności) stosuje się działania przeciwwawaryjne oznaczające zespół przedsięwzięć techniczno – organizacyjnych opartych na monitorowaniu pracy maszyn z wykorzystaniem nowoczesnych systemów diagnostycznych. Dzięki tym działaniom możliwe stało się wyznaczenie zależności funkcyjnych charakteryzujących niekorzystne zmiany (tzw.: funkcje trendu) danej cechy użytkowej, świadczące o wyczerpywaniu się zasobu trwałości i umożliwiające wyprzedzające zaplanowanie koniecznej wymiany, regeneracji lub remontu w celu uniknięcia zniszczenia katastroficznego w postaci awarii. Dla skutecznej realizacji działań przeciwwawaryjnych niezbędnym jest prowadzenie analiz i badań poznawczych oraz utylitarnych, których celem jest identyfikacja procesów i zjawisk powodujących przedwczesną utratę trwałości określonych węzłów konstrukcyjnych oraz opracowanie skutecznych metod koniecznej regeneracji bądź wymiany. Ostatnie spośród wymienionych zagadnień jest przedmiotem niniejszej monografii.

Badając strukturę uszkodzeń poszczególnych węzłów konstrukcyjnych przekładni zębatych napędów przenośników górniczych [97] stwierdzono (rys. 2.1), że zużycie tribologiczne ząbów i łożyskowań stanowi ponad 30%

całkowitej populacji zniszczeń eksploatacyjnych węzłów konstrukcyjnych. Jako podstawową przyczynę tych zniszczeń wskazano brak hermetyczności, spowodowany utratą trwałości węzłów uszczelniających wał czynny i wał bierny przekładni.



Rys. 2.1. Struktura uszkodzeń eksploatacyjnych elementów przekładni napędu przenośników zgrzeblowych [97]

Należy zatem stwierdzić, że w ograniczaniu przedwczesnej utraty trwałości tribologicznej ząbów kół i łożysk wałów przekładni zębatych maszyn górniczych, istotną rolę odgrywa zapewnienie skutecznej izolacji wymienionych smarowanych węzłów kinematycznych od negatywnego oddziaływania otoczenia eksploatacyjnego, a zwłaszcza zapylenia i wilgotności powietrza kopalnianego oraz uniemożliwienie wycieków oleju z przestrzeni wewnętrznej przekładni.

Ten pożądaný efekt można uzyskać poprzez zastosowanie pomiędzy wałem, a odpowiednio ukształtowanym gniazdem w kadłubie przekładni dodatkowego, pozostającego w spoczynku, elementu (jednego lub kilku zespolonych) w postaci elastomerowego pierścienia stanowiącego „zaporę” dla wycieku oleju smarującego. Zagadnienie powstawania strefy tłumiącej

w obszarze sprężystego odkształcenia wargi pierścienia stykającej się z powierzchnią wału omówiono w rozdziale 2.4.

2.2. Zarys metod regeneracji warstwy wierzchniej wału

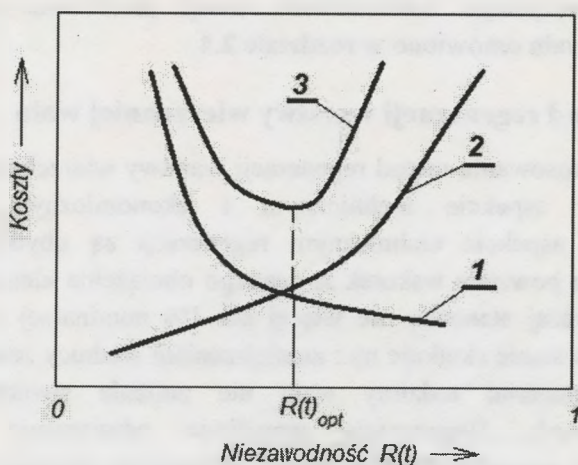
Celowość stosowania metod regeneracji warstwy wierzchniej wału należy rozpatrywać w aspekcie technicznym i ekonomicznym. Czynnikiem stanowiącym o aspekcie technicznym regeneracji są ubytki w warstwie wierzchniej wału powstałe wskutek zmiennego obciążenia elementu maszyny. Ubytki te zazwyczaj stanowią nie więcej niż 1% nominalnej masy elementu maszyny. Ich powstanie skutkuje np.: zmniejszeniem średnicy zewnętrznej wału. Równocześnie materiał rodziwy wału nie zmienia swoich właściwości wytrzymałościowych. Regeneracja umożliwia odtworzenie nominalnych wymiarów, a tym samym nominalnych cech użytkowych elementu maszyny.

Aspekt ekonomiczny regeneracji stanowią znacznie mniejsze koszty tej operacji w zestawieniu z kosztami nowych elementów maszyny. Dokonując wyboru technologii regeneracji należy uwzględnić relacje pomiędzy jej kosztami a jakością uzyskanej warstwy wierzchniej [111]. Orientacyjnym miernikiem jakości warstwy wierzchniej jest niezawodność $R(t)$ rozumiana jako prawdopodobieństwo zachowania zakładanej funkcjonalności maszyny [4]. Wyższa jakość warstwy wierzchniej skutkuje zmniejszeniem kosztów eksploatacji maszyny. Schemat optymalizacji kosztów regeneracji przedstawiono na rysunku 2.2.

Spośród najczęściej stosowanych metod regeneracji warstwy wierzchniej wału wyróżnia się:

- napawanie,
- natryskiwanie,
- techniki laserowe i elektronowe,
- galwanizowanie,
- regenerację za pomocą obróbki mechanicznej,
- regenerację za pomocą tworzyw sztucznych i materiałów kompozytowych.

Często stosowaną metodą, stwarzającą możliwości kształtowania warstwy wierzchniej i optymalizacji właściwości elementów maszyn jest napawanie. Aspekt techniczny stosowania napawania wynika z większej intensywności zużycia w postaci ubytków tribologicznych w porównaniu z intensywnością objętościowego zużycia zmęczeniowego.



Rys. 2.2. Schemat optymalizacji kosztów regeneracji [4]

1 – koszty eksploatacji, 2 – koszty realizacji (projektowania i wytwarzania),
3 – koszty sumaryczne

Korzystając z tej metody można odtworzyć wymiary geometryczne zużytych elementów maszyn, a jednocześnie modyfikować właściwości warstwy wierzchniej, na przykład poprzez napawanie utwardzające. W ten sposób można zastosować technologię napawania do produkcji nowych części maszyn i urządzeń (np.: wysokociśnieniowe zbiorniki grubościennie platerowane stalą kwasoodporną, zawory silników spalinowych, dysze silników rakietowych, walce z powłokami ceramicznymi).

Kształtowanie warstwy wierzchniej poprzez napawanie jest procesem metalurgicznym umożliwiającym uzyskanie napoin o żądanym składzie chemicznym, wytrzymałości i twardości. Napawanie może jednak skutkować wadami w warstwie wierzchniej, takimi jak: pęknięcia warstwy wierzchniej, zarówno w procesie napawania, jak również w procesie eksploatacji.

Jedną z technik inżynierii powierzchni, wykorzystywanych, zarówno do regeneracji uszkodzonych części maszyn, jak również do uzyskiwania pożądanych efektów użytkowych nowo produkowanych elementów jest natryskiwanie cieplne części maszyn. Polega ono na rozpyleniu materiału metalicznego lub ceramicznego za pomocą strumienia rozgrzanego gazu. W zależności od źródła ciepła wykorzystywanego w metodach natryskowych wyróżnia się:

- natryskiwanie płomieniowe,

- natryskiwanie indukcyjne,
- natryskiwanie łukowe,
- natryskiwanie plazmowe.

Zastosowanie natryskiwania cieplnego w procesie regeneracji umożliwia uzyskanie elementów o trwałości większej od trwałości nowych części, na których nie wytworzono powłoki natryskiwanej cieplnie. Stosując ten proces uzyskuje się powłoki odporne na korozję, na wysokie temperatury, zużycie erozyjne i ścierne. Coraz szerzej natryskiwanie stosowane jest do wytwarzania:

- powłok odpornych na zużycie tribologiczne,
- powłok stanowiących bariery ciepła,
- powłok o dobrej przewodności cieplnej i elektrycznej,
- powłok o działaniu katalitycznym,
- powłok bioaktywnych.

Powłoki wytwarzane metodą natryskiwania cieplnego charakteryzują się wysoką przyczepnością do materiału rodzimego, zwiększoną twardością, odpornością na korozję i zużycie tarciove, przy zachowaniu specjalnych właściwości magnetycznych.

W inżynierii warstwy wierzchniej wykorzystywane są również techniki laserowe. Promieniowanie laserowe umożliwia bowiem dostarczenie strumienia energii dużej gęstości w krótkim czasie do dokładnie zlokalizowanego niewielkiego obszaru. Energia kinetyczna wiązki elektronów zamienia się w przeważającym stopniu w energię cieplną. W wyniku sprężystych i niesprężystych zderzeń elektronów z siecią krystaliczną metalu następuje nagrzewanie obszaru zlokalizowanego na powierzchni lub pod powierzchnią materiału poddanego działaniu wiązki promieniowania laserowego. Stosując techniki laserowe można modyfikować warstwę wierzchnią poprzez operacje bezprzetopieniowe, (wyżarzanie, odpuszczanie, podgrzewanie, hartowanie bezprzetopieniowe), przetopieniowe (nadtapianie, hartowanie przetopieniowe, szklwienie, zagęszczanie powłok natryskiwanych i galwanicznych, wygładzanie), stopowanie, natapianie (napawanie laserowe i elektronowe) oraz technologie wykorzystujące procesy odparowania.

Najczęściej stosuje się hartowanie laserowe i elektronowe do wytwarzania części maszyn, np.: bieżni łożysk tocznych, pierścieni tłokowych, przegubów kulowych, kół zębatach, wałów korbowych, ostrzy pił, krawędzi tnących matryc, frezów, noży tokarskich, wiertel.

Obróbkę laserową stosować można do powierzchni, których nie można obrabiać w sposób konwencjonalny. Ze względu na czystość obróbki, wyeliminowanie odkształceń obrabianej części dokładną komputerową kontrolę

parametrów nagrzewania, wysoką precyzję i powtarzalność obróbki, można obróbkę laserową zastosować do wykonywania na gotowo przedmiotów o skomplikowanych kształtach.

Wadą technologii obróbki laserowej jest wysoki koszt nagrzewnic, konieczność stosowania próżni oraz ochrony przed promieniowaniem rentgenowskim. Zakres stosowania tej obróbki warstwy wierzchniej jest ograniczony do przedmiotów o małych gabarytach.

Do regeneracji zużytej warstwy wierzchniej stosuje się również metodę galwanizacji. Powłoki metaliczne tworzące warstwę wierzchnią elementu wytwarza się korzystając ze zjawiska elektrolizy, zachodzącego w elektrolicie w postaci wodnego roztworu soli nakładanego metalu z dodatkiem soli metali alkaicznych lub soli amonowych. Katodę (-) stanowi regenerowany element, natomiast anodą (+) jest tworzywo o dobrej przewodności elektrycznej. Stosuje się anody czynne, wykonane z metalu tworzącego powłokę, rozpuszczające się w trakcie obróbki, oraz anody biernie, najczęściej wykonane z grafitu, które nie rozpuszczają się w trakcie procesu.

Metodę galwaniczną, w odróżnieniu od innych metod regeneracji warstwy wierzchniej, charakteryzują następujące zalety:

- duża czystość powłok, ich równomierność i dobra przyczepność,
- łatwa kontrola procesu nakładania powłoki,
- możliwość uzyskiwania wymaganej grubości i struktury powłoki,
- możliwość wielowarstwowego nakładania powłok z różnych metali.

Do wad tej metody należy zaliczyć konieczność starannego przygotowania powierzchni, wydzielanie się wodoru na katodzie, powodujące kruchość powłok oraz ograniczenie wymiarów galwanizowanego obiektu.

Stosując metodę galwanizacji wytwarza się, między innymi: powłoki chromowe (jako powłoki ochronne odporne na korozję oraz pełniące funkcje dekoracyjne), niklowe (stosowane do regeneracji aparatury paliwowej silników wysokoprężnych np.: tłoczków pompy wtryskowej, igieł wtryskiwaczy), cynkowe i kadmowe (ochrona elektrochemiczna), żelazne (do regeneracji ubytków nie większych od 1 mm, zwłaszcza elementów o niskim poziomie obciążeń zmęczeniowych).

Regenerację warstwy wierzchniej można również przeprowadzić za pomocą obróbki mechanicznej:

- obróbki skrawaniem na nowe wymiary naprawcze,

- tulejowanie i częściową wymianę regenerowanego elementu,
- obróbkę plastyczną – kucie, spęczanie, prostowanie, wyginanie itp.

Do zalet tych metod regeneracji zaliczyć należy stosunkowo niskie koszty naprawy, dostępność wyposażenia niezbędnego do napraw i względnie prosty proces regeneracji. Istotną wadą metody regeneracji z wykorzystaniem obróbki mechanicznej jest mniejsza wytrzymałość i trwałość regenerowanych części. Zmiany strukturalne warstwy wierzchniej skutkują często koniecznością dodatkowej obróbki cieplnej regenerowanego elementu, co zwiększa koszty naprawy.

Regenerację warstwy wierzchniej uszkodzonego elementu można również przeprowadzić za pomocą tworzyw sztucznych, stosując metody klejenia lub nanoszenia powłok kompozytowych. Zastosowanie powłok kompozytowych omówiono szczegółowo w rozdziale 3 niniejszej monografii.

Metody klejenia stosuje się do łączenia zniszczonych fragmentów elementu, do likwidacji pęknięć, kasowania zwiększonych luzów lub nieszczelności. Wykorzystywane są w tym celu kleje epoksydowe, fenolowe i polimerowe. Połączenie klejowe, łatwe w wykonawstwie, cechuje jednak małą wytrzymałość (R_{et} do 50 MPa) i wrażliwość na wysoką temperaturę (większą od 200°C).

Z przedstawionego przeglądu metod regeneracji warstwy wierzchniej wynika, że każda z technologii regeneracji, możliwych do zastosowania w rozpatrywanym przypadku, skutkuje zmianą cech użytkowych warstwy wierzchniej uzyskanej w wyniku tego procesu [67]. Cechy takie jak, chropowatość powierzchni i współczynnik tarcia wpływają np.: na współpracę wargi elastomerowego pierścienia uszczelniającego z warstwą wierzchnią wału i ich uwzględnienie w analizie współpracy tych elementów jest konieczne.

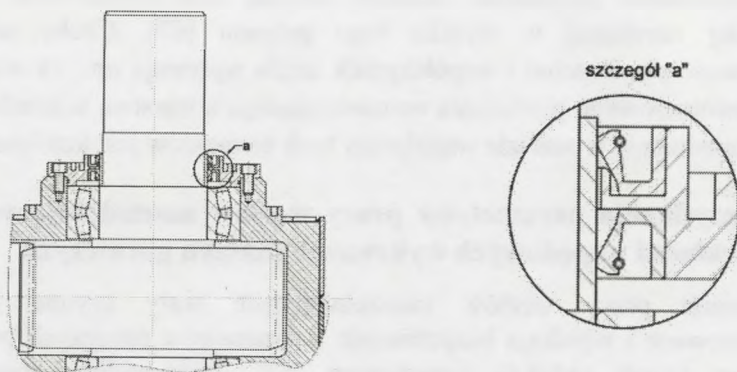
2.3. Identyfikacja parametrów pracy węzłów uszczelniających wały przekładni napędowych wybranych maszyn górniczych

Warunki pracy węzłów uszczelniających wały czynne i bierne są zróżnicowane i wynikają bezpośrednio z parametrów roboczych przekładni zębatej w danym układzie napędowym [52]. Różnorodność parametrów technicznych przekładni zębatych stosowanych w maszynach górniczych dobrze ilustruje przykład kombajnu chodnikowego. Usytuowanie przekładni zębatych w zespołach: jazdy, urabiania, ładowania i transportu urobku kombajnu chodnikowego produkowanego przez firmę Famur S.A. przedstawiono na rysunku 2.3 [39].



Rys. 2.3. Usytuowanie przekładni zębatych w kombajnie chodnikowym [39]

Na rysunku 2.4 przykładowo przedstawiono rozwiązanie konstrukcyjne węzła uszczelniającego przekładni zębatej organu urabiającego, a w tabeli 2.1 zestawiono główne parametry techniczne przekładni głowicy urabiającej wybranych typów kombajnów chodnikowych [13, 22].



Rys. 2.4. Schemat węzła uszczelniającego wału przekładni zębatej organu urabiającego kombajnu [20]

**Główne parametry techniczne napędu głowicy urabiającej
wybranych typowych kombajnów chodnikowych [13, 22]**

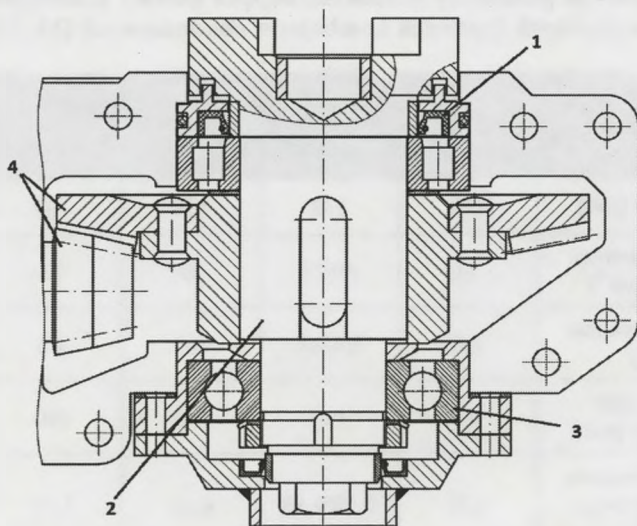
Tabela 2.1.

Parametry techniczne	Typ kombajnu chodnikowego				
	AM-50zw	R-130	R-150	FR 160	R-2000
Moc silnika [kW]	100	132	150	160	200
Prędkość obrotowa głowicy [min^{-1}]	73	89/73	89	73	53
Prędkość skrawania [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]	2,8	3,4/2,8	3,4	3,2	2,8
Średnica wału wyjściowego [mm]	140	140	140	460	510
Prędkość obwodowa wału wyjściowego [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]	0,53	0,65/0,53	0,65	1,76	1,42

Rozwiązanie konstrukcyjne uszczelnienia wału biernego (wyjściowego) przekładni podawarki zgrzeblowej przedstawiono na rysunku 2.5. Prędkość obwodowa wału wyjściowego przekładni podawarki zgrzeblowej kombajnu chodnikowego, np.: typu AM 50, wynosi $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

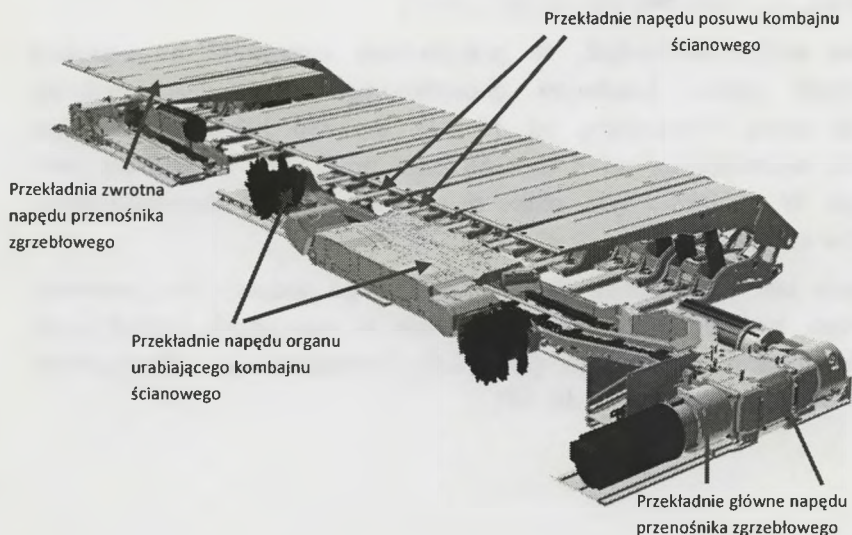
Ogólnie należy stwierdzić, że przekładanie stosowane w zespołach poszczególnych typów kombajnu chodnikowego różnią się budową, przenoszoną mocą, (wynoszącą od 15 kW do 250 kW), przełożeniem nominalnym, wynoszącym, od 3 do 256 oraz prędkością obwodową wału wyjściowego. W związku z tym, różne są również warunki charakteryzujące pracę węzłów uszczelniających.

Podobnie jak w przypadku układu napędowego podzespołów kombajnu chodnikowego, również przekładnie stosowane w maszynach wchodzących w skład kompleksu ścianowego (rys. 2.6), charakteryzują zróżnicowane parametry i warunki pracy [7, 13, 49, 98].



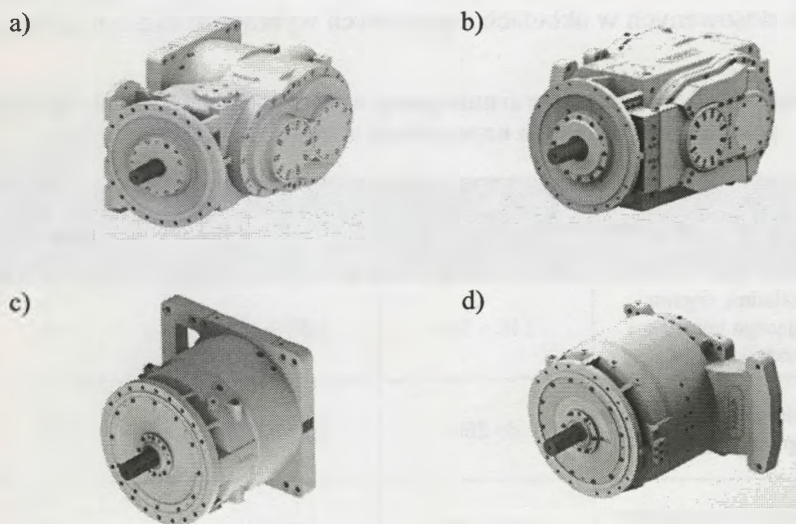
Rys. 2.5. Rozwiązanie konstrukcyjne węzła łożyskowo-uszczelniającego wał bierny przekładni zębatej podawarki zgrzeblowej kombajnu chodnikowego [23]:

1 – wargowy pierścień uszczelniający, 2 – wał, 3 – łożysko toczne, 4 – stopień stożkowy przekładni



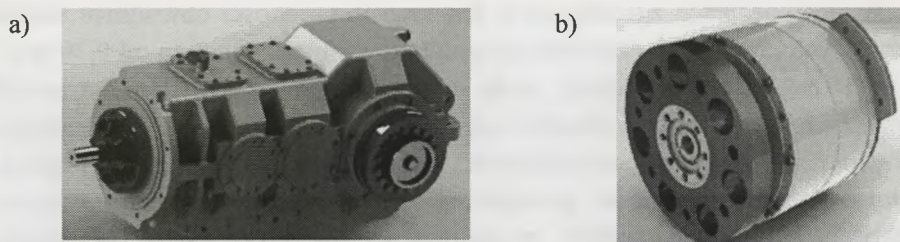
Rys. 2.6. Usytuowanie przekładni zębatych w kompleksie ścianowym [39]

W przenośnikach zgrzeblowych ścianowych prędkości obwodowe wałów wyjściowych przekładni, (zależnie od typu przenośnika), wynoszą od $0,39 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ do $0,71 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, przy średnicy wału wyjściowego do 260 mm. Choć w nowszych rozwiązaniach układów napędowych z przekładniami planetarnymi stosowane są zazwyczaj uszczelnienia typu Goetze, to w niniejszej pracy, ustalając zakres zmienności parametrów węzłów uszczelniających przyjęto prędkości i średnice wałów wyjściowych dla klasycznych przekładni z nieruchomymi osiami wałów napędów przenośników zgrzeblowych, ponieważ węzły uszczelniające wały tych przekładni są wyposażone w elastomerowe pierścienie uszczelniające. Na rysunku 2.7 przedstawiono postacie konstrukcyjne przekładni zębatych stosowane w napędach ścianowych przenośników zgrzeblowych, firmy Famur S.A. [39, 95, 105].



Rys. 2.7. Przekładnie klasyczne typu FKPL - 25 (a i b), i planetarne FKPL - 35 (c i d), napędu przenośnika zgrzeblowego produkcji Famur S.A. [39]

Wargowe pierścienie uszczelniające w przekładniach napędowych przenośników taśmowych produkowanych przez Famur S.A. (rys. 2.8) pracują przy prędkości obwodowej wału do $1,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, przy czym średnica wału wyjściowego wynosi od 60 mm do 280 mm [5, 6, 39].



Rys. 2.8. Przykładowe postacie konstrukcyjne przekładni zębatach napędów przenośników taśmowych [39]

a) przekładnia walcowa czołowa, b) przekładnia planetarna

W tabeli 2.2 zestawiono zakresy zmienności podstawowych parametrów charakteryzujących warunki pracy węzłów uszczelniających wały przekładni zębatach stosowanych w układach napędowych wybranych maszyn górniczych.

Parametry charakteryzujące warunki pracy węzłów uszczelniających wybranych przekładni w układach napędowych maszyn górniczych [13, 22]

Tabela 2.2.

Rodzaj maszyny górniczej	Średnica wału [mm]	Prędkość obwodowa [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	Ciśnienie oleju [kPa]
Przekładnie organu urabiającego kombajnu chodnikowego	140 ÷ 510	0,53 ÷ 1,76	10
Przekładnie przenośników zgrzeblowych	do 260	0,39 ÷ 0,71	10
Przekładnie przenośników taśmowych	60 ÷ 280	do 1,1	10

Reasumując: na podstawie dokonanego przeglądu można stwierdzić, że prędkość obwodowa wału wyjściowego wybranych przekładni zębatach układów napędowych maszyn urabiających i transportujących, zmienia się w przedziale od $0,39 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ do $1,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, a wartość ciśnienia oleju wewnątrz przekładni jest nie większe niż 10 kPa.

2.4. Czynniki wpływające na współpracę wargowego pierścienia uszczelniającego z warstwą wierzchnią wału

Zasadniczą funkcją uszczelnień wałów czynnych i biernych zamkniętych przekładni zębatych jest uzyskanie hermetyczności wnętrza przekładni od otoczenia eksploatacyjnego. Hermetyczność ta zapewnia:

- ograniczenie do minimum wycieków środka smarnego (oleju, smaru plastycznego) z przekładni co jest warunkiem koniecznym dla uzyskania stabilności smarowania łożyskowań wałów i zazębienia kół; warunek ten jest podstawowym, wpływającym istotnie na trwałość i stan termiczny przekładni,
- uniemożliwienie wnikania zanieczyszczeń (pyłu, wilgoci) z otoczenia do wnętrza przekładni, co również znacząco wpływa na trwałość, zarówno zazębienia kół jak i łożyskowań.

W zależności od rodzaju i przeznaczenia przekładni zębatych uszczelnienia wałów, czynnego i biernego mogą się różnić zasadniczo, zarówno pod względem istoty fizycznej tłumienia przecieków, jak i warunków użytkowania tj. wymuszeń roboczych oraz otoczenia.

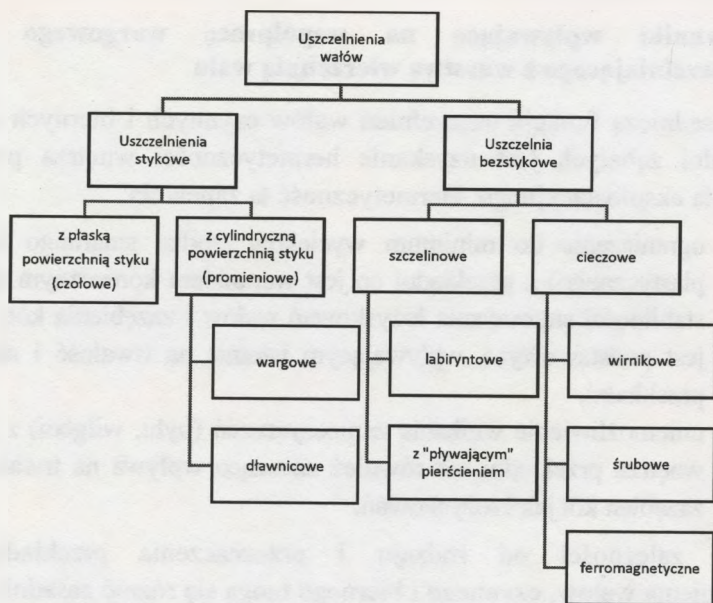
Ogólny podział pierścieni uszczelniających wały przekładni napędowych maszyn roboczych przedstawiono na rysunku 2.9 [14, 71, 72, 87, 89, 91].

Jak wynika z rysunku 2.9 wyróżnia się dwa zasadnicze rodzaje pierścieni uszczelniających, wynikające z fizycznej istoty wpływu medium smarującego przez wąską szczelinę, a mianowicie:

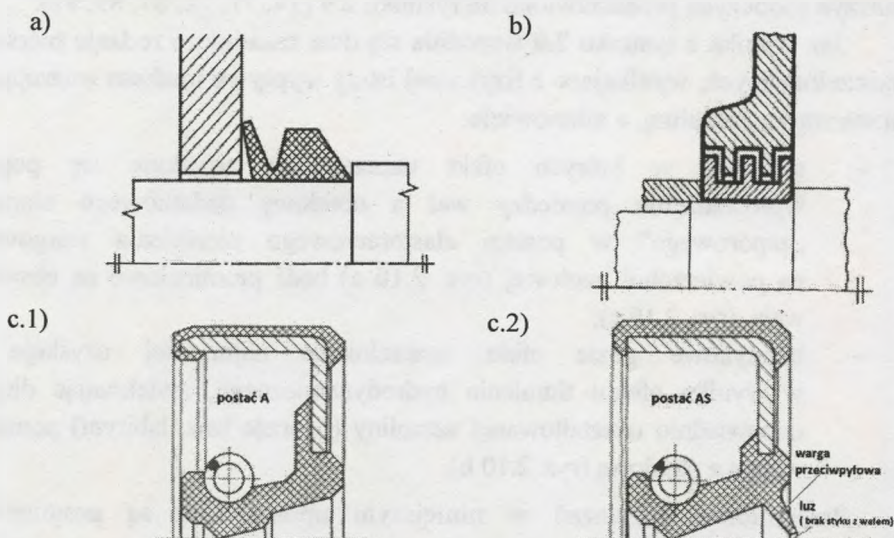
- stykowe, w których efekt uszczelnienia uzyskuje się poprzez wprowadzenie pomiędzy wał a obudowę dodatkowego elementu „zaporowego” w postaci elastomerowego pierścienia wargowego, na powierzchni czołowej (rys. 2.10 a) bądź promieniowo na obwodzie wału, (rys. 2.10 c),
- bezstykowe gdzie efekt uszczelnienia najczęściej uzyskuje się w wyniku efektu tłumienia hydrodynamicznego, zwiększając długość odpowiednio ukształtowanej szczeliny (tworząc tzw. labirynt) pomiędzy wałem a obudową (rys. 2.10 b).

Przedmiotem rozważań w niniejszym opracowaniu są promieniowe elastomerowe pierścienie wargowe powszechnie stosowane w węzłach uszczelniających wały przekładni zębatych napędów maszyn górniczych.

W szczególności przedstawione zostaną wyniki teoretycznych analiz, badań modelowych i doświadczalnych w zakresie identyfikacji zjawisk tribologicznych w strefie współpracy tych pierścieni z kompozytową warstwą wierzchnią wału ukształtowaną w wyniku procesu regeneracji.



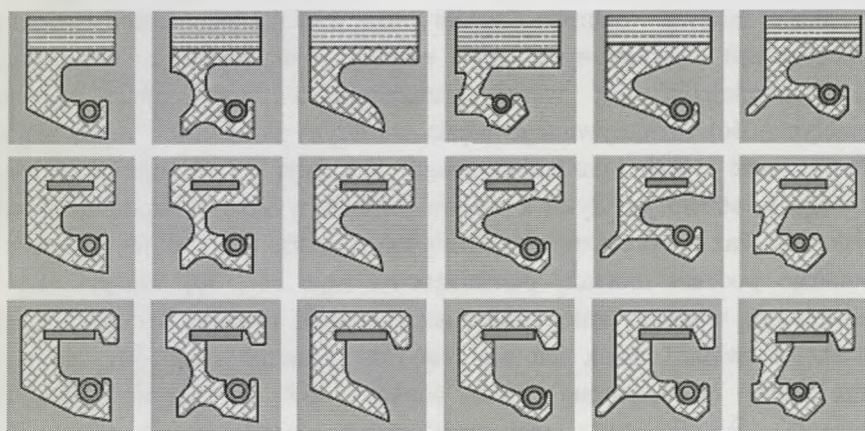
Rys. 2.9. Ogólna klasyfikacja uszczelnień wałów



Rys. 2.10. Główne postacie konstrukcyjne uszczelnień wałów [72]:

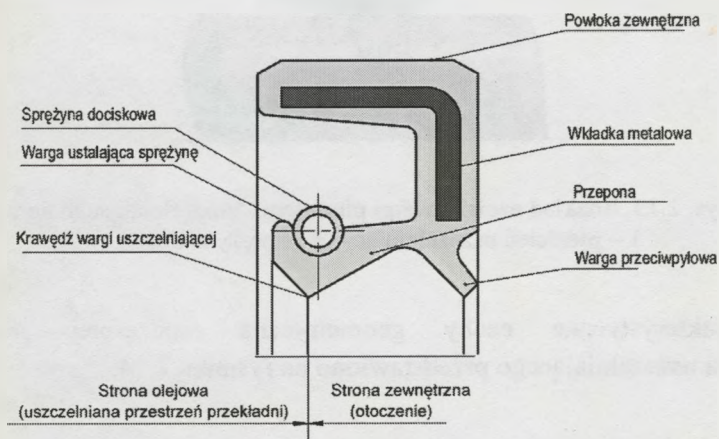
- a) czołowe – elastomerowy pierścień uszczelniający typu V, b) bezstykowe, c) stykowe promieniowe: c.1 – typu A bez wargi przeciwpływowej, c.2 – typu AS z wargą przeciwpływową

Różnorodność cech geometrycznych pierścieni uszczelniających wynika z konieczności zapewnienia niezawodnej pracy węzłów uszczelniających stosowanych w zróżnicowanych warunkach eksploatacyjnych [57]. Przykładowe przekroje wargowych pierścieni uszczelniających wały przedstawiono na rysunku 2.11.



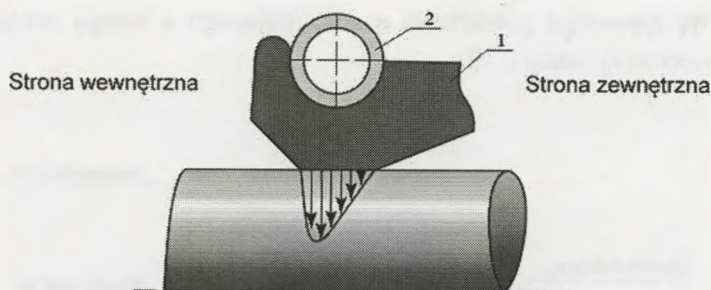
Rys. 2.11. Przekroje stosowanych wargowych pierścieni uszczelniających [59]

Budowę typowego pierścienia uszczelniającego z wargą przeciwpylową przedstawiono na rysunku 2.12.



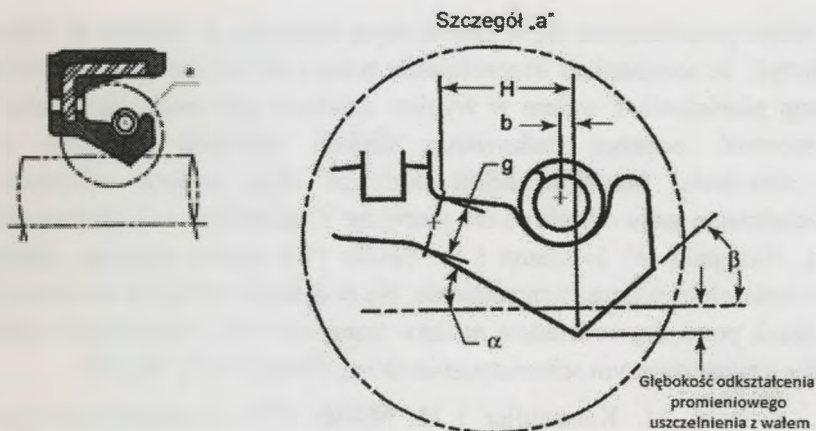
Rys. 2.12. Przekrój poprzeczny elastomerowego pierścienia uszczelniającego z wargą przeciwpylową [34]

Powłoka zewnętrzna pierścienia uszczelniającego: metalowa, metalowo-elastomerowa lub tkaninowo-gumowa, zapewnia osadzenie pierścienia w gnieździe, zabezpiecza go przed poślizgiem, oraz zapewnia szczelność pomiędzy pierścieniem, a powierzchnią gniazda uszczelniającego w kadłubie przekładni. Pierścienie z wargą przeciwpylową stosuje się w przypadku węzłów uszczelniających użytkowanych w warunkach dużego zapylenia. Ich zadaniem jest skuteczniejsza ochrona węzła uszczelniającego przed penetracją zanieczyszczeń zewnętrznych (pył wilgoć). Funkcjonalnie najistotniejszą częścią pierścienia jest wargę uszczelniającą zapewniającą szczelność (hermetyczność) rozpatrywanego węzła. Istotnym parametrem zapewniającym hermetyczność węzła uszczelniającego jest siła promieniowa działająca na wargę w strefie jej styku z wałem. Siła ta wynika z działania sprężyny dociskowej oraz ze sprężystego oddziaływania wargi wskutek jej odkształcenia powstałego podczas montażu pierścienia na wał [17, 90]. Na rysunku 2.13 przedstawiono schematycznie rozkład nacisku wargi pierścienia uszczelniającego na wał. Jak widać nacisk ten nie jest równomiernie rozłożony; po stronie uszczelnianej (wewnętrznej), jest większy niż po stronie zewnętrznej (otoczenia). Wynika to z cech sprężystych pierścienia oraz usytuowania sprężyny dociskowej [27, 58].



Rys. 2.13. Rozkład nacisku wargi pierścienia uszczelniającego na wał:
1 – pierścień uszczelniający, 2 – sprężyna dociskowa

Charakterystyczne cechy geometryczne najczęściej stosowanego pierścienia uszczelniającego przedstawiono na rysunku 2.14.



Rys. 2.14. Charakterystyczne wymiary przekroju pierścienia uszczelniającego niezbędne do analizy teoretycznej [66, 84]

α – kąt nachylenia wargi po stronie zewnętrznej; wynoszący od 25° do 30° ; po osadzeniu kąt ten jest o około 3° mniejszy, β – kąt nachylenia wargi po stronie wewnętrznej; jego wartość wynosi od 40° do 45° , b – przesunięcie punktu kontaktu wargi uszczelniającej z wałem, względem osi sprężyny dociskowej, g – grubość przepony, H – długość przepony

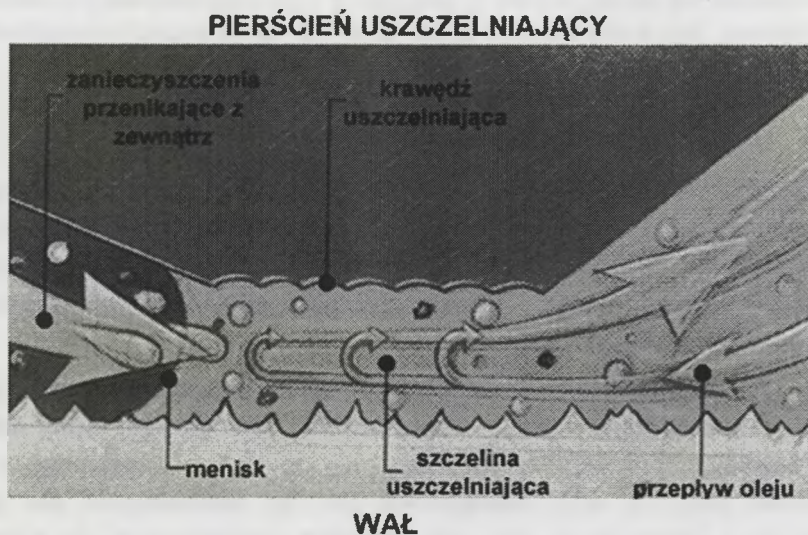
Zagadnienie współpracy wargowego pierścienia uszczelniającego z wałem jest tematem badań od ponad 50 lat. Początkowo uważano, że wargę pierścienia uszczelniającego bezpośrednio styka się z powierzchnią wału, a sprężyna dociska wargę pierścienia do powierzchni wału tak aby przerwać powstałą hydrodynamiczną warstwę oleju.

W 1957 E. Jagger [44] stwierdził, że pomiędzy wargą pierścienia a wałem występuje cienka, rzędu $1\ \mu\text{m}$, warstwa medium smarującego, której napięcie powierzchniowe decyduje o tworzeniu się menisku i zapobiega utracie szczelności [41, 44, 45]. Zasugerował też, że uszczelnienie nie polega na statycznej hermetyzacji, lecz jest procesem dynamicznym. Ze wzrostem prędkości obwodowej wału wargę traci bezpośredni styk z powierzchnią wału, oddzielona od niej hydrodynamiczną warstwą oleju.

Zagadnieniu powstawanie tej warstwy smarnej (tzw. filmu olejowego) pomiędzy wargą pierścienia a wałem poświęcono wiele prac, w których sformułowano szereg hipotez. A. Teacte [110] zakładał, że istotą mechanizmu uszczelnienia jest odkształcenie promieniowe wargi pierścienia. W początkowym okresie ruchu wału wargę pod wpływem sił tarcia zostaje wychylona z położenia równowagi. Następnie strefa, będąca w najbliższym kontakcie

z wałem przemieszcza się w przeciwnym kierunku. F. Hirano, H. Ishiwata [41] założyli, że mechanizm uszczelnienia polega na deformacji powierzchni styku wargi pierścienia z wałem w wyniku działania siły tarcia. Jej wartość można oszacować poprzez całkowanie funkcji rozkładu naprężeń stycznych na szerokości kontaktu. Efekt tłoczenia oleju podczas odkształcania się uszczelnienia wału opisali po raz pierwszy Y. Kawahara i H. Hrabayashi [63, 64, 80]. Następnie W. Hermann i A. Seffler [40] opisali działanie dynamicznego tłoczenia oleju poprzez uszczelnienie. Na podstawie własnych obserwacji określili związek pomiędzy rozkładem nacisku wargi na wał i wymuszonym przepływem oleju – zilustrowanym schematycznie na rysunku 2.15 [38, 50, 58].

Z kolei M. Kammüller i H. Müller [77] zaobserwowali pod dużym powiększeniem rysy, o głębokości kilku μm , na startej powierzchni uszczelnienia. Tak małe rysy tworzą tzw. mikrokliny ułatwiające powstanie hydrodynamicznej warstwy smarnej pomiędzy wargą pierścienia a wałem.



Rys. 2.15. Charakterystyka filmu olejowego pomiędzy wałem a pierścieniem uszczelniającym (skala mikro) [34]

Chociaż zjawisko występowania warstwy smarnej na powierzchni styku uszczelnienia z wałem jest w literaturze objaśnione, to jak dotąd, nie sformułowano powszechnie akceptowanej teorii dotyczącej mechanizmu

działania wargowego pierścienia uszczelniającego i utrzymywania się filmu olejowego w szczególności w warunkach tarcia mieszanego. Złożoność tej problematyki jest spowodowana, z jednej strony utrudnionymi warunkami obserwacji obszaru styku wargi pierścienia uszczelniającego z wałem, a z drugiej koniecznością wyznaczenia wartości dużej liczby parametrów opisujących zjawisko hermetyczności węzła uszczelniającego [28, 92].

Wargowe pierścienie uszczelniające, w zależności od warunków pracy, wykonywane są, z różnych elastomerów, których głównym składnikiem jest kauczuk. Właściwości elastomerów są bardzo zróżnicowane pod względem sprężystości, zakresu temperatury stosowania, wytrzymałości, twardości, odporności na działanie środowiska itp. (tabela 2.3).

Struktury elastomerów zależą od rodzaju polimerów stosowanych do ich wytwarzania i są modyfikowane poprzez dodanie odpowiednich składników. Niektóre z nich przyspieszają sieciowanie, inne ułatwiają proces wytwarzania lub stosowane są dla poprawy cech użytkowych produktu końcowego. Dalszymi czynnikami wpływającymi istotnie na cechy użytkowe elastomerów są: jakość składników bazowych, sposób mieszania i kontroli jakości mieszaniny.

Zestawienie podstawowych właściwości elastomerów stosowanych do produkcji pierścieni uszczelniających

Tabela 2.3.

Rodzaj kauczuku	Symbol	Twardość stopnie Shore ^a (IRHD)	Temperatura stosowania, Min / Max [°C]
naturalny	NR	30-95	-60/75
butadienowo-styrenowy	SBR	40-95	-55/85
etylenowo-propylenowy	EPDM	30-85	-50/130
chloroprenowy	CR	30-90	-40/95
chlorosulfonowany	CSM	40-85	-25/130
akrylonitrylowy	NBR	40-100	-50/100
akrylowy	ACM	50-85	-20/150
etylenowo-akrylowy	AEM	45-90	-40/150
Epichlorohydrynowy	ECO	40-85	-30/140
Butylowy	IIR	40-85	-50/120
silikonowy	MVQ	40-80	-60/205
nitrylowy uwodorniony	HNBR	50-95	-30/150

cd. tabeli 2.3.

Rodzaj kauczuku	Symbol	Twardość stopnie Shore' a (IRHD)	Temperatura stosowania, Min / Max [°C]
fluorowy	FKM	50-95	-40/205
fluorosilikonowy	MVFQ	40-80	-60/180
perfluorowy	FFKM	65-90	-25/300

Zbiornicze informacje dotyczące odporności chemicznej podstawowych elastomerów (wymienionych w tabeli 2.3) zestawiono w tabeli 2.4, w której zastosowano następującą skalę odporności chemicznej:

- 1 – bardzo dobra odporność,
- 2 – odporność dobra,
- 3 – odporność dostateczna,
- 4 – odporność niewystarczająca.

Zestawienie porównawcze odporności chemicznej podstawowych elastomerów na działanie wybranych mediów stosowanych do produkcji uszczelnień [59, 79]

Tabela 2.4.

Rodzaj medium (temperatura) [°C]	Rodzaj kauczuku						
	NR	SBR	NBR	HNBR	EPDM	ACM	FKM
Alkohol etylowy 20°	1	1	1	1	1	4	4
Alkohol metylowy 20°	4	1	1	1	1	4	4
Benzen 20°	4	4	4	4	4	4	2
Benzyna silnikowa 20°	4	4	1	1	4	4	1
Gliceryna 60°	2	1	1	1	1	4	1
Glikol etylenowy 60°	1	1	1	1	1	4	1
Nafta 60°	4	4	1	1	4	3	1
Oleje hydrauliczne 80°	4	4	1	-	4	1	1
Oleje mineralne 100°	4	4	1	1	4	1	1
Oleje roślinne 20°	4	4	1	1	4	2	1
Olej silikonowy 20°	4	2	1	1	1	1	1
Olej napędowy 60°	4	4	1	1	4	4	1
Płyny hamulcowe ATF 80°	1	1	4	4	1	4	4

Uwzględnienie zróżnicowanej odporności chemicznej elastomerów umożliwia dobór najkorzystniejszego tworzywa w aspekcie chemicznego oddziaływania medium roboczego na pierścień uszczelniający. W przypadku pierścieni uszczelniających stosowanych w układach napędowych maszyn górniczych analiza odporności chemicznej elastomerów dotyczy głównie oddziaływania olejów smarnych i hydraulicznych. Dlatego pierścienie uszczelniające stosowane głównie w węzłach uszczelniających tych maszyn są wykonane z kauczuku nitylowego NBR, bądź w przypadku wyższych temperatur z kauczuku fluorowego FKM.

3. Przegląd cech materiałowych kompozytów regeneracyjnych

Kompozyty regeneracyjne są jednym z rodzajów tworzyw stosowanych w różnych obszarach techniki. Dzięki różnorodnym właściwościom, nie tylko mechanicznym, ale również tribologicznym, cieplnym, elektrycznym, znajdują one szerokie zastosowanie, w szczególności w budowie elementów węzłów kinematycznych maszyn [47, 74]. Z uwagi na niewielki jak dotychczas obszar zastosowań kompozytów w górnictwie, przedstawiono poniżej ogólną charakterystykę materiałów kompozytowych ze szczególnym uwzględnieniem cech kompozytów stosowanych do regeneracji warstwy wierzchniej wału stanowiącej istotny element węzła uszczelniającego.

3.1. Ogólna charakterystyka kompozytów

Według [65, 86, 109] kompozytem jest materiał spełniający następujące warunki:

- tworzywo jest uzyskane z zachowaniem ściśle określonego procesu technologicznego,
- składa się z co najmniej dwóch różnych chemicznie i fizycznie materiałów,
- pomiędzy składnikami kompozytu istnieje wyraźna granica podziału; jednym ze składników kompozytu jest osnowa, której zadaniem jest spajanie struktury nośnej (zbrojenia), przenoszącej obciążenie zewnętrzne,
- cechy użytkowe kompozytu są funkcją właściwości jego składników, ich udziałów objętościowych i struktury.

W strukturze wewnętrznej kompozytu wyróżnia się następujące główne składniki: wypełniacze, elementy umacniające (zbrojenie) oraz lepiszcze, stanowiące osnowę kompozytu [19, 109].

3.1.1. Osnowa kompozytu

Osnową materiałów kompozytowych mogą być stopy metali, ceramika, tworzywa sztuczne.

Spośród stopów metali, stanowiących osnowę kompozytu wyróżnia się następujące cztery grupy [18, 29, 109]:

- stopy metali lekkich (Mg, Al) stosowane głównie w lotnictwie oraz przemyśle samochodowym,

- stopy srebra i miedzi charakteryzujące się dobrymi właściwościami elektrycznymi oraz charakterystykami cieplnymi,
- stopy niklu występujące w kompozytach żarowytrzymałych,
- stopy ołowiu i cynku charakteryzujące się dobrymi właściwościami tribologicznymi.

Zestawienie właściwości fizycznych wybranych stopów metali stanowiących podstawę kompozytów przedstawiono w tabeli 3.1.

Właściwości fizyczne i mechaniczne niektórych stopów metali stosowanych na osnowy materiałów kompozytowych [30, 70]

Tabela 3.1.

Cechy materiałowe (właściwości)	Materiał					
	Al.	AlSi1	AlCu4Ti	Mg	Ti	Ni
Gęstość [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]	2,7	2,68	2,71	1,74	4,4	8,9
Temperatura topnienia [$^{\circ}\text{C}$]	660	577	650	649	1670	1452
Moduł sprężystości [GPa]	75	78	78	-	11,25	-
Współczynnik Poissona	0,35	0,35	0,35	0,4	0,33	0,38
Wytrzymałość na rozciąganie [MPa]	70-190	180	330	250	550	440
Twardość HB [MPa]	15-25	55	90	35	260	90
Rozszerzalność cieplna [$10^6 \cdot \text{K}^{-1}$]	26,2	20,1	25,4	26	8,4	13

Tworzywa sztuczne, stosowane jako osnowa kompozytu, tworzą najczęściej następujące grupy substancji:

- żywice termoutwardzalne: fenoloplasty i aminoplasty,
- żywice chemoutwardzalne: żywice poliestrowe, epoksydowe, silikonowe,
- tworzywa termoplastyczne: poliamidy, polipropyleny, poliestry termoplastyczne i poliwęglany.

Właściwości żywic stosowanych jako osnowa w kompozytach zestawiono w tabeli 3.2. W tabeli tej podano właściwości żywic uzyskane po ich utwardzeniu.

Właściwości żywic po utwardzeniu, stosowanych w kompozytach polimerowych [109]

Tabela 3.2.

Właściwość	Typ żywicy			
	poliestrowa	epoksydowa	fenolowa	silikonowa
Gęstość [kg/m^3]	1100 ÷ 1460	1100 ÷ 1400	1200 ÷ 1360	1150 ÷ 1360
Naprężenie niszczące:				
– przy rozciąganiu [MPa]	23,5 ÷ 68,5	27,4 ÷ 96	22,5 ÷ 78	6,8 ÷ 34
– przy ściskaniu [MPa]	79,3 ÷ 250	85 ÷ 274	68,5 ÷ 205	49 ÷ 103
– przy zginaniu [MPa]	10 ÷ 127	58 ÷ 157	45 ÷ 118	6,8 ÷ 96
Moduł sprężystości [GPa]	1,5 ÷ 4,5	1,9 ÷ 4,9	2,1 ÷ 6,8	1,5 ÷ 3,7
Wydłużenie A_5 [%]	3,7 ÷ 6	1,2 ÷ 6,5	0,4 ÷ 3	0,3 ÷ 1,5
Udarność [kJ/m^2]	5,9 ÷ 10,7	2,9 ÷ 24,5	2,4 ÷ 11,3	2,3 ÷ 5,4
Współczynnik rozszerzalności cieplnej [$10^3 \cdot \text{K}^{-1}$]	7 ÷ 15	3 ÷ 11	2 ÷ 12	2 ÷ 18
Temperatura ugięcia wg Martensa [K]	358	383	403	523
Graniczna temperatura pracy [K]	393	473	533	723
Chłonność wody [%]	0,15 ÷ 0,6	0,03 ÷ 0,3	0,15 ÷ 0,6	0,05 ÷ 0,2
Skurcz po utwardzeniu [%]	4 ÷ 15	0,5 ÷ 3,6	0,9 ÷ 7	2,1 ÷ 4,3

Osnowa w postaci ceramicznej występuje głównie w kompozytach, które są stosowane jako:

- materiały budowlane,
- materiały hutnicze,
- materiały stosowane w elektronice.

3.1.2. Elementy umacniające strukturę kompozytu

Tworzywo stosowane dla umocnienia kompozytu, w inżynierii materiałowej nazywane zbrojeniem, decyduje o właściwościach użytkowych, jak również determinuje sposób (technologię) jego wytwarzania.

Ze względu na postać zbrojenia wyróżnia się:

- **kompozyty zbrojone dyspersyjnie**; zbrojeniem są cząsteczki o wielkości porównywalnej z parametrem sieci krystalicznej, tzn. o średnicy mniejszej od $0,1\ \mu\text{m}$ i udziale objętościowym nie większym niż 15%;
- **kompozyty zbrojone cząstkami** o wielkości od kilku do kilkuset mikrometrów i udziale objętościowym przekraczającym 25%;
- **kompozyty zbrojone włóknami**; zbrojeniem są włókna o średnicy mniejszej od $100\ \mu\text{m}$, a ich udział objętościowy nie przekracza 60%.

W kompozytach regeneracyjnych występuje zbrojenie cząstkami oraz włóknami ciągłymi. Przykładowo w tabeli 3.3 zestawiono charakterystyczne cechy proszków ceramicznych stosowanych jako zbrojenie kompozytu.

Włókna stosowane jako zbrojenie kompozytu mogą mieć postać włókien ciągłych, ciętych, tkanin oraz mat o różnej strukturze. Zadaniem włókien jest zwiększenie wytrzymałości i stabilności na rozciąganie materiału kompozytowego w podwyższonej temperaturze.

Właściwości proszków ceramicznych stosowanych jako zbrojenie kompozytów [109]

Tabela 3.3.

Material osnovy	TiO ₂ (rutyl)	SiO ₂ (kwarcyt)	TiC	C (grafit)	Si ₃ N ₄
Gęstość [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]	4240	2320	4900	2250	3180
Temperatura topnienia [K]	2113	2011	3140	—	1900
Współczynnik przewodzenia ciepłego [$\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$]	6,3	1,7	36	11,6 ÷ 175	7
Mikrotwardość [GPa]	7,8 ÷ 19	7,5 ÷ 12	18 ÷ 32	—	33
Współczynnik rozszerzalności cieplnej [$10^6\ \text{K}^{-1}$]	10	7,5	7,4 ÷ 9,3	—	2,75

3.2. Kompozyty stosowane do regeneracji elementów maszyn

Współcześnie stosowane kompozyty do regeneracji elementów maszyn są zazwyczaj dwuskładnikowe. Osnowę stanowią chemicznie utwardzane kleje do metali (najczęściej epoksydowe z utwardzaczem alifatycznym), a zbrojeniem są drobne cząsteczki metaliczne, ceramiczne lub włókna syntetyczne.

Żywice epoksydowe, dzięki dużej twardości oraz udarności, charakteryzują się dobrą odpornością na ścieranie. Posiadają one także dobrą odporność chemiczną i przyczepność do podłoża. Właściwości kompozytów zależą od rodzaju zastosowanego zbrojenia jak również od konsystencji kompozytu [46].

W tabeli 3.4 przedstawiono właściwości włókien stosowanych jako zbrojenie kompozytów.

Uwaga: W tabeli 3.4 pod pojęciem „Moduł sprężystości właściwy” rozumie się iloraz modułu sprężystości materiału i jego ciężaru właściwego; przez „wytrzymałość właściwą” rozumie się iloraz wytrzymałości materiału i jego ciężaru właściwego; symbol „g” oznacza przyspieszenie ziemskie.

Cechy włókien stosowanych jako zbrojenie kompozytów [18]

Tabela 3.4.

Właściwość	Rodzaj włókna				
	Kenaf	Kwarc	Nextel 720	Twaton	Kevlar 149
Gęstość ρ [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]	1,52	2,15	1,39	3,4	1,47
Moduł sprężystości podłużnej E [GPa]	90	69	70	260	179
Wytrzymałość na rozciąganie R_m [MPa]	1000	3400	3000	2100	3500
Moduł sprężystości właściwy $10^{-6}\cdot E\cdot(\rho\cdot\text{g})^{-1}$ [m]	6	3,3	5,1	7,8	12,4
Wytrzymałość właściwa $10^{-3}\cdot R_m\cdot(\rho\cdot\text{g})^{-1}$ [m]	67	161	220	63	243
Wydłużenie [%]	2	5	4,4	0,81	2
Współczynnik rozszerzalności cieplnej $[10^{-6}\cdot\text{K}^{-1}]$	—	0,5	—	6	-2
Średnica włókna [μm]	—	9	12	12	12
Maksymalna temperatura pracy [$^{\circ}\text{C}$]	150	1050	160	1050	160

Spośród współcześnie oferowanych kompozytów regeneracyjnych można wymienić między innymi następujące produkty:

- ARC 10 i 858 firmy A.W.CHESTERTON Co,
- UNIREP 3 firmy E. Wood Ltd.,
- BELZONA 1111, 1131, 1812 firmy Belzona Polymeric Ltd.

ARC 10 jest kompozytem polimerowo-stopowym. Osnową kompozytu jest dwuskładnikowa modyfikowana żywica epoksydowa z alifatycznym czynnikiem utwardzającym, natomiast elementem wzmacniającym jest mieszanina drobnych cząsteczek stopów oraz włókien. Wysoka wytrzymałość na ściskanie umożliwia ich obróbkę mechaniczną; kompozyt nie podlega odkształceniu trwałemu przy zginaniu i kurczeniu się, charakteryzuje się również dobrą odpornością na korozję. Najczęściej zastępuje klasyczne napawanie lub natryskiwanie płomieniowe. Kompozyt ARC 10 nakładany jest na regenerowany element w postaci warstwy o grubości od 1,5 mm do 9,5 mm [56].

ARC 858 jest kompozytem polimerowo-ceramicznym. Osnową kompozytu jest dwuskładnikowa modyfikowana żywica epoksydowa z alifatycznym czynnikiem utwardzającym, natomiast elementem wzmacniającym jest mieszanina drobnych cząsteczek ceramicznych.

Kompozyt charakteryzuje się dużą odpornością na gwałtowne zmiany temperatury, dobrą odpornością na korozję, jak również odpornością na działanie agresywnych substancji chemicznych. Po nałożeniu kompozytu otrzymuje się powierzchnię gładką i odporną na zużycie. Jeśli to jest konieczne nałożoną warstwę wierzchnią można obrabiać mechanicznie. Grubość warstwy kompozytu ARC 858 nakładanej na regenerowany element wynosi od 0,5 mm do 19 mm.

W tabeli 3.5 zestawiono podstawowe dane techniczne wybranych kompozytów stosowanych do regeneracji wałów maszynowych i innych elementów konstrukcyjnych.

Dane techniczne kompozytów stosowanych do regeneracji wałów [56, 61, 62]

Tabela 3.5.

Cecha fizyczna	Rodzaj kompozytu		
	ARC 10	ARC 858	UNIREP 3
Wytrzymałość na ściskanie wg ASTM D 695 [MPa]	82,80	89,66	108,40
Wytrzymałość na zginanie wg ASTM D 790 [MPa]	55,10	60,82	70,00
Odporność temperaturowa [°C]	120	160	250
Wytrzymałość na rozciąganie wg ASTM D 638 [MPa]	23,54	42,28	-

UNIREP 3 jest kompozytem dwuskładnikowym chemoutwardzalnym. Po zmieszaniu składników przyjmuje on postać gęstej, tiksotropowej pasty. Kompozyt może być obrabiany mechanicznie poprzez toczenie oraz szlifowanie [62].

Belzona 1812 jest kompozytem stosowanym do regeneracji powierzchni narażonych na silne zużycie ściernie. Zalecana grubość warstwy nakładanego kompozytu wynosi około 3 mm. W przypadku potrzeby nakładania kilku warstw, następną nakłada się nie później niż 3 godziny po nałożeniu poprzedniej. Kompozyt nie nadaje się do obróbki mechanicznej [61].

Belzona 1131 jest kompozytem samosmarującym stosowanym do naprawy powierzchni ślizgowych elementów maszyn. Kompozyt może być obrabiany mechanicznie. Dla poprawy właściwości mechanicznych, chemicznych, jak również termicznych nałożonej warstwy kompozytowej, może być stosowany proces wygrzewania.

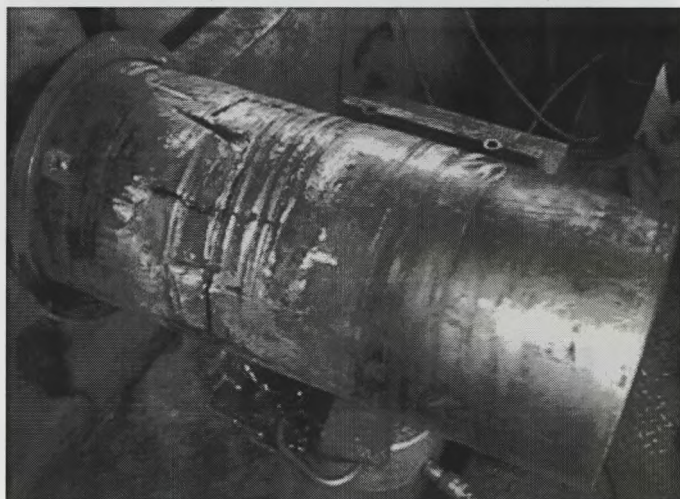
Belzona 1111 jest uniwersalnym kompozytem stosowanym do regeneracji i/lub naprawy części maszyn i urządzeń. Aby poprawić właściwości nałożonej warstwy kompozytowej poddaje się ją wygrzewaniu w temperaturze od 60°C do 100°C przez co najmniej 4 minuty. Warstwa wykonana z tego kompozytu może być poddana obróbce skrawaniem w celu uzyskania wymaganych wymiarów z odpowiednią tolerancją.

3.3. Przykłady zastosowania kompozytów regeneracyjnych

Kompozyty regeneracyjne w coraz szerszym stopniu wykorzystywane są w technologii remontów maszyn, w tym również maszyn górniczych. Materiały kompozytowe są, między innymi, stosowane do usuwania następujących uszkodzeń:

- zdeformowane rowki klinowe i wpustowe,
- ubytki otworów gwintowanych,
- ubytki powstałe w wyniku korozji lub erozji,
- pęknięcia kadłubów przekładni,
- zdeformowane gniazda łożysk,
- ubytki powierzchniowe czopów wałów i gniazd w kadłubie pod łożyska toczne i uszczelnienia,
- likwidacja rys na tłoczyskach.

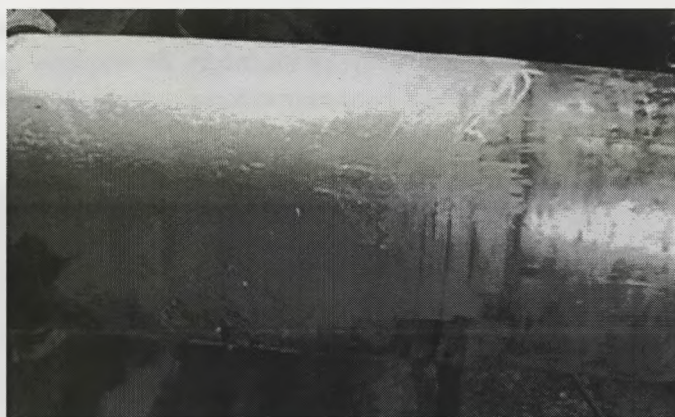
Przykładowo na rysunku 3.1 przedstawiono uszkodzenia wału o średnicy 380 mm spowodowane zatarciem łożyska tocznego. Ze względu na dużą masę tego wału, (około 15 ton) wybrano bezdemontażową technologię remontu.



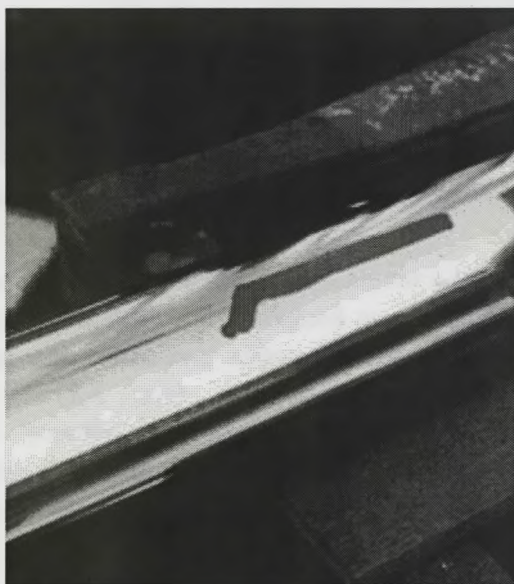
Rys. 3.1. Widok zniszczeń powierzchniowych czopa wału [56]

Uszkodzona powierzchnia wału została oczyszczona i odłuszczona, a następnie ubytki uzupełniono kompozytem regeneracyjnym. Po utwardzeniu nałożona warstwa kompozytowa została przeszlifowana papierem ściernym dla uzyskania wymiarów nominalnych, (rys. 3.2). W rozpatrywanym przykładzie przeprowadzenie regeneracji za pomocą kompozytu było szczególnie korzystne z ekonomicznego punktu widzenia. Wybrana bezdemontażowa technologia regeneracji wału, sprawiła że czas remontu skrócono z 3 tygodni do 2 dni.

Przykład zastosowania kompozytu regeneracyjnego do remontu tłoczyska siłownika przedstawiono na rysunku 3.3.



Rys. 3.2. Widok czopa/wału z częściowo nałożoną warstwą regeneracyjną [56]



Rys. 3.3. Tłoczyśko siłownika po regeneracji za pomocą kompozytu [56]

Głęboka rysa powstała na tłoczyśku o średnicy 180 mm i długości 2 m spowodowała wyciek medium roboczego oraz spadek ciśnienia w układzie hydraulicznym. Wykonując remont siłownika rysę pogłębiano, odpowiednio przygotowano oraz odłuszczono, a następnie nałożono kompozyt. Po utwardzeniu kompozytu, powierzchnię przeszlifowano papierem ściernym.

Zastosowanie kompozytu do regeneracji spowodowało zmniejszenie kosztów naprawy i skrócenie czasu remontu [56].

Z przytoczonych przykładów wynika, że kompozyty można stosować do regeneracji elementów napędu hydrostatycznego maszyn górniczych, co między innymi przedstawiono przykładowo w pracach [29, 53, 54, 60, 108]. Kompozyty regeneracyjne stosuje się również np.: do „uszczelniania” porowatości strukturalnej korpusu przekładni, do uzupełnienia ubytków i przywrócenia wymiarów elementów wielkogabarytowych, jak wały przekładni organu urabiającego oraz powierzchnie ślizgowe w obrotnicy kombajnu chodnikowego [22].

4. Identyfikacja wpływu warstwy wierzchniej wału na moment tarcia w węźle uszczelniającym

Cechą wężła uszczelniającego wpływającą istotnie na ocenę jego funkcjonalności jest trwałość, rozumiana jako okres bezawaryjnej pracy wężła, definiowany jako czas pracy pierścienia uszczelniającego do chwili wystąpienia wycieków oleju, większych od zaliczanych do klasy 3 [28, 82].

Z ogólnej analizy problemu trwałości wężła uszczelniającego wynika, że jednym z głównych parametrów determinujących funkcjonalność tych węzłów jest moment tarcia, generowany w strefie styku pierścienia uszczelniającego z wałem. Wartość momentu tarcia jest uzależniona od wielu różnorodnych czynników, takich jak: postać konstrukcyjna wężła uszczelniającego, właściwości sprężysto-reologiczne pierścienia uszczelniającego oraz warstwy wierzchniej wału, prędkość kątowna wału, współczynnik tarcia, nacisk jednostkowy w strefie kontaktu, chropowatość warstwy wierzchniej wału, ciśnienie i lepkość oleju w uszczelnianej komorze oraz charakterystyka termiczna wężła uszczelniającego.

Z analizy problemu wynika, że ilościowy opis wpływu cech wężła uszczelniającego na jego trwałość jest szczególnie istotny w przypadku, gdy rozważania dotyczą współpracy elastomerowego pierścienia z kompozytową warstwą wierzchnią ukształtowaną w procesie regeneracji. Zagadnienie to jest rozpoznane w małym stopniu, zwłaszcza w zakresie opisu ilościowego. Dlatego zasadniczym celem niniejszej monografii jest wyznaczenie związku pomiędzy momentem tarcia generowanym w strefie kontaktu wargowego pierścienia elastomerowego z kompozytową warstwą wierzchnią wału, a parametrami charakteryzującymi warunki pracy wężła uszczelniającego.

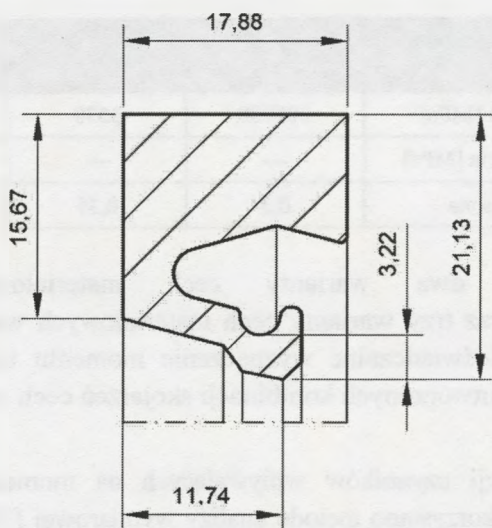
Realizacja przyjętego celu wymagała przeprowadzenia analizy jakościowej zjawisk występujących w węźle uszczelniającym oraz dokonania ilościowego opisu wpływu parametrów fizycznych i cech konstrukcyjnych kompozytowej warstwy wierzchniej wału oraz wargowego pierścienia uszczelniającego, na moment tarcia generowany w węźle uszczelniającym. Sformułowanie zależności pomiędzy parametrami charakteryzującymi warunki pracy wężła uszczelniającego a momentem tarcia, umożliwi określenie czasu bezawaryjnej pracy wężła uszczelniającego dla wybranych skojarzeń tribologicznych, w odniesieniu do czasu bezawaryjnej pracy referencyjnego skojarzenia tribologicznego wargowego pierścienia uszczelniającego i stalowej warstwy wierzchniej wału. Jest to istotne w aspekcie użytkowym, polegającym

badawczego przyjęto tak, by uwzględniała warunki pracy węzłów uszczelniających wybranych maszyn górniczych (patrz rozdział 2.2). Przedmiotem szczegółowych analiz teoretycznych i badań doświadczalnych w ramach niniejszej monografii jest węzeł uszczelniający z wargowym elastomerowym pierścieniem uszczelniającym osadzonym na wale o średnicy 160 mm (rys. 4.1).

Analizując zakres parametrów charakteryzujących węzły uszczelniające przekładni układów napędowych maszyn górniczych (rozdział 2.2), przyjęto prędkość obwodową wału, równą $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ oraz ciśnienie oleju, wynoszące 10 kPa. Tak więc założone parametry mają wartości zbliżone, na przykład do rzeczywistych parametrów pracy węzła uszczelniającego wału biernego przekładni napędowej podawarki zgrzeblowej kombajnu chodnikowego FR-160 [35].

Przyjęto dwa warianty materiałowe pierścienia uszczelniającego o postaci konstrukcyjnej jak na rysunku 4.1:

- pierścień wykonany z kauczuku akrylonitrylowego (NBR),
- pierścień wykonany z kauczuku fluorowego (FKM).



Rys. 4.1. Charakterystyczne wymiary przekroju poprzecznego wargowego pierścienia uszczelniającego przyjętego do badań [34]

W tabeli 4.1 zestawiono cechy materiałowe elastomerów przyjętych do badań pierścieni uszczelniających. Wyszczególnione w tabeli 4.1 elastomery

NBR i FKM mają nieliniową charakterystykę naprężeniowo–odkształceniową $\sigma = \sigma(\varepsilon)$. Z dostępnych informacji literaturowych wynika, że tą charakterystykę w przybliżeniu opisuje model biliniowy.

Zestawienie cech materiałowych badanych elastomerowych pierścieni uszczelniających

Tabela 4.1.

Materiał pierścienia uszczelniającego	NBR	FKM
Moduł Younga [MPa]	5,94	5,55
Moduł umocnienia [MPa]	2,88	2,50
Liczba Poissona	0,49	0,49

Do analizy wpływu technologicznie ukształtowanej warstwy wierzchniej wału na moment tarcia przyjęto wartości cech materiałowych dla kompozytów A i B, różniących się składem chemicznym, zestawione w tabeli 4.2.

Zestawienie cech materiałowych badanych warstw wierzchnich wału

Tabela 4.2.

Rodzaj warstwy wierzchniej wału	Stal	Kompozyt A	Kompozyt B
Moduł Younga [MPa]	200000	3530	9700
Moduł umocnienia [MPa]	—	—	1086
Liczba Poissona	0,3	0,35	0,35

Wytypowane dwa warianty cech materiałowych pierścienia uszczelniającego oraz trzy warianty cech materiałowych warstwy wierzchniej wału umożliwiły doświadczalne wyznaczenie momentu tarcia w przypadku wszystkich sześciu utworzonych kombinacji skojarzeń cech materiałowych pary tribologicznej.

Do identyfikacji czynników wpływających na moment tarcia w węźle uszczelniającym wykorzystano metodę analizy wymiarowej [78]. Bezwymiarowe liczby kryterialne oraz wykładniczą funkcję opisującą związek pomiędzy nimi a momentem tarcia, określono korzystając z informacji literaturowych, wstępnych wyników badań własnych oraz twierdzeń analizy wymiarowej.

Stosując metodę analizy wymiarowej zakłada się, że poszukiwaną zależność na moment tarcia opisuje ogólna funkcja o postaci:

$$M = \mu \cdot FD \cdot (K_A)^x \cdot (K_B)^y \cdot (K_C)^z \quad (4.1)$$

gdzie: μ – współczynnik tarcia kinetycznego pomiędzy wałem a pierścieniem uszczelniającym,

F – obciążenie promieniowe wywołane naciskiem pierścienia uszczelniającego.

D – średnica wału, m,

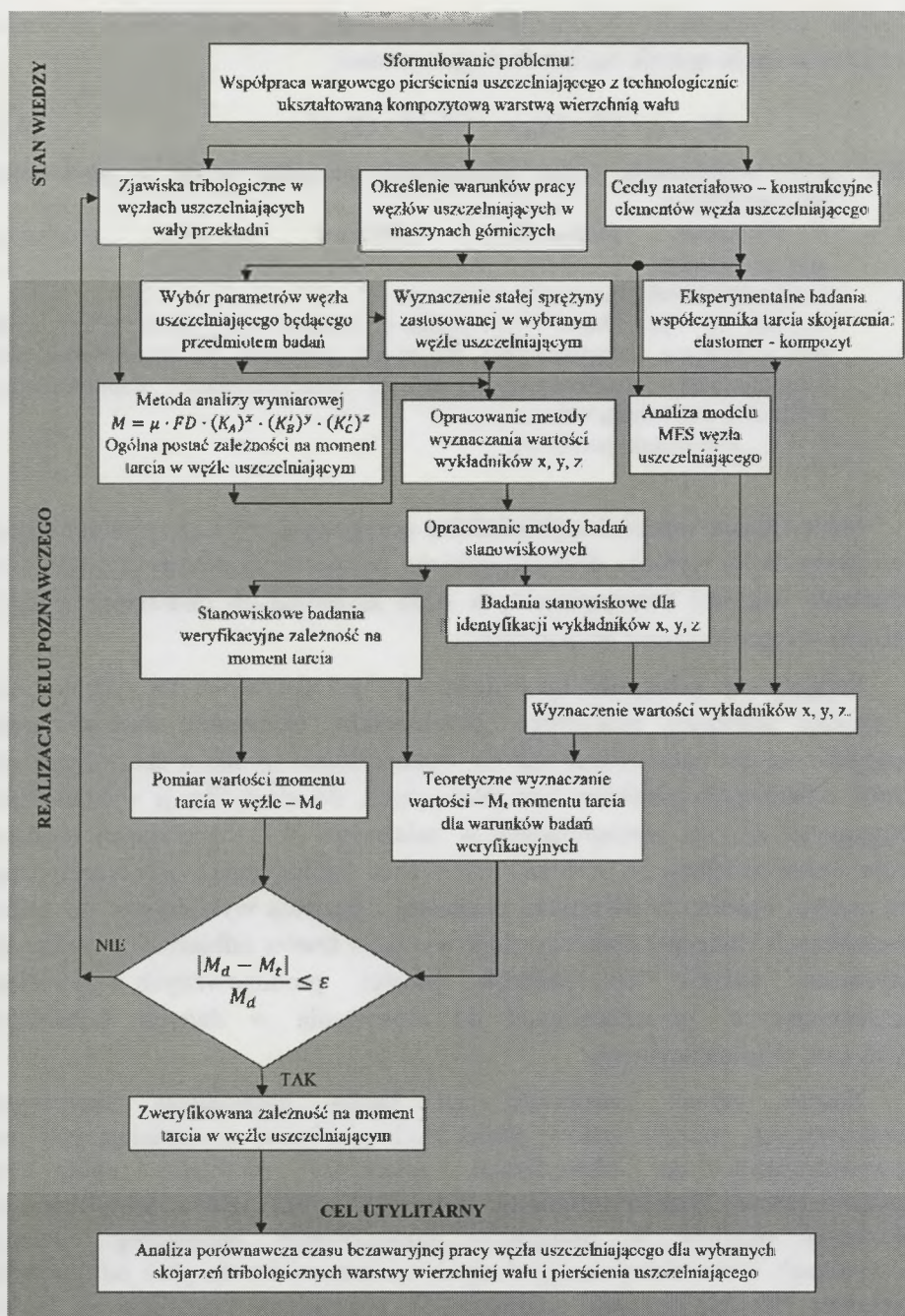
K_A , K_B , K_C – przykładowe oznaczenia bezwymiarowych liczb kryterialnych, przedstawiające bezwymiarową funkcyjną zależność od parametrów pary tribologicznej: elastomerowy pierścień uszczelniający współpracujący z warstwą wierzchnią wału,

x , y , z – wykładniki potęgowe,

Identyfikacja wartości wykładników potęgowych x , y , z , występujących we wzorze (4.1), wymaga doświadczalnego wyznaczenia momentu tarcia oraz określenia wartości bezwymiarowych liczb kryterialnych charakteryzujących warunki przeprowadzenia eksperymentu.

Przyjęty tok postępowania badawczego, przedstawiono na rysunku 4.2, w postaci schematu blokowego. Nowatorskim elementem zastosowanego postępowania jest opracowanie metody wykorzystania wyników sprawdzających testów odbiorczych pierścieni uszczelniających, do identyfikacji wykładników potęgowych x , y , z występujących w zależności (4.1) określającej moment tarcia. Takie podejście do problemu określenia ogólnej zależności teoretycznej jest nowym ujęciem w literaturze naukowej i pozwala wykorzystać do celów poznawczych istniejący obszerny zbiór wyników testów odbiorczych służących dotychczas jedynie do kontroli jakości produkowanych pierścieni uszczelniających, przeznaczonych do stosowania w danych warunkach wymuszeń eksploatacyjnych.

Należy jednak zaznaczyć, że liczba parametrów fizycznych rejestrowanych podczas testów odbiorczych pierścieni uszczelniających jest niewystarczająca do identyfikacji zależności momentu tarcia od bezwymiarowych liczb kryterialnych. W związku z tym metoda identyfikacji tej zależności przyjęta w procedurze postępowania badawczego, bazuje na wynikach standardowych, uzyskanych na stanowisku do prób odbiorczych pierścieni uszczelniających, poszerzonych o rezultaty dodatkowych badań i analiz teoretycznych. Taka metoda identyfikacji zależności określającej moment tarcia umożliwia szersze, ilościowe i jakościowe wykorzystanie wyników standardowych prób odbiorczych pierścieni uszczelniających do oceny cech użytkowych, nowo projektowanych węzłów uszczelniających wały.



Rys. 4.2. Schemat blokowy procedury postępowania badawczego [34]

Celem poszerzonych badań i analiz teoretycznych uwzględniających wyniki testów przeprowadzonych na stanowisku do prób odbiorczych pierścieni uszczelniających jest:

- wyznaczenie współczynnika tarcia w parze tribologicznej: pierścień uszczelniający – warstwa wierzchnia wału,
- wyznaczenie charakterystyki sprężyny zastosowanej w pierścieniu uszczelniającym, poprzez określenie jej stałej,
- określenie siły docisku pierścienia uszczelniającego do powierzchni wału, na podstawie analizy modelu MES węzła uszczelniającego.

Metodę badań stanowiskowych opracowano z uwzględnieniem: parametrów charakteryzujących obiekt badań poznawczych, stosowanej procedury prób odbiorczych pierścieni uszczelniających oraz standardowego oprzyrządowania stanowiska badawczego. Wielkościami rejestrowanymi w trakcie badań stanowiskowych są: moment tarcia, prędkość kątowna wału, ciśnienie i temperatura oleju. Jedna seria badań obejmuje dwudziestogodzinny czas pracy węzła uszczelniającego. Celem identyfikacji wartości wykładników potęgowych występujących we wzorze (4.1), koniecznym było przeprowadzenie badań współpracy pierścienia uszczelniającego o określonych cechach materiałowych z przyjętymi trzema różnymi rodzajami warstwy wierzchniej wału. Wyniki tak przeprowadzonych badań oraz wyznaczone współczynniki tarcia i wartości siły docisku pierścienia uszczelniającego do powierzchni wału wykorzystano do wyznaczenia wartości wykładników potęgowych, a tym samym do zidentyfikowania zależności na moment tarcia.

Celem weryfikacji uzyskanej zależności na moment tarcia koniecznym było przeprowadzenie dodatkowych badań weryfikacyjnych. Zrealizowano je również na stanowisku badawczym do prób odbiorczych pierścieni wyznaczając wartości momentu tarcia – M_d w badanym węźle uszczelniającym. Wartość momentu tarcia M_t , jako funkcję bezwymiarowych liczb kryterialnych charakteryzujących warunki badań weryfikacyjnych wyznaczono z zależności (4.1).

W niniejszej pracy przyjęto, że zidentyfikowana zależność na moment tarcia poprawnie opisuje zjawiska występujące w węźle uszczelniającym jeżeli spełniony jest warunek:

$$|M_d - M_t| \leq 0,1M_d \quad (4.2)$$

gdzie: M_t – moment tarcia dla parametrów charakteryzujących badania weryfikacyjne, obliczony z wykorzystaniem zidentyfikowanej zależności (4.2),
 M_d – moment tarcia zarejestrowany w badaniach weryfikacyjnych.

Wpływ parametrów warstwy wierzchniej wału na trwałość węzła uszczelniającego określono wykorzystując opracowania teoretyczne [11, 12] oraz zidentyfikowaną zależność na moment tarcia. Wyniki tych analiz mogą stanowić podstawę do wyznaczenia zależności pomiędzy trwałością węzła uszczelniającego, mierzoną czasem jego bezawaryjnej pracy a parametrami charakteryzującymi warunki pracy węzła uszczelniającego. Określona na tej podstawie, zmiana czasu bezawaryjnej pracy węzła uszczelniającego, spowodowana zastąpieniem stalowej warstwy wierzchniej warstwą kompozytu, ma istotne znaczenie w ocenie celowości zastosowania danego kompozytu do regeneracji warstwy wierzchniej wału uszkodzonej w procesie użytkowania.

4.1. Metoda oceny wpływu parametrów wargowego pierścienia uszczelniającego i warstwy wierzchniej wału na moment tarcia

Jak już wyżej wspomniano, ze względu na różnorodność czynników określających zjawisko kontaktu wargowego pierścienia uszczelniającego z warstwą wierzchnią wału, do opisu wpływu tych czynników na moment tarcia w węźle uszczelniającym zastosowano metodę analizy wymiarowej. Wyjściowym punktem tej metody jest ujęcie zjawisk występujących w węźle uszczelniającym za pomocą ogólnej funkcji o postaci (4.3).

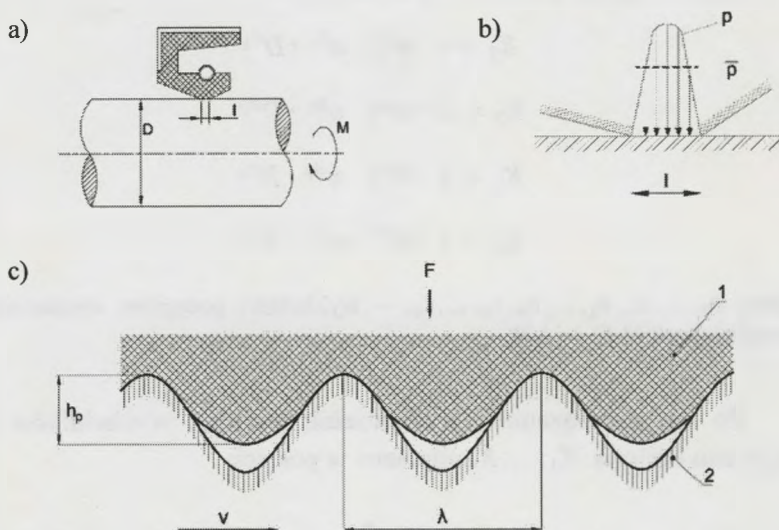
$$f(M, \mu, F, D, l, h_p, \lambda, v, E, \nu, \eta, n, \tau) = 0 \quad (4.3)$$

Argumentami tej funkcji są następujące parametry:

- moment tarcia – M pomiędzy wałem a pierścieniem uszczelniającym,
- współczynnik tarcia kinetycznego – μ pomiędzy wałem a pierścieniem uszczelniającym,
- obciążenie promieniowe wału – F wywołane naciskiem elastomerowego pierścienia uszczelniającego, (rys. 4.3),
- nominalna średnica wału – D ,
- szerokość sprężystego styku – l , wargi pierścienia z wałem,
- maksymalna wysokość mikronierówności powierzchni wału – h_p ,
- odległość pomiędzy technologicznymi rysami chropowatości powierzchni wału – λ , mierzona po jego obwodzie (rys. 4.3),
- prędkość obwodowa wału – v ,
- zastępcze parametry sprężyste pary tribologicznej – E, ν ,
- współczynnik lepkości dynamicznej medium smarującego – η ,
- temperatura medium smarującego – τ .

Wstępna analiza zjawiska kontaktu pierścienia z wałem upoważnia do przyjęcia następujących założeń upraszczających:

- wartość współczynnika tarcia – μ pomiędzy wargą pierścienia uszczelniającego a wałem jest wielkością stałą, współczynnik ten, jako wielkość bezwymiarowa, jest traktowany jako jedna z bezwymiarowych liczb kryterialnych, jej wartość jest więc znana ($\mu = \text{idem}$);
- stosunek parametrów chropowatości h_p i λ – charakteryzujących mikronierówności powierzchni wału (rys. 4.3c) można przyjąć jako stały dla danego rodzaju obróbki wału (najczęściej gładkościowej) i dlatego nie wpływa on na ogólną postać funkcji (4.3);
- zakłada się, że pomiędzy wyodrębnionym obszarem styku pierścienia z wałem a otoczeniem nie występuje wymiana ciepła (proces adiabatyczny) [28, 90, 112], co pozwala na wyłączenie parametrów termicznych węzła tribologicznego z dalszych rozważań;
- właściwości sprężyste pary tribologicznej: pierścień uszczelniający – warstwa wierzchnia wału są określone przez: zastępczy moduł sprężystości – E i zastępczą liczbę Poissona – ν .



Rys. 4.3. Schemat ilustrujący współpracę pierścienia uszczelniającego z wałem [33]

a) podstawowe parametry kontaktu, b) rozkład nacisku w strefie styku, c) strefa interakcji mikronierówności powierzchni pierścienia uszczelniającego – 1 i wału – 2; F – obciążenie promieniowe strefy styku; h_p , λ – cechy geometryczne chropowatości powierzchni wału; p – nacisk jednostkowy w strefie styku pierścienia uszczelniającego z wałem, $\bar{p}$ – nacisk średni, v – prędkość obwodowa wału

Po uwzględnieniu wymienionych założeń, funkcję (4.3) można zapisać w nowej, uproszczonej postaci:

$$f_1(\mu, M, D, l, v, F, E, \eta) = 0 \quad (4.4)$$

Po przyjęciu następujących trzech wielkości podstawowych:

- momentu tarcia – M ,
- prędkości obwodowej – v ,
- średnicy wału – D

oraz zastosowaniu twierdzeń analizy wymiarowej [36, 78, 106], uzyskuje się przekształcenie funkcji (4.4) do postaci bezwymiarowej (4.5), której argumentami są bezwymiarowe liczby kryterialne $K_1, \dots, K_4$, czyli:

$$\varphi(\mu, K_1, K_2, K_3, K_4) = 0 \quad (4.5)$$

Zgodnie z zasadami analizy wymiarowej liczby kryterialne $K_1, \dots, K_4$ określają następujące zależności iloczynowe:

$$K_1 = l \cdot M^{a_1} \cdot v^{b_1} \cdot D^{c_1} \quad (4.6)$$

$$K_2 = F \cdot M^{a_2} \cdot v^{b_2} \cdot D^{c_2} \quad (4.7)$$

$$K_3 = E \cdot M^{a_3} \cdot v^{b_3} \cdot D^{c_3} \quad (4.8)$$

$$K_4 = \eta \cdot M^{a_4} \cdot v^{b_4} \cdot D^{c_4} \quad (4.9)$$

gdzie: $a_1, \dots, a_4, b_1, \dots, b_4, c_1, \dots, c_4$, – wykładniki potęgowe wyznaczone z równań wymiarowych (4.6) ÷ (4.9).

Po ich rozwiązaniu i wyznaczeniu wartości wykładników potęgowych uzyskano kryteria $K_1, \dots, K_4$ zapisane w postaci:

$$K_1 = \frac{l}{D} \quad (4.10)$$

$$K_2 = \frac{FD}{M} \quad (4.11)$$

$$K_3 = \frac{ED^3}{M} \quad (4.12)$$

$$K_4 = \frac{\eta v D^2}{M} \quad (4.13)$$

Ponieważ każda z liczb kryterialnych K_2 , K_3 i K_4 jest uzależniona od momentu tarcia – M , to zgodnie z zasadami analizy wymiarowej korzystniej jest funkcję $\varphi(K_1, \dots, K_4)$ przekształcić do postaci, wynikającej z liniowej kombinacji liczb kryterialnych K_2 , K_3 i K_4 , uzyskując zależność o postaci:

$$\varphi\left(K_1, \mu \cdot K_2, \frac{K_3}{K_2}, \frac{K_4}{K_2}\right) = 0 \quad (4.14)$$

Po uwzględnieniu wyrażen (4.10), ..., (4.13) funkcja – φ przyjmuje ogólną postać:

$$\varphi(K_1, \mu K_2, K'_3, K'_4) = \varphi\left(\frac{l}{D}, \frac{\mu FD}{M}, \frac{ED^2}{F}, \frac{\eta v D}{F}\right) = 0 \quad (4.15)$$

Liczbom kryterialnym występującym w zależnościach (4.10) ... (4.13) można przypisać następującą interpretację fizyczną:

Kryterium K_1

$$K_1 = \frac{l}{D} \quad (4.16)$$

oznacza szerokość styku pierścienia z wałem odniesioną do jej średnicy. Wynika stąd, że moment tarcia M nie zależy od bezwzględnych wartości parametrów styku, a od wartości względnej $\frac{l}{D}$;

Kryterium K_2

$$K_2 = \frac{FD}{M} \quad (4.17)$$

charakteryzuje względny moment tarcia gdyż wartość K_2 zależy od siły docisku pierścienia uszczelniającego (pasowania na wale) i ciśnienia medium smarującego;

Kryterium K_3

$$K_3' = \frac{ED^2}{F} \quad (4.18)$$

oznacza względną siłę sprężystego docisku pierścienia do wału, proporcjonalną do iloczynu ED^2 ; który jest miarą sztywności strefy styku pary tribologicznej. Od wartości ED^2 zależą opory tarcia wynikające z histerezy sprężystej pierścienia uszczelniającego i warstwy wierzchniej;

Kryterium K_4

$$K_4' = \frac{\eta v D}{F} \quad (4.19)$$

opisuje warunki tworzenia się elastohydrodynamicznej warstwy medium smarującego w strefie styku wargi pierścienia uszczelniającego z powierzchnią wału.

Równanie (4.19) można zapisać w prostszej postaci, a mianowicie:

$$\mu \cdot K_2 = \frac{\mu F D}{M} = \varphi_1(K_1, K_3', K_4') \quad (4.20)$$

Po kolejnym przekształceniu otrzymuje się zależność na moment tarcia M , w postaci:

$$M = \frac{\mu \cdot F D}{\varphi_1(K_1, K_3', K_4')} \quad (4.21)$$

Zgodnie z twierdzeniem analizy wymiarowej [78], funkcję $\varphi_1(K_1, K_3', K_4')$ można zapisać w jawnej postaci wykładniczej jako:

$$M = \frac{\mu \cdot F D}{(K_1)^x \cdot (K_3')^y \cdot (K_4')^z} \quad (4.22)$$

Po wprowadzeniu zależności definiujących liczby kryterialne K_1, K_3', K_4' uzyskano zapis:

$$M = \mu \cdot F D \cdot \left(\frac{D}{l}\right)^x \cdot \left(\frac{F}{ED^2}\right)^y \cdot \left(\frac{F}{\eta v D}\right)^z \quad (4.23)$$

Zgodnie z przyjętą procedurą postępowania badawczego identyfikację wartości wykładników potęgowych x , y , z przeprowadzono na podstawie pomiarów wykonanych na stanowisku do testów odbiorczych pierścieni uszczelniających. Przeprowadzenie badań identyfikujących zależność na moment tarcia w sposób analogiczny do standardowych prób odbiorczych umożliwi w przyszłości stosunkowo proste prowadzenie kolejnych badań nad zależnością na moment tarcia w dowolnym węźle uszczelniającym.

Ponadto dla wyznaczenia wartości bezwymiarowych liczb kryterialnych K_1, K'_1, K'_4 charakteryzujących warunki badań na stanowisku do prób odbiorczych pierścieni uszczelniających wymagane jest określenie takich wielkości fizycznych, jak: współczynnik tarcia w skojarzeniu tribologicznym elastomer – warstwa wierzchnia wału oraz siła docisku pierścienia uszczelniającego do wału.

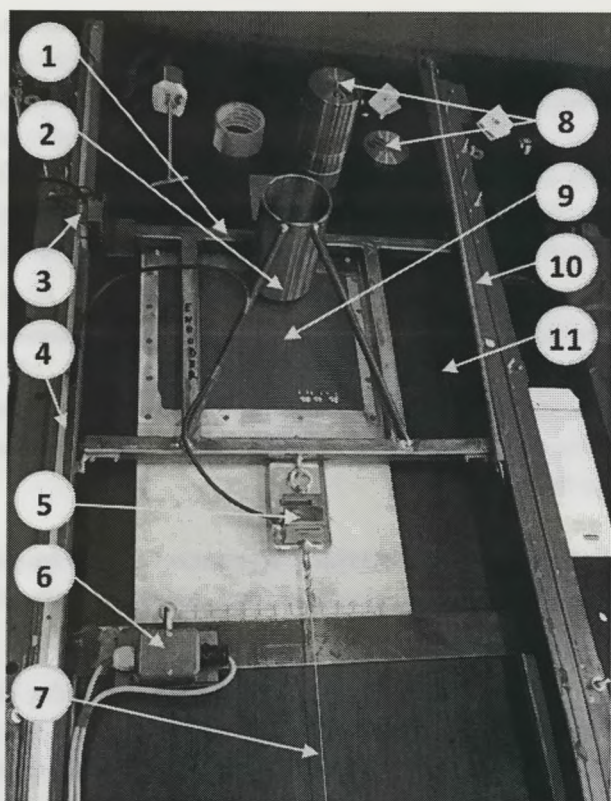
4.2. Wielkości fizyczne umożliwiające wyznaczenie zależności na moment tarcia pary tribologicznej elastomerowy pierścień uszczelniający – wał

4.2.1. Współczynnik tarcia

Do eksperymentalnej identyfikacji zjawiska tarcia pomiędzy elementami pary tribologicznej wykorzystano zmodyfikowane stanowisko badawcze (rys. 4.4) opracowane i skonstruowane w Instytucie Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej dla potrzeb określenia współczynnika tarcia pomiędzy materiałem sypkim a taśmą przenośnikową [3].

Doświadczalne wyznaczenie współczynnika tarcia w parze tribologicznej pierścień uszczelniający – wał wymagało zaprojektowania dodatkowych urządzeń umożliwiających identyfikację siły tarcia pomiędzy taśmą wykonaną z elastomeru, pełniącą w trakcie badań rolę przeciwpróbki, a trzpieniem z odpowiednio technologicznie ukształtowaną warstwą wierzchnią próbki.

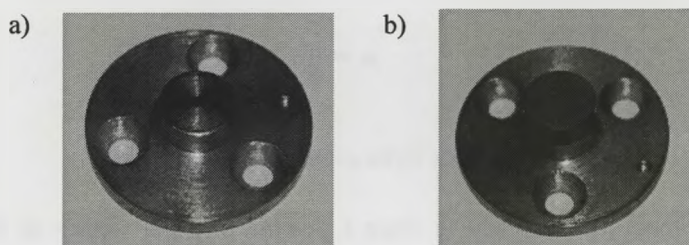
Metalowy wózek (1), w którym zamocowano cylinder obciążników (2) porusza się w sztywnym prowadzeniu (10) zamocowanym do poziomej płyty stanowiska (11), do której przytwierdzono przeciwpróbkę (9). Wózek z próbką przemieszcza się po przeciwpróbce (9) za pomocą linki stalowej (7) nawijanej na bęben przez zespół napędowy falownika z silnikiem trójfazowym. Przetworniki elektroniczne zainstalowane na stanowisku umożliwiają wyznaczenie przebiegów czasowych przemieszczenia wózka oraz siły w linie. Pomiar przemieszczenia wózka odbywa się za pomocą głowicy enkodera liniowego (3), zamocowanej na wózku, przesuwanej bezkontaktowo po taśmie magnetycznej enkodera (4).



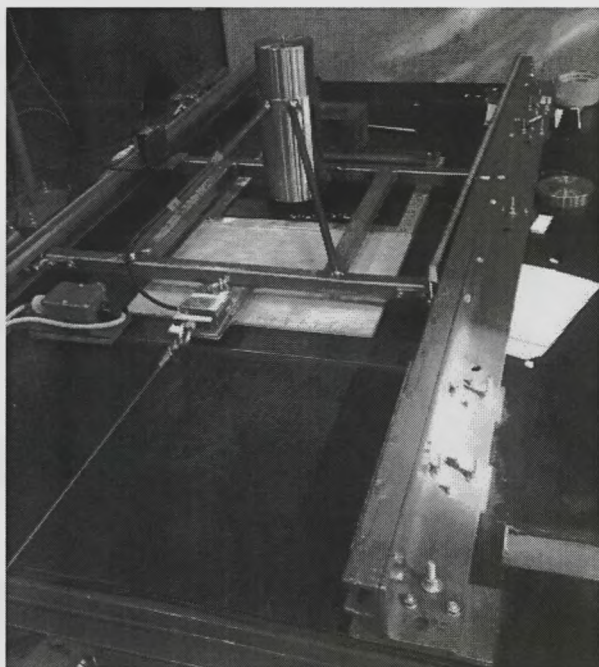
Rys. 4.4. Widok stanowiska badawczego [2]:

1 – wózek, 2 – cylinder obciążników, 3 – głowica enkodera, 4 – taśma magnetyczna enkodera, 5 – dynamometr, 6 – wyłącznik krańcowy, 7 – linka stalowa, 8 – obciążniki, 9 – przeciwpróbka, 10 – prowadnice wózka, 11 – płyta stanowiska

Siła w lince, równa sile tarcia przemieszczającej się próbki, jest mierzona za pomocą dynamometru (5). Próbkę stalową przedstawiono na rysunku 4.5 a, natomiast próbkę z kompozytową warstwą wierzchnią na rysunku 4.5 b. Powierzchnia styku próbki z przeciwpróbką ma kształt koła o średnicy 25 mm. Otwory widoczne na rysunkach 4.5 a i 4.5 b służą do mocowania próbek do obciążnika za pomocą wkrętów śrubowych [2]. Widok stanowiska w trakcie badań przedstawiono na rysunku 4.6.



Rys. 4.5. Próbkę do badań zjawiska tarcia pomiędzy elementami:
a) próbka stalowa, b) próbka z kompozytową warstwą wierzchnią



Rys. 4.6. Widok fragmentu stanowiska badawczego [2]

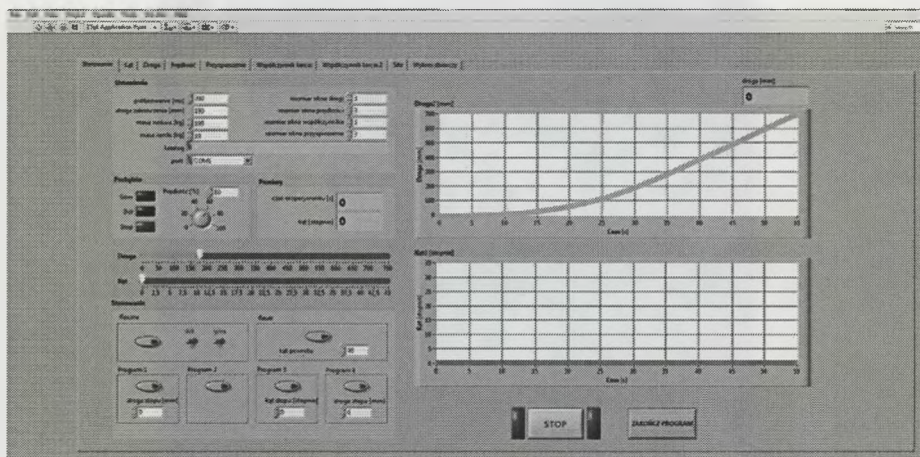
Współczynnik tarcia pomiędzy elastomerem a technologicznie ukształtowaną warstwą wierzchnią próbki wyznaczono poprzez pomiar siły stycznej (siły tarcia) do powierzchni styku elementów badanej pary tribologicznej przy stałej prędkości względnej próbki i przeciwpróbki. Założono, że wyznaczona w ten sposób siła jest równa F_t – sile tarcia kinetycznego, a siła normalna – F_n działająca pomiędzy powierzchniami badanej pary tribologicznej jest równa ciężarowi obciążników. Współczynnik tarcia wyznaczono stosując znany, uproszczony wzór Coulomba [2]:

$$\mu = \frac{F_t}{F_n}$$

gdzie: F_t – siła tarcia,

F_n – obciążenie normalne styku próbki i przeciwpróbki.

Zmierzone wartości siły w linie i przemieszczenia wózka są rejestrowane przez kartę do akwizycji danych i przesyłane przez port USB do komputera. Sterowanie stanowiskiem badawczym i monitorowanie przebiegu badania oraz rejestracja wyników pomiarów z enkodera liniowego i dynamometru odbywają się z wykorzystaniem dedykowanego programu komputerowego napisanego w środowisku LabView. Zadawanie określonej prędkości przemieszczenia próbki na odcinku o ustalonej długości umożliwia moduł programu sterujący falownikiem. Przykładowy widok głównego okna programu służącego do sterowania stanowiskiem badawczym przedstawiono na rysunku 4.7.



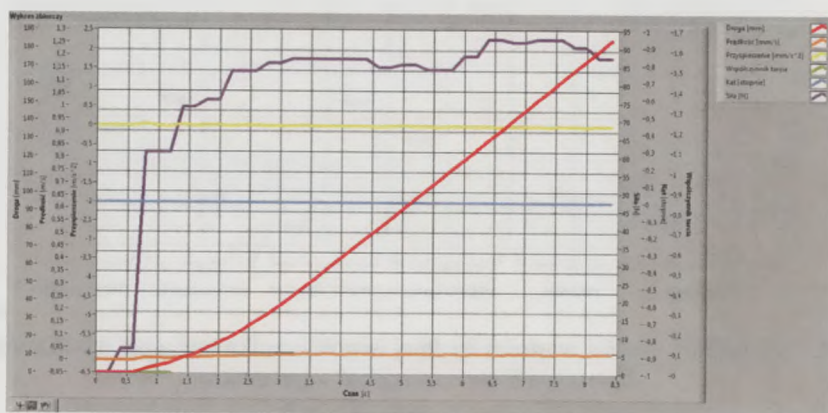
Rys. 4.7. Pulpit programu do sterowania pomiarami na stanowisku badawczym

Przed przystąpieniem do badań stanowisko badawcze zostało wypoziomowane. Na płycie stanowiska umieszczono przeciwpróbkę, a do cylindra obciążników włożono próbkę stalową. Następnie próbkę obciążono zestawem obciążników o masie 10 kg, zapewniających założony nacisk jednostkowy pomiędzy elementami badanej pary tribologicznej, wynoszący 0,56 MPa. Na podstawie wstępnych analiz teoretycznych przedstawionych w [31] można przyjąć, że wartość nacisku jednostkowego wargi pierścienia na wał wynosi 0,55 MPa.

Wykonano badania sześciu skojarzeń par tribologicznych: elastomer NBR ze stalą, kompozytem A i kompozytem B oraz elastomer FKM ze stalą oraz kompozytami A i B. Warunki prowadzenia badań charakteryzowały następujące parametry:

- prędkość przemieszczania próbki, $v = 40 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$,
- droga przemieszczenia próbki, $s = 180 \text{ mm}$,
- częstotliwość próbkowania sygnałów $f = 10 \text{ Hz}$.

W trakcie pomiaru rejestrowano drogę poślizgu $s = f(t)$ oraz siłę tarcia $F_t = f(t)$ (gdzie: t oznacza czas pomiaru). Program komputerowy służący do sterowania stanowiskiem oraz do rejestracji wyników pomiaru umożliwia ponadto obliczenie wartości chwilowych: prędkości oraz przyspieszenia próbki względem przeciwpróbki. Obliczone parametry są na bieżąco wyświetlane na ekranie w postaci przebiegu czasowego. Po osiągnięciu zadanej drogi tarcia następowało zakończenie pomiaru i automatyczny zapis wyników w formie pliku xls oraz wyświetlenie wykresu zbiorczego, przedstawionego przykładowo na rysunku 4.8.



Rys. 4.8. Przykładowy wykres zbiorczy uzyskany podczas pojedynczego pomiaru

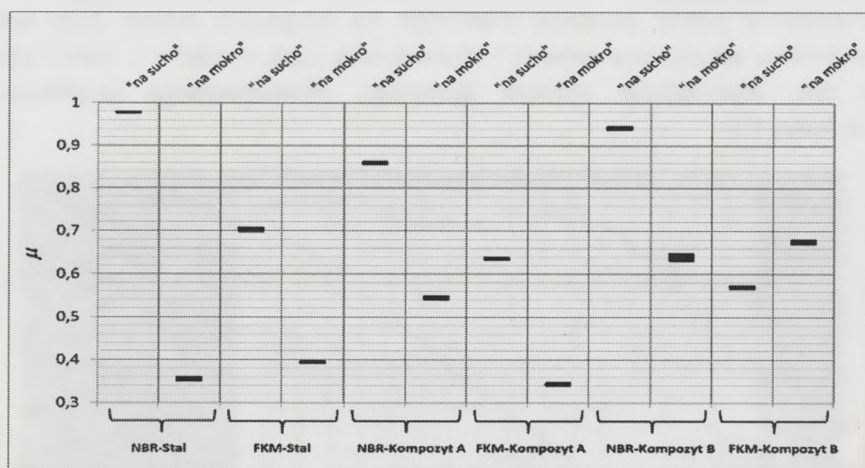
Współczynnik tarcia próbki o przeciwpróbkę wyznaczono podstawiając do wzoru Coulomba wartości siły odczytane w przedziale czasu, w którym prędkość próbki (krzywa pomarańczowa) była stała, a tym samym wykres przebiegu czasowego przemieszczania próbki był liniowy. W wyróżnionym przedziale czasu odczytywano wartości siły tarcia co 0,2 sekundy. Próby dla tych samych warunków badań danej pary tribologicznej powtarzano, wykonując 10 serii pomiarów.

Początkowo wszystkie serie pomiarów, wykonano w warunkach „kontaktu na sucho”. Badania następnie powtórzono w warunkach „kontaktu na mokro”,

pokrywając powierzchnię próbki i przeciwpróbki warstwą przekładniowego oleju mineralnego o lepkości 0,198 Pa·s.

Stosując test zgodności Kołmogorowa-Smirnowa [37, 101] wykazano, że wartości siły w lince (siły tarcia), wyznaczone podczas 10 serii badań wykonanych w tych samych warunkach; dla tej samej pary tribologicznej są realizacjami tej samej zmiennej losowej. Parametry statystyczne charakteryzujące współczynnik tarcia, traktowany jako zmienna losowa zestawiono w tabelach: 4.3 oraz 4.4.

Porównanie wyznaczonych wartości średnich współczynnika tarcia dla poszczególnych par tribologicznych i zmiennych warunków pracy zilustrowano w postaci wykresu przedstawionego na rysunku 4.9.



Rys. 4.9. Przedziały ufności wartości średniej współczynnika tarcia par tribologicznych dla przypadków: „na sucho” i „na mokro”

Zestawienie parametrów charakteryzujących wartości współczynników tarcia badanej pary tribologicznej elastomer NBR – warstwa wierzchnia

Tabela 4.3.

Współczynnik tarcia pary tribologicznej - μ				
Rodzaj kontaktu		Na sucho	Na mokro	
Skojarzenie tribologiczne	NBR - Stal	Wartość średnia	0,976	0,350
		Liczebność próby	290	280
		Odchylenie standardowe	0,003	0,010
		Granice typowego przedziału zmienności	0,973 0,980	0,341 0,360

cd. tabeli 4.3.

Współczynnik tarcia pary tribologicznej - μ				
Rodzaj kontaktu		Na sucho	Na mokro	
Skojarzenie tribologiczne	NBR - Kompozyt A	Wartość średnia	0,856	0,540
		Liczebność próby	290	270
		Odchylenie standardowe	0,006	0,009
		Granice typowego przedziału zmienności	0,850 0,862	0,531 0,549
	NBR - Kompozyt B	Wartość średnia	0,938	0,631
		Liczebność próby	290	280
		Odchylenie standardowe	0,007	0,017
		Granice typowego przedziału zmienności	0,931 0,944	0,613 0,648

Niewielkie zmiany wartości siły w lince, zarejestrowane przy ustalonej prędkości przemieszczenia próbki oraz duża liczba wykonanych pomiarów siły, sprawiają, że przedziały ufności otaczające wartość średnią współczynnika tarcia na poziomie ufności 0,95% są bardzo wąskie. Wartość współczynnika tarcia w istotnym stopniu zależy od skojarzenia tribologicznego oraz od rodzaju tarcia – czy współpracujące powierzchnie próbki i przeciwp próbki są suche, czy zwilżone olejem mineralnym [85, 104]. Z wyjątkiem skojarzenia tribologicznego: elastomer FKM – Kompozyt B, współczynnik tarcia w warunkach „na mokro” jest istotnie mniejszy od wartości tego współczynnika w przypadku gdy współpracujące powierzchnie są suche („na sucho”).

Zestawienie parametrów charakteryzujących wartości współczynników tarcia badanej pary tribologicznej elastomer FKM – warstwa wierzchnia

Tabela 4.4

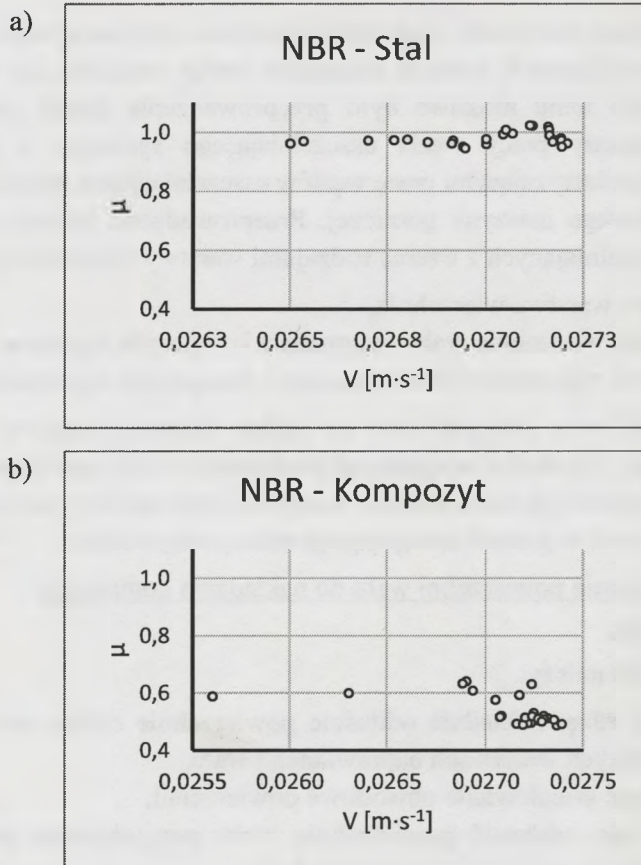
Współczynnik tarcia pary tribologicznej - μ				
Rodzaj kontaktu			Na sucho	Na mokro
Skojarzenie tribologiczne	FKM - Stal	Wartość średnia	0,698	0,391
		Liczebność próby	290	280
		Odchylenie standardowe	0,009	0,006
		Granice typowego przedziału zmienności	0,689 0,707	0,386 0,397

cd. tabeli 4.3.

Współczynnik tarcia pary tribologicznej - μ				
Rodzaj kontaktu		Na sucho	Na mokro	
Skojarzenie tribologiczne	FKM - Kompozyt A	Wartość średnia	0,633	0,339
		Liczebność próby	289	280
		Odchylenie standardowe	0,005	0,008
		Granice typowego przedziału zmienności	0,628 0,638	0,330 0,347
	FKM - Kompozyt B	Wartość średnia	0,566	0,671
		Liczebność próby	290	280
		Odchylenie standardowe	0,008	0,008
		Granice typowego przedziału zmienności	0,558 0,574	0,664 0,679

Przeprowadzone badania umożliwiły ilościowe ujęcie zmiany współczynnika tarcia spowodowanej obecnością oleju w parze tribologicznej, co jest szczególnie istotne, gdyż wartości współczynnika tarcia różnych skojarzeń tribologicznych podawane w tablicach fizycznych dotyczą niemal wyłącznie tarcia w warunkach „na mokro”.

W trakcie badań zmiany wartości chwilowej prędkości przemieszczania próbki były nieznaczne. Celem wyznaczenia wartości współczynnika tarcia dla różnych chwilowych prędkości próbki, przedział czasowy trwania pojedynczej serii badań, podzielono na 27 równych podprzedziałów. Korzystając z zarejestrowanej wartości przemieszczenia próbki, w każdym z podprzedziałów wyznaczono wartość średnią prędkości próbki oraz średnią wartość współczynnika tarcia w danym podprzedziale. Przykładowe wyniki obliczeń przedstawiono na rysunku 4.10.



Rys. 4.10. Wykres wyznaczonej wartości współczynnika tarcia w zależności chwilowej prędkości próbki: a) dla pary tribologicznej NBR - stal, warunki pracy „na sucho”, b) dla pary tribologicznej NBR - kompozyt, warunki pracy „na mokro”

Z wykresów przedstawionych na rysunkach 4.10 a i 4.10 b wynika, że w analizowanym zakresie prędkości związek pomiędzy prędkością przemieszczenia próbki a współczynnikiem tarcia ma charakter stochastyczny [1].

4.2.2. Badania stanowiskowe momentu tarcia w węzłach uszczelniających

Zgodnie z przyjętym tokiem postępowania badawczego, zdecydowano, że badania poznawcze realizowane w ramach niniejszej pracy zostaną przeprowadzone na stanowisku, na którym wykonywane są testy techniczno-wdrożeniowe pierścieni uszczelniających.

Wspomniane stanowisko badawcze umożliwia symulację warunków pracy węzłów uszczelniających których parametry mogą zmieniać się w szerokim zakresie. Dzięki temu możliwe było przeprowadzenie badań poznawczych, ustalając parametry pracy węzła uszczelniającego zgodnych z parametrami (tabela 2.2), charakteryzującymi pracę węzłów uszczelniających reprezentatywnego układu napędowego maszyny górniczej. Przeprowadzono badania współpracy pierścieni uszczelniających z trzema rodzajami warstwy wierzchniej wału:

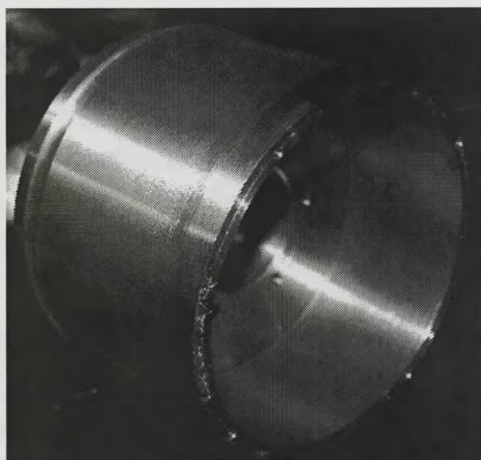
- stalowa warstwa wierzchnia,
- warstwa wierzchnia wału wykonana z kompozytu regeneracyjnego A,
- warstwa wierzchnia wału wykonana z kompozytu regeneracyjnego B.

Na próbki wału przygotowane do badań nałożono warstwę kompozytu regeneracyjnego. Zgodnie z wytycznymi producenta kompozytu regeneracyjnego [60, 61, 62] technologię kształtowania kompozytowej warstwy wierzchniej wału można przedstawić w postaci następującego toku postępowania:

Przygotowanie powierzchni wału do nakładania kompozytu regeneracyjnego.

W tym celu należy:

- usunąć rdzę, dokładnie odtłuścić powierzchnie celem usunięcia oleju w głębszych warstwach naprawianego wału,
- wykonać bruzdowanie obwodowe powierzchni,
- ponownie odtłuścić powierzchnię wału przygotowaną do nałożenia kompozytu regeneracyjnego (rys. 4.11).



Rys. 4.11. Wał przygotowany do nałożenia kompozytu regeneracyjnego

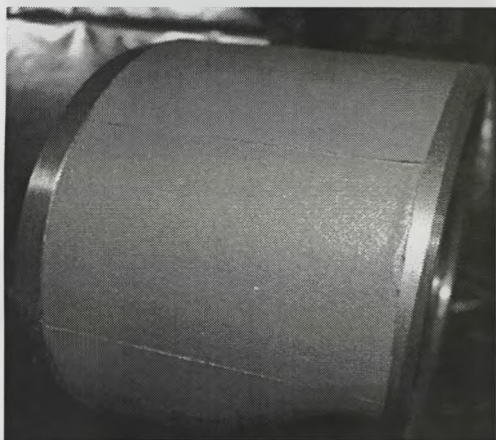
Przygotowanie kompozytu regeneracyjnego.

- Porcje bazy i utwardzacza w odpowiednich proporcjach objętościowych włożyć do naczynia mieszalnika.
- Oba składniki wymieszać dokładnie aż do uzyskania jednolitej masy plastycznej bez smug i wtrąceń.

Wymieszany kompozyt regeneracyjny należy użyć w czasie od 3 do 15 minut od momentu wymieszania. Czas użycia jest zależny od temperatury otoczenia i proporcji pomiędzy objętością bazy i utwardzacza.

Nakładanie kompozytu regeneracyjnego na przygotowaną powierzchnię.

Kompozyt w postaci masy plastycznej nakłada się na powierzchnię wału poprzez szpachlowanie. Grubość nałożonej warstwy mieści się w przedziale od 2 do 3 mm. Powierzchnię kompozytowej warstwy wierzchniej wygładza się za pomocą szpachli. Na rysunku 4.12 przedstawiono widok wału z nałożoną warstwą kompozytu regeneracyjnego przygotowaną do dalszej obróbki.



Rys. 4.12. Wał z warstwą kompozytu regeneracyjnego wygładzoną za pomocą szpachli

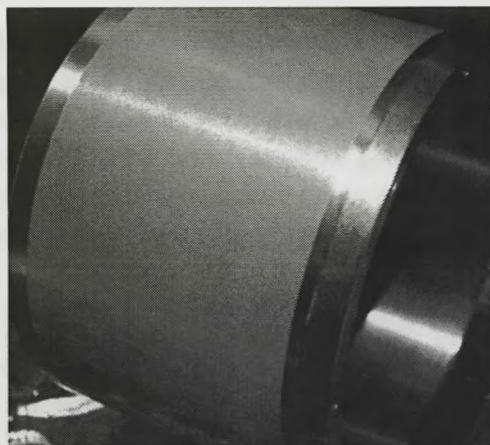
Obróbka wykańczająca warstwy wierzchniej kompozytu.

Obróbkę wykańczającą można rozpocząć po utwardzeniu kompozytu regeneracyjnego. Wymagany czas reakcji wiązania składników kompozytu i jest uzależniony od temperatury otoczenia, grubości warstwy kompozytu i rodzaju obróbki wykańczającej. W przypadku mechanicznej obróbki warstwy wierzchniej kompozytu czas jego utwardzania w temperaturze 20°C, wynosi 40 minut.

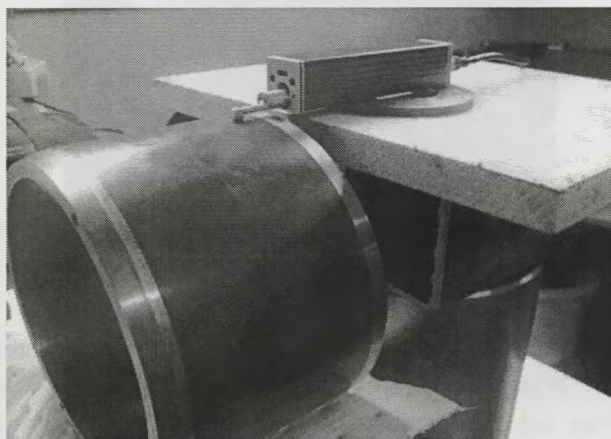
Warstwa wierzchnia próbki wału przeznaczonej do badań momentu tarcia została poddana obróbce szlifowania do uzyskania chropowatości

umożliwiającej współpracę z pierścieniem uszczelniającym. Na rysunku 4.13 przedstawiono wał z kompozytową warstwą wierzchnią po obróbce wykańczającej.

Pomiaru chropowatości warstwy wierzchniej próbek wału przygotowanych do badań dokonano po zakończeniu procesu kształtowania warstwy wierzchniej wału. Próbki przed rozpoczęciem badań poddano ponownej kontroli chropowatości powierzchni, za pomocą profilografu Surftest SJ-210 (rys.4.14).



Rys. 4.13. Widok wału z nałożoną kompozytową warstwą po obróbce wykańczającej



Rys. 4.14. Kontrola chropowatości przykładowej próbki wału z kompozytową warstwą wierzchnią

Parametry charakteryzujące chropowatość warstwy wierzchniej badanej próbki wału zestawiono w tabeli 4.3. Pomiaru chropowatości każdej z powierzchni dokonano łącznie w ośmiu punktach równomiernie rozłożonych na obwodzie wału.

Zestawienie wartości parametru chropowatości powierzchni – R_a , dla poszczególnych warstw wierzchnich wału

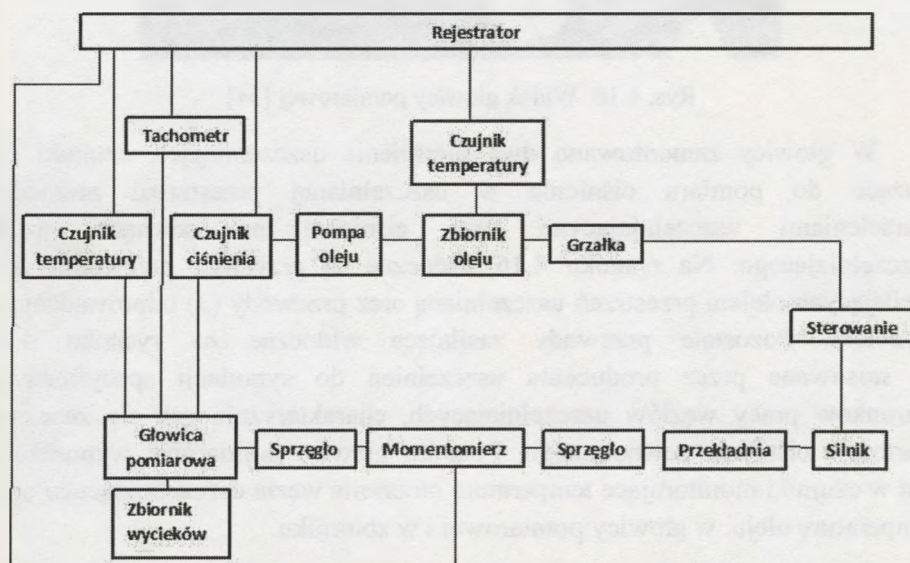
Tabela 4.5.

Rodzaj powierzchni	Stal	Kompozyt A	Kompozyt B
Parametr chropowatości R_a [μm]	0,13	0,86	0,39

Z danych zestawionych w tabeli 4.5 wynika, że stalową warstwę wierzchnią wału charakteryzują najmniejsze wartości mikronierówności o średniej wartości R_a , wynoszącej 0,13 μm . Największą chropowatością cechuje się warstwa kompozytu regeneracyjnego A ($R_a = 0,86 \mu\text{m}$). Wyniki pomiarów chropowatości, zestawione w tabeli 8.3 upoważniają do stwierdzenia, że próbki warstwy wierzchniej przygotowane do badań momentu tarcia w węźle uszczelniającym spełniają ogólne zalecenia dotyczące chropowatości powierzchni wału w miejscu jego współpracy z pierścieniem uszczelniającym [27].

4.2.2.1. Stanowisko badawcze

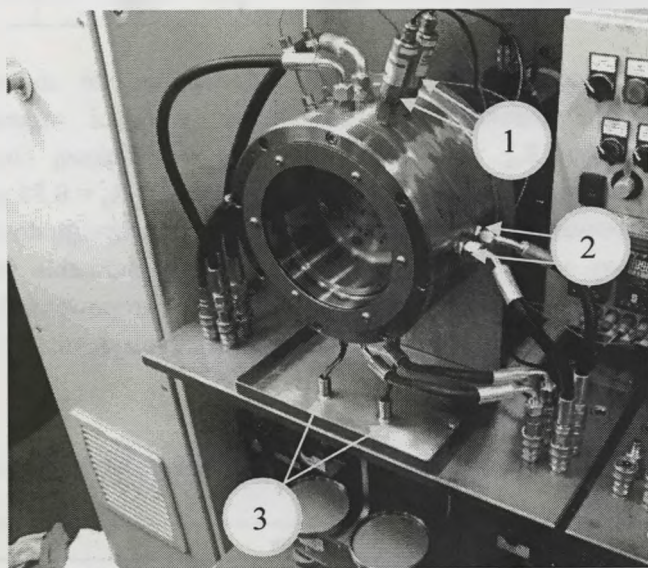
Na rysunku 4.15 przedstawiono schemat blokowy stanowiska badawczego.



Rys. 4.15. Schemat blokowy stanowiska badawczego

Układ napędowy stanowiska składa się z przekładni, dwóch sprzęgieł z których jedno służy do połączenia wału biernego przekładni z momentomierzem, a drugie łączy momentomierz z wałem na którym osadzono badaną próbkę warstwy wierzchniej. Próbka ta może swobodnie obracać się w otworze wykonanym w podporze służącej do mocowania głowicy pomiarowej wraz z badanymi pierścieniami uszczelniającymi.

Na rysunku 4.16 przedstawiono głowicę pomiarową zamocowaną na odpowiedniej podporze.



Rys. 4.16. Widok głowicy pomiarowej [34]

W głowicy zamontowano dwa pierścienie uszczelniające, czujniki (1) służące do pomiaru ciśnienia w uszczelnianej przestrzeni pomiędzy pierścieniami uszczelniającymi oraz ciśnienie na zewnątrz węzła uszczelniającego. Na rysunku 4.16 widoczne są przyłącza przewodów (2) zasilających olejem przestrzeń uszczelnianą oraz przewody (3) odprowadzające przecieki. Pozostałe przewody zasilające widoczne na rysunku 4.16 są stosowane przez producenta uszczelnień do symulacji specyficznych warunków pracy węzłów uszczelniających, charakteryzujących się znaczącą wartością ciśnienia zewnętrznego. Ponadto głowica pomiarowa wyposażona jest w czujniki monitorujące temperaturę otoczenia węzła uszczelniającego oraz temperaturę oleju: w głowicy pomiarowej i w zbiorniku.

4.2.2.2. Metoda badań

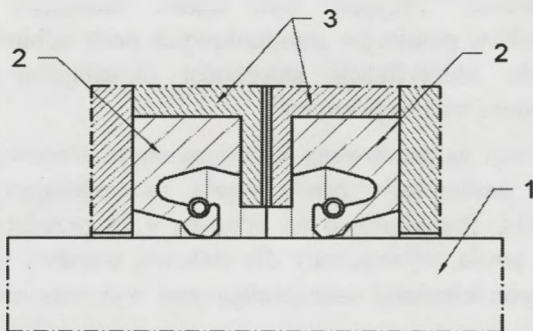
Przedmiotem badań jest próbka warstwy wierzchniej wału współpracująca z dwoma pierścieniami uszczelniającymi wykonanymi z różnych materiałów. Zastosowana metoda badań węzła uszczelniającego obejmuje pomiary następujących parametrów:

- moment oporu ruchu wału obracającego się zadaną prędkością kątową; w niniejszych badaniach jest on utożsamiany z momentem tarcia w węźle uszczelniającym,
- prędkość kątowna wału napędowego,
- ciśnienie oleju w przestrzeni uszczelnianej,
- ciśnienie powietrza w otoczeniu węzła uszczelniającego,
- temperatura oleju w uszczelnianej przestrzeni,
- temperatura oleju w zbiorniku,
- temperatura otoczenia,
- masa przecieków oleju z przestrzeni uszczelnianej,
- czas testu węzła uszczelniającego, obejmujący czas pracy ciągłej i czas planowanych postojów.

Wyznaczony moment oporu ruchu wału jest równy sumie momentów tarcia pomiędzy wałem a dwoma pierścieniami uszczelniającymi zabudowanymi w głowicy pomiarowej. Sposób zabudowania pierścieni uszczelniających w głowicy pomiarowej przedstawiono schematycznie na rysunku 4.17. Jeden z pierścieni wykonany jest z kauczuku nitylowego (NBR), natomiast drugi z kauczuku fluorowego (FKM).

W przypadku gdy badane były pierścienie wargowe wykonane z różnych elastomerów, moment tarcia pojedynczej pary tribologicznej określono z zależności:

$$M_1 = M_w \frac{\mu_1 \cdot F_1}{\mu_1 \cdot F_1 + \mu_2 \cdot F_2} \quad (4.24)$$



Rys. 4.17. Schemat zabudowy badanych pierścieni uszczelniających w głowicy pomiarowej [34]: 1 – wał, 2 – pierścień uszczelniający, 3 – głowica pomiarowa

oraz

$$M_2 = M_w - M_1 \quad (4.25)$$

gdzie: M_w – moment oporu ruchu wału zarejestrowany przez momentomierz,
 μ_1, μ_2 – współczynniki tarcia pomiędzy elastomerem z którego wykonano pierścień uszczelniający a warstwą wierzchnią wału,
 F_1, F_2 – siły nacisku pierścieni uszczelniających na wał,
 M_1 – moment tarcia pary tribologicznej o współczynniku tarcia μ_1 ,
 M_2 – moment tarcia pary tribologicznej o współczynniku tarcia μ_2 .

Celem określenia wpływu cech technologicznie ukształtowanej warstwy wierzchniej wału na moment tarcia, badania przeprowadzono dla wszystkich próbek o cechach materiałowych zestawionych w tabeli 6.1. Ponieważ w głowicy pomiarowej zabudowano dwa różne pierścienie uszczelniające, to badania objęły łącznie sześć różnych skojarzeń cech materiałowych współpracujących elementów węzła uszczelniającego.

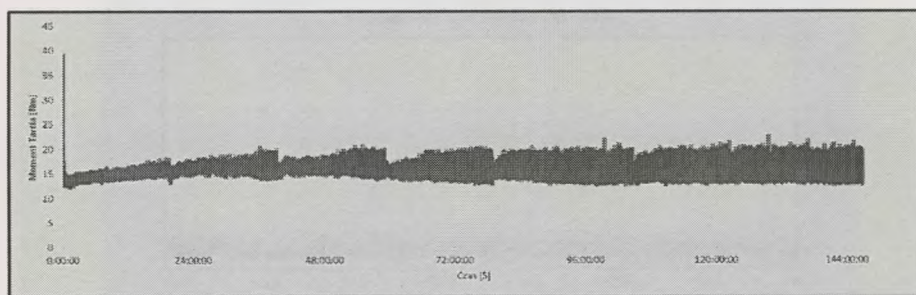
Pomiary przeprowadzono przy następujących wartościach parametrów:

- prędkość obwodowa wału: $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ oraz $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,
- ciśnienie oleju w przestrzeni uszczelnianej: 10 kPa,
- zakres temperatury oleju w głowicy: od 40°C do 50°C .

Jak wynika z danych zamieszczonych w tabeli 2.2 parametry charakteryzujące warunki badań są zbliżone do parametrów węzła uszczelniającego przekładni napędowej podawarki zgrzeblowej kombajnu typu: FR-160 [23].

W przypadku każdej próbki warstwy wierzchniej wału wykonano łącznie 5 serii pomiarów. Czas trwania czterech serii wynosił po 20 godzin każda, natomiast piąta seria prowadzona była przez 67 godzin. Przerwy pomiędzy poszczególnymi seriami pomiarów wynosiły 4 godziny. Harmonogram pomiarów wykonywanych w ramach niniejszej pracy przyjęto analogicznie do harmonogramu standardowych prób odbiorczych przeprowadzanych przez producenta uszczelnień. Przyjęty tryb badań umożliwi w przyszłości wykorzystanie wyników pomiarów standardowych prób odbiorczych pierścieni uszczelniających do identyfikacji zależności określającej moment tarcia w badanym skojarzeniu tribologicznym.

System rejestracji zainstalowany na omawianym stanowisku badawczym umożliwi odczyt parametrów pracy węzła uszczelniającego z krokiem, wynoszącym 1s [21]. Przykładowo na rysunku 4.18 przedstawiono przebieg czasowy momentu tarcia, wyznaczony dla stalowej warstwy wierzchniej wału współpracującej z pierścieniami uszczelniającymi wykonanymi z elastomerów NBR i FKM.

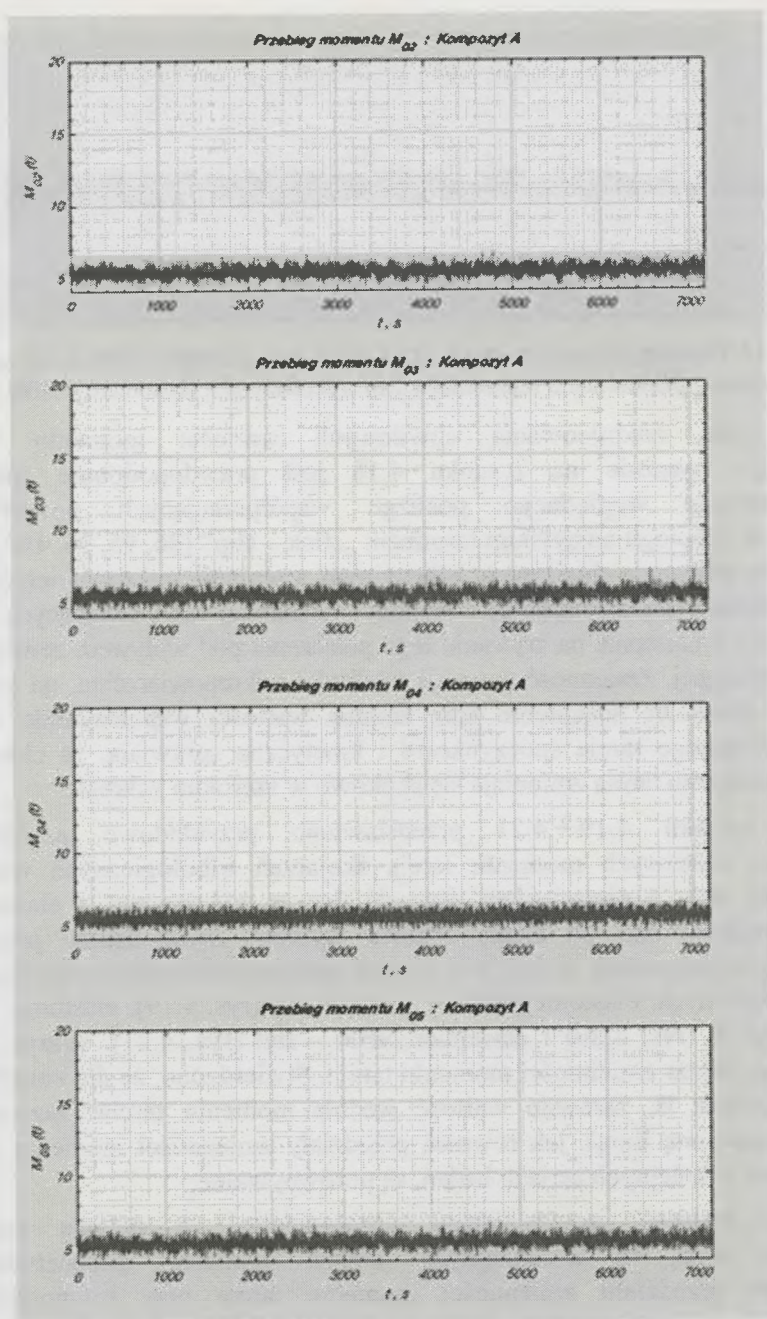


Rys. 4.18. Przebieg czasowy momentu tarcia dla stalowej warstwy wierzchniej wału współpracującej z pierścieniami uszczelniającymi wykonanymi z elastomerów NBR i FKM

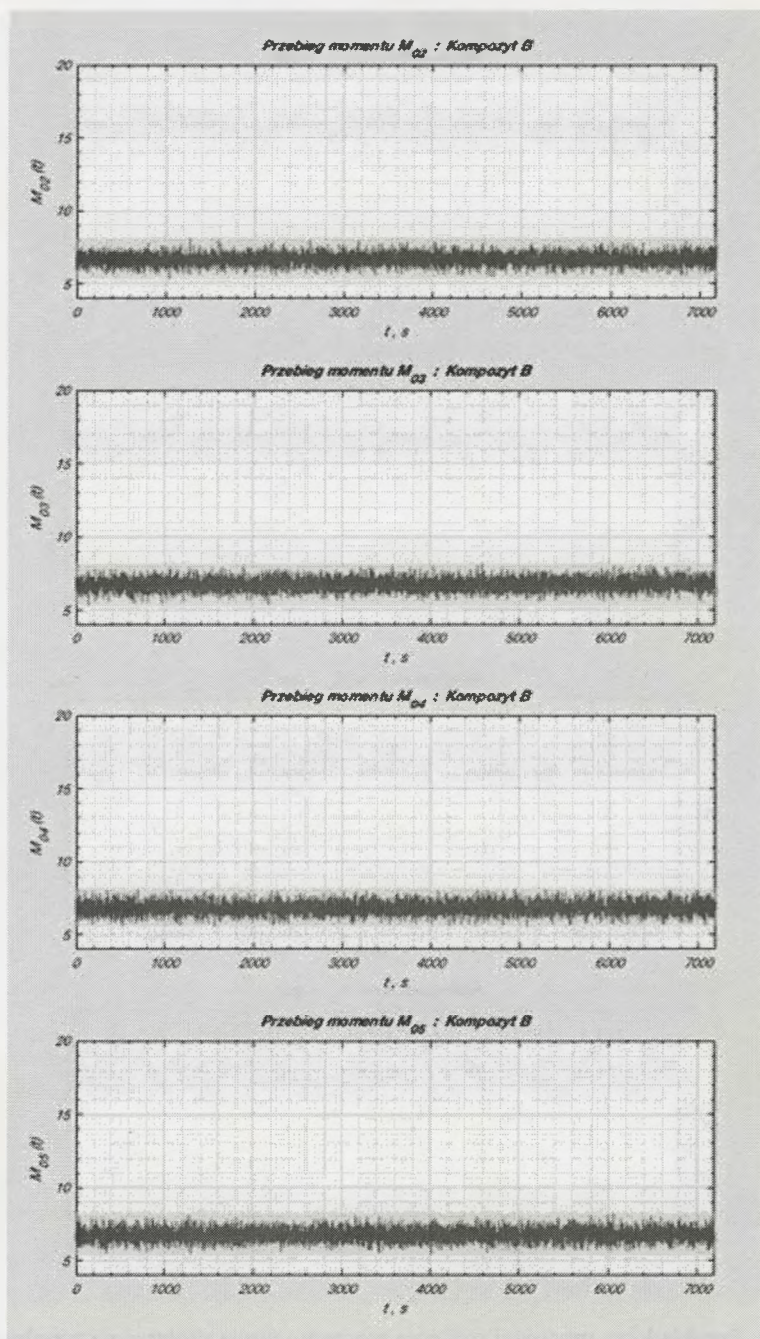
Przyczyną zróżnicowania chwilowych wartości momentu tarcia, widocznego wyraźnie na rysunku 4.18 jest prawdopodobnie zjawisko niestacjonarnego względnego poślizgu współpracujących powierzchni, określane w tribologii angielskim terminem „stick – slip” [26, 95, 96, 100, 102]. Zjawisko to polega na chwilowym adhezyjnym szczepianiu mikropowierzchni na styku pierścienia uszczelniającego i warstwy wierzchniej wału, tworzących węzeł tribologiczny a następnie na zrywaniu tego połączenia pod wpływem zewnętrznej siły wymuszającej. Zmienność w czasie wielkości mikropowierzchni, na których następuje chwilowe szczepienie oraz zmiana wartości współczynnika tarcia charakteryzującego tarcie spoczynkowe i kinetyczne sprawiają, że chwilowe wartości momentu tarcia zmieniają się skokowo w szerokim zakresie.

Na rysunku 4.19 ÷ 4.21 przedstawiono przykładowo porównanie przebiegów czasowych momentu tarcia skojarzeń tribologicznych warstwy wierzchniej wału z pierścieniem uszczelniającym wykonanym z elastomeru NBR. Obejmuje ono po cztery losowo wybrane dwugodzinne przebiegi czasowe, zarejestrowane w 2., 3., 4. i 5. serii podczas testu wykonywanego dla par tribologicznych: elastomer NBR – kompozyt A (rys. 4.19), elastomer NBR – kompozyt B (rys. 4.20) i elastomer NBR – stal (rys. 4.21). Szarym tłem wyróżniono obszar zmienności momentu tarcia. Stwierdzono, że dla kompozytu A i kompozytu B, zarówno wartość średnia momentu tarcia (zaznaczona poziomą czerwoną linią), jak również przedziały zmienności momentu tarcia wyznaczone w kolejnych seriach badań, są porównywalne.

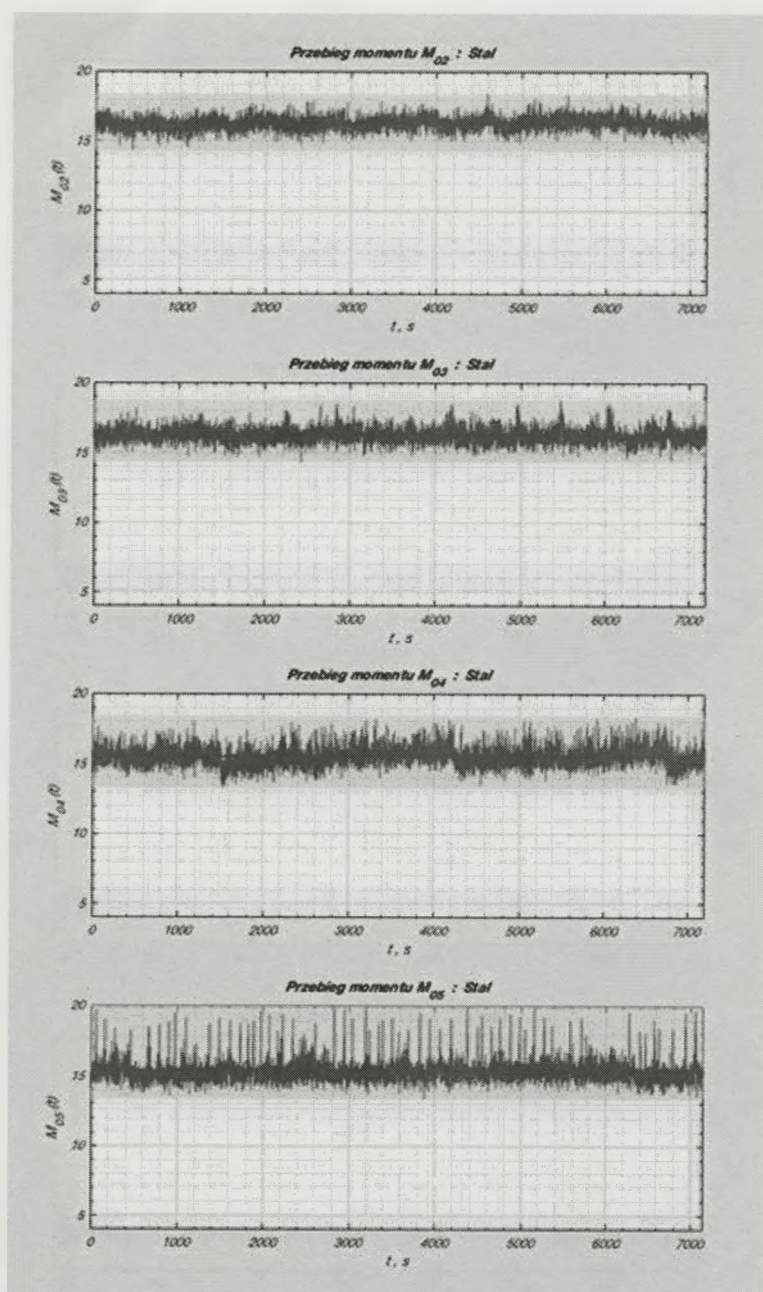
Jeżeli pierścień uszczelniający współpracował ze stalową warstwą wierzchnią wału, to w kolejnych seriach pomiarów zaobserwowano zwiększenie przedziału zmienności momentu tarcia przy równoczesnym nieznacznym zmniejszaniu się wartości średniej momentu tarcia. Na odnotowane różnice przebiegu czasowego momentu tarcia w przypadku różnych warstw wierzchnich wału ma wpływ sztywność sprężysta jego powierzchni. W przypadku kompozytowej warstwy wierzchniej jest ona 2 ÷ 3 krotnie mniejsza od sztywności stalowej warstwy wierzchniej.



Rys. 4.19. Przykładowe przebiegi czasowe momentu tarcia skojarzenia tribologicznego: elastomer NBR – Kompozyt A



Rys. 4.20. Przykładowe przebiegi czasowe momentu tarcia skojarzenia tribologicznego: elastomer NBR – Kompozyt B



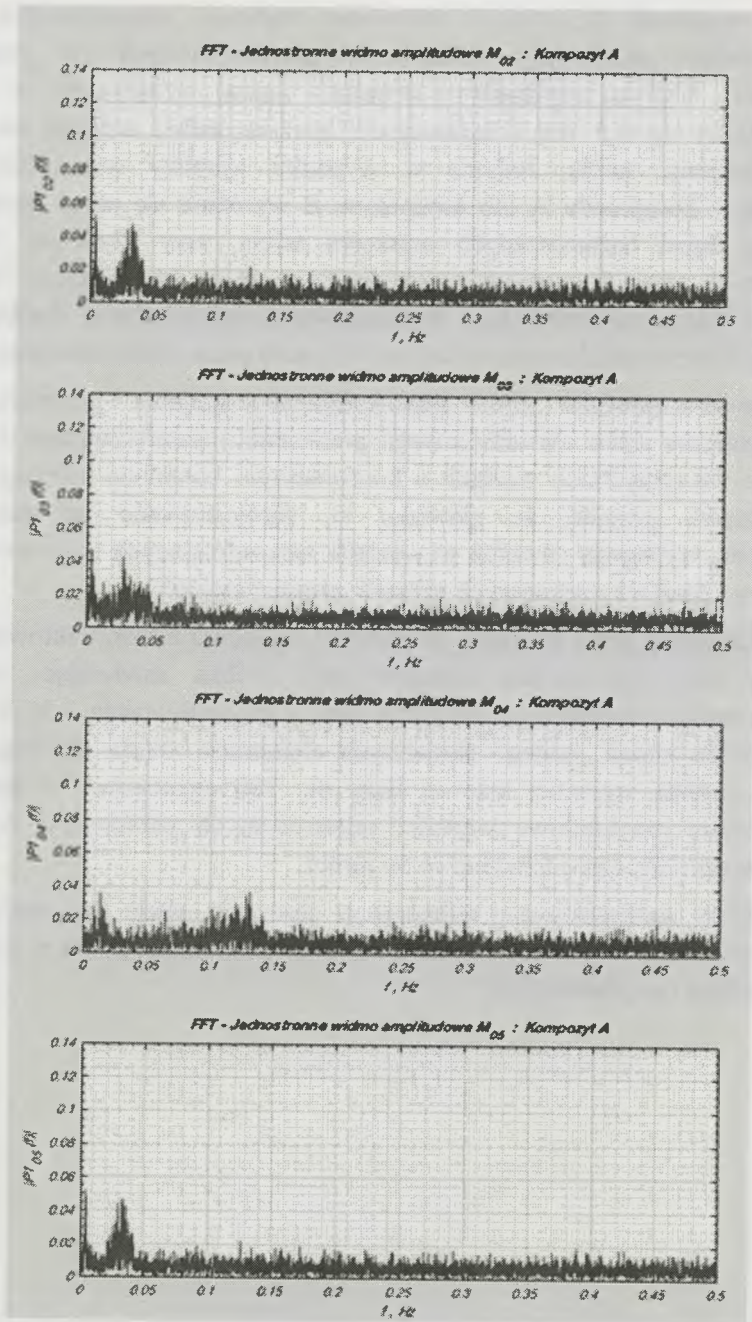
Rys. 4.21. Przykładowe przebiegi czasowe momentu tarcia skojarzenia tribologicznego: elastomer NBR – Stal

Na rysunkach 4.22 ÷ 4.24 zestawiono wykresy jednostronnych widm amplitudowych przebiegów czasowych przedstawionych na rysunkach 4.19 ÷ 4.21. Widma amplitudowe momentu tarcia, wyznaczone w paśmie częstotliwości do 0,3 Hz charakteryzuje porównywalny rozkład amplitudy zmian momentu tarcia. Jedynie w wypadku warstwy wierzchniej wału wykonanej z kompozytu A lub kompozytu B wyróżnia się jedną dominującą amplitudę drgań harmonicznym momentu tarcia, przy czym jej częstość w kolejnych seriach pomiaru nieznacznie rośnie. Interpretacja fizyczna opisanych zmian momentu tarcia wymagałaby przeprowadzenia dodatkowych badań podstawowych zjawiska tarcia, co wykracza poza zakres niniejszej pracy.

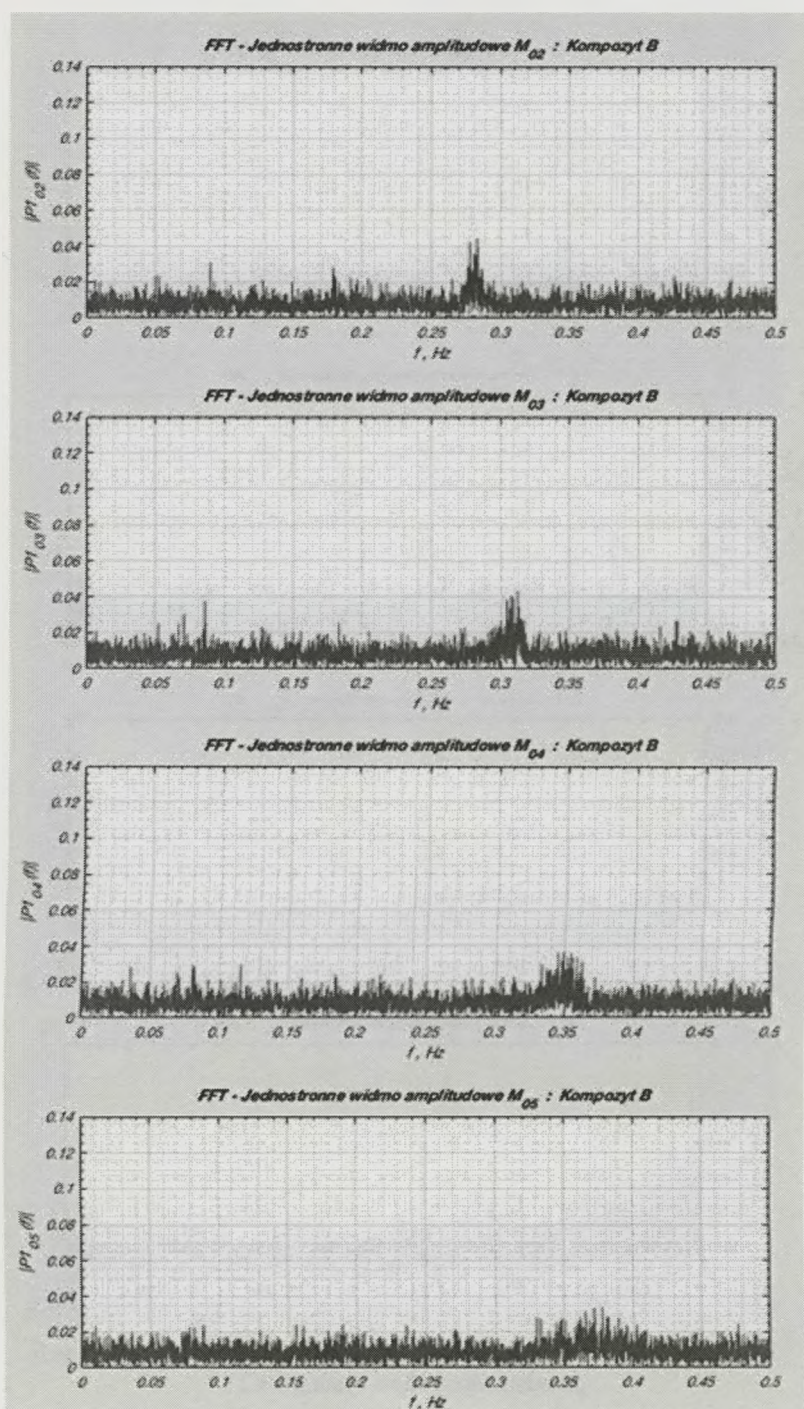
Omawiane zjawisko „stick – slip”, kolejnego szepiania – przemieszczania mikro obszarów styku elastomerowego pierścienia uszczelniającego z wałem występuje we wszystkich węzłach o konforemnym kontakcie tribologicznym. Można zatem przyjąć, że zjawisko to, zarejestrowane na stanowisku badawczym, występuje również w węzłach uszczelniających wały przekładni zębatych w układach napędowych maszyn górniczych [103].

W niniejszej pracy przyjęto, że wartości momentu tarcia, traktowane jako realizacja zmiennej losowej charakteryzuje próbka zawierająca wartości momentu tarcia odczytane co 30 minut (tzn. z częstotliwością $5,56 \cdot 10^{-4}$ Hz). W przypadku badań jednego skojarzenia elementów węzła tribologicznego uzyskana próbka zmiennej losowej liczy ok. 300 elementów. W tabeli 4.6 przedstawiono przykładowe wartości rejestrowanych parametrów badanego węzła uszczelniającego odczytane co 30 minut.

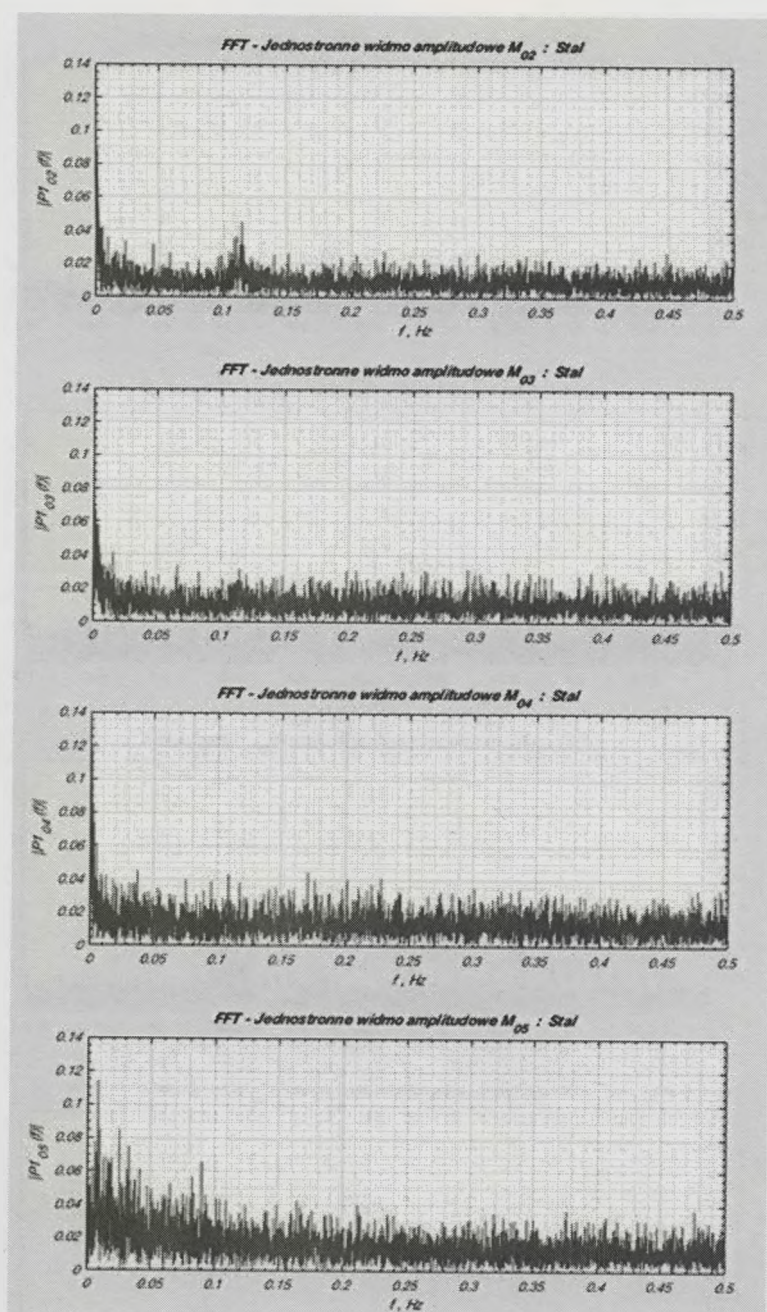
Wykresy zarejestrowanej temperatury otoczenia węzła uszczelniającego, temperatury oleju w głowicy pomiarowej oraz temperatury oleju w zbiorniku przedstawiono na rysunku 4.25.



Rys. 4.22. Jednostronne widmo amplitudowe przebiegów czasowych przedstawionych na rysunku 4.19



Rys. 4.23. Jednostronne widmo amplitudowe przebiegów czasowych przedstawionych na rysunku 4.20

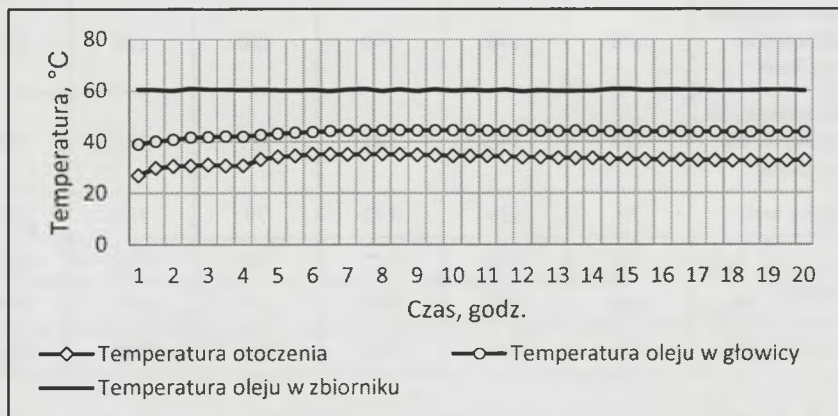


Rys. 4.24. Jednostronne widmo amplitudowe przebiegów czasowych przedstawionych na rysunku 4.21

Przykładowe wyniki jednej serii badań

Tabela 4.6.

Parametry badań	Czas odczytu zarejestrowanych parametrów, godz.						
	7:00	7:30	8:00	8:30	9:00	9:30	10:00
Ciśnienie medium roboczego [kPa]	8	10	9	9	10	10	10
Prędkość obwodowa wału [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	1,10	1,10	1,00	1,00	1,00	1,10	1,00
Temperatura otoczenia [$^{\circ}\text{C}$]	32,83	32,59	32,64	32,31	32,11	31,95	31,62
Temperatura oleju w głowicy [$^{\circ}\text{C}$]	39,26	39,33	39,09	39,32	39,11	39,14	39,05
Temperatura oleju w zbiorniku [$^{\circ}\text{C}$]	59,12	58,91	59,01	59,04	58,99	59,05	59,03
Moment obrotowy [$\text{N}\cdot\text{m}$]	5,62	5,23	5,80	5,52	4,93	5,54	5,09



Rys. 4.25. Wykres przebiegu zmienności temperatur w jednej z serii badań

Pominąwszy niewielkie zmiany temperatury oleju w głowicy zarejestrowane podczas pierwszej serii pomiarów, można przyjąć, że temperatura oleju po fazie rozruchu, a tym samym temperatura pracy węzła uszczelniającego w czasie cyklu badań ulegała nieznacznym zmianom.

4.2.2.3. Analiza wyników pomiaru momentu tarcia

Losowość otrzymanej próbki zarejestrowanych wartości momentu tarcia sprawdzono stosując test serii. Wyniki obliczeń służących do potwierdzenia słuszności hipotezy statystycznej, zgodnie z którą próba jest losowa zestawiono w tabeli 4.7.

Zestawienie wyników obliczeń sprawdzających hipotezę statystyczną głoszącą iż próbka obejmująca zarejestrowane wartości momentu tarcia jest losowa

Tabela 4.7.

Wyznaczana wielkość		Skojarzenie: pierścień uszczelniający – warstwa wierzchnia wału					
		NBR – Stal	NBR – Kompozyt A	NBR – Kompozyt B	FKM – Stal	FKM – Kompozyt A	FKM – Kompozyt B
Liczebność zbioru		253	281	281	253	281	281
Mediana [N·m]		6,67	3,13	3,03	8,50	2,25	3,70
Liczba zmiennych większych od mediany		126	138	140	126	138	140
Liczba zmiennych mniejszych od mediany		127	143	141	127	143	141
Liczba serii		79	139	132	79	139	132
Krytyczne liczby serii	K _{min}	111	125	125	125	125	125
	K _{max}	143	157	157	157	157	157
Losowość próby		Nie	Tak	Tak	Nie	Tak	Tak

Jak wynika z danych zawartych w tabeli 4.7, w przypadku niektórych skojarzeń tribologicznych, próbki zawierające odczytane wartości momentu tarcia nie są losowe. Analizując wartości momentu tarcia dla skojarzeń, w przypadku których na mocy testu serii hipotezę H_0 o losowości badanej próbki należało odrzucić, stwierdzono znaczące zmiany wartości momentu tarcia zarejestrowane w pierwszej serii pomiarów, w porównaniu z wartościami odczytanymi w kolejnej serii. Można na tej podstawie przypuszczać, że przyczyną nielosowości próbki, obejmującej pomiary wykonane w pięciu seriach dla danej pary tribologicznej, jest proces docierania się

współpracujących powierzchni. W związku z tym sprawdzono czy próbki obejmujące wartości momentu tarcia odczytane w trakcie pojedynczej serii są losowe. Przykładowo w tabeli 4.8 zestawiono wyniki badania losowości próby obejmującej wartości momentu tarcia pary tribologicznej elastomer NBR – stal, zarejestrowane w poszczególnych pojedynczych seriach pomiarów.

Zestawienie wyników obliczeń sprawdzających hipotezę statystyczną głoszącą iż próbka obejmująca zarejestrowane wartości momentu tarcia jest losowa

Tabela 4.8.

Wyznaczana wielkość		Skojarzenie: elastomer NBR – Stal				
		Seria 1	Seria 2	Seria 3	Seria 4	Seria 5
Liczebność zbioru		36	36	37	37	125
Mediana [N·m]		6,40	7,03	7,17	6,72	6,50
Liczba zmiennych większych od mediany		18	11	18	18	61
Liczba zmiennych mniejszych od mediany		18	25	19	19	64
Liczba serii		11	12	16	15	57
Krytyczne liczby serii	$K_{\min}$	13	11	13	13	52
	$K_{\max}$	24	21	25	25	74
Losowość próby		Nie	Tak	Tak	Tak	Tak

Z analogicznych obliczeń wykonanych w przypadku pozostałych par tribologicznych również wynika, że wartości momentu tarcia odczytane w trakcie pojedynczej serii pomiarów tworzą próbkę dla której nie ma podstaw do odrzucenia hipotezy statystycznej dotyczącej jej losowości. W związku z tym opracowując wyniki badania momentu tarcia każdą pojedynczą serię pomiarów traktowano odrębnie.

Wyznaczenie parametrów statystycznych charakteryzujących moment tarcia wymaga określenia rozkładu prawdopodobieństwa momentu tarcia, traktowanego jako zmienna losowa. Stosując test Shapiro–Wilka [88] zweryfikowano hipotezę statystyczną H_0 : zarejestrowany moment tarcia dla danej pary tribologicznej podczas pojedynczej serii pomiarów wystarczająco dokładnie charakteryzuje rozkład normalny. Obliczenia wykonano stosując komputerowy program Statistica v.12 [43]. Na rysunku 4.26 przedstawiono przykładowy histogram wyznaczonych wartości momentu tarcia, wykres odchyżeń normalności rozkładu tej zmiennej losowej, zestawienie

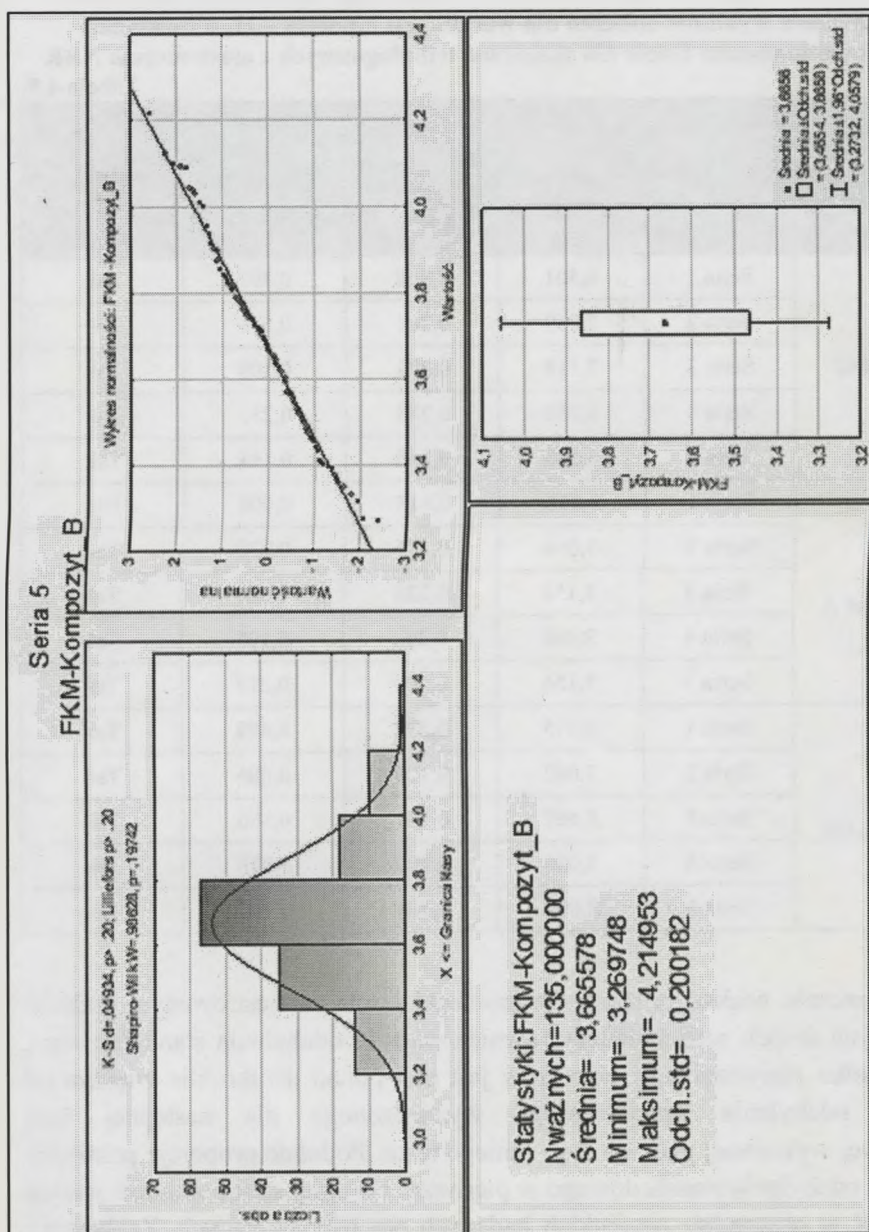
podstawowych parametrów statystycznych jej rozkładu oraz wykres typowego przedziału zmienności momentu tarcia.

W programie Statistica wyznaczany jest parametr – p , definiowany jako najmniejszy poziom istotności przy którym należałoby odrzucić hipotezę H_0 o normalności rozkładu zmiennej losowej. W terminologii używanej w programie Statistica parametr – p określany jest nazwą „komputerowe prawdopodobieństwo”. Ponieważ w przypadku serii pomiarów, dla której wyniki badania normalności rozkładu przedstawiono na rysunku 4.26, spełniony jest warunek:

$$p = 0,197 > 0,05 = \alpha \quad (4.26)$$

to nie ma podstaw do odrzucenia hipotezy H_0 , zgodnie z którą moment tarcia, traktowany jako zmienna losowa, wystarczająco dokładnie charakteryzuje rozkład normalny.

W tabelach 4.9 i 4.10 zestawiono wyniki obliczeń weryfikujących hipotezę H_0 o normalności rozkładu momentu tarcia dla wszystkich skojarzeń pary tribologicznej oraz wyróżnionych serii pomiarów. Z informacji zestawionych w ostatniej kolumnie tabel 4.9 i 4.10 wynika, że w przypadku dwóch serii pomiarowych hipotezę H_0 należy odrzucić co oznacza, że moment tarcia, traktowany jako zmienna losowa, charakteryzuje rozkład inny niż rozkład normalny. Stwierdzenie to dotyczy pierwszej serii pomiarów pary tribologicznej, w której warstwa wierzchnia wału była wykonana z kompozytu A, natomiast pierścień uszczelniający był wykonany z elastomeru NBR lub FKM. W przypadku wymienionych dwóch serii pomiarów występują, zwłaszcza w początkowej fazie pomiarów, znaczne zmiany wartości momentu tarcia, spowodowane, jak już wspomniano, procesem docierania współpracujących powierzchni. Przykładowo na rysunku 4.27 i 4.28 porównano wykresy zarejestrowanych momentów tarcia w pierwszej i drugiej serii badań pary tribologicznej elastomer NBR – Kompozyt A.



Rys. 4.26. Przykładowe wyniki badania normalności momentu tarcia para tribologiczna elastomer FKM – kompozyt B, seria 5

Zestawienie wyników obliczeń dla weryfikacji hipotezy – H_0 o rozkładzie normalnym momentu tarcia dla skojarzeń tribologicznych z elastomerem NBR

Tabela 4.9.

Skojarzenie tribologiczne: elastomer – warstwa wierzchnia	Seria	M_{tr} [N·m]	Odchylenie standardowe	Badanie normalności rozkładu	
				parametr p	Ślusność hipotezy
NBR - Stal	Seria 1	6,501	0,368	0,393	Tak
	Seria 2	7,019	0,261	0,539	Tak
	Seria 3	7,118	0,321	0,109	Tak
	Seria 4	6,732	0,285	0,233	Tak
	Seria 5	6,520	0,346	0,144	Tak
NBR - Kompozyt A	Seria 1	3,116	0,415	0,000	Nie
	Seria 2	3,066	0,176	0,738	Tak
	Seria 3	3,158	0,228	0,684	Tak
	Seria 4	3,169	0,204	0,198	Tak
	Seria 5	3,186	0,200	0,219	Tak
NBR - Kompozyt B	Seria 1	3,015	0,272	0,459	Tak
	Seria 2	3,042	0,174	0,686	Tak
	Seria 3	3,107	0,171	0,586	Tak
	Seria 4	3,056	0,197	0,210	Tak
	Seria 5	3,005	0,164	0,197	Tak

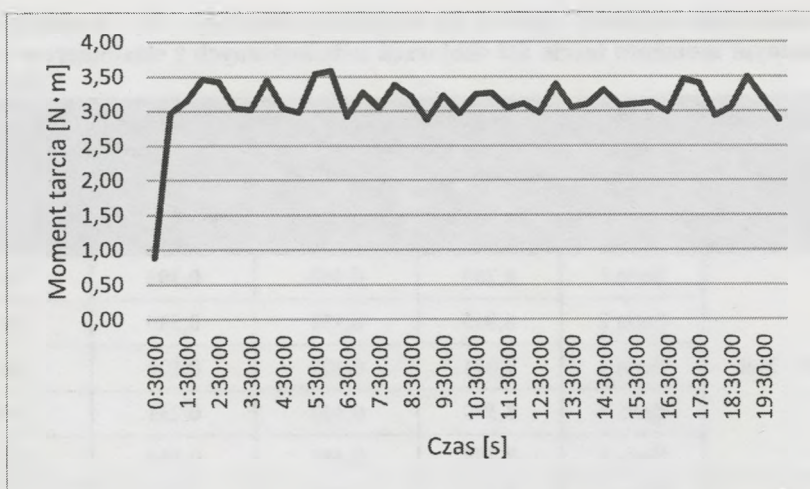
O znacznie większym rozrzucie momentu tarcia zarejestrowanym podczas omawianych dwóch serii świadczy również wartość odchylenia standardowego. W przypadku pierwszej serii pomiarów jest ona ponad dwukrotnie większa od wartości odchylenia standardowego wyznaczonego dla następnej serii pomiarowej wykonanej podczas tego samego testu. Podobne proporcje pomiędzy wartością odchylenia standardowego w pierwszej i drugiej serii pomiarów można odnotować w przypadku wszystkich badanych par tribologicznych. Zakładając, że na większą wartość odchylenia standardowego w pierwszej serii wpływa zjawisko docierania współpracujących powierzchni przyjęto, że w dalszej części pracy rozpatrywane będą wyniki dla poszczególnych skojarzeń tribologicznych, począwszy od drugiej serii pomiarów.

Zestawienie wyników obliczeń dla weryfikacji hipotezy – H_0 o rozkładzie normalnym momentu tarcia dla skojarzeń tribologicznych z elastomerem FKM

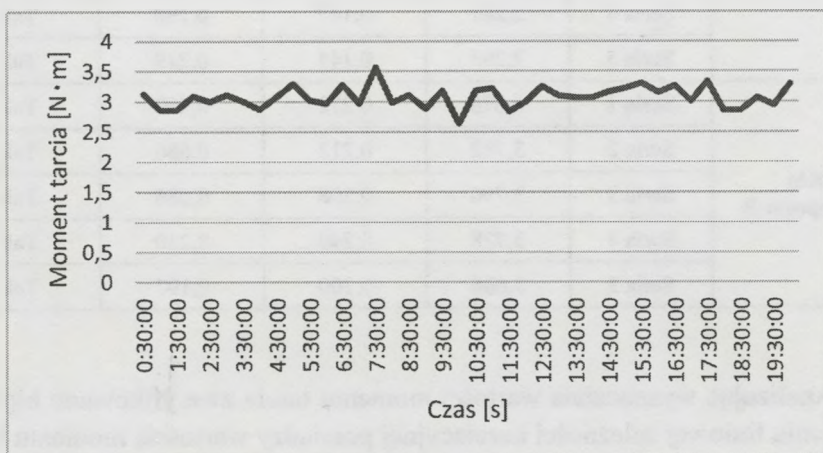
Tabela 4.10.

Skojarzenie tribologiczne: elastomer – warstwa wierzchnia	Seria	$M_{tr} [N \cdot m]$	Odchylenie standardowe	Badanie normalności rozkładu	
				parametr p	Śluszość hipotezy
FKM - Stal	Seria 1	8,285	0,468	0,393	Tak
	Seria 2	8,945	0,332	0,539	Tak
	Seria 3	9,071	0,409	0,109	Tak
	Seria 4	8,579	0,363	0,233	Tak
	Seria 5	8,308	0,441	0,144	Tak
FKM - Kompozyt A	Seria 1	2,242	0,299	0,000	Nie
	Seria 2	2,206	0,127	0,738	Tak
	Seria 3	2,273	0,164	0,684	Tak
	Seria 4	2,281	0,147	0,198	Tak
	Seria 5	2,293	0,144	0,219	Tak
FKM - Kompozyt B	Seria 1	3,678	0,272	0,459	Tak
	Seria 2	3,712	0,212	0,686	Tak
	Seria 3	3,790	0,208	0,586	Tak
	Seria 4	3,728	0,240	0,210	Tak
	Seria 5	3,666	0,200	0,197	Tak

Analizując wyznaczone wartości momentu tarcia zweryfikowano hipotezę o istnieniu liniowej zależności korelacyjnej pomiędzy wartością momentu tarcia M a czasem τ jaki upłynął od początku danej serii pomiarów. Przykładowo na rysunku 4.29 przedstawiono przebieg momentu tarcia zarejestrowany podczas serii 3 pomiarów pary tribologicznej elastomer NBR – Kompozyt A.



Rys. 4.27. Wykres zmian momentu tarcia pary tribologicznej elastomer NBR –Kompozyt A; seria 1

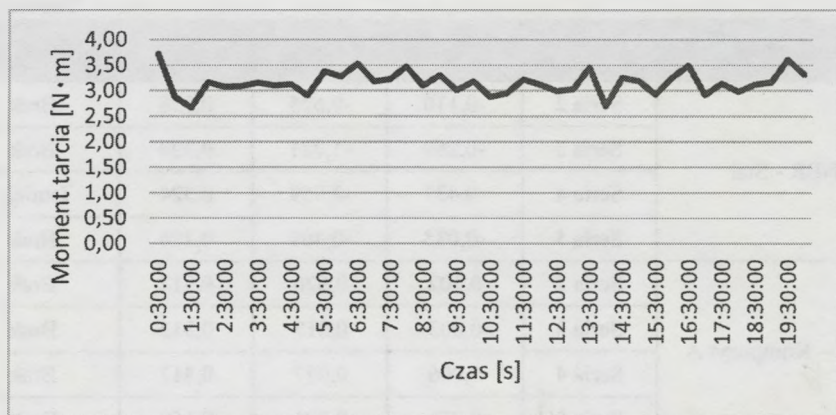


Rys. 4.28. Wykres zmian momentu tarcia pary tribologicznej elastomer NBR – Kompozyt A; seria 2

Współczynnik korelacji pomiędzy momentem tarcia, a czasem mierzonym od początku serii pomiarów, wyznaczony z próby obejmującej zarejestrowane wartości momentu tarcia przedstawione na rysunku 4.29, wynosi:

$$r = 0,003.$$

W przypadku trzydziestościeelementowej próby i współczynnika istotności $\alpha = 0,05$ krytyczna wartość współczynnika korelacji wynosi 0,312.



Rys. 4.29. Przebieg czasowy momentu tarcia pary tribologicznej elastomer NBR – kompozyt A, seria 3

W związku z tym, hipotezę o istnieniu korelacyjnej zależności liniowej pomiędzy momentem tarcia a czasem trwania próby należy odrzucić. W tabeli 4.11 zestawiono wyniki obliczeń testu weryfikującego hipotezę o istnieniu korelacji pomiędzy momentem tarcia a czasem jak upłynął od początku próby, wykonane dla pozostałych serii pomiarów.

W większości zrealizowanych serii pomiarowych hipotezę o istnieniu zależności korelacyjnej pomiędzy wartością momentu tarcia a czasem wykonywania próby należy odrzucić. Jedynie w przypadku czwartej serii pomiarów pary tribologicznej NBR – Stal i FKM – Stal, współczynnik korelacji ma wartość większą od krytycznej. Ponieważ jednak w rozpatrywanych dwóch seriach pomiarów wartość współczynnika korelacji wynosi: 0,437 to według [83] należy stwierdzić, że korelacja pomiędzy momentem tarcia a czasem wykonywania pomiarów jest umiarkowana.

Na podstawie wyników pomiarów momentu tarcia stwierdzono, że w przypadku pary tribologicznej elastomer NBR – stal, wartość średnią współczynnika kierunkowego $-m$ prostej regresji charakteryzującej liniową otacza, na poziomie istotności 0,05, przedział wynoszący:

$$-0,06 < m < 0,05.$$

Wyniki weryfikacji hipotezy statystycznej o istnieniu korelacji pomiędzy momentem tarcia a czasem realizacji serii pomiarów

Tabela 4.11.

Para tribologiczna	Seria	r	t	r_{kr}	Korelacja
NBR - Stal	Seria 2	-0,110	-0,675	0,328	Brak
	Seria 3	-0,269	-1,721	0,324	Brak
	Seria 4	-0,437	-2,959	0,324	Istnieje
	Seria 5	-0,035	-0,409	0,176	Brak
NBR – Kompozyt A	Seria 2	0,102	0,626	0,312	Brak
	Seria 3	0,003	0,017	0,312	Brak
	Seria 4	0,006	0,037	0,312	Brak
	Seria 5	0,051	0,591	0,169	Brak
NBR - Kompozyt B	Seria 2	-0,077	-0,470	0,312	Brak
	Seria 3	3,107	-0,646	0,312	Brak
	Seria 4	-0,067	-0,408	0,312	Brak
	Seria 5	0,149	1,739	0,169	Brak
FKM - Stal	Seria 2	-0,110	-0,675	0,328	Brak
	Seria 3	-0,269	-1,721	0,328	Brak
	Seria 4	-0,437	-2,959	0,324	Istnieje
	Seria 5	-0,035	-0,409	0,176	Brak
FKM - Kompozyt A	Seria 2	0,102	0,626	0,312	Brak
	Seria 3	0,003	0,017	0,312	Brak
	Seria 4	0,006	0,037	0,312	Brak
	Seria 5	0,051	0,591	0,169	Brak
FKM - Kompozyt B	Seria 2	-0,077	-0,470	0,312	Brak
	Seria 3	3,107	-0,646	0,312	Brak
	Seria 4	-0,067	-0,408	0,312	Brak
	Seria 5	0,149	1,739	0,169	Brak

Analogiczny przedział ufności otaczający wartość współczynnika regresji dla pary tribologicznej elastomer FKM – stal wynosi:

$$-0,08 < m < 0,07.$$

Ze względu na niewielkie wartości współczynnika kierunkowego prostej regresji, wyznaczone dla omawianych dwóch serii badań oraz brak korelacji pomiędzy momentem tarcia a czasem próby w przypadku pozostałych serii pomiarów stwierdzono, że związek korelacyjny pomiędzy momentem tarcia a czasem wykonywania pomiarów nie występuje. W związku z tym przyjęto, że zbiór wartości momentu tarcia, wyznaczonych w danej serii pomiarów wystarczająco dokładnie charakteryzuje wartość średnia momentu tarcia.

W tabeli 4.12 zestawiono estymatory wartości średniej momentu tarcia uzyskane z badanej próby oraz granice przedziału ufności, otaczającego na poziomie istotności $\alpha = 0,05$, wartość średnią momentu tarcia w populacji generalnej.

Z badań losowości próbek zawierających zarejestrowane wartości momentu tarcia wynika, że każdą serię badań danego skojarzenia tribologicznego (danego testu) należy rozpatrywać odrębnie. Istnieje w związku z tym możliwość wykorzystania tylko niektórych serii do identyfikacji parametrów występujących we wzorze (4.23). Wyniki uzyskane w pozostałych seriach pomiarów mogą wtedy posłużyć do weryfikacji wartości zidentyfikowanych parametrów. Biorąc pod uwagę czas trwania poszczególnych serii pomiarów zdecydowano zatem, że identyfikacja nieznanymi parametrów występujących w zależności (4.23) zostanie przeprowadzona z wykorzystaniem piątej serii badań każdej rozpatrywanej pary tribologicznej. Pozostałe serie pomiarów posłużą do weryfikacji wyznaczonej zależności na moment tarcia.

4.2.3. Wyznaczenie siły nacisku wargi pierścienia na wał z wykorzystaniem metody elementów skończonych

Na wielkość siły nacisku wargi pierścienia uszczelniającego na wał, oprócz cech geometrycznych i właściwości sprężystych pierścienia uszczelniającego, wpływają właściwości sprężyste wału oraz ciśnienie oleju w przestrzeni roboczej.

Zestawienie parametrów statystycznych charakteryzujących wartość średnią momentu tarcia dla poszczególnych par tribologicznych

Tabela 4.12.

Para tribologiczna	Czas trwania próby [h]	Średnia wartość momentu tarcia M_{sr} [N·m]	Granice przedziału M_{sr} [N·m]	
			dolna	górną
NBR - stal	20	7,019	6,935	7,104
	20	7,118	7,016	7,221
	20	6,732	6,640	6,824
	48	6,520	6,461	6,578
NBR - kompozyt A	20	3,066	3,008	3,123
	20	3,158	3,085	3,230
	20	3,169	3,103	3,236
	48	3,186	3,152	3,220
NBR - kompozyt B	20	3,042	2,986	3,099
	20	3,107	3,052	3,162
	20	3,056	2,992	3,120
	48	3,005	2,977	3,033
FKM - stal	20	8,945	8,837	9,053
	20	9,071	8,941	9,202
	20	8,579	8,462	8,697
	48	8,308	8,233	8,383
FKM - kompozyt A	20	2,206	2,165	2,248
	20	2,273	3,085	3,230
	20	2,281	2,233	2,329
	48	2,293	2,268	2,318
FKM - kompozyt B	20	3,712	3,643	3,780
	20	3,790	3,724	3,857
	20	3,728	3,651	3,806
	48	3,666	3,632	3,700

Celem wyznaczenia wartości nacisku jednostkowego wargi pierścienia na wał zastosowano metodę elementów skończonych [8, 51, 68, 69]. Na rysunku 4.30 przedstawiono model pierścienia uszczelniającego i wału, przyjęty do analizy MES [31].

Budując model węzła uszczelniającego wykorzystano jego osiową symetrię oraz cechy geometryczne standardowego pierścienia uszczelniającego. Zarówno pierścień uszczelniający jak i wał modelowano stosując elementy typu PSO. Modelując wał wyróżniono elementy kompozytowej warstwy wierzchniej, oznaczone na rysunku 4.30 jaśniejszym kolorem. Model warstwy wierzchniej wału zbudowany jest z elementów tworzących łącznie 7 warstw. Model wału składa się z 2417 elementów. Gęstość siatki elementów modelujących stalową część wału jest taka sama jak gęstość elementów modelujących warstwę wierzchnią wału. Elementom modelującym wał przypisano liniową charakterystykę materiałową charakteryzowaną przez parametry zestawione w tabeli 4.1. W przypadku kompozytu B założono, że pracuje on w zakresie sprężystym. Model pierścieni uszczelniających zbudowany jest z 2496 elementów. Z uwagi na nieliniową charakterystykę sprężystą elastomeru, elementom modelującym pierścień uszczelniający nadano biliniową charakterystykę materiałową przedstawioną szczegółowo w [31]. Podstawowe informacje dotyczące przyjętych warunków brzegowych, modelowanego obciążenia pierścienia uszczelniającego oraz przemieszczenia montażowego wału zilustrowano schematycznie na rysunku 4.31.

Węzłom położonym na powierzchni B odebrano przemieszczenia w kierunku promieniowym (oś x). Przemieszczenia w kierunku równoległym do osi wału (oś y) odebrano węzłom leżącym na powierzchni E. Powierzchnię D, obciążono ciśnieniem oleju. Ponadto w punkcie C tej powierzchni przyłożono nacisk jednostkowy sprężyny, wyznaczony z zależności:

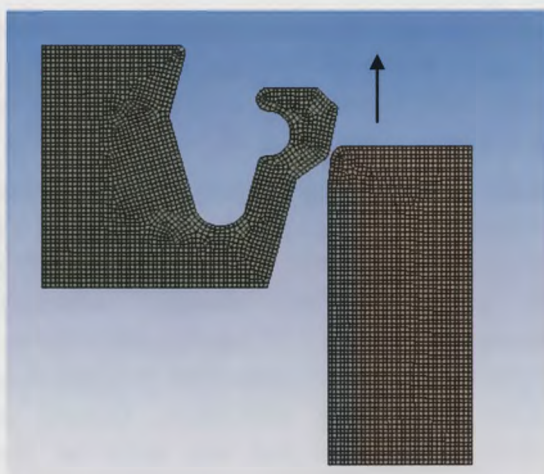
$$p_{sp} = \frac{2 s_r (\pi D_{sp} - l_0)}{D_{sp} d l_0} \quad (4.27)$$

gdzie: s_r – wyróżnik sprężyny, $\text{N} \cdot \text{mm} \cdot \text{mm}^{-1}$,

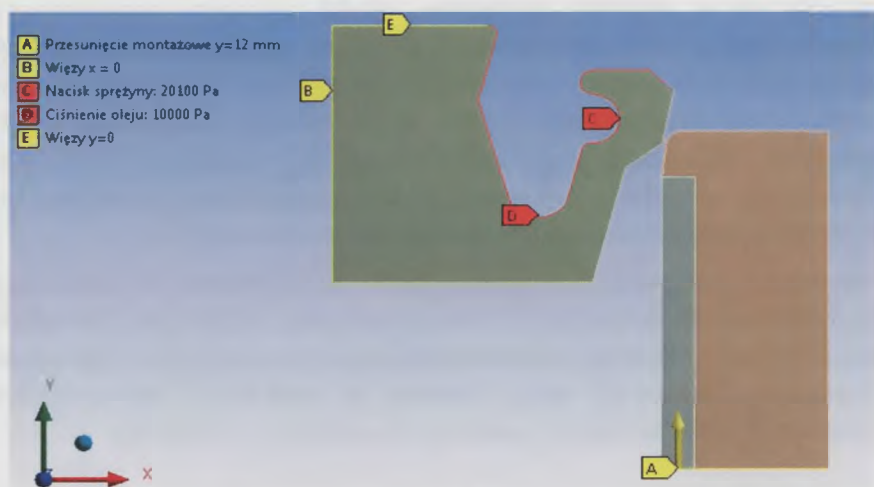
D_{sp} – średnica pierścienia uszczelniającego zamontowanego na wale, wyznaczona w osi sprężyny, mm,

l_0 – długość swobodna sprężyny, mm,

d – nominalna średnica zwicia sprężyny, mm.



Rys. 4.30. Dyskretyzacja modelu MES pierścienia uszczelniającego i wału [32]

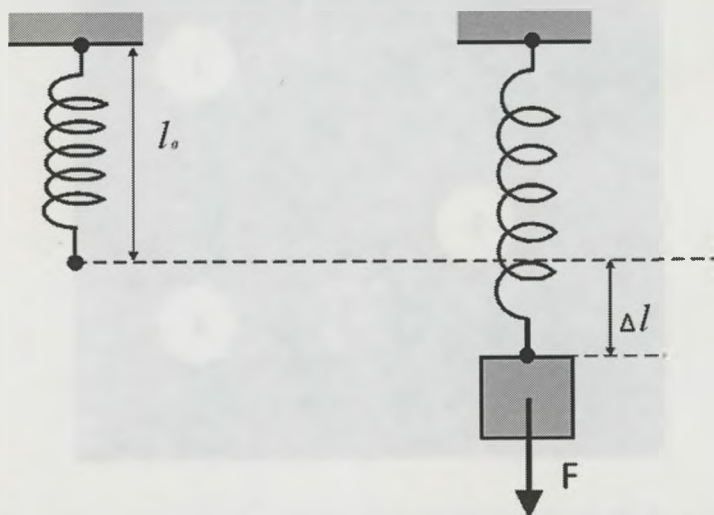


Rys. 4.31. Warunki brzegowe oraz schemat obciążenia modelu pary tribologicznej: pierścień uszczelniający – wał [32]

Parametrem charakteryzującym właściwości sprężyste sprężyn stosowanych w wargowych pierścieniach uszczelniających jest wyróżnik – s_r sprężyny (ang.: spring rate). Wyróżnik sprężyny wyznacza się jako iloraz siły przyłożonej do sprężyny i powstałego wydłużenia względnego (rys. 4.32) [31].

$$s_r = \frac{F}{\varepsilon} = \frac{F}{\frac{\Delta l}{l_0}} = \frac{F l_0}{\Delta l} \quad (4.28)$$

gdzie: s_r – wyróżnik sprężyny, $\text{N} \cdot \text{mm} \cdot \text{mm}^{-1}$,
 F – siła obciążająca sprężynę, N,
 Δl – wydłużenie sprężyny, mm,
 l_0 – długość początkowa sprężyny (tzw. długość swobodna), mm.

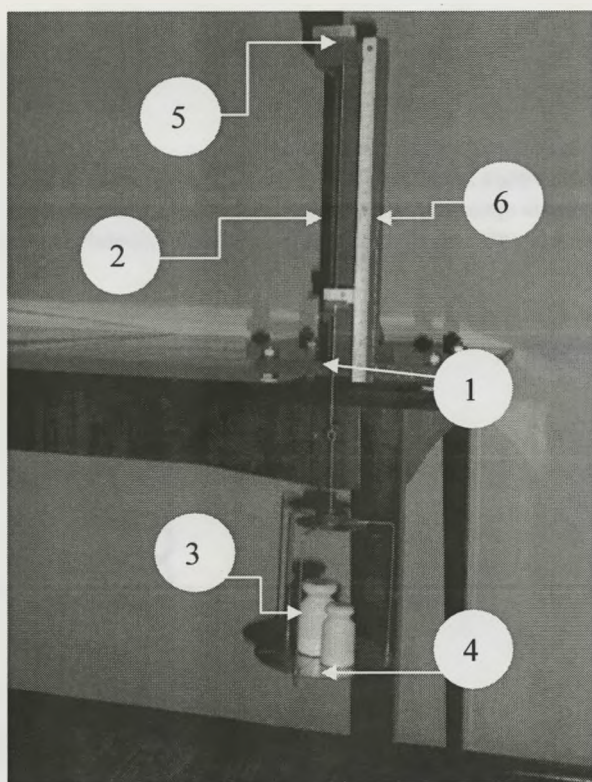


Rys. 4.32. Parametry charakteryzujące stałą sprężyny – s_r

W zależności od cech geometrycznych sprężyn stosowanych w węzłach uszczelniających wały, wyróżnik sprężyny, wynosi od $15 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \text{mm}^{-1}$ do $60 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \text{mm}^{-1}$ [27, 58].

Na rysunku 4.33 przedstawiono schemat stanowiska badawczego, do wyznaczania wyróżnika – s_r sprężyny.

Badana sprężyna (2) o długości nominalnej l_0 , jednym końcem jest przymocowana do statywu a drugim do szalki z obciążnikami. Wydłużenie sprężyny, spowodowane ciężarem obciążników ustawionych na tacy odczytywano na podziałce (6). umieszczonej na statywie. Na rysunku 4.34 przedstawiono przykładowy wykres rozciągania sprężyny o średnicy nominalnej zwicia, wynoszącej 3,2 mm, wykonanej z drutu o średnicy, wynoszącej 0,622mm. Sprężyna ta jest stosowana w standardowych pierścieniach uszczelniających wałów o średnicy 160 mm.



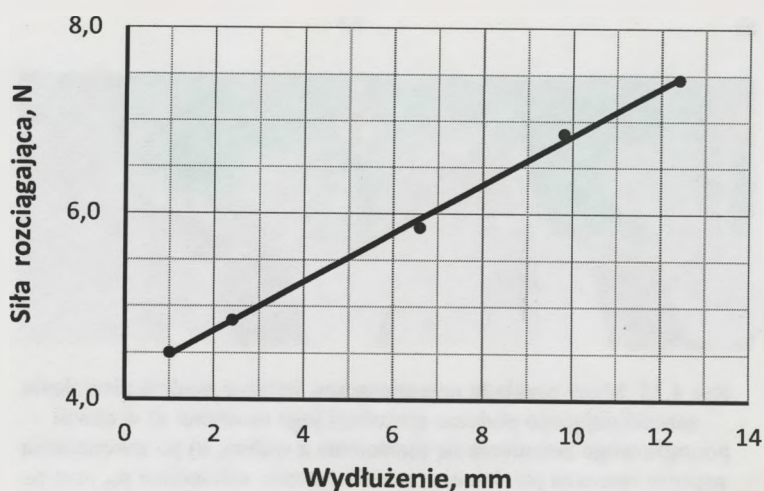
Rys. 4.33. Stanowisko badawcze do wyznaczania stałej - s , sprężyny:

1 – statyw, 2 – sprężyna, 3 – obciążniki, 4 – szalka, 5 – uchwyt sprężyny, 6 – podziałka

W wyniku przeprowadzonych pomiarów stwierdzono, na poziomie istotności $\alpha = 0,05$, że wartość średnią wyróżnika - s , badanej sprężyny otacza przedział:

$$46,44 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \text{mm}^{-1} \leq s_r \leq 57,61 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Wyznaczoną wartość wyróżnika - s , wykorzystano do wyznaczenia nacisku jednostkowego sprężyny na pierścień uszczelniający.

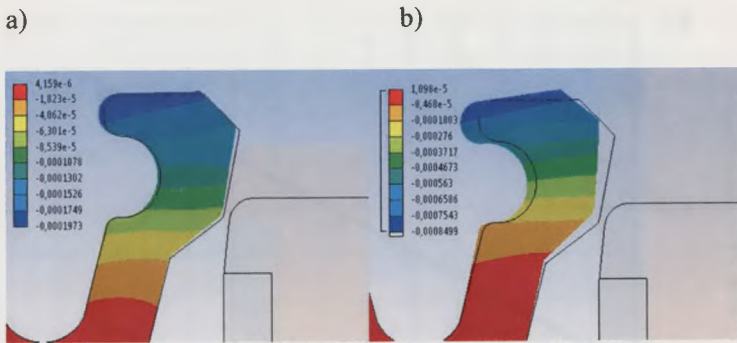


Rys. 4.34. Wykres rozciągania sprężyny o długości $l_0 = 200$ mm

Przyjęty model (rys. 4.31) umożliwia określenie zmian nacisku pierścienia uszczelniającego na wał w trakcie montażu węzła uszczelniającego. Jego montaż modelowano wymuszając wymagane przemieszczenie powierzchni A. Wyróżniono następujące stany obciążenia węzła uszczelniającego, występujące podczas jego montażu:

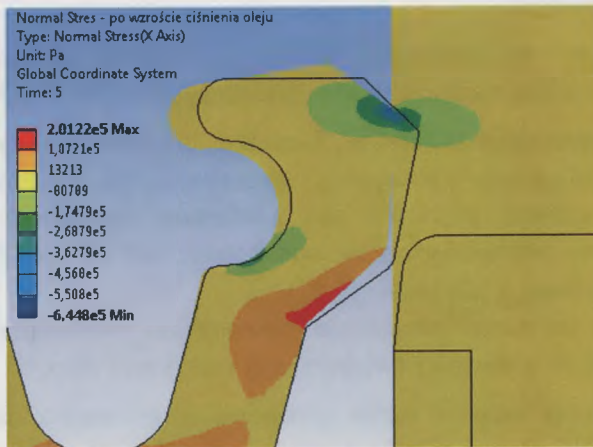
- 1 – pierścień uszczelniający i wał w stanie swobodnym, (przed rozpoczęciem montażu węzła uszczelniającego) (rys. 4.31).
- 2 – Wał przemieszcza się w kierunku osiowym ze stałą prędkością aż do osiągnięcia wymaganego przemieszczenia, wynoszącego 12 mm. Równocześnie pierścień jest obciążany naciskiem jednostkowym sprężyny, zmieniającym się quasi statycznie od zera do wartości p_{sp} , wyznaczonej z zależności (4.27).
- 3 – Quasi statyczne obciążenie powierzchni wewnętrznej pierścienia ciśnieniem o wartości zwiększającej się od zera do p_0 .
- 4 – Obciążenie modelu węzła uszczelniającego stałym ciśnieniem oleju o wartości równej p_0 .

Na rysunku 4.35 przedstawiono przykładowe mapy przemieszczeń węzłów modelu pierścienia podczas montażu węzła uszczelniającego [31]. Cienką czarną linią zaznaczono początkowe położenie wału oraz zarys nieodkształconego pierścienia uszczelniającego.



Rys 4.35. Mapy rozkładu przemieszczeń węzłów modelu pierścienia uszczelniającego podczas symulacji jego montażu: a) w chwili początkowego zetknięcia się pierścienia z wałem, b) po zakończeniu procesu montażu pierścienia oraz obciążeniu ciśnieniem p_{sp} oraz p_0

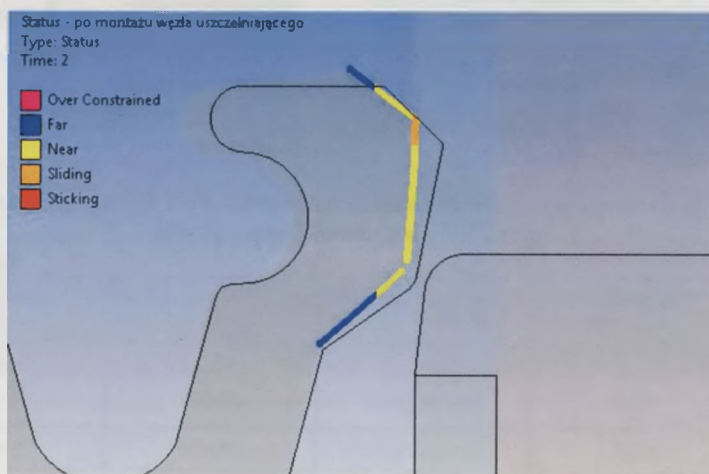
Przykładową mapę rozkładu naprężenia promieniowego w strefie styku wargi pierścienia z wałem w zmontowanym węźle uszczelniającym przedstawiono na rysunku 4.36. Największe naprężenie promieniowe występuje w miejscu styku wargi pierścienia z wałem. Dla przyjętych parametrów charakteryzujących obciążenie węzła wynosi ono 0,645 MPa.



Rys.4.36. Mapa naprężenia promieniowego – σ_x po osadzeniu pierścienia uszczelniającego na wale [32]

Interakcję pierścienia uszczelniającego z warstwą wierzchnią wału modelowano w programie ANSYS za pomocą tarciovych elementów kontaktowych. Siła styczna przenoszona przez te elementy jest ograniczona do wartości siły tarcia rozwinętego, charakteryzowanego przez współczynniki tarcia μ . W przypadku, gdy składowa obciążenia zewnętrznego, styczna do płaszczyzny poślizgu była większa od siły tarcia rozwinętego, następował poślizg współpracujących elementów.

Na rysunku 4.37 przedstawiono stan elementów w strefie kontaktu (w programie ANSYS oznaczany angielskim terminem „status”) po montażu pierścienia uszczelniającego na wale. Z wykresu stanu elementów kontaktowych [68] wynika, że styk wargi pierścienia z wałem występuje tylko na krótkim odcinku strefy kontaktu typu „Sliding”[42].

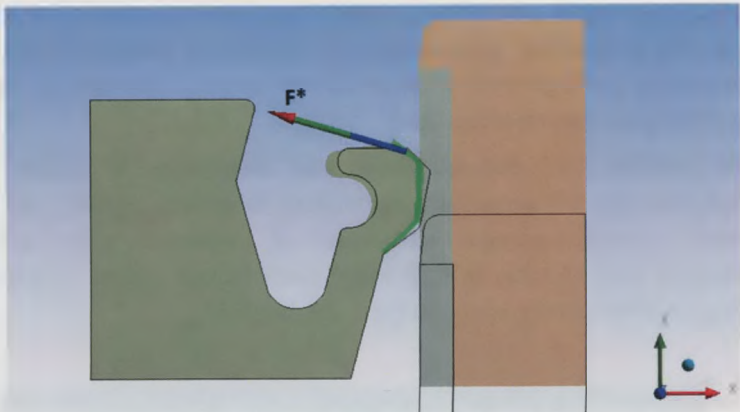


Rys. 4.37. Status kontaktu po osadzeniu pierścienia uszczelniającego na wale [32]

Przedstawiony model węzła uszczelniającego umożliwia wyznaczenie wartości jednostkowego nacisku wargi pierścienia uszczelniającego na warstwą wierzchnią wału z uwzględnieniem cech sprężystych i geometrycznych pierścienia, jego pasowania na wale oraz ciśnienia medium roboczego. Stwierdzono, że istotny wpływ na stan naprężenia oraz rozkład nacisku jednostkowego wargi na wał mają: stan naprężenia spowodowany osadzeniem pierścienia na wale oraz ciśnienie oleju w uszczelnianej przestrzeni.

W wyniku obliczeń przeprowadzonych z wykorzystaniem modelu MES [31] wyznaczono, zestawione w tabeli 4.13, wartości sił – F_x^* i F_y^* –

składowych siły F^* (rys. 4.38) oddziaływania pierścienia na wał, dla różnych rodzajów materiałów pierścienia uszczelniającego oraz strukturalnie zróżnicowanej warstwy wierzchniej wału.



Rys. 4.38. Graficzny obraz siły oddziaływania pierścienia na wał, uzyskany z postprocesora programu ANSYS

Zestawienie wyników obliczeń składowych – F_x^* i F_y^* siły nacisku pierścienia uszczelniającego na wał

Tabela 4.13.

Lp.	Materiał pierścienia uszczelniającego	Materiał warstwy wierzchniej wału	F_x^* [N]	F_y^* [N]
1	NBR	Stal stopowa	28.028	12.462
2	NBR	Kompozyt A	30.476	9.012
3	NBR	Kompozyt B	30.477	9.012
4	FKM	Stal stopowa	31.460	13.330
5	FKM	Kompozyt A	29.259	8.634
6	FKM	Kompozyt B	29.259	8.634

Siła F nacisku promieniowego pierścienia uszczelniającego na wał, występująca w zależności (4.3) jest równa wyznaczonej składowej F_x^* (Tab. 4.13). Jak już wspomniano, siła ta jest jednym z podstawowych

parametrów umożliwiających identyfikację zależności momentu tarcia od cech węzła uszczelniającego i warunków jego użytkowania.

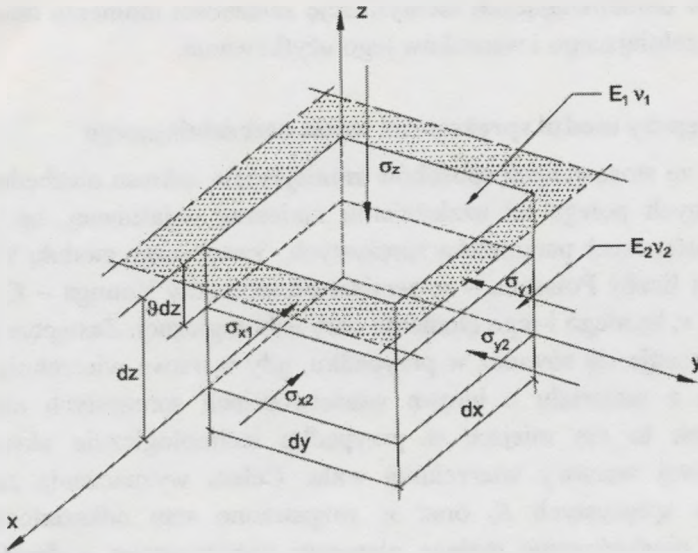
4.2.4. Zastępczy moduł sprężystości węzła uszczelniającego

Jeden ze stosowanych sposobów zmniejszenia zakresu niezbędnych badań laboratoryjnych polega na uzależnianiu zmiennej objaśnianej, np.: momentu tarcia od zastępczych parametrów sprężystych - zastępczego modułu Younga – E_e i zastępczej liczby Poissona – ν_e zamiast od modułów Younga – E_i oraz liczb Poissona – ν_i każdego i -tego elementu pary tribologicznej. Zastępcze parametry sprężyste stosuje się również w przypadku, gdy warstwa wierzchnia wału jest zbudowana z materiału o innych właściwościach sprężystych niż materiał rodzimy, jak to ma miejsce w przypadku technologicznie ukształtowanej kompozytowej warstwy wierzchniej wału. Celem wyznaczenia zastępczych parametrów sprężystych E_e oraz ν_e rozpatrzono stan odkształcenia i stan naprężenia nieskończenie małego elementu zbudowanego z dwóch liniowo sprężystych materiałów, charakteryzowanych odpowiednio przez E_1 i ν_1 oraz E_2 i ν_2 (rys.4.35) [9].

Pomijając wydłużenia jednostkowe: w kierunku osi x równoległej do osi wału oraz względem osi y , stycznej do powierzchni wału przyjęto, że w rozpatrywanym elemencie panuje jednokierunkowy stan odkształcenia. W związku z tym wydłużenie jednostkowe ε_{z1} oraz ε_{z2} poszczególnych warstw w kierunku promieniowym (w kierunku osi z – rys. 4.39) określają zależności [32]:

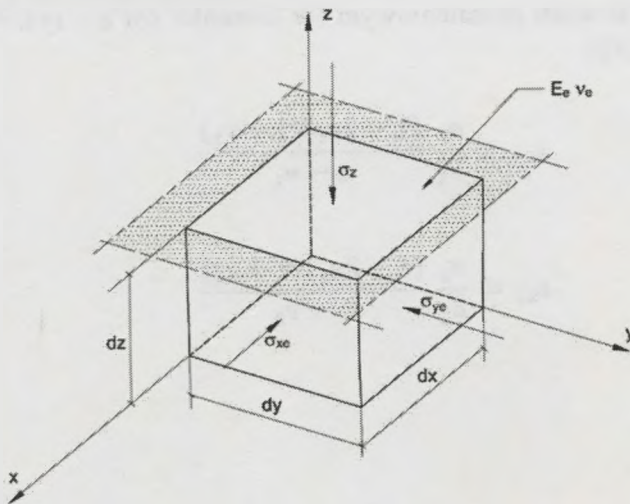
$$\varepsilon_{z1} = \frac{\sigma_z}{E_1} \frac{(1 - 2\nu_1)(1 + \nu_1)}{1 - \nu_1} \quad (4.29)$$

$$\varepsilon_{z2} = \frac{\sigma_z}{E_2} \frac{(1 - 2\nu_2)(1 + \nu_2)}{1 - \nu_2} \quad (4.30)$$



Rys 4.39. Stan naprężenia i odkształcenia dwuwarstwowego elementu sprężystego

Na rysunku 4.40 przedstawiono element sprężysty o tych samych wymiarach co element przedstawiony na rysunku 4.39, zbudowany z materiału o zastępczych parametrach sprężystych.



Rys. 4.40. Stan naprężenia i odkształcenia zastępczego elementu sprężystego

Odształcenie promieniowe – ε_{ze} określa zależność (4.31).

$$\varepsilon_{ze} = \frac{\sigma_z}{E_e} \frac{(1 - 2\nu_e)(1 + \nu_e)}{1 - \nu_e} \quad (4.31)$$

Warunek takiej samej zmiany wysokości elementów przedstawionych na rysunku 4.39 i 4.40 przyjmuje postać:

$$\varepsilon_{ze} \cdot dz = \varepsilon_{z1} \cdot \vartheta dz + \varepsilon_{z2} \cdot (1 - \vartheta) dz \quad (4.32)$$

gdzie: ϑ – parametr charakteryzujący grubość warstwy o module sprężystości podłużnej E_1 , przedstawionej na rysunku 4.39.

Po uwzględnieniu zależności (4.29, 4.30 i 4.31) otrzymuje się ostatecznie:

$$E_e = \nu_e \left[\frac{E_1 E_2}{E_2 \nu_1 \vartheta + E_1 \nu_2 (1 - \vartheta)} \right] \quad (4.33)$$

Analogiczny sposób wyznaczania zastępczego modułu Younga zastosowano w pracy [75]. Warunek równoważności bocznego obciążenia elementów przedstawionych na rysunkach 4.39 i 4.40 przyjmuje postać:

$$\sigma_{xe} \cdot dz \cdot dy = \sigma_{x1} \cdot (\vartheta dz) \cdot dy + \sigma_{x2} \cdot (1 - \vartheta) dz \cdot dy \quad (4.34)$$

Uwzględniając, że:

$$\begin{cases} \sigma_{xe} = -\nu_e \sigma_z \\ \sigma_{x1} = -\nu_1 \sigma_z \\ \sigma_{x2} = -\nu_2 \sigma_z \end{cases} \quad (4.35)$$

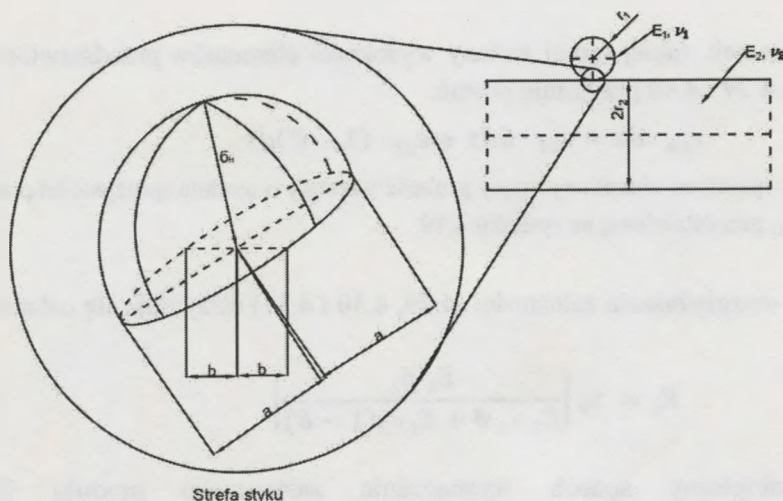
Po przekształceniach otrzymuje się:

$$\nu_e = \nu_1 \vartheta + \nu_2 (1 - \vartheta) \quad (4.36)$$

Zastosowanie wzorów (4.33) i (4.34) umożliwiła uproszczenie modeli stosowanych w analizie wymiarowej pary tribologicznej.

Naprężenia na styku pierścienia uszczelniającego i wału są naprężeniami kontaktowymi. Stosując klasyczną teorię Hertza [24, 81] i zakładając że powierzchnie stykających się ciał są powierzchniami walcowymi o osiach prostopadłych do siebie (rys. 4.41) i o promieniach krzywizny: r_1 i r_2 można

wykazać, że maksymalne naprężenie zredukowane wystąpi w tzw. punkcie Bielajewa, usytuowanym w odległości z_b od powierzchni styku.



Rys. 4.41. Szkic ogólny strefy styku wargi pierścienia uszczelniającego w wałem

Położenie punktu Bielajewa określa zależność [24]:

$$z_b = 0,786 \cdot b$$

gdzie: b – krótsza półoś elipsy ograniczającej powierzchnię styku ciał, wyznaczona z zależności:

$$b = \varepsilon \cdot \sqrt{\frac{3k}{2} \cdot \frac{r_1 \cdot r_2}{r_2 + r_1} \cdot F} \quad (4.37)$$

gdzie: r_1, r_2 – promienie krzywizny stykających się ciał, rys. 4.41, mm,

F – siła nacisku wargi pierścienia na wał, N,

ε – współczynnik, zależny od krzywizn powierzchni styku,

k – parametr zależny od właściwości sprężystych ciał (E_1, ν_1, E_2, ν_2 – rys. 4.41), MPa^{-1} .

W klasycznej teorii Herta zakłada się, że w strefie styku ciał sprężystych występują wyłącznie naprężenia normalne. Z rozważań szczegółowo przedstawionych w pracy [102] wynika, że występowanie sił stycznych

w płaszczyźnie styku pary tribologicznej powoduje zmniejszenie odległości punktu Bielajewa od powierzchni nominalnego kontaktu ciała. W tabeli 4.14 zestawiono wartości odległości z_b – punktu Bielajewa od powierzchni zewnętrznej wału, uzyskane dla przykładowych danych charakteryzujących pierścień uszczelniający i warstwę wierzchnią wału.

Zestawienie wyników obliczeń głębokości – z_b – położenia punktu Bielajewa

Tabela 4.14.

Wyznaczana wielkość	Pierścień uszczelniający	Warstwa wierzchnia wału
Promień krzywizny [mm]	0,5	80
Moduł Younga [Pa]	$5,90 \cdot 10^9$	$3,53 \cdot 10^9$
Liczba Poissona	0,499	0,35
Siła nacisku [N]	28,0	
Półoś powierzchni styku	$a = 14,64 \mu\text{m}$, $b = 0,59 \mu\text{m}$	
Współczynnik tarcia [μ]	Położenie punktu Bielajewa - z_b	
0,0	$z_b = 0,786 \cdot b = 0,46 \mu\text{m}$	
0,2	$z_b = 0,400 \cdot b = 0,24 \mu\text{m}$	
0,3	$z_b = 0,320 \cdot b = 0,19 \mu\text{m}$	

Z informacji zestawionych w tabeli 4.14 wynika, że zjawiska wpływające na zniszczenie współpracujących powierzchni występują w odległości nie większej niż $1 \mu\text{m}$ od powierzchni zewnętrznej wału. Jest ona znacznie mniejsza od grubości technologicznie ukształtowanej warstwy kompozytu regeneracyjnego, która w przypadku wałów stosowanych w badaniach wynosi od 2 mm, do 3 mm. Z tego względu wyznaczając zastępcze parametry sprężyste węzła uszczelniającego wystarczy uwzględnić tylko dwa elementy węzła uszczelniającego, a mianowicie:

- wargowy pierścień uszczelniający,
- warstwę wierzchnią wału.

W tabeli 4.15 zestawiono wyznaczone zastępcze parametry sprężyste rozpatrywanych węzłów uszczelniających.

Zastępcze parametry sprężyste rozpatrywanych węzłów uszczelniających

Tabela 4.15.

Materiały	ν_e	E_e [MPa]
elastomer NBR – stal	0,4	462
elastomer NBR – kompozyt A	0,42	302
elastomer NBR – kompozyt B	0,42	328
elastomer FKM – stal	0,4	432
elastomer FKM – kompozyt A	0,42	285
elastomer FKM – kompozyt B	0,42	309

Wartości modułu Younga oraz liczby Poissona dla poszczególnych materiałów wyszczególnionych w tabeli 4.15 podano w tabeli 4.1 i 4.2.

4.3. Identyfikacja zależności pomiędzy momentem tarcia a parametrami węzła uszczelniającego

Korzystając z metody analizy wymiarowej, w rozdziale 4.1 niniejszej pracy, wyprowadzono zależność (4.23) określającą związek pomiędzy momentem tarcia a parametrami określającymi warunki pracy skojarzenia tribologicznego: elastomerowy pierścień uszczelniający – warstwa wierzchnia wału.

$$M = \mu \cdot F \cdot D \cdot \left(\frac{D}{l}\right)^x \cdot \left(\frac{F}{ED^2}\right)^y \cdot \left(\frac{F}{\eta v D}\right)^z \quad (4.23)$$

gdzie: M – moment tarcia pomiędzy wałem a pierścieniem uszczelniającym,
 μ – współczynnik tarcia kinetycznego pomiędzy wałem a pierścieniem uszczelniającym,
 F – obciążenie promieniowe wywołane naciskiem pierścienia uszczelniającego,
 D – nominalna średnica wału,
 l – szerokość odkształcenia sprężystego, wargi pierścienia w styku z wałem,
 v – prędkość obwodowa wału,
 E , ν – zastępcze parametry sprężyste (moduł Younga oraz liczba Poissona) pary tribologicznej,
 η – współczynnik lepkości dynamicznej medium smarującego,
 x , y , z – wykładniki potęgowe.

Wartości wykładników potęgowych x , y , z zidentyfikowano wykorzystując wyniki pomiarów uzyskane w badaniach eksperymentalnych przedstawionych szczegółowo w rozdziale 4.2.

Dla wyznaczenia wykładników x , y , z korzystniej jest przekształcić zależność (4.3) do postaci liniowego równania algebraicznego (4.38):

$$\ln \frac{M}{\mu F D} = x \cdot \ln \left(\frac{D}{l} \right) + y \cdot \ln \left(\frac{F}{E D^2} \right) + z \cdot \ln \left(\frac{F}{\eta v D^2} \right) \quad (4.38)$$

Równanie (4.38) w zapisie macierzowym przyjmuje postać:

$$\begin{bmatrix} A_i & B_i & C_i \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = [H_i]; \quad i = 1, \dots, 3 \quad (4.39)$$

gdzie: i – parametr identyfikujący rodzaj warstwy wierzchniej,

„1” – oznacza stal,

„2” – oznacza kompozyt A,

„3” – oznacza kompozyt B.

Współczynniki oraz wyraz wolny równania (4.39) wyznacza się ze wzorów (4.40),..., (4.43).

$$A_i = \ln \left(\frac{D}{l_i} \right) \quad (4.40)$$

$$B_i = \ln \left(\frac{F_i}{E_i D^2} \right) \quad (4.41)$$

$$C_i = \ln \left(\frac{F_i}{\eta v_i D^2} \right) \quad (4.42)$$

$$H_i = \ln \left(\frac{M_i}{\mu_i F_i D} \right) \quad (4.43)$$

Niewiadome wykładniki potęgowe x , y , z , można wyznaczyć z układu trzech równań (4.39) zapisanych dla różnych skojarzeń tribologicznych.

$$\begin{bmatrix} A_1 & B_1 & C_1 \\ A_2 & B_2 & C_2 \\ A_3 & B_3 & C_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_1 \\ H_2 \\ H_3 \end{bmatrix} \quad (4.44)$$

Ponieważ celem badań jest określenie wpływu kompozytowej warstwy wierzchniej na moment tarcia w węźle uszczelniającym, to wykładniki x , y , z , wyznaczono na podstawie pomiarów momentu tarcia zarejestrowanych w przypadku współpracy tego samego pierścienia uszczelniającego z trzema różnymi warstwami wierzchnimi wału. W związku z tym identyfikację wykładników x , y , z przeprowadzono odrębnie dla skojarzeń tribologicznych zawierających pierścień uszczelniający wykonany z kauczuku nitylowego oraz dla skojarzeń tribologicznych, których elementem jest pierścień uszczelniający wykonany z kauczuku fluorowego.

4.3.1. Skojarzenia tribologiczne z pierścieniem uszczelniającym wykonanym z kauczuku nitylowego

Wielkości fizyczne charakteryzujące pary tribologiczne z pierścieniem uszczelniającym z elastomeru NBR zestawiono w tabeli 4.16.

Zestawienie parametrów charakteryzujących strefę styku elementów pary tribologicznej z pierścieniem uszczelniającym wykonanym z elastomerem NBR

Tabela 4.16.

Parametry strefy styku					
Warstwa wierzchnia	Moduł Younga E [Pa]			Szerokość styku [mm]	Współczynnik tarcia
	Warstwa wierzchnia	Elastomer NBR	Moduł zastępczy		
Stal	$2,00 \cdot 10^{11}$	$5,94 \cdot 10^6$	$4,626 \cdot 10^8$	0,4	0,35
Kompozyt A	$3,53 \cdot 10^9$	$5,94 \cdot 10^6$	$3,023 \cdot 10^8$	0,2	0,53
Kompozyt B	$6,25 \cdot 10^9$	$5,94 \cdot 10^6$	$3,288 \cdot 10^8$	0,6	0,62
Parametry pracy węzła tribologicznego					
Warstwa wierzchnia	Średnica wału [mm]	Lepkość oleju [Pa·s]	Prędkość obwodowa wału [m·s ⁻¹]	Obciążenie promieniowe wału [N]	Moment tarcia [N·m]
Stal	160	0,198	5,0	27,28	6,520
Kompozyt A	160	0,198	1,0	28,14	3,196
Kompozyt B	160	0,198	1,0	28,00	3,003

Dla wartości parametrów zestawionych w tabeli 4.16 macierz podstawowa układu równań (4.44) nie jest osobiłwa. Wartość wyznacznika macierzy podstawowej układu, wynosi 26,48. Układ równań (4.44) jest dobrze uwarunkowany. Zmienna cond(A) charakteryzująca w programie MATLAB uwarunkowanie układu równań przyjmuje wartość 36,3. Rozwiązując zatem układ równań (4.44) otrzymano:

$$x = - 0,22 \quad y = 0,29 \quad z = 0,72$$

stąd zależność (4.23) przyjmuje postać:

$$M = \mu \cdot FD \cdot \left(\frac{D}{l}\right)^{-0,22} \cdot \left(\frac{F}{ED^2}\right)^{0,29} \cdot \left(\frac{F}{\eta v D}\right)^{0,72} \tag{4.45}$$

Ostatecznie:

$$M = \mu \cdot FD \cdot \left(\frac{l}{D}\right)^{0,22} \cdot \left(\frac{F}{ED^2}\right)^{0,29} \cdot \left(\frac{F}{\eta v D}\right)^{0,72} \tag{4.46}$$

Zależność (4.46) określa moment oporu ruchu wału w przypadku pary tribologicznej: pierścień uszczelniający wykonany z elastomeru NBR – warstwa wierzchnia wału.

4.3.2. Skojarzenia tribologiczne z pierścieniem uszczelniającym wykonanym z kauczuku fluorowego

Wielkości fizyczne charakteryzujące pary tribologiczne z pierścieniem uszczelniającym wykonanym z elastomeru FKM zestawiono w tabeli 4.17:

Zestawienie parametrów charakteryzujących strefę styku elementów pary tribologicznej z pierścieniem uszczelniającym wykonanym z elastomerem FKM

Tabela 4.17.

Parametry strefy styku					
Warstwa wierzchnia	Moduł Younga E [Pa]			Szerokość styku [mm]	Współczynnik tarcia
	Warstwa wierzchnia	Elastomer NBR	Moduł zastępczy		
Stal	$2,00 \cdot 10^{11}$	$5,55 \cdot 10^6$	$4,324 \cdot 10^8$	0,9	0,392
Kompozyt A	$3,53 \cdot 10^9$	$5,55 \cdot 10^6$	$2,859 \cdot 10^8$	0,4	0,340
Kompozyt B	$6,25 \cdot 10^9$	$5,55 \cdot 10^6$	$3,095 \cdot 10^8$	0,4	0,673

cd. tabeli 4.17.

Parametry pary wężła tribologicznego					
Warstwa wierzchnia	Średnica wału [mm]	Lepkość oleju [Pa·s]	Prędkość obwodowa wału [m·s ⁻¹]	Obciążenie promieniowe wału [N]	Moment tarcia [N·m]
Stal	160	0,198	5,0	31,08	8,308
Kompozyt A	160	0,198	1,0	31,93	2,291
Kompozyt B	160	0,198	1,0	31,94	3,667

W przypadku wartości parametrów zestawionych w tabeli 4.17 macierz podstawowa układu równań (4.44) również nie jest osobliwa. Układ równań (4.44) jest dobrze uwarunkowany. Zmienna $\text{cond}(A)$ przyjmuje wartość 2945,8. W wyniku rozwiązania układu równań (4.44) otrzymano:

$$x = -16,78 \quad y = -2,66 \quad z = 9,75$$

Podstawiając wyznaczone wartości wykładników potęgowych do zależności (4.23), po przekształceniach otrzymuje się:

$$M = \mu \cdot FD \cdot \left(\frac{l}{D}\right)^{16,78} \cdot \left(\frac{ED^2}{F}\right)^{2,66} \cdot \left(\frac{F}{\eta v D}\right)^{9,75} \quad (4.47)$$

Zależność (4.47) określa moment oporu ruchu wału w przypadku pary tribologicznej z pierścieniem uszczelniającym wykonanym z elastomeru FKM.

4.3.3. Weryfikacja zależności określających moment tarcia

Wykładniki potęgowe x , y , z wyznaczono w rozdziałach 4.31 i 4.32 na podstawie wyników piątej serii pomiarów dla każdego z analizowanych skojarzeń tribologicznych. Otrzymane zależności (4.46) i (4.47) zweryfikowano korzystając z wyników pomiarów uzyskanych w trzech pozostałych seriach badań danego skojarzenia tribologicznego. Parametry charakteryzujące strefę styku pary tribologicznej, takie jak: moduł Younga, szerokość styku, współczynnik tarcia, lepkość oleju, prędkość obwodowa wału i obciążenie promieniowe mają taką samą wartość we wszystkich 5 analizowanych seriach pomiaru. W związku z tym wyznaczając moment tarcia – M_0 dla skojarzeń tribologicznych z pierścieniem wykonanym z kauczuku nitrylowego,

do zależności (4.46), wynikającej z metody analizy wymiarowej, podstawiono wartości parametrów zestawione w tabeli 4.16. Weryfikacja zależności na moment tarcia polegała na porównaniu obliczonej wartości momentu tarcia M_o z wartościami momentu tarcia wyznaczonymi w 2, 3 i 4. serii pomiarów.

W tabeli 4.18 zestawiono wartości momentu tarcia charakteryzujące wyniki pomiarów w tych seriach. Poszczególne kolumny tabeli zawierają: wartość momentu tarcia obliczoną z wykorzystaniem wzoru (4.46) oraz wyniki pomiarów momentu tarcia w poszczególnych seriach pomiarowych. Charakteryzują je: wartość średnia momentu tarcia oraz granice przedziału ufności wyznaczonego dla wartości średniej momentu tarcia na poziomie istotności, wynoszącym 0,05. W ostatniej kolumnie tabeli 9.3 zestawiono wartości względnego błędu oszacowania wartości średniej momentu tarcia:

$$\delta = \frac{|M_o - M_d|}{M_d} \cdot 100\% \quad (4.48)$$

gdzie: M_o – moment tarcia obliczony na podstawie zależności (4.46), wynikającej z analizy wymiarowej,

M_d – wartość średnia momentu tarcia w danej serii pomiarowej.

Celem weryfikacji zależności (4.47) obliczono wartości – M_o momentu tarcia w skojarzeniu tribologicznym z pierścieniem uszczelniającym wykonanym z kauczuku fluorowego. Parametry węzła uszczelniającego zestawiono w tabeli 4.18, a w tabeli 4.19 ujęto wartości momentu tarcia M_d skojarzeń tribologicznych z pierścieniem uszczelniającym wykonanym z kauczuku FKM oraz parametry charakteryzujące wyniki pomiarów, analogiczne do zestawionych w tabeli 4.18. Ostatnia kolumna tabeli 4.19 zawiera wartości względnego błędu – δ oszacowania momentu tarcia, wyznaczonego z zależności (4.48).

**Porównanie wartości momentu tarcia uzyskanej metodą analizy wymiarowej
z wynikami pomiarów momentu tarcia pary tribologicznej z pierścieniem
uszczelniającym wykonanym z elastomeru NBR**

Tabela 4.18.

Warstwa wierzchnia wału	Obliczony moment tarcia M_o [N·m]	Wyniki pomiarów						Względny błąd oszacowania momentu tarcia δ
		Seria	Wartość momentu tarcia M_d [N·m]				Granica przedziału ufności	
			Średnia M_d	Max. $M_{d,max}$	Min. $M_{d,min}$			
Stal	6,52	2	7,019	7,527	6,522	6,935	7,104	7,11%
		3	7,118	8,077	6,516	7,016	7,221	8,40%
		4	6,732	7,334	6,085	6,640	6,824	3,15%
Kompozyt A	3,20	2	3,066	3,565	2,639	3,008	3,123	4,37%
		3	3,158	3,728	2,674	3,085	3,230	1,33%
		4	3,169	3,571	2,837	3,103	3,236	0,98%
Kompozyt B	3,00	2	3,042	3,349	2,688	2,986	3,099	1,38%
		3	3,107	3,444	2,629	3,052	3,162	3,44%
		4	3,056	3,376	2,638	2,992	3,120	1,83%

**Porównanie wartości momentu tarcia uzyskanej metodą analizy wymiarowej
z wynikami pomiarów momentu tarcia pary tribologicznej z pierścieniem
uszczelniającym wykonanym z elastomeru FKM**

Tabela 4.19.

Warstwa wierzchnia wału	Obliczony moment tarcia M_o [N·m]	Wyniki pomiarów						Względny błąd oszacowania momentu tarcia δ
		Seria	Wartość momentu tarcia M_d [N·m]			Granica przedziału ufności		
			Średnia M_d	Max. $M_{d,max}$	Min. $M_{d,min}$			
						Dolna	Górna	
Stal	8,3	2	8,945	9,593	8,238	8,837	9,053	7,55%
		3	9,071	10,293	8,254	8,941	9,202	8,83%
		4	8,579	9,346	7,755	8,462	8,697	3,60%
Kompozyt A	2,3	2	2,206	2,555	1,891	2,165	2,248	3,90%
		3	2,273	2,672	1,916	3,085	3,230	0,84%
		4	2,281	2,559	2,033	2,233	2,329	0,48%
Kompozyt B	3,7	2	3,712	4,091	3,282	3,643	3,780	1,45%
		3	3,790	4,206	3,211	3,724	3,857	3,48%
		4	3,728	4,124	3,222	3,651	3,806	1,88%

Jak widać względny błąd oszacowania wartości średniej momentu tarcia mieści się w przedziale od 0,98% do 8,40%, w przypadku pierścienia uszczelniającego wykonanego z elastomeru NBR, a dla par tribologicznych z pierścieniem uszczelniającym wykonanym z elastomeru FKM – w przedziale od 0,48% do 8,83%. Z porównania przedziału zmienności wartości momentu tarcia, zarejestrowanych na stanowisku badawczym dla skojarzenia tribologicznego danego pierścienia uszczelniającego ze stalową warstwą wierzchnią wału z zależnością na moment tarcia, wynikającą z analizy wymiarowej, należy stwierdzić że wartość określonego analitycznie momentu tarcia – M_o mieści się w przedziale wartości momentów tarcia wyznaczonych doświadczalnie, czyli:

$$M_{d,min} < M_o < M_{d,max}$$

W odniesieniu do skojarzeń tribologicznych obu rozpatrywanych pierścieni uszczelniających z kompozytem A lub kompozytem B obliczona wartość momentu tarcia mieści się w granicach przedziału ufności otaczającego na poziomie istotności, wynoszącym 0,05, wartość średnią momentu tarcia wyznaczoną w badaniach. Reasumując należy stwierdzić, że wartość momentu tarcia w parze tribologicznej, oszacowana na podstawie zależności uzyskanych metodą analizy wymiarowej jest obarczona błędem mniejszym niż 9%.

5. Oszacowanie wpływu kompozytowej warstwy wierzchniej wału na trwałość wężła uszczelniającego

Korzystając z wyników badań trwałości pierścieni przeprowadzonych w ściśle kontrolowanych warunkach laboratoryjnych R. Brink sformułował zależności umożliwiające określenie trwałości pierścienia uszczelniającego dla różnych warunków pracy [10, 11, 25]. Dotyczą one przypadku pierścieni uszczelniających, których zużycie jest skutkiem procesu tarcia w węźle uszczelniającym. Założono, że praca tarcia generowana w węźle uszczelniającym, powoduje zużycie warstwy wierzchniej oraz straty energii. Zdolność pierścienia do absorpcji traconej energii determinuje jego trwałość. R. Brink wykazał, że liczba obrotów – L_t , które wykonuje wał do chwili uszkodzenia pierścienia uszczelniającego, jest wprost proporcjonalna do prędkości obrotowej wału – n i całkowitej pracy – W_t wykonanej przez siły tarcia, a odwrotnie proporcjonalna do intensywności – A_{wr} rozpraszania generowanej energii. Liczbę obrotów wału – L_t do wystąpienia uszkodzenia pierścienia określa zależność:

$$L_t = n \cdot \frac{W_t}{A_{wr}} \quad (5.1)$$

gdzie: L_t – liczba obrotów wykonanych przez wał do chwili uszkodzenia pierścienia,
 n – prędkość obrotowa wału, min^{-1} ,
 W_t – całkowita praca sił tarcia wykonana w czasie bezawaryjnej pracy pierścienia, J,
 A_{wr} – intensywność rozpraszania generowanej energii tarcia, $\text{J} \cdot \text{min}^{-1}$.

Zatem trwałość pierścienia uszczelniającego określa zależność, wyrażona:

$$t = \frac{W_t}{A_{wr}} [\text{min}] \quad (5.2)$$

Według R. Brinka miarą trwałości pierścienia uszczelniającego o określonej postaci konstrukcyjnej jest wskaźnik trwałości – B_w , wyznaczany z zależności:

$$B_w = \frac{L_t \cdot A_{wr}}{D} \quad (5.3)$$

gdzie: B_w – wskaźnik trwałości, $\text{N} \cdot \text{min}^{-1}$
 L_t – liczba obrotów wykonanych przez wał do chwili uszkodzenia pierścienia,
 A_{wr} – intensywność rozpraszania generowanej energii tarcia, $\text{J} \cdot \text{min}^{-1}$,
 D – średnica wału, m.

Wartość wskaźnika trwałości – B_w zazwyczaj wyznaczana jest doświadczalnie. Umożliwia ona oszacowanie trwałości pierścienia uszczelniającego w danych warunkach pracy węzła uszczelniającego, bez konieczności przeprowadzania dodatkowych badań.

Liczbę obrotów wału wykonanych do chwili uszkodzenia pierścienia określa zależność:

$$L_t = n \cdot t \quad (5.4)$$

gdzie: n – prędkość obrotowa wału, $\text{obr} \cdot \text{min}^{-1}$,
 t – trwałość pierścienia uszczelniającego, min.

Związek pomiędzy intensywnością rozpraszania energii tarcia a zarejestrowanym momentem tarcia określa ogólna zależność:

$$A_{wr} = M \cdot \omega \quad (5.5)$$

gdzie: M – moment tarcia pomiędzy wałem a pierścieniem uszczelniającym, $\text{N} \cdot \text{m}$,
 ω – prędkość kątowna wału, $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$.

Ponieważ trwałość – t pierścienia uszczelniającego, wyznaczona ze wzoru (5.2) jest wyrażona w minutach, to związek pomiędzy intensywnością rozpraszania energii tarcia ($\text{J} \cdot \text{min}^{-1}$), a prędkością obrotową wału podaną w $\text{obr} \cdot \text{min}^{-1}$ przyjmuje postać:

$$A_{wr} = 2\pi \cdot M \cdot n \quad (5.6)$$

Ostatecznie wskaźnik trwałości rozpatrywanego pierścienia uszczelniającego określa zależność wynikająca ze wzorów: (5.3), (5.4), (5.6):

$$B_w = \frac{2\pi \cdot M \cdot n^2 \cdot t}{D} \quad (5.7)$$

Tak określony wskaźnik B_w wykorzystano do oszacowania trwałości pierścienia uszczelniającego spowodowanej zmianą wartości parametrów charakteryzujących węzeł uszczelniający.

5.1. Metoda oszacowania wpływu parametrów charakteryzujących warunki pracy wężła uszczelniającego na jego trwałość

Z badań R. Brinka wynika, że związek pomiędzy trwałością i warunkami pracy pierścienia uszczelniającego o danej postaci konstrukcyjnej zastosowanego w dwóch różnych wężłach uszczelniających oznaczonych symbolami „1” i „2”, wynika z równości wartości wskaźników trwałości:

$$B_{w_1} = B_{w_2}$$

stąd:

$$\frac{2 \cdot \pi \cdot n_1^2 \cdot M_1 \cdot t_1}{D_1} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2^2 \cdot M_2 \cdot t_2}{D_2} \quad (5.8)$$

Wyrażenie (5.8) można przekształcić do postaci bezwymiarowej:

$$\frac{t_1}{t_2} = \frac{M_2 \cdot n_2^2 \cdot D_1}{M_1 \cdot n_1^2 \cdot D_2} \quad (5.9)$$

Korzystając z metody analizy wymiarowej, (patrz. rozdział 4.2) wyznaczono związek pomiędzy momentem tarcia, a parametrami charakteryzującymi warunki pracy wężła uszczelniającego, przyjmujący postać:

$$M = \mu \cdot F D \cdot \left(\frac{D}{l}\right)^x \cdot \left(\frac{F}{E D^2}\right)^y \cdot \left(\frac{F}{\eta v D}\right)^z \quad (4.3)$$

Związek pomiędzy prędkościami obrotowymi n_1 i n_2 (wzór 5.9), a prędkościami obwodowymi wału – v_1 i v_2 występującymi w zależności (4.3) określa zależność:

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{v_2 \cdot D_1}{D_2 \cdot v_1} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right) \cdot \left(\frac{D_1}{D_2}\right) \quad (5.10)$$

Po uwzględnieniu związków (4.3) i (5.10) zależność (5.9) przyjmuje postać:

$$\begin{aligned} \frac{t_1}{t_2} = & \left(\frac{\mu_2}{\mu_1}\right) \cdot \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^{1+y+z} \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^{x-2y-z-2} \cdot \\ & \cdot \left(\frac{l_1}{l_2}\right)^x \cdot \left(\frac{E_1}{E_2}\right)^y \cdot \left(\frac{\eta_1}{\eta_2}\right)^z \cdot \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{2-z} \end{aligned} \quad (5.11)$$

Zależność (5.11) umożliwia oszacowanie zmiany trwałości – t_1 pierścienia uszczelniającego w skojarzeniu tribologicznym „1”, w odniesieniu do trwałości – t_2 tego pierścienia w skojarzeniu tribologicznym „2”, a tym samym oszacowanie zmiany czasu bezawaryjnej pracy węzła uszczelniającego „1” w odniesieniu do czasu bezawaryjnej pracy węzła uszczelniającego „2”.

5.2. Metoda oszacowania wpływu rodzaju kompozytu regeneracyjnego na trwałość węzła uszczelniającego

Zależność (5.11), określająca stosunek czasów bezawaryjnej pracy dwóch węzłów uszczelniających w których zastosowano wargowy pierścień uszczelniający danego typu, wykonany z tego samego elastomeru, można wykorzystać w aspekcie oszacowania wpływu rodzaju kompozytu stosowanego do regeneracji wału czynnego lub biernego przekładni układu napędowego maszyny górniczej, na zmianę trwałości węzła uszczelniającego. W rozpatrywanym przypadku tą samą wartość mają prędkości obwodowe wału w węźle uszczelniającym „1” – przed regeneracją warstwy wierzchniej i w węźle uszczelniającym „2” – po jej regeneracji.

W przypadku węzła uszczelniającego na wale biernym przekładni zębatej w układzie napędowym podawarki zgrzeblowej kombajnu FR-160, rozpatrywanego przykładowo w niniejszej monografii, prędkość obwodowa wału wynosi $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Po uwzględnieniu tej samej wartości: prędkości obwodowej, średnicy wału i lepkości oleju, charakteryzujących węzły uszczelniające „1” i „2”, zależność (5.11) można uprościć do postaci:

$$\frac{t_1}{t_2} = \left(\frac{\mu_2}{\mu_1} \right) \cdot \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^{1+y+z} \cdot \left(\frac{l_1}{l_2} \right)^x \cdot \left(\frac{E_1}{E_2} \right)^y \quad (5.12)$$

gdzie: μ_1, μ_2 – współczynnik tarcia pomiędzy wargą pierścienia uszczelniającego a wałem odpowiednio: w węźle uszczelniającym „1” i „2”,

F_1, F_2 – obciążenie promieniowe w rozpatrywanych węzłach uszczelniających,

l_1, l_2 – szerokość kontaktu pierścienia z wałem w rozpatrywanych węzłach uszczelniających,

E_1, E_2 – zastępczy moduł Younga węzła uszczelniającego.

Szerokość kontaktu pierścienia uszczelniającego z wałem jest uzależniona, między innymi, od prędkości obwodowej wału. Zazwyczaj próby odbiorcze pierścieni uszczelniających współpracujących standardowo ze stalową warstwą wierzchnią wykonywane są przy prędkości obwodowej wału, wynoszącej $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. W niniejszym opracowaniu ze względu na brak wyników pomiaru szerokości kontaktu pierścienia uszczelniającego z wałem przy prędkości

równej prędkości obwodowej wału poddanego regeneracji, ($v = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$), szerokość kontaktu pierścienia z wałem przy tej prędkości określono szacunkowo przyjmując założenie upraszczające, że szerokość kontaktu pierścienia uszczelniającego z wałem jest proporcjonalna do pracy siły tarcia generowanej w węźle uszczelniającym. Rozpatrzono dwa węzły uszczelniające różniące się tylko prędkością obwodową wału. Prędkość obwodowa w węźle „1” wynosi 1 m/s a węźle „5” wynosi 5 m/s . Zakładając, że stosunek szerokości strefy kontaktu jest proporcjonalny do pracy siły tarcia wykonanej w tym samym czasie otrzymano zależność:

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{M_1 \frac{v_1}{D} \cdot t}{M_5 \frac{v_5}{D} \cdot t} \quad (5.13)$$

Po uwzględnieniu zależności na moment tarcia otrzymano:

$$l_1 = l_5 \cdot (0,2)^{\frac{1-z}{1+x}} \quad (5.14)$$

gdzie: l_1 – szerokość kontaktu dla prędkości obwodowej wału, wynoszącej $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,
 l_5 – szerokość kontaktu dla prędkości obwodowej wału, wynoszącej $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,
 wyznaczona doświadczalnie,
 x, z – wykładniki potęgowe – wzór (4.4).

Należy podkreślić że, zależność (5.14) uzyskano przyjmując założenie upraszczające, zgodnie z którym szerokość kontaktu wargi pierścienia z wałem jest proporcjonalna do pracy siły tarcia generowanej w węźle uszczelniającym.

Przykładowo w tabeli 5.1 zestawiono dane niezbędne do oszacowania stosunku czasu bezawaryjnej pracy węzła uszczelniającego z pierścieniem uszczelniającym, wykonanym z elastomeru NBR przed regeneracją wału, do czasu bezawaryjnej pracy tego węzła po regeneracji wału za pomocą kompozytu A. Korzystając z zależności (5.12) i (5.13) otrzymano ostatecznie wartość:

$$\frac{t_1}{t_2} = 1,778$$

Zestawienie wartości parametrów umożliwiających oszacowanie wpływu kompozytu A na trwałość węzła uszczelniającego z pierścieniem uszczelniającym wykonanym z elastomeru NBR

Tabela 5.1.

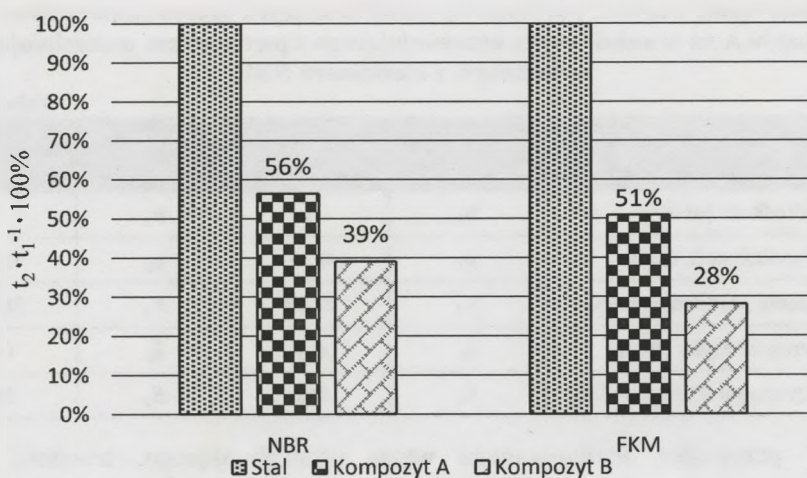
Skojarzenie tribologiczne węzła uszczelniającego	„1”		„2”	
Prędkość [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]	v_1	1	v_2	1
Współczynnik tarcia	μ_1	0,35	μ_2	0,53
Obciążenie promieniowe [N]	F_1	27,28	F_2	28,14
Szerokość styku [mm]	l_1	0,4	l_2	0,2
Zastępczy moduł Younga [MPa]	E_1	462	E_2	302

W przypadku analizowanego węzła uszczelniającego, trwałość – t_2 pierścienia uszczelniającego wykonanego z elastomeru NBR w skojarzeniu tribologicznym z kompozytem regeneracyjnym A stanowi więc 56,3% trwałości – t_1 tego pierścienia współpracującego przed regeneracją wału, ze stalową warstwą wierzchnią.

Zastosowanie kompozytu B do regeneracji tego samego węzła uszczelniającego powoduje, że czas bezawaryjnej pracy węzła uszczelniającego po regeneracji warstwy wierzchniej wału stanowi tylko 39% czasu bezawaryjnej pracy tego węzła przed regeneracją.

Na rysunku 5.1 zilustrowano procentową zmianę bezawaryjnej pracy węzła uszczelniającego ze zregenerowaną warstwą wierzchnią wału w odniesieniu do czasu bezawaryjnej pracy węzła uszczelniającego ze stalową warstwą wierzchnią dla pierścieni uszczelniających wykonywanych z elastomeru NBR i FKM.

Jak widać na rysunku 5.1 kompozyty regeneracyjne wpływają równie niekorzystnie na czas bezawaryjnej pracy węzła uszczelniającego w którym zastosowano pierścień uszczelniający wykonany z elastomeru FKM. Przykładowo w porównaniu z trwałością tego pierścienia współpracującego ze stalową warstwą wierzchnią, jego trwałość w skojarzeniu tribologicznym z warstwą kompozytu B stanowi tylko 28,1%.



Rys. 5.1. Wykres czasu bezawaryjnej pracy wężła uszczelniającego z kompozytową warstwą wierzchnią w odniesieniu do czasu bezawaryjnej pracy wężła uszczelniającego ze stalową warstwą wierzchnią

6. Podsumowanie

Z informacji zawartych w bibliografii [11, 12, 78] wynika, że moment tarcia generowany w węźle tribologicznym ma istotne znaczenie dla określenia trwałości i niezawodności układów napędowych maszyn górniczych. W niniejszej monografii, stosując metodę analizy wymiarowej określono związek pomiędzy momentem tarcia, a zbiorem parametrów charakteryzujących pracę węzła uszczelniającego: elastomerowy pierścień uszczelniający – warstwa wierzchnia wału, w postaci funkcji czterech bezwymiarowych liczb kryterialnych uwzględniających:

- cechy geometryczne strefy kontaktu pierścienia uszczelniającego i warstwy wierzchniej wału,
- współczynnik tarcia pomiędzy elastomerem a warstwą wierzchnią wału,
- siłę sprężystego nacisku pierścienia na wał w odniesieniu do zastępczej sztywności styku pary tribologicznej,
- warunki powstawania elastohydrodynamicznej warstwy medium smarującego w strefie tarcowego kontaktu pierścienia z wałem.

Dzięki zastosowaniu metody analizy wymiarowej zmniejszyła się liczba niezależnych parametrów, których wartość należało wyznaczyć doświadczalnie. Umożliwiło to opracowanie metody wykorzystania wyników testów odbiorczych pierścieni uszczelniających w badaniach poznawczych nad zagadnieniem współpracy elastomerowego wargowego pierścienia uszczelniającego z kompozytową warstwą wierzchnią technologicznie ukształtowaną w procesie regeneracji wału. Należy podkreślić, że obszerne wyniki testów odbiorczych wykonywanych przez producentów, jak dotąd wykorzystywano jedynie celem potwierdzenia założonych cech użytkowych pierścieni uszczelniających.

Dokonując identyfikacji zależności pomiędzy momentem tarcia a parametrami pracy węzła uszczelniającego, takimi jak: prędkość obwodowa wału, jego średnica, lepkość oleju, cechy sprężyste pary tribologicznej, wyniki testów odbiorczych pierścieni uszczelniających uzupełniono analizą modelu węzła uszczelniającego zbudowanego metodą elementów skończonych oraz wynikami pomiarów współczynnika tarcia kinetycznego pomiędzy elastomerem a warstwą wierzchnią wału, przeprowadzonych w warunkach laboratoryjnych.

Wnioski wynikające z przeprowadzonych badań laboratoryjnych i analiz teoretycznych zawarto w poszczególnych rozdziałach monografii. Najistotniejszymi spośród nich są:

- Wartość momentu tarcia w skojarzeniu tribologicznym wargowego pierścienia uszczelniającego z warstwą wierzchnią wału określa

funkcyjna wykładnicza, której argumentami są: siła sprężystego nacisku pierścienia na wał, średnica wału oraz cztery bezwymiarowe liczby kryterialne charakteryzujące właściwości strefy kontaktu pierścienia uszczelniającego i warstwy wierzchniej wału – jej cechy geometryczne, tarcie, sztywność zastępczą i warunki powstawania elastohydrodynamicznej warstwy medium smarującego. W rozdziale 4.3. pracy przedstawiono postacie tej zależności dla przypadku, gdy pierścień wykonano z elastomeru nitylowego NBR oraz dla pierścienia uszczelniającego wykonanego z elastomeru fluorowego FKM. Wartość momentu tarcia w węźle uszczelniającym, wyznaczona za pomocą tych zależności jest obarczona błędem oszacowania nie większym niż 9%.

- Zastosowanie kompozytów A lub B do regeneracji uszkodzonej stalowej warstwy wierzchniej wału skutkuje obniżeniem trwałości węzła uszczelniającego, w porównaniu z trwałością nowego węzła uszczelniającego.
- Jeżeli w węźle uszczelniającym zastosowano pierścień wykonany z elastomeru NBR, to obniżenie jego trwałości po regeneracji uszkodzonej stalowej warstwy wierzchniej wału wynosi:
 - dla kompozytu regeneracyjnego A – 44%,
 - dla kompozytu regeneracyjnego B – 61%.
- W przypadku zastosowania pierścienia uszczelniającego wykonanego z elastomeru FKM, obniżenie trwałości węzła uszczelniającego po regeneracji uszkodzonej stalowej warstwy wierzchniej wału wynosi:
 - dla kompozytu regeneracyjnego A – 49%,
 - dla kompozytu regeneracyjnego B – 72%.

Przytoczone wnioski, są zbieżne z dotychczasowymi spostrzeżeniami eksploatacyjnymi [23] dotyczącymi mniejszej trwałości węzła uszczelniającego, w którym warstwa kompozytu regeneracyjnego współpracuje z wargowym pierścieniem uszczelniającym. Wyniki przeprowadzonych badań umożliwiły uszczegółowienie tych spostrzeżeń eksploatacyjnych, które dotychczas miały wyłącznie charakter jakościowy.

Matematyczny opis zależności pomiędzy generowanym momentem tarcia a parametrami charakteryzującymi warunki pracy węzła uszczelniającego, pozwolił na określenie czasu bezawaryjnej pracy węzła uszczelniającego, w którym warstwę wierzchnią wału tworzy kompozyt regeneracyjny –

w proporcji do czasu bezawaryjnej pracy tego węzła przed regeneracją warstwy wierzchniej.

Zastosowanie kompozytów regeneracyjnych do regeneracji warstwy wierzchniej wałów przekładni zębatych może się jednak okazać uzasadnione, pomimo znacznie krótszego czasu bezawaryjnej pracy remontowanego węzła uszczelniającego. Istotnymi czynnikami wpływającymi na ocenę możliwości stosowania kompozytów regeneracyjnych w aspekcie techniczno-ekonomicznym są: możliwość uwzględnienia operacji regeneracji wału za pomocą kompozytu regeneracyjnego w harmonogramie remontów planowych przekładni oraz koszty technologii przywracania hermetyczności węzła uszczelniającego.

Zgodnie z wieloletnią praktyką eksploatacyjną, węzeł uszczelniający projektuje się w taki sposób, żeby czas jego bezawaryjnej pracy był dłuższy od czasu pomiędzy kolejnymi remontami, planowanymi z uwagi na konieczność remontu innych elementów przekładni. Jeżeli czas bezawaryjnej pracy węzła uszczelniającego z regenerowaną warstwą wierzchnią wału, będzie dłuższy od okresu pracy przekładni pomiędzy kolejnymi planowanymi remontami, to z technicznego punktu widzenia zastosowanie omawianej technologii regeneracji czopa wału jest akceptowalne, gdyż umożliwia wyeliminowanie nieplanowanych remontów przekładni spowodowanych wyciekami oleju. Analizę, zarówno tego problemu, jak również ocenę ekonomicznej zasadności przyjęcia określonej technologii regeneracji, należy przeprowadzić odrębnie dla każdego rozpatrywanego węzła uszczelniającego.

Literatura

- [1] Adamecki D. i in.: Doświadczalne wyznaczanie współczynnika tarcia pary tribologicznej elastomerowy pierścień uszczelniający – warstwa wierzchnia wału. W: Teoretyczne i praktyczne aspekty stosowania środków smarnych i eksploatacyjnych. X Konferencja, Ustroń, 27-29.04.2016. Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, Łędziny 2016 s.151-158
- [2] Adamecki D., Grabka L.: Metodyka pomiaru współczynnika tarcia pary tribologicznej pierścień uszczelniający wał. W: Górnictwo zrównoważonego rozwoju, Wydział Górnictwa i Geologii Politechniki Śląskiej, Gliwice 2015, s.1-9, (dysk optyczny)
- [3] Adamecki, D., Ścieszka, S. F.: The importance of wall friction between particulate solids and elastomeric belt. Powder Technology, Volume 245, Issue 1, September 2013, s. 199-207
- [4] Adamiec P., Dziubiński J.: Regeneracja i wytwarzanie warstw wierzchnich elementów maszyn transportowych. Wydaw. Politechniki Śląskiej, Gliwice 1999
- [5] Antoniak J., Opolski T.: Maszyny górnicze część II. Wydaw. Śląsk, Katowice 1983
- [6] Antoniak J.: Przenośniki taśmowe w górnictwie podziemnym i odkrywkowym energo-oszczędne. Wydaw. Politechniki Śląskiej, Gliwice 2010
- [7] Bartelmus W.: Diagnostyka maszyn górniczych, Wydaw. Naukowe Śląsk, Katowice 1998
- [8] Bielski J.: Inżynierskie zastosowanie systemu MES. Wydaw. Politechniki Krakowskiej, Kraków 2013
- [9] Bohdziewicz J.: Mechanika i wytrzymałość materiałów. Uniwersytet Przyrodniczy we Wrocławiu, Wrocław 2011
- [10] Brink R. V.: Oil Seal Life – Good Loading or Good Luck, SAE 650656 1965 Annual Meeting
- [11] Brink R. V.: The Working Life of a Seal (An Elementary Theory), Lubrication Engineering (ASLE) paper presented at 25th ASLE Annual Meeting in Chicago. May 4-8 1970
- [12] Brink, R. V., Czernik, D. E.: Handbook of Fluid Sealing, U.S.A., 1992
- [13] Broen A.: Kombajny Chodnikowe. Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1993
- [14] Buchter H.H.: Industrial Sealing Technology. New York: John Wiley 1979
- [15] Dasiewicz J., i in.: Zastosowanie kompozytów metalożywicznych w regeneracji elementów maszyn. Problemy Eksploatacji 2001 nr 2, s.57–66

- [16] Decker: Maschinenelemente – Funktion, Gestaltung und Berechnung. Kapitel 19: Lager und Wellendichtungen. 17. Auflage. Carl Hanser Verlag, Muenchen 2009
- [17] Deuring H.: The effects of rod and shaft seal surface preparation on performance during start-up and running. 10th International Conference on Fluid Sealing, Innsbruck 1984, s.65-78
- [18] Dobrzański L.: Materiały inżynierskie i projektowanie materiałowe. WNT, Warszawa 2006
- [19] Dobrzański L.A. (red.): Leksykon materiałoznawstwa. Metale, polimery, ceramika, kompozyty. Wydaw. Verlag, Dashöfer, Warszawa 1999-2002
- [20] Dokumentacja serwisowa węzłów uszczelniających kombajnów chodnikowych, FAMUR S.A. Systemy Chodnikowe Remag, Katowice 2016, (materiały niepublikowane)
- [21] Dokumentacja techniczna firmy James Walker, Cockermouth 2008, (materiały niepublikowane)
- [22] Dokumentacja techniczna kombajnu chodnikowego, FAMUR S.A. Systemy Chodnikowe Remag, Katowice 2016, (materiały niepublikowane)
- [23] Dokumentacja techniczna węzła uszczelniającego kombajnów chodnikowych, FAMUR S.A. Systemy Chodnikowe Remag, Katowice 2016, (materiały niepublikowane)
- [24] Dyląg Z., Jakubowicz A., Orłóś Z.: Wytrzymałość materiałów tom 2. Wydawnictwo WNT, Warszawa 2013
- [25] Fazekas G. A., Kalsi M. S.: Feasibility Study of a Slanted O-Ring as a High Pressure Rotary Seal, ASME 72WA/DE/4, November 1972
- [26] Filipowicz K., Spalek J.: Doświadczalna identyfikacja procesów tribologicznych, Monografia nr 48, Wydaw. Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003
- [27] Flitney R.: Seals and sealing handbook. Elsevier, 2007
- [28] Gawliński M.: Lokalne warunki styku a opory tarcia elastomerowych wargowych pierścieni uszczelniających. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2004
- [29] Godzimirski J.: Tworzywa adhezyjne. Zastosowanie w naprawach sprzętu technicznego. WNT, Warszawa 2010
- [30] Górny Z.: Odlewnicze stopy metali nieżelaznych, WNT, Warszawa 1992
- [31] Grabka L., Markowicz J., Szveda S.: Modelowanie nacisku na powierzchni styku wargowego pierścienia uszczelniającego z wałem, Maszyny Górnicze 2013 nr 4, s. 20-26

- [32] Grabka L., Spalek J., Szweda S.: Identyfikacja siły docisku i parametrów sprężystych w kontakcie tarcowym wału z pierścieniem uszczelniającym., Tribologia nr 1/2015, s.37-47
- [33] Grabka L., Szweda S.: Identyfikacja parametrów tribologicznych charakteryzujących współpracę elastomerowego pierścienia uszczelniającego z wałem. Tribologia nr 6/2014, s.33-42
- [34] Grabka L., Wpływ parametrów wargowego pierścienia uszczelniającego i kompozytowej warstwy wierzchniej wału na trwałość węzła uszczelniającego w układach napędowych maszyn górniczych, Praca Doktorska, Gliwice 2018, maszynopis, Biblioteka Politechniki Śląskiej
- [35] Grabka L.: Warunki pracy węzłów uszczelniających wały przekładni napędów maszyn górniczych. W: XXIV Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna, Ustroń 3-5 listopada 2016, Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Górnictwa, Gliwice-Ustroń 2016, s.101-115.
- [36] Grabka L.: Zastosowanie teorii podobieństwa modelowego do opisu oporów ruchu w węźle uszczelniającym. W: Górnictwo zrównoważonego rozwoju. Wydział Górnictwa i Geologii Politechniki Śląskiej, Gliwice 2014
- [37] Greń J.: Statystyka matematyczna modele i zadania. Państwowe Wydawnictwo Naukowe. Warszawa 1976
- [38] Guo F., et al.: Mixed lubrication model of a rotary lip seal using flow factors, Tribology International 57, 2013 p. 195-201
- [39] Gwiazdziński P.: Badanie i rozwój maszyn dla górnictwa podziemnego i odkrywkowego w Grupie Famur. Prezentacja referatu na konferencji Górnictwo zrównoważonego rozwoju, Wydział Górnictwa i Geologii Politechniki Śląskiej, Gliwice 2015, (materiały niepublikowane)
- [40] Herman W., Seffler A.: Neue Erkenntnisse für den Abdichtmechanismus von Radial-Wellendichtringen. Automobiltechnische Zeitschrift, nr 9, 1985
- [41] Hirano F., Ishiwata H.: Friction and sealing characteristics of oil seals. International Conference on Fluid Sealing, 1961, s.102-115
- [42] Instrukcje programu ANSYS Workbench 2010
- [43] Instrukcje programu Statistica v.12, 2015
- [44] Jagger E.T., The sealing mechanism of synthetic rubber seals running at atmospheric pressure. Proceedings, The Institution of Mechanical Engineers. 1957, vol.171, s.597-616
- [45] Jagger E.T., Wallf D.: Further experiments on the sealing mechanism of a synthetic rubber lip type seal operating on a rotating shaft. Proceedings, The Institution of Mechanical Engineers, 1973, vol. 187, s.191-204

- [46] Janecki J., Dasiewicz J., Pawelec Z.: Funkcje komponentów i aspekty praktycznego stosowania regeneracyjnych kompozytów polimerowych. *Problemy Eksploatacji* 2003, 3, s.147–156
- [47] Janecki J., Drabik J., Pawelec Z., Wolszczak M.: Kompozyty wielkocząsteczkowe w węzłach tarcia maszyn. *Tribologia* nr 2/2013, s.81-94
- [48] Janecki J.T., i in.: Kompozyty wielkocząsteczkowe w węzłach tarcia maszyn. *Tribologia* nr 2/2013, s.81-94
- [49] Jaszczuk M.: Ścianowe systemy mechanizacyjne. Wydaw. Naukowe Śląsk, Katowice 2007
- [50] Jia X.H., et al.: Numerical simulation and experimental study of shaft pumping by laser structured shafts with rotary lip seal, *Tribology International* 44, 2011, p. 505-668
- [51] Jurkiewicz B.: Wykorzystanie środowiska ANSYS w obliczeniach uszczelnień elastomerowych w firmie WABCO Polska, *Mechanik* nr.1 2018
- [52] Kalukiewicz A. i in.: Samojedźny wóz wierćący – ładujący dla górnictwa węglowego. *Maszyny Górnicze* nr 4/2008, s.39-43
- [53] Kalukiewicz A., Marianowski J.: Nowe rozwiązanie zabezpieczeń funkcjonowania upodatkowanej obudowy zmechanizowanej. *Napędy i Sterowanie* nr 7/8 2011, s.152-155
- [54] Kalukiewicz A.: Napęd hydrostatyczny samojedźnego wozu wierćącego-ładującego przeznaczonego do górnictwa węglowego. *Napędy i Sterowanie* nr 7/8 2010, s.75-76
- [55] Katalog firmy BHR Group 2010
- [56] Katalog firmy Chesterton 2009
- [57] Katalog firmy CR uszczelnienia, 1997
- [58] Katalog firmy Freudenberg Simrit 2013
- [59] Katalog firmy James Walker 2014
- [60] Katalogi firmy A.W.CHESTERTON Co., 2008
- [61] Katalogi firmy Belzona Polymerics Ltd. 2008
- [62] Katalogi firmy E.Wood Ltd. , 2004
- [63] Kawahara Y.A., Abe M., Hirabayashi H.: An Analysis of Sealing Characteristics of Oil Seals. *ASLE Transactions* vol. 22, 1978
- [64] Kawahara Y.A., Abe M., Hirabayashi H.: Effect of Surface Condition of Lip on Sealing Phenomena on Oil Seals. *SAE Paper*, 1978
- [65] Królikowski W.: Polimerowe kompozyty konstrukcyjne. PWN, Warszawa 2012
- [66] Kuiken J.: A new radial lip seal design approach, *Technische Universiteit Eindhoven*, 1996

- [67] Kula P.: Inżynieria warstwy wierzchniej. Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź 2000
- [68] Łaczek S.: Modelowanie i analiza konstrukcji w systemie MES ANSYS v. 11. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2011
- [69] Łaczek S.: Przykłady analizy konstrukcji w systemie MES ANSYS-Workbench. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2012
- [70] Łarikow L.I., Jurczenko J.J.: Tiepłowye svojstva metallow i splawow. Naukowa Dumka, Kijew 1985
- [71] Machowski B., Ochoński W.: Uszczelnienia dławnicowe ze szczeliwem miękkim. Sterowanie i napęd hydrauliczny 1981, nr 6
- [72] Machowski B., Ochoński W., Czachórska E.: Uszczelnienia. Wydaw. Naukowe PWN, Warszawa 1991
- [73] Mizgała J., Stawinoga A.: Nowoczesne metody regeneracji zużytych elementów maszyn. W: XI Międzynarodowa Konferencja Systemy wspomagania w inżynierii produkcji Budapeszt 2014, s.222-230
- [74] Molenda J., Pawalec Z.: Niskotemperaturowe charakterystyki tribologiczne kompozytów metalopolimerowych. Tribologia nr 6/2013, s.57-67
- [75] Moore F.: Principles and applications of tribology, International Series of Monographs on Materials Science and Technology, Pergamon Press June 1975
- [76] Moore F.: The Friction and Lubrication of Elastomers, International Series of Monographs on Materials Science and Technology, Pergamon Press June 1972
- [77] Müller H.K.: Concepts of sealing mechanism of rubber lip type rotary shaft seals. 11th International Conference on Fluid Sealing, Cannes, France 1987, s.698-709
- [78] Müller L.: Zastosowanie analizy wymiarowej w badaniach modeli. Państwowe Wydaw. Naukowe, Warszawa 1983
- [79] Nagdi K.: Rubber as an engineering material. Hanser, Munchen, 1993
- [80] Nakamura K, Kawahara Y.: An investigation of sealing properties of lip seals through observations of sealing surfaces under dynamic condition. 10th International Conference on Fluid Sealing, Innsbruck 1984
- [81] Niezgodziński M.E., Niezgodziński T.: Wzory, wykresy i tablice wytrzymałościowe. WNT, Warszawa 2009
- [82] Norma ISO 6194/1-5 Radial Lip Seal
- [83] Ostasiewicz S., Rusnak Z., Siedlecka U.: Statystyka elementy teorii i zadania, Wydawnictwo Akademii Ekonomicznej we Wrocławiu, Wrocław 1995

- [84] Persson B.: Theory of rubber friction and contact mechanics, *Journal of Chemical Physics*, 115, 2001, p. 3840-3861
- [85] Płaza S.: Fizykochemia procesów tribochemicznych. Wydawnictwo Uniwersytetu Łódzkiego, Łódź 1977
- [86] Posmyk A.: Tribologia materiałów kompozytowych Wydaw. Pol. Śl., Gliwice 2018
- [87] Prem E., Vogt R.: Der Simmering. Grundlagen zur Schadenspraevention. Freudenberg Simrit GmbH und Co. KG, 2005
- [88] Rabięj M.: Statystyka z programem Statistica. Wydawnictwo Helion, Gliwice 2012
- [89] Rieg F., Kaczmarek M. (Hrsg): Taschenbuch der Maschinenelemente. Kapitel 27: Dichtungen. 1. Auflage. Carl Honser Verlag, Muenchen-Wien 2006
- [90] SAE International, Sales-Testing of Radial Lip (Cancelled OCT 2002) – J110_200210
- [91] Sala W.: Polimerowe uszczelnienia ślizgowe. Politechnika Krakowska. Kraków, 2004
- [92] Salant R.F.: Theory of lubrication of elastomeric rotary shaft seals, *Proc.I Mech. E. Vol. 213, Part J*, 1999
- [93] Sauer u. a.: Konstruktionselemente des Maschinenbau. Band 2. Springer Verlag, Berlin-Heidelberg-London-New York, 2009
- [94] Skoć A., Kwaśny M., Spalek J.: Podstawy Konstrukcji Maszyn, T. 3: Przekładnie Mechaniczne. Wydaw. Naukowe PWN, Warszawa 2018
- [95] Skoć A., Spalek J., Kwaśny M., Twardoch K.: Wpływ parametrów geometrycznych na straty mocy i awaryjność przekładni zębatych. W: Trwałość Elementów i Węzłów Konstrukcyjnych Maszyn Górniczych. TEMAG 2007. XV Jubileuszowa Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna, Ustroń 24-26.10.2007. Gliwice 2007, s.163-174
- [96] Skoć A., Spalek J., Twardoch K.: Studium zniszczeń elementów przekładni zębatych w aspekcie poprawy ich trwałości eksploatacyjnej. W: Teoretyczne i praktyczne aspekty stosowania środków smarnych. II Międzynarodowa Konferencja Ustroń, 29-31.05.2006. Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, Łędziny 2006, s.177-189
- [97] Skoć A., Spalek J.: Analiza awaryjności przekładni zębatych zespołów napędowych maszyn górniczych ze szczególnym uwzględnieniem kół stożkowych. *Maszyny Górnicze* 1994 nr 48 s. 33-38
- [98] Skoć A., Spalek J.: Metody badań przekładni zębatych przeznaczonych do napędu maszyn górniczych. *Maszyny Górnicze* 2003 nr 93, s. 48-52

- [99] Skoć A., Spalek J.: Podstawy Konstrukcji Maszyn, T. 1: Obliczenia konstrukcyjne, tolerancje i pasowania, połączenia. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa Wyd. 2. 2014
- [100] Skoć A., Twardoch K.: Wpływ lepkości oleju na stan dynamiczny przekładni zębatej. W: Górnictwo Zrównoważonego Rozwoju 2007. Konferencja Naukowa, Gliwice 28.11.2007. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, nr 1765, s. Górnictwo z. 280, Gliwice 2007, s.353-359
- [101] Sobczyk M.: Statystyka. PWN. Warszawa 2016
- [102] Spalek J.: Analiza wpływu olejów mineralnych i syntetycznych na wytrzymałość stykową stali. Rozprawa doktorska, Politechnika Śląska Gliwice 1975
- [103] Spalek J.: Problemy inżynierii smarowania maszyn w górnictwie, Monografia nr 57, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003
- [104] Spalek J.: Zarys tribologii i inżynierii smarowania. Rozdział 2 w podręczniku akademickim, Podstawy konstrukcji maszyn tom 2. WNT, Warszawa 2008
- [105] Suchoń J.: Górnicze przenośniki zgrzeblowe. Budowa i Zastosowanie. Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2012
- [106] Szczerek M., Wiśniewski M. (red.): Tribologia i Tribotechnika. Polskie Towarzystwo Tribologiczne – ITE – SIMP. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom 2000
- [107] Szczerek, M.: Metodologiczne problemy systematyzacji eksperymentalnych badań tribologicznych. Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 1997.
- [108] Szweda S., Szyguła M., Mazurek K.: Czynniki wpływające na postać konstrukcyjną i parametry techniczne sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej. Cz. 1, Czynniki naturalne, techniczne i konstrukcyjne. Instytut Techniki Górniczej KOMAG 2017.
- [109] Ślężona J.: Podstawy technologii kompozytów, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1998.
- [110] Teacte A.: Process smazki riezionowowo upłotnienija na wraszczajuszczimsja wału. Trudy TPI 1971
- [111] Tomczyk W.: Efektywność regeneracji części maszyn w aspekcie ochrony środowiska, Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering, Vol. 52, nr 2 2007
- [112] Wennehorst B., Poll G.W.G.: Investigations into the tribological characteristics of radial lip seal., Proceed 20 th Int. Conf. On Fluid Sealing, Nottingham UK, 7-9 Oct. 2009

Spis rysunków

Rys. 2.1.	Struktura uszkodzeń eksploatacyjnych elementów przekładni napędu przenośników zgrzeblowych	10
Rys. 2.2.	Schemat optymalizacji kosztów regeneracji	12
Rys. 2.3.	Usytuowanie przekładni zębatych w kombajnie chodnikowym.....	16
Rys. 2.4.	Schemat węzła uszczelniającego wału przekładni zębatej organu urabiającego kombajnu	16
Rys. 2.5.	Rozwiązanie konstrukcyjne węzła łożyskowo-uszczelniającego wał bierny przekładni zębatej podawarki zgrzeblowej kombajnu chodnikowego	18
Rys. 2.6.	Usytuowanie przekładni zębatych w kompleksie ścianowym..	18
Rys. 2.7.	Przekładnie klasyczne typu FKPL - 25 i planetarne FKPL – 35 napędu przenośnika zgrzeblowego produkcji Famur S.A.....	19
Rys. 2.8.	Przykładowe postacie konstrukcyjne przekładni zębatych napędów przenośników taśmowych	20
Rys. 2.9.	Ogólna klasyfikacja uszczelnień wałów	22
Rys. 2.10.	Główne postacie konstrukcyjne uszczelnień wałów	22
Rys. 2.11.	Przekroje stosowanych wargowych pierścieni uszczelniających	23
Rys. 2.12.	Przekrój poprzeczny elastomerowego pierścienia uszczelniającego z wargą przeciwpylową	23
Rys. 2.13.	Rozkład nacisku wargi pierścienia uszczelniającego na wał ...	24
Rys. 2.14.	Charakterystyczne wymiary przekroju pierścienia uszczelniającego niezbędne do analizy teoretycznej	25
Rys. 2.15.	Charakterystyka filmu olejowego pomiędzy wałem a pierścieniem uszczelniającym (skala mikro)	26
Rys. 3.1.	Widok zniszczeń powierzchniowych czopa wału	37
Rys. 3.2.	Widok czopa/wału z częściowo nałożoną warstwą regeneracyjną	38
Rys. 3.3.	Tłoczyisko siłownika po regeneracji za pomocą kompozytu ...	38
Rys. 4.1.	Charakterystyczne wymiary przekroju poprzecznego wargowego pierścienia uszczelniającego przyjętego do badań	41
Rys. 4.2.	Schemat blokowy procedury postępowania badawczego	44
Rys. 4.3.	Schemat ilustrujący współpracę pierścienia uszczelniającego z wałem	47
Rys. 4.4.	Widok stanowiska badawczego	52

Rys. 4.5.	Próbki do badań zjawiska tarcia pomiędzy elementami	53
Rys. 4.6.	Widok fragmentu stanowiska badawczego	53
Rys. 4.7.	Pulpit programu do sterowania pomiarami na stanowisku badawczym	54
Rys. 4.8.	Przykładowy wykres zbiorczy uzyskany podczas pojedynczego pomiaru	55
Rys. 4.9.	Przedziały ufności wartości średniej współczynnika tarcia par tribologicznych dla przypadków: „na sucho” i „na mokro” ...	56
Rys. 4.10.	Wykres wyznaczonej wartości współczynnika tarcia w zależności chwilowej prędkości próbki	59
Rys. 4.11.	Wał przygotowany do nałożenia kompozytu regeneracyjnego..	60
Rys. 4.12.	Wał z warstwą kompozytu regeneracyjnego wygładzoną za pomocą szpachli	61
Rys. 4.13.	Widok wału z nałożoną kompozytową warstwą po obróbce wykańczającej	62
Rys. 4.14.	Kontrola chropowatości przykładowej próbki wału z kompozytową warstwą wierzchnią	62
Rys. 4.15.	Schemat blokowy stanowiska badawczego	63
Rys. 4.16.	Widok głowicy pomiarowej	64
Rys. 4.17.	Schemat zabudowy badanych pierścieni uszczelniających w głowicy pomiarowej	65
Rys. 4.18.	Przebieg czasowy momentu tarcia dla stalowej warstwy wierzchniej wału współpracującej z pierścieniami uszczelniającymi wykonanymi z elastomerów NBR i FKM	67
Rys. 4.19.	Przykładowe przebiegi czasowe momentu tarcia skojarzenia tribologicznego: elastomer NBR – Kompozyt A	68
Rys. 4.20.	Przykładowe przebiegi czasowe momentu tarcia skojarzenia tribologicznego: elastomer NBR – Kompozyt B	69
Rys. 4.21.	Przykładowe przebiegi czasowe momentu tarcia skojarzenia tribologicznego: elastomer NBR – Stal	70
Rys. 4.22.	Jednostronne widmo amplitudowe przebiegów czasowych przedstawionych na rysunku 4.19	72
Rys. 4.23.	Jednostronne widmo amplitudowe przebiegów czasowych przedstawionych na rysunku 4.20	73
Rys. 4.24.	Jednostronne widmo amplitudowe przebiegów czasowych przedstawionych na rysunku 4.21	74

Rys. 4.25.	Wykres przebiegu zmienności temperatur w jednej z serii badań	75
Rys. 4.26.	Przykładowe wyniki badania normalności momentu tarcia para tribologiczna elastomer FKM – kompozyt B, seria 5	79
Rys. 4.27.	Wykres zmian momentu tarcia pary tribologicznej elastomer NBR – Kompozyt A; seria 1	82
Rys. 4.28.	Wykres zmian momentu tarcia pary tribologicznej elastomer NBR – Kompozyt A; seria 2	82
Rys. 4.29.	Przebieg czasowy momentu tarcia pary tribologicznej elastomer NBR – kompozyt A, seria 3	83
Rys. 4.30.	Dyskretyzacja modelu MES pierścienia uszczelniającego i wału	88
Rys. 4.31.	Warunki brzegowe oraz schemat obciążenia modelu pary tribologicznej: pierścień uszczelniający – wał	88
Rys. 4.32.	Parametry charakteryzujące stałą sprężyny – s_r	89
Rys. 4.33.	Stanowisko badawcze do wyznaczania stałej - s_r sprężyny	90
Rys. 4.34.	Wykres rozciągania sprężyny o długości $l_0 = 200$ mm	91
Rys. 4.35.	Mapy rozkładu przemieszczeń węzłów modelu pierścienia uszczelniającego podczas symulacji jego montażu	92
Rys. 4.36.	Mapa naprężenia promieniowego – σ_x po osadzeniu pierścienia uszczelniającego na wale	92
Rys. 4.37.	Status kontaktu po osadzeniu pierścienia uszczelniającego na wale	93
Rys. 4.38.	Graficzny obraz siły oddziaływania pierścienia na wał, uzyskany z postprocesora programu ANSYS	94
Rys. 4.39.	Stan naprężenia i odkształcenia dwuwarstwowego elementu sprężystego	96
Rys. 4.40.	Stan naprężenia i odkształcenia zastępczego elementu sprężystego	96
Rys. 4.41.	Szkic ogólny strefy styku wargi pierścienia uszczelniającego w wałem	98
Rys. 5.1.	Wykres czasu bezawaryjnej pracy węzła uszczelniającego z kompozytową warstwą wierzchnią w odniesieniu do czasu bezawaryjnej pracy węzła uszczelniającego ze stalową warstwą wierzchnią	114

Spis tabel

Tabela 2.1.	Główne parametry techniczne napędu głowicy urabiającej wybranych typowych kombajnów chodnikowych	17
Tabela 2.2.	Parametry charakteryzujące warunki pracy węzłów uszczelniających wybranych przekładni w układach napędowych maszyn górniczych	20
Tabela 2.3.	Zestawienie podstawowych właściwości elastomerów stosowanych do produkcji pierścieni uszczelniających	27
Tabela 2.4.	Zestawienie porównawcze odporności chemicznej podstawowych elastomerów na działanie wybranych mediów stosowanych do produkcji uszczelnień	28
Tabela 3.1.	Właściwości fizyczne i mechaniczne niektórych stopów metali stosowanych na osnowy materiałów kompozytowych	31
Tabela 3.2.	Właściwości żywic po utwardzeniu, stosowanych w kompozytach polimerowych	32
Tabela 3.3.	Właściwości proszków ceramicznych stosowanych jako zbrojenie kompozytów	33
Tabela 3.4.	Cechy włókien stosowanych jako zbrojenie kompozytów..	34
Tabela 3.5.	Dane techniczne kompozytów stosowanych do regeneracji wałów	35
Tabela 4.1.	Zestawienie cech materiałowych badanych elastomerowych pierścieni uszczelniających	42
Tabela 4.2.	Zestawienie cech materiałowych badanych warstw wierzchnich wału	42
Tabela 4.3.	Zestawienie parametrów charakteryzujących wartości współczynników tarcia badanej pary tribologicznej elastomer NBR – warstwa wierzchnia	56
Tabela 4.4.	Zestawienie parametrów charakteryzujących wartości współczynników tarcia badanej pary tribologicznej elastomer FKM – warstwa wierzchnia	57
Tabela 4.5.	Zestawienie wartości parametru chropowatości powierzchni – Ra – dla poszczególnych warstw wierzchnich wału	63
Tabela 4.6.	Przykładowe wyniki jednej serii badań	75
Tabela 4.7.	Zestawienie wyników obliczeń sprawdzających hipotezę statystyczną głoszącą iż próbka obejmująca zarejestrowane wartości momentu tarcia jest losowa	76

Tabela 4.8.	Zestawienie wyników obliczeń sprawdzających hipotezę statystyczną głoszącą iż próbka obejmująca zarejestrowane wartości momentu tarcia jest losowa	77
Tabela 4.9.	Zestawienie wyników obliczeń dla weryfikacji hipotezy – H_0 o rozkładzie normalnym momentu tarcia dla skojarzeń tribologicznych z elastomerem NBR	80
Tabela 4.10.	Zestawienie wyników obliczeń dla weryfikacji hipotezy – H_0 o rozkładzie normalnym momentu tarcia dla skojarzeń tribologicznych z elastomerem FKM	81
Tabela 4.11.	Wyniki weryfikacji hipotezy statystycznej o istnieniu korelacji pomiędzy momentem tarcia a czasem realizacji serii pomiarów	84
Tabela 4.12.	Zestawienie parametrów statystycz. charakteryzujących wartość średnią momentu tarcia dla poszczególnych par tribologicznych	86
Tabela 4.13.	Zestawienie wyników obliczeń składowych – F_x^* i F_y^* sił nacisku pierścienia uszczelniającego na wał	94
Tabela 4.14.	Zestawienie wyników obliczeń głębokości – z_b – położenia punktu Bielajewa	99
Tabela 4.15.	Zastępcze parametry sprężyste rozpatrywanych węzłów uszczelniających	100
Tabela 4.16.	Zestawienie parametrów charakteryzujących strefę styku elementów pary tribologicznej z pierścieniem uszczelniającym wykonanym z elastomerem NBR	102
Tabela 4.17.	Zestawienie parametrów charakteryzujących strefę styku elementów pary tribologicznej z pierścieniem uszczelniającym wykonanym z elastomerem FKM	103
Tabela 4.18.	Porównanie wartości momentu tarcia uzyskanej metodą analizy wymiarowej z wynikami pomiarów momentu tarcia pary tribologicznej z pierścieniem uszczelniającym wykonanym z elastomeru NBR	106
Tabela 4.19.	Porównanie wartości momentu tarcia uzyskanej metodą analizy wymiarowej z wynikami pomiarów momentu tarcia pary tribologicznej z pierścieniem uszczelniającym wykonanym z elastomeru FKM	106
Tabela 5.1.	Zestawienie wartości parametrów umożliwiających oszacowanie wpływu kompozytu A na trwałość węzła uszczelniającego z pierścieniem uszczelniającym wykonanym z elastomeru NBR	113

Identyfikacja trwałości węzłów uszczelniających z regenerowanymi wałami przekładni napędowych maszyn górniczych

STRESZCZENIE

Przywracanie hermetyczności przekładni napędowych maszyn górniczych, utraconej w procesie eksploatacji wiąże się często z koniecznością regeneracji uszkodzonej warstwy wierzchniej wału, współpracującej z elastomerowym pierścieniem uszczelniającym. W wyniku procesu regeneracji zostają przywrócone nominalne cechy konstrukcyjne wału, natomiast parametry takie jak: moduł Younga, współczynnik tarcia pary tribologicznej – warstwa wierzchnia wału – pierścień uszczelniający, zazwyczaj różnią się od nominalnych cech fizycznych stalowej warstwy wierzchniej wału. Taka zmiana cech rozpatrywanej pary tribologicznej może powodować zmianę trwałości węzła uszczelniającego względem założonej (konstrukcyjnej) wartości nominalnej.

Z analizy problemu wynika, że ilościowy opis wpływu cech węzła uszczelniającego na jego trwałość jest szczególnie istotny w przypadku, gdy rozważania dotyczą współpracy elastomerowego pierścienia z kompozytową warstwą wierzchnią ukształtowaną w procesie regeneracji. Zagadnienie to jest rozpoznane w małym stopniu, zwłaszcza w zakresie opisu ilościowego. Dlatego zasadniczym celem niniejszej monografii jest wyznaczenie związku pomiędzy momentem tarcia generowanym w strefie kontaktu wargowego pierścienia elastomerowego z kompozytową warstwą wierzchnią wału, a parametrami charakteryzującymi warunki pracy węzła uszczelniającego.

Ogólną zależność pomiędzy momentem tarcia generowanym w węźle uszczelniającym a parametrami charakteryzującymi warunki jego pracy wyprowadzono korzystając z metody analizy wymiarowej, umożliwiającej przedstawienie tej zależności w postaci funkcji wykładniczej, której argumentami są: siła sprężystego nacisku pierścienia na wał, średnica wału oraz cztery bezwymiarowe liczby kryterialne charakteryzujące właściwości strefy kontaktu pierścienia uszczelniającego i warstwy wierzchniej wału: jej cechy geometryczne, charakter tarcia, sztywność zastępczą styku i warunki powstawania elastohydrodynamicznej warstwy medium smarującego. Wykładniki potęgowe występujące w zależności na moment tarcia określono doświadczalnie. W procedurze ich wyznaczania wykorzystano wyniki uzyskiwane w testach odbiorczych pierścieni uszczelniających. Utylitarny charakter tych badań sprawia, że zgromadzony obszerny zbiór wyników nie jest

dotąd wykorzystywany do formułowania uogólniających wniosków dotyczących współpracy rozważanych skojarzeń tribologicznych. Identyfikacji wartości liczb kryterialnych charakteryzujących warunki pracy pierścienia uszczelniającego na stanowisku do testów odbiorczych dokonano korzystając z symulacji komputerowej modelu MES węzła uszczelniającego oraz stanowiskowych badań współczynnika tarcia w poszczególnych skojarzeniach tribologicznych.

Badania pierścieni uszczelniających wykonano dla sześciu skojarzeń tribologicznych utworzonych przez dwa typy elastomeru oraz przez trzy rodzaje warstwy wierzchniej wału. W przypadku każdego skojarzenia tribologicznego przeprowadzono 5 serii pomiarowych, których łączny czas wyniósł 160 godzin. Korzystając z wyników najdłuższej, 48-godzinnej serii pomiarowej wyznaczono poszukiwane wykładniki potęgowe, odrębnie dla skojarzeń tribologicznych w których pierścień uszczelniający wykonano z elastomeru nitylowego (NBR) oraz w przypadku pierścienia z elastomeru fluorowego (FKM). Wyniki uzyskane podczas pozostałych serii pomiarowych wykorzystano do weryfikacji zidentyfikowanych zależności na moment tarcia w węźle uszczelniającym stwierdzając, że są one obarczone błędem oszacowania nie większym niż 9%.

Zweryfikowane zależności na moment tarcia wykorzystano do określenia wpływu warstwy kompozytu regeneracyjnego na trwałość węzła uszczelniającego, charakteryzowaną przez czas jego bezawaryjnej pracy. Związek pomiędzy czasami bezawaryjnej pracy dwóch porównywanych węzłów uszczelniających, a parametrami ich pracy określono korzystając z warunku równości wskaźników trwałości pierścienia uszczelniającego. Stwierdzono, że zastosowanie badanych kompozytów do regeneracji warstwy wierzchniej wału zawsze skutkuje obniżeniem trwałości węzła uszczelniającego w odniesieniu do trwałości nominalnej.

Jeżeli w węźle uszczelniającym zastosowano pierścień wykonany z elastomeru NBR, to obniżenie jego trwałości po regeneracji uszkodzonej stalowej warstwy wierzchniej wału wynosi od $44 \div 61\%$. W przypadku pierścienia z elastomeru FKM, regeneracja stalowej warstwy wierzchniej za pomocą kompozytu regeneracyjnego skutkuje trwałością węzła o $49 \div 72\%$ mniejszą od trwałości nominalnej.

Przytoczone wnioski, są zbieżne z dotychczasowymi spostrzeżeniami eksploatacyjnymi o charakterze wyłącznie jakościowym, dotyczącymi mniejszej trwałości węzła uszczelniającego, w którym warstwa kompozytu regeneracyjnego współpracuje z wargowym pierścieniem uszczelniającym.

Identification of reliability of sealing nods for regenerated shafts of the mining machines driving gears

ABSTRACT

Restoration of leak tightness of mining machines' driving shafts that was lost during their operation often requires regeneration of deteriorated surface layer of the shaft, which cooperates with an elastomer sealing ring. During the regeneration process the nominal design features had been restored but the parameters such as Young modulus, friction coefficient of tribological pair shaft surface layer – sealing disk, usually differ from the nominal physical features of the steel surface of the shaft. Such change in features of the discussed tribological pair can change life of the sealing nod in relation to the assumed (design) nominal value.

From the analysis of the problem it results that quantitative description of the sealing nod features impact on its life is especially important, when the discussion concerns the cooperation of the elastomer ring with the composite surface layer produced during the shaft regeneration process. This problem is not properly described especially regarding its quantitative description. That is why determination of relationship between the friction momentum generated within the contact elastomer ring - composite surface layer of the shaft and the operational parameters of the sealing nod is the main objective of this monograph.

General relationship between friction momentum generated in a sealing nod and its operational parameters was derived using the dimensional analysis method to express this relationship as the exponential function with the following arguments: elastic pressure of the ring on the shaft, shaft diameter and four dimensionless figures characterizing properties of the contact zone between sealing ring and the shaft surface layer; its geometric features; character of friction, rigidity replacement of the contact and conditions for generation of elastic-hydrodynamic layer of the lubricating medium. The exponents in the friction momentum relationship were determined experimentally. To determine them, the results from the acceptance testing of sealing rings were used. However, utilitarian character of those tests and large database of test results have not been used so far to formulate general conclusion on cooperation of discussed tribological combination. The criterial figures characterizing the operational condition of the sealing ring on the stand used for the accepting tests were identified in a computer simulation of FEM

model of the sealing nod as well as during stand tests of friction coefficient in each tribological combination.

Tests of sealing rings were conducted for six tribological combinations created by two types of elastomers and by three types of the shaft surface layer. For each tribological combination, five series of tests were carried out and total time of these tests was 160 hours. Using the results of the longest 48 h measurement series, the searched exponents were determined separately for the tribological combination in which the sealing ring was made of nitrile rubber (NBR) and separately for the ring made of fluoropolymer elastomer (FKM). The results obtained in other measuring series were used in verification of identified equation for friction momentum in the sealing nod, finding out that they are affected by an error less than 9%.

Verified equation for the friction momentum was used for determination of impact of the regenerating composite layer on durability of the sealing nod, characterized by time of its failure-free operation. Correlation between failure-free operation of two compared sealing nods and their operational parameters was determined assuming the same durability of the sealing nods. It was found that the tested composites used for regeneration of the shaft surface layer always reduce durability of the sealing nod in relation to the nominal durability.

If a ring made of NBR elastomer is used in the sealing nod, its reliability after regeneration of damaged shaft surface is reduced by $44 \div 61\%$. In the case of a ring made of FKM elastomer, regeneration of steel surface layer reduces durability of sealing nod by $49 \div 72\%$ in relation to the nominal durability.

These conclusions are analogous to the current operational observations of only qualitative character concerning lower reliability of the sealing nod in which the composite regenerative layer cooperates with a lip sealing ring.

ISBN: 978-83-65593-15-3