

**POLITECHNIKA WROCLAWSKA**

Wydział Górniczy

mgr inż. Robert Król

**Wpływ czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych  
na opory obracania krążników stosowanych w górnictwie**

(rozprawa doktorska)

Promotor

dr hab. inż. Lech Gładysiewicz, profesor PWR

WROCLAW 2003

## **Podziękowania**

Pragnę wyrazić serdeczne podziękowania promotorowi Panu Prof. dr hab. inż. Lechowi Gładysiewiczowi za prowadzenie pracy oraz udzielone mi cenne wskazówki i uwagi, pracownikom Zakładu Systemów Maszynowych za przyjacielskie wsparcie i wszelkie formy pomocy oraz Dyrekcji Zakładów Produkcyjno-Remontowych Kopalni Węgla Brunatnego "Bełchatów" za przygotowanie zaplecza technicznego, a także udostępnienie materiałów niezbędnych do przeprowadzenia badań.

Pracę dedykuje Żonie i Rodzicom



# Spis treści

<b>1. WSTĘP.....</b>	<b>4</b>
1.1 UZASADNIENIE PODJĘCIA TEMATU .....	6
<b>2. ŹRÓDŁA GENEROWANIA OPORÓW OBRACANIA KRAŻNIKÓW.....</b>	<b>9</b>
2.1 PRZEDSTAWIENIE PROBLEMU .....	10
<b>3. PRZESTAWIENIE DOTYCHCZASOWEGO STANU WIEDZY .....</b>	<b>14</b>
<b>4. METODY BADAŃ KRAŻNIKÓW .....</b>	<b>18</b>
<b>5. PRZEDMIOT BADAŃ .....</b>	<b>24</b>
5.1 BADANIA ROZPOZNAWCZE .....	25
<b>6. TEZY PRACY .....</b>	<b>29</b>
<b>7. WPŁYW CZYNNIKÓW KONSTRUKCYJNYCH .....</b>	<b>30</b>
7.1 ANALIZA AKTUALNEGO ROZWIĄZANIA WĘZŁA ŁOŻYSKOWEGO .....	30
7.2 BADANIA GEOMETRYCZNYCH CECH KONSTRUKCYJNYCH KRAŻNIKA .....	32
7.2.1 Opis stanowiska do badań oporów obracania krążnika .....	32
7.2.2 Zmiana tolerancji wykonania elementów węzła łożyskowego .....	34
7.2.3 Analiza wpływu osadzenia łożyska tocznego w krążniku .....	37
7.2.4 Podsumowanie .....	43
7.3 BADANIA MATERIAŁOWYCH CECH KONSTRUKCYJNYCH KRAŻNIKA .....	45
7.3.1 Przedmiot i metodyka badań .....	45
7.3.2 Wpływ rodzaju smaru na opory obracania krążnika .....	46
7.3.2.1 Wyniki pomiarów .....	46
7.3.2.2 Wyznaczenie parametrów technicznych wybranych smarów .....	48
7.3.3 Wpływ rodzaju łożyska na opory obracania krążników .....	52
7.3.3.1 Wyniki pomiarów .....	52
7.3.4 Podsumowanie .....	54
7.4 USZCZELNIENIE Z CIECZĄ MAGNETYCZNĄ .....	56
7.4.1 Przedmiot i metodyka badań .....	56
7.4.2 Zasada działania oraz budowa uszczelnienia .....	57
7.4.3 Opis stanowiska do badań oporów tarcia uszczelnień .....	59

7.4.4	Pomiar oporów tarcia uszczelnień .....	61
7.4.4.1	<i>Atmosfera zapyłona</i> .....	61
7.4.4.2	<i>Atmosfera zawilgocona</i> .....	62
7.4.4.3	<i>Promieniowe i poosiowe przemieszczenia komory badawczej</i> .....	63
7.4.5	Skuteczność działania analizowanego uszczelnienia .....	65
7.4.6	Opory obracania krążników z uszczelnieniem magnetycznym .....	67
7.4.7	Podsumowanie .....	69
<b>8</b>	<b>WPLYW CZYNNIKÓW EKSPLOATACYJNYCH .....</b>	<b>70</b>
8.1	WPLYW CZASU PRACY NA OPORY OBRACANIA W WARUNKACH ZMIENNEGO OBCIĄŻENIA .....	70
8.1.1	Identyfikacja strugi urobku .....	70
8.1.2	Wyznaczenie zakresu sił działających na krążnik .....	76
8.1.3	Opis stanowiska pomiarowego do przyspieszonych badań zmęczeniowych ....	79
8.1.4	Wyniki pomiarów .....	80
8.1.5	Podsumowanie .....	84
8.2	MONITOROWANIE STANU KRĄŻNIKÓW W WARUNKACH EKSPLOATACYJNYCH .....	85
<b>9</b>	<b>OCENA JAKOŚCI KRĄŻNIKÓW METODĄ WSKAŹNIKOWĄ .....</b>	<b>89</b>
<b>10</b>	<b>ZALECENIA PRAKTYCZNE .....</b>	<b>94</b>
<b>11</b>	<b>WNIOSKI I KIERUNKI DALSZYCH BADAŃ .....</b>	<b>95</b>
<b>12</b>	<b>LITERATURA .....</b>	<b>97</b>
	Załącznik 1 .....	z1
	Załącznik 2 .....	z2
	Załącznik 3 .....	z3
	Załącznik 4 .....	z4
	Załącznik 5 .....	z5
	Załącznik 6 .....	z6

Opis oznaczeń stosowanych w pracy znajduje się bezpośrednio pod zamieszczonymi wzorami.

## 1. WSTĘP

W ciągu ostatnich dziesięcioleci obserwujemy postępujący rozwój nauki na całym świecie. Rozwój ten nie ominął także górnictwa. Nowe myśli techniczne, połączone z ogromnym doświadczeniem, pozwalają na projektowanie kopalń charakteryzujących się dużą koncentracją wydobycia. Ewolucji uległy również kopalniane systemy maszynowe. W stosowanych maszynach górniczych z powodzeniem wykorzystywane są nowe technologie oraz zaawansowane układy elektroniczne, dzięki którym poprawie ulega ich niezawodność oraz wydajność. Uzyskujemy także możliwość bezpiecznej i opłacalnej eksploatacji złóż, zalegających w coraz trudniejszych warunkach geologicznych i górniczych.

System transportowy, jako nieodzowny element każdego systemu maszynowego, musiał również podążyć w kierunku zachodzących zmian. Powszechnie stosowanym środkiem transportu w polskim górnictwie są przenośniki taśmowe, które dzięki swym zaletom, w większości dziedzin przemysłowych wyparły uprzednio stosowany, transport cykliczny. O skali ich zastosowania może świadczyć fakt, że w roku 1996 tylko w polskich kopalniach węgla brunatnego było zainstalowanych 270 km tras przenośników taśmowych, w kopalniach rud miedzi ponad 120km tras, a w kopalniach podziemnych węgla kamiennego tylko pod ziemią 1600 km tras przenośników[33]. Do tego należy doliczyć transport taśmowy w kopalniach surowców skalnych i mineralnych: piaskowniach, żwirowniach, kamieniołomy jak również w innych gałęziach przemysłu (cementownie, elektrownie, porty i place przeładunkowe).

Coraz dłuższe drogi transportowe oraz zróżnicowane zastosowania sprawiają, że elementy składowe przenośników taśmowych powinny być projektowane, wykonane i eksploatowane z najwyższą dbałością. Wymuszone przez pojedyncze ogniwa transportu taśmowego przerwy czy ograniczenia w przemieszczaniu strumienia transportowanych mas, wpływają bezpośrednio na zmniejszenie efektywności całego układu technologicznego.

Najliczniejszym elementem konstrukcyjnym, który w systemach transportowych występuje w setkach tysięcy egzemplarzy jest **krążnik**. Podstawową funkcją krążnika jest podtrzymywanie taśmy wraz z urobkiem, a tym samym przenoszenie sił statycznych i dynamicznych na stałe elementy nośne trasy przenośnika. Istotą jego konstrukcji jest wzajemna struktura i współpraca nieruchomych i obrotowym elementów. Niekorzystne warunki eksploatacyjne (duże obciążenia dynamiczne, duże zapylenia, sezonowe zmiany

temperatury) narzucają wymagania nie tylko w zakresie konstrukcji ale również w zakresie technologii wykonania poszczególnych elementów oraz ich montażu.

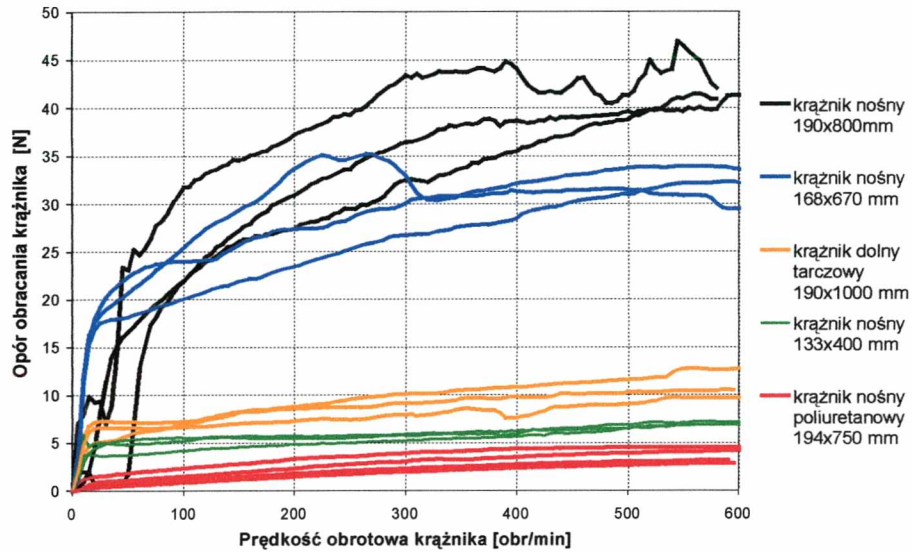
Krażniki "idealne" powinny charakteryzować się: wysoką trwałością, niskim poziomem generowanego hałasu oraz niskimi oporami obracania. Niestety, jednoczesne spełnienie wszystkich tych własności jest bardzo trudne a zarazem kosztowne. Liczne badania przeprowadzone w ostatnich latach [19,21,23,24,28,31,48] obrazują skalę problemu oraz częstość jego występowania. Z badań wstępnych i rozpoznawczych wynika, że produkowane przez przemysł krajowy krażniki nie zawsze osiągają parametry techniczne wymagane normą PN 91/M-46606. Wobec braku możliwości porównania podstawowych wskaźników technicznych jedynymi kryteriami wyboru dostawcy krażników jest cena i doświadczenia eksploatacyjne nie zawsze poparte jest wnikliwymi analizami niezawodnościowymi. Aktualnie trwałość krażnika, szacowana w oparciu o wielkość zakupów oraz liczbę regenerowanych krażników, nie przekracza 5 lat. Zdarza się nawet (kopalnie podziemne), że czas poprawnej pracy trwa tylko kilka miesięcy [28]. Oprócz wymagań dotyczących trwałości, w niektórych przypadkach wymagany może być odpowiednio niski poziom drgań (wysięgniki maszyn podstawowych w górnictwie odkrywkowym) i hałasu (przenośniki pracujące w pobliżu osiedli ludzkich). Wyniki pomiarów [31,48] wskazują na ścisły związek pomiędzy stanem technicznym i generowanym przez krażniki hałasem. Wymiana uszkodzonych krażników powinna przyczynić się zatem do obniżenia poziomu hałasu na trasie przenośnika. Brak dokładniejszych badań przyczyn demontażu krażników uniemożliwia dokładną identyfikację rodzaju i częstości uszkodzeń oraz powiązania tych zdarzeń z kosztami eksploatacyjnymi. Tym samym użytkownicy nie są w stanie jednoznacznie wskazać jakich usprawnień w zakresie konstrukcji krażników oczekują.

Ważnym i bardzo często obserwowanym zjawiskiem są duże opory obracania krażników. Potwierdzają to liczne badania wykonane na krażnikach różniących się parametrami technicznymi oraz obszarem zastosowania [21,23,24]. Zwiększenie oporu obracania ponad wielkość normatywną (norma PN 91/M-46606 określa dopuszczalny poziom oporu obracania w zależności od wielkości zastosowanego łożyska) bezpośrednio wiąże się z podwyższeniem poboru mocy napędu głównego przenośnika. To z kolei pociąga za sobą znaczne nakłady finansowe, związane kosztami energii elektrycznej [18]. Ze względu na znaczące możliwości obniżenia energochłonności napędów głównych górniczych przenośników taśmowych uzasadnione jest prowadzenia prac nad poprawą jakości (parametrów użytkowych) stosowanych krażników. Aby tego dokonać, należy przeprowadzić

szczegółową analizę czynników konstrukcyjnych oraz eksploatacyjnych, które wpływają na poziom oporów obracania krążników. Próbę takiej analizy przedstawia niniejsza praca.

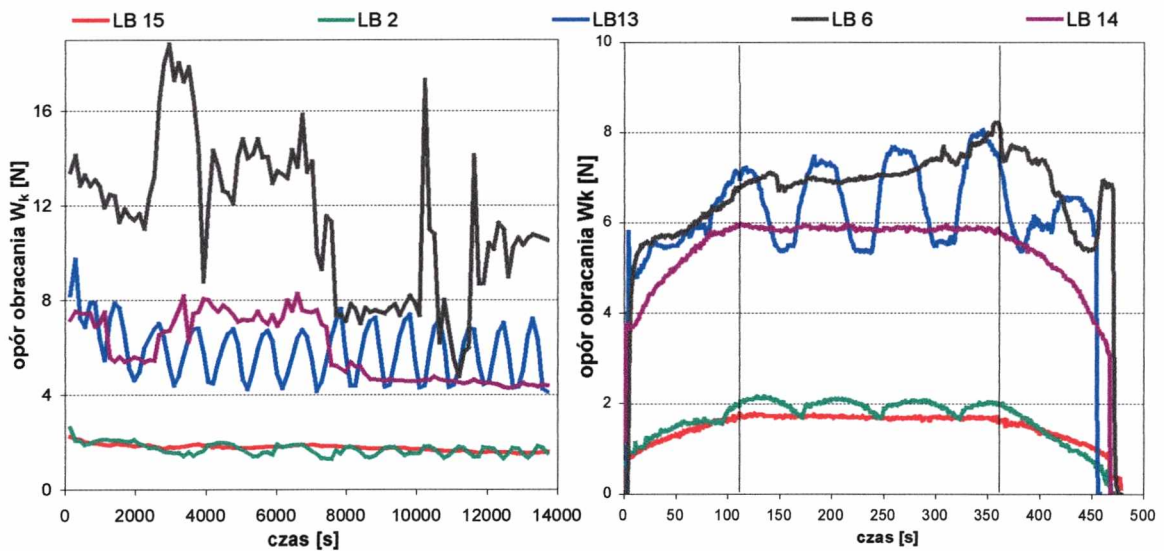
### **1.1 Uzasadnienie podjęcia tematu**

O skali problemu świadczy ilość stosowanych krążników w górniczych systemach transportowych. W typowym przenośniku taśmowym ciągnio górne podpierane jest zestawami trójkrażnikowymi w odstępach co 1 m, a ciągnio dolne zestawami dwukrażnikowymi co 2,5 m (zestawienie bodaj najczęściej spotykane). Przy takim rozmieszczeniu ilość krążników przypadająca na 1 km trasy przenośnika wynosi ok. 3800. W kopalni, w której łączna długość dróg transportowych wynosi 50 km, liczba stosowanych krążników wyniesie ok. 190 tys. Jednocześnie wielu producentów oferuje obecnie krążniki o tych samych wymiarach, ale różniące się między sobą rozwiązaniem konstrukcyjnym i technologią wykonania. Najistotniejsze różnice polegają na sposobie wykonania piasty i jej mocowania do płaszcza krążnika oraz na sposobie uszczelnienia komory łożyskowej. Piasty wykonuje się jako elementy tłoczone z blachy, odlewane lub toczone, a następnie spawane, wciskane lub klejone do płaszcza krążnika. Płaszcz krążnika może być wykonany z odcinków rur stalowych walcowanych lub spawanych ze szwem, a także z odcinków rur kalibrowanych lub z tworzyw sztucznych. Osie krążnika są przeważnie toczone z prętów stalowych, a w krążnikach dla większych szerokości taśm środkowa część osi może być wykonana z rury. Podstawowym problemem montażowym krążników jest zachowanie współosiowości gniazd łożyskowych. Brak odpowiedniej precyzji powoduje powstawanie naprężeń montażowych, przez co wzrasta opór obracania oraz obniża się trwałość krążnika. Każde z podanych rozwiązań generuje opór na różnym poziomie, czego najlepszym dowodem są przedstawione na rys.1.1 przebiegi rozruchu dla różnych typów krążników.



Rys.1.1 Opory obracania różnych typów krążników w warunkach dynamicznych w temperaturze otoczenia ok. 20C

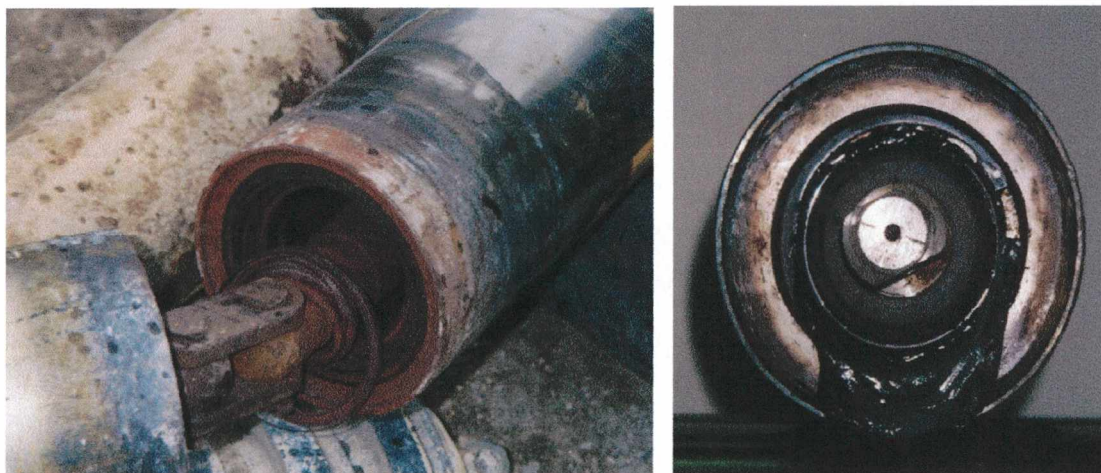
Bardzo często zdarzają się rozbieżności w wielkości oporu obracania krążników tego samego typu (rys.1.2). Są one kolejnym potwierdzeniem na istnienie imperfekcji elementów krążnika oraz niekorzystnego działania błędów montażowych związanych ze skomplikowaną konstrukcją węzła łożyskowego.



Rys.1.2 Opór obracania pięciu krążników z jednej serii produkcji:  
 a) w trakcie docierania wstępnego  
 b) w fazie rozruchu, pracy ustalonej i hamowania po dotarciu



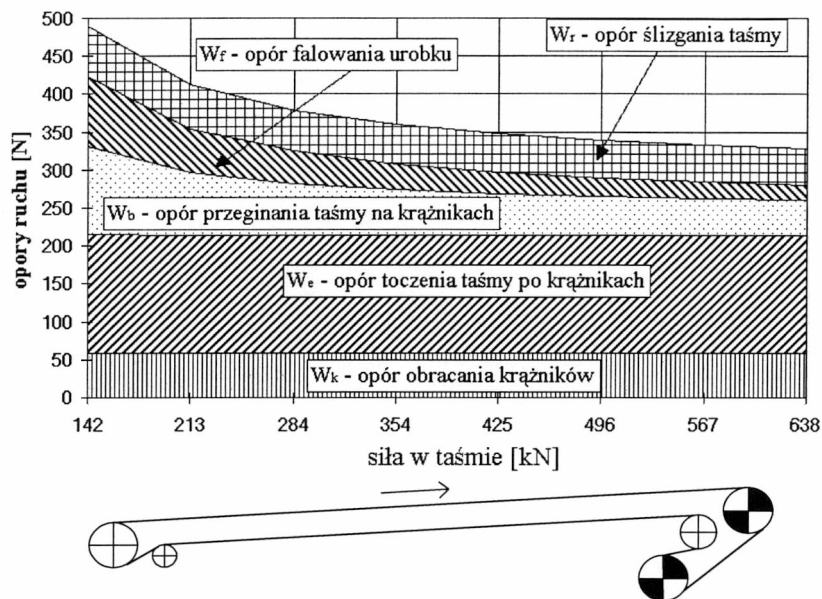
Przyrost temperatury obserwuje się podczas pracy na płaszczu krążnika w okolicach węzłów łożyskowych. Przemianie ulega tam część energii, której wielkość zależy od wielu czynników, w tym najwyraźniej od obciążenia promieniowego łożyska. Jednak bardzo często wzrost obciążenia łożyska, a tym samym i temperatury krążnika powodowany jest obciążeniami wynikającymi ze złego stanu technicznego krążnika. Nieosiowość osadzenia łożysk, odchyłki kształtu i położenia poszczególnych elementów węzła oraz błędy montażowe, czy wreszcie zbyt obfite smarowanie (rys.1.3), to nagminnie powtarzające się przyczyny powodujące znaczne zmiany temperaturowe krążnika. Eliminacja tych zjawisk jest



*Rys.1.3 Krążniki wadliwe*

konieczna ale bez precyzyjnego określenia wpływu poszczególnych cech konstrukcyjnych na jakość krążnika nie można podjąć skutecznych działań.

W systemach transportu taśmowego o dużych wydajnościach znacząca ilość energii zużywana jest na pokonanie oporów głównych przenośnika, w skład których zaliczają się również opory obracania krążników. Wykorzystując opracowany w Instytucie Górnictwa Politechniki Wrocławskiej system komputerowy TASMTEST [17] wykonano obliczenia przenośnika nadkładowego pracującego w KWB "Bełchatów". Przeprowadzona analiza składowych oporów głównych tego przenośnika wykazała, że ok. 20% oporów ruchu stanowią opory obracania krążników(rys.1.4). Jest to wielkość znaczna i zważywszy na wyniki osiągane w świecie, z całą pewnością do poprawienia. Dobrym przykładem wdrożenia zaawansowanych technologicznie konstrukcji jest projekt "Henderson 2000", zrealizowany dla kopalni rud molibdenu w Górach skalistych[10]. W zbudowanych przenośnikach zastosowano krążniki o zmniejszonych oporach obracania do poziomu 8% całkowitych oporów ruchu przenośnika.



Rys.1.4 Udział składowych oporów głównych wzdłuż ciągnia górnego przenośnika nadkładowego wg [9]: długość trasy  $L=1100$  m; wysokość podnoszenia  $H=10$  m; kąt nachylenia trasy  $\delta=0,52^\circ$ ; szerokość taśmy  $B=2,25$  m; prędkość taśmy  $v_t=5,24$  m/s; odległość zestawów kół zębatych w ciągnie górnym  $l_g=1,0$  m; gęstość usypowa urobku  $\rho=1600$  kg/m<sup>3</sup>; kąt niecki ciągnia górnego  $\lambda=45^\circ$ ; temperatura otoczenia  $T_C=0^\circ$ C; napęd główny na stacji czołowej  $4 \times 1000$  kW, taśma St 3150, koła zębate w dobrym stanie technicznym

## 2. ŹRÓDŁA GENEROWANIA OPORÓW OBRACANIA KÓŁ ZĘBATYCH

Opór obracania pojedynczego koła zębatego jest siłą przyłożoną stycznie do płaszcza koła zębatego, niezbędną do pokonania oporów tarcia w jego łożyskach i w uszczelnieniu. Dodatkowo jego wielkość wzrasta w wyniku wzajemnego oddziaływania pary łożysk. Straty energii eksploatowanego koła zębatego są na ogół większe od sumy poszczególnych oporów zmierzonych indywidualnie dla każdego z łożysk, przy tych samych parametrach ruchu. Przyczyną tego są błędy wykonania i montażu koła zębatego, w szczególności zaś niewspółosiowości otworów łożyskowych w piastach koła zębatego oraz nieprostokątne położenie powierzchni oporowych dla pierścieni łożyskowych, w stosunku do osi obrotu łożyska.

W związku z powyższym, całkowity opór obracania koła zębatego jest sumą:

a) oporu tarcia łożysk, w skład którego wchodzi:

- tarcie na powierzchniach styku między elementami tocznymi i koszykiem łożyska
- tarcie na powierzchniach prowadzących (bieżnie) elementy toczne i koszyk



- tarcie w ośrodku smarowym, które jest wynikiem mieszania się smaru i ścinania jego warstewek w łożysku

b) oporu tarcia wynikającego z rodzaju zastosowanego uszczelnienia lub systemu uszczelnień.

Każdy rodzaj łożyska ze względu na swą konstrukcję ma charakterystyczne właściwości, które czynią go mniej lub bardziej przydatnym do określonego zastosowania. Poprawny jego dobór musi uwzględniać szereg czynników tj.: wielkość i kierunek obciążenia, sposób zabudowy i demontażu czy dokładność jego wykonania.

Podobnie wygląda sprawa uszczelnienia. Ze względu na stawiane wymagania, uszczelnienie stosowane w krążnikach przenośników taśmowych, powinno chronić łożysko przed oddziaływaniem otoczenia, umożliwić pracę bez wycieku smaru przez zadany okres eksploatacji krążnika, a także zapewnić możliwie jak najmniejsze opory. W krążnikach używa się najczęściej systemu składającego się z uszczelnienia labiryntowego i dodatkowych uszczelnień stykowych. Stosowane powszechnie uszczelnienia stykowe (np. typu Nilos) charakteryzują się bardzo wysokimi oporami tarcia. W związku z tym, wysiłek konstruktorów uszczelnień powinien koncentrować się na opracowaniu uszczelnień skutecznych o małych oporach tarcia. Propozycję rozwiązania takiego sposobu uszczelnienia zawarto w niniejszej pracy.

Kolejnym wymienionym źródłem generowania oporów w krążniku są zjawiska zachodzące w procesie smarowania. Jeżeli łożyska w krążniku mają niezawodnie pełnić swą funkcję, muszą być wystarczająco smarowane. Środek smarowy zapobiega przed metalicznym kontaktem między elementami tocznymi, bieżniami i koszykiem a jednocześnie chroni powierzchnie toczne przed korozją. W wyniku zbytnej ostrożności oraz braku wiedzy na temat środków i technik smarowania, bardzo często dochodzi do niewłaściwego doboru rodzaju i ilości smaru. Przez to w globalnej skali eksploatacji krążników, z racji zwiększonych oporów ruchu smarowanych węzłów tarcia, traci się ogromne ilości energii.

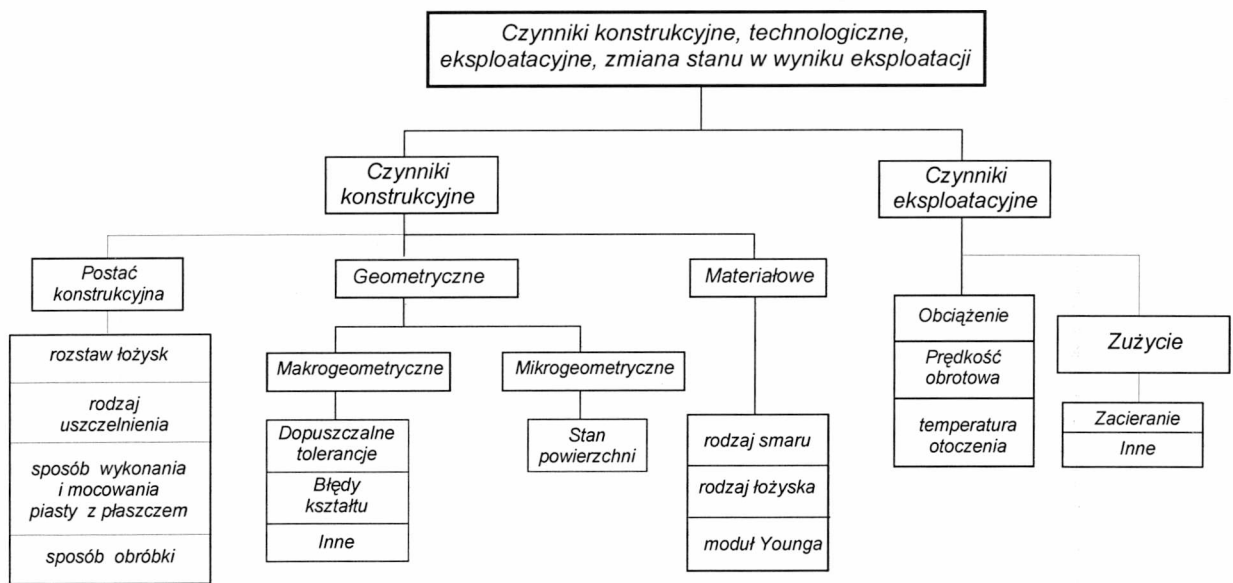
Tak więc krążnik pomimo swej prostoty, wymaga licznych usprawnień poprzedzonych szczegółowymi analizami i badaniami. Poprawny dobór cech konstrukcyjnych i materiałowych wymaga indywidualnego rozpatrzenia każdego przypadku. Sam dobór łożyskowania nie ogranicza się wyłącznie do przyjęcia odpowiedniej wielkości i typu łożyska. Wymagane jest precyzyjne ustalenie pasowań na bieżni zewnętrznej i wewnętrznej, określenie poziomu wewnętrznych luzów roboczych w łożysku oraz odpowiednie ukształtowanie elementów łożyskowania - osi i piasty. Również dobór zastosowanego uszczelnienia zależy od przyjętego łożyska, a ściślej od ilości i rodzaju

wykorzystanego w nim materiału smarowego. Tylko uwzględnienie wszystkich tych czynników w założeniach konstrukcyjnych może gwarantować późniejszą funkcjonalność, niezawodność i ekonomiczność krążników.

## 2.1 Przedstawienie problemu

Punktem wyjścia do określenia wpływu czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na opór obracania i dalej znalezienia sposobu na jego zmniejszanie, jest odpowiednie powiązanie składowych oporów generowanego przez krążnik z przyczyną wywołującą poszczególne składowe. Jest to powiązanie oporów obracania z ich źródłami. W krążnikach stosowanych w górniczych przenośnikach taśmowych owe źródła, omówione szczegółowo w punkcie 2, są ściśle związane z ich geometrycznymi i materiałowymi cechami konstrukcyjnymi. Ponadto wysoki poziom oporów obracania może być wywołwany działającymi na krążnik czynnikami eksploatacyjnymi (prędkość taśmy, temperatura otoczenia, masa transportowanego urobku, losowa zmienność obciążeń).

Schematyczny opis parametrów wpływających na opory obracania krążników przedstawia rys.2.1, wzorowany na schemacie zamieszczonym w pracy [5].



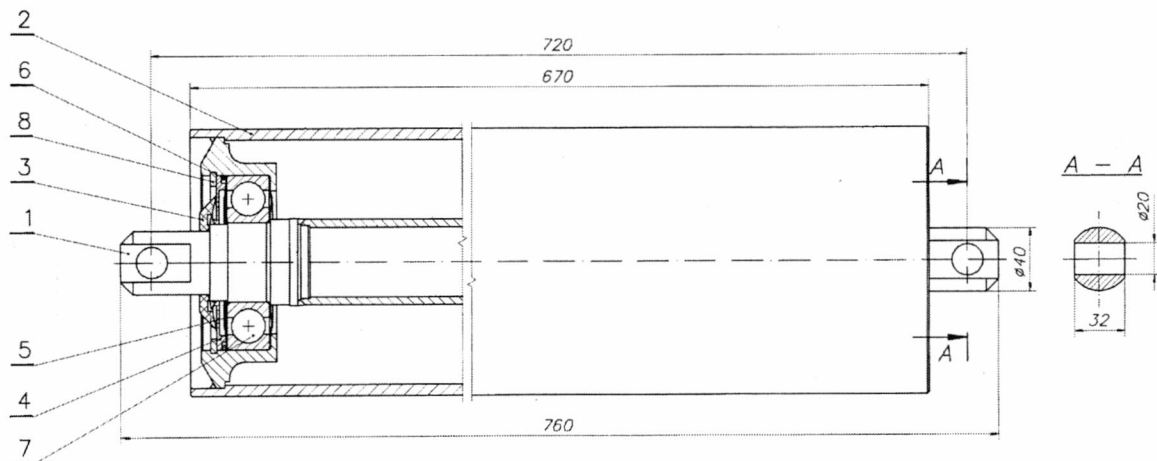
Rys. 2.1 Czynniki konstrukcyjne, technologiczne i eksploatacyjne[5]

I tak: czynniki konstrukcyjne wynikają bezpośrednio z geometrycznych i materiałowych cech konstrukcyjnych, a także z założonej przez producenta postaci konstrukcyjnej krążnika. Cechy geometryczne wyznaczają rozkład granic obszaru zajmowanego przez tworzywo/materiał [12], a więc rozkład struktury geometrycznej. Dzielą

się one na cechy makrogeometryczne i mikrogeometryczne. Do cech makrogeometrycznych możemy zaliczyć:

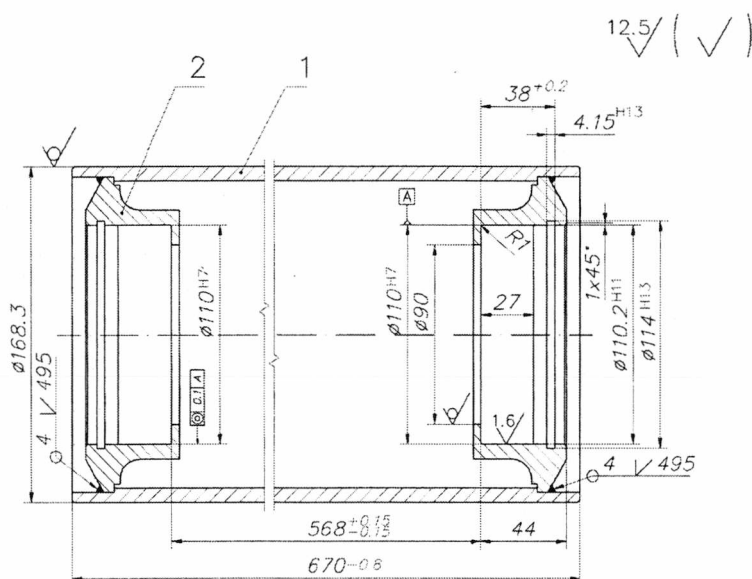
- ◆ wymiary krążnika
- ◆ sposób mocowania jego elementów składowych (płaszcz z piastą)
- ◆ tolerancje wykonania i połączenia podzespołów krążnika
  - współosiowość piast i osi
  - współosiowość przeciwległych osadzeń łożysk oraz czopów osi
  - rodzaj przyjętego pasowania łożyska w krążniku
  - błędy kształtu płaszcza (owalność i mimośrodowość)

Wyszczególnione cechy makrogeometryczne można odczytać z rzetelnie wykonanych rysunków krążnika oraz jego elementów składowych, przygotowywanych w pierwszej fazie ich produkcji. Na rysunku 2.2 przedstawiono rozwiązanie konstrukcyjne krążnika górnego  $\varnothing 169 \times 670 \text{ mm}$ .

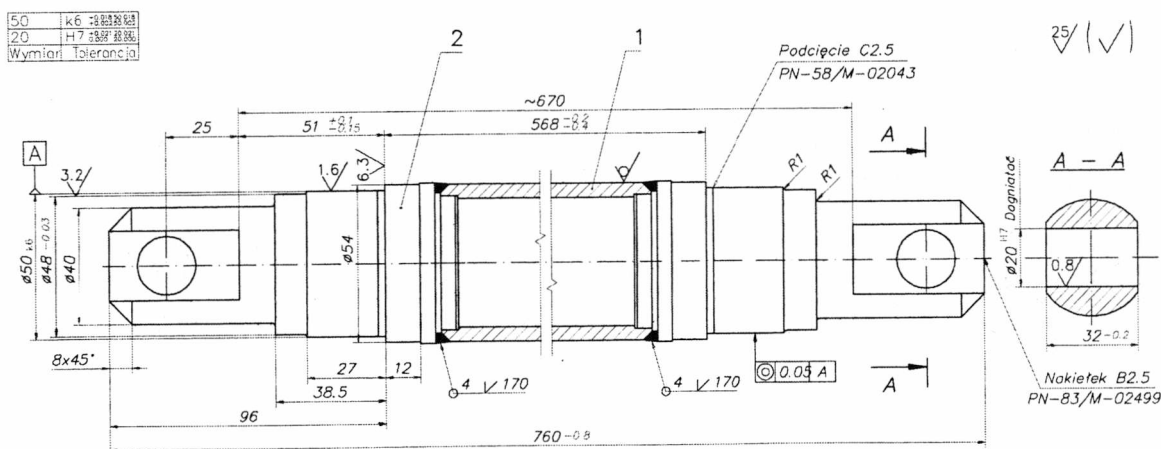


Rys. 2.2 Krążnik nośny  $\varnothing 169 \times 670 \text{ mm}$

Krążnik zbudowany jest z płaszcza (1), osi (2), łożysk (7) i elementów uszczelniających (3,4,5,6,8). Następne dwa rysunki to kolejno: płaszcz krążnika (rys.2.2) oraz jego oś (2.4). Płaszcz krążnika wykonany jest z kalibrowanej rury konstrukcyjnej 168x7,1–R 45 i dwóch przyspawanych do niej piast. Oś krążnika wykonana jest z rury przewodowej 54x5–R 35 z odpowiednio profilowanymi czopami.



Rys. 2.3 Płaszcz krążnika nośnego  $\varnothing 169 \times 670$  mm:  
1-rura; 2-piasta



Rys. 2.4 Oś krążnika nośnego  $\varnothing 169 \times 670$  mm:  
1-rura; 2-czop

Cechy mikrogeometryczne stanowią wyłącznie o stanie powierzchni krążnika i nie wpływają w żaden sposób na wielkość jego oporu obracania, a określają m.in.:

- ◆ rodzaj pokrycia (malowane, niemalowane, zabezpieczone przed korozją)
- ◆ stopień obrobienia powierzchni, który określany jest przez wartość parametru chropowatości  $R_a$ .

W dalszych rozważaniach cechy te zostały pominięte.

Następną grupę cech konstrukcyjnych stanowią cechy materiałowe, które wyznaczają rozkład struktury wewnętrznej [12]. Dotyczą one konkretnie materiału, z którego wykonane są poszczególne elementy krążnika (rodzaj łożyska, typ smaru). Informacja o cechach materiałowych obejmuje dane o gęstości materiału, jego lepkości lub module Younga  $E$ .

Istotny wpływ na wielkość oporu obracania krążnika mają czynniki eksploatacyjne, które na schemacie (rys.2.1) przedstawione są jako grupa parametrów ruchowych. W skład tej grupy czynników wchodzi przede wszystkim prędkość obrotowa krążnika (w prosty sposób powiązana z liniową prędkością taśmy przenośnikowej) oraz losowo zmienne obciążenie promieniowe pochodzące od taśmy i transportowanego urobku. Ponadto do parametrów eksploatacyjne zaliczyć należy czas pracy krążnika liczony od chwili montażu oraz zmieniająca się temperaturę otoczenia.

### **3. PRZEDSTAWIENIE DOTYCHCZASOWEGO STANU WIEDZY**

Problem jakości i racjonalnej eksploatacji krążników jest przedmiotem licznych i stale kontynuowanych prac przez wszystkie przodujące jednostki naukowo-badawcze. Już na początku lat 50 w GIG prowadzono pierwsze badania krążników pod kierownictwem: Opolskiego T. i Regulskiego W.[45]. Autorzy zastosowali pośrednią metodę pomiaru oporów obracania, polegającą na pomiarze momentu silnika asynchronicznego napędzającego krążnik. Określenie oporu obracania wymagało wyznaczenia momentu potrzebnego do utrzymania krążnika w ruchu. Moment silnika określano wówczas na podstawie pomiaru jego poślizgu elektrycznego.

W tym samym czasie rozległe badania wielu parametrów, w tym również oporów obracania krążników prowadzono w Dniepropietrowskim i Moskiewskim Instytucie Transportu [2,7,35]. Badania te sprowadzały się do określenia oporów obracania przy pomocy na bezwymiarowego współczynnika  $w$ . Na uwagę zasługuje fakt, że po raz pierwszy zastosowano prosty i skuteczny sposób określenia oporu poprzez pomiar metodą ważenia [7]. Metoda ta zmodyfikowana i ulepszona jest nadal aktualna i najczęściej stosowana.

Bardzo obszerne badania mające na celu ustalenie nie tylko bezwzględnych wartości oporu, ale i zależności empirycznych, prowadzono w Instytucie Transportu w Hanowerze pod kierunkiem Vierlinga [50,51]. Na ich podstawie, w pracy [49] Vierling zdefiniował opór obracania krążnika jako siłę, którą należy przyłożyć stycznie do płaszcza krążnika, aby mógł się on obracać ze stałą prędkością  $v_r$ . Wyraża to zależność (3.1):

$$W_{kl} = a + b \cdot v_r \quad (3.1)$$

Wyniki badań [50], dotyczące określenia wpływu temperatury na wielkość oporów obracania krążnika, umożliwiły modyfikację wzoru (3.1):

$$W_{kl} = C_T \cdot (a + b \cdot v_r) \quad (3.2)$$

Dzięki temu opór dla pojedynczego krążnika można wyliczyć w funkcji prędkości liniowej taśmy  $v_t$  oraz z uwzględnieniem warunków termicznych. Współczynniki oporu obracania:  $a$  i  $b$  są wyznaczonymi eksperymentalnie wielkościami średnimi dla konkretnego typu krążnika i dotyczą m.in. sposobu łożyskowania i rodzaju zastosowanego uszczelnienia.

Kolejna kompleksowa analiza znajduje się w pracach[36,37]. Badania te prowadzono na AGH w aspekcie funkcjonalności krążników. Przedstawiono w nich analizę porównawczą dwóch typów uszczelnienia oraz dwóch rodzajów smaru. Były to najczęściej stosowane rozwiązania konstrukcyjne w latach 60, w krążnikach przeznaczonych do pracy w górnictwie odkrywkowym. Analiza ta wykazała m.in., że krążniki z uszczelnieniem szczelinowym mają dłuższy czas rozruchu, niż krążniki z uszczelnieniem labiryntowym. Smar ŁT-4 powoduje mniejsze opory obracania krążników z uszczelnieniem szczelinowym, natomiast krążniki z uszczelnieniem labiryntowym wykazują mniejsze opory ruchu jeśli są smarowane smarem ŁT-2. Na podstawie porównania własności uszczelniających analizowanych smarów, stwierdzono że smar ŁT-4 przewyższa pod tym względem smar ŁT-2. Z końcem lat 80, na AGH pojawiło się kolejne zainteresowanie tematyką krążników pod kątem zwiększenia ich trwałości. W oparciu o badania teoretyczne i laboratoryjne autorzy pracy[14] wykazali możliwość zmniejszenia sił dynamicznych obciążających łożyska krążnika poprzez uelastycznienie jego podparcia. Z uwagi na duży aspekt ekonomiczny tego zagadnienia, prace kontynuowano. Sprawdzano możliwość wykorzystania tego rozwiązania w krążnikach o mniejszych średnicach łożyska (6205). Przedstawione badania[30], wykonane przy impulsowym obciążeniu udowodniły, że rozwiązanie z wkładką gumową o grubości 5mm zmniejsza maksymalną wartość siły dynamicznej o 24,9% w stosunku do rozwiązania tradycyjnego. Obecnie prowadzone są tam prace nad zagadnieniami wspomaganie komputerowego w projektowaniu przenośników taśmowych[38].

Analizując rozwiązania konstrukcyjne, prowadzące do zmniejszenia wartości dynamicznych obciążeń węzłów łożyskowych w krążnikach, należy zwrócić uwagę na rozwiązanie opracowane na Węgrzech[28], które polega na umieszczeniu elementu sprężysto-lepkiego(gumowego) między wewnętrzną powierzchnią płaszczka, a obudową łożyska. Element ten, stanowiący piastę, zmniejsza o ok. 10% maksymalne wartości sił dynamicznych. Nie jest niestety bez wad ponieważ znacznie zwiększa moment bezwładności krążnika oraz pogarsza odprowadzenie ciepła z węzła łożyskowego. Wykazano również, że w trakcie postępu obciążonego przenośnika może doprowadzić do pojawienia się "bicia" płaszczka krążnika.

Badaniami krążników stosowanych w górnictwie zajmowali się również naukowcy Politechniki Śląskiej[11,52]. W pracy[52] przedstawiono wpływ cech konstrukcyjnych na skuteczność uszczelnień labiryntowych łożysk. Opracowano również urządzenie diagnostyczne oparte na pomiarze oporów ruchu, z przeznaczeniem do pracy w zakładowym procesie produkcyjnym krążników.

Na uwagę zasługuje również szereg prac prowadzonych w tej dziedzinie przez pracowników IGO Poltegor Instytut we Wrocławiu. Koncentrowały się one m. in. nad oceną stanu technicznego krążników metodą zdalnego pomiaru temperatury. Badania przedstawione w pracach [3,4] wykazały, że temperatura łożysk krążników w dobrym stanie technicznym i obciążeniu promieniowym odpowiadającym obciążeniu rzeczywistemu, wzrasta w czasie pracy względem otoczenia ok.  $10^{\circ}\text{C}$ . Wzrost temperatury węzłów łożyskowych o  $25^{\circ}\text{C}$  wskazuje na pogorszenie stanu technicznego krążnika, kwalifikując go do wymiany w najbliższym czasie. Gdy temperatura przekroczy  $70^{\circ}\text{C}$  ponad temperaturę otoczenia, krążnik uważany jest przez autorów za nienaprawialny i kwalifikuje się do natychmiastowej wymiany lub wyłączenia z ruchu. Analizowano również możliwość określenia oporów ruchu krążników na podstawie pomiaru poboru mocy przenośnika[49].

Również w IGO Poltegor opracowano szeroko pojętą analizę charakterystyk eksploatacyjnych krążników metodami statystycznymi. Zawarto tam ocenę gospodarki krążnikami w KWB Konin i KWB Turów w latach 1991-1995. Przeprowadzono analizę struktury uszkodzeń krążników na podstawie której stwierdzono, że elementy najszybciej ulegające zużyciu to: pierścienie gumowe krążników dolnych i nadawowych, pierścienie uszczelniające typu Nilos, pokrywy zewnętrzne, łożyska i osie [44].

Zastosowanie termografii do oceny stanu technicznego krążników omówiono również w pracy Rileya[46]. Autor podał własne kryteria oceny, w których przyrost temperatury ponad temperaturę otoczenia o  $15^{\circ}\text{C}$  wskazywał na nieodwracalne uszkodzenie konstrukcji krążnika.

Opis wyników pomiarów oporu obracania krążników produkowanych przez FEWB Metalplast-Kraków zawiera praca[29]. Wyniki pomiarów wskazują, że istnieje związek pomiędzy stanem technicznym krążników a generowanym oporem. Analizowane krążniki charakteryzowały się dużymi błędami we współosiowym ustawieniu piast, co było bagatelizowane przy montażu polegającym na "siłowym" osadzeniu łożysk. W efekcie krążniki te miały bardzo wysokie naprężenia montażowe i często uszkodzone łożyska.

Problem wysokiego poziomu oporów obracania krążników skutecznie rozwiązano podczas prac nad projektem "Henderson 2000", realizowanym na potrzeby kopalni rud



molibdenu w Górach skalistych. Efektem finalnym współpracy pomiędzy producentem krążników *LORBRAND* z Południowej Afryki i Instytutem Transportu w Hanowerze stało się opracowanie energooszczędnej konstrukcji krążnika[25,26]. Wdrożenie takich krążników umożliwiło zmniejszenie oporów obracania do poziomu 8% całkowitych oporów ruchu przenośnika[10]. Niestety szczegółowych informacji dotyczących cech konstrukcyjnych tego produktu nie ujawniono.

Przeprowadzony przegląd literatury dowodzi, że zagadnienie konstrukcji, jakości oraz sposobu wykonania krążników stanowi istotny i wciąż aktualny problem dla producentów i użytkowników. W oparciu o dostępne wyniki badań trudno jest przeprowadzić analizę przydatności krążników odpowiedniego typu do konkretnych wymagań eksploatacyjnych. Ponadto, nie podjęto się jak dotąd opracowania precyzyjnej oceny wpływu czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na wielkość oporu obracania krążników. Ustalenie takich korelacji, pozwoliłoby jednoznacznie wskazać zakres pożądaných usprawnień.

Z analizy literatury wynika, że należy w szczególności skupić się na wpływie cech konstrukcyjnych i czynników eksploatacyjnych krążnika na wielkość generowanego przez niego oporu obracania.



#### 4. METODY BADAŃ KRĄŻNIKÓW

Obowiązująca w Polsce norma PN-91/M-46606 dla krążników przewiduje szereg badań, z których większa część obejmuje rutynowe procedury mające na celu sprawdzenie rzetelności producenta i zgodności z dokumentacją techniczną, tzn.: sprawdzenie wyglądu zewnętrznego, wymiarów, malowania i zabezpieczenia przed korozją oraz cechowania krążnika. Natomiast wyniki pozostałych badań, które dotyczą:

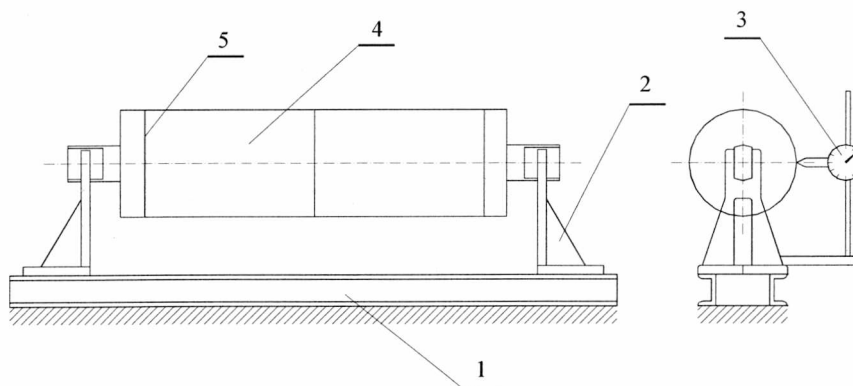
- sprawdzenia bicia promieniowego
- sprawdzenia statycznego i dynamicznego oporu obracania krążników
- sprawdzenia skuteczności uszczelnienia (na pył oraz wodę)
- sprawdzenia wyważenia dynamicznego

mogą służyć jako miary użytkowych cech krążnika, będące źródłem informacji o ich stanie technicznym.

##### Sprawdzenie bicia promieniowego

Pomiar bicia promieniowego wykonywany jest na stanowisku pomiarowym, którego schemat przedstawia rys. 4.1. Stanowisko wyposażone jest w dwa kły centrujące, w których umieszcza się krążnika dla usytuowania osi. Kły mocowane są na sztywnej ramie, która spoczywa na betonowym podłożu. Pomiar przeprowadzany jest czujnikiem warsztatowym ze skalą mikrometryczną, umocowanym na statywie.

Kontrolę bicia promieniowego należy wykonać w trzech miejscach płaszcza krążnika – w środkowej części i w odległości 50 – 100 mm z obu krawędzi płaszcza. Sprawdzając bicie promieniowe krążnika z pierścieniami gumowymi, pomiar wykonujemy – na jednym pierścieniu po obu końcach i na dwóch w pobliżu środka długości płaszcza krążnika.



Rys. 4.1 Schemat przykładowego stanowiska do przeprowadzenia pomiaru bicia promieniowego krążnika składa się z:  
1-rama stoiska, 2-kły centrujące, 3-czujnik warsztatowy,  
4-badany krążnik, 5-miejsce pomiaru

Sprawdzenie statycznego i dynamicznego oporu obracania krążników

Pomiar oporów statycznych można wykonać za pomocą obciążników zawieszonych na dźwigniach, które są mocowane do płaszcza krążnika. Dźwignia do płaszcza krążnika mocowana jest za pomocą obejmy pierścieniowej zaciskanej na płaszczu śrubami. Końce krążnika mocowane są w kłach zabezpieczając przed obrotem osi. Badanie należy przeprowadzić w temperaturze otoczenia ok. 18°C. W momencie obrotu płaszcza, wywołanego naciskiem obciążnika na dźwignię, zmierzono odległość  $l$  między miejscem nacisku obciążnika a osią krążnika (rys.4.2). Przyłożone obciążenie do dźwigni należy przeliczyć na moment oporu statycznego krążnika:

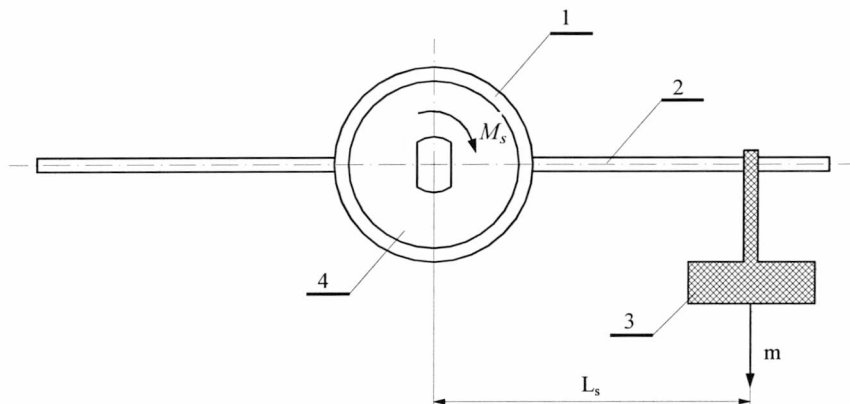
$$M_s = m \cdot g \cdot L_s \quad [Nm] \quad (4.1)$$

gdzie

$m$  - masa obciążenia, [kg]

$g$  - przyspieszenie ziemskie, [m/s<sup>2</sup>]

$L_s$  - odległość między miejscem nacisku obciążnika a osią krążnika, [m]



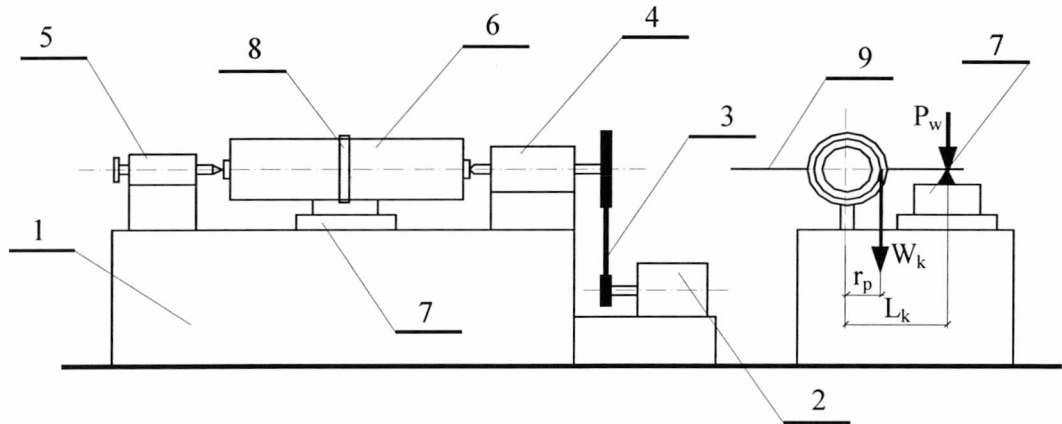
Rys.4.2 Schemat pomocniczy do obliczenia oporu statycznego krążnika:  
1-obejma pierścieniowa, 2-dźwignia, 3-obciążenie, 4-badany krążnik

Dopuszczalne opory statyczne nie powinny przekroczyć wartości podanych w tab. 4.1.

Tabela 4.1 Opory statyczne krążników zalecane normą PN-91/M-46 606

Wielkość łożyska	6204	6206	6308	6310	6312	22308	22312
Wielkość maksymalna momentu obrotowego krążnika Nm	0,25	0,30	0,60	0,90	0,60		1,0

Pomiar dynamicznego oporu obracania krążnika wg PN wykonuje się na stanowisku (rys.4.3) metodą napędzania osi krążnika, przy unieruchomionym płaszczu w temperaturze otoczenia ok. 18°C. Bezpośrednio przed wykonaniem pomiaru właściwego należy oś krążnika lub jego płaszcz obracać przez 4 h z prędkością obrotową równą 600 obr/min.



Rys. 4.3 Przykładowe stanowisko do pomiaru dynamicznego oporu obracania krążnika:  
1-podstawa stanowiska, 2-silnik elektryczny, 3-przekładnia pasowa, 4-podpora wałka napędowego, 5-podpora (konik) wałka dociskowego, 6-badany krążnik, 7-waga pomiarowa, 8-obejma krążnika, 9-dźwignia

Z warunków geometrycznych i równowagi momentów względem osi przeliczana jest siła  $P_w$  rejestrowana w punkcie podparcia, na wielkość siły stycznej na płaszczu krążnika czyli na wielkość badanego oporu obracania  $W_k$ . Opór ten wynosi:

$$W_k = P_w \cdot \frac{L_k}{r_p} \quad (4.2)$$

gdzie:

$P_w$  -rejestrowana siła, [N],  $L_k$  -dł. ramienia dźwigni, [m],

$r_p$  -promień zewnętrzny płaszczu krążnika, [m]

Dopuszczalne opory dynamiczne przy prędkości 600obr/min nie powinny być większe niż podane w tab. 4.2 -dla krążników nośnych i w tab.4.3-dla krążników dolnych.

Tabela 4.2 Zalecane normą PN-91/M-46 606 parametry krążników górnych (nośnych)

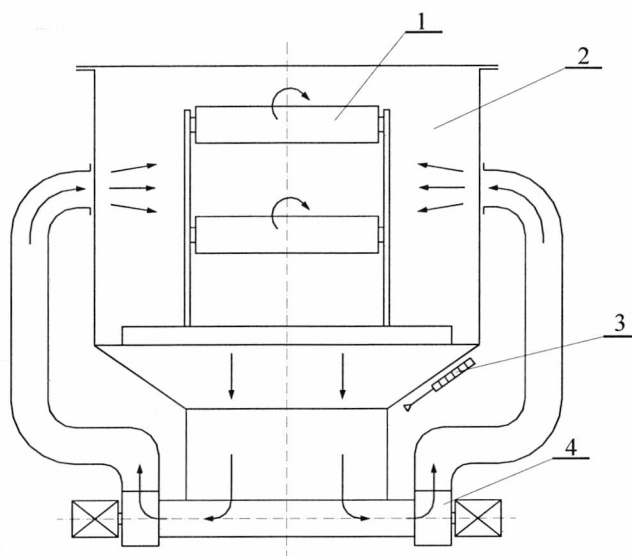
Średnica zewnętrzna krążnika $D_K$ , w mm	63	89	108	133	159	194
Wielkość łożyska	6204		6204 6206		6204 6206 6308	6310 6312
Wielkość siły przyłożonej do płaszcza powodującej obrót krążnika gładkiego przy unieruchomionej osi czyli opór obracania $W_{k1}$ , w N	3,5			4,5		6,5

Tabela 4.3 Zalecane normą PN-91/M-46 606 parametry krążników dolnych tarczowych lub pierścieniowych

Średnica zewnętrzna krążnika $D_K$ , w mm	133	159	194	219	245
Wielkość łożyska	6204 6205 6306		6308 6310 22310	6310 22308	6312 22312
Wielkość siły przyłożonej do płaszcza powodującej obrót krążnika tarczowego lub pierścieniowego przy unieruchomionej osi (opór obracania) $W_{k1}$ , w N	3,0		4,0	5,0	

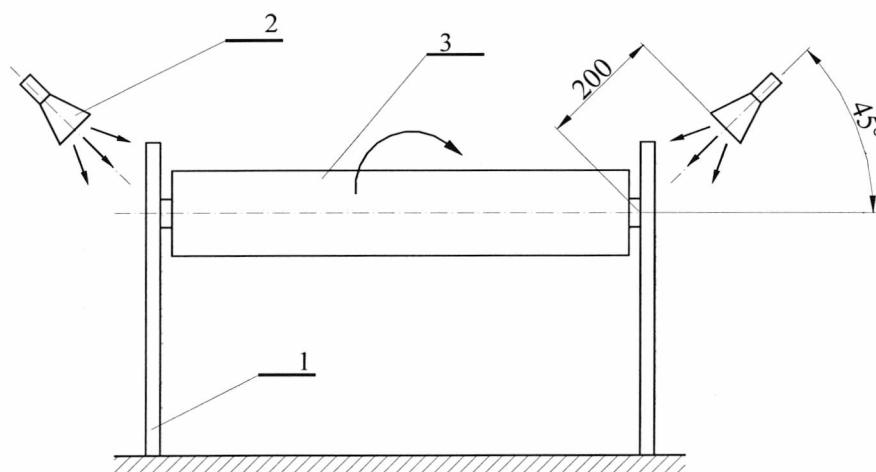
Sprawdzenie skuteczności uszczelnienia krążnika (na pył oraz wodę)

Badania uszczelnienia na działanie pyłu przeprowadza się za pomocą urządzenia przedstawionego na rys.4.4, które składa się z zamkniętej komory pyłowej. Objętość komory nie powinna być mniejsza od 5-krotnej objętości badanych krążników. W jej górnej części umieszcza się badane krążniki natomiast w dolnej części komory umieszczony jest wibrator uruchamiany okresowo celu uniknięcia osadzania się talku na ściankach. Ilość talku zastosowanego do badań powinna wynosić około  $2 \text{ kg/m}^3$  objętości komory. Wytworzenie atmosfery pyłowej i cyrkulację pyłu (talku) zapewniają dwa wentylatory. Zasysają one pył z dolnej części komory i tłoczą go w górę do miejsca, w którym ustawiony jest stojak z krążnikami. Krążniki posiadają własny napęd. Czas trwania próby powinien wynosić 72 h. W czasie pierwszych 48 h krążniki powinny się obracać z prędkością 600 obr/min, a w czasie kolejnych 24 h powinny być unieruchomione.



Rys.4.4 Schemat przykładowego stoiska do badania szczelności na pył:  
1-badane krążniki, 2-komora pyłowa, 3-wibrator, 4-wentylator

Sprawdzenie uszczelnienia krążników wodą należy przeprowadzać za pomocą urządzenia wg rys.4.5. Krążnik zamocowany na stojakach zalewany jest strumieniem wody z rozpryskiwaczy w formie okrągłych sitek ustawionych pod kątem  $45^\circ$  w stosunku do jego osi poziomej. Sitka powinny być umieszczone od powierzchni czołowej węzłów uszczelniających krążnika w odległości około 200 mm. Ciśnienie wody zasilającej sitka, powinno wynosić około 1 kPa przy wydajności nie mniejszej niż 10 l/min. Czas trwania próby wynosi 36 h. Przez pierwsze 24 h krążniki powinny się obracać z prędkością 600 obr/min. W ciągu ostatnich 12 h badań krążniki powinny zostać unieruchomione. W okresie próby postojowej należy co 3 h obrócić krążnik o  $90^\circ$  w celu zadziałania głównego strumienia wodnego na całym obwodzie węzłów uszczelniających.



Rys. 4.5 Przykładowy schemat stoiska do badania szczelności na wodę:  
1-stojak, 2-sitko prysznicowe, 3-badany krążnik

Po przeprowadzeniu badań dokonuje się demontażu kolejnych elementów uszczelniających i wzrokowej oceny stopnia przeniknięcia pyłu oraz wody do łożysk i smaru krążnika.

#### Sprawdzenie wyważenia dynamicznego

Wg PN-91/M-46606 sprawdzenie wyważenia dynamicznego krążników należy przeprowadzić na wyważarce dostosowanej do parametrów konstrukcyjnych krążnika. Krążniki ciężkie powinny być poddawane próbie przy prędkości obrotowej 600 obr/min, a krążniki lekkie i normalne przy prędkości obrotowej 450 obr/min. Krążniki powinny być wykonane w klasie dokładności wyważenia nie większej niż G40. Sama próba dynamicznego wyważenia powinna być przeprowadzana w warunkach normalnych po skontrolowaniu dynamicznego oporu obracania.

Partię krążników należy uważać za zgodną z wymaganiami normy, jeżeli pobrana do badań próba przejdzie z wynikiem dodatnim przez wszystkie ww. badania, a liczba sztuk krążników niedobrych nie jest większa od liczby kwalifikującej  $m_1$  podanej w tabeli 4.3.

#### 4.3 Sposób pobierania i oceny próbek

Liczność partii	Liczność próbki	Liczba kwalifikująca $m_1$	Liczba dyskwalifikująca $m_2$
<i>sztuk</i>			
do 150	13	0	1
151÷280	50	1	2
281÷500	50	1	2
501÷1200	80	2	3
1201÷3200	125	3	4
3201÷10000	200	5	6
10000÷35000	315	7	8

Pomimo tak obszernych procedur zawartych w obowiązującej normie, nie zaspakaja ona potrzeb w zakresie ewentualnych badań atestacyjnych i dopuszczeniowych Wyższego Urzędu Górniczego. Istnieje potrzeba opracowania metod pozwalających na ocenę zarówno jakości wykonania krążnika jak i prognozowanie trwałości w zadanych warunkach eksploatacyjnych. Możliwość skutecznego rozwiązania tych zagadnień przedstawiono w rozdziale 8 niniejszej pracy.

## **5. PRZEDMIOT BADAŃ**

O jakości krążników zasadniczo decyduje nie tylko opór obracania ale i ich trwałość, w tym głównie łożysk. Zatarcie lub pojawianie się luzów poprzecznych łożyska, automatycznie powoduje nadmierne ścieranie płaszcza taśmą oraz wycieranie osi lub gniazda. Bardzo często uszkodzenie osadzenia łożysk występuje w wyniku niedotrzymania założonych tolerancji wykonania. Przeprowadzone analizy uszkodzeń krążników stosowanych w górniczych przenośnikach taśmowych wykazały, że zużycie łożysk następuje przede wszystkim wskutek nieprawidłowego uszczelniania komory łożyskowej. Dlatego, uszczelnienia krążników projektowane są z myślą o dużej skuteczności ochrony łożysk przed oddziaływaniem zanieczyszczeń i wody.

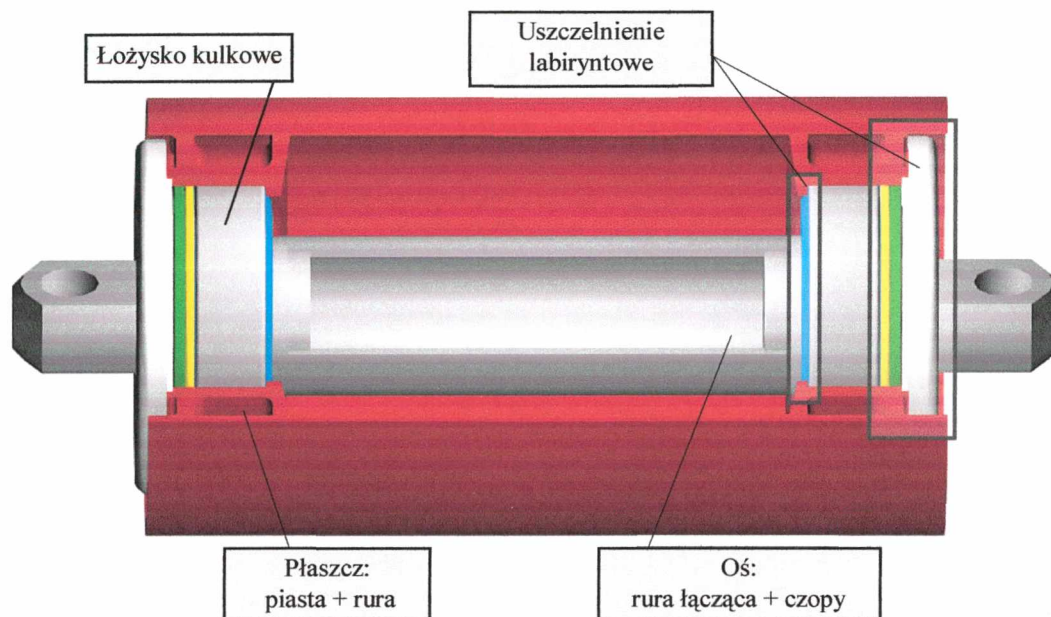
Obecnie, najczęściej stosowane są uszczelnienia labiryntowe. Wraz z zespołem elementów uszczelniających, w skład których wchodzi m.in. dodatkowe pierścienie osłaniające, sprężyste, uszczelki gumowe oraz pokrywa zamykająca, tworzą wielostopniową całość. Niestety są to rozwiązania o stosunkowo wysokich oporach tarcia podczas pracy, a z uwagi na liczbę zainstalowanych krążników na przenośnikach taśmowych znacząco wpływają na wielkość zużycia energii.

Problem ten jest aktualny dla Kopalni Węgla Brunatnego "Bełchatów"- drugiej co do wielkości kopalni w Europie. Wydobyte roczne węgla jest tu większe niż z trzech pozostałych kopalń odkrywkowych funkcjonujących w obrębie górnictwa węgla brunatnego w Polsce (KWB "Adamów", KWB "Konin" i KWB "Turów") i w roku 1998 stanowiło 56,5% całkowitego krajowego wydobycia. Kopalnia "Bełchatów" jest również interesująca z naukowego punktu widzenia. Występują tam największe w Polsce przenośniki taśmowe, na których stosowane są taśmy z linkami stalowymi o wytrzymałości do 3150 kN/m i szerokości B do 2250 mm. Instalowane moce jednostek napędowych wynoszą często 4x1000 kW. System transportowy całej kopalni to ok. 95 km zabudowanych przenośników taśmowych. Oznacza to, że przy rozmieszczeniu trójkrażnikowych zestawów górnych co 1,5 m oraz dwukrażnikowych zestawów dolnych co 5 m całkowita ilość stosowanych krążników wynosi ok. 290 tys. sztuk. Przy tak dużej liczbie zabudowanych krążników bardzo łatwo mogą one stać się głównym powodem powstawania ograniczeń lub nawet przerw w przemieszczaniu strumienia transportowanych mas. Ponadto uruchamiana jest eksploatacja węgla z nowej odkrywki "Szczerców", gdzie planuje się długie ciągi przenośników transportować węgiel bezpośrednio elektrowni. W tej sytuacji przenośniki taśmowe powinny być unowocześniane,



a wdrożenie nowych technologii powinno dać zamierzony efekt w postaci znacznego obniżenia mocy napędów głównych.

Dzięki współpracy Instytutu Górnictwa z Zakładem Produkcyjno Remontowym KWB "Bełchatów" (producentem stosowanych tam krążników), możliwe było przeprowadzenie szczegółowych badań i analiz. Przedmiotem prac stały się krążniki nośne wchodzący w skład górnych zestawów przegubowych, montowanych na przenośnikach nadkładowych i węglowych. Schemat konstrukcji krążnika przyjętego do analiz przedstawiono na rys.5.1



Rys.5.1 Schemat konstrukcji analizowanego i modernizowanego krążnika

## 5.2 Badania rozpoznawcze

Dla określenia aktualnego stanu technicznego krążników produkowanych przez Zakłady Produkcyjno-Remontowe KWB "Bełchatów", przeprowadzono w Instytucie Górnictwa Politechniki Wrocławskiej serię badań rozpoznawczych. W tym celu wytypowano 10 krążników górnych  $\phi 194 \times 670$  oraz 15 krążników górnych  $\phi 190 \times 800$ .

Krażniki oznaczone numerami 11 ÷ 20 oraz 1 ÷ 5 to krążniki nowe, wykonane z pełnym pakietem uszczelnień. Krążniki 11 ÷ 17, 19 ÷ 20 były docierane przez dwie godziny, natomiast nr 18 był docierano przez 73h. Pozostałe 10 szt. wytypowano na podstawie połowych pomiarów przyrostu temperatury, przeprowadzonych na przenośniku będącym w eksploatacji w KWB Bełchatów. Wykorzystano przy tym przyrząd do zdalnego radiacyjnego pomiaru temperatury - *Pirometr TPT 62*, którego dokładność pomiaru wynosi  $\pm 1^{\circ}\text{C}$  w zakresie temperatur od  $-31^{\circ}\text{C}$  do  $900^{\circ}\text{C}$ . Posiada on kołowy celownik laserowy

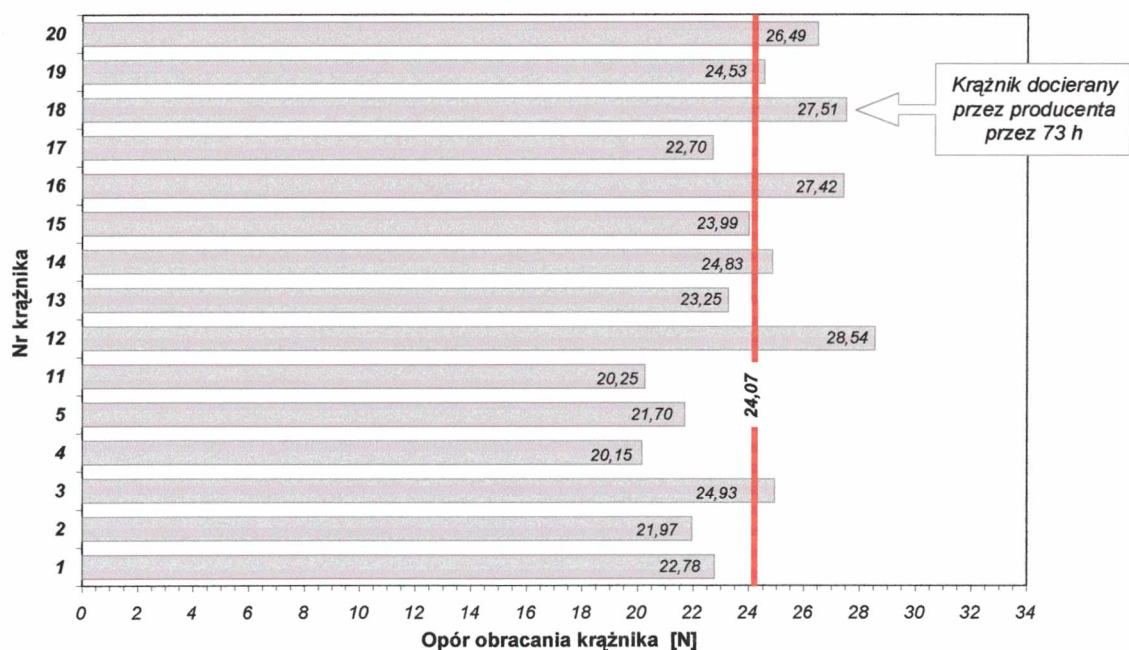


składający się z 16 punktów określających pole pomiarowe oraz punkt centralny, wyświetlacz graficzny automatycznie przedstawiający 10 ostatnich pomiarów temperatury, a także alarm akustyczny i wizualny przekroczenia górnego progu temperaturowego (rys.5.2).

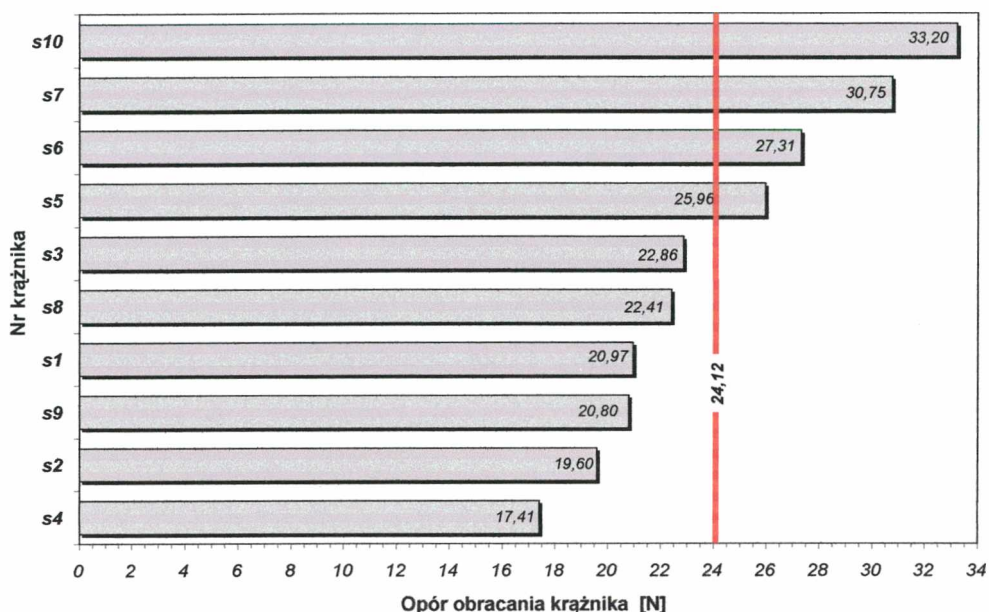


Rys.5.2 Terenowy pomiar temperatury pirometrem TPT 62

Wiedząc, że opór obracania krążnika ściśle zależy od przyrostu jego temperatury [20] świadomie dokonano wyboru, po pięć krążników o najniższych i najwyższych wskazaniach pirometru. Wartości oporu obracania dla wszystkich wytypowanych krążników przedstawiono kolejno na rys.5.3, 5.4.

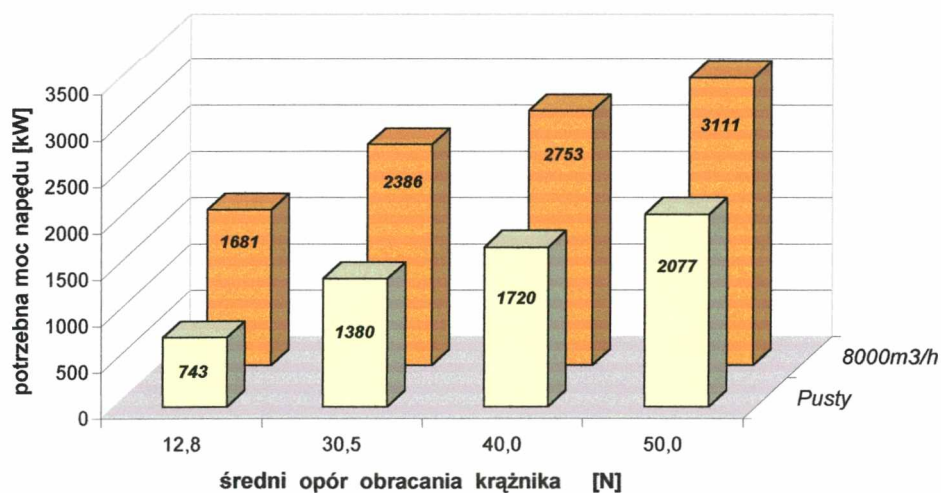


Rys. 5.3 Zestawienie oporów obracania krążników nowych, wykonanych z pełnym pakietem uszczelnień



Rys. 5.3 Zestawienie oporów obracania krążników eksploatowanych, wytypowanych na podstawie pomiaru temperatury

Opory obracania zmierzone zarówno dla krążników nowych jak i eksploatowanych zawierają się w przedziale od 17 do 31N dając średnią ok. 24N (szczegóły zawarto w załączniku nr 1). Żaden z badanych krążników nie spełnia wymogów dopuszczalnego oporu obracania określonego przez obowiązującą normę. Dla łożyska 6312 średni opór obracania krążników powinien wynosić 6,5 N (tabela 4.2). Tak duże przekroczenie wymaganego poziomu obracania krążników znacząco wpływa na wielkość mocy pobieranej przez napędy główne przenośników taśmowych. Zagadnienie to w ilustruje rys.5.4, gdzie pokazano zmiany poboru mocy napędu głównego w ruchu ustalonym przenośnika W-63 o długości trasy  $L = 2300$  m, w zależności średniego oporu obracania zainstalowanych krążników.

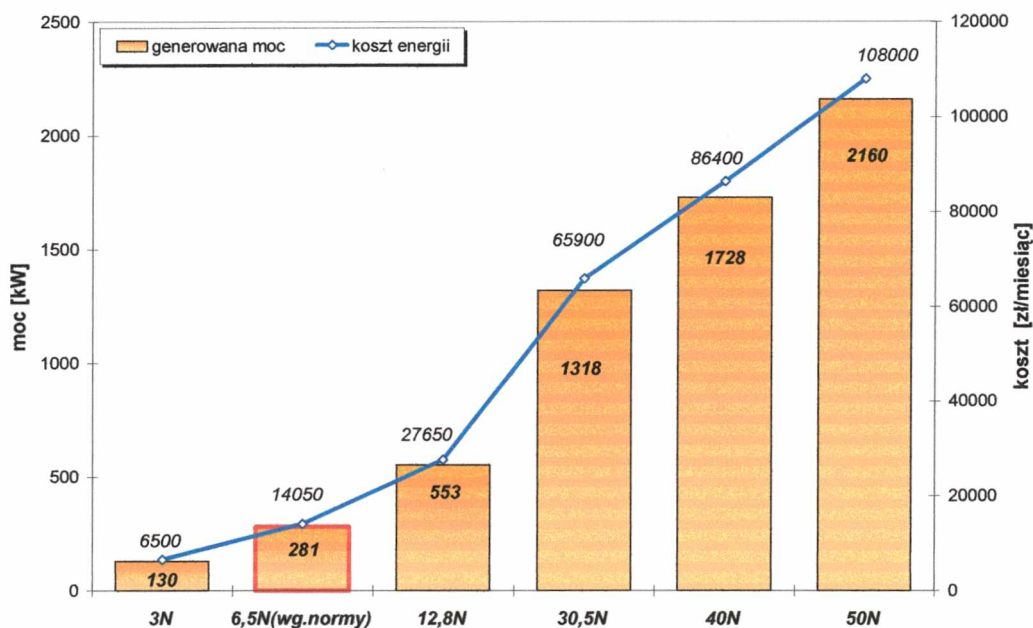


Rys.5.4 Zapotrzebowanie mocy napędu przenośnika o długości  $L=2300$  m w funkcji średniego oporu obracania pojedynczego krążnika



Do przedstawionych na rysunku wielowariantowych obliczeń symulacyjnych wykorzystano program TASTEST. Pierwszy rząd wielkości dotyczy przenośnika pustego, drugi - w tle, przedstawia zapotrzebowanie mocy analizowanego przenośnika w stanie obciążonym przy średniej wydajności 8000m<sup>3</sup>/h.

O skali problemu energochłonności napędu świadczyć mogą obliczenia szacunkowe [25], gdzie wykazano, że wzrost oporu obracania pojedynczego krążnika o 1N skutkuje wzrostem mocy o ok. 6W, co przy pracy przenośnika przez 250 godzin w miesiącu, daje zwiększone zużycie energii na poziomie ok. 1.5 kWh. W podobny sposób można określić wzrost poboru mocy napędu głównego analizowanego przenośnika W-63 wynikający wyłącznie ze oporów obracania zainstalowanych na nim krążników. Wyniki obliczeń składowej mocy napędu wynikającej z konieczności pokonania oporów obracania krążników i związane z tym koszty przedstawia rys.5.5.



Rys.5.5 Składowa moc napędu przenośnika długości L=2300m, generowana wyłącznie przez zainstalowane krążniki w zależności od średniego oporu ich obracania oraz szacunkowe koszty zużycia energii elektrycznej potrzebnej na pokonanie tych oporów

Przyjmując, że 1 kWh kosztuje ok. 20 groszy otrzymujemy, że 1N oporów obracania krążnika kosztuje użytkownika ok. 30 groszy miesięcznie. Tak więc dla bardzo dobrego krążnika charakteryzującego się oporami obracania na poziomie 3-4 N koszt zużycia energii potrzebnej na pokonanie jego oporów kształtuje się na poziomie 1zł na miesiąc. Dobry krążnik, zgodny z normą może mieć opory na poziomie 6-7 N, czyli jego eksploatacja kosztuje ok. 2 zł na miesiąc. Znając średni poziom oporu obracania krążnika pracującego w kopalni "Bełchatów" łatwo jest wykazać, że generowany przez niego koszt sięga ponad 6zł

na miesiąc. Według Jurdziaka [32] po dwóch latach pracy krążników, użytkownik na koszty ich eksploatacji może wydać nawet drugie tyle ile zapłacił przy zakupie. Omawiane relacje pomiędzy oporami obracania krążników zainstalowanych na przenośniku W-63, a kosztami zużycia energii potrzebnej na pokonanie tych oporów dokładnie odzwierciedla niebieska linia na rys.5.5. Przedstawione tam wielkości oporów są wielkościami uśrednionymi dla wszystkich krążników zainstalowanych na przenośniku. Uwzględniono również opory rzędu 40 i 50 N. Jest to działanie celowe, mające na celu pokazanie wzrostu pobieranej mocy napędu przenośnika, a tym samym ponoszonych nakładów finansowym w sezonie zimowym, gdy krążniki charakteryzują się znacznie wyższym poziomem oporu obracania.

## **6. TEZY PRACY**

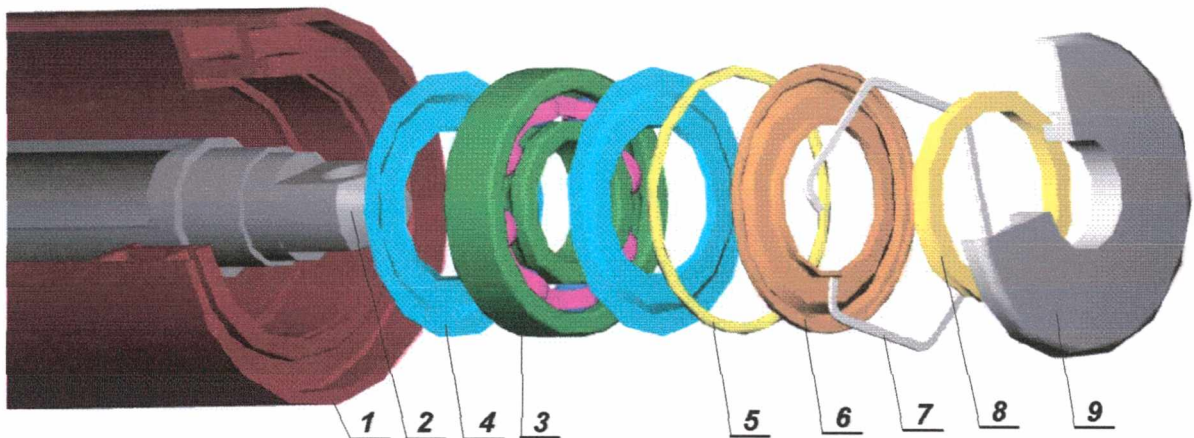
Podstawową cechą użytkową krążników wpływającą na wielkość mocy napędu głównego przenośnika taśmowego jest opór obracania. Z punktu widzenia energochłonności napędu cecha ta jest istotna zarówno przy analizowaniu ruchu ustalonego jak i rozruchu w różnych warunkach eksploatacyjnych. Ponieważ opory obracania krążników można wyznaczać tylko eksperymentalnie konieczne jest opracowanie właściwej metodyki badań.

Na podstawie przeprowadzonego przeglądu literatury przedmiotowej, własnych obserwacji oraz badań wstępnych postawiono tezę, że ***przy zachowaniu dotychczasowej trwałości eksploatacyjnej możliwe jest znaczące obniżenie oporów obracania krążników (o 80% obecnie występujących oporów) przez odpowiedni dobór pasowań łożysk, właściwy dobór rodzaju smaru i łożysk, a przede wszystkim w wyniku zastosowania nowej generacji uszczelnień ferromagnetycznych.***

## 7. WPLYW CZYNNIKÓW KONSTRUKCYJNYCH

### 7.1 Analiza aktualnego rozwiązania węzła łożyskowego

Opór obracania pojedynczego krążnika spowodowany jest siłami tarcia w łożyskach i uszczelnieniu. Dlatego niezbędne jest przeprowadzenie analizy dotychczas stosowanego rozwiązania węzła łożyskowego z uwzględnieniem zjawiska tarcia we wszystkich elementach ruchomych. Z wstępnych badań rozpoznawczych prowadzonych w laboratorium oraz pomiarów na przenośniku wynika, że nadmierne tarcie występuje zarówno w krążnikach nowych jak i używanych. Symptodem tego są znaczne przyrosty temperatur rejestrowane na płaszczu krążnika w miejscu łożyskowania (do 50°C). Podstawą analizy do zmian konstrukcyjnych była dokumentacja techniczna krążników nośnych  $\phi 190 \times 800$  mm produkowanych przez Zakłady Produkcyjno Remontowe KWB „Bełchatów” [13]. Uszczelnienie i łożyskowanie tego krążnika przedstawiono na rys 7.1.



Rys. 7.1 Węzeł uszczelniający krążnika nośnego  $\phi 190 \times 800$  mm

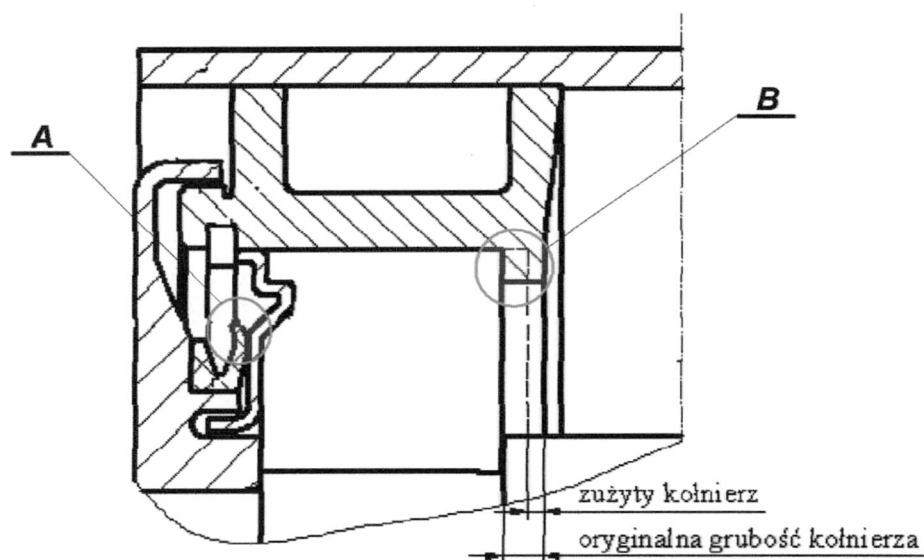
W przedstawionym węźle uszczelniającym można wyróżnić dwa uszczelnienia stykowe ruchowe, tj.: uszczelka sprężynująca typu Nilos 4 i gumowy pierścień uszczelniający typu V 8 oraz jedno stykowe spoczynkowe: pierścień gumowy typu O 5. Występują w nim również dwa uszczelnienia bezstykowe utworzone przez metalowy element uszczelnienia labiryntowego 6 oraz poliamidowej pokrywy zewnętrznej 9. Ponadto dochodzą: łożysko toczne typu 6312 produkcji krajowej 3 oraz pierścień osadczy 7.

Uszczelnienie typu Nilos stanowi wyprofilowana tarcza metalowa o grubości (0.25-0.30) mm. Tarcza ta na swej średnicy wewnętrznej styka się z czołem pierścienia wewnętrznego łożyska tocznego. Oględziny łożysk wyjętych z pracujących krążników wykazały ślady zużycia powierzchni czołowej wewnętrznego pierścienia. Świadczy to



o dużym nacisku stykowym prowadzącym do zużycia ściernego hartowanego pierścienia łożyska. Zaobserwowano również ślady tarcia, które występuje w obszarze styku krawędzi uszczelniającej wargi pierścienia typu V 8 z powierzchnią czołową metalowego elementu 6.

Skuteczność działania pierścienia typu V zależy od stopnia ugięcia wargi uszczelniającej. Zbyt duże ugięcie powoduje, że wargę nie styka się swoją krawędzią uszczelniającą z powierzchnią elementu metalowego 6 (rys.7.2). Natomiast w przypadku małych ugięć wargi, poziom szczelności również może nie zostać zachowany w rezultacie zbyt małego nacisku stykowego. W niektórych zdemontowanych krążnikach zaobserwowano ponadto przemieszczenie płaszcza krążnika względem osi, czego dowodem są ślady nadmiernego zużycia kołnierza gniazda pod łożysko. W wyniku tego, jeden z pierścieni typu V został nadmiernie odkształcony, a drugi z tych pierścieni nadmiernie odciążony. W obu przypadkach dochodziło do obniżenia ich skuteczności uszczelniania.



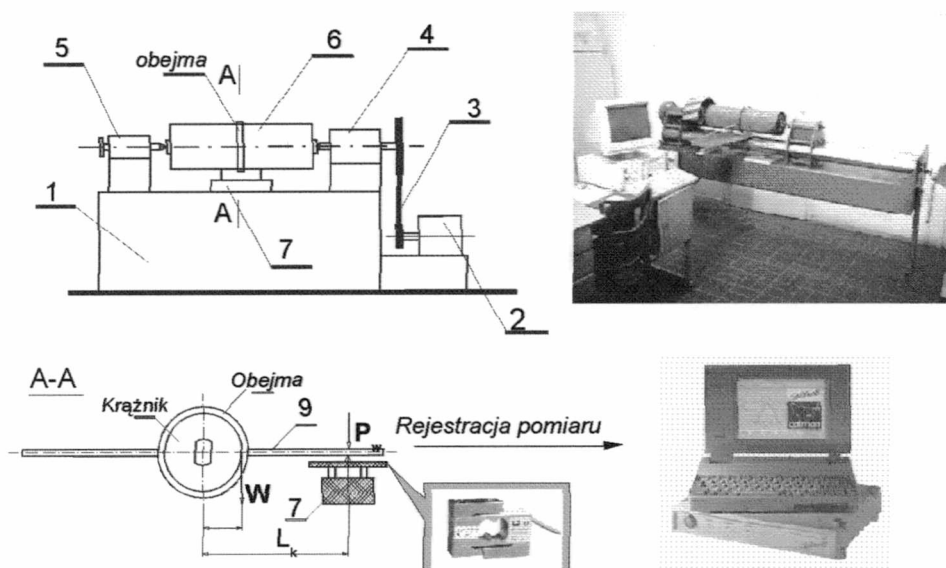
Rys 7.2. Fragment gniazda pod łożysko:  
A - pierścień typu V z wywiniętą wargą uszczelniającą,  
B - nadmierne zużycie kołnierza gniazda pod łożysko

Analiza węzła łożyskowego wykazała, że stopień jego zablokowania w chwili montażu jest równy zero. Oznacza to, że do jego utworzenia dochodzi stopniowo, przez kolejne osadzanie poszczególnych elementów poczynając od uszczelki typu Nilos, a kończąc na tarnamidowej pokrywie. W tej sytuacji znaczący wpływ na poziom generowanego oporu ma przyrost temperatury, wywołany warunkami pracy w całym obszarze analizowanego węzła. Zachodzące zjawiska rozszerzalności cieplnej powodują bezpośrednio zmianę usytuowania względem siebie poszczególnych elementów uszczelnienia, wynikiem czego są obserwowane ślady tarcia oraz zużycia.

## 7.2 Badania geometrycznych cech konstrukcyjnych krążnika

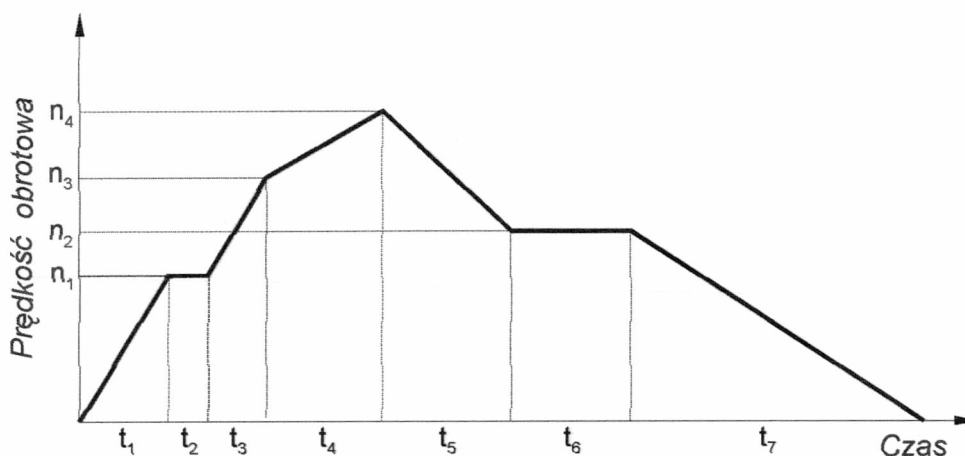
### 7.2.1 Opis stanowiska do badań oporów obracania krążnika

Pomiary oporu obracania przeprowadzono na stanowisku (rys.7.3), gdzie napędzana jest oś krążnika przy unieruchomionym płaszczu. Zastosowana metoda eliminuje wpływ owalności płaszczu na wynik pomiaru, a jednocześnie nie wpływa w najmniejszym stopniu na wielkość zmierzonej siły. Wielkość siły wynika z ruchu względnego płaszczu i osi krążnika. Ruch ten jest niezmienny niezależnie od tego, czy obraca się oś czy też płaszcz krążnika. Oś krążnika **6** mocowana jest z jednej strony w obrotowym uchwycie **4** za pośrednictwem którego przekazywane są obroty z silnika **2** poprzez przekładnię pasową **3**.



Rys. 7.3 Pomiar oporu obracania krążnika

Z drugiej strony oś podpierana jest kłębem **5** przesuwającym za pomocą śruby w celu dopasowania do długości osi krążnika. W konstrukcji i wykonawstwie stanowiska szczególną uwagę zwrócono na maksymalną dokładność ustawienia uchwytu mocującego i przekazującego obroty w jednej osi z kłębem podpierającym. Do silnika elektrycznego, napędzającego stanowisko pomiarowe, podłączony jest falownik firmy HITACHI typ SJ100, dzięki któremu utrzymywana jest stała prędkość wirnika, niezależnie od wahań prądu zasilającego. Dodatkowo falownik wyposażono w pulpit sterowniczy, dzięki któremu możliwe jest uzyskanie charakterystyk złożonych z przebiegów liniowych zmian prędkości obrotowej silnika w funkcji czasu.



Rys. 7.4 Przykładowy, możliwy do zaprogramowania przebieg prędkości obrotowej silnika w zależności od czasu

Do płaszczka krążnika mocowano obejmę pierścieniową z ramieniem opartym na czujniku siły, przez co unieruchomiony jest płaszcz krążnika. Podczas obracania osi, ruch względny płaszczka i osi powoduje powstawanie momentu, który przenoszony jest przez ramię  $l$  o stałej długości na czujnik siły. Otrzymana wartość zredukowana jest na zewnętrzny promień płaszczka z równania równowagi momentów:

$$P_w \cdot L_k = W_k \cdot r_p \quad (7.1)$$

na podstawie którego obliczany jest opór  $W_k$ :

$$W_k = P_w \cdot \frac{L_k}{r_p} \quad (7.2)$$

gdzie:

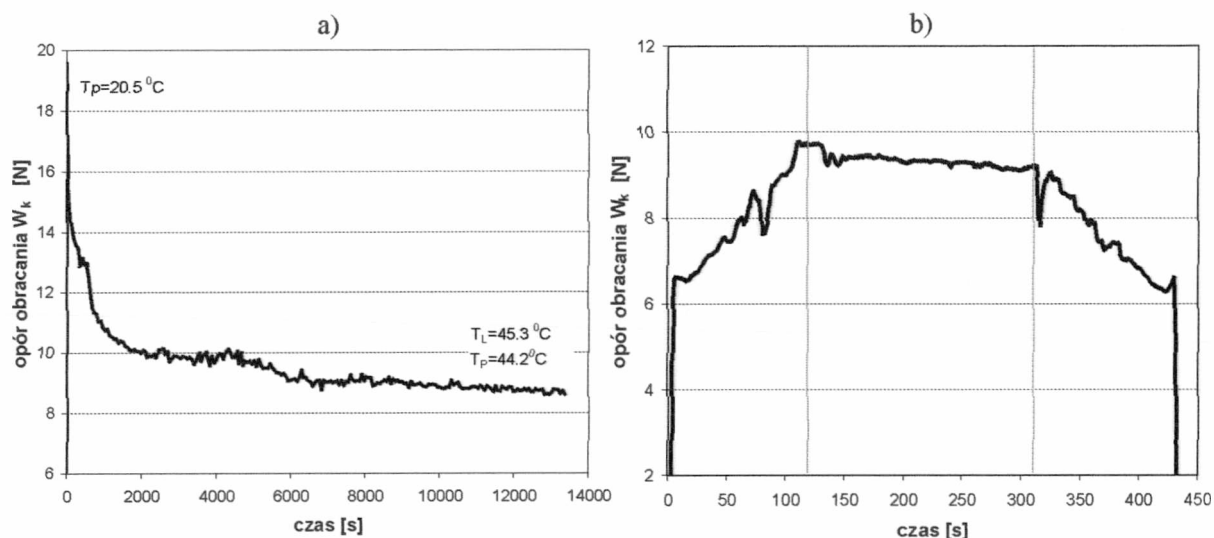
$P_w$  – rejestrowana siła, w N;  $L_k$  – dł. ramienia, w m,

$r_p$  – promień zewnętrzny płaszczka krążnika, w m

Pomiar siły dokonywano czujnikiem S2 firmy HOTTINGER o zakresie pomiarowym do 500 N [7]. Rejestrację wyników pomiarów prowadzono w sposób ciągły na komputerze z wykorzystaniem Spidera 8 z oprogramowaniem Catman-Express również firmy Hottinger.

Procedura badań przewiduje wyznaczenie przebiegu oporu obracania w funkcji czasu w trakcie docierania wstępnego (dla krążników nowych), oraz w krótkich przebiegach czasowych po dotarciu (dla krążników eksploatowanych). Czas trwania poszczególnych pomiarów oraz prędkość obrotową krążnika określono na podstawie obowiązującej normy (PN-91/M-46606). Przykładowe przebiegi oporów obracania w trakcie docierania wstępnego oraz w krótkich przebiegach czasowych z uwzględnieniem rozruchu, pracy ustalonej i hamowania przedstawiono na rys.7.5.





Rys. 7.5 Przykładowe przebiegi czasowe oporów obracania krążnika:

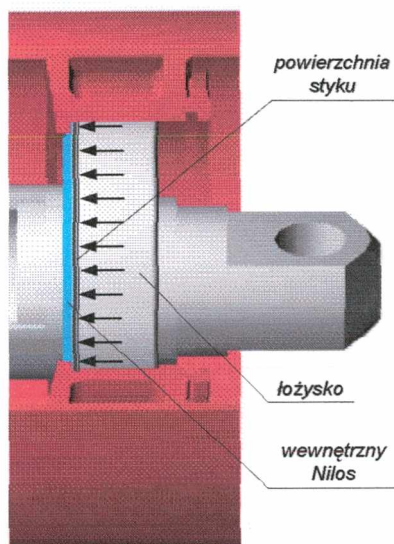
a) docieranie wstępne,

b) rozruch, praca ustalona, hamowanie

### 7.2.2 Zmiana tolerancji wykonania elementów węzła łożyskowego

Rejestrowane zarówno na przenośnikach jak i na stanowisku pomiarowym znaczne przyrosty temperatury (do  $50^{\circ}\text{C}$ ) w krążnikach z przedstawionym uszczelnieniem, świadczyły o nadmiernie występujących zjawiskach tarcia. Dlatego konieczne było wprowadzenie zmian. Zaproponowano modyfikację 1, która dotyczyła zmiany wymiarów wykonania oraz położenia elementów stosowanego uszczelnienia. Działania te miały na celu uzyskanie właściwego luzu montażowego, przy którym zapewniony będzie optymalny luz roboczy uszczelnienia w rzeczywistych warunkach pracy.

Zaobserwowane ślady zużycia ściernego powierzchni czołowej wewnętrznego pierścienia łożyska powodowane były bezpośrednio dużym naciskiem stykowym z metalową tarczą stanowiącą uszczelnienie typu "Nilos" (rys. 7.6). Ponieważ niebezpieczeństwo zanieczyszczenia od strony wewnętrznej łożyska jest nieznaczne i nie trzeba liczyć się z dostępem dużej ilości wody czy pary, a wywołane tarcie może decydować o wielkości oporu obracania, zrezygnowano z wewnętrznych pierścieni typu "Nilos", stosując łożysko kulkowe wykonane z jednym RS (łożysko wykonane z uszczelką gumową po jego jednej stronie).



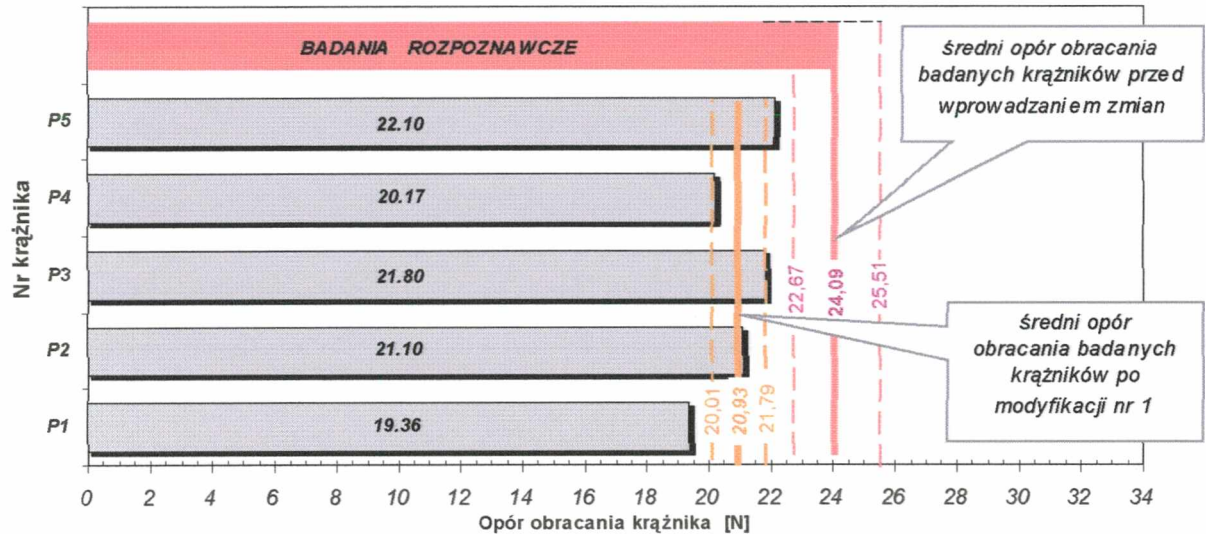
Rys. 7.6 Miejscowy nacisk powodujący zużycie powierzchni pierścienia łożyska

Kolejnym źródłem generowanego oporu okazało się być tarcie występujące na styku krawędzi uszczelniającej wargi typu V z powierzchnią czołową pokrywy wewnętrznej. Analiza łańcucha wymiarowego podparta obserwacją montażu prowadzi do wniosku, że pierścień uszczelniający typu V przylega do pokrywy wewnętrznej dużą częścią powierzchni zamiast obwodem swojej krawędzi. W tej sytuacji podjęto się próby zmniejszenia docisku, poprzez:

- zmianę szerokości pokrywy wewnętrznej będącej uszczelnieniem labiryntowych z wymiaru 8-0.1 na wymiar 7.7-0.1 mm
- zmianę wymiaru ustalającego położenie V-oringu na tarnamidowej pokrywie zewnętrznej, tak aby odsunąć jego krawędź od powierzchni pokrywy wewnętrznej o 2 mm.

W związku z nierównomiernym odkształcaniem się uszczelnienia typu V w obu węzłach łożyskowych, powodowanym przemieszczeniem płaszcza krążnika względem osi wprowadzono zmianę luzu promieniowego. Uzyskano ją poprzez zmianę wymiaru rozstawu łożysk na osi krążnika o wartość  $X-(minus)0.8\pm 0.05$  mm, gdzie X jest wymiarem nominalnym danej osi.

W celu określenia wpływu wprowadzonych zmian na wielkość oporu obracania, krążniki poddano badaniom na stanowisku pomiarowym przedstawionym na rys. 7.3. Przedmiotem badań było pięć zmodyfikowanych krążników nośnych, oznaczonych symbolem P1÷P5. Porównanie wyników analizy z wielkością pierwotną, uzyskaną podczas badań rozpoznawczych przedstawiono na rys. 7.7.



Rys.7.7 Porównanie średnich oporów obracania krążników przed i po modyfikacji nr1

Opory obracania krążników zmodyfikowanych zawierały się w zakresie od 19 do 22N. Do oszacowania wartości średniej z analizowanych prób wykorzystano funkcję ufności, która pozwala wyznaczyć przedział ufności, określający prawdopodobny zasięg odchylenia od wartości rzeczywistej. Z każdym przedziałem związana jest liczba zwana poziomem ufności oznaczana jako 1-alfa. Do obliczeń przyjęto wartość 1-alfa = 0,95 (najmniejszy przyjmowany poziom ufności) co oznacza 95% prawdopodobieństwo, że wartość estymowanej cechy należy do otrzymanego przedziału. Znając odchylenie standardowe i obliczone pole powierzchni pod standardową krzywą normalną  $u_\alpha$  dla przyjętego poziomu ufności przedział ufności wynosi:

$$P\left\{\bar{t} - u_\alpha \cdot \frac{s}{\sqrt{n}} < m < \bar{t} + u_\alpha \cdot \frac{s}{\sqrt{n}}\right\} = 1 - \alpha \quad (7.3)$$

gdzie:

1- $\alpha$  - poziom ufności, przyjęto 0.95,

$u_\alpha$  - wartość zmiennej losowej mającej rozkład normalny standaryzowany. Wartość ta jest wyznaczona z tablic rozkładu normalnego N(0,1). Dla 1- $\alpha$  = 0.95  $\rightarrow u_\alpha = 1.96$ ,

s - odchylenie standardowe.

Przedziały ufności dla średnich oporów obracania krążników przedstawione są na rys.7.7 liniami przerywanymi. Przebiegi czasowe oporu obracania dla poszczególnych krążników zawarto w załączniku nr 2.

Na uwagę zasługuje fakt, że w każdym z analizowanych przypadków po 1h ich pracy, wartość oporu praktycznie nie uległa zmianie. Na takiej podstawie można stwierdzić, że

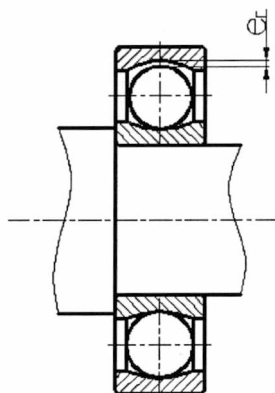
*Wpływ czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na opory obracania krążników stosowanych w górnictwie*

w krążnikach, w wyniku zmian tolerancji wykonania poszczególnych elementów jego uszczelnienia, następuje korzystne ustalenie warunków tarcia. Potwierdzeniem tego jest równolegle rejestrowany przyrost temperatury. W skutek wprowadzonej modyfikacji 1 otrzymano 13% spadek wielkość średniego oporu obracania.

### **7.1.1 Analiza wpływu osadzenia łożyska tocznego w krążniku**

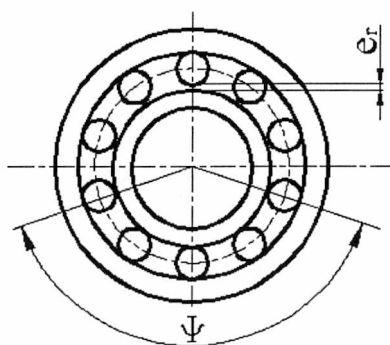
Wysoki poziom oporu obracania wyraźnie wskazuje na konieczność dalszych prac idących w kierunku uelastyczenia konstrukcji krążnika. Niezbędna zatem jest analiza osadzenia łożyska tocznego w krążniku. Podstawowym zadaniem łożyska jest ustalenie położenia osi względem obudowy (piasta) w taki sposób, by nie doszło do ich wzajemnego przemieszczania. Konstrukcja stosowanego uszczelnienia, wymaga aby warunek ten był całkowicie spełniony. Uzyskuje się to przez odpowiedni dobór pasowania łożyska, który powinien uwzględnić jego optymalny luz wewnętrzny.

Łożyska wytwarzane są z pewnym luzem promieniowym zależnym od dokładności wykonania łożyska. Pracę łożyska charakteryzuje m.in. promieniowy luz roboczy  $e_r$  (rys.7.8).



*Rys. 7.8 Luz roboczy w łożysku*

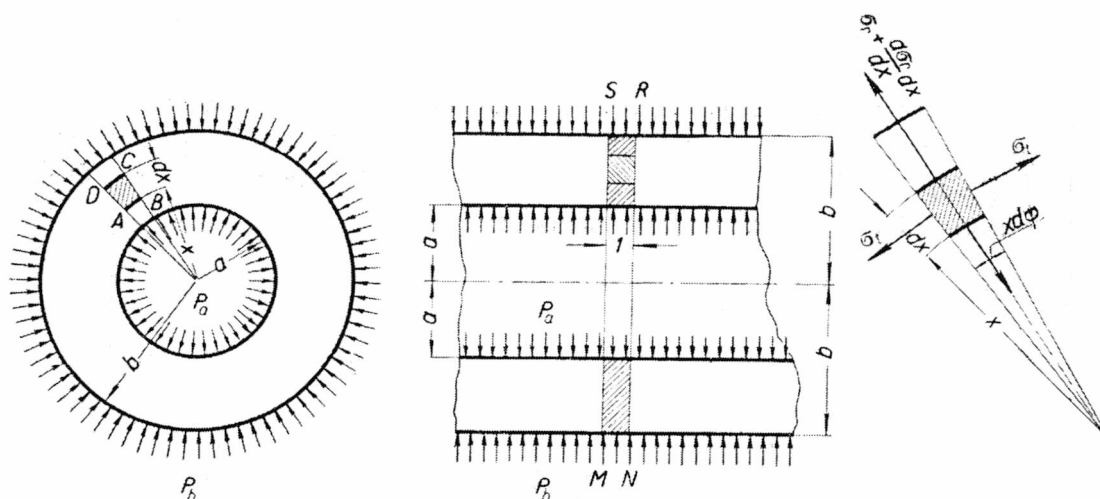
Parametr ten wpływa na rozkład obciążenia bieżni łożyska. Im większy luz roboczy tym mniejszy kąt  $\Psi$  działania obciążenia (rys.7.9), a zatem mniejsza ilość elementów tocznych przejmuje obciążenia robocze krążnika.



*Rys.7.9 Wpływ luzu roboczego  $e_r$  na kąt  $\Psi$  działania obciążenia*

Ze wzrostem wartości luzu roboczego mniej kulek współpracuje z bieżniami, co wpływa na szybsze zużywanie się łożysk. Z tego względu powinno się dobierać pasowania pierścieni łożyska tak, aby zachowany był jak najmniejszy luz roboczy jednak nie mniejszy od zera. Wynika to m.in. z wzajemnej zależności tego luzu od przyrostów lub spadków temperatury i jej rozkładu w obrębie węzła łożyskowego.

W analizie wpływu osadzenia łożyska tocznego w krążniku wykorzystano zagadnienie Lamégo. Dotyczy ono stanu odkształcenia i naprężenia w pierścieniu okrągłym o przekroju prostokątnym dowolnej grubości  $g$ , równej różnicy między promieniem zewnętrznym  $b$  a wewnętrznym  $a$  w sytuacji gdy obciążenie pierścienia składa się z równomiernych ciśnień  $p_a$  i  $p_b$  (rys.7.10). Obciążenie, które występuje po stronie wewnętrznej spowodowane może być wciskiem występującym przy osadzeniu pierścienia wewnętrznego łożyska na czopie osi krążnika, a obciążenie po stronie zewnętrznej wciskiem przy osadzeniu pierścienia zewnętrznego łożyska w piaście.



Rys.7.10 Graficzne przedstawienie zagadnienia Lamégo[53]

Lamé wychodząc z równań teorii sprężystości[53], podał ogólne rozwiązanie naprężeń oraz odkształceń, wskutek których następują przemieszczenia obciążonego pierścienia  $u$ , równe:

$$u = Ax + \frac{B}{x} = \frac{1-\nu}{E} \cdot \frac{a^2 p_a - b^2 p_b}{b^2 - a^2} x + \frac{1+\nu}{E} \cdot \frac{(p_a - p_b) a^2 b^2}{b^2 - a^2} \cdot \frac{1}{x} \quad (7.4)$$

Stąd zwiększenie promienia wewnętrznego wskutek samego ciśnienia  $p_a$  wynosi:

$$\Delta a = \frac{a \cdot p_a}{E} \left( \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} + \nu \right) \quad (7.5)$$



a zmniejszenie promienia zewnętrznego przy działaniu samego tylko ciśnienia  $p_b$  jest równe:

$$-\Delta a = \frac{b \cdot p_b}{E} \left( \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} - \nu \right) \quad (7.6)$$

Przed przystąpieniem do analizy oszacowano luzy wężła łożyskowego dla aktualnie stosowanych tolerancji wykonania. Przyjęto:

- luz promieniowy minimalny  $e_{\min} = 0,027$  mm (podane przez producenta)
- luz promieniowy maksymalny  $e_{\max} = 0,047$  mm (podane przez producenta)
- aktualna tolerancja wykonania wałka  $\phi 60js6 = \phi 60_{-0,0095}^{+0,0095}$  (z dokumentacji technicznej)
  - górna odchyłka wykonania wałka  $es_{\text{wał}} = +0,0095$  mm
  - dolna odchyłka wykonania wałka  $ei_{\text{wał}} = -0,0095$  mm
  - górna odchyłka wykonania wewnętrznej średnicy wewnętrznego pierścienia łożyska  $ES_{\text{dł}} = 0$  mm (podane przez producenta)
  - dolna odchyłka wykonania wewnętrznej średnicy wewnętrznego pierścienia łożyska  $EI_{\text{dł}} = -0,015$  mm (podane przez producenta)
- aktualna tolerancja wykonania średnicy oprawy łożyska  $\phi 130N7 = \phi 130_{-0,052}^{-0,012}$  (z dokumentacji technicznej)
  - górna odchyłka wykonania oprawy łożyska  $ES_{\text{Dop}} = -0,012$  mm
  - dolna odchyłka wykonania oprawy łożyska  $EI_{\text{Dop}} = -0,052$  mm
  - górna odchyłka wykonania wewnętrznej średnicy zewnętrznego pierścienia łożyska  $es_{\text{Dł}} = 0$  mm (podane przez producenta)
  - dolna odchyłka wykonania wewnętrznej średnicy zewnętrznego pierścienia łożyska  $ei_{\text{Dł}} = -0,018$  mm (podane przez producenta)

Luz pomiędzy wałkiem a wewnętrznym pierścieniem:

$$\text{luz minimalny } L_{\text{wmin}} = EI_{\text{dł}} - es_{\text{wał}} = -0,015 - 0,0095 = -0,0245 \text{ mm}$$

$$\text{luz maksymalny } L_{\text{wmax}} = ES_{\text{dł}} - ei_{\text{wał}} = 0 - (-0,0095) = 0,0095 \text{ mm}$$

$$\text{wcisk maksymalny } W_{\text{wmax}} = |L_{\text{wmin}}| = |-0,0245| = 0,0245 \text{ mm}$$

Luz pomiędzy obudową a zewnętrznym pierścieniem:

$$\text{luz minimalny } L_{\text{opmin}} = EI_{\text{Dop}} - es_{\text{Dł}} = -0,052 - 0 = -0,052 \text{ mm}$$

$$\text{luz maksymalny } L_{\text{opmax}} = ES_{\text{Dop}} - ei_{\text{Dł}} = 0,012 - (-0,018) = 0,030 \text{ mm}$$

$$\text{wcisk maksymalny } W_{\text{opmax}} = |L_{\text{opmin}}| = |-0,052| = 0,052 \text{ mm}$$

Dla oszacowanych luzów minimalnych, korzystając z zagadnienia Lamégo obliczono zmiany wymiaru pierścieni łożyska, przy których zachodzi niekorzystne zjawisko likwidowania jego promieniowych luzów roboczych.

### Obliczenie zwiększenia pierścienia wewnętrznego łożyska

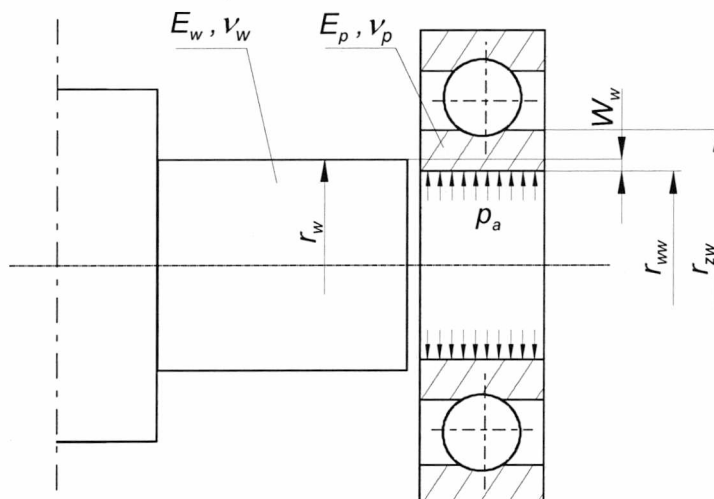
W celu obliczenia zwiększenia promienia zewnętrznego wewnętrznego pierścienia łożyska  $\Delta r_{zw}$  przyjęto, że odkształceniom pod wpływem ciśnienia  $p_a$  ulegają jednocześnie wewnętrzny pierścień łożyska oraz wałek, na który jest ono osadzone (rys. 7.11). Dlatego:

$$\frac{W_w}{2} = \Delta r_{ww} + \Delta r_w \quad (7.7)$$

gdzie:

$\Delta r_{ww}$  - zwiększenie wewnętrznego promienia wewnętrznego pierścienia, mm

$\Delta r_w$  - zmniejszenie promienia wałka, mm



Rys. 7.11 Schemat osadzenia łożyska na wałku:

$r_w$  - promień wałka:  $r_w = 30 \text{ mm}$ ,  $r_{ww}$  - promień wewnętrzny wewnętrznego pierścienia łożyska:  $r_{ww} = 30 \text{ mm}$ ,  $r_{zw}$  - promień zewnętrzny wewnętrznego pierścienia łożyska,  $r_{zw} = 38,869 \text{ mm}$ ,  $p_a$  - nacisk wywołany pasowaniem,  $W_w$  - wartość wcisku,  $E_w$  - moduł Younga wałka:  $E_w = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ ,  $\nu_w$  - stała Poissona wałka:  $\nu_w = 0,3$ ,  $E_p$  - moduł Younga dla pierścienia:  $E_p = 2,08 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ ,  $\nu_p$  - stała Poissona dla pierścienia:  $\nu_p = 0,3$

Korzystając ze wzorów (7.5) i (7.6) wielkości  $\Delta r_{ww}$ ,  $\Delta r_w$  przyjmują postać:

$$\Delta r_{ww} = \frac{r_{ww} \cdot p_a}{E_p} \left( \frac{r_{zw}^2 + r_{ww}^2}{r_{zw}^2 - r_{ww}^2} + \nu_p \right) \quad (7.8)$$

$$\Delta r_w = \frac{r_w \cdot p_a}{E_w} (1 - \nu_p) \quad (7.9)$$

Podstawiając zależności (7.8) i (7.9) do wzoru (7.7), a następnie przekształcając go, możliwe jest obliczenie nacisku wywołanego pasowaniem:



$$p_a = \frac{-W \cdot E_p (r_{ww}^2 - r_{zw}^2) \cdot E_w}{2 \cdot (-r_{ww}^3 E_w \nu_p + r_{ww} E_w \nu_p r_{zw}^2 + r_{ww} E_w r_{zw}^2 + r_{ww}^3 E_w - r_w E_p r_{ww}^2 + r_w E_p r_{zw}^2 + r_w E_p \nu_w r_{ww}^2 - r_w E_p \nu_w r_{zw}^2)} \quad (7.10)$$

Dla dodatniego luzu  $L_{wmax}=0,0095\text{mm}$  nacisk nie istnieje, dlatego  $p_a$  obliczono dla maksymalnego wcisku i wynosi on 17,19 MPa.

Znając wielkość nacisku, na podstawie wzoru (7.4) wyprowadzono równanie na maksymalne zwiększenie zewnętrznego promienia wewnętrznego pierścienia łożyska  $\Delta r_{zw}$ , które przyjmuje postać:

$$\Delta r_{zw} = \frac{2 \cdot p_a \cdot r_{zw}}{E_p \left( \frac{r_{zw}^2}{r_{ww}^2} - 1 \right)} \quad (7.11)$$

Korzystając ze wzoru (8) obliczono, że w warunkach maksymalnego wcisku  $p_a=17,19\text{MPa}$  przyrost promienia  $\Delta r_{zw}$  jest równy 0,0095mm.

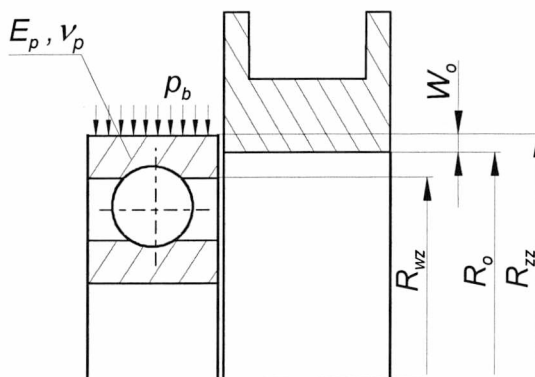
#### Obliczenie zmniejszenia pierścienia zewnętrznego

Przemieszczenia wewnętrznego promienia pierścienia zewnętrznego łożyska  $\Delta R_{wz}$  obliczono przy założeniu, że odkształceniom pod wpływem ciśnienia  $p_b$  ulega tylko pierścień łożyska, natomiast piasta ze względu na sposób wykonania i połączenia z płaszczem nie zmienia swoich wymiarów (rys.7.12). Wynika to z faktu, że jest to konstrukcja dwukołnierzowa, wciskana w płaszcz krążnika. Podparta w dwóch punktach i połączona spoiną położoną na zewnętrznym kołnierzu, zapewnia idealną sztywność układu. Wówczas:

$$\frac{W_o}{2} = \Delta R_{zz} \quad (7.12)$$

gdzie:

$\Delta R_{zz}$  - zmniejszenie zewnętrznego promienia wewnętrznego pierścienia, mm



Rys. 7.12 Schemat osadzenia łożyska w otworze piasty:

$R_o$  - promień otworu piasty,  $R_o=65\text{mm}$ ,  $R_{wz}$  - promień wewnętrzny zewnętrznego pierścienia łożyska:

$R_{wz}=56,2815\text{mm}$ ,  $R_{zz}$  - promień zewnętrzny zewnętrznego pierścienia łożyska:  $R_{zz}=65\text{mm}$ ,

$p_a$  - nacisk wywołany pasowaniem,  $W_o$  - wartość wcisku,  $E_p$  - moduł Younga dla pierścienia:

$E_p=2,08 \cdot 10^5 \text{Pa}$ ,  $\nu_w$  - stała Poissona dla pierścienia:  $\nu_p=0,3$

Korzystając ze wzorów (7.6) równania na  $\Delta R_o$ ,  $\Delta R_{zz}$  przyjmują postać:

$$\Delta R_{zz} = \frac{R_{zz} \cdot p_b}{E_p} \left( \frac{R_{zz}^2 + R_{wz}^2}{R_{zz}^2 - R_{wz}^2} - \nu_p \right) \quad (7.13)$$

Podstawiając zależności (7.13) do wzoru (7.12) wyprowadzono równanie na nacisk  $p_b$  wywołany pasowaniem łożyska w otworze piasty:

$$p_b = \frac{W_o \cdot E_p}{2 \cdot R_{zz} \cdot \left( \frac{\frac{R_{zz}^2}{R_{wz}^2} + 1}{\frac{R_{zz}^2}{R_{wz}^2} - 1} - \nu_p \right)} \quad (7.14)$$

Dla dodatniego luzu  $L_{omax}=0,0095\text{mm}$  nacisk nie istnieje, dlatego ciśnienie  $p_b$  obliczono dla maksymalnego wcisku i wynosi ono 12,92 MPa. Znając wielkość nacisku, na podstawie wzoru (7.4) wyprowadzono równanie na maksymalne zwiększenie zewnętrznego promienia wewnętrznego pierścienia łożyska  $\Delta R_{wz}$ , które przyjmuje postać:

$$\Delta R_{wz} = \frac{2 \cdot \frac{R_{zz}^2}{R_{wz}} p_b}{E_p \left( \frac{R_{zw}^2}{R_{wz}^2} - 1 \right)} \quad (7.15)$$

Korzystając ze wzoru (7.12) obliczono, że w warunkach maksymalnego wcisku przyrost promienia  $\Delta R_{wz}$  jest równy 0,028mm.

W celu zapewnienia właściwej pracy łożysk, niezbędne jest spełnienie warunku:

$$2 \cdot (\Delta r_{zw} + \Delta R_{wz}) \leq e_{\max} \quad (7.16)$$

$$2 \cdot (0,0095 + 0,028) \leq 0,047$$

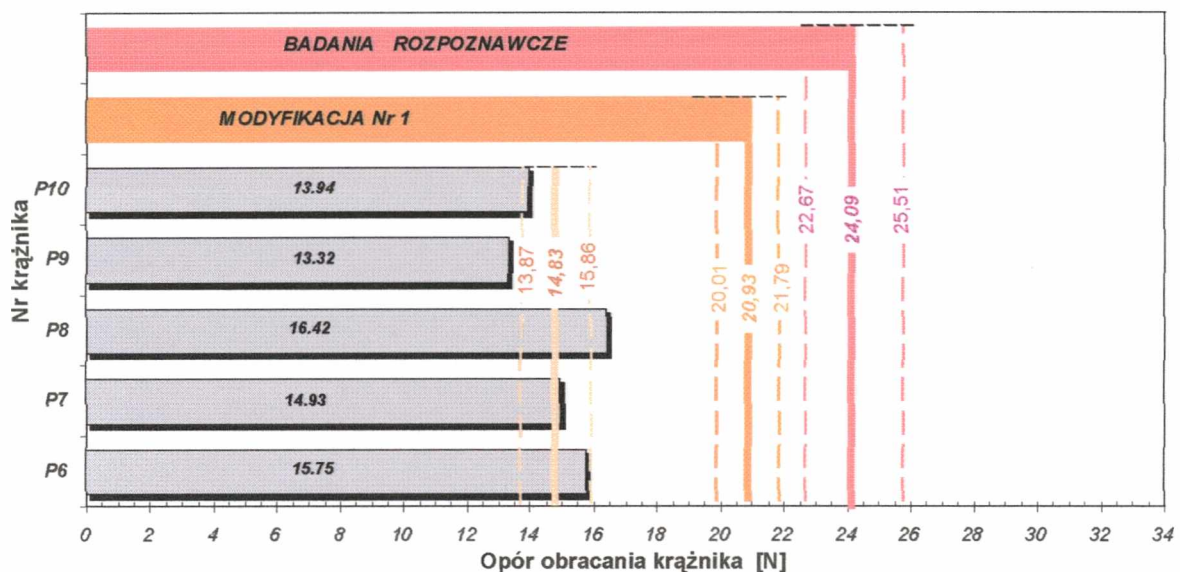
$$0,071\text{mm} > 0,047\text{mm}$$

Ponieważ zmiana wymiaru pierścieni łożyska, wynikająca z przyjętych tolerancji pasowania, jest większa od maksymalnego luzu promieniowego jaki przewidział producent, stwierdzono że może dochodzić do likwidacji luzów roboczych. Następuje wówczas niekorzystny dla procesów tarcia proces wgniatania elementów tocznych (zakleszczanie się kulek), który prowadzi do utraty trwałości całego węzła łożyskowego krążnika. Wobec powyższego, wprowadzono modyfikację 2 węzła, która dotyczyła:

- a) zmiany pasowania średnicy osi pod łożysko z js6 na h6,
- b) zmiany pasowania średnicy otworu piasty płaszczka z N7 na K6.

Uzyskano w ten sposób mały luz pomiędzy osią, a wewnętrznym pierścieniem łożyska oraz pewność, że pierścień zewnętrzny nie będzie przesuwiał się względem obudowy pod wpływem poosiowych obciążeń.

Przy tak dobranych tolerancjach pasowania, dla krążników oznaczonych symbolem P6÷P10 wykonano pomiar oporów obracania. Z 95% prawdopodobieństwem można stwierdzić, że opory obracania tak zmodyfikowanych krążników zawarte są w zakresie od 13,87 N do 15,86 N (rys.7.13). Szczegółowe przebiegi w czasie dla poszczególnych krążników zawarto w załączniku nr 3.



Rys. 7.13 Porównanie oporów obracania krążników P6÷P10 ze średnimi oporami uzyskanymi podczas badań rozpoznawczych i po modyfikacji I z uwzględnieniem przedziału ufności na poziomie 0,95

W skutek wprowadzonej modyfikacji 2 otrzymano kolejny, tym razem 25% spadek wielkość średniego oporu obracania.

### 7.2.1 Podsumowanie

Zestawienie wyników badań oporów obracania krążników w których wprowadzono zmiany geometrycznych cech konstrukcyjnych przedstawiono w tabeli 7.1.

Tabela 7.1 Wyniki wprowadzonych zmian geometrycznych cech konstrukcyjnych krążnika

Lp.	Opis	Liczność szt.	Opór obracania krążnika [N]	
			95% przedział ufności	Wartość średnia
<b><i>BADANIA ROZPOZNAWCZE</i></b>	krążniki nowe i eksploatowane w wersji z pełnym pakietem uszczelnień	25	22,67 ÷ 25,51	<b>24,09</b>
<b><i>MODYFIKACJA Nr 1</i></b>	zmiana tolerancji wykonania elementów uszczelnienia	5	20,01 ÷ 21,79	<b>20,93</b>
<b><i>MODYFIKACJA Nr 2</i></b>	zmiana tolerancji pasowania łożyska tocznego	5	13,87 ÷ 15,86	<b>14,83</b>

Przeprowadzone eksperymenty wykazały istotny wpływ geometrycznych cech konstrukcyjnych na wielkość generowanego przez krążnik oporu obracania. Zostały potwierdzone szczegółową analizą tolerancji wykonania elementów węzła łożyskowego oraz osadzenia łożyska tocznego w krążniku. Sformułowane założenia projektowe dotyczące uelastycznienia konstrukcji krążnika, poprzez wprowadzenie optymalnych luzów roboczych uszczelnienia oraz łożysk obniżyły łącznie średni opór obracania o ok. 38%.

### 7.3 Badania materiałowych cech konstrukcyjnych krążnika

W rozdziale 7.2 wykazano, że ingerencja w geometrię uszczelnienia krążnika jest możliwa i w znacznym stopniu przyczynia się do jego jakościowej poprawy. W kolejnym etapie prac podjęto próby określenia wpływu zmian materiałowych cech konstrukcyjnych. Podstawowym celem tych badań było odszukanie różnic wynikających z zastosowania różnych rodzajów smaru i łożysk, oraz znalezienie optymalnego smaru gwarantującego niskie opory obracania w pełnym zakresie temperatur spotykanych w eksploatacji.

#### 7.3.1 Przedmiot i metodyka badań

Przedmiotem badań było łącznie 30 krążników  $\phi 190 \times 670\text{mm}$  zgrupowanych w 10 zestawach po 3 sztuki. Cechą jaka dzieliła krążniki z pierwszych 7 zestawów był rodzaj zastosowanego smaru, natomiast kolejnych 3 - rodzaj zastosowanego łożyska. W badaniach wykorzystano smary i łożyska produkcji krajowej i zagranicznej, którym nadano nazwy S1÷S7; Ł1÷Ł3. Ze względu na warunki pracy, takie jak:

- obciążenie,
- prędkość obrotowa,
- czynniki atmosferyczne (wilgotność, czynniki korozyjne), oraz fakt wykorzystania w krążnikach właśnie łożysk tocznych, dobrano smary o odpowiednich właściwościach. Szczegóły przedstawiono w tabeli 7.2.

Tabela 7.2 Zestawienie smarów i łożysk przyjętych do analiz

<b><i>MODYFIKACJA Nr 3</i></b>	
<i>SYMBOL</i>	<i>TYP SMARU</i>
<i>S1</i>	LITEN EP2
<i>S2</i>	LUBCON TURMOGREASE L802 EP plus
<i>S3</i>	LUBCON TURMOGREASE L802 CAN 2502 WKA
<i>S4</i>	SMAR DOŚWIADCZALNY
<i>S5</i>	OPTIMOL TRIBOL 3030
<i>S6</i>	OPTIMOL OPTITEMP LG
<i>S7</i>	FUCHS
<b><i>MODYFIKACJA Nr 4</i></b>	
<i>SYMBOL</i>	<i>TYP ŁOŻYSKA</i>
<i>Ł1</i>	6312-2Z-C3 /POLSKA/
<i>Ł2</i>	6312-2Z-C3-WT /FRANCJA/
<i>Ł3</i>	6312-2Z-C3-NSK /NIEMCY/

Wszystkie krążniki prototypowe poddano badaniom oporów obracania na stanowisku (rys.7.3) w trzech seriach. Każdej z nich odpowiadała inna temperatura początkowa krążnika. Możliwe to było dzięki wykorzystaniu zamrażarki przemysłowej *BOLARUS typu Z-67 6001*, w której mrożono krążniki kolejno do temperatury początkowej  $-5^{\circ}\text{C}$  i  $-20^{\circ}\text{C}$ . Trzecia seria badań dotyczyła krążników o temperaturze początkowej równej temperaturze otoczenia (ok.  $20^{\circ}\text{C}$ ).

### **7.3.2 Analiza wpływu rodzaju smaru na opory obracania krążnika**

Obecnie coraz powszechniej przyjmuje się, że środek smarny (w tym także smar plastyczny) stanowi element konstrukcyjny urządzeń w dużym stopniu limitujący ich trwałość i niezawodność. Tym samym właściwy dobór smaru pozwala na prawidłową i długotrwałą eksploatację maszyn i urządzeń. Głównym zadaniem smarów jest poprawa warunków tarcia i zmniejszenie zużycia współpracujących elementów[8,27,42].

Dla zapewnienia prawidłowej eksploatacji krążnika w warunkach górniczych zastosowany smar powinien charakteryzować się optymalnymi własnościami reologicznymi. Dlatego są one najistotniejszym czynnikiem, który uwzględnia się przy wyborze sposobu i środka smarowania. Miarą własności reologicznych, rozumianych jako kompleks związków między odkształceniem i deformacją oraz ich zmianami w czasie, jest moment oporowy smarowanego łożyska, temperatura kroplenia oraz konsystencji smaru (penetracja w  $25^{\circ}\text{C}$ ) Miarą momentu oporowego może być opór obracania krążników w chwili ruszania. Pozostałe parametry smaru wyznacza się metodami laboratoryjnymi [40,41,43].

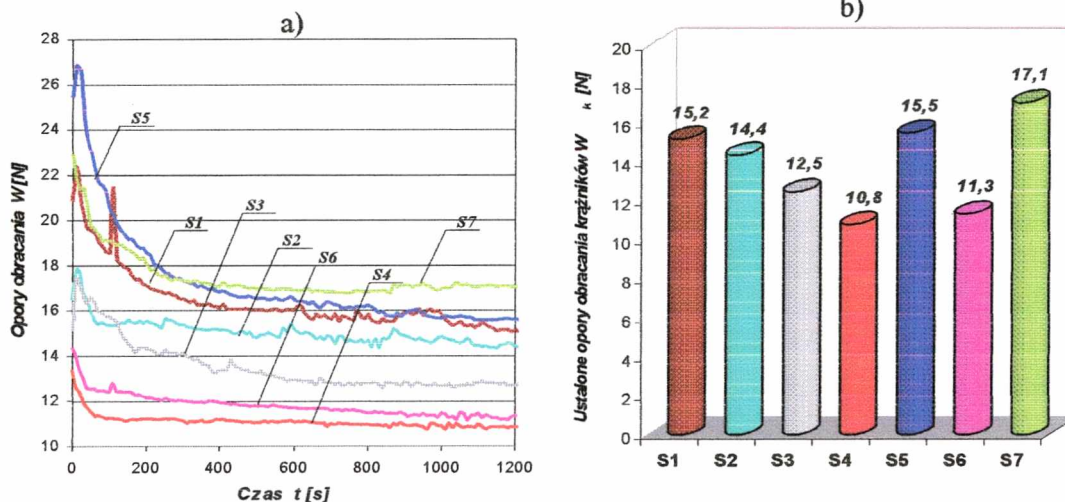
Moment oporowy smarowanego łożyska zastąpiono pomiarem oporu obracania krążnika. Dla smarów, których zastosowanie pozwoliło osiągnąć najlepsze wyniki, wyznaczono ich pozostałe właściwości reologiczne. Dla porównania, badaniom tym poddano również smar aktualnie stosowany.

#### **7.3.2.1 Wyniki pomiarów**

Na podstawie uzyskanych wyników z pomiarów sporządzono wykresy, będące zależnościami oporów obracania krążników w funkcji czasu. Są to przebiegi uśrednione dla poszczególnych typów smaru. Ponieważ zaobserwowano dużą powtarzalność uzyskiwanych wyników, do badań przyjęto po 3 krążniki dla każdego z analizowanych smarów. Rysunek 7.14 przedstawia zakres zmian oporów obracania krążników w temperaturze otoczenia  $T_p=20^{\circ}\text{C}$ . Widoczne zmniejszenie oporów obracania wraz z upływem czasu mierzonego od chwili uruchomienia, należy tłumaczyć malejącą lepkością smaru. Z chwilą wprowadzenia



w ruch krążnika w komorze łożyskowej wytwarza się ciepło podnoszące temperaturę smarów, a w konsekwencji zmniejszenie jego lepkości. Wytworzone ciepło oddawane jest do otoczenia przez płaszcz i oś krążnika. W momencie gdy ilość ciepła wytworzonego w smarze zrówna się z ilością ciepła oddanego przez krążnik ustala się równowaga cieplna, w której lepkość smaru pozostaje niezmienna. Równocześnie następuje stabilizacja wielkości oporów.



Rys. 7.14 Opory obracania krążników o temp. początkowej  $T_P=20^{\circ}\text{C}$ :

a) uśrednione przebiegi czasowe

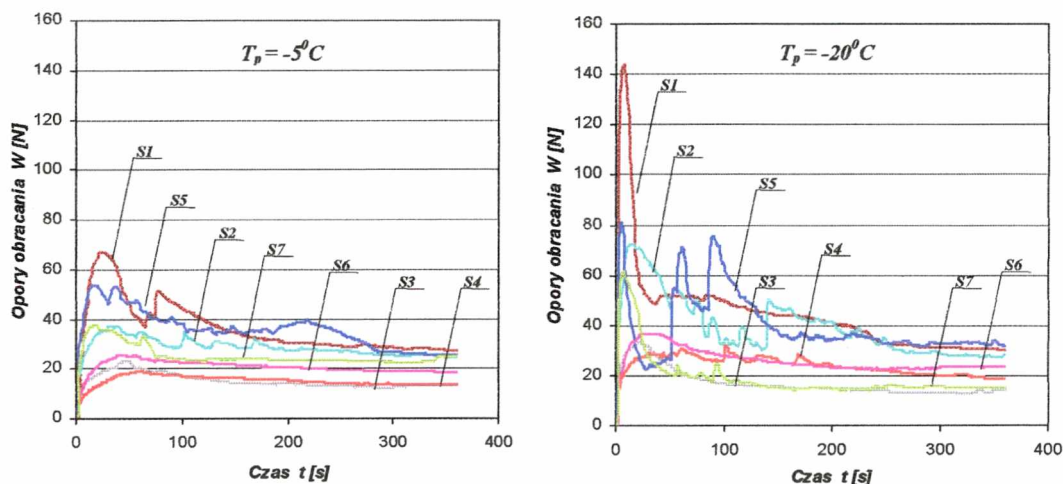
b) porównanie oporów obracania ustalonych po 20 min pracy krążnika

Obserwując analizowane przebiegi można zauważyć, że stan ten dla poszczególnych smarów uzyskiwany jest w różnym czasie. Różnią się również wielkością oporu początkowego wynikającego z pokonania sił tarcia statycznego smaru. Jednak najistotniejsze różnice zaobserwowano w wielkościach oporu końcowego. Uzyskane wielkości dla poszczególnych smarów zmieniają się w przedziale od 10,8 do 17,1N. Najlepszy wynik osiągnęły smary S4 i S6.

Na rysunku 7.15 przedstawiono przebiegi oporów obracania krążników, których temperatura początkowa wynosi kolejno  $-5^{\circ}\text{C}$  i  $-20^{\circ}\text{C}$ . Jest to pewnego rodzaju symulacja zachowania krążników zainstalowanych na przenośniku, podczas rozruchu w okresie zimowym. Zauważyć można, że choć temperaturowe zakresy prac podane przez producentów smarów obejmują zadane temperatury początkowe krążników, to ich przebiegi w znaczny sposób odbiegają od siebie. Wielkość oporu czyli siły przyłożonej do płaszcza niezbędnej do wprowadzenia krążnika w ruch, rośnie ze spadkiem jego temperatury. Obniżenie temperatury krążnika o  $15^{\circ}\text{C}$  powoduje dwukrotny wzrost oporu początkowego. Chwilami osiąga on nawet wartość 140N-dla smaru S1. Z uwagi na to, że badania wykonywano w sezonie letnim przy korzystnych warunkach pracy dla krążnika, opory obracania wykazują szybką tendencję malejącą. W niskich temperaturach otoczenia tendencja taka nie jest



zachowana. Przyrost temperatury jest mniejszy, powoduje to powolny spadek lepkości smaru, a w konsekwencji utrzymanie oporów na wysokim poziomie.



Rys. 7.15 Opory obracania krążników o temp. początkowej  $T_p = -5^{\circ}C$  oraz  $T_p = -20^{\circ}C$

### 7.3.2.2 Wyznaczenie parametrów technicznych wybranych smarów

Dobór smarów do łożysk tocznych jest szczególnie trudnym zagadnieniem, ponieważ każdy smar ze względu na zastosowanie w jego składzie określonego rodzaju oleju bazowego oraz zagęszczacza, ma odmienne właściwości.

Dla wyznaczenia parametrów technicznych smarów stosowanych w rozpatrywanych krążnikach, posłużono się podstawowymi metodami badań dla smarów plastycznych. W celu oceny konsystencji środka smarującego przeprowadzono pomiary penetracji po ugniataniu w  $25^{\circ}C$ . Jest to podstawowa własność, którą uwzględnia się przy doborze smaru. Smary plastyczne o większej penetracji mają mniejszą odporność na wyciskanie, natomiast smary o mniejszej penetracji trudniej wprowadzić do obszarów tarcia. Wyznaczona w  $25^{\circ}C$  klasa konsystencji jest postawą klasyfikacji smarów (Tabela 7.3).

Tabela 7.3 Podział smarów plastycznych na klasy konsystencji

Klasa konsystencji	Podział NLGI*	Podział przyjęty w Polsce
000	445-475	440-480
00	400-430	395-435
0	355-385	350-390
1	310-340	305-345
2	265-295	260-300
3	220-250	215-255
4	175-205	170-210
5	130-160	125-165
6	85-115	80-120

\* National Lubricating Grease Institute

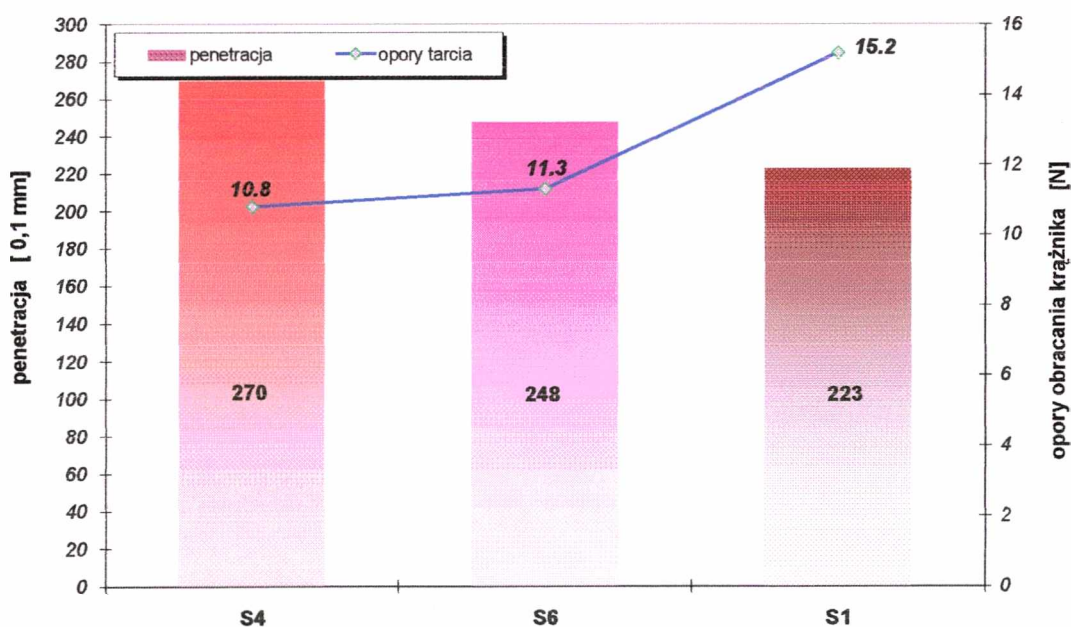
Badania wytypowanych smarów przeprowadzono wg PN-88/C-04133 (ISO 2137) w Instytucie Nafty i Węgla Politechniki Wrocławskiej. Próba polegała na pomiarze głębokości zanurzenia w smarze w czasie 5 sekund, znormalizowanego stożka. Im głębiej stożek zanurza się w smarze, tym wyższa jest penetracja (jednostka to 0,1mm).

Na podstawie uzyskanych wyników określono klasy konsystencji dla poszczególnych smarów (Tabela 7.4).

Tabela 7.4 Zestawienie wyznaczonych klas konsystencji smarów

Symbol smaru	Penetracja w 25 <sup>o</sup> C	Klasa konsystencji wg NLGI
S1	223	3
S4	270	2
S6	248	3

Ze spadkiem penetracji smaru następuje wzrost jego lepkości. To natomiast powoduje obniżenie jego pompowalności. Pompowalność (mobilność) jest bardzo ważna dla samego węzła tarcia, ponieważ tylko niewielka część smaru znajduje się w pracującym kontakcie. Pozostała ilość smaru obecna jest w strefie rezerwy, z której najczęściej pod działaniem wibracji podawana jest do strefy roboczej (np. na bieżnie łożyska). Wzrost konsystencji powoduje, więc podwyższenie wielkości oporów w węźle tarcia. Zależność ta znajduje odzwierciedlenie w przeprowadzonych badaniach oporu obracania krążników, które przedstawiono na rys. 7.16 wraz z odpowiadającymi im wartościami penetracji.

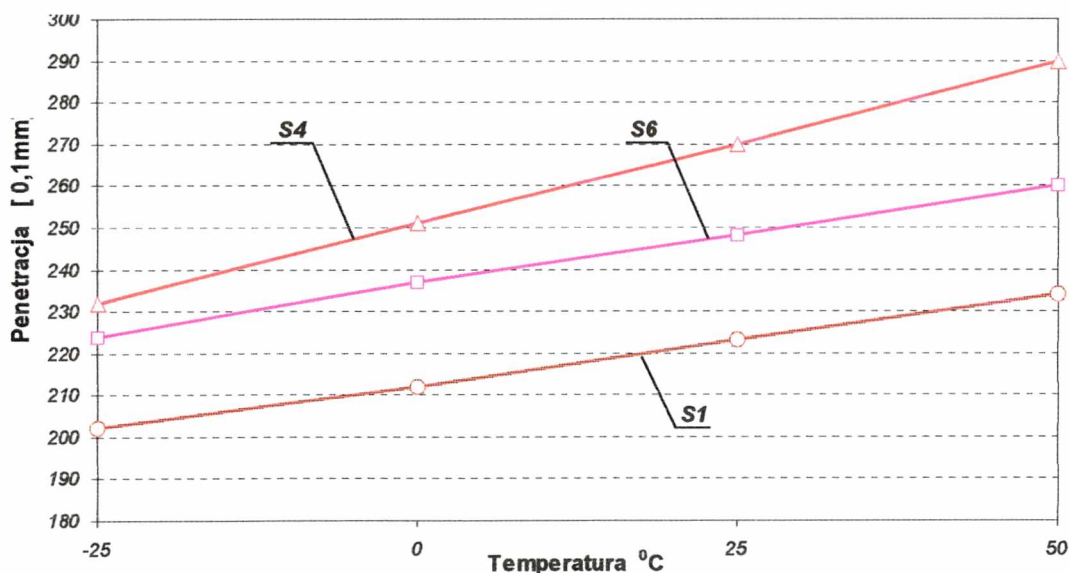


Rys.7.16 Zależność oporów obracania od konsystencji smaru



Z powyższego rysunku wynika, że smar S4 należący do 2 klasy konsystencji charakteryzuje się najlepszymi właściwościami reologicznymi. Ponadto zaobserwowano, że smary w 3 klasie konsystencji generują wyższe opory. Wzrost ten jest proporcjonalny do spadku wartości penetracji. Dla smaru S1 znajdującego się w dolnej granicy klasy 3 wg NLGI opory obracania krążnika są wyższe o ok.50% w stosunku do oporów krążnika w którym zastosowano smar S4. Wobec powyższego, dla uzyskania korzystniejszych efektów pracy krążników zabudowanych na przenośnikach taśmowych zaleca się stosowanie smarów plastycznych, należących do 2 klasy konsystencji.

Skuteczność smarowania zasadniczo zależy od stopnia oddzielenia powierzchni styku łożyska. Jeśli ma być utworzony odpowiedni film smarowy przenoszący obciążenie, smar (a dokładnie olej mineralny na bazie którego powstał smar), musi mieć minimalną lepkość w każdej temperaturze roboczej. Dlatego, dla sprawdzenia przydatności analizowanych smarów do pracy w zmiennych warunkach temperaturowych wyznaczono wielkości penetracji w zakresie temperatur od  $-25$  do  $50^{\circ}\text{C}$ . Uzyskane wyniki przedstawiono na rys. 7.17. W pracy[42] przyjęto, że w najniższych temperaturach pracy akceptowalna wartość penetracji smaru powinna wynosić 100 jednostek. Każdy z analizowanych smarów charakteryzuje się znacznie większą wartością progową, co świadczy o możliwości ich stosowania. Na uwagę jednak zasługują różnice wartości penetracji uzyskane dla poszczególnych typów smaru. Konsystencja smaru oznaczonego symbolem S4 w temperaturze  $-25^{\circ}\text{C}$  jest na poziomie wartości otrzymanej dla smaru S1 w temperaturze  $50^{\circ}\text{C}$ . Ponadto smar S4 wykazuje najkorzystniejszą tendencją rosnącą w analizowanym zakresie temperatur.



Rys. 7.17 Zależność konsystencji smaru od temperatury pracy

Z rysunku 7.17 wynika, że zapewnienie optymalnych warunków pracy węzła łożyskowego wymaga uwzględnienia własności termicznych smaru. Istotne jest również określenie maksymalnej temperatury stosowalności badanych smarów plastycznych tzn. temperatury, w której środek smarny tracąc swoje własności wycieka z węzła tarcia. W celu uniknięcia takiego zjawiska przyjęto, że górna temperatura robocza smaru powinna wynosić 7/10 jego temperatury kroplenia[43].

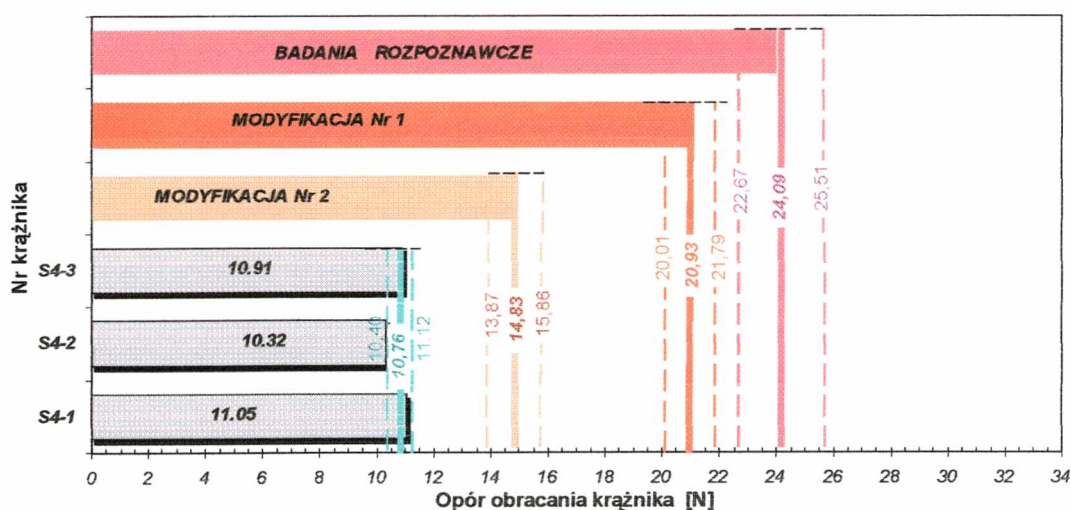
Temperaturę kroplenia wyznaczono metodą Ubbelohde'a wg PN-84/C-04139 (ISO 2176). W tym celu ogrzewano każdy smar plastyczny w sposób ciągły, aż do momentu wydzielenia się kropli smaru lub słupka smaru wysuniętego z aparatu pomiarowego o długości 5mm. Wyniki przeprowadzonych pomiarów zawarto w tabeli 7.5.

Wszystkie analizowane smary, charakteryzuje wysoka temperatura kroplenia. Uzyskany rząd wartości nie jest do osiągnięcia przez smar w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych.

Tabela 7.5 Temperatura kroplenia wg Ubbelohde'a

Symbol smaru	Temperatura kroplenia $T_k$ [°C]	$\frac{7}{10} T_k$ [°C]
S1	173	121,1
S4	210	147,0
S6	194	135,0

Przeprowadzona analiza wykazała, że wybór rodzaju zastosowanego smaru jest ważnym elementem w procesie konstruowania krążnika i nie powinien być dziełem przypadku. W analizowanym przykładzie, w wyniku zamiany aktualnie stosowanego smaru oznaczonego symbolem S1 na smar S4 uzyskano spadek oporów do poziomu 10,8N (rys. 7.18).



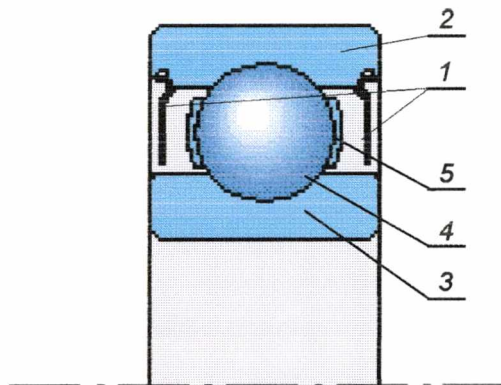
Rys.7.18 Porównanie oporów obracania krążników S4(1±3) ze średnimi oporami uzyskanymi podczas badań rozpoznawczych, po modyfikacji Nr 1 i Nr 2 z uwzględnieniem przedziału ufności na poziomie 0,95



### 7.3.3 Analiza wpływu rodzaju łożyska na opory obracania krążnika

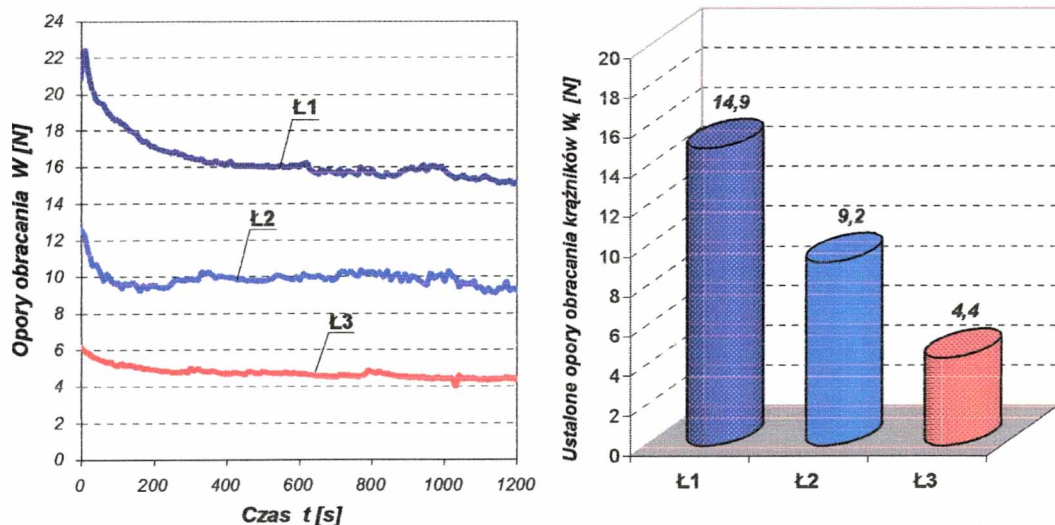
#### 7.3.3.1 Wyniki pomiarów

Analizowane krążniki zgrupowano w trzech zestawach po 3 sztuki. W każdej z grup zastosowano typ łożyska 6312 -2Z-C3. Są to łożyska seryjnie wypełniane smarem z dwoma blaszkami ochronnymi (uszczelnienie bezstykowe), zabudowanymi po jego dwóch stronach (rys.7.19). Każde z nich wykonane jest z luzem promieniowym C3. Jediną różnicą było to, że pochodziły od różnych producentów. W krążnikach oznaczonych symbolem Ł2 i Ł3 zastosowano łożyska produkcji zagranicznej, natomiast w krążniku Ł1 produkcji krajowej.



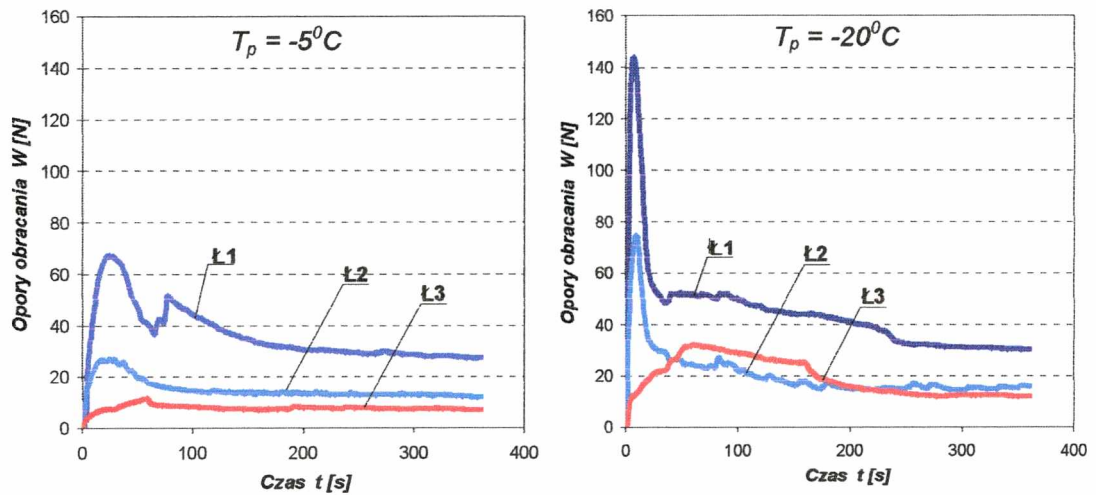
Rys. 7.19 Poglądowy schemat łożyska z dwoma blaszkami ochronnymi:  
1-blaszki ochronne, 2-pierścień zewnętrzny, 3-pierścień wewnętrzny,  
4-element toczny, 5-koszyk

Na podstawie uzyskanych wyników z pomiarów sporządzono wykresy, będące zależnościami oporów obracania krążników w funkcji czasu (rys.7.20, 7.21). Są to przebiegi uśrednione dla poszczególnych łożysk, przyjętych do analizy. Rysunek 7.20 przedstawia zakres zmian oporów obracania krążników w temperaturze otoczenia  $T_P=20^{\circ}\text{C}$ , natomiast



Rys. 7.20 Średnie opory obracania krążników o temp. początkowej  $T_P=20^{\circ}\text{C}$

rys.7.21 zawiera uśrednione przebiegi oporów obracania tych samych krążników, lecz schłodzonych kolejno do temperatury  $-5^{\circ}\text{C}$  i  $-20^{\circ}\text{C}$ .



Rys. 7.18 Średnie opory obracania krążników o temp. początkowej  $T_p = -5^{\circ}\text{C}$   $T_p = -20^{\circ}\text{C}$

Przeprowadzone badania wykazały, że krążniki wyposażone w łożyska produkcji zagranicznej wyraźnie przewyższają jakościowo krążniki, w których zastosowano produkt krajowy. Przy tych samych wymiarach łożysk, sposobie ich rozwiązania i zadaniach jakie mają do spełnienia, charakteryzują się średnimi oporami obracania niższymi o ok. 38%(w przypadku krążników Ł2) i 71%(Ł3). Przynajmniej jednym z powodów tak znaczących różnic, może być dokładność wykonania poszczególnych elementów łożyska. Możliwe, że łożyska o niższych oporach tarcia zawierają kulki stalowe segregowane z mniejszym błędem. Kolejnego powodu należy upatrywać w jakości zastosowanego środka smarnego wypełniającego przestrzeń łożyska. Jak ważny jest to element konstrukcyjny wykazano w rozdziale 7.3.2.



### 7.3.4 Podsumowanie

Zestawienie wyników badań oporów obracania krążników w których wprowadzono zmiany materiałowych cech konstrukcyjnych przedstawiono w tabeli 7.6.

Tabela 7.6 Wyniki wprowadzonych zmian geometrycznych cech konstrukcyjnych krążnika

Wielkość krążnika	Liczność szt.	Oznakowanie	Opis	Średni opór obracania [N]
<b>MODYFIKACJA Nr 3</b>				
φ190x800	3	S1(1 ÷ 3)	LITEN EP2	15,2
φ190x800	3	S2(1 ÷ 3)	LUBCON TURMOGREASE L802 EP plus	14,4
φ190x800	3	S3(1 ÷ 3)	LUBCON TURMOGREASE L802 CAN 2502 WKA	12,5
φ190x800	3	S4(1 ÷ 3)	SMAR DOŚWIADCZALNY	10,8
φ190x800	3	S5(1 ÷ 3)	OPTIMOL TRIBOL 3030	15,5
φ190x800	3	S6(1 ÷ 3)	OPTIMOL OPTITEMP LG	11,3
φ190x800	3	S7(1 ÷ 3)	FUCHS	17,1
<b>MODYFIKACJA Nr 4</b>				
φ190x800	3	Ł1(1÷3)	6312-2Z-C3 /Polska/	14,9
φ190x800	3	Ł2(1÷3)	6312-2Z-C3-WT /Francja/	9,2
φ190x800	3	Ł3(1÷3)	6312-2Z-C3-NSK /Niemcy/	4,4

Przeprowadzone eksperymenty, mające na celu określenie wpływu materiałowych cech konstrukcyjnych na opory obracania krążników stosowanych w górnictwie, pozwoliły na sformułowanie następujących wniosków:

1. Rodzaj zastosowanego smaru w węźle łożyskowym krążnika wpływa na jego wartość oporu obracania. Zmienia się w przedziale od 10,8N do 17,1N. Najlepszy wynik osiągnęły smary oznaczone symbolem S4 i S6.
2. Analizowane smary wywołują różne zachowania krążników w niskich temperaturach.
3. Przeprowadzone badania własności reologicznych wybranych smarów w zakresie temperatur od -25 do 50<sup>0</sup>C wykazały, że istnieje ścisła zależności pomiędzy oporami obracania krążnika, a wielkością penetracji zastosowanego w nim smaru.
4. Do smarowania łożysk krążników zabudowanych na przenośniku taśmowym należy stosować smary plastyczne na bazie olejów o dużej lepkości(wysoka temperatura kroplenia) i 2 klasie konsystencji wg NGLI. Zapewnia to dobrą pompownością i niskie opory w węźle tarcia.

5. Rodzaj zastosowanego łożyska w krążniku ma bardzo istotny wpływ na jego wielkość oporu obracania. Najlepszy wynik dają łożyska produkcji zagranicznej oznaczone symbolem Ł3.
6. Przy rozbieżnościach w uzyskanych wynikach dla poszczególnych łożysk niezbędne jest przeprowadzenie analizy kosztowej. Nie wykluczone, że w skali globalnej nakłady ponoszone na zakup łożysk produkcji zagranicznej mogą być rekompensowane zyskami wynikającymi z niskich oporów obracania.
7. Przeprowadzone badania wskazały dwa najlepsze smary do dalszych analiz jakościowych i ilościowych z wykorzystaniem stanowiska do przyspieszonych badań zmęczeniowych krążnika.

## **7.4 Uszczelnienie z cieczą magnetyczną**

Uszczelnienia krążników stosowanych w górniczych przenośnikach taśmowych spełniają dwie funkcje: chronią łożyska toczne przed oddziaływaniem środowiska oraz chronią środowisko przed zanieczyszczeniem smarem z krążnika. Im bardziej skuteczna ochrona łożyska przed zanieczyszczeniami i wilgocią, tym większa trwałość łożysk i tym wyższa niezawodność krążników. Uszczelnienia charakteryzujące się wysoką szczelnością to uszczelnienia stykowe. Niestety są to uszczelnienia o stosunkowo wysokich oporach tarcia podczas pracy. Wynika stąd, że zastosowanie uszczelnień stykowych w krążnikach prowadzi do wzrostu kosztu eksploatacji taśmociągów. Stąd właśnie pochodzi pogląd, skądinąd słuszny, że w krążnikach należy montować uszczelnienia bezstykowe, najlepiej labiryntowe. Należą one do uszczelnień statycznego działania, które zarówno podczas postoju jak i w ruchu nie mogą zapewnić odpowiednio wysokiego poziomu szczelności. Szczelność usiłuje się podwyższyć wypełniając szczeliny w uszczelnieniu smarem stałym. Stwierdzono [27], że w okresie pierwszych 6 minut pracy z uszczelnienia labiryntowego następuje wypływ smaru w ilości (60-80)% całkowitego wypływu po 100 godzinach pracy. Wyniki innych badań[9] wskazują, iż główną przyczyną oporów obracania krążników jest tarcie i mieszanie smaru wewnątrz łożysk oraz uszczelnień. Częściowym rozwiązaniem jest przedstawiona w punkcie 7.3.2 analiza mająca na celu dobór optymalnego smaru o niższej lepkości, a jednocześnie o mniejszej zdolności do wypływania z uszczelnienia. Ten ostatni postulat jest jednak trudny do zrealizowania. Dlatego powstała idea wykorzystania właściwości cieczy magnetycznej do zapewnienia uszczelnieniu bezstykowemu praktycznie całkowitej szczelności. Ciecz magnetyczna będzie utrzymywana w szczelinie uszczelnienia bezstykowego przez pole magnetyczne magnesu stałego, a cząstki stałe będą odpychane od tej cieczy w rezultacie działania zjawiska lewitacji [6,47] Takie rozwiązanie pozwoli zachować szczelności na poziomie uszczelnienia stykowego, dając opory tarcia porównywalne z oporami charakterystycznymi dla uszczelnienia bezstykowego.

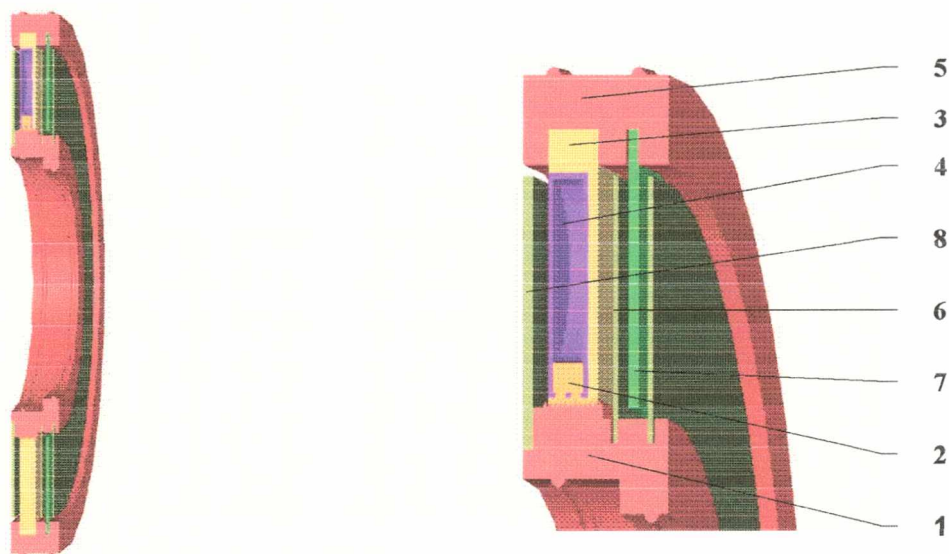
### **7.4.1 Przedmiot i metodyka badań**

Przedmiotem badań były uszczelnienia wykonane w wersji z cieczą magnetyczną i przeznaczone do zastosowania w krążnikach nośnych  $\phi 190 \times 800$ . Konstrukcja uszczelnienia powstała w wyniku wspólnie przeprowadzonych prac w Instytucie Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów oraz Instytucie Górnictwa Politechniki Wrocławskiej. Kierowane przez dr M. Gawlińskiego oraz Prof. L. Gładysiewicza zaowocowały zgłoszeniem patentowym nr

P 354205 z dnia 29 maja 2002 pt.: „Uszczelnienie ferromagnetyczne dla łożysk tocznych”. Część badań przeprowadzono w Laboratorium Techniki Uszczelniania Maszyn i Urządzeń Politechniki Wrocławskiej, w którym wyznaczono opory tarcia 20 uszczelnień, a także skuteczność ich działania w atmosferze zapyłonej oraz w warunkach zawilgocenia parą wodną. Kolejne pomiary wykonano w Laboratorium Transportu Taśmowego. Wyznaczono opory obracania krążników, w których losowo zamontowano ww. uszczelnienia.

#### 7.4.2 Zasada działania oraz budowa uszczelnienia

Proponowane rozwiązanie konstrukcyjne uszczelnienia węzła łożyskowego krążnika przedstawiono na rys 7.22. Uszczelnienie to składa się z elementu *1*, wykonanego z gumy magnetycznej, który pełni rolę źródła pola magnetycznego oraz wyposażony został on dodatkowo w pierścieniowe występy, których zadaniem jest ustalenie uszczelnienia na osi krążnika. Występy te pełnią również rolę dodatkowego uszczelnienia spoczynkowego, chroniąc uszczelniany węzeł przed wnikaniem zanieczyszczeń i wilgoci do łożyska. Element *1* posiada na zewnętrznej powierzchni walcowej ostro zakończone występy pozwalające osiągnąć lokalną koncentrację pola magnetycznego, a tym samym spowodować całkowite wypełnienie szczeliny roboczej cieczą magnetyczną *2*.



Rys. 7.22 Uszczelnienie pierścieniowe z cieczą magnetyczną (opis w tekście)

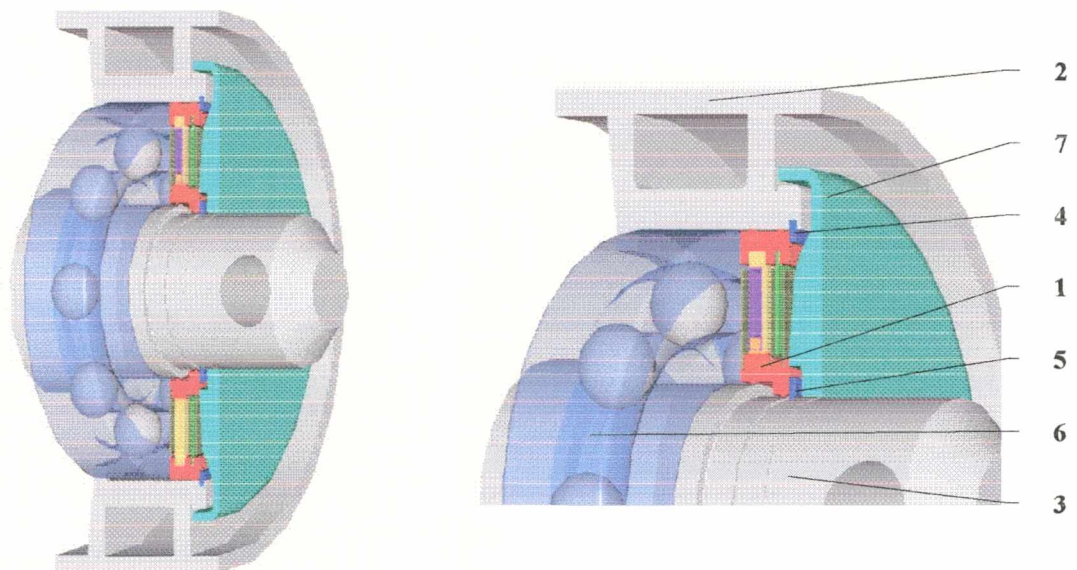
Zaleca się, aby szczelina robocza pomiędzy elementem *1* a nabiegunnikiem *3* nie przekraczała dopuszczalnej wartości 0.2 mm w trakcie pracy uszczelnienia. W nabiegunniku *3* znajdują się zbiorniki z cieczą magnetyczną *4*. Zbiorniki te zostały tak zaprojektowane, aby w trakcie transportu uszczelnienia nie nastąpił niepotrzebny wyciek cieczy magnetycznej.



W przypadku wystąpienia niedoboru cieczy magnetycznej w szczelinie roboczej podczas pracy uszczelnienia następuje automatyczne oraz natychmiastowe jej uzupełnienie ze zbiorniczków **4**. Przewidywana ilość cieczy magnetycznej wynosi 400% ilości cieczy potrzebnej do całkowitego wypełnienia szczeliny roboczej.

Nabiegunnik **3** wraz ze zbiorniczkami cieczy magnetycznej **4** umieszczony jest w elemencie gumowym **5**, który pełni podobną rolę jak element **1**. Różnicą jest to, że nie posiada on właściwości magnetycznych. Dodatkowo element **5** jest dzielony, umożliwiając tym samym montaż uszczelnienia. W uszczelnieniu głównym (z cieczą magnetyczną) w elementach **1** oraz **5** zamontowano dodatkowo pierścieniowe uszczelnienie bezstykowe. Składa się ono z dwóch nieruchomych blaszek **6** (zewnętrznej oraz wewnętrznej) zamocowanych na stałe w elemencie gumowym **1**. Pomiedzy nimi umieszczona została wirująca blaszka **7** przymocowana na stałe do elementu **5**. Naprzemienne umieszczenie blaszek w sekwencji **6-7-6** pozwala dodatkowo wzmocnić proces uszczelniania, powodując wstępną selekcję zanieczyszczeń stałych (pył, piasek, drobinki lodu, itd.). Od strony łożyska uszczelnienie wyposażone zostało w blaszkę **8**, która ma za zadanie ograniczać kontakt smaru stałego z cieczą magnetyczną.

Na rys. 7.23 przedstawiono uszczelnienie po zamontowaniu w krążniku, gotowe do eksploatacji.



*Rys 7.23 Uszczelnienie po montażu w krążniku (opis w tekście)*

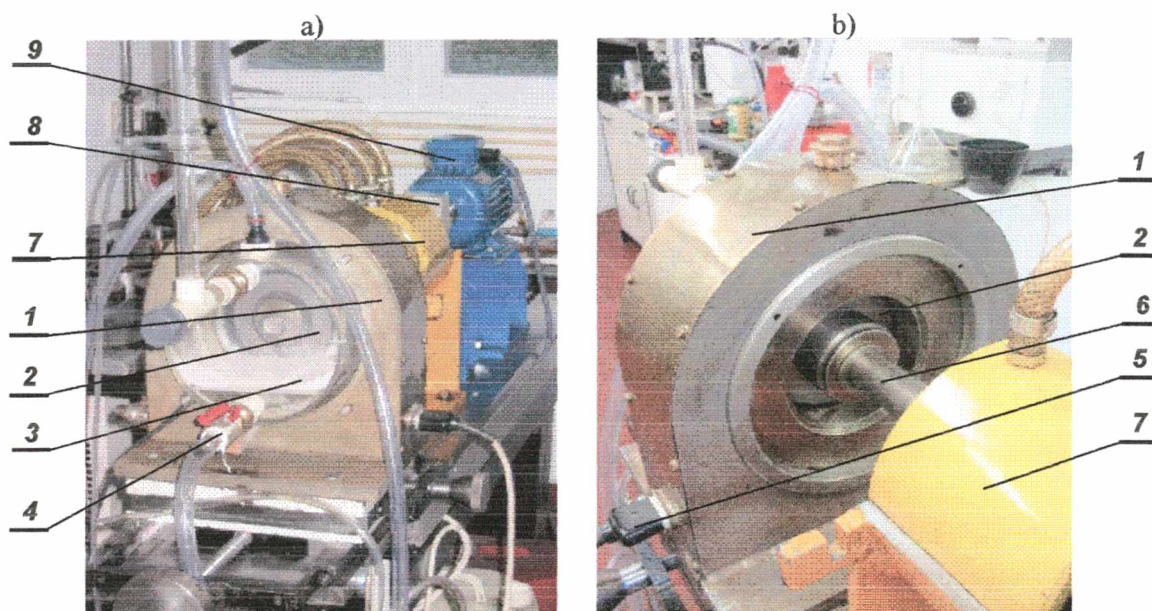
Uszczelnienie **1** montowane jest w płaszczu krążnika **2** oraz na osi **3** za pomocą specjalnego przyrządu do montażu. Pierścienie osadcze **4** oraz **5** mają za zadanie utrzymywać uszczelnienie w pozycji niezmięnionej podczas pracy krążnika. Zabezpieczają one elementy



gumowe uszczelnienia przed wzajemnym przesuwaniem się względem osi 3 oraz płaszcz krążnika 2. Uszczelnienie montowane jest tak, aby elementy gumowe uszczelnienia przylegały ściśle do powierzchni czołowych bieżni łożyska 6. Pokrywa 7 spełnia dodatkową rolę zabezpieczającą wnętrze krążnika przed zanieczyszczeniami stałymi oraz bezpośrednim wpływem czynników atmosferycznych (deszcz, grad, śnieg, itp.).

#### **7.4.3 Opis stanowiska do badań oporów tarcia uszczelnienia**

Badania laboratoryjne wykonano na stanowisku badawczym przedstawionym na rys. 7.24. Komorę badawczą skonstruowano tak, aby jej kształt i wymiary były zgodne z dokumentacją techniczną krążnika [13]. Stanowisko pozwala odwzorować zachowanie uszczelnienia zamontowanego na krążniku, który badany jest pod kątem określenia jego oporów obracania tzn. część zewnętrzna uszczelnienia pozostawała nieruchoma a obracana była oś. W ten sposób uzyskana wartość siły pochodziła wyłącznie od oporów tarcia analizowanego uszczelnienia.

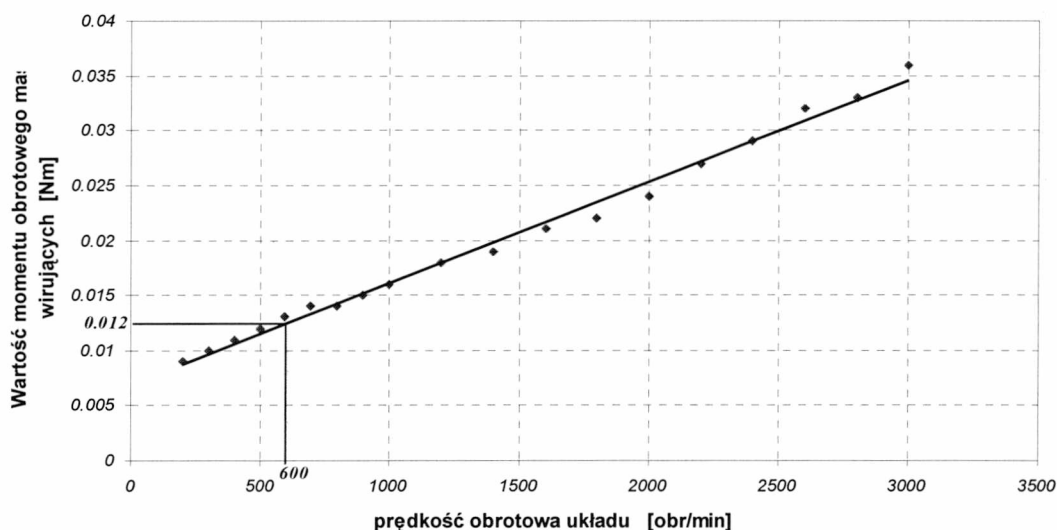


*Rys. 7.24 Stanowisko badawcze: a) widok od przodu; b) widok z tyłu  
1- komora badawcza, 2- badane uszczelnienie, 3- złoże fluidalne,  
4- układ zasilający, 5- zasilanie grzałek elektrycznych, 6- wał napędzający  
7- łożyska powietrzne, 8- momentomierz, 9- silnik*

Przedstawione stanowisko zbudowane jest z komory badawczej 1, w której osadzono badane uszczelnienia 2. Specjalna konstrukcja komory 1 umożliwiła dodatkowe wprowadzenie czynników eksploatacyjnych w postaci zapylenia i zawilgocenia parą wodną. Do badania uszczelnień w warunkach zapylenia w komorze badawczej wykorzystano piasek kwarcowy 3, do którego doprowadzono powietrze pod ciśnieniem z układu zasilającego 4.

Takie zasilanie złoza pozwoliło na stałe unoszenie się piasku oraz utrzymywanie niewielkiego nadciśnienia w komorze badawczej *1* o zadanej wartości. Podczas badań, komora badawcza pozostawała nieruchoma, a badane uszczelnienie *2* osadzano na obracającym się wale *6*. Wał *6* łożyskowy jest na łożyskach powietrznych *7*, dzięki czemu własny opór tarcia stanowiska jest znikomy. Wał *6* sprzężony jest z momentomierzem *8* i dalej poprzez kolejny układ sprzęgający połączony z silnikiem *9*. Całość była sterowana i zasilana ze stanowiska rejestrująco-sterującego. Układ ten pozwalał na zdalne sterowanie stanowiskiem badawczym z poziomu komputera współpracującego.

Na stanowisku badawczym dokonywano pomiaru momentu tarcia a następnie przeliczano tą wartość na opór tarcia odniesiony do średnicy zewnętrznej płaszcza krążnika  $\phi 190$  mm. Układ stanowiska badawczego pozwolił jednocześnie na obserwacje uszczelnienia zarówno od strony atmosferycznej jak i od strony przeciwnej odpowiadającej wnętrzu krążnika. Przed przystąpieniem do badań stanowisko cechowano oraz wyznaczano jego własne opory ruchu. Pod własnymi oporami ruchu należy rozumieć tarcie w filmie powietrznym w łożyskach aerostacyjnych oraz opór ruchu mas wirujących. Charakterystykę oporu ruchu stanowiska badawczego przedstawiono na rys 7.25.



Rys. 7.25 Zależność momentu obrotowego mas wirujących stanowiska badawczego w zależności od prędkości obrotowej

Uzyskaną wartość momentu obrotowego mas wirujących stanowiska badawczego równą  $M=0.012$  Nm dla 600 obr/min odejmowano od całkowitego momentu zmiennego uszczelnień uzyskiwanego w poszczególnych próbach.

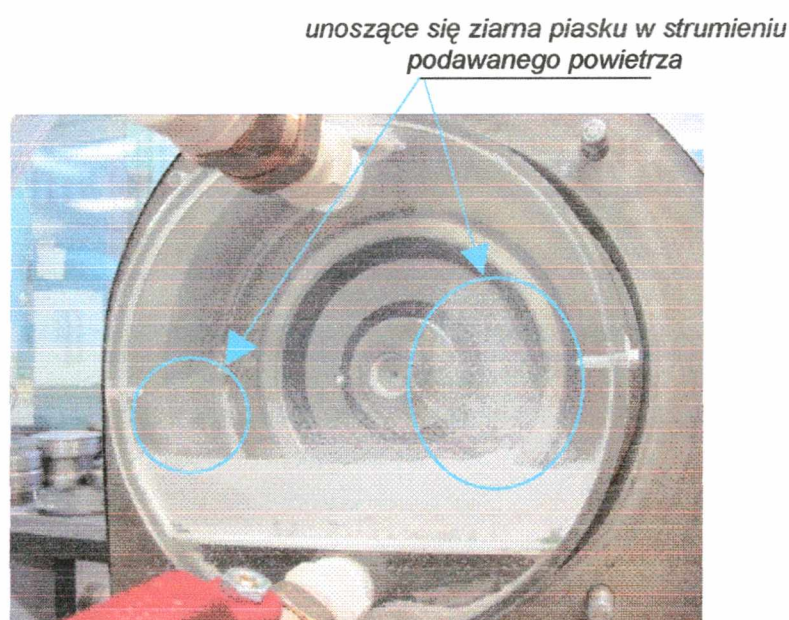


#### **7.4.4 Pomiar oporów tarcia uszczelnień**

Pomiary oporów tarcia uszczelnień z cieczą magnetyczną zarówno w atmosferze zapyłonej jak i w warunkach zawilgocenia wykonywano na stanowisku badawczym przedstawionym na rys.7.24. Czas trwania każdego pomiaru wynosił 50 h. Uszczelnienia obracano z prędkością 600 obr/min, a rejestrację wartości wykonywano z czasem próbkowania 300 s. Po przeprowadzonej próbie przeprowadzano demontaż kolejnych elementów uszczelnienia i poddawano wzrokowej ocenie stopnia przeniknięcia pyłu i pary.

##### *7.4.4.1 Atmosfera zapyłona*

Szczegółowy widok komory badawczej przedstawiono na rys. 7.26.



*Rys.7.26 Widok komory badawczej podczas badań w atmosferze zapyłonej*

Medium w komorze badawczej stanowiła warstwa piasku kwarcowego o granulacji poniżej 200  $\mu\text{m}$  z niewielką domieszką piasku o granulacji 200÷400  $\mu\text{m}$ . Złoże spoczywało na bardzo drobnej siatce metalowej, pod którą doprowadzono powietrze pod niewielkim ciśnieniem. Niewielkie nadciśnienie w komorze badawczej symulowało dodatkowe niesprzyjające warunki mogące wystąpić podczas pracy krążnika. Dzięki temu uszczelnienia poddane były zwiększonemu oddziaływaniu piasku kwarcowego.

Rejestrowane zmiany oporów tarcia dziesięciu uszczelnień pracujących w atmosferze zapyłonej przedstawiono w załączniku nr 4. W tabeli 7.7 zawarto opory najniższe, najwyższe oraz obliczone wartości średnie dla analizowanych uszczelnień.

Tabela 7.7 Zestawienie sił tarcia uszczelnień pracujących w atmosferze zapyłonej

Nr uszczelnienia	Minimalny opór tarcia [N]	Maksymalny opór tarcia [N]	Średni opór tarcia [N]
<i>U2</i>	0,01	0,1	0,04
<i>U7</i>	0,01	0,36	0,09
<i>U10</i>	0,01	0,28	0,07
<i>U14</i>	0,12	0,45	0,23
<i>U15</i>	0,01	0,45	0,13
<i>U17</i>	0,19	0,44	0,34
<i>U20</i>	0,03	0,12	0,07
<i>U23</i>	0,14	0,45	0,26
<i>U24</i>	0,10	0,25	0,14
<i>U36</i>	0,04	0,14	0,09
<b>Średnia</b>	<b>0,07</b>	<b>0,34</b>	<b>0,15</b>

Wynik badań dowodzą, że opory ruchu analizowanych uszczelnień bezstykowych z zastosowaną cieczą magnetyczną są znikome. Średnia wartość z uzyskanych pomiarów wynosi 0,15N. Świadczy to o braku styku pomiędzy nieruchomymi a obracającymi się elementami składowymi.

#### 7.4.4.2 Atmosfera zawilgocona

Wielofunkcyjność konstrukcji komory badawczej umożliwiła również przeprowadzenie pomiaru oporu tarcia w atmosferze zawilgoconej. Komorę podgrzewano systemem grzałek elektrycznych, utrzymując temperaturę poziomie 70°C. Pozwoliło to na ciągłe odparowanie wody znajdującej się w komorze badawczej i utrzymywanie stałego nasycenia powietrza parą wodną w czasie pracy uszczelnień.

W tabeli 7.8 przedstawiono wyniki przeliczonych oporów tarcia 10 uszczelnień pracujących w warunkach zawilgoconia. Natomiast szczegółowe zestawienie zmian oporów tarcia w czasie dla poszczególnych prób zawarto w załączniku nr 5.

Należy stwierdzić, że w warunkach podwyższonej temperatury oraz znacznego zawilgoconia dochodzi do pewnego wzrostu oporu ruchu. Wzrost ten przypisuje się rozszerzalności cieplnej gumy, w wyniku której istnieje możliwość występowania lokalnego styku pomiędzy wierzchołkami jej występow a nabiegunnikiem. Największy przyrost wielkości siły zaobserwowano w początkowym okresie pracy uszczelnienia. Nie mniej uzyskana średnia wartość równa 0,25N potwierdza słuszność działań mających na celu zmianę postaci konstrukcyjnej uszczelnienia.

Tabela 7.8 Zestawienie sił tarcia uszczelnień pracujących w atmosferze zawilgoconej

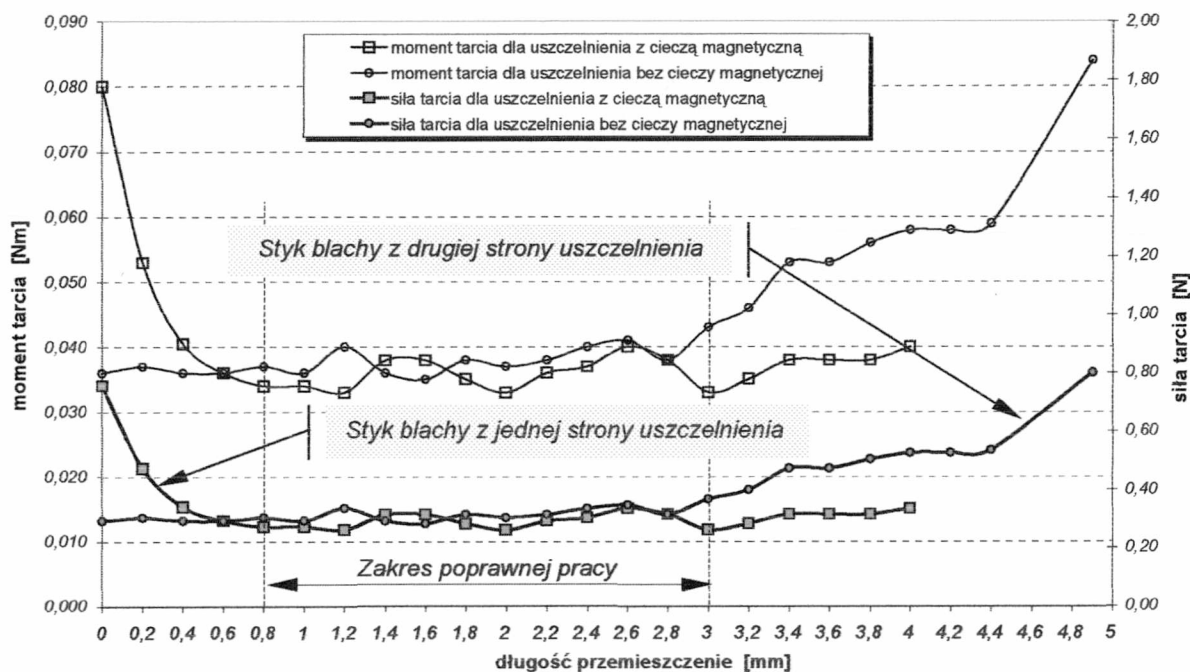
Nr uszczelnienia	Minimalny opór tarcia [N]	Maksymalny opór tarcia [N]	Średni opór tarcia [N]
U1a_woda	0,01	0,29	0,08
U2_woda	0,12	0,49	0,22
U4_woda	0,18	0,33	0,23
U10_woda	0,26	0,47	0,31
U12_woda	0,16	0,31	0,23
U37_woda	0,09	0,27	0,17
U48_woda	0,30	0,49	0,37
U51_woda	0,28	0,54	0,34
U53_woda	0,08	0,42	0,15
U64_woda	0,27	0,57	0,37
<b>Średnia</b>	<b>0,18</b>	<b>0,42</b>	<b>0,25</b>

#### 7.4.4.3 Promieniowe i poosiowe przemieszczenia komory badawczej

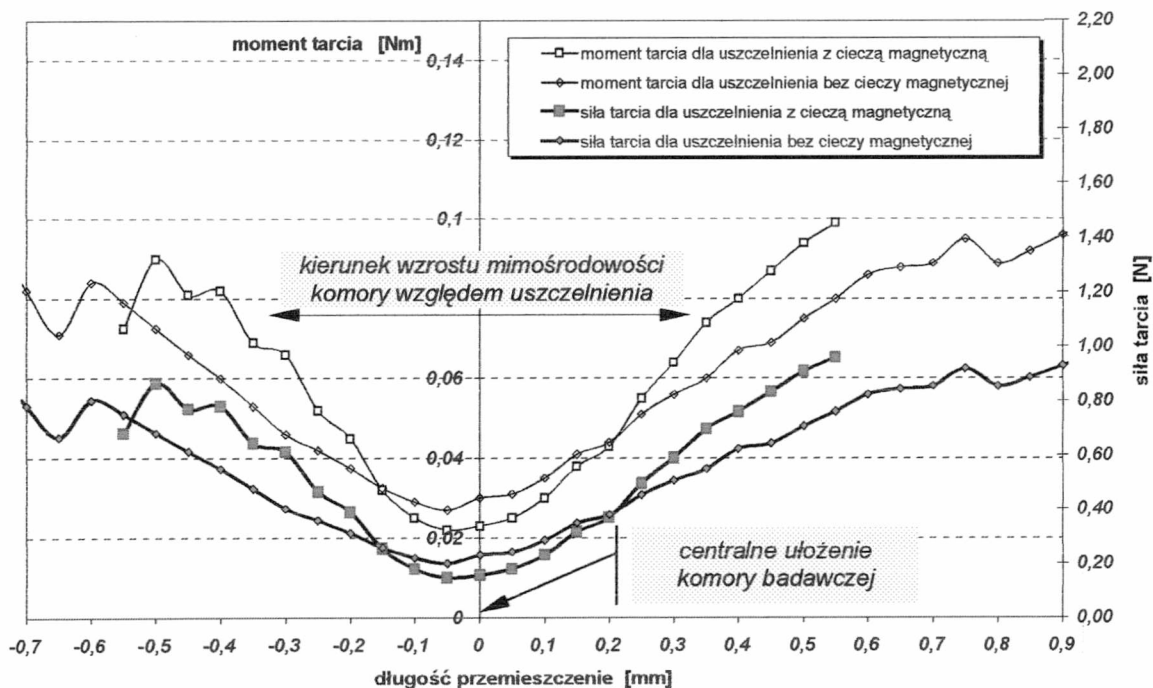
Przeprowadzono również eksperyment mający na celu wyznaczenie oporu tarcia uszczelnienia w zależności od przemieszczenia komory. W ten sposób symulowano w warunkach laboratoryjnych, niekorzystne przesunięcia elementów uszczelnienia w krążniku. W kierunku poosiowym mogą być one spowodowane np. przesunięciem pierścienia łożyska, natomiast w kierunku promieniowym mogą wynikać np. z przemieszczenia osi wału względem osi płaszcza krążnika lub owalności otworu piasty. W czasie tego testu elementy uszczelnienia zmieniały pozycję względem siebie, w wyznaczonych kierunkach, aż do momentu osiągnięcia ich wzajemnego styku. Następował wówczas wzrost oporów ruchu, a także wyraźnie słyszalne było tarcie blach.

Na rys.7.27 przedstawiono zmiany oporu tarcia w uszczelnieniu podczas przemieszczania komory badawczej w kierunku poosiowym dla dwóch uszczelnień. Tylko w jednym, zbiornik wypełniono cieczą magnetyczną. W obu przypadkach, dla 2mm przesunięcia nie zaobserwowano styku elementów oraz śladów tarcia. Dla zapewnienia poprawnej pracy uszczelnienia można przyjąć tą wartość za dopuszczalną. Rysunek 7.28 obrazuje zmiany oporu tarcia tych samych uszczelnień podczas promieniowego przemieszczania komory badawczej. Uszczelnienie, w którym zbiornik wypełniono cieczą magnetyczną osiąga największe opory tarcia, nie przekraczające jednak 1N, przy przesunięciu równym 0,6 mm na stronę.





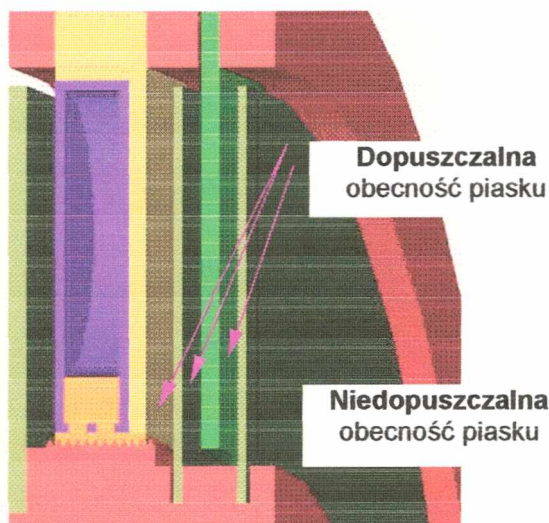
Rys. 7.27 Opory tarcia uszczelnienia dla przemieszczenia poosiowego



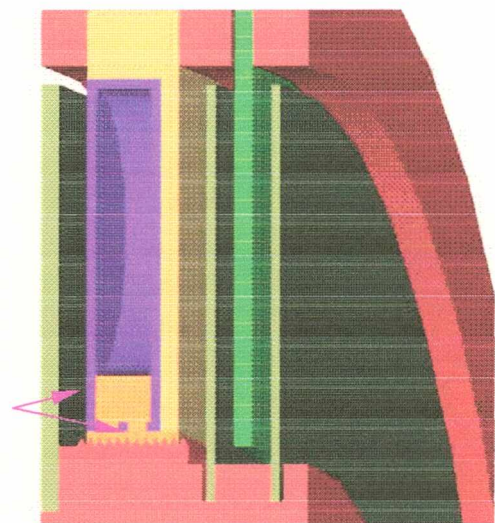
Rys. 7.28 Opory tarcia uszczelnienia dla przemieszczenia promieniowego

#### 7.4.5 Skuteczność działania analizowanego uszczelnienia

Specyfika warunków w jakich eksploatowane są przenośniki taśmowe w kopalniach odkrywkowych węgla brunatnego wymaga pełnej skuteczności działania uszczelnień wężła łożyskowego krążników. W warunkach dużego zapylenia, wilgotności i zmian temperatury otoczenia, łożyska narażone są na szybko postępujące zanieczyszczenie powodujące wzrost oporów ruchu, a w efekcie jego uszkodzenie. Dlatego, w trakcie badań oporów tarcia, analizowany typ uszczelnienia poddano działaniu pyłu oraz pary wodnej. Następnie każde uszczelnienie demontowano i wizualnie określano głębokość przenikania zanieczyszczeń. Próbę uznano za poprawną, gdy w czasie oględzin uszczelnienia nie stwierdzono obecności medium za stopniem uszczelniającym utworzonym z uszczelnienia z cieczą magnetyczną, rys 7.29. Niewielka ilość medium od strony łożyska dyskwalifikowała uszczelnienie-rys.7.30. Oznaczałoby brak cieczy magnetycznej w szczelinie wywołany np. jej wydmuchaniem. Dlatego, sprawdzano również obecność cieczy magnetycznej w szczelinie roboczej oraz w zbiorniczkach zasilających.



Rys. 7.29 Poprawna praca uszczelnienia



Rys. 7.30 Niepoprawna praca uszczelnienia

W pierwszej kolejności sprawdzono uszczelnienia pracujące w atmosferze zapyłonej. Stwierdzono, że w badanych uszczelnieniach piasek zatrzymywał się w pierwszym stopniu uszczelnienia odśrodkowego. Piasek rozłożony był na powierzchni płytki nierównomiernie. Zdecydowana większość piasku osadziła się na zewnętrznej nieruchomej blaszce (rys.7.31). Na wewnętrznej blaszce nieruchomej zauważono zdecydowanie mniejszą ilość piasku (rys.7.32) a na blaszce zabezpieczającej od strony łożyska nie stwierdzono obecności piasku (rys.7.33). Analiza ta dowiodła, że ten typ uszczelnienia może pracować w warunkach silnie zanieczyszczonych cząstkami stałymi. Cząstki stałe, próbujące dostać się do uszczelnienia



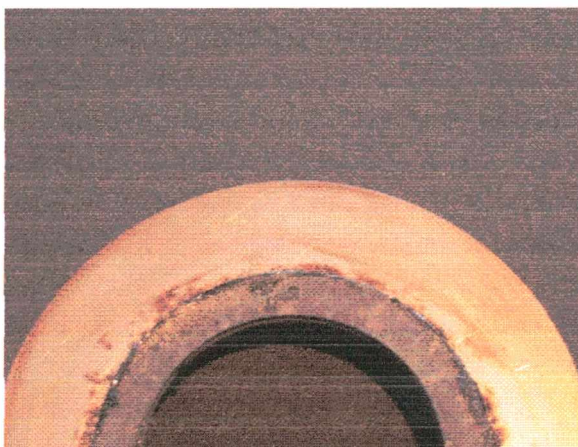
występują tylko w pierwszej części odśrodkowego uszczelnienia bezstykowego. Część uszczelnienia z cieczą magnetyczną stanowi skuteczną zapórę przed wniknięciem piasku do wnętrza łożyska(rys.7.34).



Rys. 7.31 Widok zewnętrznej nieruchomej blaszki po badaniach w atmosferze zapyłonej



Rys. 7.32 Widok wewnętrznej nieruchomej blaszki po badaniach w atmosferze zapyłonej



Rys. 7.33 Widok blaszki zabezpieczającej od strony łożyska- widoczny brak piasku



Rys. 7.34 Widok na zewnętrzny pierścień gumowy- niewielka ilość piasku od strony komory

Na kolejnym etapie prac, wnikliwej ocenie szczelności poddano 10 uszczelnień pracujących w warunkach zawilgocenia. Przeprowadzono kontrolę obecności kroplin na poszczególnych stopniach uszczelniających. Po całkowitym rozłożeniu ich na elementy składowe, nie stwierdzono obecności wody za stopniem uszczelniającym z cieczą magnetyczną. Oznacza to, że badana grupa uszczelnień przeszła pozytywnie test na przenikanie wilgoci do wnętrza krążnika. Nie stwierdzono również mieszania kroplin z cieczą magnetyczną w trakcie pracy badanych uszczelnień. Ponadto nie zaobserwowano

żadnych zmian w elementach uszczelnienia poddanych temperaturze 70 °C w ciągu 50 godzinowego testu.

#### 7.4.6 Opory obracania krążników z uszczelnieniem z cieczą magnetyczną

Badania oporów obracania krążników przeprowadzono na stanowisku badawczym przedstawionym na rys.7.3. Podzielono je na dwa etapy. W pierwszym, przeprowadzono pomiar oporów krążników z samymi łożyskami. Następnie zamontowano w nich losowo wybrane uszczelnienia i poddano kolejnej serii badań. Łącznie badaniom mającym na celu określenie wpływu zmiany postaci konstrukcyjnej uszczelnienia na opory obracania poddano 20 szt. krążników. Ponieważ krążniki oraz uszczelnienia wstępnie dotarto, czas trwania każdego pomiaru skrócono do 20min. Doświadczenia, poparte wynikami badań przedstawionymi w pracy[23] pozwalają twierdzić, że w tym czasie warunki tarcia w węźle łożyskowym ulegną stabilizacji. Ponadto, krążniki obracano z prędkością 600 obr/min zgodnie z PN-91/M-46606, a rejestrację wartości wykonywano z czasem próbkowania 10 s. W tabeli 7.9 podano zestawienie wartości ustalonych w trakcie pomiaru.

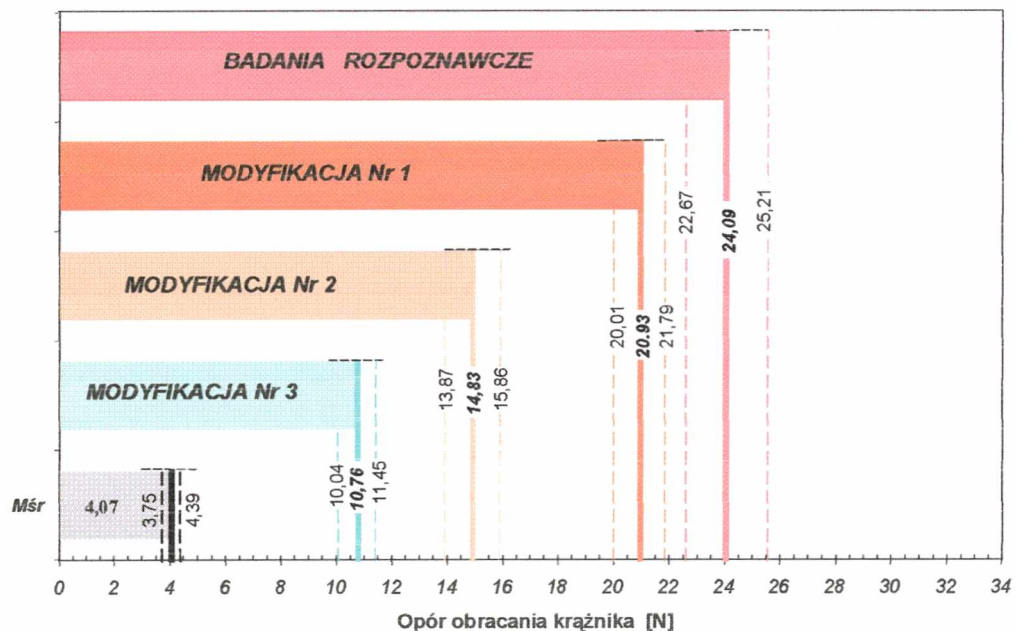
Tabela 7.9 Oporów obracania krążników z uszczelnieniem magnetycznym

Nr krążnika	Opory obracania krążnika przed montażem uszczelnień [N]	Opory obracania krążnika po montażu uszczelnień [N]	Opór tarcia kompletu uszczelnień [N]
	[1]	[2]	[3]=[2]-[1]
M1	4,59	5,25	0,66
M2	4,05	5,09	1,04
M3	4,67	4,67	0,00
M6	4,21	5,16	0,95
M7	4,34	3,57	0,00
M8	2,69	3,97	1,28
M9	1,89	3,08	1,19
M10	4,67	4,67	0,00
M11	2,91	3,13	0,22
M12	2,55	3,79	1,24
M13	3,23	3,36	0,13
M14	3,04	3,75	0,71
M15	3,33	4,67	1,34
M16	2,67	3,46	0,79
M17	3,82	4,22	0,40
M18	3,36	3,36	0,00
M19	3,22	3,36	0,13
M26	2,79	3,28	0,48
M27	4,80	4,98	0,18
M28	2,79	4,63	1,85
<b>Średnia</b>	<b>3,48</b>	<b>4,07</b>	<b>0,91</b>



Rejestrowane zmiany oporów obracania podczas przeprowadzanych prób przedstawiono w załączniku nr 6.

Na podstawie uzyskanych wyników zaobserwowano, że po zamontowaniu uszczelnień w krążniku ich opory tarcia wzrosły. Średnia wartość nie przekroczyła jednak 1N na zestaw. Największym wzrostem, równym 1,85N charakteryzował się krążnik oznaczony symbolem M28. Zjawisko takie należy tłumaczyć powstawaniem lokalnego styku elementów uszczelnienia. Przyczyna tkwi w niedokładności wykonania otworu piasty krążnika oraz w niedokładnościach procesu wykonywania uszczelnień prototypowych (toczenie gumy, stosunkowo niska powtarzalność elementów metalowych uszczelnienia). Należy zaznaczyć, że na etapie produkcji seryjnej ww. są do wyeliminowania. Ponadto, przeprowadzone pomiary wykazały istotny wpływ wprowadzonej modyfikacji konstrukcyjnej krążnika na zmniejszenie jego oporu obracania. Opory obracania krążników zmodyfikowanych zawierały się w zakresie od 3,08N do 5,25N dając średnią, równą 4,07N(rys.7.35) Dla porównania, na rys.7.35 zawarto wyniki kolejno wprowadzanych modyfikacji cech konstrukcyjnych krążnika z uwzględnieniem przedziału ufności na poziomie 0.95.



Rys.7.35 Porównanie średniego oporu obracania krążników z uszczelnieniem z cieczą magnetyczną, ze średnimi oporami krążników uzyskanymi podczas kolejno wprowadzanych modyfikacji, z uwzględnieniem przedziału ufności na poziomie 0,95

W skutek wprowadzonej zmiany uszczelnienia labiryntowego (po modyfikacji nr 1) na uszczelnienie z cieczą magnetyczną otrzymano znaczący, bo aż 26% spadek wielkość oporu obracania.



#### **7.4.7 Podsumowanie**

1. Na podstawie przeprowadzonych badań oporów tarcia uszczelnień prototypowych, z całą pewnością należy stwierdzić, że należą one do grupy uszczelnień bezstykowych. Znikome wartości oporów tarcia są potwierdzeniem na to, że nie istnieją powierzchnie styku pomiędzy obrotowymi a nieruchomymi elementami jego budowy.
2. Uszczelnienia poddane testowi na wnikanie zanieczyszczeń stałych oraz wilgoci do wnętrza krążnika można scharakteryzować w następujący sposób:
  - a) zachowują całkowitą szczelność na działanie pyłu oraz piasku. Stopień uszczelnienia bezstykowego charakteryzował się pewną przepuszczalnością cząstek stałych ale przenikające cząstki były całkowicie separowane przez stopień uszczelnienia z cieczą magnetyczną. Nawet pewne nadciśnienie panujące w komorze badawczej nie powodowało przenikania cząstek na stronę łożyskową krążnika.
  - b) poddane działaniu wilgoci oraz wysokiej temperaturze nie wykazały żadnego nadmiernego zużycia. Ponadto nie stwierdzono wnikania wilgoci do wnętrza krążnika- brak jakichkolwiek śladów obecności wilgoci za stopniem z cieczą magnetyczną.
3. Efektem wykorzystania uszczelnień z cieczą magnetyczną do krążników stosowanych w górnictwie było obniżenie ich oporów obracania, do poziomu poniżej wielkości normatywnej, przewidzianej dla tego typu krążników.

## **8. WPLYW CZYNNIKÓW EKSPLOATACYJNYCH**

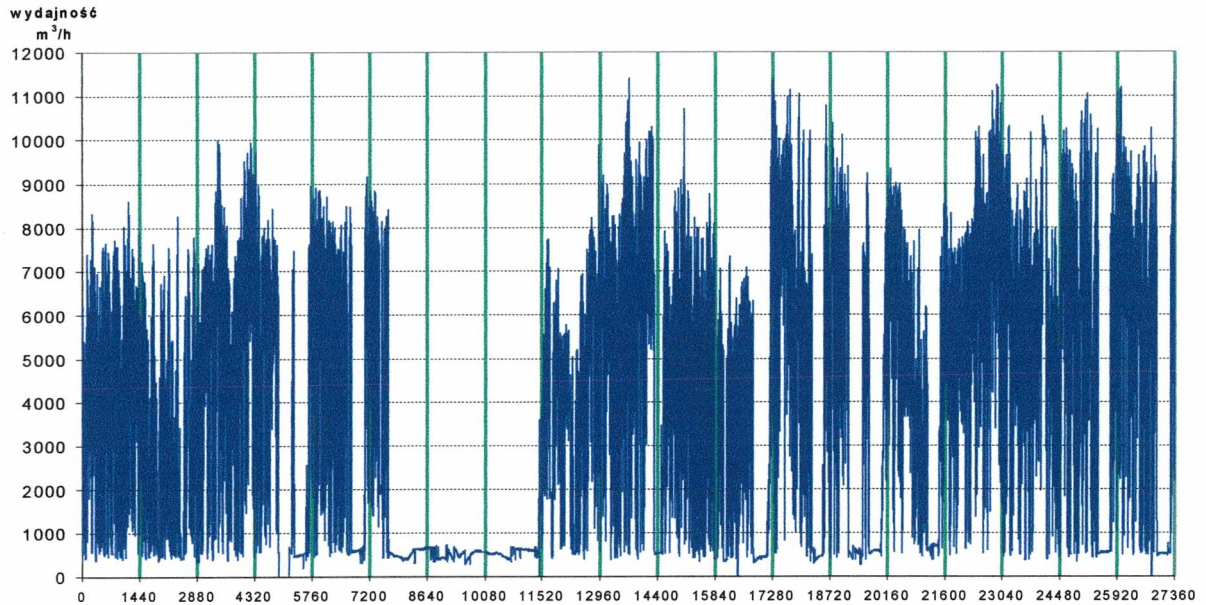
### **8.1 Wpływ czasu pracy na opory obracania w warunkach zmiennego obciążenia**

O wielkości oporów obracania decyduje cały szereg parametrów w tym również parametry eksploatacyjne takie jak prędkość kątowna i obciążenie wywołane działaniem urobku (nosiwa). W analizie wpływu obciążeń krążników niezbędna jest znajomość czasowego przebiegu wydajności urządzenia podającego nosiwo np. koparki. Przy zmiennej wydajności koparki wielonaczyniowej współpracującej z przenośnikiem zmienny jest chwilowy przekrój strugi urobku na przenośniku. Poza przypadkiem załadunku za pomocą urządzenia dozującego zmiany wydajności chwilowej przenośnika a tym samym i obciążeń krążników nośnych mają charakter losowy. Ponadto sam urobek jest zazwyczaj niejednorodny i zawiera bryły o zmiennej wielkości. Bardzo często, jak np. w przypadku koparek wielonaczyniowych, zmiany te wynikają z technologii urabiania oraz własności urabianego górotworu. Dodatkowo, na efektywność pracy całego systemu transportowego mogą wpływać przerwy spowodowane awariami urządzeń podających lub wynikające z przyczyn organizacyjnych.

#### ***8.1.1 Identyfikacja strugi urobku***

Rozkład wydajności przenośnika ściśle zależy od sposobu pracy i właściwości współpracującej z nim maszyny podającej strugę urobku. W sytuacji, gdy strumień urobku wychodzi z kruszarki lub koparki łańcuchowej w długich przedziałach czasowych, jego rozkład nie wykazuje dużego rozproszenia. Zgoła odmienna sytuacja dotyczy wielonaczyniowych koparek kołowych. Mamy wówczas do czynienia z typowym przebiegiem losowym, charakteryzującym się częstymi zmianami natężenia przepływu urobku. Ma to związek z technologicznym rytmem pracy tych koparek. Podczas pracy w przodku i odpajania urobku koparka kołowa wykonuje szereg czynności roboczych, które wpływają na występowanie strat wydajności (udostępnianie nowej zabierki).

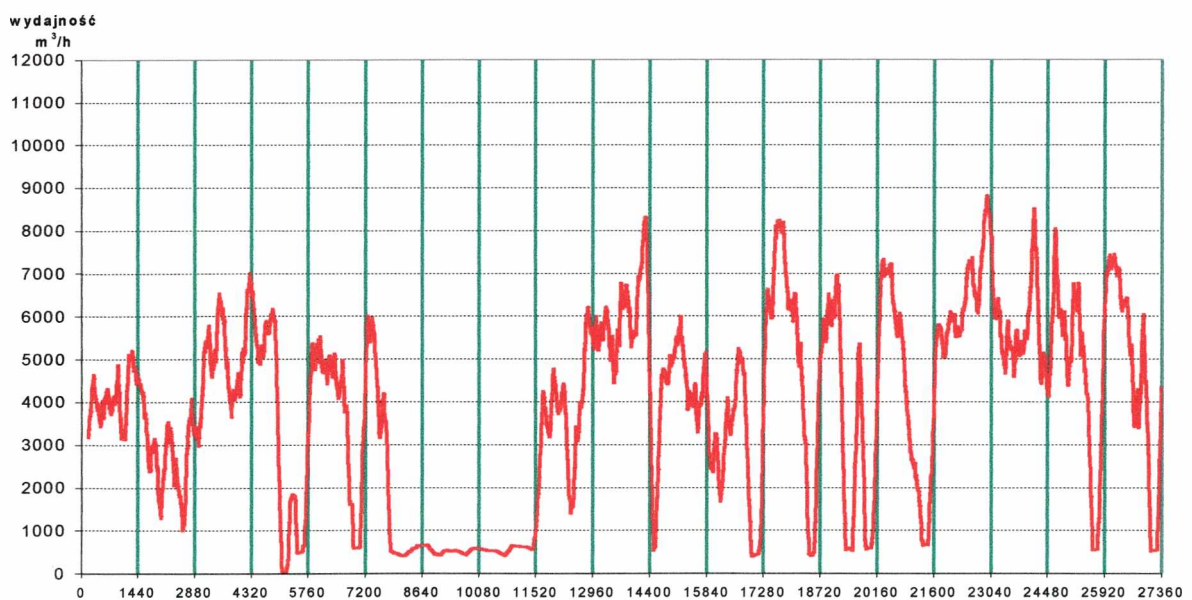
Analizowane krążniki są elementami konstrukcyjnymi przenośnika taśmowego, który współpracuje bezpośrednio z wielonaczyniową koparką kołową. W celu wyznaczenia reakcji działających na krążnik niezbędna jest identyfikacja procesu generowania urobku. Przykładowy przebieg strumienia objętościowego pochodzącego od współpracującej koparki kołowej pracującej na poziomie roboczym w systemie zabierkowym, z okresu pracy obejmującego 19 dni przedstawiono na rys. 8.1.



Rys.8.1 Przykładowy przebieg wydajności chwilowej koparki kołowej w okresie 19 dni

Na wykresie tym można zauważyć, że szczytowe wydajności w krótkich okresach czasu przekraczają  $11000 \text{ m}^3/\text{h}$  i wtedy przekrój nominalny strugi urobku na przenośniku jest największy. Pojawia się tu również 60 godzinna przerwa w podawaniu nadawy. Na podstawie informacji z przebiegu generowanej mocy napędu można wnioskować, że przerwa ta mogła być spowodowana np. awarią urządzenia transportowego lub urabiającego.

Z uwagi na dużą częstość odczytywanych pomiarów wydajności, z dokładnością do 1min, dla określenia trendu analizowanego przebiegu wyznaczono 180 okresową średnią ruchomą (rys.8.2).



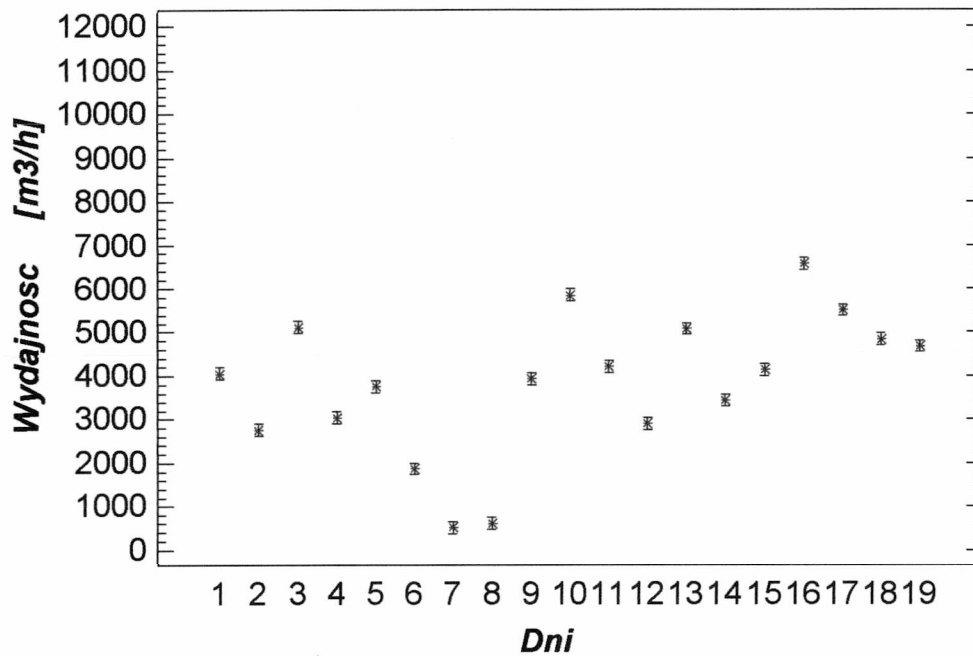
Rys.8.2 180 okresowa średnia ruchoma wydajności koparki (przenośnika)

Rysunek 8.2 dowodzi, że obciążenia eksploatacyjne krążników nośnych mają charakter złożonych przebiegów losowych.

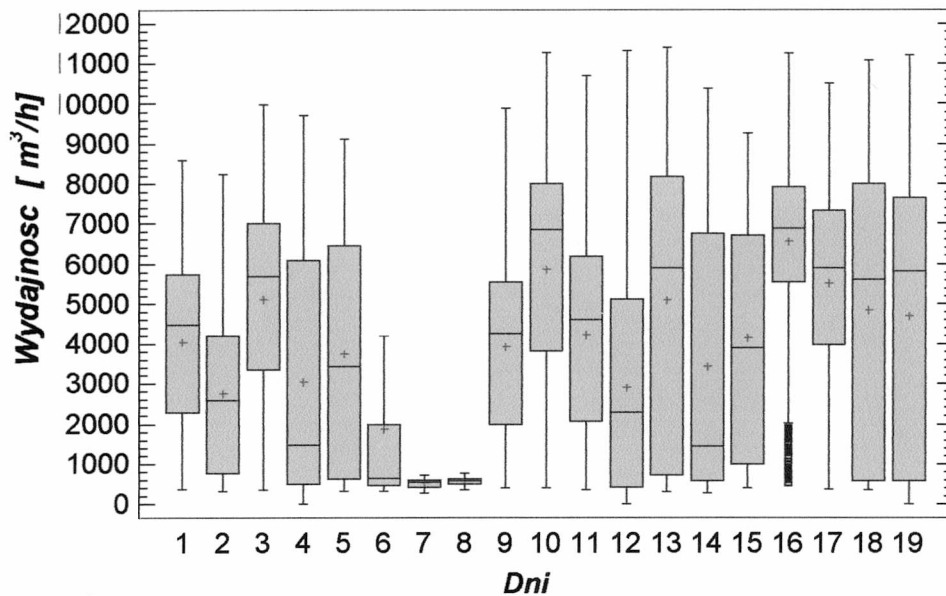
W celu pełnego scharakteryzowania analizowanego zbioru wartości chwilowych wydajności wyznaczono miary statystyczne odpowiadające poszczególnym jednodniowym okresom czasowym wraz z odchyleniem standardowym na poziomie ufności 0,95 (Tabela 8.1) [1]. Graficznym przedstawieniem zebranych w tabeli 8.1 parametrów są rys.8.3 i 8.4.

Tabela 8.1. Zestawienie danych statystycznych prób z analizowanej populacji

Dzień	Wartość średnia	95% przedział ufności		Mediana	Odchylenie standardowe
		granica dolna	granica górna		
1	4057,02	3923,34	4190,71	4470,07	2103,85
2	2764,02	2630,39	2897,66	2581,65	1988,27
3	5123,30	4989,66	5256,94	5691,06	2420,05
4	3046,94	2913,31	3180,58	1473,16	2954,89
5	3762,96	3629,32	3896,59	3419,56	2815,63
6	1873,82	1740,18	2007,45	635,46	2411,43
7	523,284	389,647	656,92	538,33	101,461
8	614,544	480,90	748,18	570,69	289,708
9	3936,54	3802,90	4070,17	4238,32	2142,59
10	5854,51	5720,87	5988,14	6846,27	2856,10
11	4214,29	4080,65	4347,92	4599,56	2456,37
12	2902,97	2769,33	3036,60	2284,42	2539,34
13	5091,87	4958,23	5225,50	5893,85	3460,43
14	3436,73	3303,10	3570,37	1429,16	3197,83
15	4140,97	4007,33	4274,61	3898,61	2806,47
16	6570,27	6436,64	6703,91	6889,07	2201,77
17	5523,87	5390,24	5657,51	5882,80	2641,41
18	4844,57	4710,93	4978,20	5603,24	3431,68
19	4684,61	4550,60	4818,62	5815,50	3392,09



Rys. 8.3 Średnia wydajność z 95% przedziałem ufności



Rys. 8.4 Średnie, mediany i pozostałe kwantyle wydajności koparek z poszczególnych dni

Z analizy statystycznej strugi urobku na przenośniku (dla poszczególnych dni) wynika istotnie duży rozrzut wszystkich parametrów. W związku z tym obciążenia krążników nie mogą być szacowane na podstawie średniej statystycznej z losowo wybranego jednego dnia pracy przenośnika. Potwierdzeniem tego mogą być również wyniki testu statystycznego ANOVA o równości wartości średnich, które zawarto w tabeli 8.2.



Tabela 8.2. Analiza zmienności wydajności przeprowadzona testem ANOVA

Źródło zmienności	Suma kwadratów	Liczba stopni swobody	Średnia kwadratów	Test -F	Poziom ufności P
między próbami	6,86463E10	18	3,81368E9	569,68	0,0000
wewnątrz prób	1,82972E11	27332	6,69441E6		
<i>Całkowita</i>	<i>2,51618E11</i>	<i>27350</i>			

Ponieważ wyznaczony na podstawie wielkości Test-F poziom ufności- P jest mniejszy od 0.01 z 99% prawdopodobieństwem średnie wydajności dla poszczególnych dni są statystycznie różne od siebie. Dlatego, dla uzyskania oczekiwanej wartości należy bezwzględnie przejść do analizy całościowej, obejmującej całą populację.

W tym celu wszystkie zebrane pomiary chwilowych wydajności zgrupowano w określonej ilości przedziałów liczbowych, otrzymując szereg rozdzielczy. Przedziały dobierano tak, aby podstawowe cechy rozkładu zostały wydzielone, a przypadkowe odchylenia wygładzone. W analizie tej wyznaczono kolejno:

- licznosc występowania chwilowej wydajności w  $i$ -tym przedziale liczbowym,
- częstość trafienia badanej zmiennej losowej do  $i$ -tego przedziału,
- dystrybuantę empiryczną w  $i$ -tym przedziale liczbowym

Częstość trafienia zmiennej losowej do  $i$ -tego przedziału wyznacza zależność:

$$f(\Delta V_i) = \frac{\Delta n_i}{n} \quad (8.1)$$

gdzie:

$\Delta n_i$  - liczba danych w  $i$ -tym przedziale,  $n$  - całkowita liczba danych,  $n = 27351$

Dystrybuantę empiryczną w  $i$ -tym przedziale oblicza się przez dodanie do częstości w  $i$ -tym przedziale-częstości z poprzednich przedziałów:

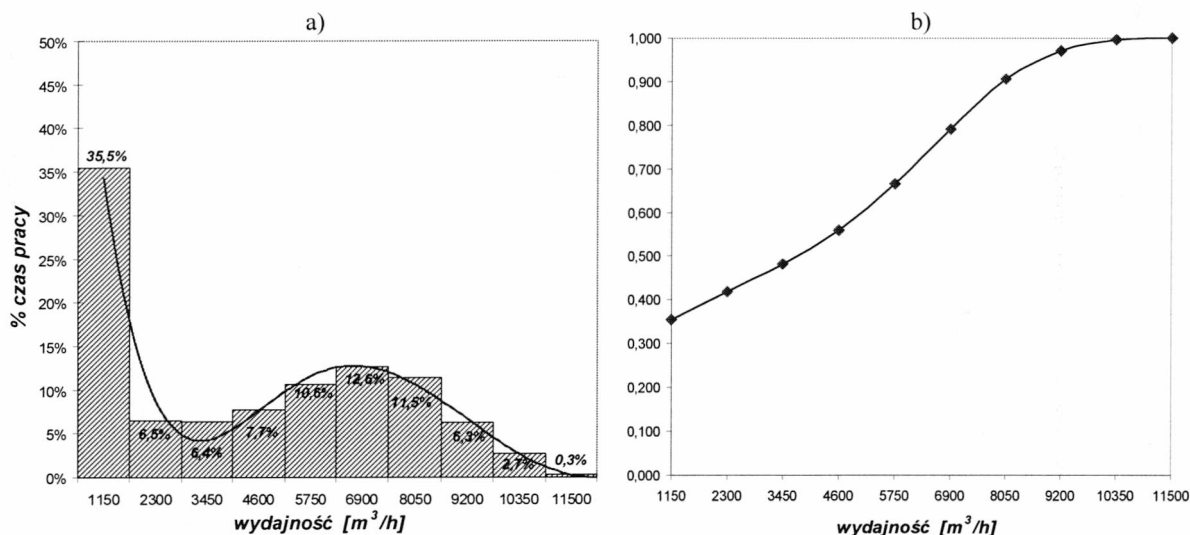
$$F(\Delta V_i) = \sum_{j \leq i} f(\Delta V_j) \quad (8.2)$$

Zestawienie uporządkowanych danych statystycznych zawarto w tabeli 8.3.

Tabela 8.3 Tablica danych statystycznych analizowanej populacji

Lp.	Przedziały $\Delta V_i$	Liczebność $\Delta n_i$	$f(\Delta V_i)$	$F(\Delta V_i)$
1	0 ÷ 1150	9701	0,354	0,355
2	1150 ÷ 2300	1768	0,064	0,419
3	2300 ÷ 3450	1742	0,063	0,483
4	3450 ÷ 4600	2097	0,076	0,560
5	4600 ÷ 5750	2903	0,106	0,666
6	5750 ÷ 6900	3456	0,126	0,792
7	6900 ÷ 8050	3132	0,114	0,907
8	8050 ÷ 9200	1726	0,063	0,970
9	9200 ÷ 10350	733	0,026	0,997
10	10350 ÷ 11500	93	0,003	1,000

W oparciu o tak przedstawione dane wykonano histogram szeregu rozdzielczego, będący gęstością rozkładu wydajności chwilowych przenośnika taśmowego oraz wykres dystrybuanty empirycznej, który przedstawia skumulowaną funkcję gęstości analizowanego rozkładu (rys. 8.5).



Rys.8.5 Przedstawienie graficzne analizowanej populacji:  
 a) histogram szeregu rozdzielczego  
 b) wykres dystrybuanty empirycznej

Przedstawiony na rysunku 8.3a proces określający zmienność natężenia przepływu urobku składa się z dwóch procesów podstawowych, z których pierwszy osiąga maksimum w pobliżu wydajności równej zero a drugi przyjmuje maksimum na poziomie wydajności 6500 [m³/h]. Pierwsze maksimum odpowiada pracy przenośnika nie załadowanego i dla zidentyfikowanej strugi urobku stanowi ok. 35% całkowitego czasu pracy przenośnika.

Maksimum wydajności związane jest z warunkami pracy przenośnika załadowanego, jednak nie zachowuje ciągłości w dłuższym przedziale czasowym. Wobec takich zmian losowych, dla określenia reakcji na krążnikach niezbędne jest określenie wydajności średnich dla poszczególnych przedziałów szeregu rozdzielczego analizowanej populacji, wg wzoru:

$$\bar{V}_i = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n V_j \quad (8.3)$$

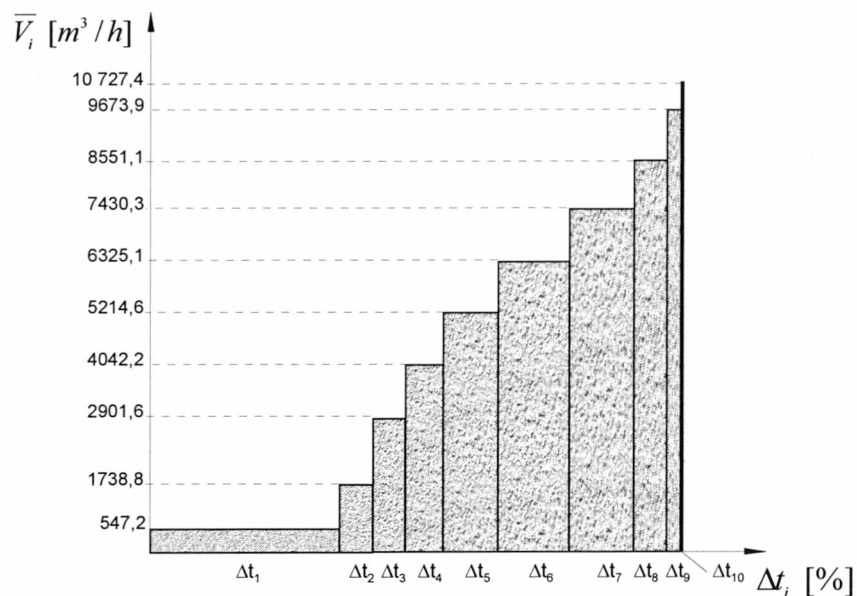
gdzie:

- $\bar{V}_i$  - średnia wydajność dla  $i$ -tego przedziału,
- $V_j$  -  $j$ -ta wartość chwilowej wydajności,
- $n$  - liczebność  $i$ -tego przedziału.

Wyniki obliczeń zawarto w tabeli 8.4.

### 8.1.2 Wyznaczenie zakresu sił działających na krążnik

Uzyskane wartości wydajności średnich  $\bar{V}_i$  przyjmuje się jako stałe obciążenie pochodzące od urobku, działające z określonym udziałem czasowym (rys.8.6).



Rys.8.6 Rozkład obciążenia zestawów krążnikowych w czasie dla analizowanego przykładu

Oprócz zmian wynikających z losowo zmiennej strugi urobku należy uwzględnić również wpływ na obciążenia krążników losowego zbiegania bocznego taśmy i urobku. Możliwość uwzględnienia tych czynników w analizie obciążeń krążników daje opracowany w Zakładzie Systemów Maszynowych Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej system komputerowy TASMTEST. System ten opracowany w oparciu o modelowanie obiektowe [39] dla zadanej konfiguracji trasy, właściwości taśmy oraz cech konstrukcyjnych przenośnika wykonuje m.in. obliczenia sił w taśmie, oporów ruchu i mocy napędu głównego.

Jedną z wielu opcji systemu TASMTEST jest wyznaczenia reakcji na krążnikach [15]. Do obliczeń wykorzystuje metodę oporów jednostkowych[22]. Metoda ta definiuje, w sposób analityczny, relacje pomiędzy poszczególnymi składowymi oporów a parametrami konstrukcyjno-eksploatacyjnymi.

W celu wyznaczenia zależności pomiędzy obciążeniem krążnika a chwilową wydajnością wykonano szereg symulacji dla reprezentatywnego przenośnika o następujących danych:

Taśma St 3150:

szerokość taśmy  $B=2,25$  m, grubość okładki bieżnej  $h_1=6$  mm, grubość okładki nośnej  $h_2=12$  mm, grubość rdzenia taśmy  $h_r=9$  mm, średnica linki w taśmie  $d_l=8,5$  mm, masa jednostkowa taśmy  $m_t=45,4$  kg/m<sup>2</sup>.

Transportowany materiał:

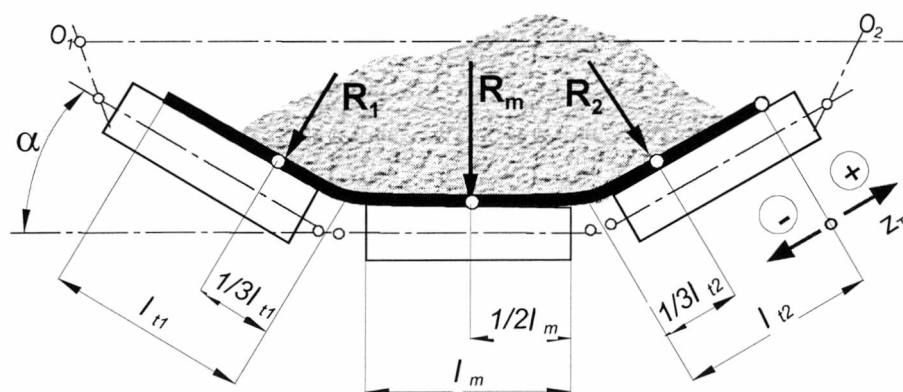
nadkład o gęstości usypowej  $\rho=1800$  kg/m<sup>3</sup>, kąt tarcia wewnętrznego  $\varphi_w=0,61$  rad (35°), kąt tarcia urobek-taśma  $\varphi_s=0,265$  rad (15°).

Parametry konstrukcyjne:

prędkość taśmy  $v_t=5,24$  m/s, rozstaw krążników górnych  $l_g=1,2$  m, zestawy trójkrażnikowe przegubowe - ilość krążników w zestawie górnym  $z_g=3$ , masa pojedynczego krążnika  $m_k=58$  kg, masa części obrotowej krążnika  $m_{ke}=33$  kg, średnica krążnika  $D_k=0,194$  m, kąt nachylenia trasy  $\delta=0^\circ$ , kąta niecki  $\lambda=0,78$  rad (45°)

Warunki eksploatacyjne:

załadowanie taśmy urobkiem wg obliczonych wydajności średnich [m<sup>3</sup>/h], temperatura pracy  $T_C=20^\circ\text{C}$ ; zbieganie boczne taśmy  $z_T=0,0675$  m (średnie).

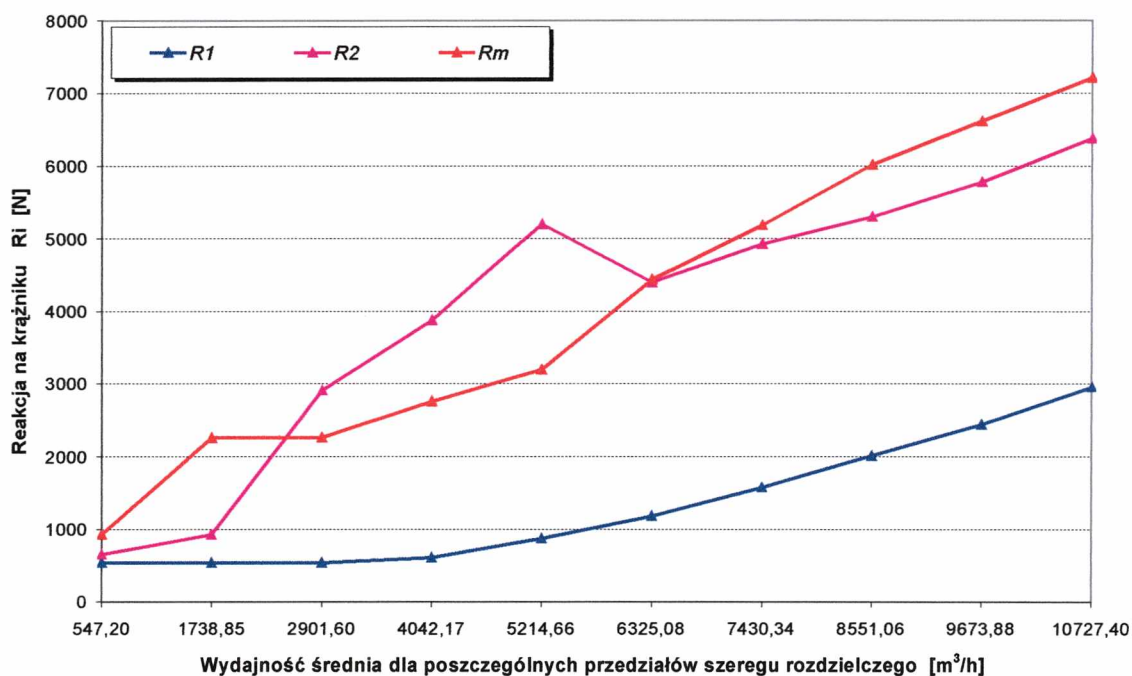


Rys.8.7 Schemat działania reakcji na zestaw krążnikowy

Uzyskane wyniki przedstawiono w tabeli 8.4. oraz na rys.8.8.

Tabela 8.4 Zestawienie wyników obliczeń reakcji działających na zestaw krążnikowy

Lp.	Wydajności średnie $\bar{V}_i$	Kąt niecki $\alpha$	Rozstaw krążników $l_g$	Reakcje na krążniku		
				bocznym		środkowym
				$R_1$ [N]	$R_2$ [N]	$R_m$ [N]
1	547,20	45°	1,2m	537	651	927
2	1738,85			537	930	2263
3	2901,60			537	2912	2268
4	4042,17			609	3877	2762
5	5214,66			874	5203	3200
6	6325,08			1179	4400	4440
7	7430,34			1574	4925	5183
8	8551,06			2016	5300	6021
9	9673,88			2440	5780	6617
10	10727,40			2960	6380	7214



Rys.8.8 Zależność reakcji na krążnikach od wydajności przenośnika

Ze względu na zbieganie taśmy na poziomie  $z_T=0,0675$  m (rys.8.7), krążnik boczny prawy 2 jest bardziej obciążony niż krążnik lewy 1. W przedziale wydajności 1700÷5200  $m^3/h$  zaobserwowano intensywny wzrost reakcji  $R_2$ , miejscami przekraczający wartość reakcji  $R_m$  występującej na krążniku środkowym. Jednak omawiane zjawisko przemieszczenia taśmy ma charakter losowy [16], w związku z czym pojawiające się przyrosty sił powodowane dodatkowo ślizganiem taśmy są chwilowe i występują wyłącznie

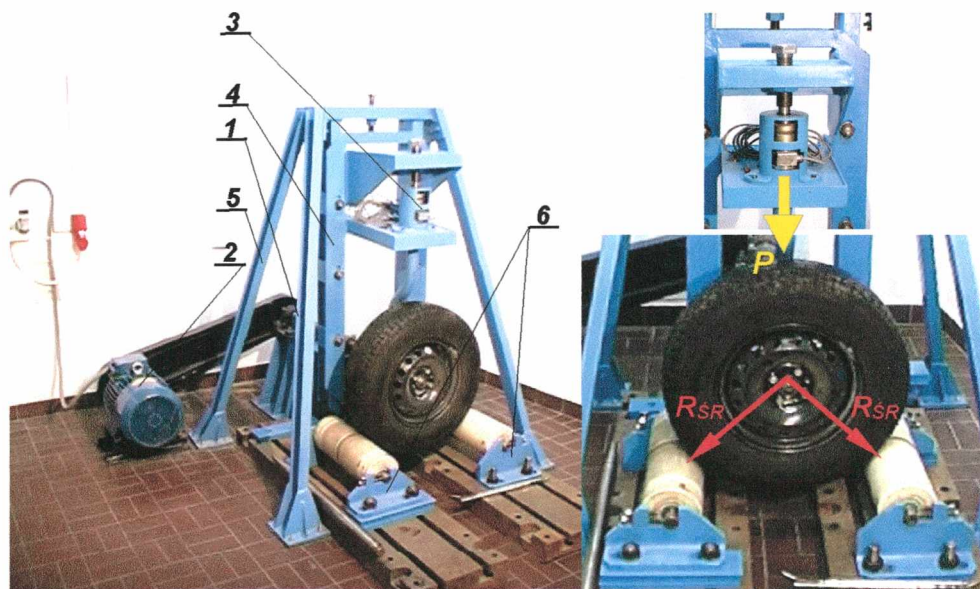


w skrajnych przypadkach. Zatem do przyspieszonych badań zmęczeniowych, jako właściwy i miarodajny przyjęto przebieg zmian reakcji występującej na krążniku środkowym. Dla potrzeb badań zmęczeniowych określono przedziały zmienności obciążeń krążnika  $R_{mi}$  oraz ich prawdopodobieństwo  $p(\Delta t_i)$  a następnie wyznaczono obciążenie zastępcze:

$$R_{\dot{S}R} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^k (R_{mi}^3 \cdot p(\Delta t_i))} \quad (8.4)$$

### 8.1.3 Opis stanowiska badawczego

Dotychczasowa wiedza na temat trwałości krążników opiera się na informacjach zebranych w zakładach górniczych stosujących na szeroką skalę transport taśmowy (kopalnie węgla brunatnego). Szacowana jest na podstawie danych o wielkości zakupów oraz liczbie oddanych krążników do regeneracji. Niestety są to informacje mało precyzyjne albowiem nie uwzględniają rzeczywistych czasów pracy krążników i ich obciążeń. Znając efektywny czas pracy krążników możliwe będzie racjonalniej podejmować niezbędne decyzje związane z ilościowo-jakościową produkcją oraz ich długotrwałą eksploatacją. Dlatego, dla celów porównawczych i analiz różnych konstrukcji krążników opracowano stanowisko pomiarowe do przyspieszonych badań zmęczeniowych(rys.8.9).



Rys. 8.9 Stanowisko pomiarowe do badań zmęczeniowych krążników

W skład stanowiska pomiarowego przedstawionego na rys.8.9 wchodzi następujące elementy:

- zespół wałka napędowego 1
- silnik elektryczny 2
- zespół obciążający 3

- rama przesuwana 4
- rama nośna 5
- zespół podparcia krążników 6

Układ napędowy składa się z silnika elektrycznego umożliwiającego bezstopniową zmianę prędkości obrotowej oraz układu przenoszącego napęd na koło obciążające dwa krążniki.. Badane krążniki obciążano zastępczą siłą  $R_{\dot{S}R}$ .

#### 8.1.4 Wyniki pomiarów

Podstawą wnioskowania o trwałości eksploatacyjnej krążnika jest określenie trwałości jego łożysk. Zakłada się, że trwałość krążnika wyrażana w liczbie obrotów łożyska  $n$  jest zależna od obciążenia poprzecznego w trzeciej potęgze (założenie słuszne dla łożysk kulkowych) i może być aproksymowana wyrażeniem:

$$n \cdot P^3 = const \quad (8.5)$$

Znając prędkość liniową taśmy  $v_t$  oraz średnicę krążnika  $D_k$  możliwe jest określenie jego prędkości obwodowej  $n_{eksp}$  ze wzoru:

$$n_{eksp} = \frac{60 \cdot v_t}{\pi \cdot D_k}; \text{ [obr/min]} \quad (8.6)$$

Zadając w warunkach laboratoryjnych wymuszoną prędkość obrotową krążników  $n_l$  uzyskuje się współczynnik przyspieszający czas badań na poziomie:

$$k_n = \frac{n_l}{n_{eksp}} \quad (8.7)$$

Podobnie w przypadku obciążenia wyznacza się współczynnik  $k_p$ , który jest ilorazem z siły  $P_l$  (wywołanej przez zespół obciążający na stanowisku) i zastępczej reakcji  $R_{\dot{S}R}$  (określonej na podstawie losowego przebiegu wydajności) podniesionym do trzeciej potęgi, czyli:

$$k_p = \left( \frac{P_l}{R_{\dot{S}R}} \right)^3 \quad (8.8)$$

Całkowity współczynnik określający skrócenie czasu badań w warunkach laboratoryjnych wynosi:

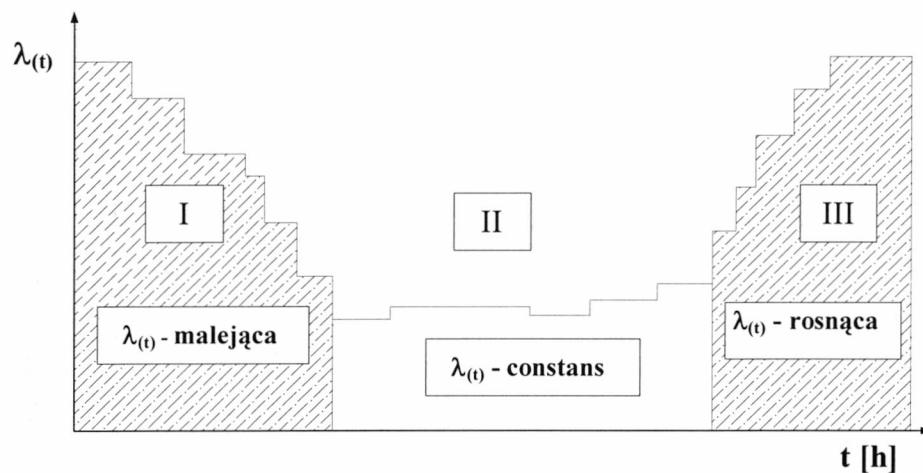
$$k = k_n \cdot k_p \quad (8.9)$$

W związku z tym można przyjąć, że jedna godzina pracy krążnika na stanowisku pomiarowym odpowiada  $k$  godzin jego pracy w warunkach eksploatacyjnych.

Do badań zmęczeniowych na stanowisku wytypowano dwa typy krążników oznaczone symbolami S4 i S6. Analizowane krążniki różniły się między sobą rodzajem oraz ilością

smaru w komorze łożyskowej. W krążnikach oznaczonych symbolem S4 zastosowano smar doświadczalny natomiast w krążnikach S6 użyto smaru *Optimol Optitemp LG-2*. Oba smary zostały wytypowane jako najlepsze po analizie wyników badań wstępnych, gdzie mierzono zmiany oporów obracania w zakresie temperatur od  $-20$  do  $20^{\circ}\text{C}$ [8].

Czas życia każdego obiektu można opisać za pomocą funkcji intensywności uszkodzeń  $\lambda(t)$ , zwanej również funkcją ryzyka. Funkcja ta charakteryzuje zdolność obiektu, do spełnienia wymagania przez dany czas bądź czy w zadanym przedziale czasowym przestanie je spełniać. Przykład typowego przebiegu funkcji ryzyka  $\lambda(t)$  obiektów podano na rys. 8.10.



Rys. 8.10 Przykładowa funkcja ryzyka  $\lambda(t)$  dla obiektów technicznych

Okres życia obiektu możemy podzielić na trzy etapy:

I - okres początkowy zmniejszania się  $\lambda(t)$  oraz polepszania się niezawodności obiektu, zwany jest również okresem dojrzewania obiektu,

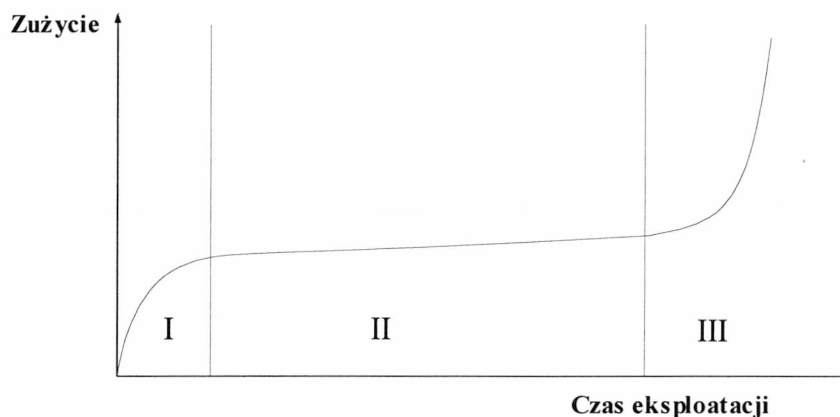
II - okres w którym funkcja  $\lambda(t)$  ma wartość prawie stałą, nazywamy okresem normalnego użytkowania,

III - okres w którym wartość  $\lambda(t)$  rośnie, zmniejsza się prawdopodobieństwo przeżycia każdego następnego przedziału czasowego, stąd nazywa się okresem starzenia się.

Tworząc omawiany zbiór funkcji  $\lambda(t)$  przyjęto, że w rozważanym okresie można wyróżnić trzy przedziały czasowe oznaczone odpowiednio zmiennymi  $x, y, z$  w których funkcja przyjmuje wartości:

$$\lambda(t; x, y, z) = \begin{cases} \text{I} - \text{malejące (m)} \\ \text{II} - \text{constans (c)} \\ \text{III} - \text{rosnące (r)} \end{cases} \quad (8.10)$$

W każdym z przedstawionych okresów zachodzą zjawiska, które powodują różny stopień zużycia obiektu(rys.8.11).



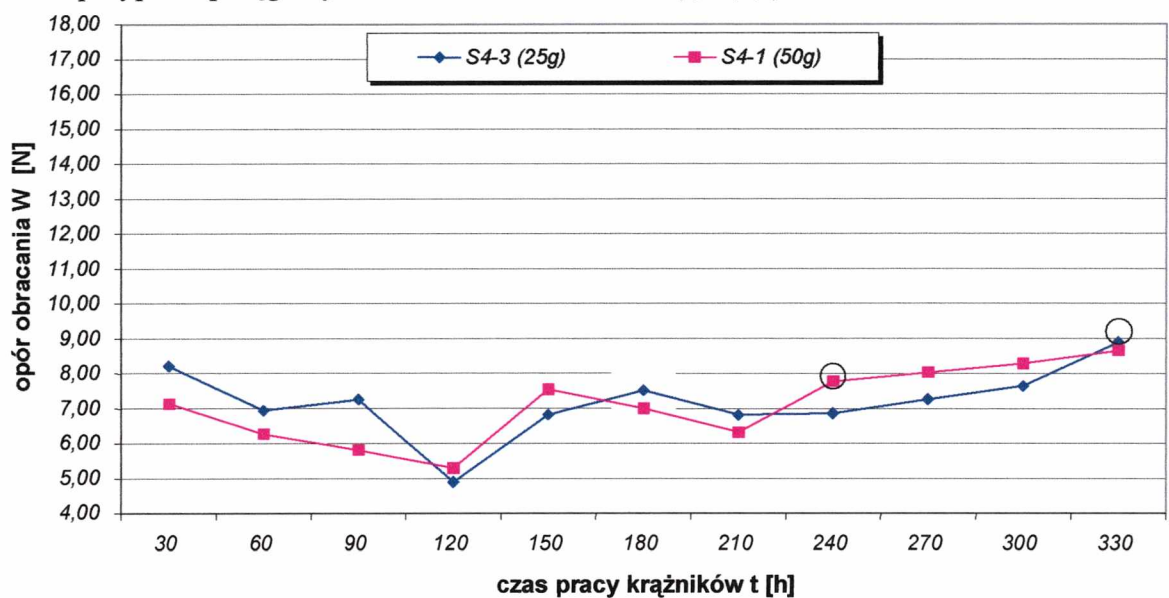
Rys.8.11 Krzywa zużycia obiektu w czasie jego eksploatacji

Pierwszy odpowiada docieraniu powierzchni współpracujących (dopasowaniu), w którym zanikają naprężenia powstałe podczas montażu. Towarzyszy temu duża intensywność zużycia. W okresie tym dominuje zużycie ściernie. Ujawniają się ukryte wady materiału, konstrukcji oraz montażu. Okres drugi odpowiada eksploatacji właściwej i jest z reguły najdłuższym etapem życia obiektu. Awarie występujące w tym okresie są z reguły czysto losowe, a stopień zużycia na niskim poziomie. W zależności od warunków eksploatacji należy spodziewać się zużycia ściernego, erozyjnego lub korozyjnego. Okres trzeci jest okresem stałego zwiększania się ilości awarii i zużycia obiektu, będące wynikiem wielokrotnych obciążeń i ciągłego starzenie się materiału. Intensywność zużycia wyraźnie wzrasta. Produkty zużycia zmęczeniowego materiału obecne w smarach powodują zużycie ściernie powierzchni, co przyspiesza proces zużycia. Znając przebiegi funkcji  $\lambda(t; x,y,z)$  każdego obiektu w poszczególnych przedziałach czasowych, można racjonalnie prognozować, planować i prowadzić jego eksploatację w okresie gwarancji i pełnej eksploatacji.

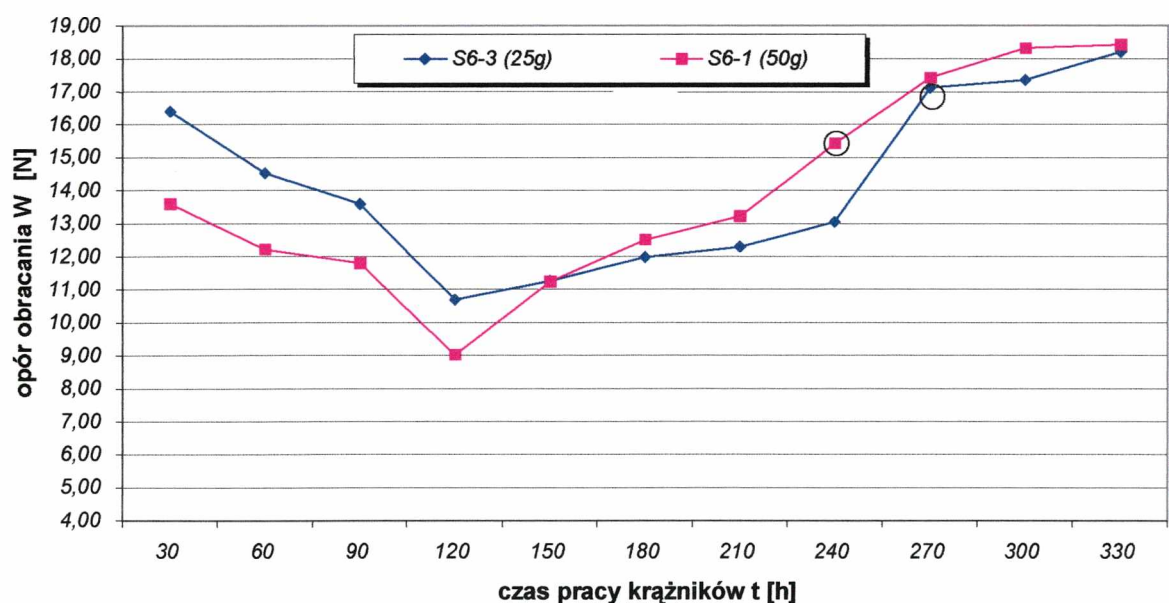
Własności krążnika podczas jego eksploatacji ulegają zmianie, w skutek których może nastąpić przejście ze stanu poprawnego funkcjonowania do stanu oznaczającego, że funkcjonowanie nie jest poprawne. Takie zdarzenie nazywane jest uszkodzeniem i jest ściśle związane z zużyciem elementów łożysk oraz uszczelnienia. Stopniowo pojawiające się produkty zużycia skutecznie prowadzą do całkowitego zniszczenia. Ponieważ zmiany oporów obracania krążników w trakcie przeprowadzanych badań zmęczeniowych są wynikiem wyłącznie zużycie ściernego, z dużym przybliżeniem można opisywać je przy wykorzystaniu przedstawionej funkcji intensywności uszkodzeń. Dlatego, po każdych 30 godzinach pracy



krążnika w warunkach wzmożonego działania czynników eksploatacyjnych dokonywano pomiaru jego oporu obracania. Wyniki pomiarów dla czterech krążników, przy współczynniku przyspieszającym  $k=25,6$  (1 rok  $\rightarrow$  117 h) przedstawiono na rys.8.12 i 8.13. W przypadku krążników S4-3 i S6-3 ilość smaru wynosiła 25 g, a w przypadku krążników S4-1 i S6-1- 50 g. Dla wszystkich analizowanych krążników nie zaobserwowano okresu normalnego użytkowania II. Występuje tam 120 godzinny okres dojrzewania, w którym zachodzą procesy docierania w węzle tarcia. Po okresie docierania od razu następuje równomierny wzrost oporów ruchu spowodowany narastającymi procesami zużycia elementów składowych krążnika. Korzystając z teorii zawodności, analizowanym krążnikom można przypisać potęgowy charakter zmian stanu -  $\lambda(t; m, r, r)$ .



Rys.8.12 Zmiany oporu obracania krążników S4 w trakcie badań zmęzeniowych



Rys.8.13 Zmiany oporu obracania krążników S6 w trakcie badań zmęzeniowych

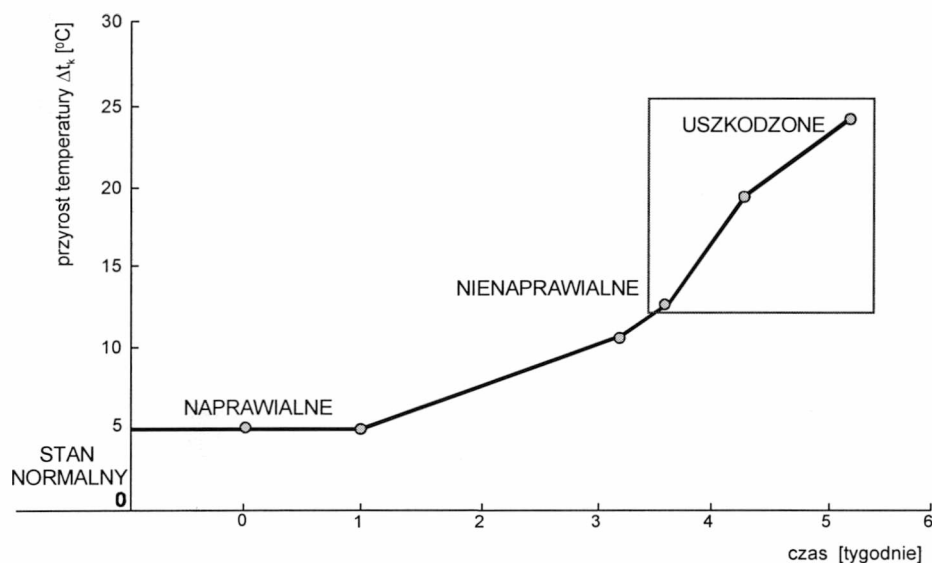
### 8.1.5 Podsumowanie

1. Podstawą wnioskowania o przewidywanej trwałości eksploatacyjnej badanych krążników mogą być wyniki przyspieszonych badań zmęczeniowych przedstawione na rys.8.12 i 8.13. Biorąc pod uwagę współczynnik przyspieszający, który kształtuje się na poziomie  $k=25,6$  należy założyć, że 1 rok eksploatacji w warunkach kopalnianych odpowiada 117 h pracy krążnika na stanowisku doświadczalnym.
2. Dwa typy przebadanych krążników S4 i S6 różnią się istotnie poziomem oporów obracania. Krążnik S4 ma zdecydowanie niższe opory obracania ( $5,0 \div 9,0N$ ) w porównaniu do krążnika S6 ( $9,0 \div 18,5N$ ).
3. Dla obu krążników charakter zmian oporu obracania jest podobny, zidentyfikowany jako potęgowy -  $\lambda(t; m, r, r)$ . W pierwszym okresie eksploatacji występuje wyraźny spadek oporu obracania o  $30 \div 40\%$  w porównaniu do oporu początkowego. Jest to tzw. okres docierania krążnika. W okresie tym występują silne procesy zużycia i docierania elementów tocznych łożyska i uszczelnienia. Ponieważ dla czterech badanych krążników długość tego okresu jest taka sama (120h pracy na stanowisku, co odpowiada rocznemu okresowi eksploatacji) to należy wnioskować, że jest to typowe dla tego rozwiązania konstrukcyjnego.
4. W większości przypadków współpracy ciernej przy prawidłowo dobranych cechach konstrukcyjnych i materiałowych po okresie docierania wstępnego powinna nastąpić stabilizacja. W przypadku krążników należałoby oczekiwać wtedy okresu stałego oporu obracania. W obu krążnikach stwierdzono jednak powolny proces narastania oporu obracania krążników. Świadczy to o ciągłym procesie zużycia.
5. Podczas ciągłych i narastających procesów zużycia ściernego krążnik S4 osiąga poziom oporów obracania początkowego po czasie ok. 3 lat, a krążnik S6 po czasie ok. 2,2 roku. Po osiągnięciu tego czasu opory krążników rosną ponad poziom oporów obracania krążników nowych. Jest to prawidłowość stwierdzona dla wszystkich czterech przebadanych krążników.
6. Biorąc pod uwagę poziom oporów obracania oraz charakter zmian tych oporów w trakcie eksploatacji można stwierdzić, że krążnik S4 jest lepszy od krążnika S6.

## 8.2 Monitorowanie stanu krążników w warunkach eksploatacyjnych

Źródłem informacji o stanie technicznym krążnika są efekty cieplne jakie występują podczas jego eksploatacji. Podstawowy przyrost temperatury pracy krążnika występuje w łożyskach. Przemianie ulega tam część energii, której wielkość zależy od wielu czynników. W normalnym przebiegu procesu roboczego energia ta jest wynikiem obciążenia promieniowego łożyska. Oczekuje się, że w przypadku pracy krążnika z uszkodzonym, nadmiernie zużytym lub źle smarowanym łożyskiem powinno być zauważalne zwiększenie temperatury łożyska, a tym samym elementów krążnika będących w bezpośrednim jego sąsiedztwie (uszczelnienie, piasta, część płaszczka).

Na podstawie badań przeprowadzonych na 10 000 krążników i omówionych w pracy Rileya [46] przyjęto następującą normę polityki remontowej krążników. Jeżeli temperatura pracy krążnika będzie większa od temperatury otoczenia o  $5^{\circ}\text{C}$ , to krążnik jest wadliwy i powinien być wymieniony po trzech tygodniach. Oszacowany koszt naprawy wynosi wtedy około 50% ceny nowego krążnika. Wg autora[3], jeżeli przyrost temperatury krążnika przekroczy  $15^{\circ}\text{C}$  krążnik należy uważać za nienaprawialny i konieczna jest wówczas natychmiastowa wymiana. Określony trend zmian temperatury, wskazujący na uszkodzenie łożysk w krążnikach przenośników taśmowych przedstawiono na rys.8.14.



Rys. 8.14 Zmiany temperatury wskazujące na uszkodzenie łożysk w krążnikach przenośników taśmowych[46]

Potwierdzenie przyjętych założeń znaleziono w pracach [3,4,44]. Przedstawiono tam badania testujące, mające na celu określenie przydatności przyrządów do radiacyjnego pomiaru temperatury oraz badania diagnostyczne krążników eksploatowanych w KWB Turów i KWB Konin. Na wytypowanych odcinkach trasy przenośników o długości 500m

mierzono niezależnie temperaturę węzłów łożyskowych za pomocą kamery termowizyjnej i pirometru. Efekty pomiarów obydwoma przyrządami okazały się zgodne. Autorzy analizując wyniki i uwzględniając średnie temperatury oraz uzyskiwane wartości odchylenia standardowego sugerują, że jako kryterium oceny termalnej stanu krążników można przyjąć zależność określoną wzorem:

$$T_{dop} = T_{ot} + 25 \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (8.11)$$

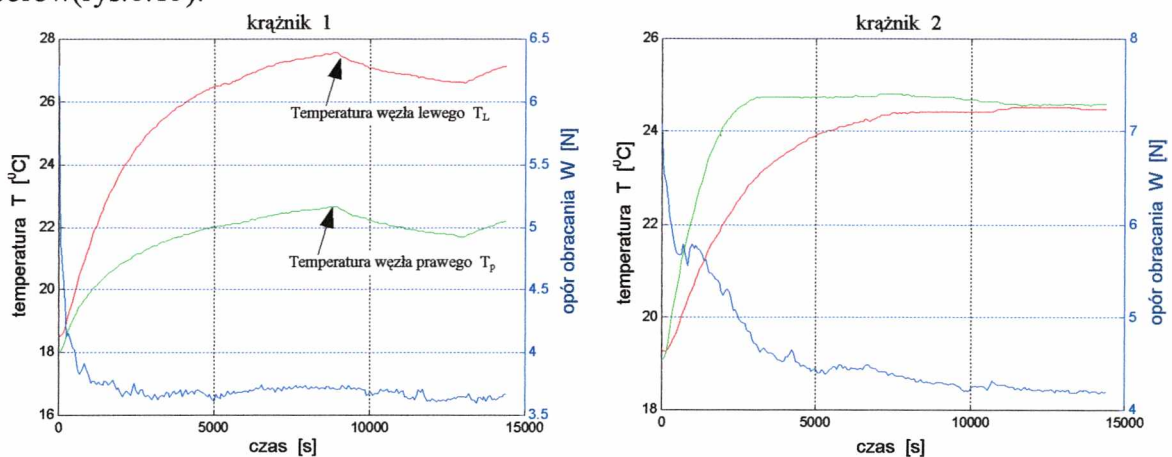
gdzie:

$T_{dop}$  - temperatura dopuszczalna, [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_{ot}$  - temperatura otoczenia, [ $^{\circ}\text{C}$ ]

Tak więc różnice w temperaturze węzłów łożyskowych na trasie przenośnika z całą pewnością można przyjąć za wskaźnik stanu technicznego krążników. Informują nas o jakości zainstalowanych krążników oraz są dowodem na istnienie strat energetycznych występujących w trakcie jego pracy. Jednak nie pozwalają precyzyjnie określić ich wielkość. Do tego niezbędna jest znajomość wielkości oporu obracania monitorowanych krążników na przenośniku.

Podczas badań laboratoryjnych [21,23,24] zaobserwowano, że największe wzrosty temperatur węzłów łożyskowych krążników notowane są w czasie największych spadków oporów (rys. 8.15).



Rys. 8.15 Zmiana oporów obracania z rejestrowanymi temperaturami węzłów łożyskowych dla dwóch, przykładowych krążników

Potwierdza to istnienie ścisłej zależności między tymi dwiema wielkościami. W związku z tym, pomiar temperatury znajduje kolejne zastosowanie: umożliwia diagnozowanie krążników w trakcie ich eksploatacji przez określenie ich wielkości oporu obracania. Niezbędna przy tym jest znajomość zależności empirycznej  $W_k(\Delta T)$  dla danego typu krążników. Dla przykładu, omawiane zagadnienie rozwiązano dla partii



reprezentatywnej, składającej się z 15 sztuk krążników o wymiarach  $\varnothing 133 \times 400$  mm. Były to krążniki przeznaczone do zestawów nośnych podtrzymujących taśmę o szerokości  $B=1000$  mm, stosowanych w górnictwie podziemnym. Podczas pomiaru oporu obracania w trakcie 4-godzinnej próby docierania rejestrowano w sposób ciągły zmianę temperatury węzłów łożyskowych wytypowanych krążników. Następnie, na podstawie uzyskanych wyników temperatur wyznaczono średnie przyrosty temperatur w stosunku do temperatury otoczenia z równania:

$$\Delta T = \frac{(T_L - T_O) + (T_P - T_O)}{2}; \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.12)$$

gdzie

$T_O$  - temperatura otoczenia,  $^\circ\text{C}$ ,

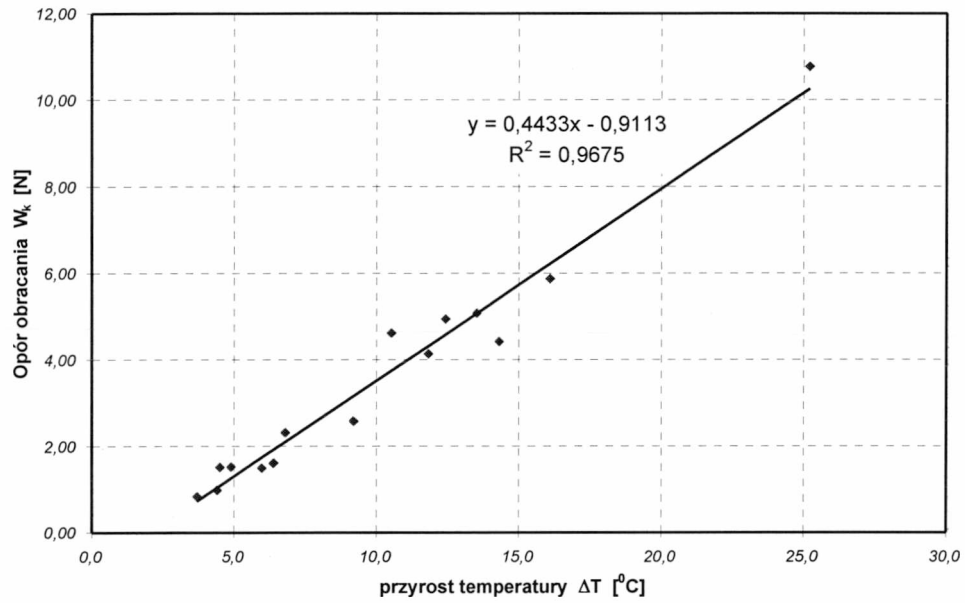
$T_P$  - temperatura pokrywy uszczelnienia lewego węzła łożyskowego,  $^\circ\text{C}$ ,

$T_L$  - temperatura pokrywy uszczelnienia prawego węzła łożyskowego,  $^\circ\text{C}$ .

Wyniki pomiarów i obliczeń przedstawiono w tabeli 8.5

Tabela 8.5 Zestawienie wyników pomiaru oporu obracania i temperatury węzłów łożyskowych

Nr krążnika	Opór obracania $W_k$ [N]	Temp. otoczenia $T_O$ [ $^\circ\text{C}$ ]	Temperatura końcowa		Przyrost temperatury $\Delta T$ [ $^\circ\text{C}$ ]
			$T_L$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$T_P$ [ $^\circ\text{C}$ ]	
<b>K1</b>	4,94	18,0	28,4	32,4	12,4
<b>K2</b>	1,50	18,4	23,1	25,7	6,0
<b>K3</b>	2,32	19,0	25	26,6	6,8
<b>K4</b>	0,98	18,8	21,8	24,6	4,4
<b>K5</b>	0,83	19,2	22,4	23,4	3,7
<b>K6</b>	10,76	19,2	41,2	47,6	25,2
<b>K7</b>	4,42	18,8	32,4	33,8	14,3
<b>K8</b>	1,52	18,8	23,1	23,5	4,5
<b>K9</b>	1,52	19,0	23,4	24,4	4,9
<b>K10</b>	2,58	19,6	27,4	30,2	9,2
<b>K11</b>	5,08	19,6	33,2	33,0	13,5
<b>K12</b>	4,62	19,4	30,1	29,7	10,5
<b>K13</b>	4,14	19,0	29,7	31,9	11,8
<b>K14</b>	5,87	19,4	34,7	36,3	16,1
<b>K15</b>	1,61	19,0	25,4	25,4	6,4



Rys.8.16 Zależność oporów obracania partii krążników od przyrostu temperatury

Korzystając z wartości zestawionych w tabeli 8.5 sporządzono wykres punktowy oporu obracania w funkcji przyrostu temperatury. Wykorzystując aproksymację liniową wyznaczono zależność  $W_k(\Delta T)$  odpowiadającą analizowanym krążnikom, a o słuszności wyboru tego typu trendu świadczy wysoki współczynnik korelacji, równy  $R^2=0,9675$ .

Na podstawie tak wyznaczonej zależności, możliwe jest określenie wielkość oporu obracania krążników eksploatowanych na przenośniku i jednocześnie wskazanie składowej mocy napędu głównego, generowanej wyłącznie przez te krążniki. Dodatkowo, przedstawione badania w oparciu o pomiar oporów obracania i temperatury pozwalają przeprowadzić skuteczną weryfikację jakościową w fazie ich zakupu i eksploatacji.

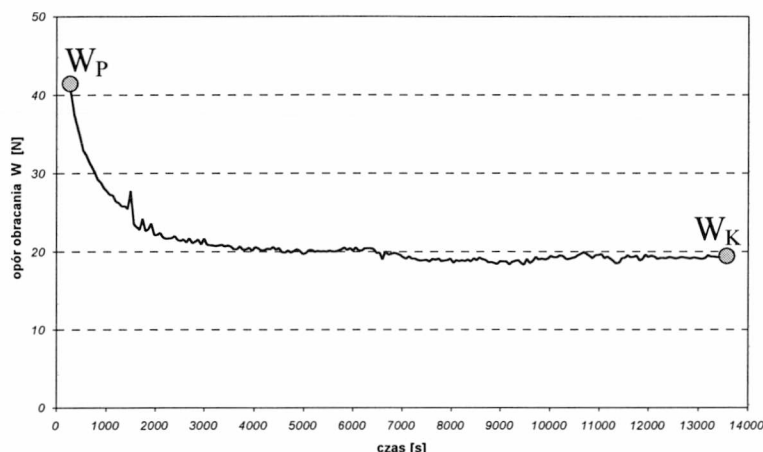
## **9. OCENA JAKOŚCI KRĄŻNIKÓW METODĄ WSKAŹNIKOWĄ**

W oparciu o dostępne wyniki z zakresu badań krążników trudno jest przeprowadzić wnikliwą analizę jakości lub przydatności krążników konkretnego producenta do zadanych warunków eksploatacyjnych. Można jedynie stwierdzić czy objęte normą wielkości dopuszczalne takie jak: bicie promieniowe, stopień niewyważenia dynamicznego lub opór obracania zostały przekroczone lub nie. Ponadto obserwuje się spore zainteresowanie produkcją krążników przez rzemieślników, dla których krążnik stanowi pewne i szybkie źródło dochodu. Oferują oni różniące się między sobą rozwiązania konstrukcyjne, a co ważne-ceny. Biorąc pod uwagę różnorodność wymagań stawianych krążnikom zagadnienie oceny ich przydatności jest szczególnie istotne z punktu widzenia użytkownika. Dlatego niezbędne, okazuje się opracowanie metodyki oceny, która pozwoliłaby przeprowadzić skuteczną weryfikację jakościową w fazie zakupu lub eksploatacji krążników, np. przy przebudowie systemu transportowego, gdzie nowe trasy przenośnikowe składane są z dostępnych elementów używanych, w tym właśnie z krążników. Pomocne mogą okazać się zależności opracowane w trakcie realizacji niniejszej rozprawy.

Przedstawione badania laboratoryjne krążników pozwoliły autorowi wnikliwie zapoznać się ze strukturą konstrukcji krążnika. Dzięki temu możliwe było zidentyfikowanie najistotniejszych cech konstrukcyjnych oraz ustalenie związku pomiędzy tymi cechami a jego miarą energochłonności jaką jest opór obracania. Wykazano, jak ważne jest właściwe zaprojektowanie komory węzła łożyskowego z uwzględnieniem niezbędnych luzów montażowych oraz właściwego środka smarnego. Zgromadzona wiedza oraz szereg przedstawionych charakterystyk, stanowią cenne informacje umożliwiające opracowanie metody, która stając się metodą uniwersalną, pozwoli na weryfikację jakości krążników przeznaczonych do pracy w różnych warunkach eksploatacyjnych. Podstawą oceny jest wyznaczenie wskaźników opisujących zjawiska występujące podczas pracy krążnika, natomiast wspomniany uniwersalizm polegać może na przypisywaniu odpowiednich wag poszczególnym wskaźnikom w zależności od obszaru zastosowania rozpatrywanego krążnika.

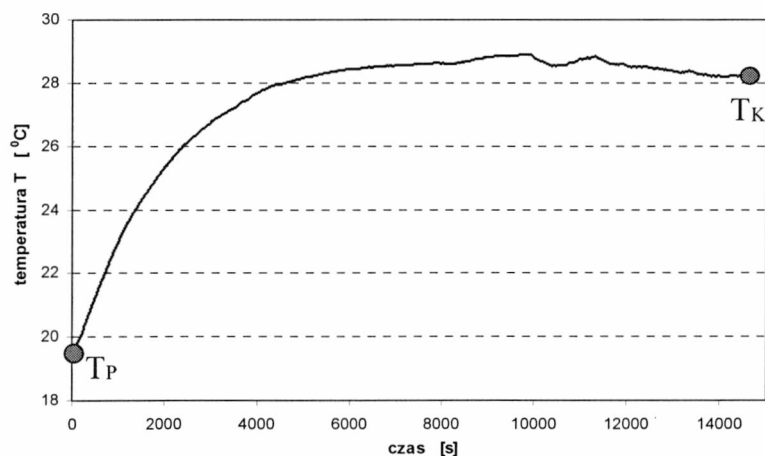
Sformułowane wskaźniki wyznaczono w oparciu o miary, które są istotne ze względu na oczekiwania potencjalnych klientów. Uwzględniono przy tym m.in. zmiany oporów obracania w czasie krążników o temperaturze początkowej  $T_p=20^{\circ}\text{C}$ . Z uwagi na sezonowe zmiany temperatur w przypadku kopalń odkrywkowych metoda ta obejmować może również zmiany oporu obracania uzyskane dla krążników pracujących w warunkach obniżonej

temperatury. Za miarodajną przyjmuje się temperaturę początkową krążnika, równą  $T_P = -20^{\circ}\text{C}$ . Obydwa wskaźniki opisują spadek oporu obracania jakim charakteryzuje się analizowany krążnik i definiowane są jako stosunek oporu obracania na początku przyjętego przedziału czasowego  $W_P$  do oporu końcowego  $W_K$  (rys.9.1).



Rys.9.1 Rysunek poglądowy do wyznaczenia wskaźników spadku oporu obracania

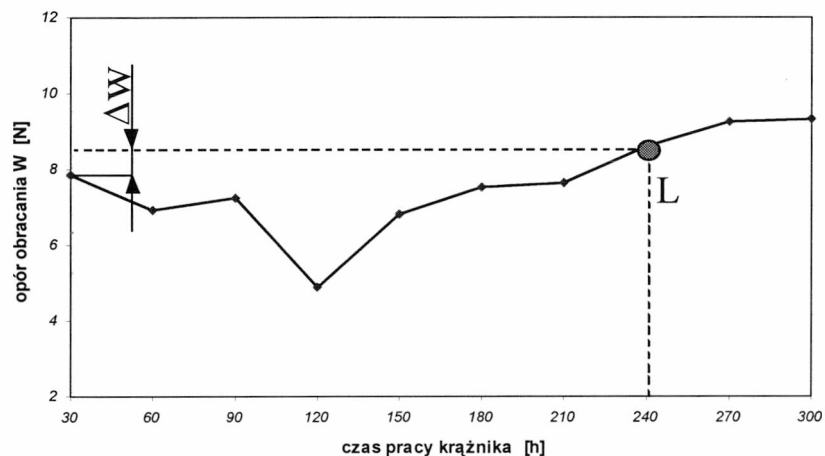
W metodzie uwzględniono również wartość normatywną, którą zgodnie z wymaganiami postawionymi przez PN-91/M-46606 powinny charakteryzować się krążniki po 4 godzinnej próbie obracania z prędkością 600obr/min. Dlatego trzeci wskaźnik określa zależność pomiędzy ustalonym oporem obracania krążnika  $W_K$  uzyskanym w warunkach otoczenia, a wielkością przedstawioną w normie dla analizowanego typu krążnika. Zestawienie wszystkich wartości normowych ujęto w rozdziale 4 (tabela 4.2 i 4.3). Ze względu na zjawiska występujące w węzle tarcia krążnika, uzależnione w dużym stopniu od poprawnej pracy łożyska oraz odpowiedniego doboru środka smarnego, ważna jest również wartość temperatury krążnika. Zatem kolejny wskaźnik dotyczyć będzie właśnie przyrostów temperatur rejestrowanych w trakcie pomiaru. Wskaźnik temperatury jest ilorazem temperatury końcowej  $T_K$  do temperatury początkowej  $T_P$  (rys.9.2).



Rys.9.2 Rysunek poglądowy do wyznaczenia wskaźnika przyrostu temperatury



Ostatni ujęty wskaźnik w opracowanej metodzie to wskaźnik trwałości, który określony jest na podstawie analizy wpływu obciążenia i zwiększonych prędkości obrotowych na stan techniczny krążnika. Znając pożądaną przez odbiorców jego trwałość  $L_p$ , możliwe jest obiektywne odniesienie tej wielkości do czasu  $L$  uzyskanego przez krążniki podczas przeprowadzonej próby zmęczeniowej. Za wartość miarodajną przyjęto czas, przy którym cechy użyteczne analizowanego krążnika osiągają wartości wyższe od uzyskanych przed rozpoczęciem próby (rys.9.3).



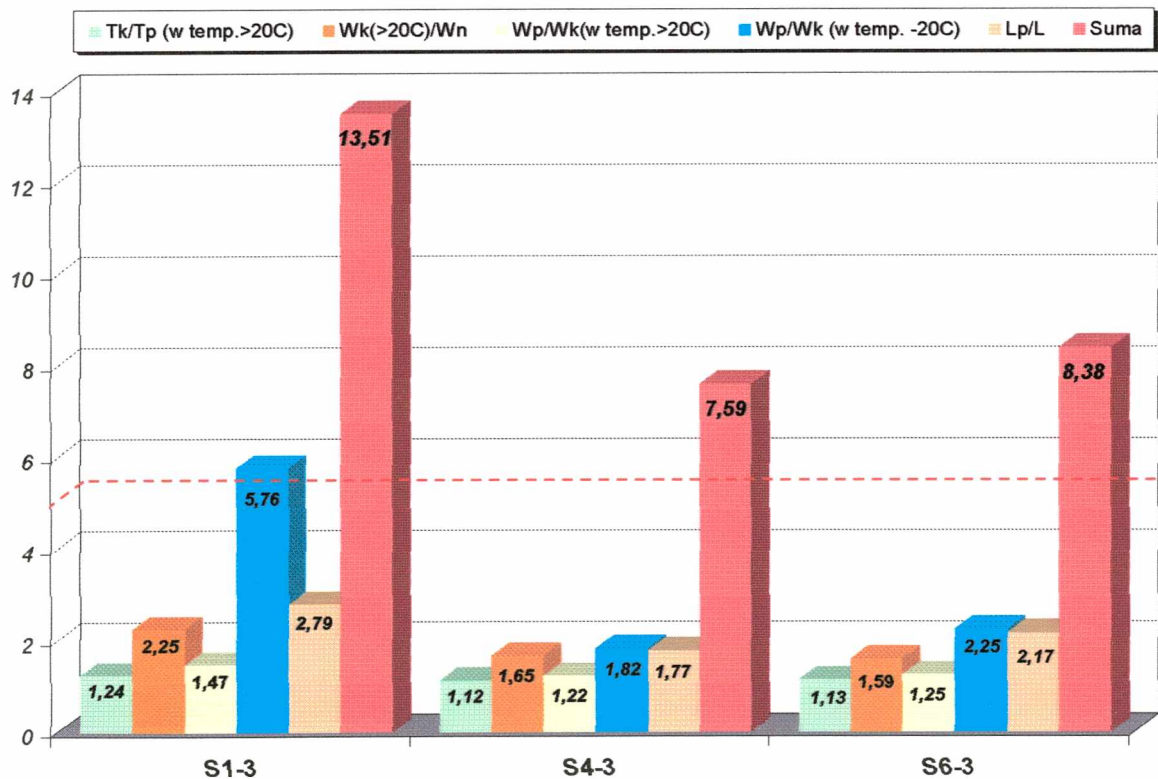
Rys.9.3 Rysunek poglądowy do wyznaczenia wskaźnika trwałości

Sytuacja taka jest oznaką narastającego procesu starzenia, którego konsekwencją jest całkowita utrata własności użytkowych. Przyjmuje się, że niższe wielkości obliczonych wskaźników odpowiadają lepszym jakościowo krążnikom. Ponieważ nie ma korelacji pomiędzy tymi wskaźnikami (wielkości bezwymiarowe), do ostatecznej oceny krążników można przyjąć ich sumę.

Opracowana metoda oceny umożliwia określenie jakości krążników z partii należącej do jednego producenta jak i porównanie różnych rozwiązań konstrukcyjnych proponowanych na rynku krążnikowym. Dla przykładu przeprowadzono analizę porównawczą trzech krążników, oznaczonych kolejno symbolami: S1-3, S4-4, S6-3. Są to krążniki prototypowe w wersji z uszczelnieniem labiryntowym z uwzględnionymi zmianami tolerancji wykonania jego elementów oraz wprowadzoną zmianą osadzenia łożysk. Różnice wynikały wyłącznie z rodzaju zastosowanego w nich smaru (tabela 7.2). Parametry uwzględnione w omawianej metodzie oraz obliczone wskaźniki zawarto w tabeli 9.1. Sumę wskaźników oraz ich udziały dla poszczególnych krążników przedstawiono w sposób graficzny na rys.9.4.

Tabela 9.1 Zestawienie parametrów ujętych w metodzie wskaźnikowej

	S1-3	S4-3	S6-3
Opory początkowe krążnika w temp. 20°C $W_P$ [N]	21,50	13,13	12,86
Opory końcowe krążnika w temp. 20°C $W_K$ [N]	14,63	10,75	10,31
WSKAŹNIK SPADKU OPORÓW OBRACANIA $W_P/W_K$	1,47	1,22	1,25
Opory początkowe krążnika w temp. - 20°C $W_P$ [N]	139,38	34,54	43,21
Opory końcowe krążnika w temp. - 20°C $W_K$ [N]	24,19	18,97	19,21
WSKAŹNIK SPADKU OPORÓW OBRACANIA $W_P/W_K$	5,76	1,82	2,25
Wartość normowa oporu obracania $W_N$ [N]	4,5		
WSKAŹNIK OPORÓW OBRACANIA $W_K/W_N$	2,25	1,65	1,59
Temperatura początkowa krążnika $T_P$ [N]	24,85	21,88	20,60
Temperatura końcowa krążnika $T_K$ [N]	30,89	24,44	23,31
WSKAŹNIK PRZYROSTU TEMPERATURY $T_K/T_P$	1,24	1,12	1,13
Trwałość pożądana $L_P$ [rok]	5		
Czas osiągnięcia poziomu wejściowego jakości $L$	1,79	2,82	2,31
WSKAŹNIK TRWAŁOŚCI $L_P/L$	2,79	1,77	2,17
<b>SUMA</b>	<b>13,51</b>	<b>7,59</b>	<b>8,38</b>



Rys.9.4 Graficzne przedstawienie analizy wskaźnikowej krążników

Najmniejsze zmiany wykazuje wskaźnik temperatury. Zanotowano nieduże jej przyrosty, które są potwierdzeniem poprawnie sformułowanych założeń projektowych dotyczących geometrycznych cech konstrukcyjnych. Największe zmiany wykazuje wskaźnik oporu obracania krążników o temperaturze początkowej  $T_p = -20^{\circ}\text{C}$ . Związane jest to z koniecznością użycia dużych sił potrzebnych do pokonania tarcia statycznego smaru w takiej temperaturze. W przypadku krążnika S1-3 wynosi on 5,76 co stanowi 42% z całości. Pozostałe dwa krążniki osiągnęły wskaźniki na porównywalnym i co istotne zdecydowanie niższym poziomie. Przeprowadzona weryfikacja wykazała, że krążnik oznaczony symbolem S4-3 uzyskując łączną notę równą 7,59 okazał się być krążnikiem najlepszym.

## **10. ZALECENIA PRAKTYCZNE**

Analiza teoretyczna zjawisk zachodzących w krążniku, badania laboratoryjne przeprowadzone w trakcie realizacji niniejszej rozprawy oraz obserwacje pracujących w przemyśle krążników zabudowanych na przenośniku taśmowym, pozwalają wysunąć następujące zalecenia dla projektantów oraz producentów krążników stosowanych w górnictwie.

1. Z uwagi na zjawiska cieplne towarzyszących pracy węzła łożyskowego, których nie można zupełnie wyeliminować, celowe wydaje się szukanie dróg prowadzących do uniezależnienia od niepożądanych skutków tych zjawisk.
2. W przypadku stosowania w krążnikach labiryntowego uszczelnienia bezstykowego warunkiem koniecznym jest zagwarantowanie właściwego luzu montażowego, przy którym zapewniony będzie optymalny luz roboczy w rzeczywistych warunkach pracy.
3. Tolerancje pasowania pierścieni łożyska powinno się dobierać tak, aby zachowany był minimalny promieniowy luz roboczy łożyska, jednak nie mniejszy od zera. Dlatego, dla łożysk produkowanych z luzem C3 (najczęściej stosowane w krążnikach) powinno stosować się pasowanie osi pod łożysko jako h6, natomiast pasowanie łożysko -otwór piasty jako K6.
4. Konstrukcja uszczelnienia powinna zapewniać prostotę a także automatyzację montażu. Cel taki można osiągnąć wówczas, gdy uszczelnienie w chwili montażu stanowi całość. Ponadto należy pamiętać, że bardzo ważnym kryterium wyboru rozwiązania konstrukcyjnego uszczelnienia jest jego koszt. Na przykład, zwiększenie ilości stopni w uszczelnieniu labiryntowym z 3 do 9 prowadzi do dwukrotnego wzrostu ceny uszczelnienia. Dlatego zaleca się stosowanie uszczelnienia z cieczą magnetyczną. Jest to uszczelnienie bezstykowe zapewniające całkowitą szczelność. Generuje opory tarcia na znikomym poziomie, a ponieważ przyjmuje postać jednego elementu gwarantuje prostotę i łatwość montażu.
5. Ponieważ opracowana metoda wskaźnikowa oceny jakości krążników uwzględnia wszystkie miary istotne ze względu na oczekiwania użytkownika, zaleca się stosowanie jej do weryfikacji krążników nowych jak i eksploatowanych.



## **11. WNIOSKI I KIERUNKI DALSZYCH BADAŃ**

1. Na podstawie licznych badań krążników nośnych stosowanych w KWB „Bełchatów” wykazano istotny wpływ wielu czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na opór obracania generowany przez krążniki. Wpływy te udowodniono na podstawie:
  - analiz tolerancji wykonania elementów węzła łożyskowego,
  - analiz osadzenia łożyska tocznego w krążniku,
  - badań różnych rodzajów smaru i łożysk stosowanych w krążnikach,
  - zmiany postaci konstrukcyjnej dotyczącej sposobu uszczelnienia krążnika,
  - pomiarów oporu obracania krążników rejestrowane w trakcie przyspieszonych badań zmęczeniowych.
2. W pracy wykazano, że po modyfikacjach obejmujących tylko część możliwych zmian: geometrycznych i materiałowych cech konstrukcyjnych uzyskano znaczące zmniejszenie oporu obracania:
  - w wyniku zmian tolerancji wykonania elementów uszczelnienia o 13%
  - w wyniku zmiany osadzenia łożyska o 25%
  - w wyniku zmiany rodzaju smaru o 17%
  - w wyniku zmiany uszczelnienia o 39%.
3. Opracowana została metodyka badań, która umożliwia kompleksowe ujęcie zagadnień związanych z problem wysokich oporów obracania krążników, określa strukturę składowych oporów obracania i pozwala na poszukiwania rozwiązań optymalnych.
4. Efektem końcowym przeprowadzonych analiz jest krążnik z uszczelnieniem magnetycznym, którego średni opór obracania w stosunku do oporu krążnika w wersji pierwotnej jest mniejszy o 81%.
5. W wyniku zastosowania nowej konstrukcji o zredukowanych oporach obracania do poziomu 4,07N, dla sumarycznej długości tras kopalni możliwe jest zmniejszenie nakładów finansowych ponoszonych na zużycie energii przez napędy główne przenośników taśmowych o ok. 16 mln zł rocznie.

Mając na uwadze dalsze badania nad obniżeniem oporów obracania krążników celowe wydaje się przeprowadzenie analizy zmiany konstrukcji piasty i dopasowania jej sztywności do sztywności osi i płaszcza krążnika. Ma to szczególne znaczenie w sytuacji gdy płaszcz wykonany jest z innego tworzywa np. poliuretanu. Jednocześnie koniecznym byłoby przeanalizowanie kątów ugięcia wewnętrznego i zewnętrznego pierścienia łożyska

i uszczelnienia. Należałoby również określić technologie wykonania krążników, która uwzględniałaby narzucone odchyłki kształtu jego poszczególnych elementów, decydujące o naprężeniach montażowych a co za tym idzie o wielkości oporu obracania.

## 12. LITERATURA

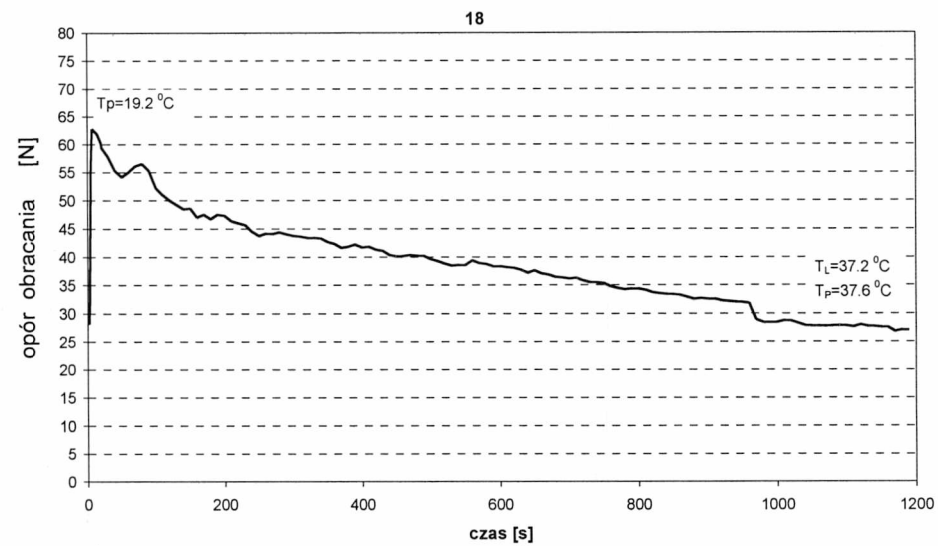
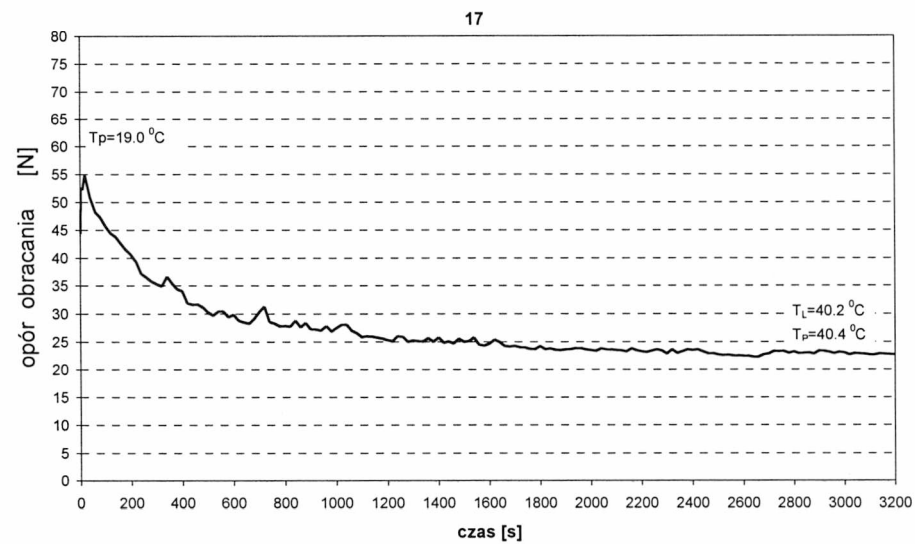
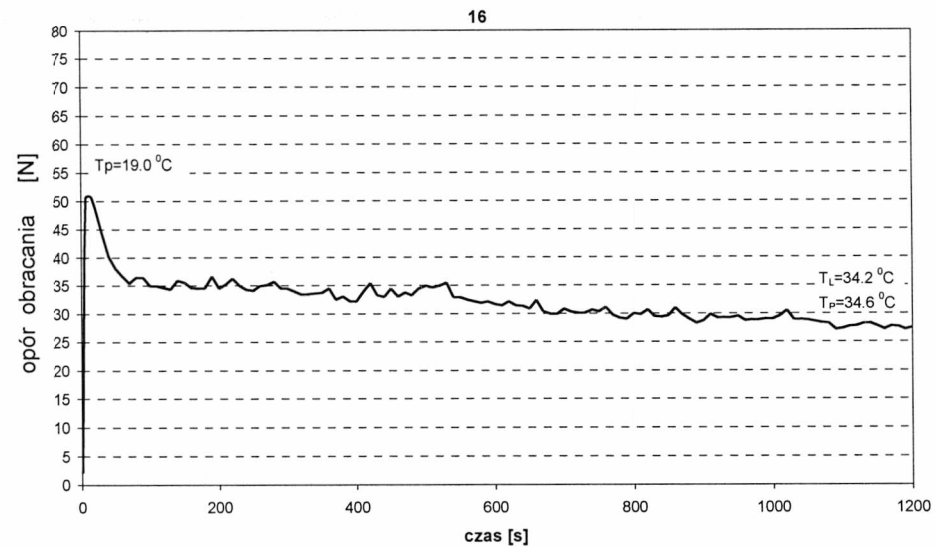
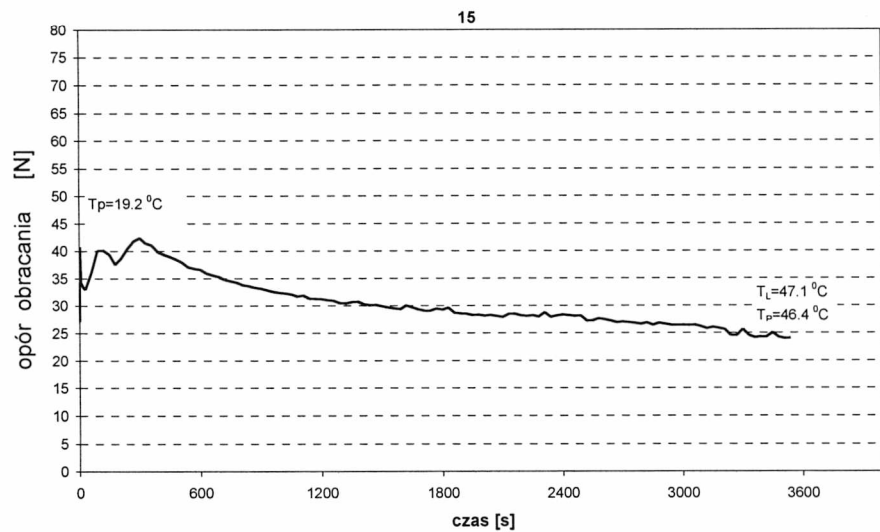
- [1] ADAMKIEWICZ W., HAMPEL L. i inni, *Badania i ocena niezawodności maszyny w systemie transportowym*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1983
- [2] ANDREJEW A., *Inspyntanja szychtnych lentocznych konwejerow*. Wyprosy Rudnicznego Transporta. Ugletechizdat 1954
- [3] BANEL S., JONKISZ J., *Badania parametrów temperaturowych krążników*. Praca nie publ., arch. IGO Poltegor Instytut, Wrocław 1996
- [4] BANEL S., JONKISZ J., SOBCZYŃSKI E., *Identyfikacja warunków pracy krążników w kopalniach węgla brunatnego*. Praca nie publ., arch. IGO Poltegor Instytut, Wrocław 1993
- [5] BARTELMUS W., *Diagnostyka Maszyn Górniczych*, Górnictwo Odkrywkowe, Śląsk, Katowice 1988
- [6] BERKOVSKY B.M., MEDVEDEV V.F., KRAKOV M.S., *Magnetic Fluids. Engineering Application*, Oxford University Press, 1993
- [7] BURCZAK T.S., *Pierwyje opytnyje issledowania koeficienta trenia w szarikopodszypkach*. Ugol, 5/51
- [8] CZARNY Z., KRAWIEC Z., LAWROWSKI Z., *Niektóre zagadnienia smarowania smarami plastycznymi*. Zagadnienia eksploatacji maszyn, (Politechnika Warszawska) Zeszyt 3-4, s.231-249
- [9] CZUBAK A., SIEDLAR A., JABŁOŃSKI R., *Badania nad oporami toczenia krążników przenośników taśmowych przy zmiennym wypełnieniu łożysk smarem*, Zagadnienia tarcia, Zużycia i Smarowania, Zeszyt 7, 1970
- [10] DIELEFELD M., *Henderson 2000-Einziehen des 34 km langen Fordergurtes, Fachtagung "Schuttgurtfordertechnik 2001"*, Magdeburg 2001 (nie publikowane)
- [11] DIETRICH J. i inni, *Badania krążników*. z.24, Gliwice.
- [12] DIETRICH J. i inni, *Podstawy konstrukcji maszyn*. Warszawa, WNT 1969
- [13] Dokumentacja techniczna KWB „Bełchatów” o numerach: 1 029 002 0, 1 029 001 1, 1 029 003 0, 1 029 004 0, 1 029 005 1, 1 029 200 1, 1 029 100 1, 1 029 102 0 1 029 300 1 oraz 1 029 000 1 otrzymana dnia 21 sierpień 2001
- [14] FURMANIAK K., JABŁOŃSKI R., OWIŃSKI A., *Analiza możliwości zmniejszenia sił dynamicznych obciążających łożyska krążników przenośników taśmowych dla zwiększenia ich trwałości*. Zeszyty naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej, Nr50/1984
- [15] GŁADYSIEWICZ L., KAWALEC W., *Analiza rozkładu obciążeń i zestawów na odcinkach krzywoliniowych*. Raport Instytutu Górnictwa Odkrywkowego “Poltegor-Instytut”, Nr 3189/JGO/III, Wrocław 1993
- [16] GŁADYSIEWICZ L., KAWALEC W., *Modelowanie losowego wpływu warunków eksploatacyjnych na opory ruchu przenośnika taśmowego*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej. Prace Naukowe Instytutu Górnictwa 1995 nr.78, Seria Konferencje Nr.18

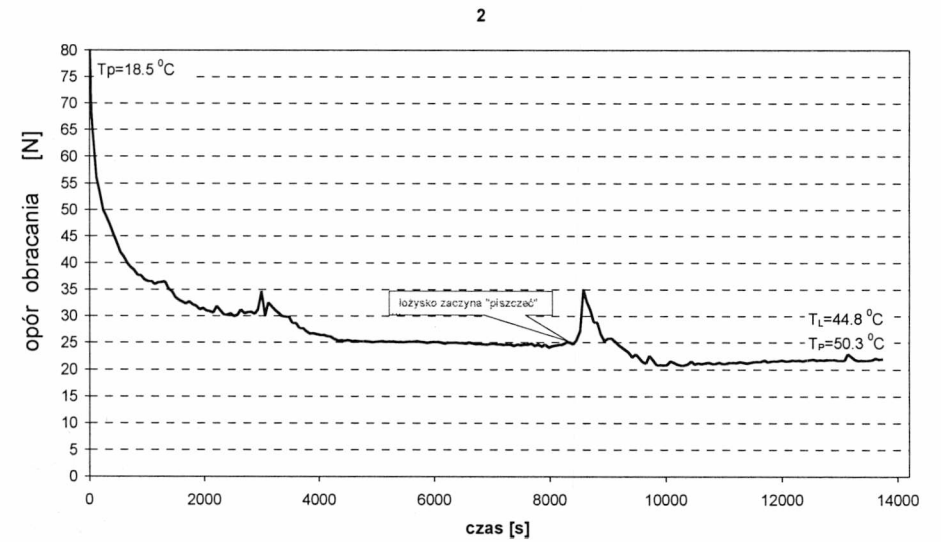
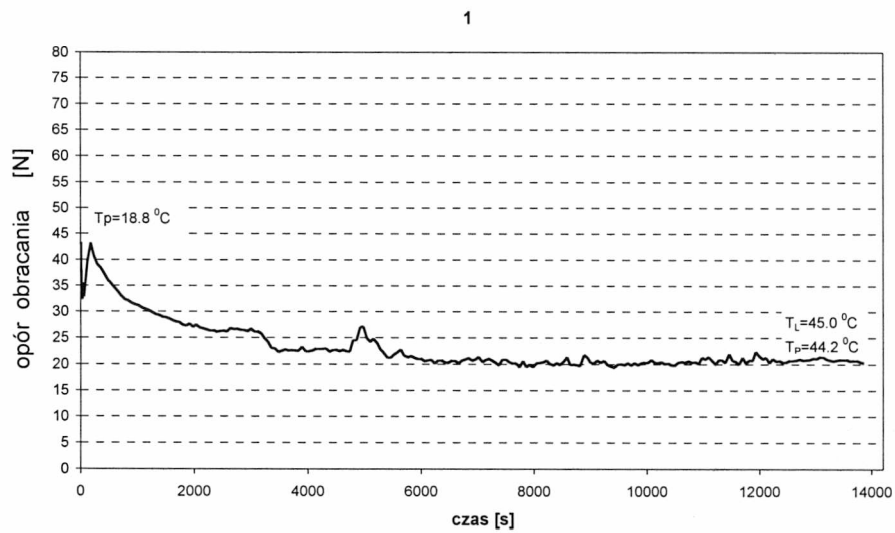
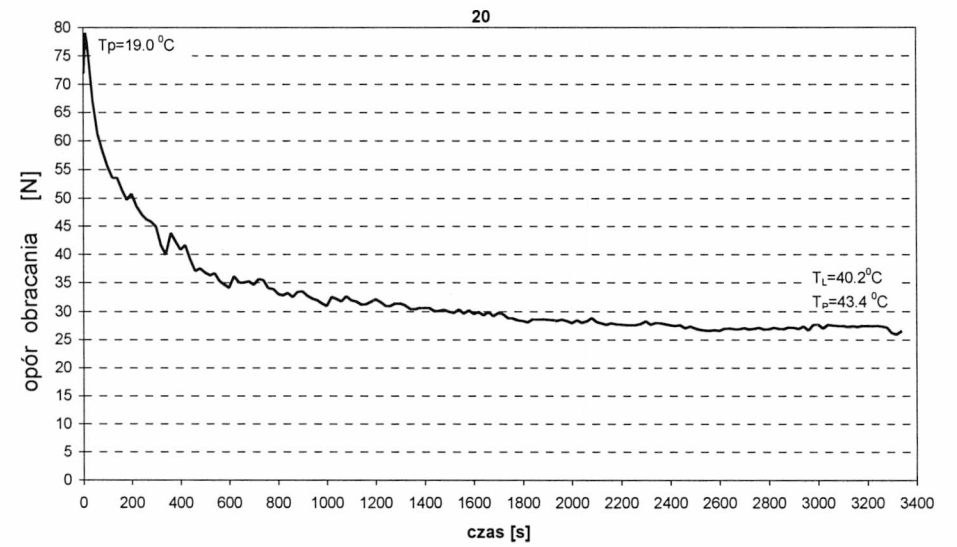
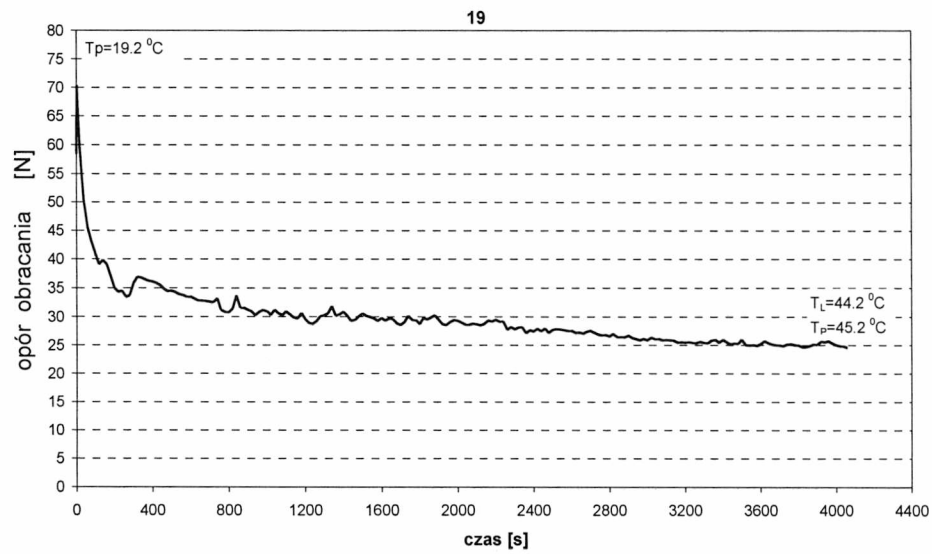
- [17] GŁADYSIEWICZ L., KAWALEC W., WOŹNIAK D., *Analiza składowych oporów głównych przenośnika taśmowego* Zeszyty Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej, Nr75/1994
- [18] GŁADYSIEWICZ L., KRÓL R., *Analiza zastosowań różnych rodzajów smaru w węźle łożyskowym krążnika*, II Konferencja Doktorantów Wydziału Górniczego, Zeszyty Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej 2003 Nr 103, seria, Konferencje Nr 36.
- [19] GŁADYSIEWICZ L., KRÓL R., *Badania i metody oceny jakości krążników*, V Konferencja Naukowa „Metody doświadczalne w budowie maszyn” ,Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2001.
- [20] GŁADYSIEWICZ L., KRÓL R., *Diagnostyka krążników przenośników taśmowych*, I Szkoła Mechanizacji Górnictwa, Szczyrk 2002
- [21] GŁADYSIEWICZ L., KRÓL R., JANISIOŃ T., *Badania krążników dla przenośników taśmowych*. I Konferencja Doktorantów Wydziału Górniczego, Szklarska Poręba 2001.
- [22] GŁADYSIEWICZ L., *Metoda obliczania sił wciąganych przenośnika taśmowego wielonapędowego z napędem pośrednim taśmowym*, Praca doktorska, Instytut Górnictwa Politechniki Wrocławskiej 1979, Raport SPR nr 36 (nie publikowana)
- [23] GŁADYSIEWICZ L., WAJDA A., KRÓL R., JANISIOŃ T., *Badania oporów obracania krążników, cz.1, 2*. Raporty Inst. Gór. PWroc. 2001 Seria SPR nr 46, 47.
- [24] GŁADYSIEWICZ L., WAJDA A., SAWICKI W., KRÓL R., *Sprawdzenie parametrów krążników*. Raport Inst. Gór. Pwroc. 2001 Ser. SPR nr 5
- [25] GRANIG R., High Quality Idlers at the Henderson Mine. Bulk Solids Handling Vol.20 No.3 July/September 2000.
- [26] HAGER M., *Idler Test Reports*, 1998/99, University Hanover, Germany
- [27] HAMNELID L.; *Amazing Grease or Finding the Right Way of Consistency*, NLGI Spokesman, Vol.55,No.8,pp.299-312 (1991)
- [28] HARDYGÓRA M., ŻUR T., *Przenośniki taśmowe w górnictwie*, Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1996
- [29] JABŁOŃSKI R., *Analiza konstrukcji krążników do przenośników taśmowych produkowanych przez FEWB Metalplast-Kraków*, Etap II str.33, rys.18
- [30] JABŁOŃSKI R., WOLNIAK M., *Nowe rozwiązania krążników z amortyzacją węzła łożyskowego*. Zeszyty Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej, Nr62/1992
- [31] JONKISZ J., ŁABUDA I., *Krążnik jako emitor hałasu*, Górnictwo Odkrywkowe XXXVIII, 4(1996), 46-51
- [32] JURDZIAK L., *Metody oceny opłacalności zakupu, wymiany i eksploatacji krążników*. Transport przemysłowy nr 4/2002. ISSN 1640-5455.
- [33] JURDZIAK L., SZLICHCIŃSKI Ł., *Analiza polskiego rynku taśm przenośnikowych*. Transport przemysłowy nr 3/2002. ISSN 1640-5455
- [34] JURDZIAK L., WAJDA A., *Próba oceny trwałości krążników nośnych w kopalniach węgla brunatnego*. Transport przemysłowy nr 3/2001. ISSN 1640-5455

- [35] KOSZIEWOJ W., ANDREJEW A., *Rolikowyje opory lentocznych konwejerow*. Ugol, 5/50
- [36] KUBICZEK T., JABŁOŃSKI R., CZUBAK A., SIEDLAR A., *Badania oporów toczenia krążników taśmowych*. Węgiel Brunatny, 2/1966
- [37] KUBICZEK T., JABŁOŃSKI R., CZUBAK A., SIEDLAR A., *Badania oporów ruchu krążników przenośników taśmowych w różnych temperaturach przy zastosowaniu różnych smarów*. Sprawozdanie z badań prowadzonych w Zakładzie Transportu Kopalnianego AGH dla DBPG we Wrocławiu za lata 1963-64 oraz rok 1965.
- [38] KULINOWSKI P., JABŁOŃSKI R., *Zagadnienia wspomagania komputerowego w projektowaniu przenośników taśmowych*. Zeszyty Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej, Nr 89/2000
- [39] MARTIN J., ODELL J., *Podstawy metod obiektowych*, WNT Warszawa 1997
- [40] MC CUSTER S., *Clean Grease Can Add New Life to bearings*, NLGI Spokesman, Vol. 55, No. 5, pp. 181-184 (1991)
- [41] MUCHA J., STAŃKOWSKI L., *Smary plastyczne dla przemysłu cz. 2, Paliwa, oleje i smary w eksploatacji*, nr 8, s. 10-12 (1993)
- [42] MUCHA J., STAŃKOWSKI L., *Smary plastyczne w przemyśle cz. 1, Paliwa, oleje i smary w eksploatacji*, nr 4, s. 25-26 (1993)
- [43] PODNIAŁO A., *Poradnik. Paliwa oleje i smary w ekologicznej eksploatacji*, Warszawa, WNT, 2002
- [44] PRACA ZBIOROWA IGO, *Identyfikacja i diagnostyka jakościowych cech krążników stosowanych w przenośnikach taśmowych*. Praca nie publ., arch. IGO Poltegor Instytut, Wrocław 1996
- [45] REGULSKI W., OPOLSKI T., *Opory ruchu krążników przenośników taśmowych*. Prace badawcze GIG, komunikat nr 72/50
- [46] RILEY I.R., *Infra-red condition monitoring application*, Proceeding of an International Conference on Condition Monitoring, University College of Swansea, UK March 1994.
- [47] ROSENSWEIG R.E., *Ferrohydrodynamics*, Dover Publication Inc, 1997
- [48] SAWICKI W., *Wpływ czynników konstrukcyjnych na hałas emitowany przez trasę przenośnika taśmowego*, Praca doktorska, Instytut górnictwa Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000 (nie publikowana)
- [49] SOB CZYŃSKI E., *Badania oporów ruchu na podstawie poboru mocy*. Praca nie publ., arch. IGO Poltegor Instytut, Wrocław 1996
- [50] VIERLING A., *Der Laufwiderstand von Förderbandtragrollen für den Grubenbetrieb*. Gluckauf 37/38, 1953
- [51] VIERLING A., *Einfluss von Schmierfettart und Aussentemperatur auf den Laufwiderstand von Förderbandtragrollen*. Braunkohle 13/14 1957
- [52] ZAHRADNIK O., *Wpływ cech konstrukcyjnych na skuteczność uszczelnień labiryntowych łożysk*. Instytut Mech. i Podst. Konstr. Maszyn, Politechnika Śląska z. 1/35, Gliwice 1971
- [53] HUBER M.T., *Stereomechanika techniczna cz. III*, Warszawa 1951

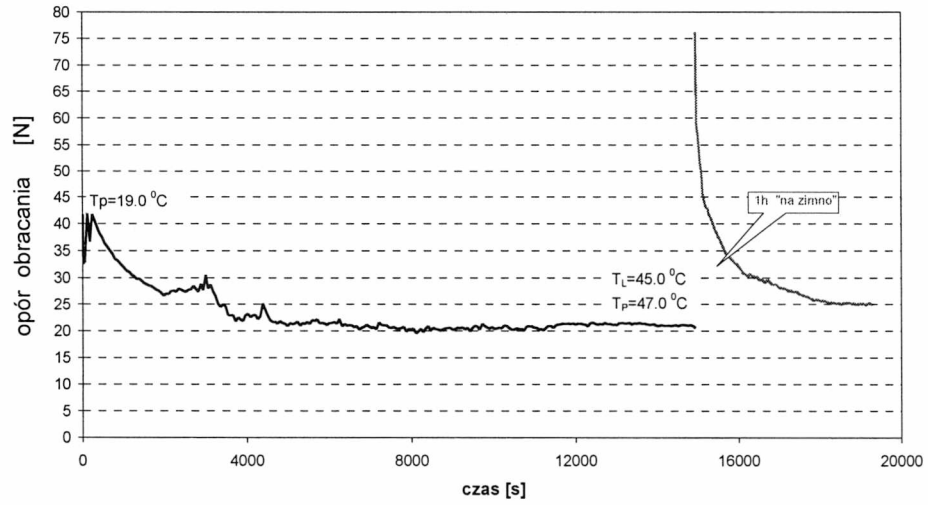


## **Załączniki**

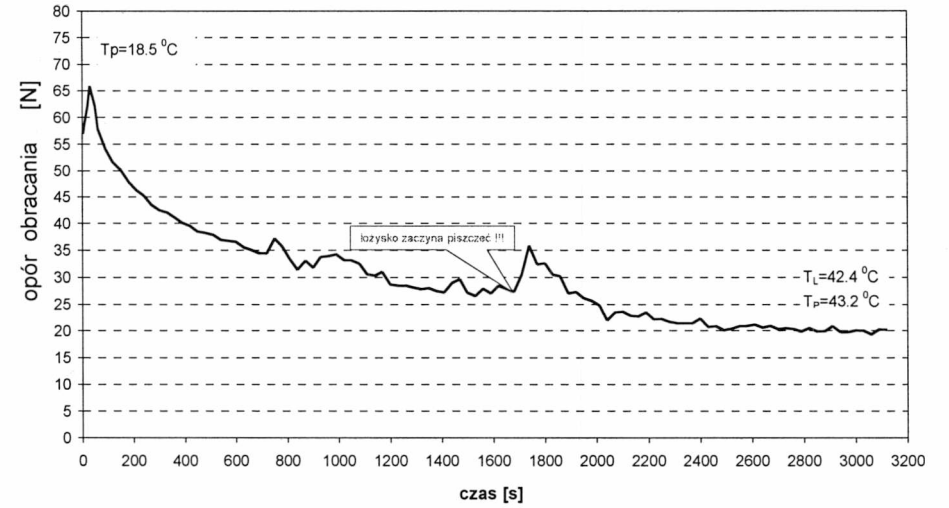




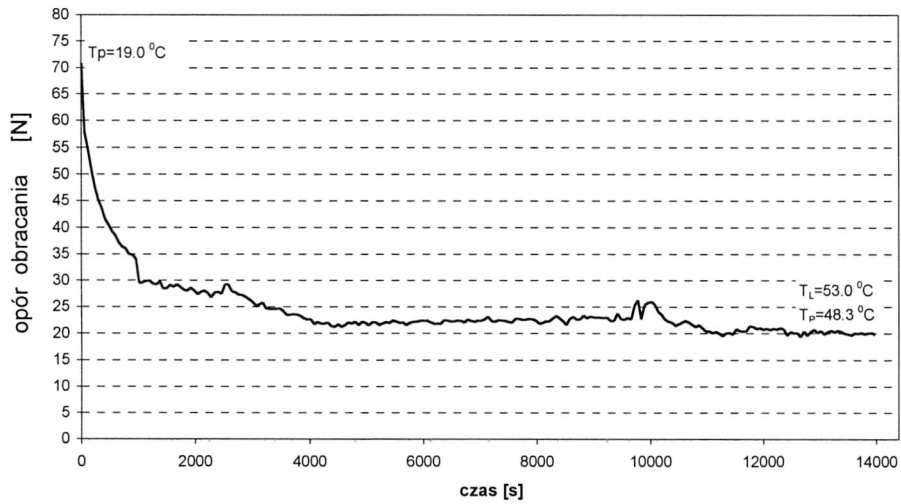
3

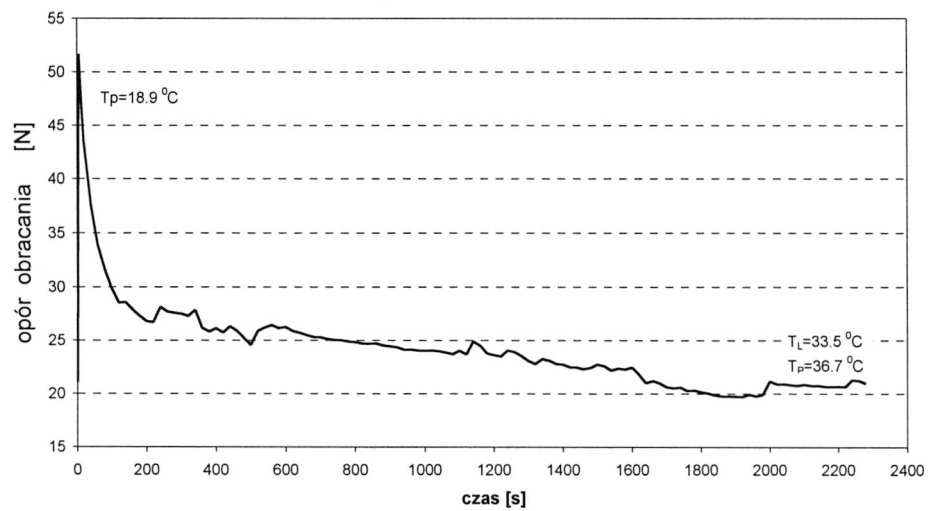
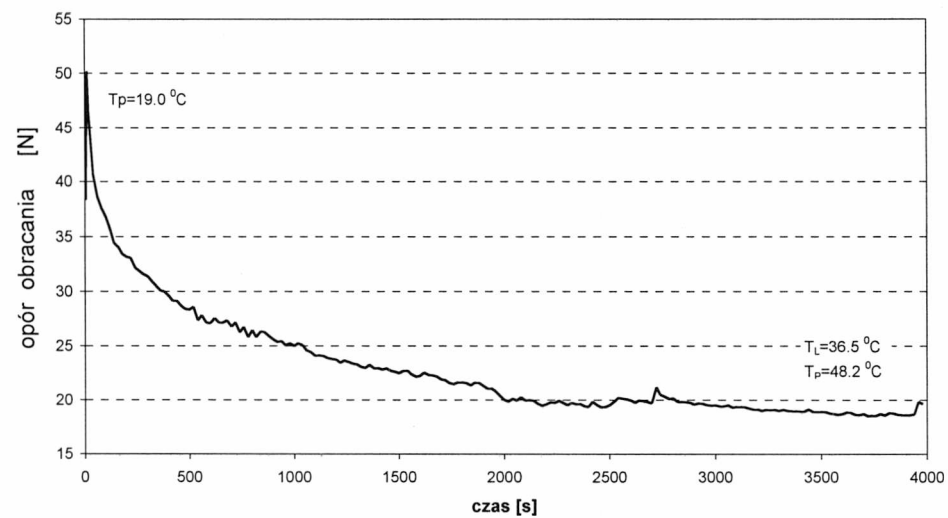
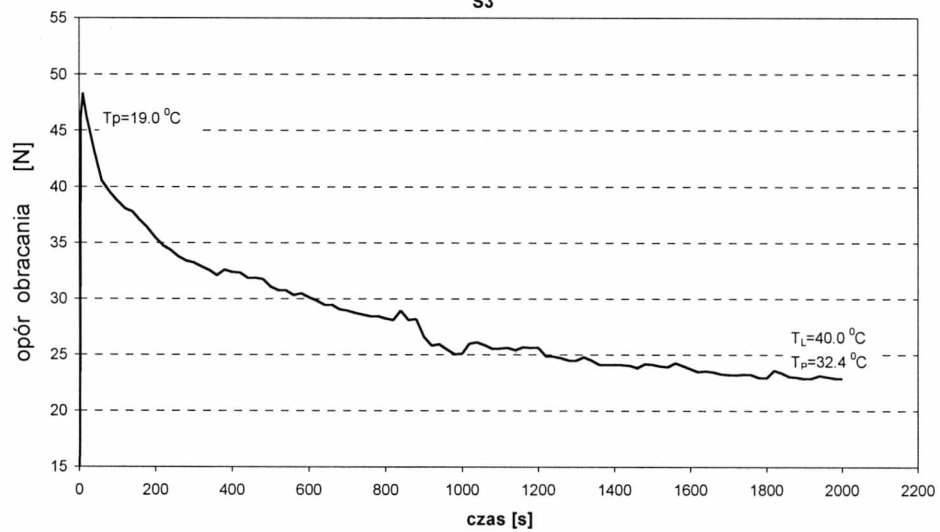
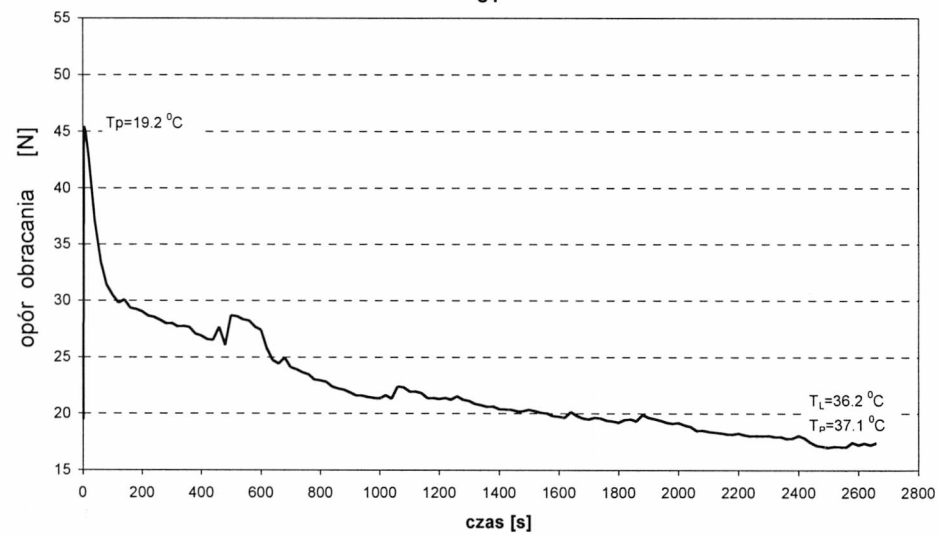


4

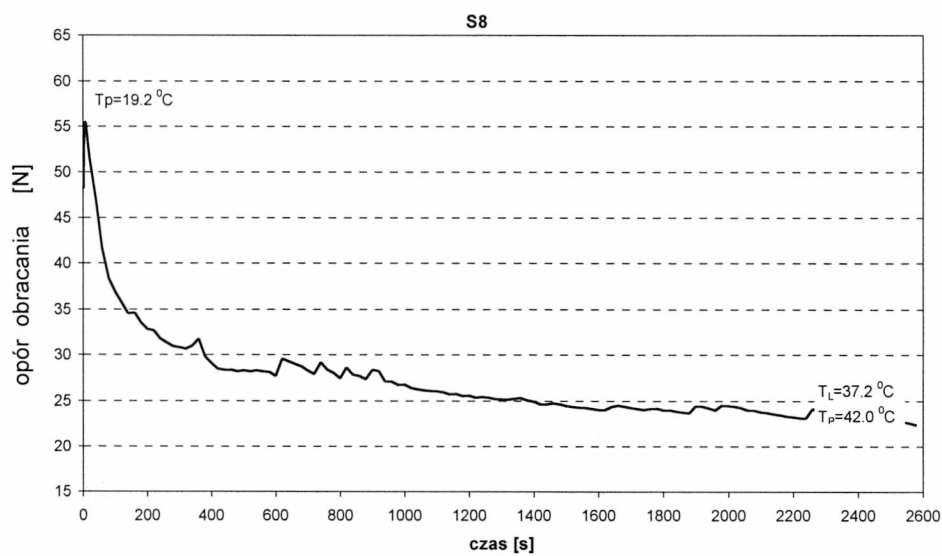
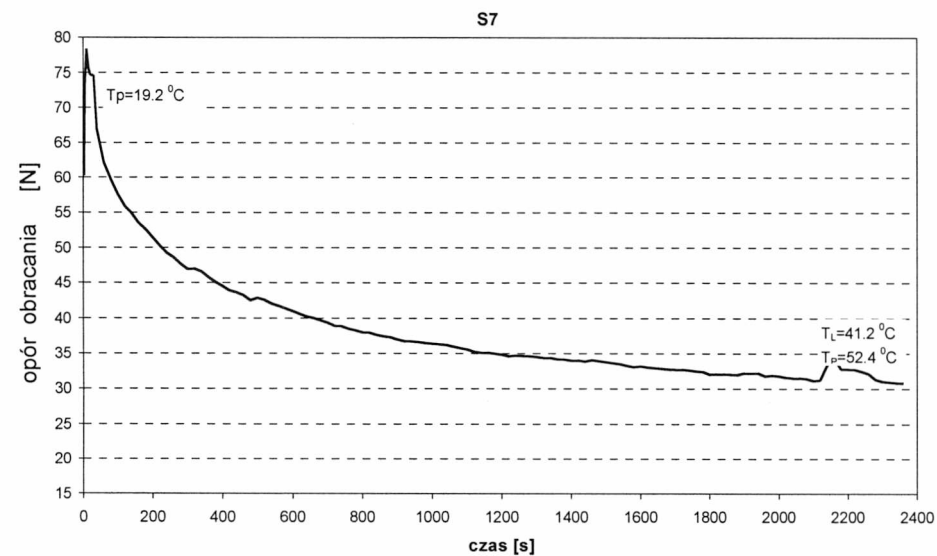
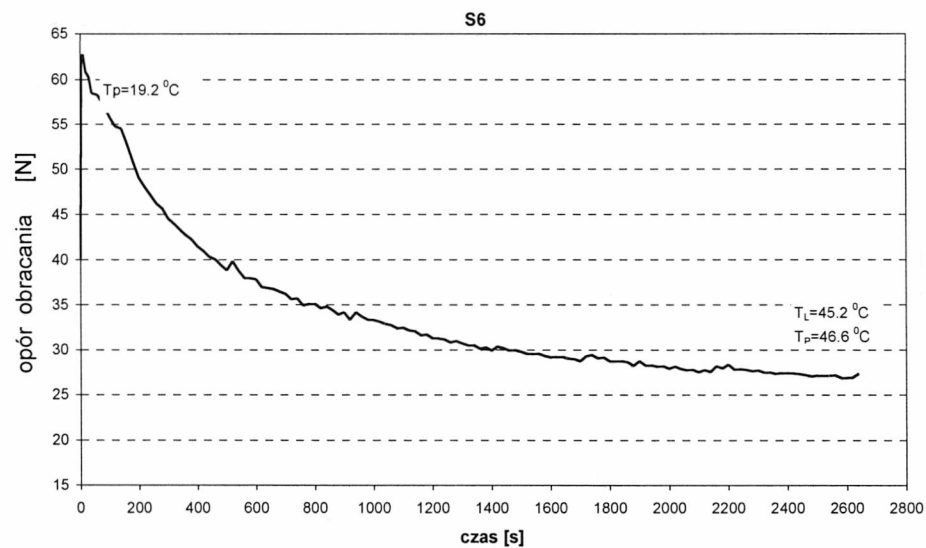
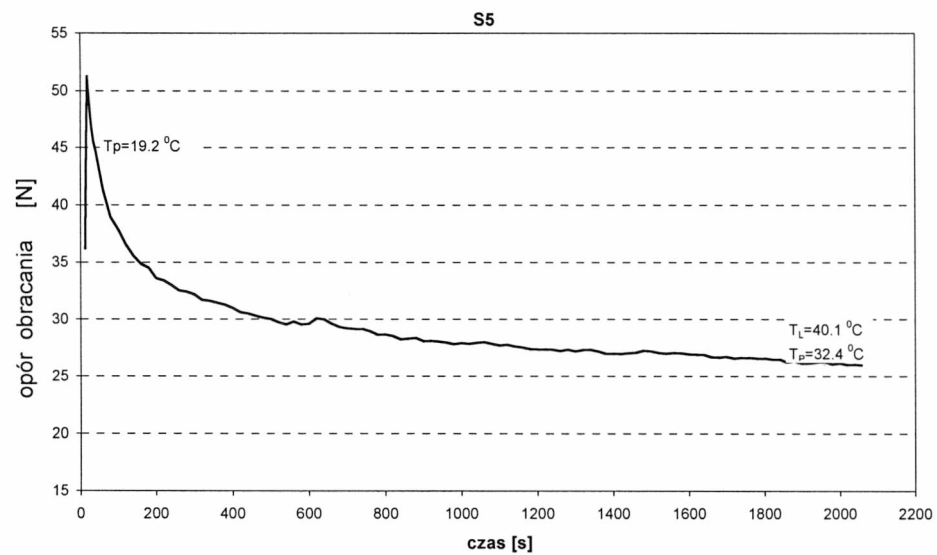


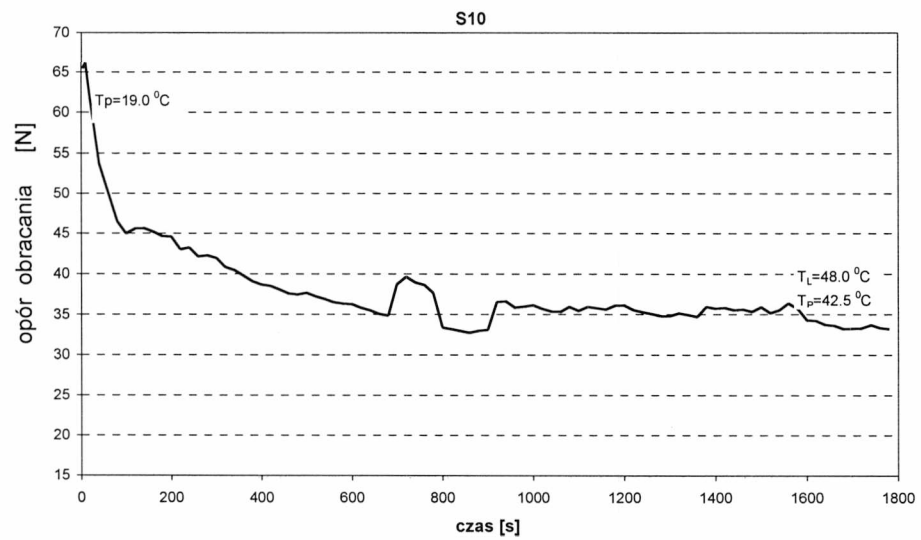
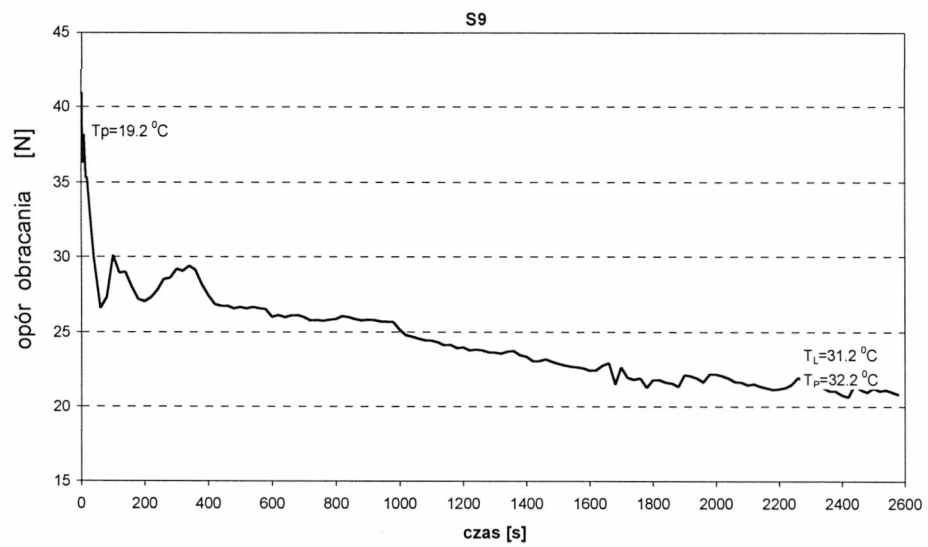
5



**S1****S2****S3****S4**

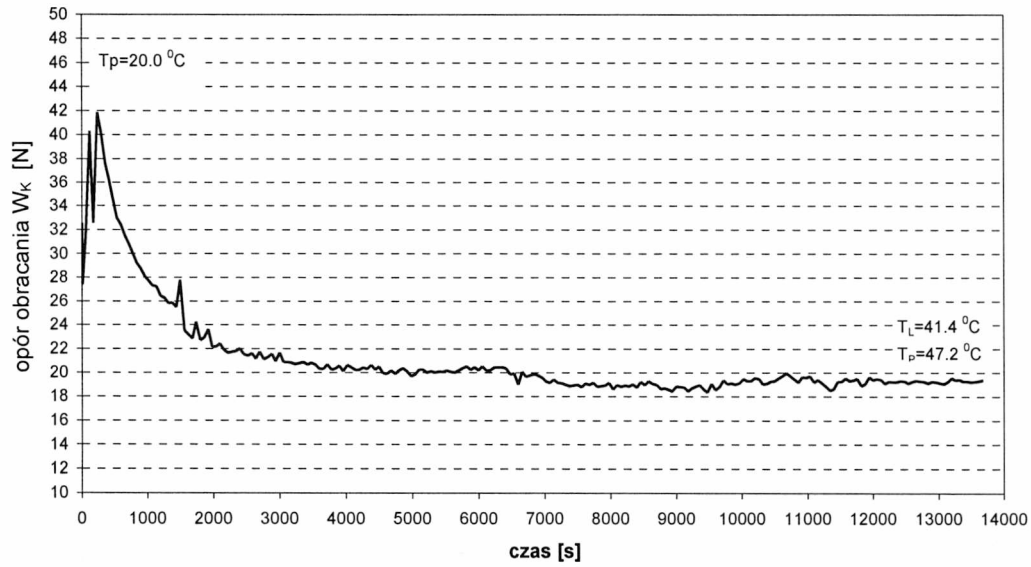




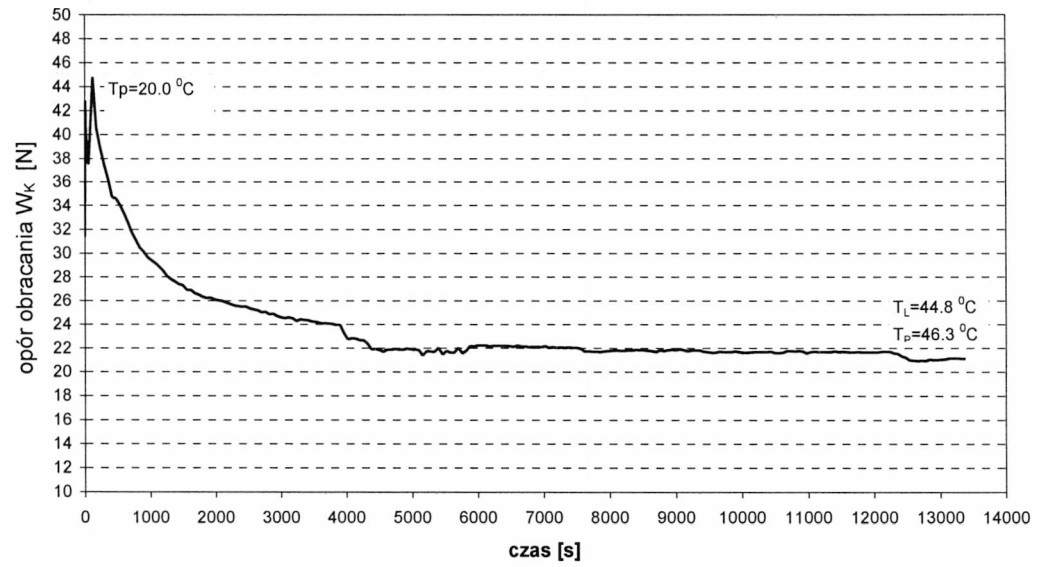


## ZAŁĄCZNIK Nr 2

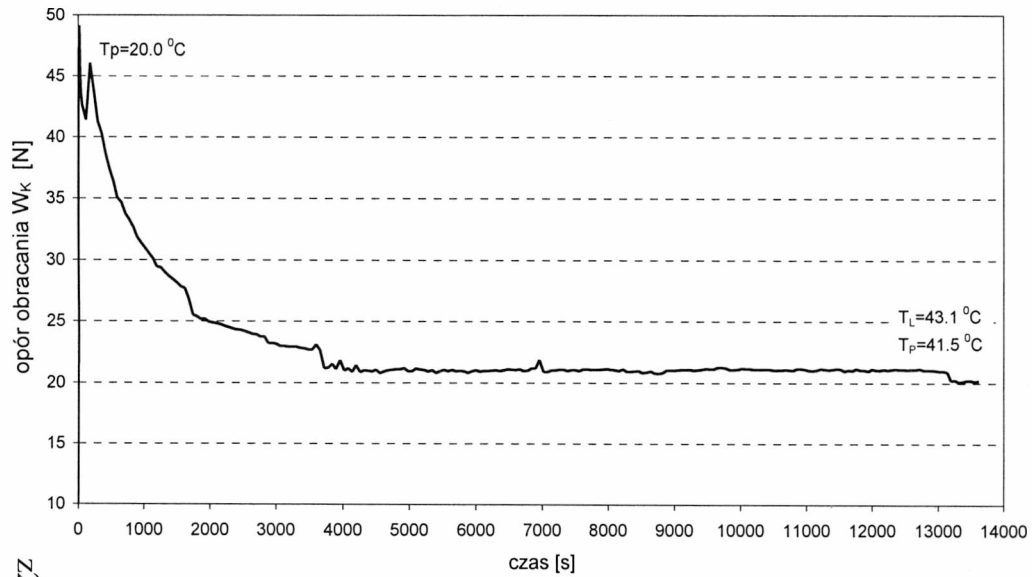
P1



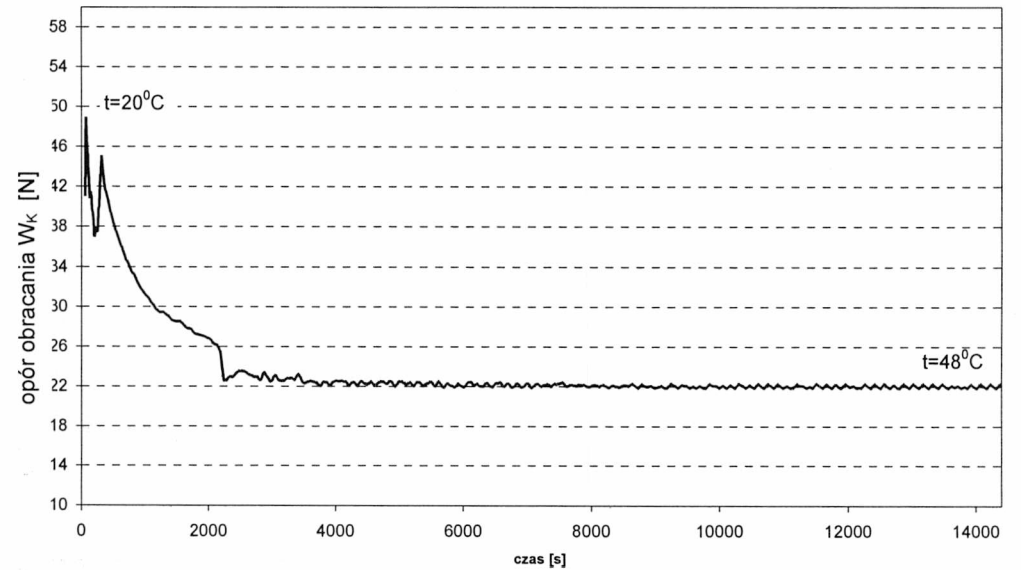
P 2



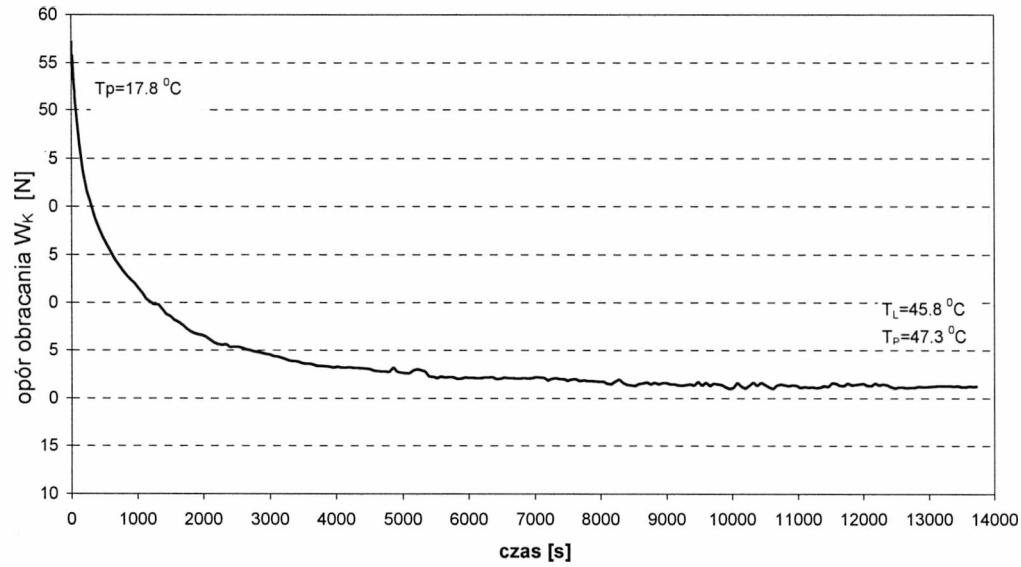
P 4



P3

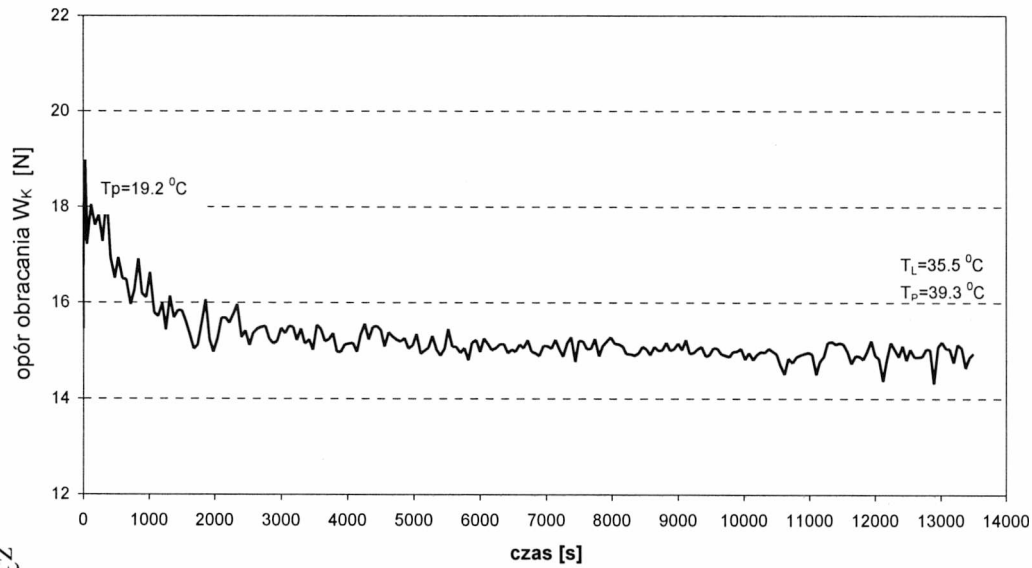


P 5

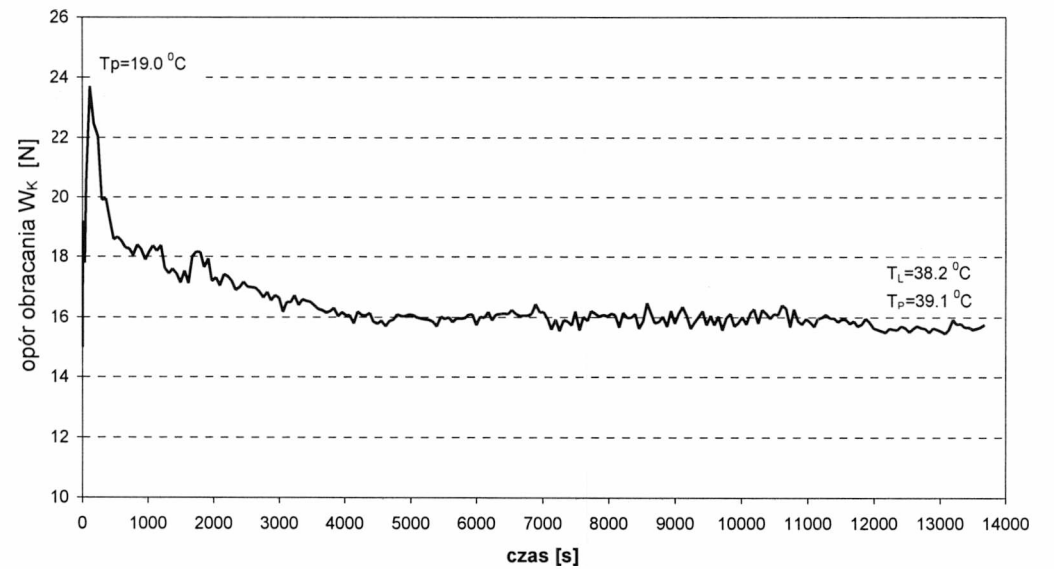


**ZAŁĄCZNIK Nr 3**

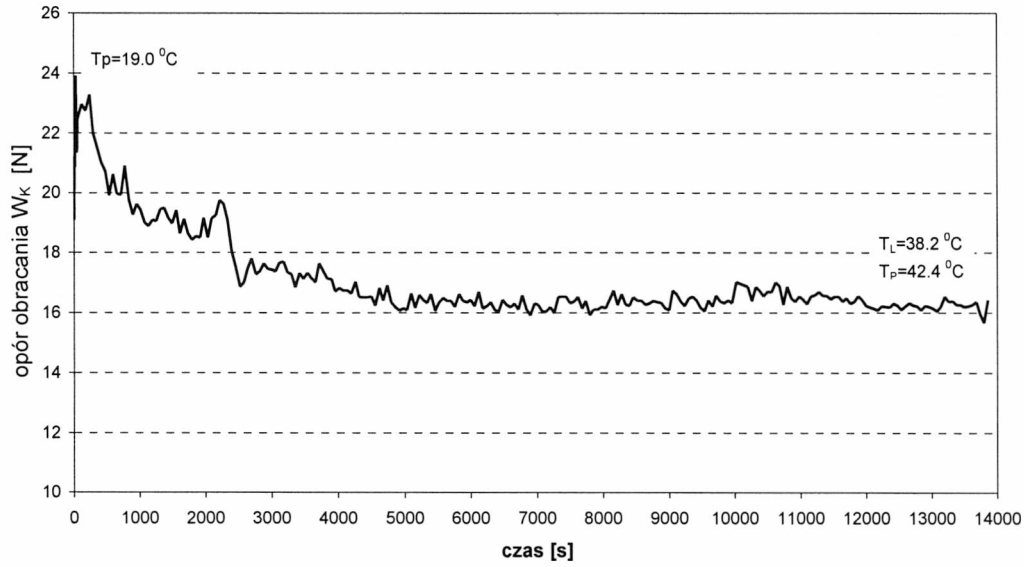
P7



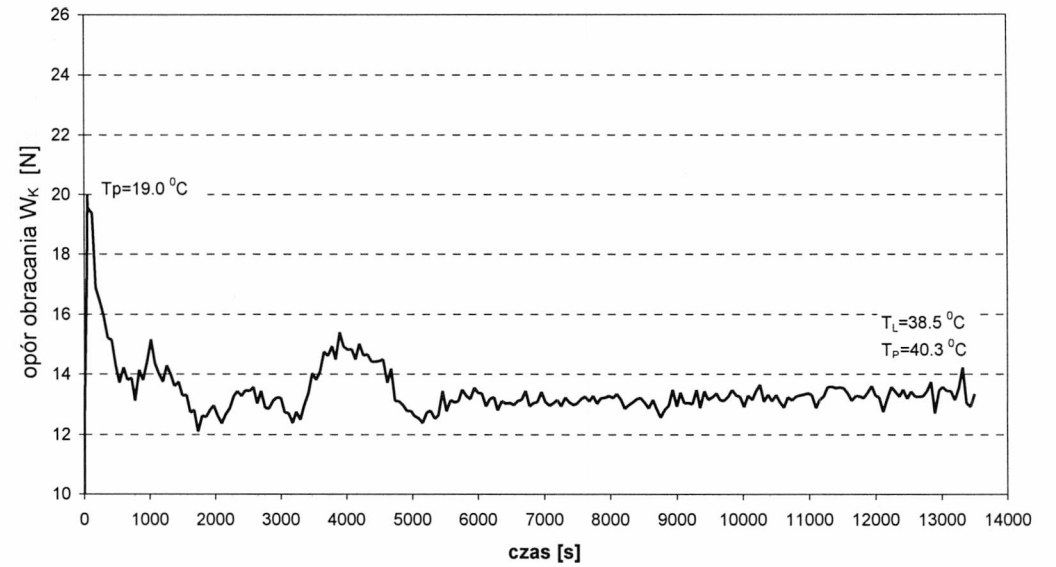
P6



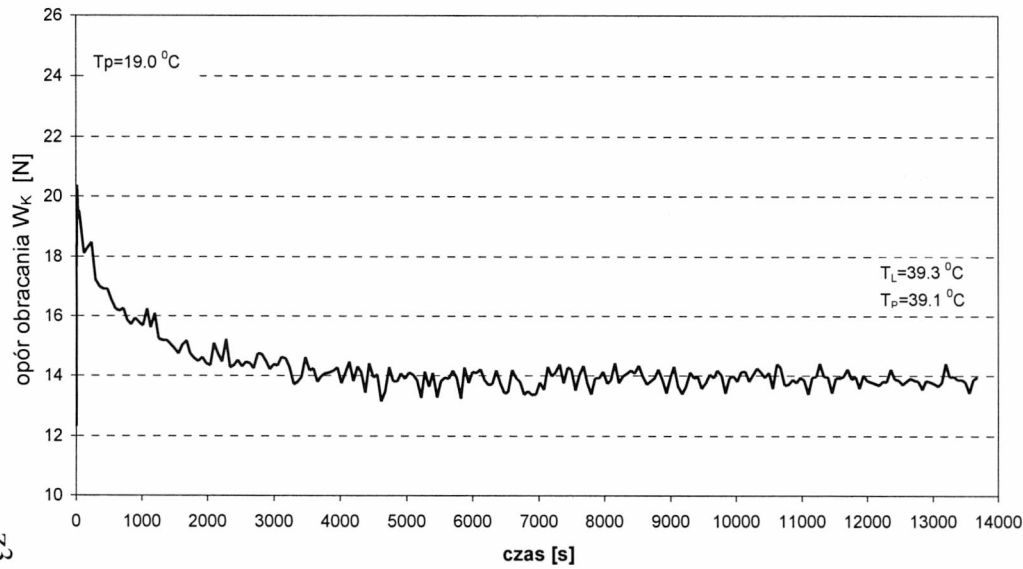
P8



P9



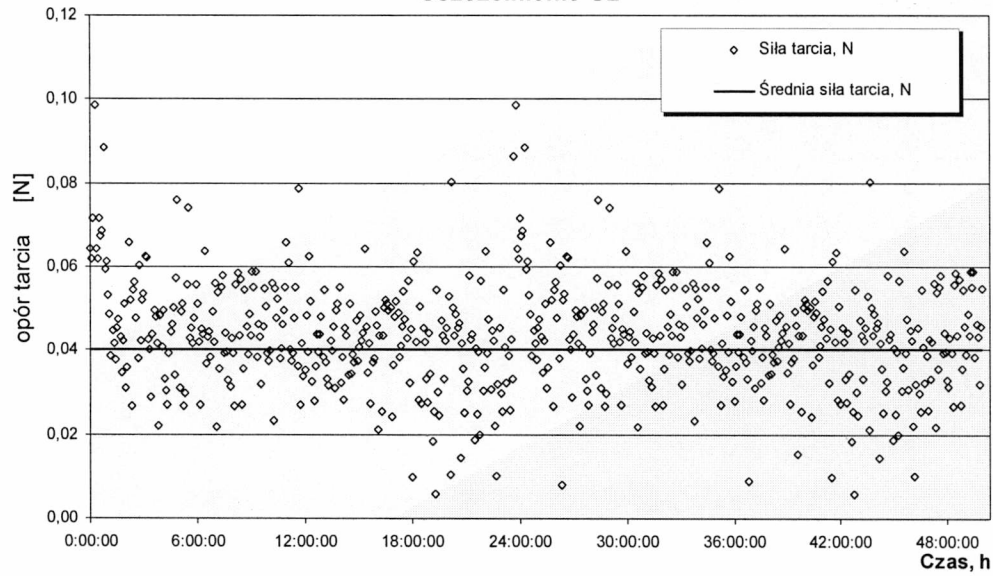
P10



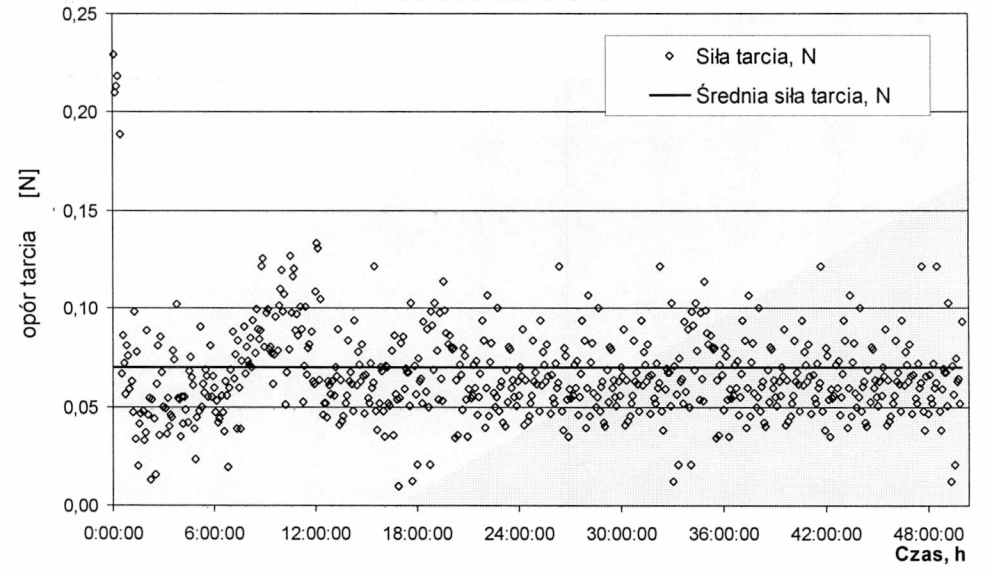


## ZAŁĄCZNIK Nr 4

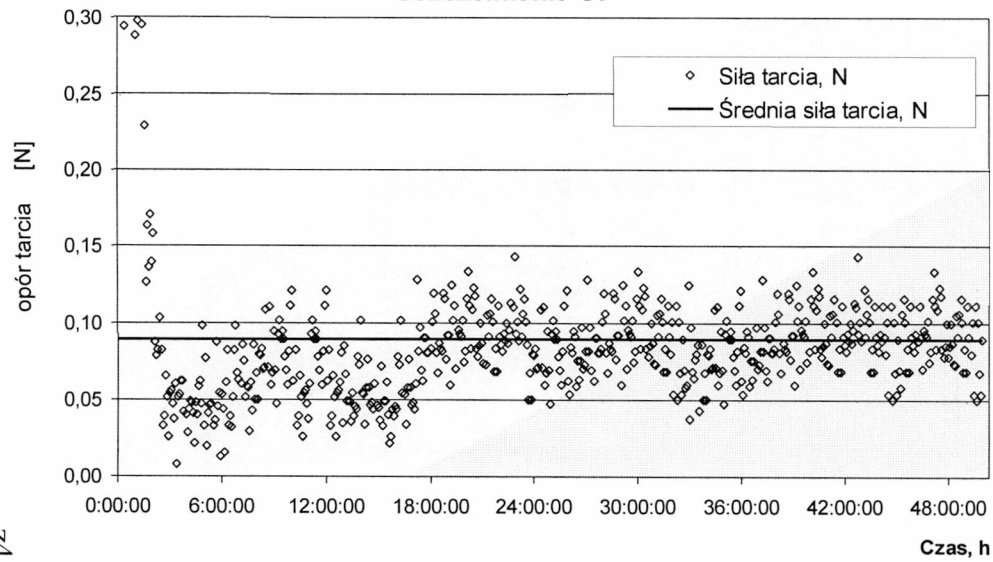
### Uszczelnienie U2



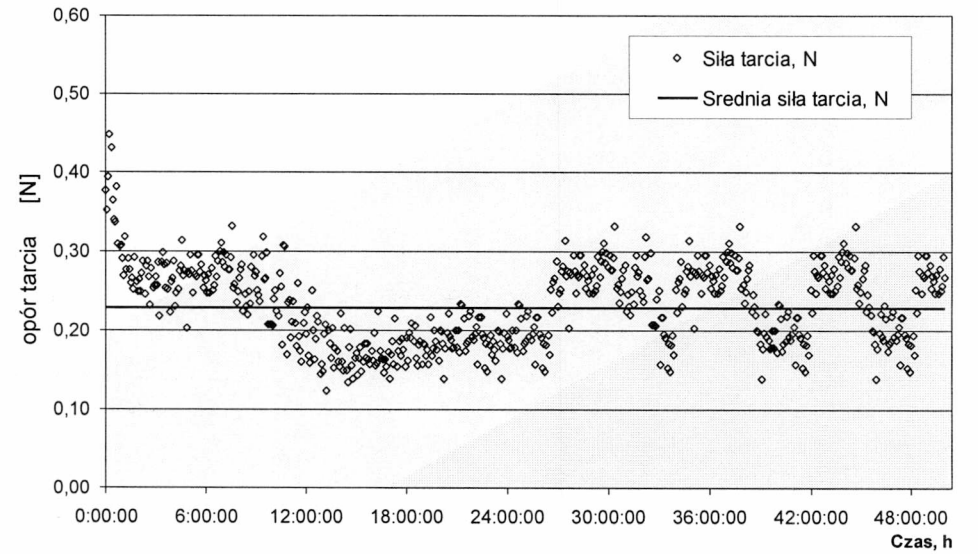
### Uszczelnienie U10

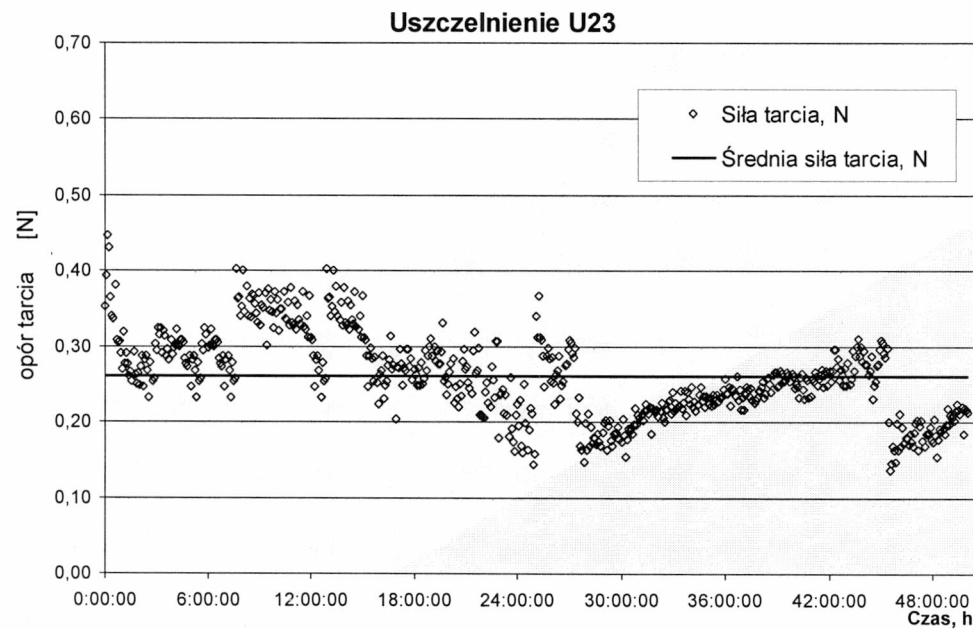
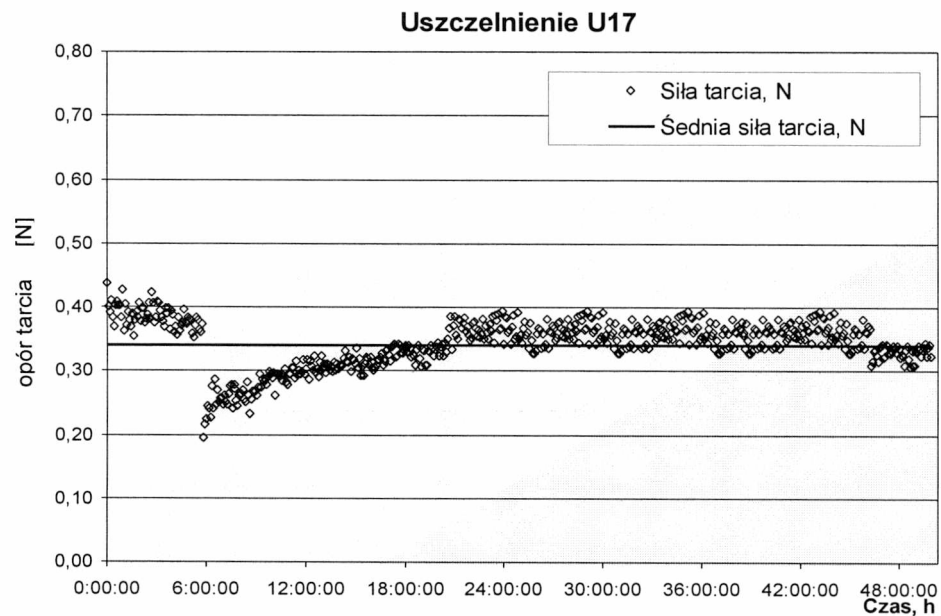
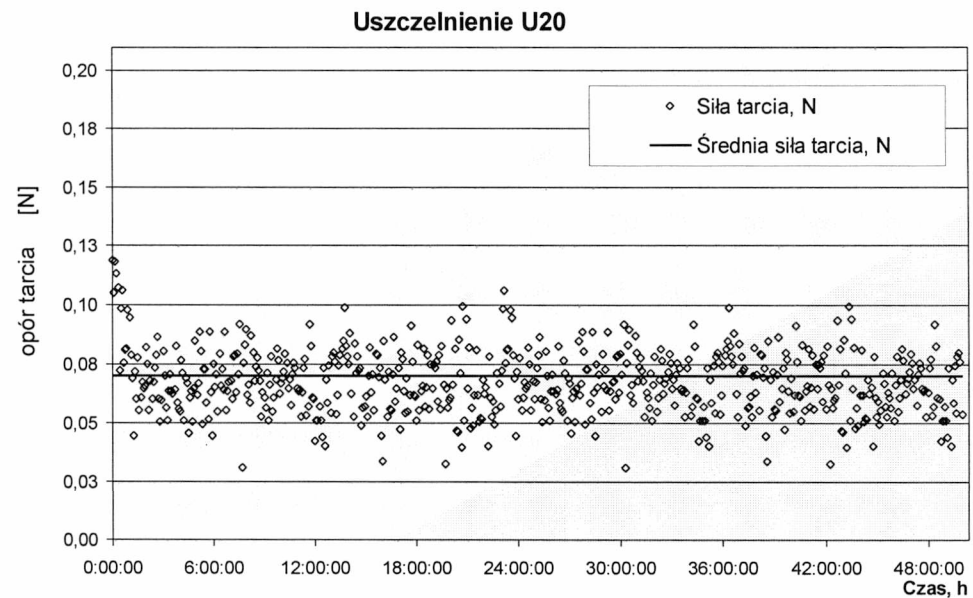
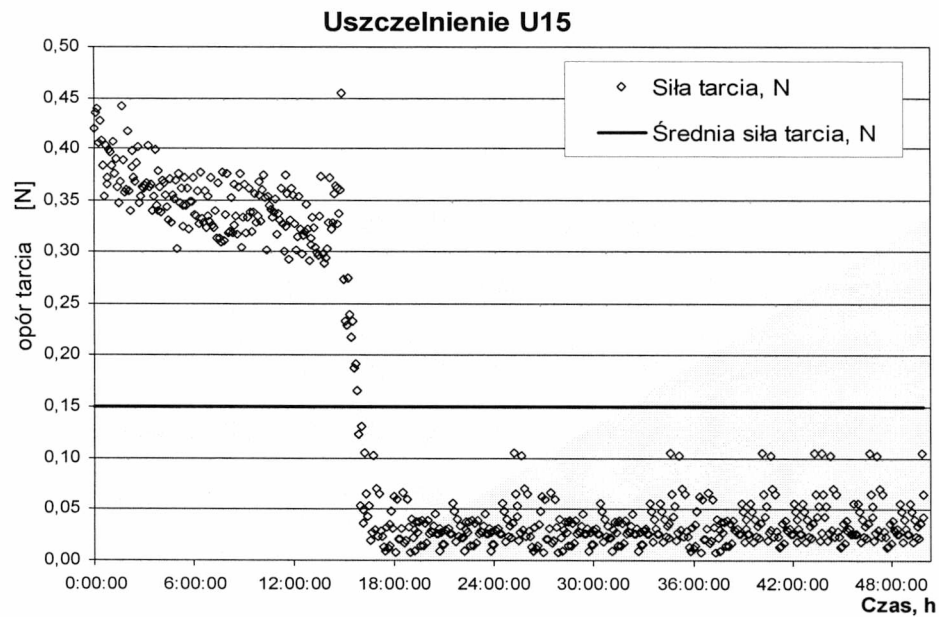


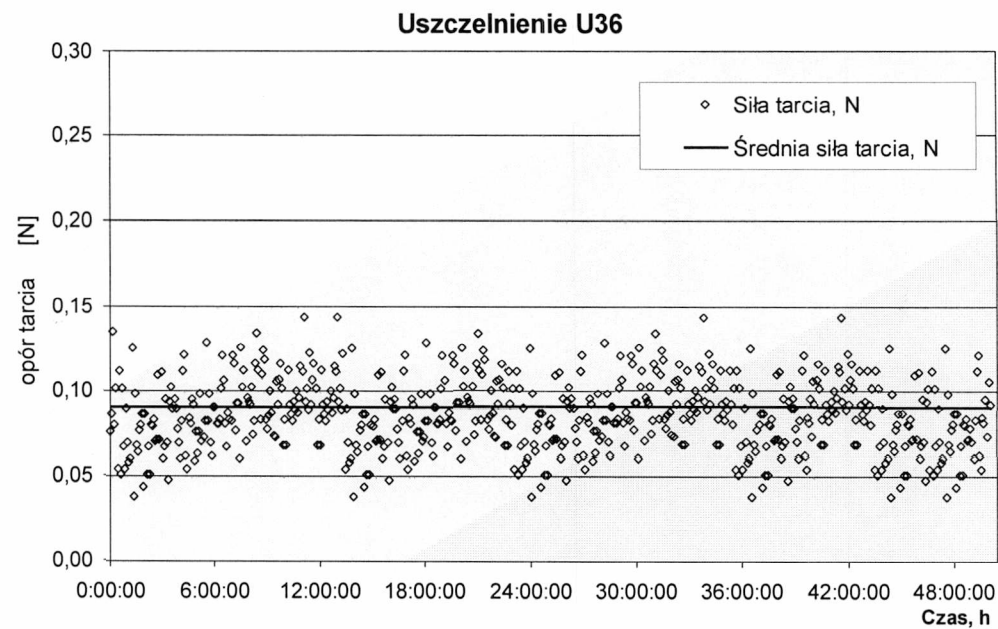
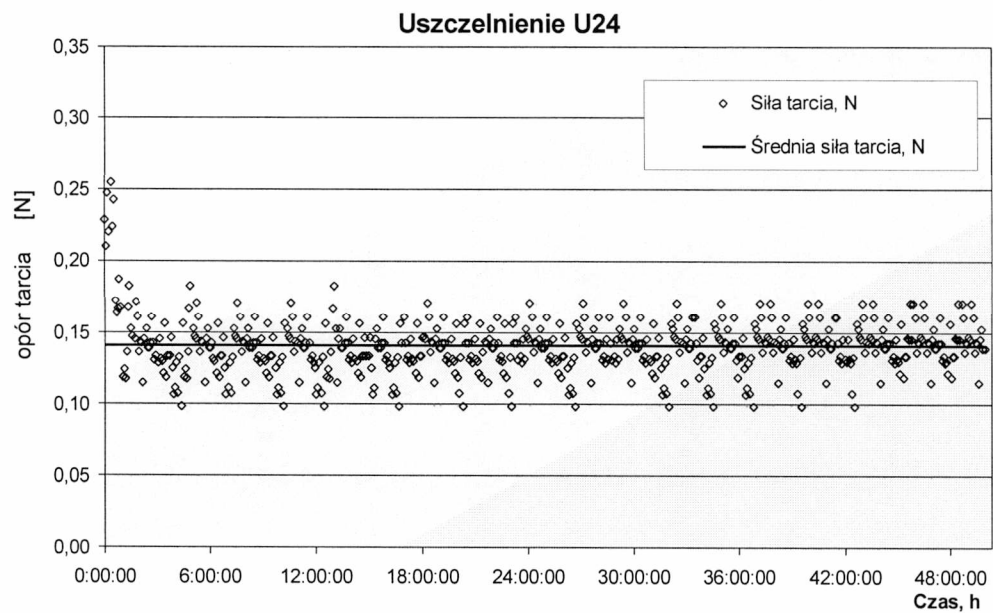
### Uszczelnienie U7



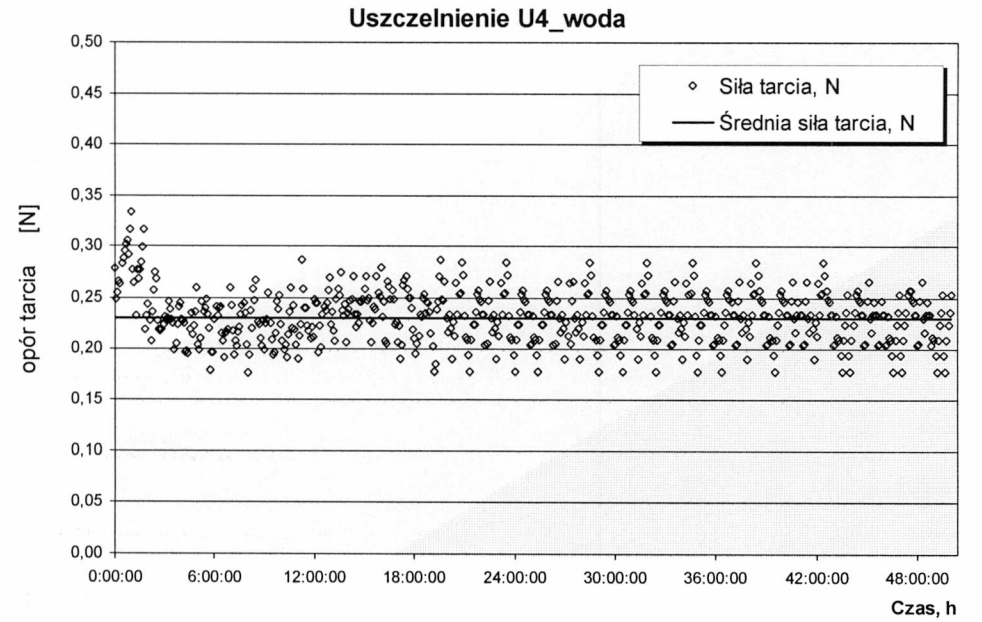
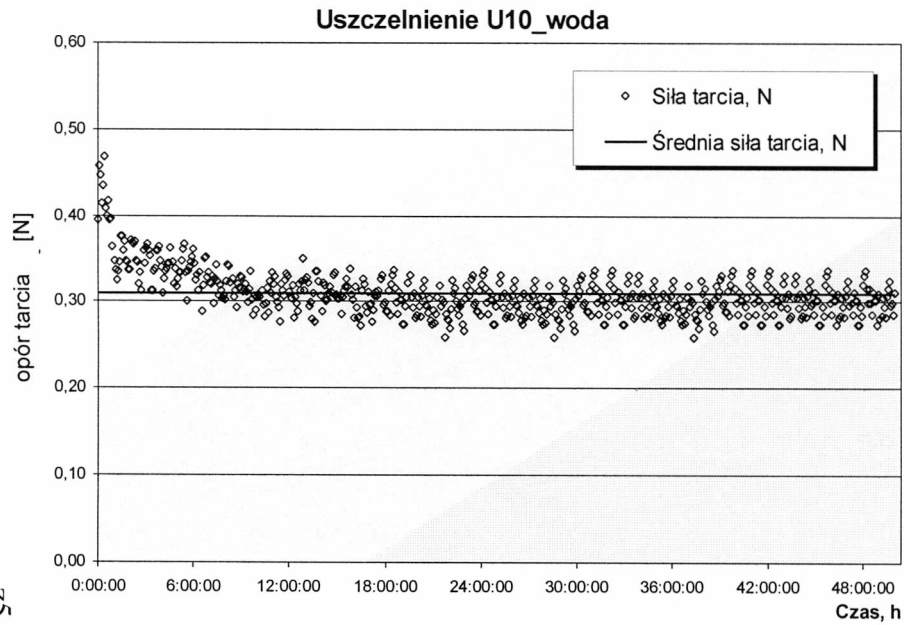
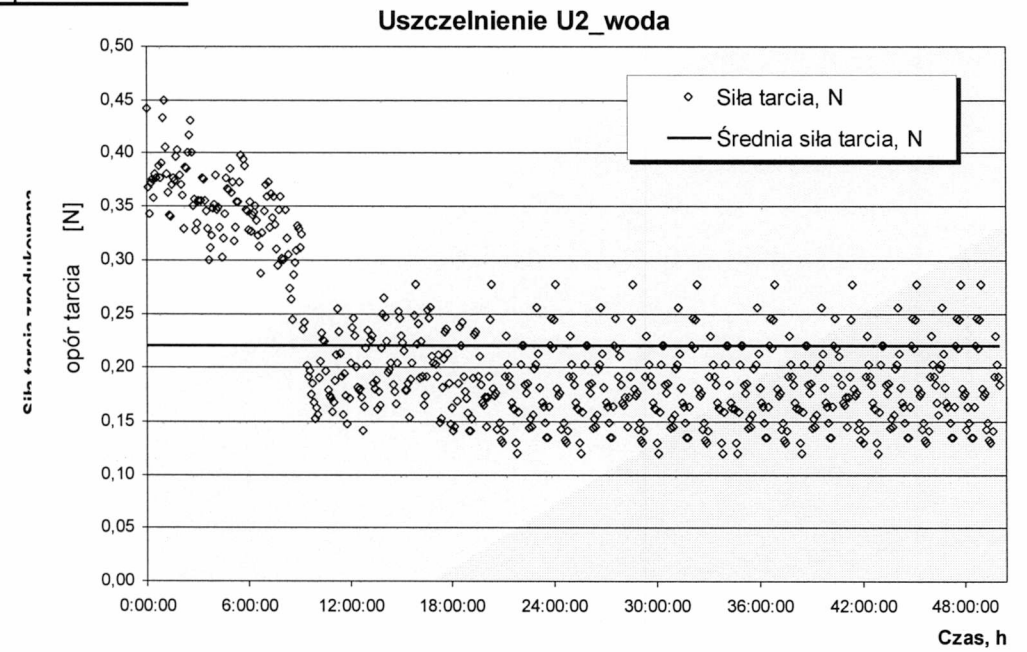
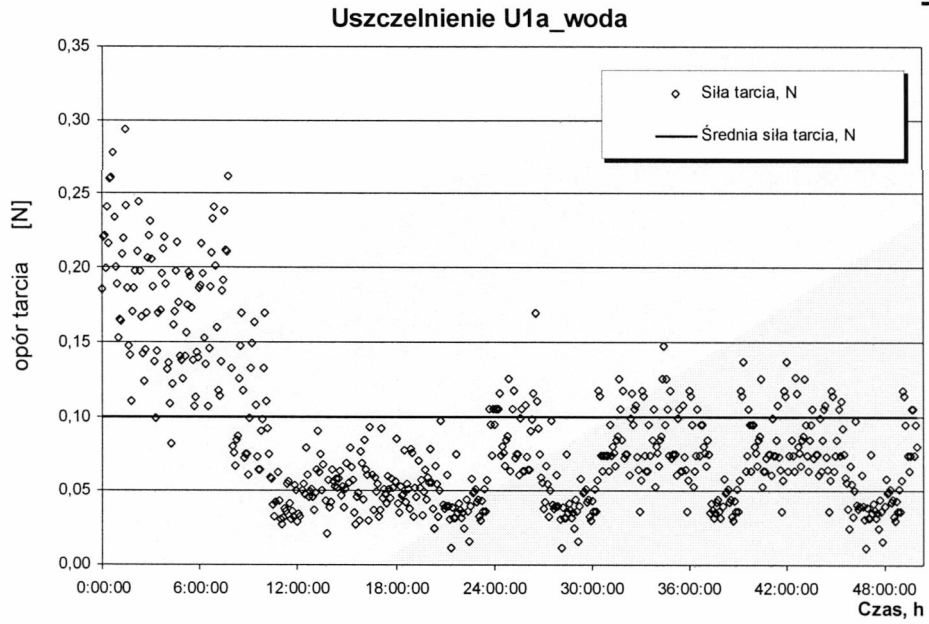
### Uszczelnienie U14

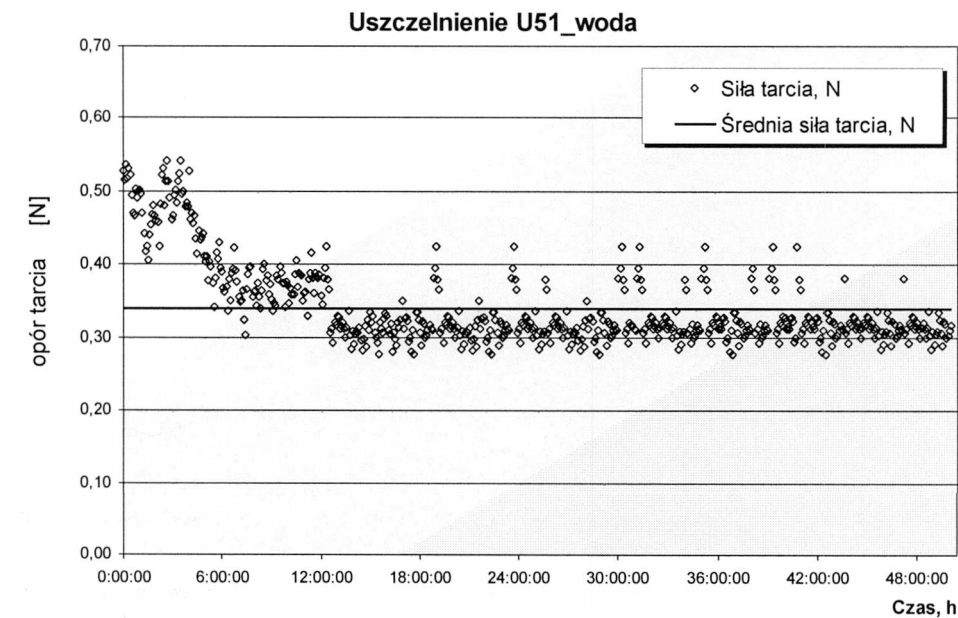
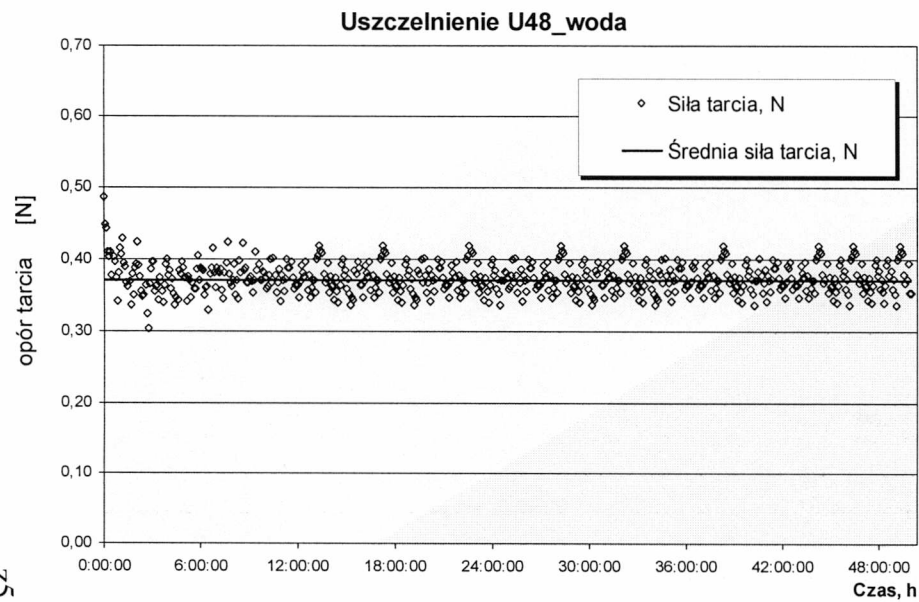
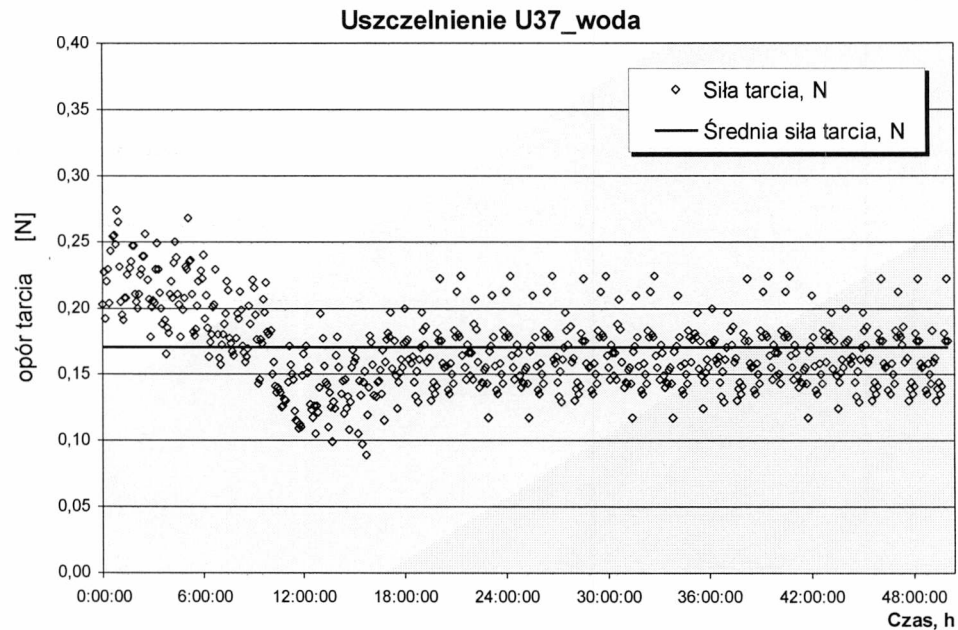
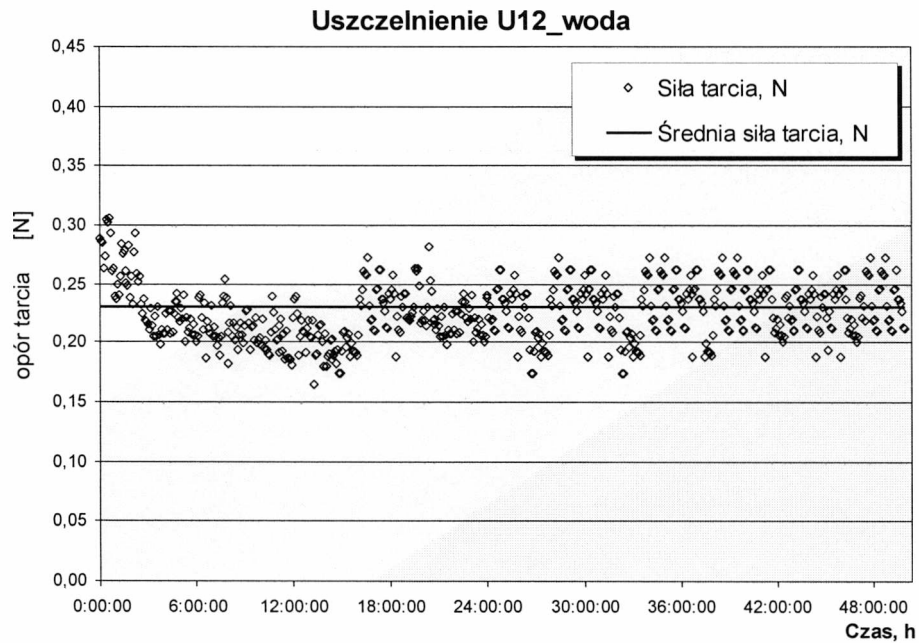






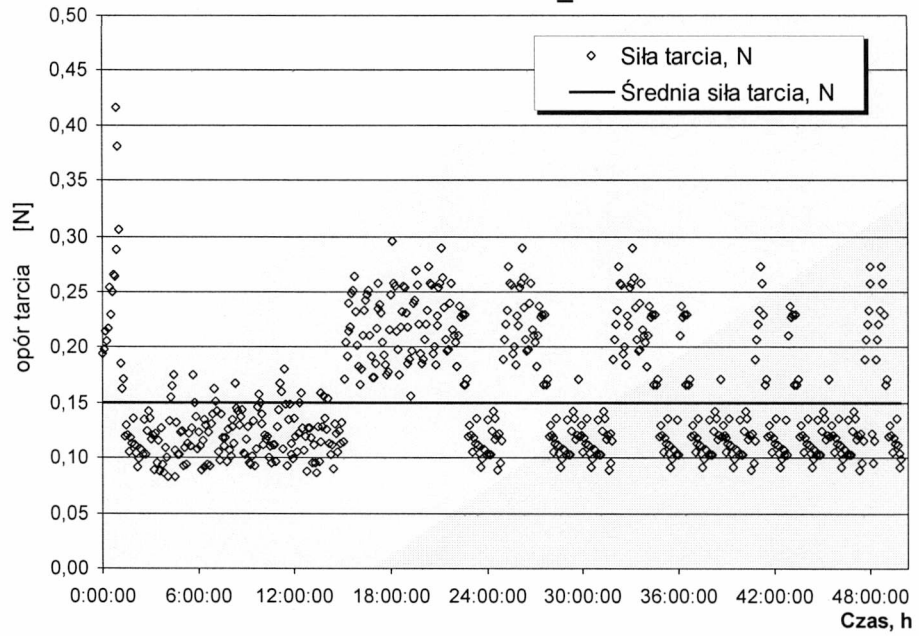
## ZAŁĄCZNIK Nr 5



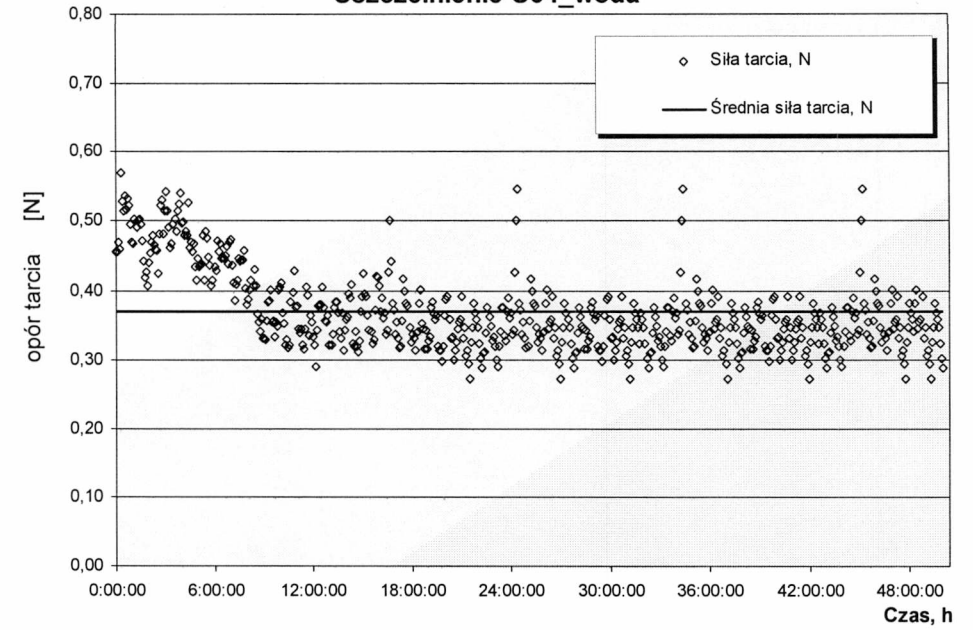




Uszczelnienie U53\_woda



Uszczelnienie U64\_woda



## ZAŁĄCZNIK Nr 6

