

**POLITECHNIKA GDAŃSKA**

WYDZIAŁ MECHANICZNY



**mgr inż. Piotr Zariczny**

**PRACA DOKTORSKA**

**Modelowanie zasilania łożyska ślizgowego olejem  
z wykorzystaniem przewodnicy hydrodynamicznej**

Promotor:

**dr hab. inż. Jan Sikora, prof. nadzw. PG**

**GDAŃSK 2007**

*Chciałbym złożyć podziękowania wszystkim, którzy przyczyni się do powstania niniejszej pracy, a w szczególności profesorowi Janowi Sikorze oraz pracownikom Katedry Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn.*

## Spis treści

1. Wprowadzenie.....	9
2. Charakterystyka znanych sposobów „samozasilania” łożysk hydrodynamicznych... 12	
2.1. Wymagana ilość oleju smarującego w łożysku.....	13
2.2. Opis rozwiązań konstrukcyjnych „smaozasilania”.....	20
2.2.1. Łożyska zasilane z wykorzystaniem pierścieni luźnych.....	20
2.2.2. Łożyska zasilane z wykorzystaniem pierścieni stałych.....	23
2.2.3. Łożyska z własnymi ciśnieniowymi układami zasilającymi.....	26
2.3. Właściwości i ograniczenia smarowania pierścieniowego.....	30
3. Wnioski z analizy aktualnego stanu wiedzy – sformułowanie problematyki badawczej.....	37
3.1. Koncepcja zasilania olejem z wykorzystaniem przewodnicy hydrodynamicznej..	39
4. Wybór i uzasadnienie celu i zakresu badań własnych – teza pracy doktorskiej.....	43
5. Badania teoretyczne.....	45
5.1. Opracowanie modelu opisującego zjawisko zasilania łożyska z wykorzystaniem przewodnicy hydrodynamicznej.....	47
5.1.1. Założenia wstępne.....	50
5.1.2. Model analityczny.....	52
5.1.3. Sprawdzenie przydatności MES do modelowania układu zasilania.....	61
5.1.4. Model MES kanału zasilającego.....	68
5.2. Obliczenia MES.....	70
5.2.1. Parametry geometryczne modeli, dane wejściowe oraz zakres obliczeń... 71	
5.2.2. Wyniki obliczeń.....	75
6. Metodyka doświadczalnych badań własnych.....	84
6.1. Koncepcja testów doświadczalnych.....	84
6.2. Stanowisko badawcze – koncepcja konstrukcyjna węzła badawczego na bazie maszyny łożyskowej PGII – 1Ł.....	86
6.2.1. Struktura istniejącego węzła badawczego.....	86
6.2.2. Modernizacja węzła badawczego.....	89
6.2.3. Parametry geometryczne układu badawczego i parametry testów doświadczalnych.....	97
6.2.4. Ustawienia układu badawczego oraz kalibracja i cechowanie torów pomiarowych.....	103

6.3. Strategia prowadzenia eksperymentów i metoda opracowania wyników testów.....	108
6.3.1. Badania efektywności podawania oleju dla różnej geometrii kanału zasilającego i różnych parametrów eksploatacyjnych.....	108
6.3.2. Badania charakterystyk użytkowych łożyska zasilanego z wykorzystaniem wybranej konfiguracji układu zasilania.....	113
7. Badania doświadczalne.....	120
7.1. Badanie wpływu wybranych czynników na efektywność podawania oleju z zastosowaniem przewodnicy hydrodynamicznej.....	120
7.1.1. Plan badań.....	120
7.1.2. Wpływ prędkości obrotowej.....	123
7.1.3. Wpływ lepkości czynnika smarującego.....	129
7.1.4. Wpływ wysokości kanału zasilającego.....	133
7.1.5. Wpływ szerokości szczelin bocznych między pierścieniem i obudową... ..	138
7.1.6. Wybór najkorzystniejszej konfiguracji układu zasilania.....	140
7.2. Statystyczne opracowanie wyników badań – model regresyjny obiektu.....	143
7.3. Weryfikacja doświadczalna wyników obliczeń numerycznych.....	152
8. Badania charakterystyk użytkowych łożyska zasilanego z wykorzystaniem wybranego ustawienia układu.....	160
8.1. Plan badań.....	160
8.2. Charakterystyka oporów tarcia.....	161
8.3. Charakterystyka temperaturowa.....	163
8.4. Nośność hydrodynamiczna łożyska.....	166
9. Badania porównawcze łożyska zasilanego w sposób tradycyjny i z wykorzystaniem przewodnicy.....	169
9.1. Ilość podawanego oleju.....	169
9.2. Charakterystyki temperaturowe.....	172
10. Podsumowanie.....	177
10.1. Wnioski z badań własnych.....	177
10.2. Zalecenia konstrukcyjne.....	179
10.3. Problemy badawcze do rozwiązania w przyszłości.....	180
11. Literatura.....	181
12. Załączniki.....	186

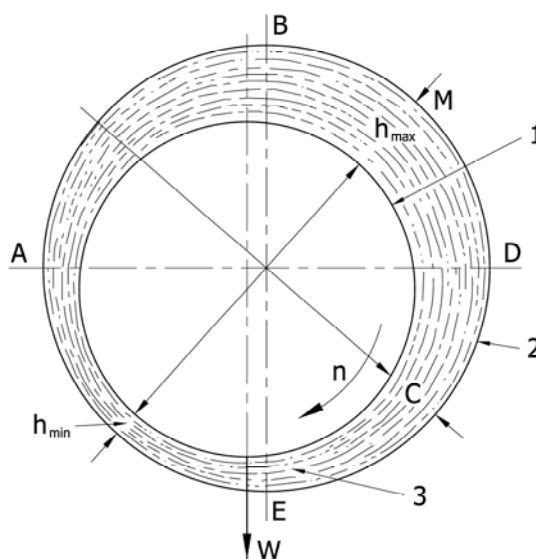
## Spis ważniejszych oznaczeń

$b$	- szerokość pierścienia smarującego [m]
$c$	- szerokość obszarów bocznych kanału zasilającego [m]
$D$	- średnica pierścienia smarującego [m]
$d$	- średnica czopa łożyska [m]
$g$	- przyspieszenie ziemskie [ $\text{m/s}^2$ ]
$h_{1u}$	- wysokość kanału zasilającego z uskokiem [m]
$h_{1z}$	- wysokość wlotu kanału zasilającego zbieżnego [m]
$h_2$	- wysokość końca kanału zasilającego [m]
$k$	- przewodność cieplna oleju [ $\text{W/m}\cdot\text{K}$ ]
$k_s$	- przewodność cieplna ścianek kanału zasilającego [ $\text{W/m}\cdot\text{K}$ ]
$M_T$	- moment tarcia w łożysku [Nm]
$n$	- prędkość obrotowa [obr/min]
$p$	- ciśnienie oleju [Pa]
$p_{op}$	- ciśnienie oporowe na wylocie kanału zasilającego [Pa]
$p_{obl}$	- naciski obliczeniowe w łożysku [Pa]
$Q$	- objęściowe natężenie przepływu oleju [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
$Re$	- liczba Reynoldsa
$S$	- liczba Sommerfelda
$T$	- temperatura oleju [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$t$	- czas [s]
$Ta$	- liczba Taylora
$V$	- prędkość obwodowa pierścienia smarującego [m/s]
$w$	- szerokość powierzchni obudowy łożyska [m]
$z$	- głębokość zanurzenia pierścienia smarującego [m]
$\eta$	- lepkość dynamiczna oleju [ $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ ]
$\lambda$	- liczba Herseya
$\mu$	- współczynnik tarcia w łożysku
$\xi$	- napięcie powierzchniowe [N/m]
$\rho$	- gęstość oleju [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

## 1. Wprowadzenie

Ze względu na swoje walory użytkowe, łożyska ślizgowe znalazły szerokie zastosowanie w budowie maszyn. Do ich zalet zaliczamy: dużą trwałość i niezawodność, cichobieżność, zdolność tłumienia drgań oraz niską cenę. Pomimo nieprzerwanego rozwoju konstrukcji łożysk ślizgowych oraz wprowadzania nowych materiałów i środków smarnych w dalszym ciągu najpowszechniej stosowanymi rozwiązaniami są klasyczne skojarzenia elementów metalowych smarowanych olejem. Trwałość i niezawodność maszyn i urządzeń determinowana często przez właściwości eksploatacyjne zastosowanych łożysk uzasadnia potrzebę ciągłego udoskonalania tych kluczowych elementów maszyn.

Poprzeczne łożyska ślizgowe, wykorzystywane do przenoszenia obciążeń promieniowych, to jedne z najpowszechniej stosowanych rodzajów łożysk w budowie maszyn. Wśród nich ważną grupę stanowią łożyska hydrodynamiczne o tarcii płynnym (Rys. 1), w których czop oddzielony jest od panwi dostatecznie grubą warstwą czynnika smarującego.

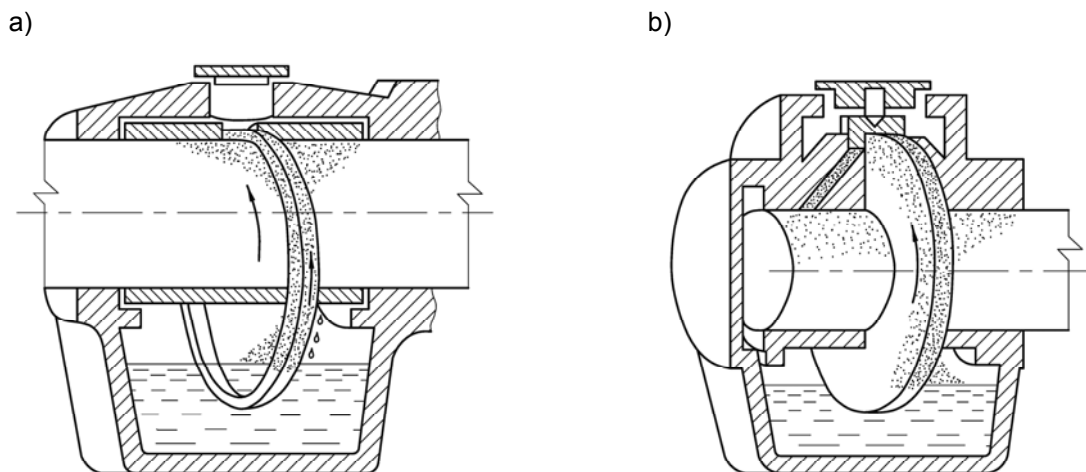


Rys. 1. Schemat działania hydrodynamicznego łożyska poprzecznego o tarcii płynnym:  
1 – czop, 2 – panew, 3 – klin olejowy [47]

W łożyskach tych, dzięki separacji czopa i panwi, tarcie zachodzi wewnątrz czynnika smarującego a wypadkowa z ciśnień równoważy obciążenie zewnętrzne. Efektem tego jest bardzo mała siła tarcia (współczynnik tarcia  $\mu \approx 0,001$ ) i przy sprzyjających warunkach brak występowania zużycia - zasadnicza zaleta smarowania hydrodynamicznego.

Jednym z podstawowych warunków prawidłowego działania łożyska hydrodynamicznego o tarcia płynnym jest zapewnienie odpowiedniej ilości oleju dostarczanego w sposób ciągły do węzła tarcia. Warunek ten wiąże się z koniecznością stosowania układów zasilających, które mogą być zblokowane z łożyskiem (łożyska z własnym zasilaniem) lub stanowić odrębny zewnętrzny układ.

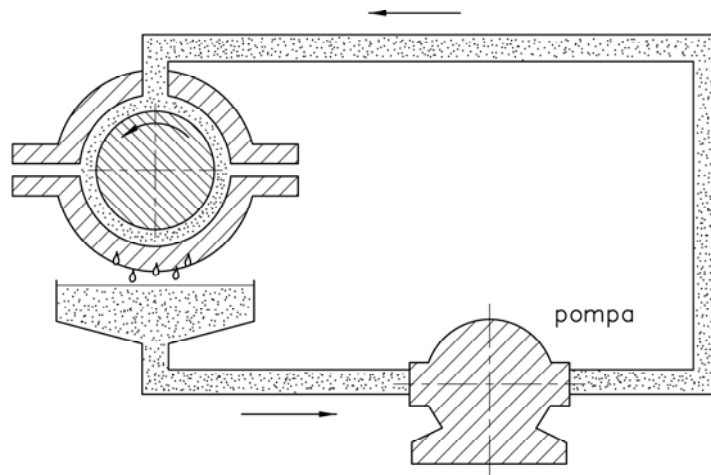
W przypadku łożysk poprzecznych z własnym zasilaniem najczęściej wykorzystywane są zanurzeniowe układy zasilania (Rys. 2) dostarczające smar bezciśnieniowo z miski olejowej do węzła łożyskowego. Zblokowanie układu zasilania razem z łożyskiem wpływa na zwiększenie gabarytów korpusu, który musi pomieścić element podający olej. Korpus takiego łożyska stanowi równocześnie zbiornik oleju smarującego, co wymusza odpowiednią jego konstrukcję oraz kształt ścianek zapewniający zwiększone odprowadzanie ciepła wytwarzanego w łożysku.



Rys. 2. Przykłady zanurzeniowego sposobu smarowania poprzecznych łożysk ślizgowych: a) pierścieniem luźnym, b) pierścieniem stałym [40]

Powszechnie stosowane rozwiązania łożysk z własnym układem zasilania zapewniają dostarczenie wymaganej ilości oleju smarującego w zakresie wolnych i średnich obrotów czopa. Ich prosta budowa przyczynia się do wysokiej niezawodności oraz braku konieczności obsługi. Funkcjonowanie takich układów zasilania jest niezależne od zewnętrznych źródeł energii - działają zawsze gdy występuje ruch czopa łożyska. Szczególne korzyści „samozasilania” zauważalne są w przypadku pojedynczych wolno stojących łożysk poprzecznych, dla których nieuzasadnione ekonomicznie jest stosowanie zewnętrznych układów zasilających [39].

Natomiast zewnętrzne układy zasilania to zasilacze hydrauliczne dostarczające olej pod ciśnieniem do łożyska (Rys. 3), które pełni funkcje odbiornika.



*Rys. 3. Zasada działania zewnętrznego ciśnieniowego układu zasilania [40]*

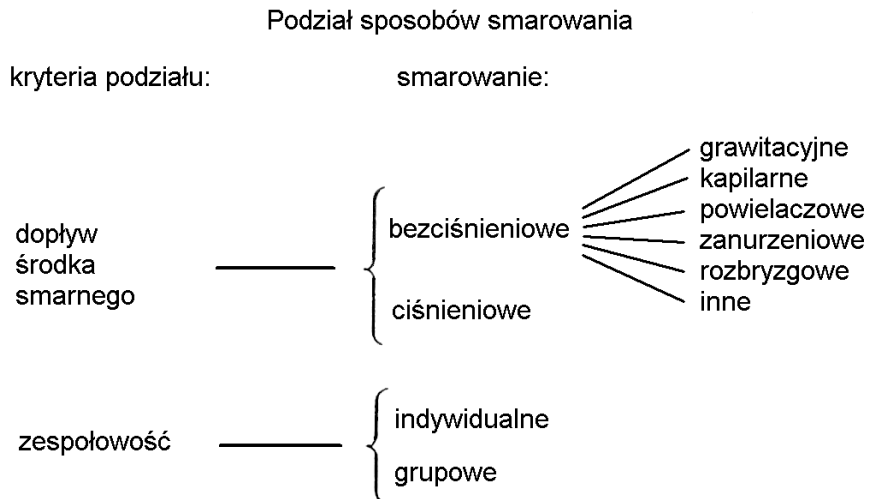
Działanie takiego układu zasilania, niezależne od warunków pracy łożyska, zapewnia pewne dostarczanie odpowiedniej ilości oleju smarującego w pełnym zakresie obrotów czopa. Konieczność stosowania rozbudowanego i drogiego układu zasilania uzasadnione jest w przypadku równoczesnego smarowania grupy łożysk lub pojedynczych łożysk wysokoobrotowych.

Jednym z możliwych kierunków rozwoju hydrodynamicznych łożysk poprzecznych jest ulepszanie układów zasilających. Cel tych działań dotyczyć może poprawy skuteczności i niezawodności zasilania łożyska olejem przy jednoczesnym zachowaniu prostej konstrukcji i ograniczeniu kosztu układu zasilającego. Spełnienie wymienionych postulatów oraz potencjalne możliwości rozwoju dotyczą w większym stopniu łożysk z własnym zasilaniem. Stosowane do tej pory konstrukcje tego typu charakteryzuje ograniczony obszar zastosowania wynikający ze zbyt małej skuteczności zasilania. Rozwiązanie tego problemu stanowiłoby znaczący krok w rozwoju inżynierii łożyskowania.



## 2. Charakterystyka znanych sposobów „samozasilania” łożysk hydrodynamicznych

Podział sposobów realizacji dostarczania oleju smarującego w hydrodynamicznych łożyskach poprzecznych przedstawiono na Rys. 4 [40].

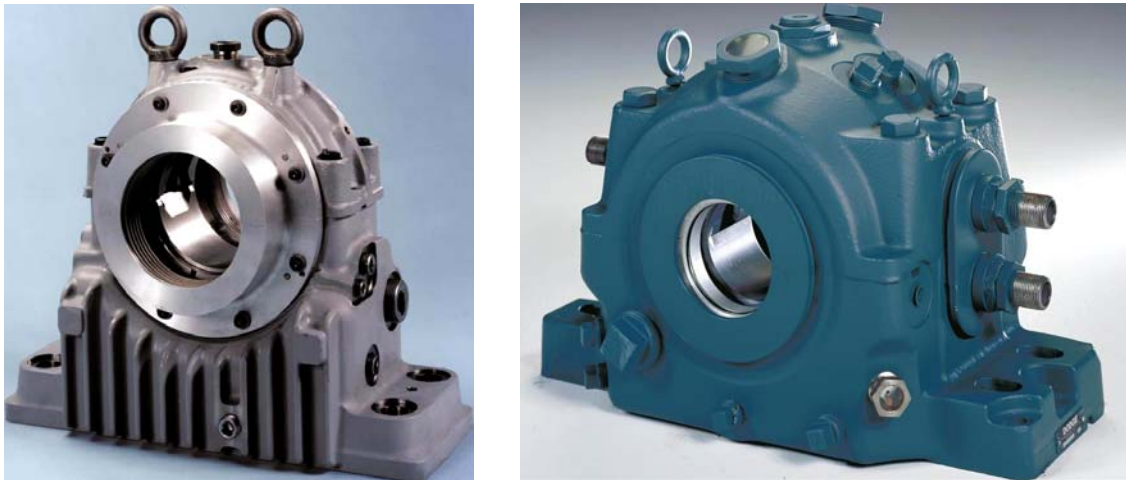


Rys. 4. Podział sposobów smarowania hydrodynamicznych łożysk poprzecznych [40]

Ze względu na specyfikę konstrukcji łożysk z własnym układem zasilania (wspólna obudowa łożyska i układu zasilania) najczęściej wykorzystywanymi systemami dostarczania oleju są układy bezcisnieniowe, których działanie opiera się na wykorzystaniu ruchu obrotowego czopa łożyska. Układy ciśnieniowe nie znalazły powszechnego wykorzystania – występują jedynie jako rozwiązania dla specjalistycznych zastosowań (przykłady tego typu rozwiązań konstrukcyjnych opisano w punkcie 2.2.3).

Wśród systemów bezcisnieniowych układy grawitacyjne, kapilarne oraz powielaczowe spełniają wymogi odnośnie do wymaganej ilości podawanego oleju jedynie w zakresie małych prędkości obrotowych i są z reguły stosowane w podrzędnych węzłach tarcia [40]. Najbardziej rozpowszechnionym sposobem „samozasilania” jest smarowanie zanurzeniowe za pomocą pierścieni smarujących. Sposób ten charakteryzuje się wystarczającą wydajnością do zasilania łożysk wolno i średnioobrotowych. Łożyska tego typu wykorzystywane są powszechnie w technice okrętowej (łożyskowanie wałów głównych), silnikach i agregatach elektrycznych dużej mocy, wielkogabarytowych wentylatorach, pompach i sprężarkach. Przykładami łożysk

zasilanych pierścieniem łożnym są produkowane seryjnie do stosowania w różnych maszynach łożyska firmy Dodge [64] przedstawione na Rys. 5.



Rys. 5. Seryjnie produkowane łożyska zasilane pierścieniem łożnym [64]

## 2.1. Wymagana ilość oleju smarującego w łożysku

Niezbędna ilość oleju do zasilania hydrodynamicznego łożyska poprzecznego wynika z konieczności wypełnienia szczeliny smarowej, celem wytworzenia pełnego filmu olejowego o wymaganej nośności oraz zapewnienia odpowiedniego chłodzenia węzła tarcia.

Zapotrzebowanie oleju smarującego do zasilania łożyska poprzecznego zależy od następujących czynników [39]:

- wymaganej grubości filmu olejowego,
- obciążenia łożyska,
- prędkości obrotowej czopa,
- lepkości użytego oleju,
- wymaganej temperatury układu.

Wymienione czynniki są wzajemnie powiązane np. wzrost obciążenia oraz zwiększenie prędkości obrotowej powoduje podwyższenie temperatury łożyska. Natomiast wraz ze wzrostem temperatury maleje lepkość oleju, co z kolei wpływa na zmniejszenie grubości filmu olejowego.

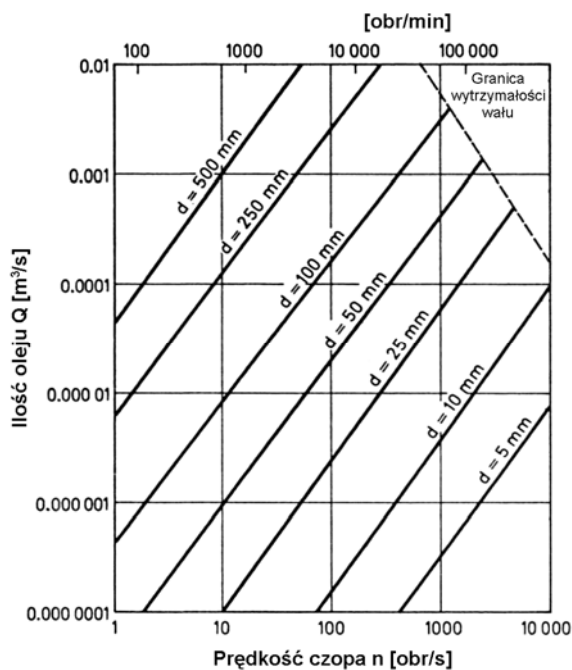
Z drugiej strony, uwzględniając ekonomikę smarowania, dąży się do ograniczenia (oczywiście w dopuszczalnych granicach) ilości dostarczanego oleju smarującego ze względu na [39]:

- oszczędność zużycia oleju,
- oszczędność energii potrzebnej do doprowadzenia oleju do węzła tarcia.

Racjonalne zużycie oleju do smarowania łożysk ślizgowych wiąże się z unikaniem nieuzasadnionego dostarczania nadmiernej ilości czynnika smarującego oraz unikaniem lub ograniczeniem ewentualnych przecieków oleju z łożyska lub instalacji zasilającej. Wyciekający olej może powodować zanieczyszczenie środowiska naturalnego. Z kolei nadmierna ilość oleju smarującego wymaga zużycia większej energii, co podnosi koszty eksploatacji maszyny.

Wzajemne powiązanie przytoczonych czynników oraz sprzeczność wymagań utrudnia jednoznaczne określenie optymalnej ilości oleju, którą należałoby doprowadzać do łożyska poprzecznego w konkretnych warunkach pracy. W praktyce inżynierskiej wymaganą ilość czynnika smarującego wyznacza się na podstawie obliczeń, badań doświadczalnych lub łącząc za sobą te dwie metody.

Orientacyjne wartości wymaganej ilości oleju, którą należy dostarczać do poprzecznych łożysk ślizgowych dla zapewnienia całkowitego wypełnienia szczeliny smarowej podaje Neale [47]. Przedstawiona na Rys. 6 zależność objętościowego natężenia przepływu oleju w zależności od prędkości obrotowej oraz średnicy czopa łożyska określona została na podstawie wyników obliczeń i badań doświadczalnych.



Rys. 6. Orientacyjna wymagana ilość oleju dostarczanego do poprzecznego łożyska ślizgowego w funkcji prędkości obrotowej i średnicy czopa łożyska [47]

Według przedstawionej charakterystyki zapotrzebowanie oleju do smarowania łożysk poprzecznych zwiększa się wraz ze wzrostem średnicy czopa oraz rośnie proporcjonalnie do wzrostu prędkości obrotowej.

Obliczeniowy sposób wyznaczania wymaganej ilości czynnika smarującego hydrodynamiczne łożysko poprzeczne przytacza Lawrowski [39]. Określa ją wzór empiryczny (1).

$$Q_s = 1,2 \left( 2,8 - \frac{l}{d} \right) \psi l \left( \frac{d}{10} \right)^2 \frac{n}{1000} \left[ \frac{dm^3}{h} \right] \quad (1)$$

gdzie:  $\psi$  - względny luz łożyskowy,  $l$  - długość łożyska [cm],  $d$  - średnica czopa [cm],  $n$  - prędkość obrotowa [obr/min]

Przy uwzględnieniu doprowadzania oleju z pewnym nadciśnieniem (w celu intensywniejszego chłodzenia węzła tarcia) całkowitą ilość oleju określa wzór (2).

$$Q = Q_s \sqrt[3]{1 + 10 p_{01}} \left[ \frac{dm^3}{h} \right] \quad (2)$$

gdzie:  $p_{01}$  - ciśnienie oleju na wlocie do łożyska [MPa]

Zapotrzebowanie na olej określone wzorami (1) i (2) odpowiada smarowaniu łożysk ślizgowych w zwykłym wykonaniu tj. przy średnich chropowatościach powierzchni, przy uwzględnieniu błędów kształtu łożyska i czopa oraz odkształceń czopa pod wpływem obciążenia.

Sposób określenia dokładnej ilości oleju jaka jest potrzebna do wypełnienia szczeliny smarowej łożyska poprzecznego podczas pracy pod obciążeniem i zachowania warstewki nośnej przedstawia Fuller [17]. Metoda opiera się na wyznaczeniu ilości oleju wyciekającego na końcu łożyska (upływy boczne) oraz ilości oleju wyciekającego z tylnej krawędzi klina smarowego na podstawie obliczeniowego określenia spadków prędkości i ciśnienia w tych kierunkach. W tym celu wykorzystano przybliżone rozwiązanie równania Reynoldsa opisujące przepływ oleju w szczelinie smarowej metodą analogii elektrycznej. Wyznaczone tą metodą natężenia przepływu oleju w kierunku wzdłużnym określa wzór (3) oraz wartości upływów bocznych wzór (4).

$$Q_{wl} = K_{wl} u r \psi l \quad (3)$$

gdzie:  $Q_{wl}$  - objętość oleju dopływającego [cm<sup>3</sup>/s],  $K_{wl}$  - współczynnik,  $u$  - prędkość obwodowa [cm/s],  $r$  - promień czopa [cm],  $\psi$  - luz względny,  $l$  - długość łożyska [cm]

$$Q_{wyl} = K_{wyl} u r \psi l \quad (4)$$

gdzie:  $Q_{wyl}$  – objętość oleju wypływająca na obu końcach łożyska [ $\text{cm}^3/\text{s}$ ],  $K_{wyl}$  – współczynnik

Wartość współczynników  $K_{wl}$  i  $K_{wyl}$  ze wzorów (3) i (4) zestawione przez Fullera w tabelach [17], uzależnione są od stosunku średnicy i długości oraz mimośrodowości względnej łożyska. Wzór (3) określa ilość oleju jaką należałoby doprowadzić, gdyby cały olej przepływał przez łożysko tylko raz, tzn. gdyby czop nie zabierał oleju i nie przenosił go ponownie do przedniej krawędzi klina smarowego. W większości łożysk olej wyciekający z tylnej krawędzi klina smarowego z zasady przywiera do powierzchni czopa i przenoszony jest ponownie do przedniej krawędzi. Rzeczywisty ubytek oleju spowodowany jest zatem upływem bocznym. Ilość oleju wyciekającego na boki określona wzorem (4) stanowi zatem tę minimalną ilość oleju, którą należy doprowadzić do łożyska, żeby szczelina była zawsze napełniona smarem. Należy zaznaczyć, że wartości określone wzorami (3) i (4) dotyczą łożyska poprzecznego z panwią o kącie  $120^\circ$ . Doświadczenia Fullera wykazały jednak, że wartości tę mogą być wykorzystane dla łożysk z panwiami o innych kątach.

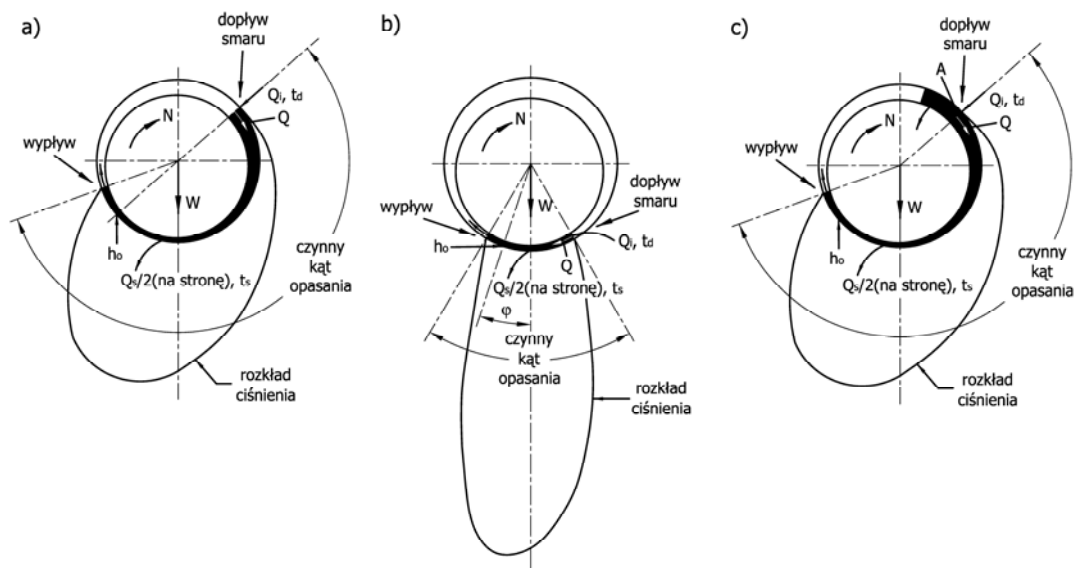
Bardziej szczegółowy sposób postępowania przy wyznaczaniu wymaganej ilości oleju potrzebnej do smarowania łożysk poprzecznych zawiera opracowanie Raimondiego i Boyda [50, 62]. Autorzy wykorzystali numeryczne rozwiązanie równania Reynoldsa przedstawiając je w postaci bezwymiarowych charakterystyk. Otrzymane wyniki opierają się na założeniu stałej lepkości oleju w szczelinie smarowej oraz urywania się nośnego filmu olejowego w okolicy miejsca, gdzie szczelina zaczyna rozszerzać się. Ponadto przyjęto, że całe ciepło tarcia powoduje podgrzanie smaru i że przy każdym obrocie czopa następuje całkowita wymiana smaru w łożysku. Wyniki obliczeń zestawiono w tabelach [50, 62] w postaci związków wielkości bezwymiarowych współczynników charakteryzujących łożysko w funkcji liczby Sommerfelda, określonej wzorem (5)

$$S = \frac{\eta \cdot n}{p_{sr} \cdot \psi^2} \quad (5)$$

gdzie:  $\eta$  - lepkość dynamiczna oleju [ $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ ],  $n$  – prędkość obrotowa czopa [obr/s],  $p_{sr}$  – średnie naciski obliczeniowe [ $\text{N}/\text{m}^2$ ],  $\psi$  - luz względny

Zależności wielkości bezwymiarowych w funkcji liczby Sommerfelda wyznaczono dla różnych kątów opasania łożyska ( $360^\circ$ ,  $180^\circ$ ,  $120^\circ$ ,  $60^\circ$ ) oraz dla różnych stosunków długości i średnicy łożyska ( $1/4$ ,  $1/2$ ,  $1$ ,  $\infty$ ).

W łożyskach poprzecznych pełnych (o kącie opasania  $360^\circ$ ) trudno jest zrealizować warunek całkowitej wymiany smaru podczas każdego obrotu czopa. Connors [10, 50] wykorzystując algorytm obliczeniowy Raimondiego i Boyda określił wymaganą ilość oleju dla łożysk pełnych o stosunku średnicy do długości czopa równej 1, uwzględniając występującą w praktyce recyrkulację smaru. Wyróżnić można trzy możliwe warunki zasilania smarem poprzecznego łożyska ślizgowego (Rys. 7): smarowanie normalne, skąpe i nadmierne.



Rys. 7. Łożyska poprzeczne pełne w różnych warunkach zasilania smarem: a) warunki normalne, b) skąpe zasilanie, c) nadmierne zasilanie [50]

Smarowanie normalne (Rys. 7a) występuje w przypadku, gdy ilość oleju dostarczana do łożyska odpowiada dokładnie ubytkom oleju spowodowanym wypływem bocznym. W praktyce trudno zrealizować ten warunek i ilość dostarczanego smaru jest mniejsza lub większa. Jeżeli zasilanie smarem jest mniejsze, to łożysko nazywamy skąpo smarowanym (Rys. 7b). Skąpe smarowanie powoduje zmniejszenie grubości i zasięgu filmu olejowego i podniesienie jego temperatury. Jeżeli zasilanie jest intensywniejsze niż normalne (na przykład na skutek zwiększenia ciśnienia zasilania), to łożysko nazywamy nadmiernie zasilanym (Rys. 7c). Nadmiar smaru zwiększa przepływ osiowy w nieobciążonej części panwi powodując intensywniejsze chłodzenie łożyska.

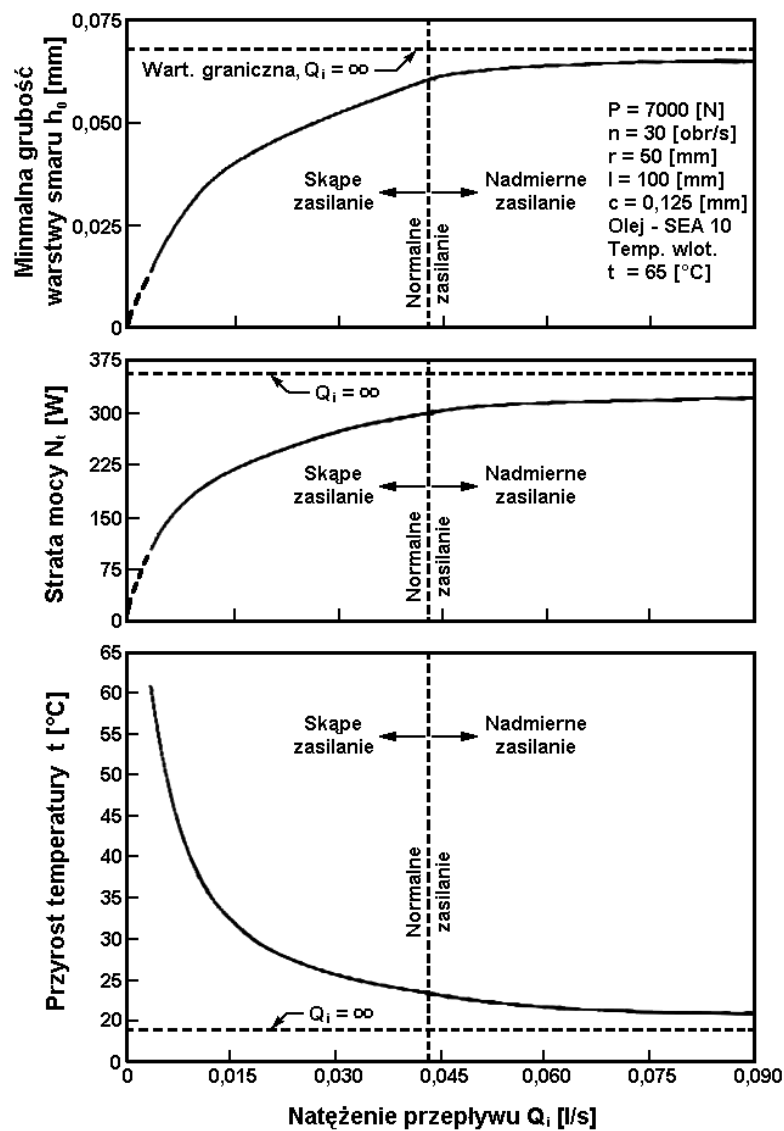
Connors uwzględniając powyższe założenia wyznaczył w formie wykresów zależności zmiennej bezwymiarowej charakteryzującej natężenie przepływu smaru

dostarczanego do łożyska (6) w funkcji liczby Sommerfelda (5) wyróżniając przyjęte trzy obszary działania łożyska.

$$\frac{Q_i}{r\delta n l} \quad (6)$$

gdzie:  $Q_i$  – natężenie smaru zasilającego łożysko,  $r$  – promień czopa,  $\delta$  - luz promieniowy,  $n$  – prędkość obrotowa,  $l$  – długość łożyska

Wpływ różnych warunków zasilania olejem na minimalną grubość warstwy smaru, straty mocy oraz przyrost temperatury przykładowej konfiguracji łożyska poprzecznego przedstawiają wykresy na Rys. 8 [10, 50].



Rys. 8. Wpływ warunków zasilania na minimalną grubość warstwy smaru, straty mocy oraz przyrost temperatury poprzecznego łożyska ślizgowego o kącie opasania  $360^\circ$  [10]

Z przedstawionych charakterystyk wynika, że wzrost ilości oleju doprowadzanego do węzła łożyskowego powoduje zwiększenie minimalnej grubości filmu olejowego, wzrost strat mocy oraz obniżenie przyrostu temperatury łożyska. Zmiany wartości tych parametrów są wyraźnie większe w obszarze pracy łożyska odpowiadającej skąpemu smarowaniu. Gdy ilość dostarczanego oleju przekracza wartość wymaganą dla smarowania normalnego, zmiany analizowanych parametrów są już niewielkie. Zależności przedstawione przez Connorsa świadczą to o tym, że dla prawidłowej pracy łożyska najistotniejsze znaczenie ma zapewnienie takiej ilości dostarczanego oleju, aby osiągnięty został poziom smarowania normalnego. Natomiast dalsze zwiększanie ilości doprowadzanego środka smarnego może już tylko w pewnym nieznacznym stopniu poprawić warunki pracy węzła łożyskowego.

Opisane sposoby określania wymaganej ilości oleju potrzebnego do smarowania poprzecznych łożysk ślizgowych nie dają jednoznacznej odpowiedzi, jaką ilość środka smarnego należy dostarczać w konkretnych warunkach dla zapewnienia poprawnego działania łożyska. Okazuje się, że wymagana ilość smaru uzależniona jest w znacznym stopniu od parametrów geometrycznych węzła tarcia (luzu łożyskowego, kąta opasania, stosunku średnicy do długości czopa), które determinują określone warunki zasilania łożyska. Wydaje się zasadne, iż w celu dokładnego określenia wymaganej ilości smaru, dla każdej konfiguracji węzła łożyskowego należy indywidualnie analizować uwarunkowania geometryczne oraz następnie dodatkowe czynniki zależne od warunków pracy i wymagań eksploatacyjnych. Jednym z dodatkowych czynników które mają istotny wpływ na realizację prawidłowego smarowania jest sposób dostarczania środka smarnego. Jeżeli uwzględnimy różne warunki zasilania zaproponowane przez Connorsa [10, 50] to poza zasilaniem normalnym prawie nie występującym w praktyce możliwe są dwa pozostałe warunki: zasilanie skąpe lub nadmierne. Z zasilaniem skąpym mamy do czynienia głównie w łożyskach z prostymi układami zasilania bezciśnieniowego, między innymi w łożyskach z własnym zasilaniem. Natomiast zasilanie nadmierne dotyczy łożysk zasilanych ciśnieniowo, czyli głównie z zewnętrznych instalacji hydraulicznych. Powyższego zaszeregowania nie należy traktować jako ścisłej reguły, ale jako wynik istniejących możliwości obu stosowanych systemów zasilania.

Brak prostego i jednoznacznego sposobu określania wymaganej ilości oleju do smarowania poprzecznych łożysk prowadzi do przekonania, że najkorzystniejszym postępowaniem jest zapewnianie (w miarę możliwości stosowanego układu zasilania)

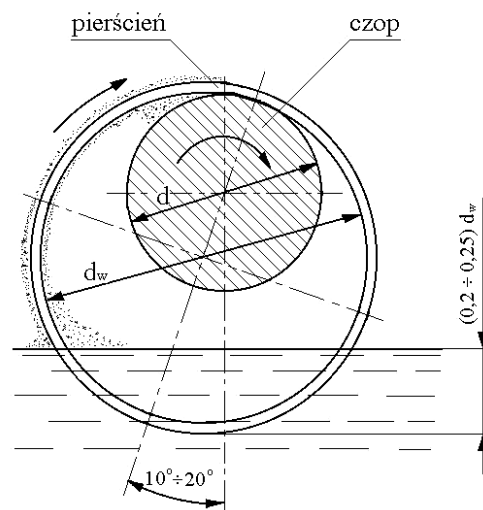


dostarczania oleju z dużym nadmiarem, co daje pewność odpowiedniego smarowania. W przypadku stosowania zasilania pod ciśnieniem z zewnętrznego układu znaczne przeszacowanie ilości dostarczanego oleju skutkuje niepotrzebnymi stratami energii i podniesieniem kosztów eksploatacji maszyny. Z kolei przy wykorzystaniu łożysk z własnym zasilaniem takie postępowanie jest trudne do realizacji w wyniku zwykle ograniczonej ich wydajności. Jednak w tym przypadku ze względu na zablokowanie układu zasilania i łożyska w jednej obudowie nadmierna ilość oleju dostarczana do łożyska poza pewnością odpowiedniego smarowania nie spowodowałaby znaczącego wzrostu strat energii, a przyczyniłaby się do intensywniejszego odprowadzania ciepła z węzła łożyskowego. Miałyby to istotne znaczenie ze względu na przeważnie ograniczoną zdolność do rozpraszania ciepła przez łożyska z własnym układem zasilającym.

## 2.2. Opis rozwiązań konstrukcyjnych „samozasilania”

### 2.2.1. Łożyska zasilane z wykorzystaniem pierścieni luźnych

Powszechnie stosowanym od wielu lat rozwiązaniem własnego zasilania hydrodynamicznych łożysk poprzecznych jest smarowanie pierścieniem luźnym przedstawione schematycznie na Rys. 9.

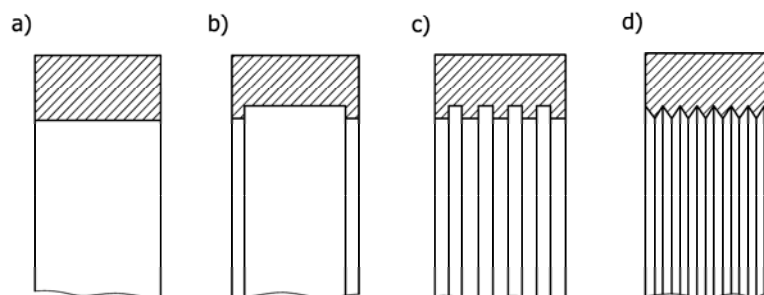


Rys. 9. Schemat smarowania pierścieniem luźnym [39]

Zasada działania tego sposobu smarowania polega na przenoszeniu oleju pod wpływem ruchu obrotowego ze zbiornika do górnej części łożyska dzięki siłom

przyczepności smaru do powierzchni wirującego pierścienia o średnicy większej od średnicy czopa. Ruch obrotowy pierścienia luźnego możliwy jest dzięki siłom tarcia w miejscu styku na górnej części czopa. Powoduje to, że pierścień obraca się z pewnym poślizgiem w stosunku do czopa łożyska. Pierścień smarujący porusza się w specjalnym kanale górnej części panwi (konieczność istnienia wycięcia w panwi) lub też swobodnie, jeśli łożysko posiada tylko dolną półpanew (łożysko częściowe). W górnej części łożyska olej przenoszony na pierścieniu rozplywa się grawitacyjnie po powierzchni czopa i następnie rozprowadzany jest odpowiednimi rowkami do szczeliny smarowej łożyska.

Zasilanie pierścieniem luźnym w klasycznym wykonaniu charakteryzuje się odpowiednim wydatkiem podawanego oleju w zakresie prędkości obrotowych czopa od 60 do 500 [obr/min] [7, 17, 32, 34, 37, 39, 41, 55, 56]. Poniżej 60 [obr/min] pierścienie luźne podają zbyt małą ilość oleju. Z kolei powyżej 500 [obr/min] gwałtownie spada ilość przenoszonego oleju na skutek zbyt małej prędkości pierścienia w stosunku do czopa łożyska w wyniku tworzenia się hydrodynamicznego filmu olejowego i spadku tarcia na styku pierścień – czop. Zwiększenie ilości podawanego oleju przez pierścienie luźne przy większych prędkościach obrotowych możliwe jest poprzez rowkowanie wewnętrznej powierzchni pierścienia [7, 17, 34, 39, 55, 56]. Dzięki temu zabiegowi przerywaniu ulega film olejowy na styku pierścień – czop powodując zwiększenie tarcia między współpracującymi elementami. Umożliwia to szybsze wirowanie pierścienia i tym samym intensywniejszy transport oleju. Przykłady kształtu wewnętrznej powierzchni pierścienia luźnego przedstawia Rys. 10.

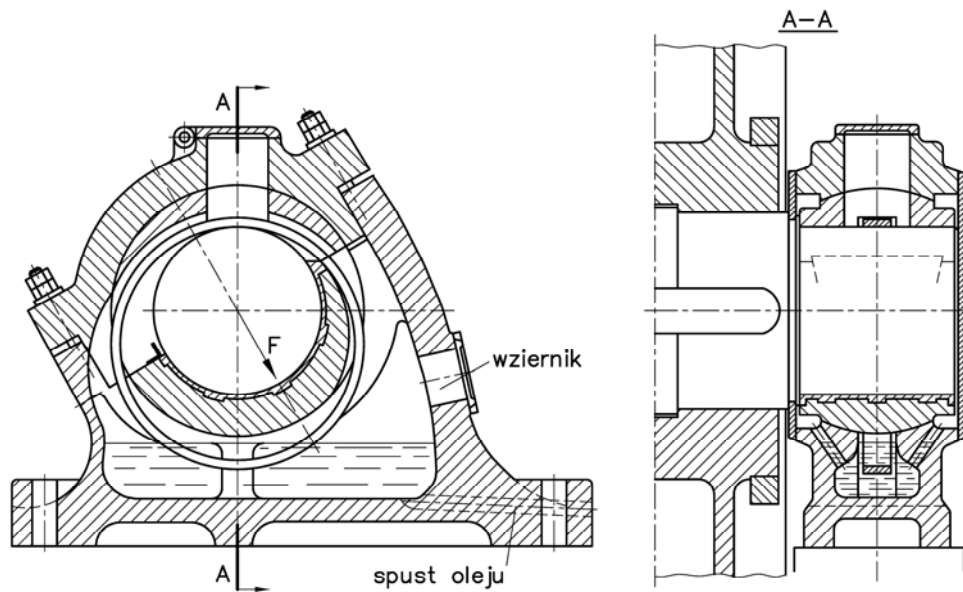


Rys. 10. Kształty wewnętrznych powierzchni luźnych pierścieni smarujących: a) pierścień gładki, b) ÷ d) pierścienie rowkowane [39]

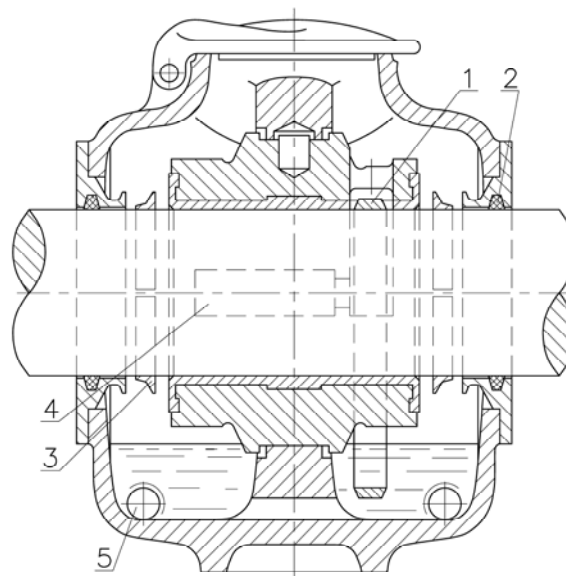
Innym sposobem zwiększenia wydajności zasilania pierścieniem luźnym jest stosowanie dwóch pierścieni podających olej do jednego łożyska [47]. Pierścienie w takim przypadku umieszczone są w dwóch symetrycznie rozmieszczonych rowkach

wykonanych w górnej panwi łożyska. Powoduje to wydłużenie panwi i zarazem zwiększenie gabarytów całego łożyska. Efektem wymienionych zabiegów konstrukcyjnych jest podniesienie górnej granicy stosowania tego typu zasilania do ok. 1500 [obr/min] [41, 47].

Rysunki 11 i 12 przedstawiają typowe przykłady rozwiązań konstrukcyjnych łożysk zasilanych luźnymi pierścieniami smarującymi.



Rys. 11. Poprzeczne łożysko smarowane pierścieniem luźnym umieszczonym w środku panwi [39]

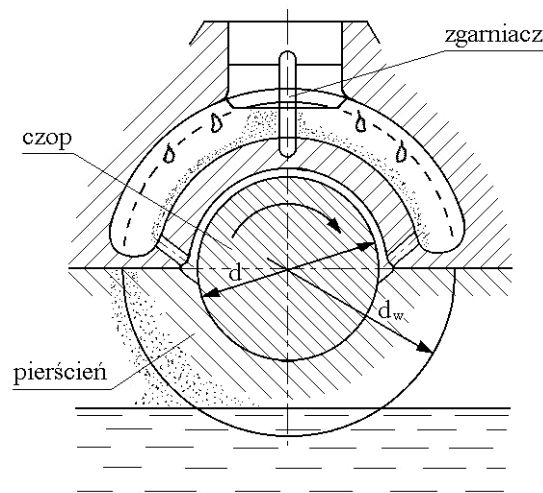


Rys. 12. Poprzeczne łożysko smarowane pierścieniem luźnym umieszczonym na skraju panwi: 1 – pierścień smarujący, 2 – uszczelniacz, 3 – pierścień odrzucający, 4 – kieszeń smarownicza, 5 – wskaźnik oleju [73]

W rozwiązaniu przedstawionym na Rys. 11 luźny rowkowany pierścień smarujący umieszczony jest w środku łożyska. Z kolei w rozwiązaniu z Rys. 12 gładki pierścień umieszczony jest na skraju panwi. Należy zwrócić uwagę, iż rozwiązanie przedstawione na Rys. 12 można łatwo zmodyfikować, umieszczając symetrycznie po przeciwnej stronie panwi drugi pierścień smarujący, w przypadku zbyt niskiej wydajności zasilania pojedynczego pierścienia.

### 2.2.2. Łożyska zasilane z wykorzystaniem pierścieni stałych

Drugim powszechnie stosowanym rozwiązaniem własnego zasilania hydrodynamicznych łożysk poprzecznych jest smarowanie pierścieniem stałym, przedstawione schematycznie na Rys. 13.



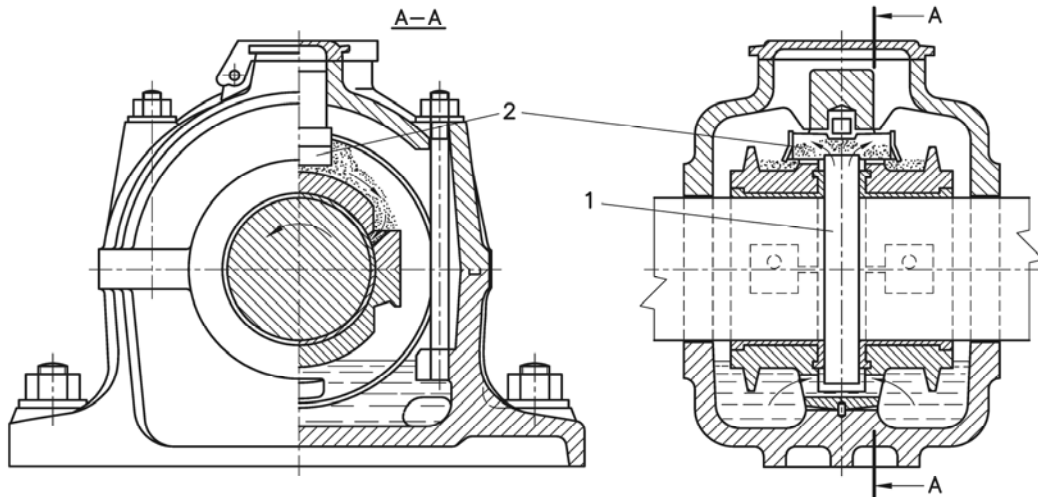
Rys. 13. Schemat smarowania pierścieniem stałym [39]

Działanie rozwiązania jest podobne do poprzedniego i polega na przenoszeniu oleju pod wpływem ruchu obrotowego ze zbiornika do górnej części łożyska, dzięki siłom przyczepności oleju do powierzchni pierścienia osadzonego na stałe na czopie łożyska i obracającego się razem z nim. Pierścień smarujący może być osadzony w środku panwi łożyskowej (wymaga to dzielenia panwi na dwie części) lub poza panwią (na zewnątrz łożyska). W górnej części łożyska olej zbierany jest z pierścienia za pomocą specjalnego zgarniacza, po czym poprzez odpowiednie rowki i otwory spływa grawitacyjnie do szczeliny smarowej.

Ilość podawanego oleju przez pierścienie stałe o klasycznym walcowym kształcie jest zadawalająca w zakresie prędkości obrotowych od 0 do 500 [obr/min] [6, 17, 21, 39]. Po przekroczeniu 500 [obr/min] gwałtownie spada ilość przenieszonego oleju na

skutek działania dużej siły odśrodkowej, która odrzuca znaczną część oleju z powierzchni pierścienia na ścianki łożyska.

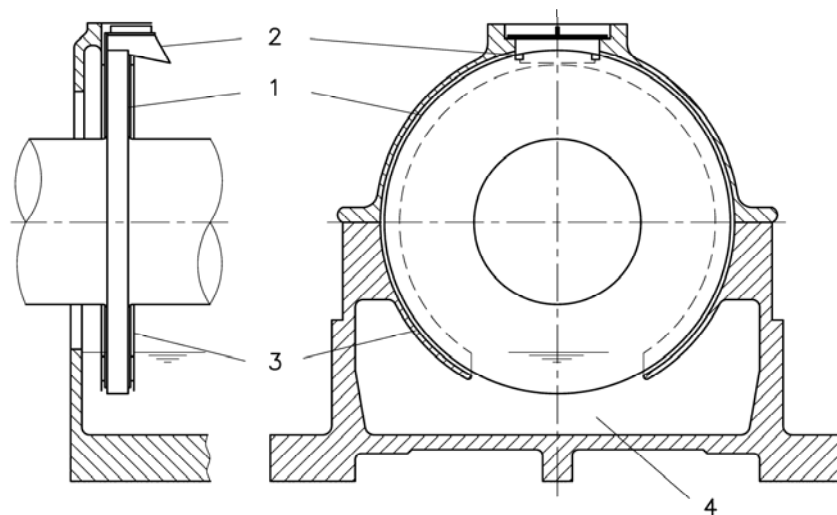
Na Rys. 14 przedstawiono przykład konstrukcji łożyska zasilanego stałym walcowym pierścieniem smarującym umieszczonym w środku panwi.



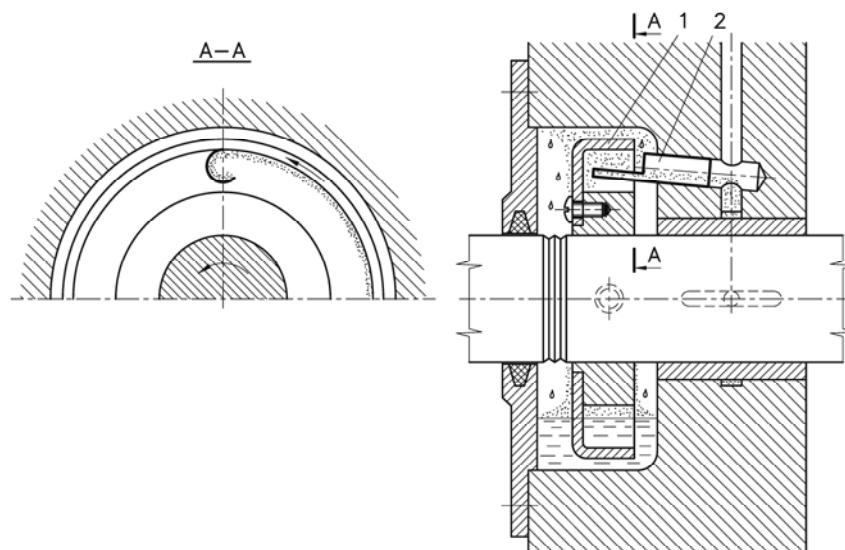
Rys. 14. Poprzeczne łożysko smarowane pierścieniem stałym umieszczonym w środku łożyska: 1 – pierścień smarujący, 2 - zgarniacz [39]

Jednym ze sposobów, który umożliwia zwiększenie ilości podawanego oleju przez stały pierścień smarujący przy większych prędkościach obrotowych jest według Lawrowskiego [39] odpowiednie ukształtowanie ścianek wewnętrznych korpusu łożyska tak aby ograniczyć straty wydajności spowodowane siłą odśrodkową odrzucającą olej przenoszony na pierścieniu. Przykładem wdrożenia tej myśli jest rozwiązanie zaproponowane przez Simmonsa i Advani [70] przedstawione na Rys. 15. W rozwiązaniu tym stały pierścień walcowy umieszczony na zewnątrz łożyska „osłonięto” kołnierzem stanowiącym jednocześnie obudowę łożyska. Zabieg ten umożliwił skuteczne smarowanie łożyska poprzeczno - wzdłużnego przy prędkościach obrotowych do 1100 [obr/min].

Kolejny przykład stosowanej konstrukcji smarowania pierścieniem stałym przedstawiono na Rys. 16. W rozwiązaniu tym pierścień w kształcie rynienki, umieszczony na zewnątrz łożyska, przenosi olej na swej wewnętrznej powierzchni, która współpracuje ze specjalnie ukształtowanym zgarniaczem. Dzięki wykorzystaniu do przenoszenia oleju wewnętrznej powierzchni pierścienia, ograniczono spadek wydajności spowodowany odrzucaniem oleju, czego skutkiem jest podniesienie górnej granicy prędkości obrotowej łożyska do ok. 2000 [obr/min] [47, 48].

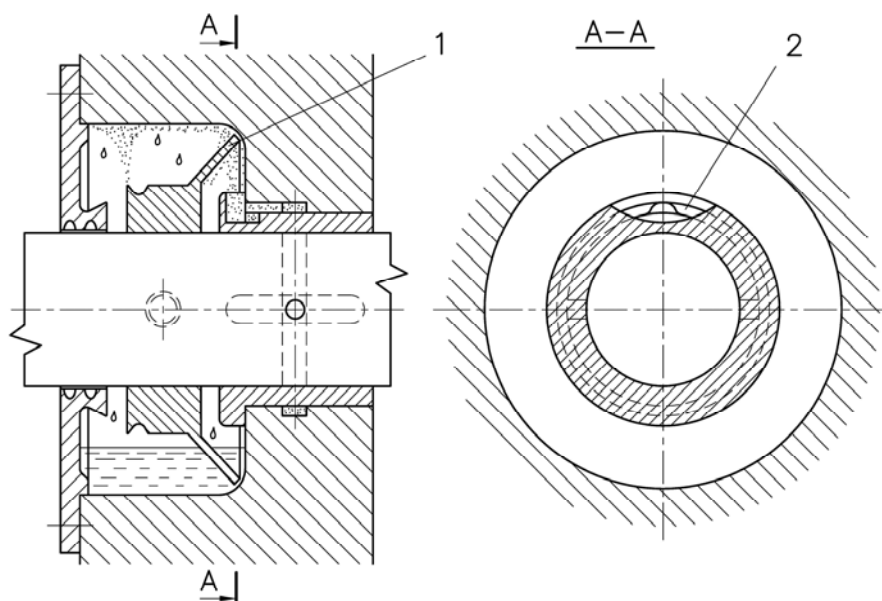


Rys. 15. Schemat układu smarowania z osłoniętym pierścieniem stałym: 1 – pierścień smarujący, 2 – zgarniacz, 3 – kołnierz osłaniający, 4 – zbiornik oleju [70]



Rys. 16. Poprzeczne łożysko smarowane pierścieniem stałym umieszczonym na zewnątrz łożyska: 1 – pierścień smarujący, 2 - zgarniacz [39]

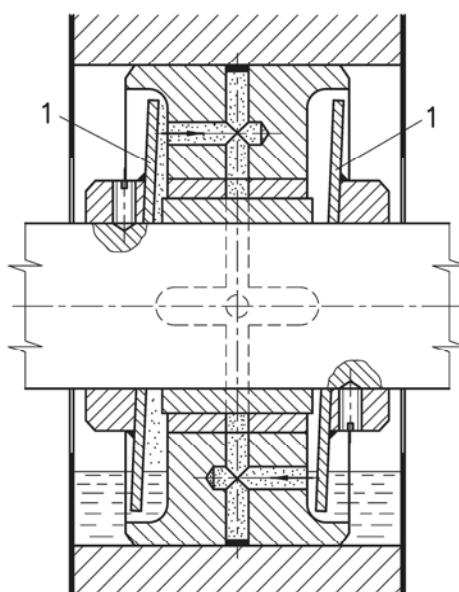
Inną odmianą zasilania pierścieniowego jest dostarczanie oleju do łożyska za pomocą tarczy smarującej przedstawione na Rys. 17. W rozwiązaniu tym tarcza na stałe zanurzona w zbiorniku oleju, znajdującym się w obudowie łożyska, przenosi na swym obwodzie olej a dzięki sile odśrodkowej odrzuca go na ścianki komory łożyskowej. Po jednej ze ścianek olej sływa do specjalnego zbiorniczka w górnej części łożyska a następnie przedostaje się do szczeliny smarowej. Jak widać w rozwiązaniu tym do przenoszenia oleju wykorzystano siłę odśrodkowa, która ogranicza wydajność w klasycznej wersji zasilania z wykorzystaniem walcowego pierścienia smarującego.



Rys. 17. Smarowanie łożyska poprzecznego z wykorzystaniem tarczy: 1 – tarcza smarująca, 2 – zbiorniczek oleju podawanego przez tarcze [39]

### 2.2.3. Łożyska z własnymi ciśnieniowymi układami zasilającymi

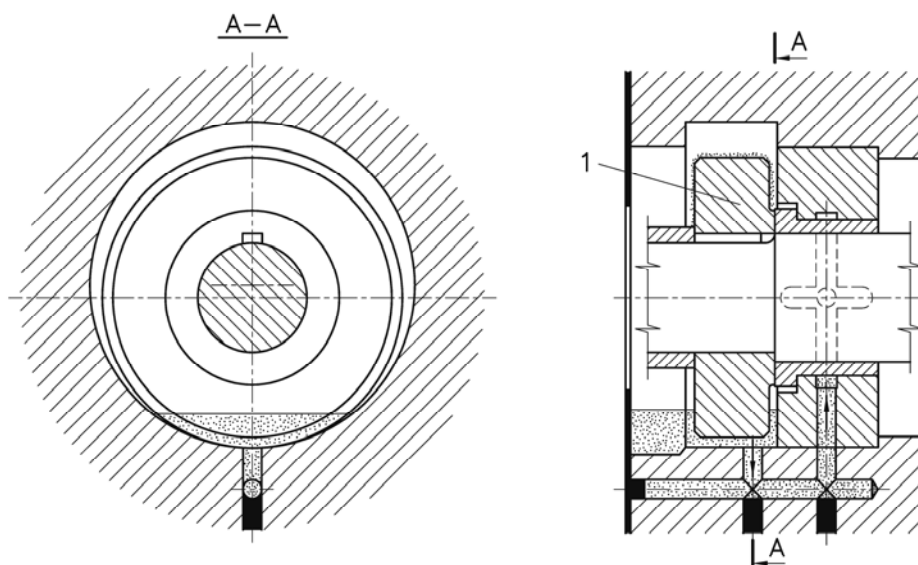
Przykładem łożyska z prostym układem podającym olej pod niewielkim ciśnieniem jest rozwiązanie przedstawione na Rys. 18. Łożysko zasilane jest olejem pod ciśnieniem wytwarzanym przez dwie zataczające się tarcze umieszczone po obu stronach panwi.



Rys. 18. Smarowanie łożyska poprzecznego za pomocą ciśnienia wytwarzanego przez zataczające się tarcze 1 [39]

Zataczanie tarcz uzyskano w wyniku skośnego ich osadzeniu na czopie łożyska. Wskutek tego powstaje pomiędzy nimi a czołami łożysk szczelina o zmiennej wysokości. Dzięki przyczepności oleju do powierzchni tarcz i dzięki tej klinowo zwężającej się szczelinie w najwęższym jej miejscu powstaje ciśnienie hydrodynamiczne. Pod wpływem tego ciśnienia olej wtłaczany jest, poprzez odpowiednie otwory w korpusie łożyska i w panewce, do kieszeni smarowych. Rozwiązanie to nadaje się do zasilania łożysk wolno - i średnioobrotowych [39]. Przy dużych prędkościach obrotowych, podobnie jak w przypadku klasycznego smarowania pierścieniem stałym, znaczna część oleju z tarcz odrzucana jest na zewnątrz, co skutkuje obniżeniem wydajności układu.

Sposobem dostarczania oleju do łożyska pracującego przy dużych prędkościach obrotowych jest przedstawione na Rys. 19 zasilanie za pomocą ciśnienia hydrodynamicznego wytwarzanego pomiędzy mimośrodowo współpracującymi powierzchniami walcowymi.



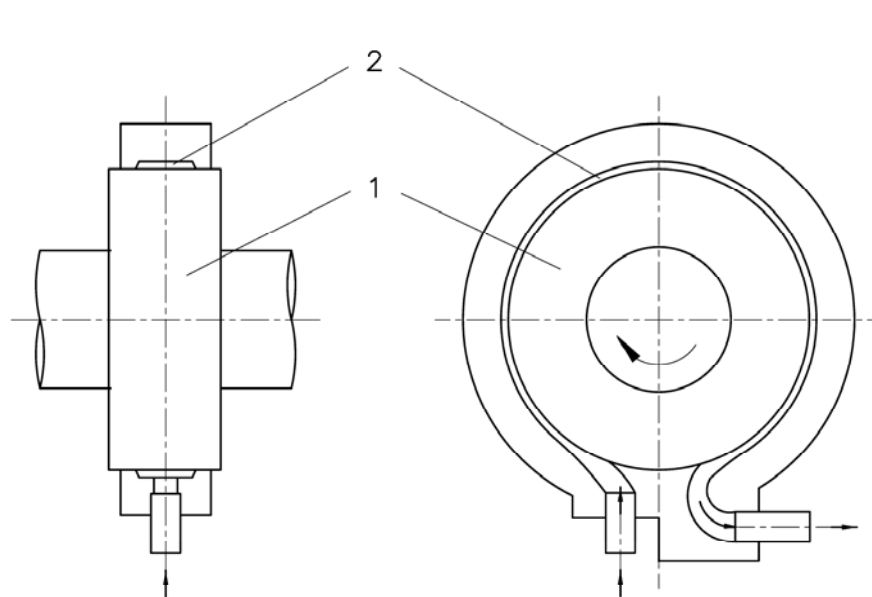
Rys. 19. Smarowanie łożyska poprzecznego za pomocą ciśnienia hydrodynamicznego wytwarzanego przez mimośrodowy krążek 1 [39]

W układzie tym krążek umieszczony jest mimośrodowo w stosunku do komory łożyskowej tak, że tworzy się u dołu szczelina klinowo zwężająca się. Dzięki temu w wyniku obracania krążka w powstałej szczelinie wytwarza się ciśnienie hydrodynamiczne, które wymusza przepływ oleju poprzez odpowiednie otwory do szczeliny smarowej łożyska. Wadą rozwiązania jest niekorzystne umieszczenie układu zasilającego względem położenia wlotu oleju do szczeliny smarowej łożyska.



Wytwarzane przez układ niewielkie ciśnienie hydrodynamiczne ze względu na stosunkowo duże rozmiary szczeliny (dla zachowania odpowiedniego natężenia strumienia oleju) musi pokonać opory przepływu w otworach doprowadzających olej do rowka smarowego umieszczonego na wysokości osi panwi łożyskowej. Powoduje to straty ciśnienia wytwarzanego przez układ zasilania i w związku z tym spadek natężenia przepływu oleju doprowadzanego do szczeliny smarowej łożyska.

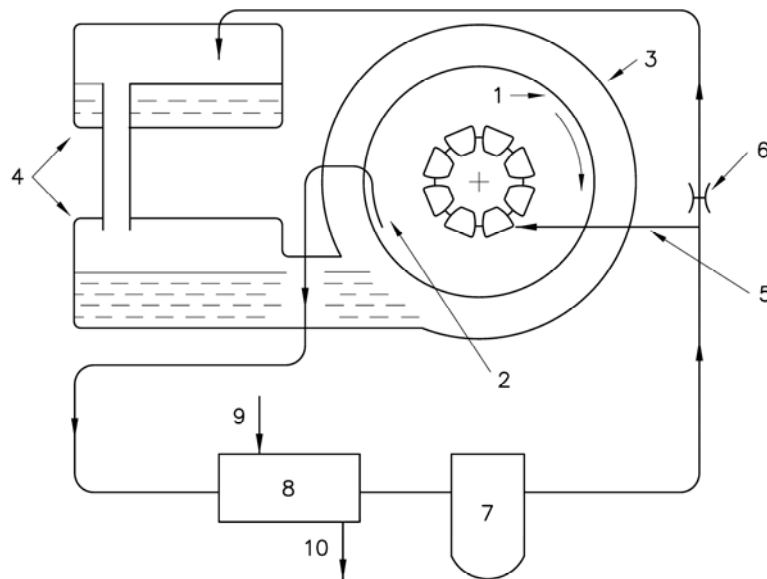
New i Ruddy [29, 48] proponuje inne rozwiązanie dostarczania oleju pod ciśnieniem pozwalające na skuteczne zasilanie poprzecznych łożysk ślizgowych przy dużych prędkościach obrotowych. Proponowany układ zasilania nazwany pompą wiskotyczną przedstawiony jest schematycznie na Rys. 20. Urządzenie to może być zblokowane z łożyskami poprzecznymi lub skojarzeniami łożysk poprzecznych i wzdłużnych o poziomych osiach wałów. Główny element pompy wiskotycznej to pierścień stały umieszczony względem obudowy stanowiącej wspólną całość z łożyskiem. W obudowie wykonany jest obwodowy rowek tworzący z powierzchnią zewnętrzną pierścienia szczelinę, w której przepływa olej pod wpływem ruchu obrotowego pierścienia. Zasada działania urządzenia, jak sama nazwa wskazuje, oparta jest na wykorzystaniu lepkości czynnika smarującego przenoszonego w szczelinie. Odpowiednie ukształtowanie obwodowego rowka pompy umożliwia, dzięki siłom ścinania oleju, uzyskanie stosunkowo dużego natężenia przepływu i ciśnienia oleju na wylocie.



Rys. 20. Schemat pompy wiskotycznej: 1 – pierścień stały, 2 – szczelina robocza [48]

Pompa wiskotyczna w odróżnieniu od wcześniej przedstawionych rozwiązań poza uzyskaniem wystarczającej wydajności do zasilania łożyska przy dużych prędkościach obrotowych, umożliwia również jednoczesne zasilanie dodatkowej instalacji filtrowania i chłodzenia oleju smarującego. Stosowanie dodatkowej instalacji wspomagającej pracę łożyska wprawdzie komplikuje układ (podobnie jak zewnętrzna ciśnieniowa instalacja zasilająca), jednak umożliwia prawidłowe działanie łożyska przy dużych prędkościach i obciążeniach nieosiągalnych dla typowych układów pierścieniowych przy zachowaniu „samowystarczalności”. Ze względu na skomplikowaną budowę układu, która wynika z zastosowania dodatkowych instalacji i osprzętu prezentowane rozwiązanie przeznaczone jest do zasilania łożysk w specjalistycznych urządzeniach, od których przede wszystkim wymagana jest duża niezawodność i niezależność.

Simmons, Advani i Knox [1, 70, 71] proponuje inny, przedstawiony schematycznie na Rys. 21, „samociśnieniowy” układ zasilania dla silnie obciążonych łożysk poprzecznych i wzdłużnych pracujących przy dużych obrotach.



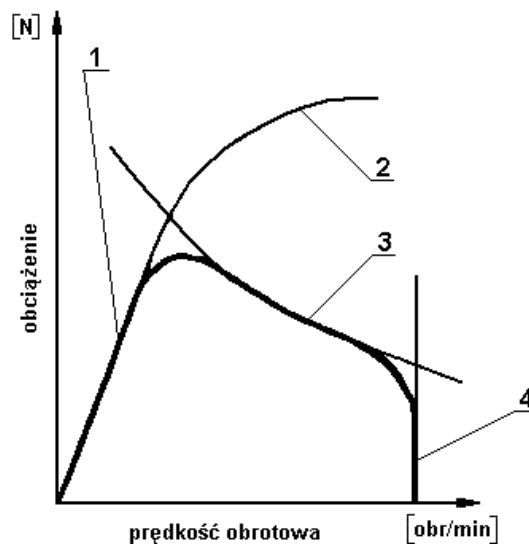
Rys. 21. Schemat „samociśnieniowego” układu zasilania: 1 – stały pierścień wewnętrzny, 2 - zgarniacz, 3 – obudowa łożyska, 4 – zbiorniki odpowietrzające olej, 5 – przewód zasilający łożysko, 6 – zawór regulujący przepływ oleju do zbiornika odpowietrzającego, 7 – filtr, 8 – chłodnica wodna, 9 – wlot wody, 10 – wylot wody [ 71]

Działanie układu opiera się na współpracy stałego pierścienia smarującego przenoszącego olej ze zbiornika na wewnętrznej powierzchni (tak jak w rozwiązaniu przedstawionym na Rys. 16) i odpowiednio ukształtowanego elementu zgarniającego.

Specjalna konstrukcja zgarniacza i jego odpowiednie położenie względem powierzchni wewnętrznej pierścienia umożliwia uzyskanie intensywnego strumienia oleju, który pod ciśnieniem zasila łożysko. Podobnie jak w przypadku pompy wiskotycznej, strumień podawanego oleju przepływa przez dodatkową instalację w której skład wchodzi filtr i wodna chłodnica oleju. Część oleju z instalacji chłodząco-filtrującej kierowana jest dodatkowym przewodem do górnego zbiornika, który służy do samoczynnego odpowietrzania czynnika smarującego. Układ ten umożliwia wystarczające zasilanie silnie obciążonego łożyska poprzeczno-wzdłużnego przy prędkościach nawet do 7400 [obr/min]. Tak jak w przypadku układów zasilania zawierających pompę wiskotyczną, skomplikowanie przedstawionego rozwiązania ogranicza jego zastosowanie do specjalistycznych i odpowiedzialnych łożysk.

### 2.3. Właściwości i ograniczenia smarowania pierścieniowego

Powszechnie stosowane rozwiązania własnych układów zasilania poprzecznych łożysk ślizgowych charakteryzują ograniczenia, które powodują wyraźne zawężenie obszaru ich wykorzystania. Wykres na Rys. 22 przedstawia ograniczenia obciążalności łożysk hydrodynamicznych z zasilaniem pierścieniowym [31].

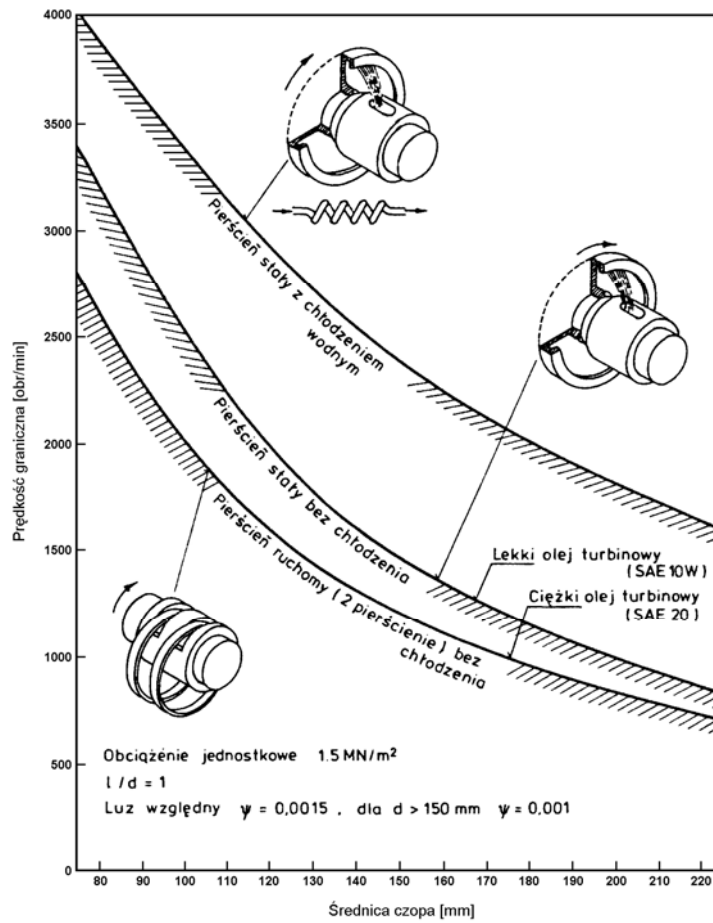


Rys. 22. Ograniczenia obciążalności łożysk hydrodynamicznych z własnym zasilaniem za pomocą pierścieni: 1 – grubość warstwy smarującej, 2 – wpływ prędkości ścinania na lepkość, 3 – ilość doprowadzanego oleju, 4 – odprowadzanie ciepła [31]

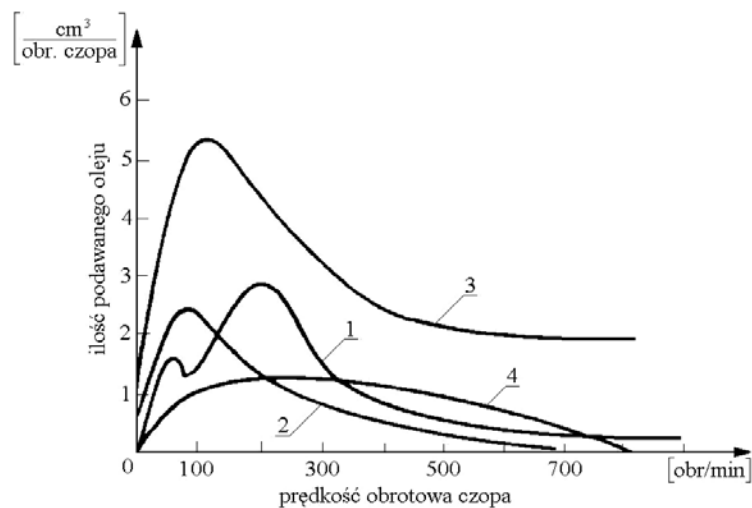
Główne ograniczenie (1) dotyczy całej grupy hydrodynamicznych łożysk ślizgowych o tarcu płynnym i wynika z konieczności wytworzenia nośnej warstewki oleju, oddzielającej czopa od panwi, o grubości większej od sumy nierówności powierzchni czopa i panwi oraz strzałki ugięcia czopa w panwi. Pod wpływem wzrostu prędkości obrotowej zwiększa się moc tarcia (2), co powoduje spadek lepkości oleju i zmniejszenie grubości filmu olejowego (stąd zakrzywienie charakterystyki). Drugie ograniczenie (3) związane jest z trudnościami w dostarczaniu odpowiedniej ilości oleju przy większych prędkościach obrotowych dla powszechnie stosowanych rozwiązań pierścieni smarujących. Trzecie ograniczenie łożysk pierścieniowych (4) wynika z mniejszej zdolności do odprowadzania ciepła, które spowodowane jest niewystarczającym przepływem oleju oraz ograniczoną jego ilością w układzie zasilania. Wszystkie krzywe na wykresie obrazują ograniczenia obciążalności wyznaczając obszar bezpiecznej pracy łożyska z zasilaniem pierścieniowym. Powyżej wyznaczonej granicy zaczynają występować zjawiska uniemożliwiające właściwy przebieg smarowania hydrodynamicznego.

Pomijając specyfikę stosowanych rozwiązań konstrukcyjnych, skuteczność zasilania pierścieniowego związana z zapewnieniem dostarczania wystarczającej ilości oleju do smarowania łożyska poprzecznego zależy od prędkości obrotowej czopa łożyska i lepkości oleju smarującego. Rysunek 23 przedstawia według Neale [47, 50] zależność granicznej prędkości obrotowej w funkcji średnicy czopa dla wybranych rozwiązań łożysk smarowanych pierścieniowo. Z przebiegu charakterystyk wynika, że łożyska smarowane pierścieniem stałym przenoszącym olej na wewnętrznej powierzchni osiągają nieco większe prędkości graniczne niż łożyska smarowane dwoma pierścieniami luźnym. Przykład ten świadczy o tym, jak duży wpływ ma specyfika konstrukcji danego rozwiązania na możliwą do osiągnięcia wydajność układu zasilania. Wprowadzenie dodatkowego układu chłodzenia oleju w przypadku łożysk smarowanych pierścieniem stałym wpływa również na zwiększenie możliwej do uzyskania prędkości granicznej.

Główne ograniczenie łożysk zasilanych pierścieniami w klasycznym wykonaniu wynika z gwałtownego spadku wydajności wraz ze wzrostem prędkości obrotowej czopa. Rysunek 24 przedstawia zależność ilości podawanego oleju o różnej lepkości w funkcji prędkości obrotowej dla smarowania pierścieniem luźnym gładkim oraz rowkowanym [17].

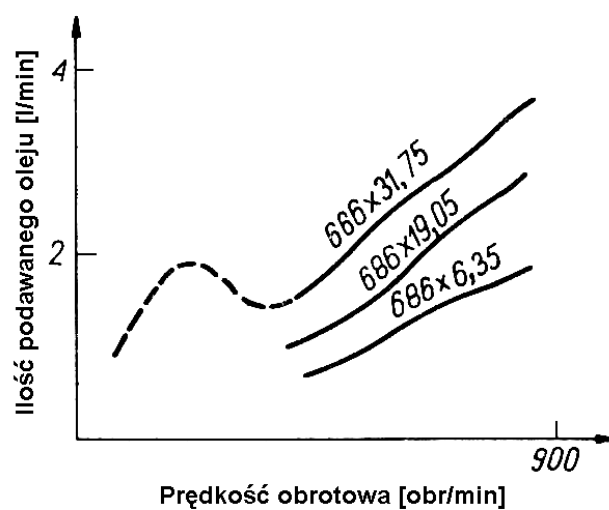


Rys. 23. Prędkość graniczna w zależności od średnicy czopa dla łożysk smarowanych pierścieniowo [50]



Rys. 24. Ilość podawanego oleju w funkcji prędkości obrotowej dla smarowania pierścieniem luźnym: 1 – pierścień gładki, olej średni, 2 – pierścień gładki, olej lekki, 3 – pierścień rowkowany, olej średni, 4 – pierścień rowkowany, olej lekki [17]

Przy małych prędkościach obrotowych pierścien obraca się wraz z czopem uzyskując taką samą prędkość obwodową. Przy wzroście prędkości między powierzchnią czopa a pierścieniem zaczyna się tworzyć warstwa oleju, początkowo stwarzając warunki dla tarcia mieszanego, aby przy większych prędkościach przejść w tarcie płynne, stąd wyraźny spadek wydajności. Prędkość przy której występuje wyraźny spadek ilości podawanego oleju na każdy obrót czopa wynosi około 250 [obr/min]. Rowkowanie wewnętrznej powierzchni pierścienia ogranicza jego poślizg poprawiając wydajność rozwiązania. Wpływ wymiarów pierścienia luźnego na ilości podawanego oleju przedstawiono na Rys. 25 [17, 34, 37].



Rys. 25. Wpływ wymiarów luźnego pierścienia smarującego na wydajność podawanego oleju [34]

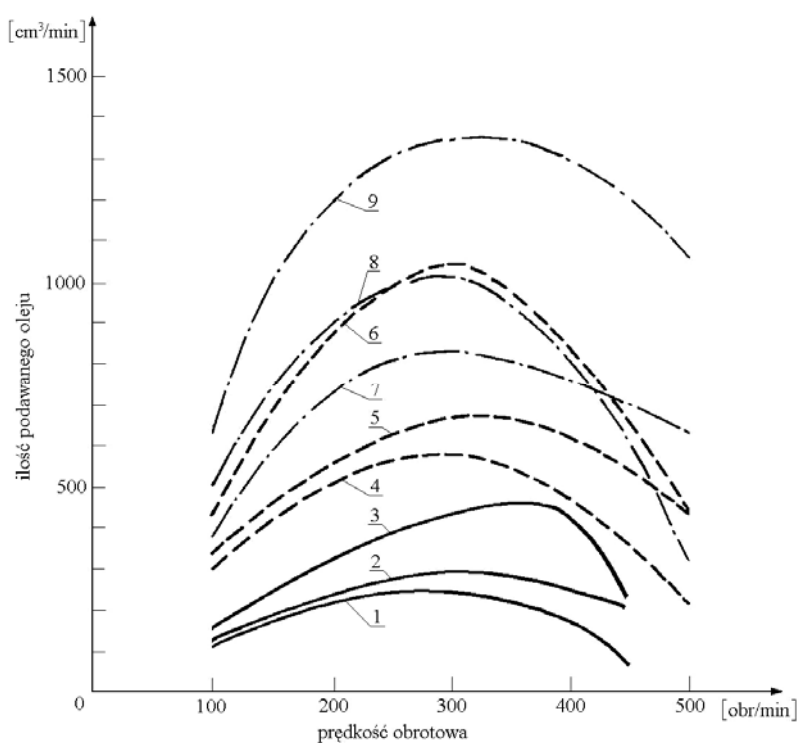
Lemon i Booser [9, 41], opierając się na własnych badaniach doświadczalnych, określili zależności na wydajności podawanego oleju przez luźny pierścień smarujący dla różnych prędkości obrotowych i odpowiadających im stanów współpracy pierścienia i czopa. Wyniki badań przedstawione w Tab. 1 umożliwiają wyznaczenie natężenia przepływu dla każdego przedziału prędkości, jeżeli znane są wymiary pierścienia i czopa oraz lepkość oleju.

Na Rys. 26 przedstawiono zależność ilości podawanego oleju o różnej lepkości w funkcji prędkości obrotowej dla zasilania klasycznym walcowym pierścieniem stałym [39].

Tab. 1. Charakterystyka stanów pracy pierścienia luźnego i odpowiadające im zależności na ilość podawanego oleju [9]

Zakres prędkości	Prędkość pierścienia $U_R$ [m/s]	Podawanie oleju $q$ [m <sup>3</sup> /s]
Ruch bez poślizgu	$U_R = U$	$4,26p(\gamma)^{0,65} U_R^{1,5} \times 10^{-6}$
Początek poślizgu	$U_s = 3,8 \frac{W}{n} D \times 10^{-5}$	-
Napęd przy istnieniu tarcia mieszanego między wałem i pierścieniem	niestabilna	-
Prędkość przejściowa	$U_t = \frac{5D^{1,5}}{\gamma^{0,67} \times 10^{-3}}$	$q_t = 4,26p(\gamma)^{0,65} U_t^{1,5} \times 10^{-6}$
Początek tarcia płynnego	$u_0 = 2,9u_s$	-
Napęd przy pełnym tarcu płynnym między wałem i pierścieniem	$U = 0,05 \frac{\gamma^{0,2}}{D} (du)^{0,8}$	$q_t = \left(\frac{U}{U_t}\right) \left(\frac{u_t}{u}\right)^{0,5}$

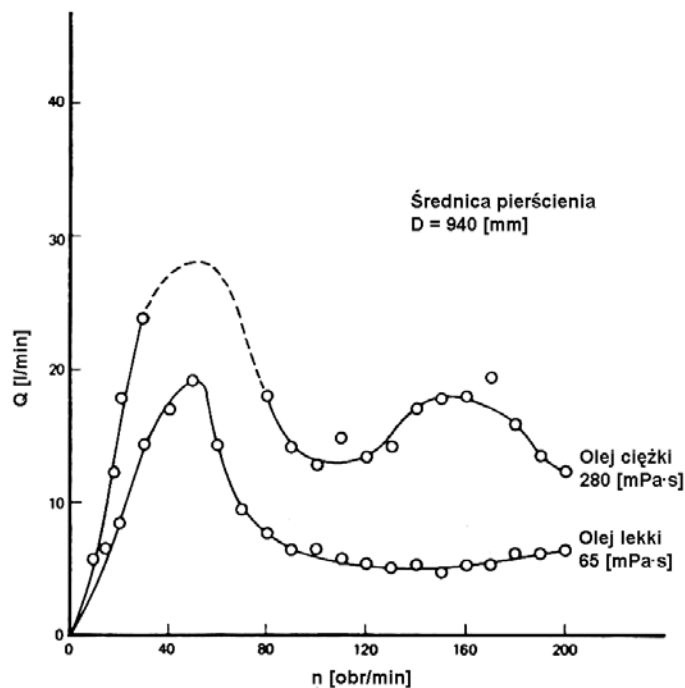
$d$  – średnica czopa [m];  $p$  – szerokość pierścienia [m];  $q$  – natężenie przepływu oleju [m<sup>3</sup>/s];  $q_t$  – natężenie przepływu oleju przy prędkości przejściowej [m<sup>3</sup>/s];  $U$  – prędkość obwodowa czopa [m/s];  $u_0, U_0$  – minimalna prędkość obwodowa czopa i pierścienia gwarantująca uzyskanie tarcia płynnego między czopem a pierścieniem [m/s];  $u_t, U_t$  – prędkość przejściowa czopa i pierścienia [m/s];  $D$  – średnica wewnętrzna pierścienia olejowego [m];  $W$  – masa pierścienia olejowego [kg];  $\gamma$  – lepkość kinematyczna [m<sup>2</sup>/s];  $\eta$  – lepkość dynamiczna [Pa·s].



Rys. 26. Ilość podawanego oleju w funkcji prędkości obrotowej dla smarowania pierścieniem stałym: 1 ÷ 3 – olej o lepkości kinematycznej 50 [mm<sup>2</sup>/s], 4 ÷ 6 – olej o lepkości kinematycznej 400 [mm<sup>2</sup>/s], 7 ÷ 9 – olej o lepkości kinematycznej 800 [mm<sup>2</sup>/s], szerokość pierścieni 1, 4, 7 – 7 [mm], szerokość pierścieni 2, 5, 8 – 10 [mm], szerokość pierścieni 3, 6, 9 – 14 [mm] [39]

Również w przypadku pierścienia stałego po przekroczeniu prędkości obrotowej, która wynosi około 500 [obr/min], wyraźnie maleje ilość podawanego oleju. Związane jest to z odrzucaniem znacznej części oleju z powierzchni pierścienia na ścianki wewnętrzne korpusu łożyska pod wpływem siły odśrodkowej, której wartość rośnie proporcjonalnie do kwadratu prędkości obrotowej. Jak widać z charakterystyki również znaczny wpływ na uzyskiwaną wydajność tego typu sposobu smarowania ma lepkość oleju i szerokość pierścienia smarującego.

Gardner [6, 21] prowadził badania nad ilością oleju zbieranego z stałego pierścienia smarującego o średnicy 560 i 940 [mm] przy małych prędkościach obrotowych w zakresie  $0 \div 200$  [obr/min]. Wyniki badań w postaci zależności ilości podawanego oleju w funkcji prędkości obrotowej przedstawia Rys. 27. Z przebiegu charakterystyk wynika, że w początkowym zakresie obrotów, przy małym oddziaływaniu siły odśrodkowej, wydajność rośnie proporcjonalnie wraz ze wzrostem prędkości obrotowej.



Rys. 27. Zależność wydajności smarowania pierścieniem stałym w funkcji małych prędkości obrotowych [21]

Opierając się na swoich badaniach Gardner wyznaczył zależność na natężenie przepływu oleju przy prędkościach obrotowych w zakresie  $0 \div 30$  [obr/min] opisane parametrem przepływu (7).



$$q = kb(DN)^{\frac{3}{2}} \eta^{\frac{1}{2}} \left[ \frac{dm^3}{h} \right] \quad (7)$$

gdzie: k – stała ( $0,2 \cdot 10^{-6}$ ), b – szerokość pierścienia [mm], D – średnica pierścienia [mm], N – prędkość obrotowa [obr/min],  $\eta$  - lepkość oleju [mPa · s]

Podsumowując, wydajność powszechnie stosowanych rozwiązań zasilania za pomocą luźnych i stałych pierścieni smarujących w klasycznym wykonaniu jest wystarczająca do smarowania łożysk pracujących przy małych prędkościach obrotowych (0 ÷ 1000 obr/min). Przy bardzo małych prędkościach (do 100 obr/min) bardziej niezawodne są układy za stałym pierścieniem smarującym. Dzięki odpowiedniej modyfikacji konstrukcji pierścieni (rowkowanie powierzchni wewnętrznej pierścieni luźnych oraz przenoszeniu oleju na wewnętrznej powierzchni pierścieni stałych) możliwe jest zasilanie łożysk przy średnich prędkościach obrotowych (do ok. 2000 obr/min). Istotny wpływ na osiąganą wydajność mają wymiary pierścienia (średnica uzależniona od średnicy czopa łożyska oraz szerokość). Ważnym czynnikiem decydującym o wydajności jest lepkość oleju smarującego. Mniejsza lepkość podawanego oleju wyraźnie obniża osiąganą wydajność stosowanych układów. Jest to o tyle istotne, gdyż ograniczona zdolność odprowadzania ciepła charakteryzująca łożyska z zasilaniem pierścieniowym powoduje z reguły znaczny wzrost temperatury czynnika smarującego, a to z kolei wiąże się ze spadkiem lepkości oleju i tym samym dodatkowo obniża wydajność układu zasilania. Rozwiązaniami eliminującymi to ograniczenie są niekiedy stosowane dodatkowe układy chłodzenia oleju smarującego. Jednak zastosowanie układów chłodzenia powoduje, że z założenia proste systemy „samozasilania” stają się bardziej skomplikowane, co podważa słuszność ich wykorzystywania w odniesieniu do zewnętrznych ciśnieniowych układów zasilania.

Pomimo wielu zalet smarowania pierścieniowego, występujące ograniczenia powodują wyraźne zawężenie obszaru zastosowania tego typu sposobów zasilania hydrodynamicznych łożysk ślizgowych. Najbardziej znaczące ograniczenie wiąże się z małą wydajnością stosowanych rozwiązań w zakresie większych prędkości obrotowych. Zwiększenie skuteczności działania stosowanych rozwiązań w zakresie większych prędkości obrotowych bez zbytej komplikacji ich konstrukcji umożliwiłoby rozszerzenie obszaru zastosowania tego typu układów zasilania.

### **3. Wnioski z analizy aktualnego stanu wiedzy – sformułowanie problematyki badawczej**

Hydrodynamiczne łożyska ślizgowe poprzeczne z własnym zasilaniem stosowane są od dawna z powodzeniem w wielu urządzeniach. Umożliwiają one w pewnym ograniczonym zakresie prędkości obrotowych dostarczanie odpowiedniej ilości oleju do wypełnienia szczeliny smarowej łożyska i tym samym uzyskania tarcia płynnego. Najbardziej rozpowszechnionymi sposobami „samozasilania” są układy z luźnymi lub stałymi pierścieniami smarującymi. Rozwiązania tę charakteryzują następujące zalety:

- prostota konstrukcji,
- niezawodność działania,
- uniezależnienie funkcjonowania łożyska od zewnętrznych źródeł energii (w odróżnieniu od zewnętrznych układów smarowania zasilanych z sieci energetycznej),
- brak lub ograniczona obsługa,
- niski koszt wykonania.

Do wad stosowanych układów zasilania pierścieniowego zaliczamy:

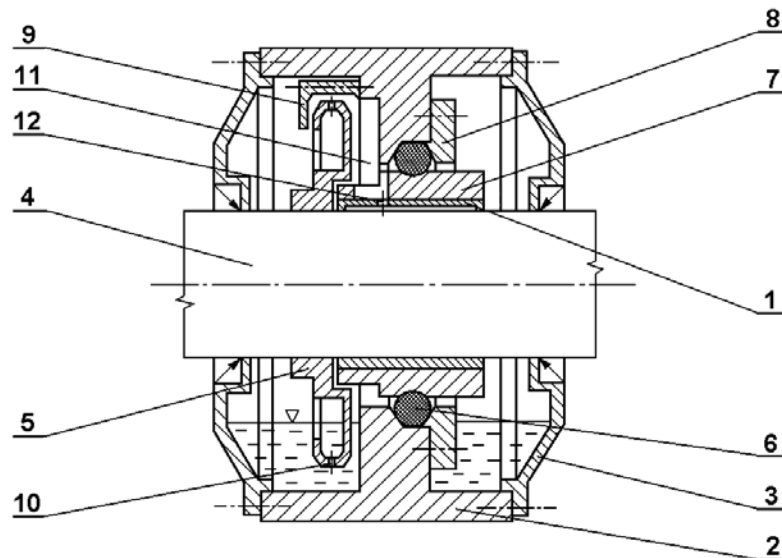
- zapewnienie odpowiedniego zasilania łożysk olejem jedynie w zakresie małych (klasyczne rozwiązania) oraz średnich (układy specjalne) prędkości obrotowych,
- utrudnione, ze względu na zablokowaną budowę i stosunkowo małą objętości czynnika smarującego, odprowadzanie ciepła wytwarzanego w węzle łożyskowym,
- większe gabaryty łożysk.

Spośród wymienionych wad najistotniejsza, która w zasadniczy sposób ogranicza możliwość wykorzystania zasilania pierścieniowego, dotyczy zbyt małej wydajności stosowanych układów przy większych prędkościach obrotowych łożysk. W połączeniu z niewystarczającą zdolnością stosowanych rozwiązań do odprowadzania ciepła, ograniczona zostaje obciążalność łożysk zasilanych tymi układami. Wprawdzie istnieją specjalne rozwiązania (przedstawione w podpunkcie 2.2.3) spełniające wymagania odnośnie do dostarczania wymaganej ilości czynnika smarującego w zakresie dużych prędkości obrotowych oraz utrzymywania wymaganej temperatury łożyska, jednak są to układy rozbudowane, których stopień komplikacji konstrukcji jest porównywalny lub nawet przewyższa konkurencyjne systemy zasilania pod ciśnieniem z zewnętrznych

układów. Powszechne wykorzystanie tego typu rozwiązań jest więc nieuzasadnione ekonomicznie.

Sposobem, który potencjalnie może umożliwić przesunięcie górnej granicy stosowania smarowania pierścieniowego na większe prędkości czopa, jest zwiększenie ilości czynnika smarującego dostarczanego do węzła tarcia łożyska. Cel ten można osiągnąć na drodze poprawy wydajności smarowania w stosunku do uzyskiwanej w dotychczasowych rozwiązaniach, przy zachowaniu prostej konstrukcji układu zasilania i związanych z tym zalet.

Przykładem rozwiązania, które spełnia zaproponowane postulaty jest łożysko wolnostojące opracowane w Katedrze Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Gdańskiej przedstawione na Rys. 28 [54].



Rys. 28. Łożysko poprzeczne wolnostojące zasilane olejem za pośrednictwem pierścienia stałego i zgarniacza o specjalnej konstrukcji: 1 – panewka, 2 – korpus, 3 – pokrywa, 4 – czop łożyska, 5 – pierścień stały, 6 – element podatny, 7 – oprawa panewki, 8 – pierścień zaciskowy, 9 – zgarniacz, 10 – otwór wylotowy pierścienia, 11 – komora sphywowa, 12 – otwór zasilający [54]

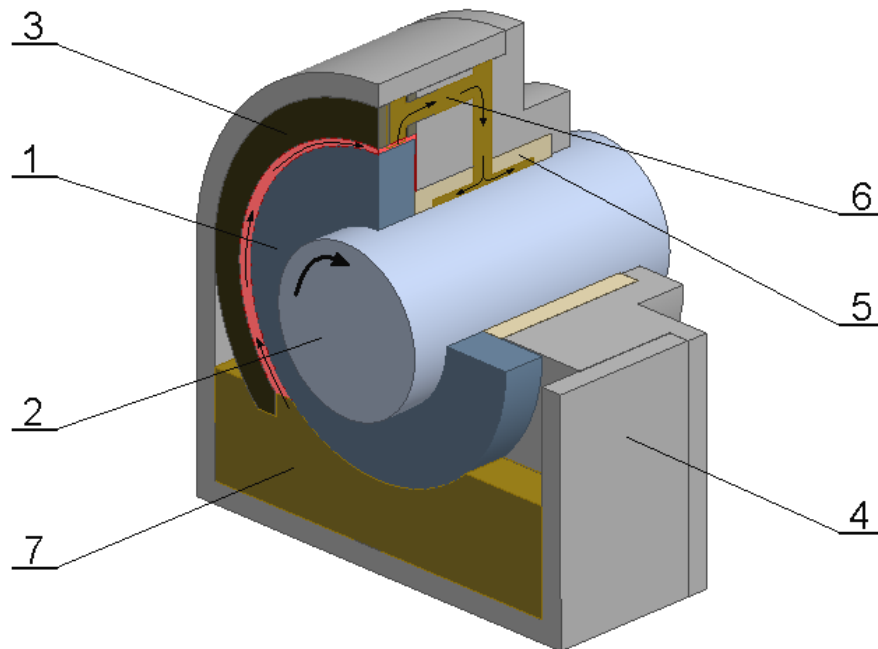
Łożysko to charakteryzuje się nowatorską konstrukcją pierścienia smarującego i zgarniacza wykorzystującą efekt hydrodynamiczny do wspomaganie zasilania. W rozwiązaniu tym pierścień smarujący transportuje olej na swej wewnętrznej wklęsłej powierzchni w ten sposób, że przy większych prędkościach obrotowych siła odśrodkowa przenosi go w górne położenie i przez otwory wypycha na zewnątrz

pierścienia, zaś odpowiednio ukształtowany zgarniacz, stanowiący jednocześnie osłonę pierścienia, kieruje do komory połączonej ze szczeliną smarową łożyska.

Przedstawione rozwiązanie stanowi podwaliny pod idee rozszerzenia zakresu wykorzystania zasilania pierścieniowego. Dzięki odpowiedniej konstrukcji pierścienia i zgarniacza uzyskano możliwość intensywniejszego smarowania łożyska bez konieczności rozbudowywania układu zasilania o dodatkowe elementy.

### 3.1. Koncepcja zasilania olejem z wykorzystaniem prowadnicy hydrodynamicznej

W celu potencjalnej eliminacji głównego ograniczenia łożysk poprzecznych z własnym zasilaniem, dotyczącego trudność w dostarczaniu odpowiedniej ilości czynnika smarującego przy dużych prędkościach obrotowych, opracowana została koncepcja dynamicznego wspomaganie zasilania pierścieniem stałym z wykorzystaniem unikatowego urządzenia określonego mianem **prowadnicy hydrodynamicznej**. Proponowane rozwiązanie układu zasilania łożyska poprzecznego przedstawione jest na Rys. 29.



Rys. 29. Koncepcja łożyska poprzecznego zasilanego olejem za pośrednictwem pierścienia stałego i prowadnicy hydrodynamicznej: 1 – pierścień smarujący, 2 – czop łożyska, 3 – prowadnica hydrodynamiczna, 4 – obudowa łożyska, 5 – panewka, 6 – kanał sphywowy, 7 – zbiornik oleju

Istotą proponowanego rozwiązania jest wykorzystanie efektu hydrodynamicznego w obszarze zasilania łożyska, dzięki odpowiednim zabiegom konstrukcyjnym. Polegają one na zastosowaniu dodatkowego elementu - przewodnicy hydrodynamicznej o odpowiednim kształcie i położeniu względem pierścienia smarującego, celem zwiększenia intensywności przepływu oleju zasilającego łożysko. Przewodnica hydrodynamiczna w proponowanym rozwiązaniu umieszczona jest między stałym pierścieniem smarującym a obudową łożyska. Walcowa zewnętrzna powierzchnia pierścienia, powierzchnia wewnętrzna przewodnicy oraz powierzchnie obudowy łożyska tworzą zamknięty kanał zasilający, który dodatkowo posiada zmienny przekrój w kierunku obrotów pierścienia.

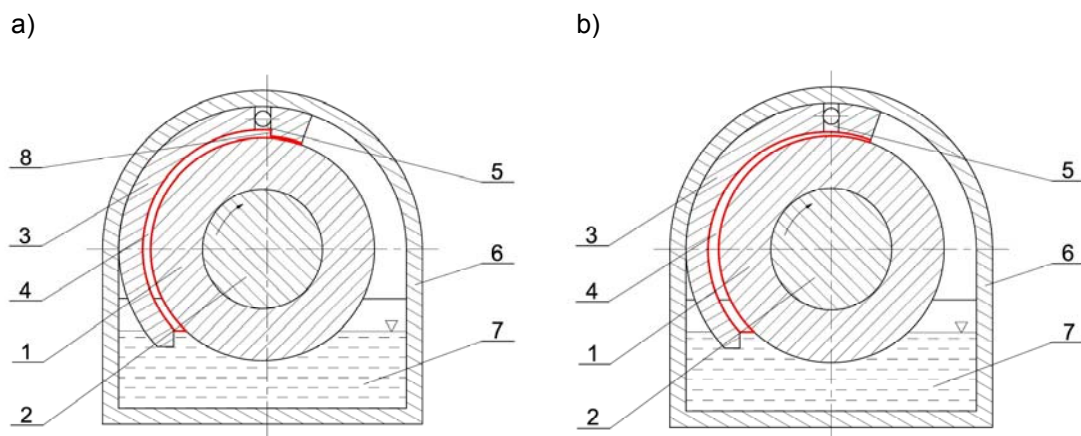
Działanie układu jest następujące. Pierścień stały zanurzony w oleju pod wpływem ruchu obrotowego transportuje go na swych powierzchniach wypełniając kanał ograniczony przez elementy robocze układu. Olej przepływający w kanale o zmiennym przekroju, podlega efektowi hydrodynamicznemu, co powoduje wytwarzanie ciśnienia. W górnej części układu, przepływający olej za pośrednictwem otworu wylotowego i następnie kanału spływowego doprowadzany jest do szczeliny smarowej łożyska.

Przedstawione rozwiązanie dzięki wykorzystaniu efektu hydrodynamicznego w wyniku współpracy pierścienia z przewodnicą, ma umożliwić zwiększenie wydajności podawania oleju w stosunku do stosowanych układów zasilania pierścieniowego, zapewniając dobre smarowanie łożyska olejem pod ciśnieniem w zakresie większych prędkości obrotowych. Zastosowanie zamkniętego kanału zasilającego o określonej wysokości na całej długości przewodnicy ma zapobiec odrzucaniu oleju przenoszonego na pierścieniu pod wpływem siły odśrodkowej, co jest przyczyną spadku wydajności smarowania w stosowanych rozwiązaniach zasilania z wykorzystaniem pierścienia stałego. Umieszczenie otworu wylotowego kanału zasilającego w najwyższym miejscu układu pierścieni – przewodnica zapewnia łatwy spływ podawanego oleju, z pominięciem dodatkowych oporów, do szczeliny smarowej łożyska.

Proponowane dwa kształty przewodnicy hydrodynamicznej w rozpatrywanym rozwiązaniu przedstawia Rys. 30.

W pierwszym wariantcie układu zasilającego przewodnica hydrodynamiczna posiada kształt łuku tworząc kanał olejowy o jednakowej wysokości zakończony uskokiem (Rys. 30a). Jest to stosunkowo prosty kształt kanału olejowego oparty na szczelinach smarowych Rayleigha [42] stosowanych w łożyskach hydrodynamicznych. Miejsce umieszczenia uskoku kanału (tamy Rayleigha) odpowiada położeniu

zgarniacza w klasycznych układach zasilania pierścieniem stałym co stanowi pewną analogię do stosowanych rozwiązań. Jednak działanie układu zasilania opartego na utworzonym w ten sposób zamkniętym kanale olejowym jest inne. Olej wypełniający rozpatrywany kanał pod wpływem ruchu obrotowego pierścienia przepływa natrafiając na uskoki gdzie podlega gwałtownemu skierowaniu w kierunku otworu wypływowego. Powoduje to generowanie ciśnienia hydrodynamicznego wspomagającego przepływ oleju przez kanał spływowy do szczeliny smarowej łożyska. Niewątpliwą zaletą kanału olejowego zakończonego uskokiem jest prosty w wykonaniu kształt prowadnicy hydrodynamicznej, która w najprostszej postaci może stanowić wewnętrzną powierzchnię obudowy łożyska.



Rys. 30. Kształt kanałów zasilających utworzonych przez prowadnice hydrodynamiczną (a) zakończoną uskokiem, (b) zbieżną: 1 – pierścień smarujący, 2 – czop łożyska, 3 – prowadnica hydrodynamiczna, 4 – szczelina zasilająca, 5 – otwór wylotowy, 6 – korpus, 7 – zbiornik oleju, 8 – uskoki prowadnicy.

W drugim proponowanym wariantcie układu zasilającego prowadnica hydrodynamiczna posiada kształt łuku tworząc zbieżny kanał olejowy w kierunku ruchu pierścienia (Rys. 30b). Kształt ten wykorzystuje dobrze znaną formę szczeliny smarowej tworzoną samoczynnie za sprawą luzu promieniowego między czopem i panewką w hydrodynamicznych łożyskach poprzecznych. Zbieżność kanału zasilającego uzyskano w wyniku odpowiedniego przesunięcia krzywizny wewnętrznej powierzchni prowadnicy względem powierzchni zewnętrznej pierścienia smarującego. Dzięki temu w tak ukształtowanym kanale możliwe jest uzyskanie ciśnienia hydrodynamicznego podczas przepływu oleju wywołanego ruchem obrotowym pierścienia. Przepływający olej w kanale zbieżnym wypływa do kanału spływowego i następnie do szczeliny smarowej łożyska za pośrednictwem odpowiednio

umieszczonego otworu. Geometria prowadnicy tworzącej kanał zbieżny stanowi fragment łuku otworu o większej średnicy niż średnica pierścienia i o środku przesuniętym w stosunku do środka pierścienia. Wartości średnicy łuku prowadnicy i przesunięcia jego środka uzależnione są od przyjętej zbieżności kanału zasilającego. Kształt prowadnicy hydrodynamicznej tworzącej kanał zbieżny jest bardziej skomplikowany pod względem wykonania niż kształt prowadnicy tworzącej kanał zakończony uskokiem.

Współpraca stałego pierścienia smarującego z prowadnicą hydrodynamiczną w proponowanej koncepcji układu zasilania wiąże się z następującymi zaletami:

- potencjalną możliwością odpowiedniego zasilania łożyska poprzecznego olejem pod ciśnieniem w zakresie większych prędkości obrotowych,
- prostą i niezawodną konstrukcją układu zasilania,
- połączeniu zalet zasilania pierścieniowego z korzyściami (w pewnym zakresie) zasilania ciśnieniowego z zewnętrznego układu.

Przewidywane wady proponowanego układu zasilania to:

- dodatkowe straty cieplne spowodowane ścinaniem oleju w przepływie przez kanał zasilający mogące wpływać na zwiększenie temperatury łożyska,
- możliwość wystąpienia niekorzystnych zjawisk związanych z intensywnym przepływem oleju przez kanał zasilający (turbulencja, zapowietrzenie oleju).

#### **4. Wybór i uzasadnienie celu i zakresu badań własnych – teza pracy doktorskiej**

W oparciu o przeprowadzoną analizę ograniczeń stosowanych rozwiązań poprzecznych łożysk ślizgowych z własnym zasilaniem, oraz uwzględniając możliwość opracowania nowego układu zasilania na podstawie koncepcji przedstawionej w punkcie 3.1, sformułowana została następująca teza pracy doktorskiej:

**„Zastosowanie przewodnicy hydrodynamicznej umożliwi zwiększenie intensywności przepływu oleju przez łożysko z własnym zasilaniem i przez to rozszerzenie obszaru wykorzystania smarowania pierścieniowego w stosunku do istniejących rozwiązań.”**

Podstawową przesłanką do podjęcia proponowanego tematu pracy doktorskiej jest wciąż niewykorzystany obszar w zastosowaniu poprzecznych łożysk ślizgowych z własnym zasilaniem, szczególnie w zakresie dużych prędkości obrotowych. Rozszerzenie obszaru wykorzystania łożysk zasilanych pierścieniowo przyniosłoby wiele korzyści. Można do nich zaliczyć:

- wyeliminowanie w pewnym zakresie konieczności stosowania kosztownego zewnętrznego układu zasilania olejem, szczególnie w przypadku pojedynczych łożysk wolnostojących,
- polepszenie niezawodności węzła łożyskowego dzięki uproszczeniu układu oraz uniezależnieniu od zewnętrznych źródeł zasilania,
- aspekt ekologiczny – eliminacja zewnętrznej instalacji zasilania łożyska w istotny sposób zmniejszająca ryzyko powstania ewentualnych wycieków oleju.

Celem niniejszej pracy doktorskiej jest przeprowadzenie analizy użyteczności nowego układu zasilania łożyska poprzecznego, którego działanie oparte jest na wykorzystaniu współpracy stałego pierścienia smarującego i unikatowego urządzenia określonego mianem przewodnicy hydrodynamicznej. Proponowane urządzenie ma umożliwić dynamiczne wspomaganie „samozasilania”, dzięki wykorzystaniu efektu hydrodynamicznego w układzie smarującym łożyska.

W ramach pracy doktorskiej przewidziane jest opracowanie modelu teoretycznego i doświadczalnego proponowanego układu zasilania oraz wykonanie niezbędnych obliczeń i testów badawczych weryfikujących postawioną tezę. W tym celu przeprowadzona zostanie analiza wpływu wybranych czynników oraz parametrów



geometrycznych rozwiązania (w tym kształtu, stosunków wymiarowych) na efektywność działania układu zasilania. Cel ten zostanie zrealizowany w pierwszym etapie na drodze obliczeń numerycznych. Następnie uzyskane wyniki z analizy obliczeniowej poddane zostaną weryfikacji doświadczalnej na specjalnie wykonanym stanowisku badawczym, który zainstalowany zostanie na maszynie PGII-1Ł będącej na wyposażeniu laboratorium maszynowego Katedry Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Gdańskiej. W ramach testów doświadczalnych przeprowadzone zostaną również badania charakterystyk użytkowych (w tym obciążalności i strat cieplnych) łożyska zasilanego z wykorzystaniem współpracy pierścienia smarującego i przewodnicy hydrodynamicznej. Na podstawie uzyskanych wyników analizy obliczeniowej i badań doświadczalnych możliwa będzie wiarygodna ocena przydatności proponowanego układu zasilania.

W części teoretycznej pracy doktorskiej wykonane zostaną obliczenia przepływowe przy wykorzystaniu metody elementów skończonych, które wraz z badaniami doświadczalnymi wydajności i strat cieplnych modelowanego rozwiązania umożliwią, po analizie porównawczej wyników, ocenę przydatności symulacji numerycznej tego typu układów „samozasilania”. Z kolei otrzymane na podstawie testów doświadczalnych charakterystyki użytkowe łożyska zasilanego z wykorzystaniem nowego rozwiązania, porównane zostaną z charakterystykami łożysk smarowanych w tradycyjny sposób za pośrednictwem pierścienia stałego i zgarniacza oraz ciśnieniowo z zewnętrznego układu smarowania. Na tej podstawie oceniony zostanie uzyskany efekt oraz określony możliwy obszar wykorzystania nowego układu zasilania.

Przewidywany utylitarny efekt pracy obejmuje określenie zaleceń konstrukcyjnych dla nowego sposobu zasilania, które mogą stać się punktem wyjścia do rozszerzenia zakresu wykorzystania hydrodynamicznych łożysk poprzecznych z własnym układem zasilającym.

## 5. Badania teoretyczne

Działanie zaproponowanej koncepcji układu zasilania opiera się na połączeniu dwóch mechanizmów:

- wypełniania zamkniętego kanału zasilającego utworzonego przez elementy robocze układu olejem pod wpływem ruchu obrotowego pierścienia,
- przepływu oleju w kanale zasilającym wywołanym przez ruch powierzchni pierścienia.

Podstawowe zjawisko, dzięki któremu możliwe jest działanie rozpatrywanego rozwiązania, związane jest z przyczepnością oleju do powierzchni roboczych elementów układu zasilania. Przyczepność cieczy do powierzchni ciał stałych uzależniona jest od napięcia powierzchniowego, które w przypadku oleju (cieczy o dużej lepkości) umożliwia tworzenie trwałej warstewki czynnika na powierzchni elementów zwilżonych. Zjawisko to zostało wykorzystane jako mechanizm działania w znanych rozwiązaniach smarowania łożysk poprzecznych za pośrednictwem stałego i luźnego pierścienia smarującego. W stosowanych układach, uzyskiwana wydajność podawanego oleju zależy przede wszystkim od grubości warstewki czynnika smarującego przenoszonego na powierzchniach pierścienia smarującego. W proponowanym rozwiązaniu, jeżeli zapewnione zostanie odpowiednie położenia prowadnicy hydrodynamicznej względem pierścienia smarującego, olej przylegając do wszystkich powierzchni zamkniętego kanału zasilającego, w wyniku oddziaływania sił związanych z lepkością czynnika smarującego, wypełni go całkowicie. Pełne wypełnienie kanału zasilającego w połączeniu z ruchem powierzchni pierścienia smarującego, powoduje ukształtowanie się przepływu oleju w kierunku wylotu kanału.

Wydaje się prawdopodobne, że na intensywność przepływu oleju przez układ zasilania będą wpływały następujące czynniki:

- wymiary analizowanego układu,
- geometria kanału zasilającego,
- prędkość obwodowa powierzchni pierścienia smarującego,
- gęstość i lepkość dynamiczna oleju,
- głębokość zanurzenia pierścienia smarującego w oleju.

Możliwe wymiary rozpatrywanego układu uzależnione są od średnicy czopa łożyska zasilanego, która determinuje średnicę pierścienia smarującego. Przy uwzględnieniu stałych zależności pomiędzy średnicą czopa łożyska, średnicą

pierścienia smarującego oraz głębokością zanurzenia pierścienia w oleju, zwiększanie wartości wyszczególnionych wielkości spowoduje pogorszenie warunków pracy i w efekcie mniejszą wydajność analizowanego układu. Wynika to z rosnącej odległości pomiędzy poziomem oleju a wylotem kanału zasilającego, czego efektem są zwiększające się straty przepływu oraz silniejszy wpływ przyspieszenia ziemskiego, które przeciwdziałają przepływowi oleju wytwarzanemu przez układ.

Geometria kanału zasilającego w proponowanym rozwiązaniu determinowana jest przez kształt i położenie przewodnicy hydrodynamicznej względem pierścienia smarującego oraz wielkości szczelin pomiędzy pierścieniem i elementami ograniczającymi kanał. Wydajność zasilania w dużej mierze zależy od przekroju poprzecznego kanału zasilającego, luzów między powierzchniami obrotowymi pierścienia i przewodnicy hydrodynamicznej (szczelina za wylotem kanału) oraz obudową układu (szczeliny boczne). Mniejszy przekrój poprzeczny kanału zasilającego wiąże się z większymi stratami przepływu za sprawą intensywniejszego ścinania oleju. Natomiast powiększone luzy powodują występowanie nadmiernych przecieków oleju, a więc i spadku wydajności układu.

Przy założeniu pełnego wypełnienia olejem kanału zasilającego, prędkość obwodowa powierzchni pierścienia smarującego wpływa w istotnym stopniu na intensywność przepływu czynnika smarującego. Większa prędkość pierścienia prowadzi do zwiększenia natężenia przepływu oleju, ale równocześnie powoduje wzrost sił masowych działających na olej przepływający w kanale, wywołanych przyspieszeniem odśrodkowym. Duża prędkość obrotowa wiąże się również z możliwością pojawienia się zaburzeń przepływu. Zjawiska te powodują obniżenie wydajności (za sprawą większych oporów przepływu) oraz wzrost strat cieplnych (za sprawą intensywniejszego ścinania oleju).

Odpowiednia lepkość dynamiczna oleju i związane z tym siły wewnętrzne zapewniają możliwość wypełniania zamkniętego kanału zasilającego. Zwiększenie lepkości prowadzi do poprawy warunków wypełnienia i podawania oleju, ale jednocześnie wiąże się z wzrostem strat cieplnych układu na skutek intensywniejszego tarcia wewnętrznego. Gęstość oleju wpływa na wielkość straty przepływu wywołanej oddziaływaniem przyspieszenia ziemskiego.

Odpowiednia głębokość zanurzenia pierścienia smarującego decyduje o możliwości wypełnienia kanału zasilającego olejem i wywołania w nim przepływu. Wiąże się to z pokonywaniem oporów przepływu w kanale zasilającym, oporów

wywołanych działaniem przyspieszenia ziemskiego, oraz stratami cieplnymi wywołanymi ruchem obrotowym pierścienia zanurzonego w oleju. Zwiększenie poziomu oleju wpłynie na wzrost wydajności układu i jednocześnie wzrost strat cieplnych.

Przedmiotem prowadzonych badań teoretycznych jest opracowanie modelu proponowanego układu zasilania, który uwzględniałby w jak największym stopniu wszystkie wymienione istotne mechanizmy i czynniki mające wpływ na jego działanie. Analizie podlega obszar kanału zasilającego ograniczonego przez powierzchnie prowadnicy hydrodynamicznej, pierścienia smarującego i ścianek obudowy.

### **5.1. Opracowanie modelu opisującego zjawisko zasilania łożyska z wykorzystaniem prowadnicy hydrodynamicznej**

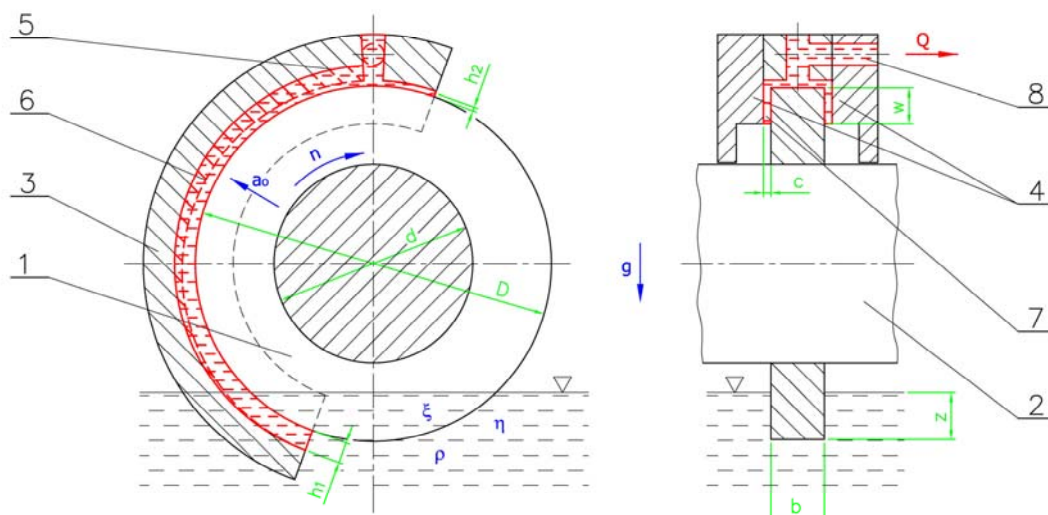
Proponowana koncepcja układu zasilania wykorzystująca współpracę stałego pierścienia smarującego i prowadnicy hydrodynamicznej powinna spełniać następujące wymagania:

- możliwość uzyskania odpowiednio dużego strumienia oleju zapewniającego prawidłowe zasilanie szczeliny smarowej poprzecznego łożyska ślizgowego,
- zapewnienie ograniczonej emisji strat cieplnych (nieuniknionych ze względu na specyfikę działania układu) tak aby nie wpływały one w znaczącym stopniu na zwiększenie temperatury zasilanego łożyska.

Wyszczególnione wymagania są związane z podstawowymi parametrami decydującymi o funkcjonalności układu zasilania. Są nimi objętościowe natężenie przepływu i ciśnienie oleju wytwarzane jako efekt współpracy pierścienia i prowadnicy wraz z towarzyszącym wzrostem temperatury układu w wyniku zjawiska ścinania podczas przepływu lepkiego czynnika smarującego.

Schemat proponowanej koncepcji układu zasilania wraz z istotnymi wielkościami i parametrami geometrycznymi przedstawiono na Rys. 31.

Podstawowym parametrem charakteryzującym użyteczność analizowanej koncepcji układu zasilania jest objętościowe natężenie przepływu oleju. Wielkość tę, przy uwzględnieniu wszystkich czynników charakteryzujących działanie układu oraz jego parametrów geometrycznych, można określić w postaci nieznanej funkcji (8).



Rys. 31. Schemat układu zasilania: 1 – pierścień smarujący, 2 – czop łożyska, 3 – prowadnica hydrodynamiczna, 4 – obudowa, 5 – powierzchnia prowadnicy tworzącej kanał zakończony uskokiem, 6 – powierzchnia prowadnicy tworząca kanał zbieżny, 7 – szczelina boczna między pierścieniem i obudową, 8 – otwór wylotowy

$$Q = f(n, \eta, \rho, \xi, g, D, b, h_1, h_2, z, c, w) \quad (8)$$

gdzie:  $Q$  – objęściowe natężenie przepływu,  $n$  – prędkość obrotowa,  $\eta$  - lepkość dynamiczna oleju,  $\rho$  - gęstość oleju,  $\xi$  - napięcie powierzchniowe,  $g$  – przyspieszenie ziemskie,  $D$  – średnica pierścienia smarującego,  $b$  – szerokość pierścienia,  $h_1$  – wysokość kanału zakończonego uskokiem / wysokość wlotu kanału zbieżnego,  $h_2$  – wysokość końca kanału,  $z$  – głębokość zanurzenia pierścienia smarującego,  $c$  – szerokość szczelin pomiędzy powierzchniami bocznymi pierścienia i obudowy łożyska,  $w$  - szerokość powierzchni obudowy łożyska stykających się z powierzchniami bocznymi pierścienia smarującego

Jednym z najważniejszych czynników z zależności (8), o decydującym znaczeniu dla działania proponowanego układu zasilania, jest prędkość obrotową pierścienia smarującego. Parametr ten oprócz bezpośredniego wpływu na wydajności analizowanego rozwiązania, jest przyczyną dodatkowych zjawisk intensyfikujących się przy jego większych wartościach i obejmujących przyspieszenie odśrodkowe  $a_o$  (Rys. 31) oraz, w określonych warunkach, możliwość wystąpienia przepływu turbulentnego.

Kolejnymi czynnikami decydującymi o wydajności rozpatrywanego rozwiązania są lepkość dynamiczna i gęstość oleju. Lepkość czynnika smarującego jest „siłą napędową” układu zasilania, a jej istotne zmiany wraz ze zmianą temperatury oleju niewątpliwie wpływają na własności użytkowe rozwiązania. Gęstość oleju również decyduje o intensywności przepływu w kanale zasilającym ze względu siły masowe wywołane ruchem obrotowym pierścienia smarującego oraz siły zewnętrzne związane z

polem grawitacyjnym. Niewielka zmiana gęstości olejów wraz ze zmianą temperatury umożliwia przyjęcie założenia o stałej wartości tego parametru.

Następny czynnik - napięcie powierzchniowe - uzależniony jest od własności oleju i zmienia się w niewielkim stopniu wraz ze zmianą temperatury [55], co uzasadnia przyjęcie wpływu tej wielkości jako niezmiennej w stosunku do pozostałych parametrów.

Przyspieszenie ziemskie przeciwdziałając przepływowi oleju w kanale zasilającym wpływa na uzyskiwaną wydajności układu, ze względu na różnice wysokości pomiędzy poziomem oleju i wylotem układu. Wpływ ten będzie stały w przypadku rozpatrywania układu o ustalonej średnicy pierścienia smarującego i głębokości jego zanurzenia.

Jeśli chodzi o parametry geometryczne uwzględnione w zależności (8), średnica i szerokość pierścienia smarującego są parametrami decydującymi o głównych wymiarach całego układu zasilania. Przy uwzględnieniu podobieństwa do stosowanych układów zasilania z wykorzystaniem pierścienia stałego [17, 21, 34, 39, 73], odpowiednie wartości średnicy, szerokości i głębokości zanurzenia pierścienia smarującego są określane na podstawie średnicy czopa łożyska, stanowiącej punkt wyjściowy przy ustalaniu podstawowych wymiarów geometrycznych układu zasilania. Orientacyjne wartości tych parametrów można wyznaczyć z zależności (9), (10) i (11) [39].

$$D = 1,6d + 10 [mm] \quad (9)$$

$$b = 0,1d + 10 [mm] \quad (10)$$

$$z = 0,2 + 0,25d [mm] \quad (11)$$

gdzie: D – średnica pierścienia smarującego [mm], b – szerokość pierścienia smarującego [mm], z – głębokość zanurzenia pierścienia smarującego [mm], d – średnica czopa łożyska [mm]

W związku z tym, że cechy geometryczne układu można wyznaczyć na podstawie przytoczonych zależności, opracowywany model będzie uwzględniał jedynie wpływ parametru wyjściowego tj. średnicy czopa łożyska. Pozostałe parametry geometryczne do których zaliczamy: wysokość kanału zakończonego uskokiem, wysokość wlotu kanału zbieżnego, wysokość końca kanału, szerokość szczelin bocznych oraz powierzchni obudowy przylegających do powierzchni bocznych pierścienia, są charakterystyczne dla nowego układu zasilania i w związku z tym ich wpływ zostanie uwzględniony w analizie.

Podsumowując, w opracowywanym modelu proponowanego układu zasilania uwzględnione zostaną najistotniejsze parametry według nieznannej funkcji określonej zależnością (12).

$$Q = f(n, \eta, \rho, d, h_1, h_2, c, w) \quad (12)$$

### **5.1.1. Założenia wstępne**

Podstawowym warunkiem prawidłowego działania proponowanego układu zasilania jest konieczność całkowitego wypełnienia olejem kanału zasilającego utworzonego przez powierzchnie zewnętrzną pierścienia smarującego, powierzchnie wewnętrzną prowadnicy i powierzchnie pokryw łożyska. Całkowite wypełnienie kanału ma zapewnić uzyskanie odpowiedniego natężenia przepływu oleju oraz zapobiec odrzucaniu oleju z powierzchni pierścienia smarującego pod wpływem siły odśrodkowej. Przyjęcie takiego założenia sprowadza model teoretyczny projektowanego układu do zagadnienia przepływu jednofazowego w kanale zamkniętym.

Mechanizm umożliwiający wypełnienie kanału zasilającego przez olej transportowany na powierzchni pierścienia smarującego związany jest z zjawiskiem przyczepności. Ciecz o określonych własnościach charakteryzuje się zdolnością do zwilżania powierzchni ciała stałego. Do czynników wpływających na zjawisko zwilżalności ciał stałych przez ciecze należą:

- siły napięcia powierzchniowego,
- lepkość cieczy,
- stan powierzchni ciała stałego.

Ze względu na złożony charakter zjawiska wyznaczenie analityczne intensywności transportu oleju na powierzchni pierścienia smarującego jest niemożliwe.

Możliwość całkowitego wypełnienia kanału zasilającego uzależnione jest od parametrów mających bezpośredni wpływ na wydajność rozpatrywanego układu zasilania podanych w punkcie 5.1. Przy założeniu stałych wartości prędkości obrotowej, lepkości i gęstości oleju oraz założonej średnicy i głębokości zanurzenia pierścienia podstawowymi wielkościami decydującymi o całkowitym wypełnieniu kanału olejowego są: wysokość wlotu kanału olejowego  $h_1$  oraz szerokość szczelin pomiędzy pierścieniem i pokrywami łożyska  $c$  (rys. 31). Zatem dobór odpowiednich wartości tych

parametrów dla określonych warunków pracy układu i danego czynnika roboczego, powinien umożliwić spełnienie warunku wypełnienia kanału olejowego i uzyskanie odpowiedniej wydajności układu zasilania.

Wstępne oszacowanie odpowiednich wartości wysokości wlotu kanału oraz szerokości szczelin bocznych możliwe jest na podstawie dostępnych wyników badań intensywności podawania oleju przez stały pierścień smarujący w stosowanych rozwiązaniach układów zasilania. W tym celu wykorzystano wzór empiryczny wyprowadzony przez Gardnera (7), przytoczony w punkcie 2.2, określający natężenie przepływu oleju przenoszonego przez stały pierścień smarujący przy małych prędkościach obrotowych (gdy nie występuje efekt odrzucania oleju przez siłę odśrodkową) [21]. Na podstawie objętościowego natężenia przepływu czynnika smarującego obliczonego ze wzoru (7) wyznaczono z zależności (13) objętość oleju przenoszonego w czasie jednego obrotu pierścienia, co odpowiada w przybliżeniu objętości warstwy oleju na obwodzie pierścienia smarującego.

$$V_{1obr} = \frac{q}{n} \quad (13)$$

gdzie:  $V_{1obr}$  – objętość oleju przenoszonego w czasie jednego obrotu pierścienia,  $q$  – objętościowe natężenie przepływu oleju,  $n$  – prędkość obrotowa

Następnie ze wzoru (14) obliczono grubość warstwy oleju na pierścieniu smarującym.

$$h = \frac{V_{1obr}}{b \cdot \pi \cdot D} \quad (14)$$

gdzie:  $h$  – grubość warstwy oleju na pierścieniu smarującym,  $b$  – szerokość pierścienia,  $D$  – średnica pierścienia

Zestawienie otrzymanych wartości grubości warstwy oleju przenoszonego na powierzchni pierścienia smarującego obliczonych z zależności (7), (13) i (14) na podstawie danych i parametrów układu badawczego Gardnera [21], przy uwzględnieniu dwóch wartości lepkości dynamicznej oleju, zawiera Tab. 2.

*Tab. 2. Szacunkowe wartości grubości warstwy oleju przenoszonego na stałym pierścieniu smarującym*

$D$	$b$	$n$	$\eta$	$q$	$V_{1obr}$	$h$
[mm]	[mm]	[obr/min]	[mPa · s]	[dm <sup>3</sup> /min]	[dm <sup>3</sup> ]	[mm]
940	127	30	30	11	0,367	<b>1,0</b>
940	127	30	90	19	0,633	<b>1,7</b>



Uzyskane wartości grubości warstwy oleju przenoszonego na powierzchni pierścienia smarującego umożliwiają wstępne oszacowanie racjonalnej wartości wysokości kanału zasilającego i szerokości szczelin bocznych między pierścieniem i pokrywami łożyska. W celu uzyskania odpowiedniej wydajności projektowanego układu zasilania, uwzględniając warunek całkowitego wypełnienia kanału olejem, muszą być dodatkowo spełnione następujące założenia:

- wysokość kanału zasilającego powinna być możliwie duża z punktu widzenia uzyskania maksymalnego natężenia przepływu i minimalnych strat cieplnych,
- wysokość kanału zasilającego nie powinna być nadmiernie duża, aby nie dopuścić do odrzucania i spływania oleju pod wpływem siły odśrodkowej,
- szerokość szczelin bocznych między pierścieniem smarującym i pokrywami łożyska nie powinna być zbyt duża, aby zapobiec przeciekowi oleju przenoszonego w kanale zasilającym.

Uwzględniając powyższe założenia, racjonalna wysokość kanału zasilającego powinna być kilka razy ( $2 \div 3$  h) większa niż uzyskane wartości wysokości warstwy oleju przenoszonego na pierścieniu smarującym (Tab. 1), tak aby uzyskać pełne wypełnienie kanału. Z kolei racjonalna szerokość szczelin bocznych powinna być nieco mniejsza w stosunku do otrzymanych wartości grubości warstwy oleju ( $\sim 0,5$  h) co zapobiegać będzie wyciekaniu oleju z kanału zasilającego.

### **5.1.2. Model analityczny**

Założenie o całkowitym wypełnieniu olejem kanału zasilającego, jako warunku poprawnego działania analizowanego układu zasilania, umożliwia rozpatrywanie modelu jako jednofazowego zamkniętego przepływu płynu lepkiego.

Dla opracowanego modelu przyjęto następujące założenia:

- przepływ stacjonarny,
- przepływ adiabatyczny,
- przepływ laminarny,
- olej jako płyn newtonowski,
- olej jako płyn nieściśliwy.

Założenie o stacjonarności przepływu oznacza, że wszystkie parametry ruchu czynnika smarującego (prędkość, ciśnienie) w dowolnym punkcie analizowanego

obszaru nie zmieniają się w czasie. Potraktowanie przepływu oleju w kanale zasilającym jako ustalony pozwala uprościć model obliczeniowy.

Rozpatrywanie przepływu oleju w kanale zasilającym jako przepływu adiabaticznego jest jednoznaczne z założeniem, iż ścianki kanału zasilającego nie biorą udziału w wymianie ciepła a całe ciepło wytwarzane w układzie w wyniku ścinania przepływającego czynnika powoduje wzrost jego temperatury i tym samym zmianę lepkości. Oznacza to, że wytworzone ciepło w całości odprowadzane jest przez przepływający olej. Założenie to jest uproszczeniem modelu obliczeniowego, gdyż w rzeczywistości część ciepła odprowadzana jest przez elementy konstrukcyjne modelowanego układu zasilania i tym samym rzeczywisty wzrost temperatury oleju podawanego przez układ będzie mniejszy. Ze względu na specyfikę konstrukcji modelowanego układu zasilania (zablokowanie z łożyskiem zasilanym, mała objętości oleju) w rzeczywistym obiekcie ciepło odbierane przez elementy ograniczające kanał zasilający powodować będzie wzrost temperatury pozostałych elementów łożyska. W efekcie część wytworzonego ciepła wpłynie na wzrost temperatury oleju w zbiorniku a część zostanie odprowadzona przez ścianki obudowy łożyska do otoczenia. Przyjęty model umożliwi więc analizę strat cieplnych spowodowanych działaniem proponowanego układu zasilania bez uwzględnienia wymiany ciepła z otoczeniem. W rzeczywistości, w zależności od intensywności rozpraszania ciepła do otoczenia, wzrost temperatury zespołu łożyska będzie mniejszy.

Podstawowym wskaźnikiem umożliwiającym identyfikację rodzaju przepływu jest liczba Reynoldsa określona zależnością (15) [4].

$$\text{Re} = \frac{\rho V L}{\eta} \quad (15)$$

gdzie: Re – liczba Reynoldsa,  $\rho$  - gęstość oleju, V – prędkość przepływu, L – wymiar charakteryzujący przekrój kanału,  $\eta$  - lepkość dynamiczna oleju

Wymiar charakteryzujący przekrój kanału określony jest zależnością (16) [4].

$$L = \frac{4A}{ob} \quad (16)$$

gdzie: A – przekrój kanału, ob – obwód kanału

W Tab. 3 zestawiono, wyznaczone na podstawie zależności (15) i (16), wartości liczby Reynoldsa dla przewidywanych w analizie obliczeniowej wartości lepkości oleju,

maksymalnej prędkości przepływu oraz oszacowanych (na podstawie podpunktu 5.1.1) powierzchni przekroju kanału zasilającego.

Tab. 3. Wartości liczby Reynoldsa dla różnej lepkości oleju i wielkości przekroju kanału zasilającego

$\rho$	$V$	$A$	$ob$	$L$	$\eta$	$Re$
[kg/m <sup>3</sup> ]	[m/s]	[m <sup>2</sup> ]	[m]	[m]	[Pa·s]	-
867	15	$4,6 \cdot 10^{-5}$	$3,6 \cdot 10^{-2}$	0,005	0,03	<b>2168</b>
867	15	$7,6 \cdot 10^{-6}$	$3,1 \cdot 10^{-2}$	0,001	0,03	<b>434</b>
870	15	$4,6 \cdot 10^{-5}$	$3,6 \cdot 10^{-2}$	0,005	0,06	<b>1088</b>
870	15	$7,6 \cdot 10^{-6}$	$3,1 \cdot 10^{-2}$	0,001	0,06	<b>218</b>

Graniczna wartość liczby Reynoldsa odpowiadająca przejściu przepływu laminarnego w przepływ turbulentny wynosi 2300 [4]. Otrzymane wartości liczby Reynoldsa dla przepływu w analizowanym kanale zasilającym są mniejsze od wartości granicznej, co uzasadnia słuszność przyjętego założenia o laminarnym charakterze przepływu. Tylko w jednym z czterech analizowanych przypadków, uzyskana wartość liczby Reynoldsa jest bliska wartości granicznej. Dotyczy to przepływu oleju o małej lepkości w kanale zasilającym o dużym przekroju, co przy uwzględnianiu w obliczeniach maksymalnej prędkości oleju jest przypadkiem skrajnym.

Ze względu na specyfikę przepływu w modelowanym kanale zasilającym związaną z występowaniem siły odśrodkowej, której działanie wynika z ruchu obrotowego pierścienia smarującego, możliwe jest wystąpienie zaburzeń przepływu znanych jako niestabilność Taylora – Couette’a [6, 17, 60, 61]. Zaburzenie tego typu występuje w przypadku przepływu zamkniętego między wirującym walcem i nieruchomym cylindrem i jego kryterium identyfikacyjnym jest liczba Taylora określona zależnością (17) [61].

$$Ta = \frac{2\rho^2\omega^2Rh^3}{\eta^2} \quad (17)$$

gdzie:  $Ta$  – liczba Taylora,  $\rho$  - gęstość oleju,  $\omega$  – prędkość kątowna walca,  $R$  – promień walca,  $h$  – wysokość kanału,  $\eta$  - lepkość dynamiczna oleju

W Tab. 4 zestawiono, obliczone na podstawie zależności (17), wartości liczby Taylora dla przewidywanych w analizie obliczeniowej wartości lepkości oleju, maksymalnej prędkości pierścienia oraz oszacowanych (na podstawie podpunktu 5.1.1) wysokości kanału zasilającego.

Tab. 4. Wartości liczby Taylora dla różnej lepkości oleju i wysokości kanału zasilającego

$\rho$	$\omega$	$R$	$h$	$\eta$	$Ta$
[kg/m <sup>3</sup> ]	[rad/s]	[m]	[m]	[Pa·s]	-
867	315	$47,2 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-3}$	0,03	<b>211229</b>
867	315	$47,2 \cdot 10^{-3}$	$0,5 \cdot 10^{-3}$	0,03	<b>978</b>
870	315	$47,2 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-3}$	0,06	<b>53173</b>
870	315	$47,2 \cdot 10^{-3}$	$0,5 \cdot 10^{-3}$	0,06	<b>246</b>

Krytyczna wartość liczby Taylora oznaczająca pojawienie się przepływu turbulentnego wynosi 3400 [61]. Wyznaczone wartości liczby Taylora dla przewidywanych parametrów przepływu w modelowanym kanale zasilającym dla dwóch analizowanych przypadków znacząco przekraczają wartość krytyczną. Dotyczy to przypadku gdy w obliczeniach uwzględniono największą przewidywaną wartość wysokości kanału zasilającego wynoszącą 3 [mm]. Świadczy to o tym, że dla dużych prędkości obrotowych i kanałów o większych wysokościach mogą się pojawić zaburzenia przepływu.

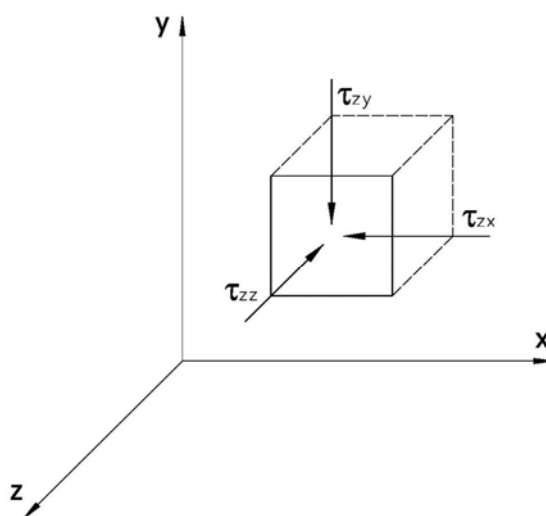
Rzeczywisty przepływ oleju w modelowanym układzie zasilającym nie stanowi zarówno przypadku klasycznego przepływu w kanale (kryterium identyfikacji – liczba Reynoldsa) jak i również przepływu zamkniętego między obracającym się walcem i cylindrem (kryterium identyfikacji – liczba Taylora). Stąd też jednoznaczna ocena rodzaju przepływu na podstawie wartości obu liczb kryterialnych wydaje się mało precyzyjna. Trudne jest zatem dokładne określenie w jakich warunkach analizowany przepływ można traktować jako laminarny, a kiedy jako turbulentny. Duże wartości obu liczb kryterialnych otrzymane dla tych samych skrajnych przypadków (Tab. 3 i 4) świadczą, że traktowanie przepływu w modelowanym kanale zasilającym jako laminarnego, z pewnością słuszne jest w zakresie prędkości obrotowych do około 1500 [obr/min] dla kanałów zasilających o wysokościach do około 2 [mm]. Przy większych wartościach prędkości obrotowej i wysokości kanału, potencjalne wystąpienie turbulencji może powodować znaczne błędy obliczeniowe, w przypadku analizy uwzględniającej przyjęte założenie o laminarnym charakterze przepływu w modelowanym kanale.

Założenie dotyczące traktowania oleju jako cieczy newtonowskiej oznacza, że lepkość jest tylko funkcją parametrów stanu (temperatury i ciśnienia), a nie zależy od

prędkości ścinania warstw cieczy. Zależność ta obowiązuje dla cieczy o małej i średniej masie cząsteczkowej do których zaliczane są oleje mineralne [6, 17, 31, 40].

Przyjęcie nieściśliwości czynnika roboczego oznacza, że objętość cieczy przepływającej przez każdy przekrój modelowanego kanału zasilającego w jednostce czasu jest stała. Założenie to jest słuszne dla olejów mineralnych [17, 40].

Podczas ruchu płynu lepkiego, jakim jest czynnik smarujący, powstają naprężenia styczne, jako opory odkształceń jego elementów. Wartość tych oporów zależy od prędkości zmiany kształtów elementów płynu i jego rodzaju. Zatem w miejscach, gdzie będzie istniała różnica prędkości sąsiednich elementów, pojawią się naprężenia styczne, będące źródłem tarcia wewnętrznego w płynie [35]. Rozpatrując wydzieloną elementarną objętość cieczy lepkiej, w trzech wzajemnie prostopadłych płaszczyznach można wyróżnić trzy naprężenia o dziewięciu składowych [31]. Na Rys. 32 przedstawiono przykładowo składowe naprężeń działające na płaszczyznę prostopadłą do osi z.



Rys. 32. Składowe naprężeń w płaszczyźnie prostopadłej do osi z [31]

Zależność wartości naprężeń od odkształcenia cieczy określona jest wzorem (18) [31].

$$\tau_{ij} = \eta \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \delta_{ij} p \quad (18)$$

gdzie:  $\eta$  - lepkość dynamiczna,  $u$  – składowe wektora prędkości,  $\delta$  – delta Kronekera,  $p$  – ciśnienie

Z równania tego wynika, że składowe naprężeń są proporcjonalne do odkształcenia cieczy, przy czym współczynnikiem proporcjonalności jest lepkość dynamiczna.

Na podstawie wzoru (18) można określić odpowiednie zależności (19) na składowe naprężeń stycznych działających na analizowaną elementarną objętości cieczy [31].

$$\tau_{xy} = \eta \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad \tau_{xz} = \eta \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad \tau_{yz} = \eta \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad (19)$$

Wpływ lepkości cieczy przejawia się nie tylko w powstawaniu naprężeń stycznych, ale również na zmianie wartości naprężeń normalnych (ciśnień) [35]. Składowe normalne naprężeń działających na wydzieloną objętość cieczy mają postać określoną zależnościami (20) [31].

$$\sigma_x = -p + \lambda\Theta + 2\eta \frac{\partial u}{\partial x} \quad \sigma_y = -p + \lambda\Theta + 2\eta \frac{\partial v}{\partial y} \quad \sigma_z = -p + \lambda\Theta + 2\eta \frac{\partial w}{\partial z} \quad (20)$$

gdzie:  $p$  – ciśnienie,  $\lambda$  – lepkość objętościowa,  $\Theta$  – dywergencja wektora prędkości

Lepkość objętościowa cieczy nieściśliwej zależy od lepkości dynamicznej według wzoru (21) [31].

$$\lambda = -\frac{2}{3}\eta \quad (21)$$

Dywergencja wektora prędkości określona wzorem (22) jest miarą ekspansji cieczy [31].

$$\Theta = \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad (22)$$

Na analizowaną objętość cieczy działają siły od gradientu naprężeń w cieczy oraz siły zewnętrzne (pole grawitacyjne). Dla uproszczenia modelu obliczeniowego pominięto wpływ grawitacji. Równania (23) ujmują relacje pomiędzy siłami działającymi na wydzielony element cieczy a przemieszczeniem elementu [31].

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \quad (23a)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} \quad (23b)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} \quad (23c)$$

gdzie:  $\rho$  – gęstość cieczy

Po podstawieniu do równań (23) zależności (19) i (20), wiążących naprężenia z odkształceniami, otrzymuje się równania Naviera – Stokesa (24) [4]

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \eta \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \eta \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \eta \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (24a)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \eta \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \eta \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \eta \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (24b)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \eta \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \eta \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \eta \frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad (24c)$$

Wyznaczona postać równań (Naviera – Stokesa) (24) określa zależność przyspieszenia jakiemu podlegają elementy cieczy, pod wpływem ich odkształcenia objętościowego wywołanego ruchem powierzchni pierścienia smarującego.

Wyznaczenie trzech składowych prędkości i ciśnienia ( $u$ ,  $v$ ,  $w$ ,  $p$ ) możliwe jest dzięki dodatkowemu równaniu ciągłości strugi (25) [4].

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (25)$$

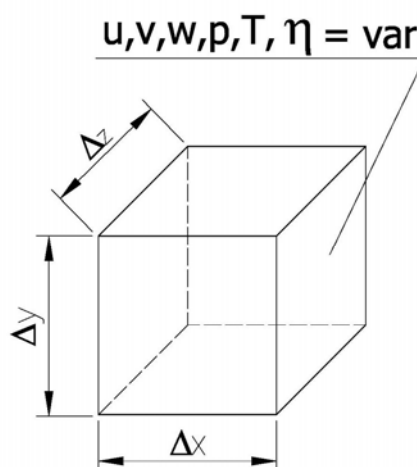
Równania (24) i (25) oprócz czterech zmiennych zawierają również gęstość  $\rho$  i lepkość  $\eta$  cieczy, które też są pewnymi funkcjami. Ze względu na niewielką zmianę gęstości oleju dla przewidywanego w analizie zakresu zmian temperatury, założono stałą jej wartość. Natomiast zmianę lepkości wraz ze zmianą temperatury określa równanie Surherlanda (26) [4].

$$\eta = \eta_{nom} \cdot e^{[(cof2 \cdot (\frac{1}{T} - \frac{1}{cof1})) + (cof3 \cdot (\frac{1}{T} - \frac{1}{cof1})^2)]} \quad (26)$$

gdzie:  $\eta_{nom}$  – lepkość nominalna;  $T$  – temperatura;  $cof1$ ,  $cof2$ ,  $cof3$  – współczynniki zmian lepkości

Uwzględnienie zmiany temperatury oleju pod wpływem ścinania występującego podczas przepływu, wymaga rozważenia przenoszenia ciepła i odkształceń termicznych. Przedstawiona na Rys. 33 elementarna objętość o wymiarach  $\Delta x$ ,  $\Delta y$ ,  $\Delta z$  zawiera ciecz o

zmiennych parametrach:  $u$ ,  $v$ ,  $w$  (składowe prędkości),  $p$  (ciśnienie),  $T$  (temperatura),  $\eta$  (lepkość) [31].



Rys. 33. Parametry zmienne charakteryzujące elementarną objętość cieczy [31]

Równanie bilansu energii przypadającej na jednostkę objętości określa zależność (27) [31].

$$E_0 - E_i = H_{do} - H_{db} \quad (27)$$

gdzie:  $E_0$  – energia odbierana z elementarnej objętości,  $E_i$  – energia dostarczana do elementarnej objętości,  $H_{do}$  – praca wykonana nad cieczą przez otoczenie,  $H_{db}$  – praca wykonana przez ciecz nad otoczeniem

Energia może być dostarczana lub odbierana z elementarnej objętości przez przewodzenie oraz konwekcje. Wpływ promieniowania został pominięty. Pozostałe rodzaje energii występujące w bilansie pochodzą z pracy mechanicznej wykonanej przez naprężenia występujące w cieczy. Dla uproszczenia modelu obliczeniowego pominięty został wpływ sił masowych.

Lewą stronę równania (27) można określić zależnością (28) [31].

$$E_0 - E_i = \left\{ \left[ \frac{\partial(\rho ue)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho ve)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho we)}{\partial z} \right] - \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] \right\} \Delta x \Delta y \Delta z \quad (28)$$

gdzie:  $e$  – energia strumienia cieczy,  $k$  – przewodność cieplna,  $T$  – temperatura

Strumień energii cieczy określa wzór (29) [31].



$$e = \frac{u^2 + v^2 + w^2}{2} + c_v T \quad (29)$$

gdzie:  $c_v$  – ciepło właściwe przy stałej objętości

Z kolei prawą stronę równania (27) można określić zależnością (30) [31].

$$H_{do} - H_{db} = \left[ \begin{array}{l} \frac{\partial}{\partial x} (u\sigma_x + v\tau_{yx} + w\tau_{zx}) + \frac{\partial}{\partial y} (u\tau_{xy} + v\sigma_y + w\tau_{zy}) + \\ \frac{\partial}{\partial z} (u\tau_{xz} + v\tau_{yz} + w\sigma_z) \end{array} \right] \Delta x \Delta y \Delta z \quad (30)$$

Sprowadzając zależności (28) i (30) do równania (27) oraz uwzględniając zależność (25) i równania (23) z pominięciem wpływu zmian ciśnienia uzyskujemy równanie energii (31) [4].

$$\rho \left[ u \frac{\partial (c_v T)}{\partial x} + v \frac{\partial (c_v T)}{\partial y} + w \frac{\partial (c_v T)}{\partial z} \right] = \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (31)$$

Wyznaczona postać równania energii (31) określa zmianę temperatury cieczy w wyniku tarcia wewnętrznego wywołanego ścinaniem elementarnych objętości cieczy, uwzględniając odbieranie powstałej w ten sposób energii poprzez mechanizm konwekcji.

Rozwiązanie równań (24) i (25) umożliwia wyznaczenie wartości prędkości i ciśnień dla całego obszaru modelowanego kanału zasilającego. Na podstawie wyznaczonych wartości prędkości możliwe jest określenie objętościowego natężenia przepływu oleju przez dowolny przekrój kanału. Określenie strat cieplnych związanych z działaniem projektowanego układu zasilania umożliwia rozwiązanie równania (31), jako zmian wartości temperatury w całym obszarze kanału. Znajomość wartości objętościowego natężenia przepływu, ciśnienia oraz zmian temperatury umożliwia pełną weryfikację użyteczności modelowanego układu zasilania.

Równania (24), (25) i (31) o formule zgodnej z przyjętymi założeniami nie posiadają rozwiązania ścisłego. Jednym z możliwych sposobów uzyskania poprawnego rozwiązania przybliżonego jest wykorzystanie komputerowych metod numerycznych.

Najpopularniejszym sposobem obliczeniowego rozwiązywania zagadnień nieliniowych, do których można zaliczyć rozpatrywany model przepływowy, jest metoda elementów skończonych [2, 3, 8, 13, 33, 63]. Procedurę obliczeniową w tej metodzie poprzedza dyskretyzacja rozpatrywanego obszaru polegająca na podziale go

na podobszary (elementy) o nieskomplikowanej geometrii. Podstawowa cecha tej metody to możliwość zastąpienia zagadnienia analitycznego, zapisanego w postaci równań różniczkowych, zagadnieniem algebraicznym [19, 20, 52, 84, 85, 86]. Zabieg ten znacznie upraszcza rozwiązanie problemu obliczeniowego umożliwiając jednocześnie otrzymanie poprawnych przybliżonych wyników.

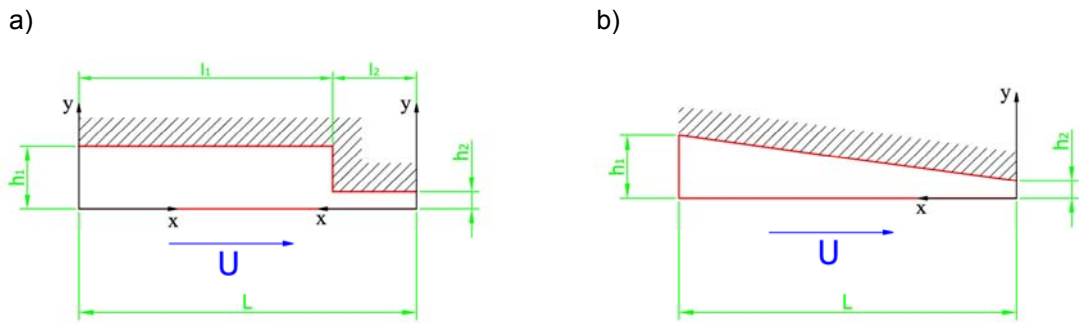
Wykorzystanie metody elementów skończonych do rozwiązania równań (24), (25) i (31) opisujących przepływ oleju w projektowanym układzie zasilania, umożliwia uzyskanie poprawnego rozwiązania przybliżonego w każdym miejscu analizowanego modelu kanału. Dzięki niewątpliwej zaletie tej metody, jaką jest łatwość rozpatrywania obiektów o złożonej geometrii, możliwa jest jednoczesna analiza obliczeniowa dla całego obszaru modelowanego kanału zasilającego.

Obliczenia parametrów charakteryzujących działanie proponowanego rozwiązania według opracowanego modelu teoretycznego przeprowadzone zostały z wykorzystaniem komercyjnego programu komputerowego ANSYS zawierającego moduł Flotran CFD (Computational Fluid Dynamics). Przesłanki decydujące o wyborze użytego kodu numerycznego MES to m.in.:

- dostępność programu dzięki licencji posiadanej przez KKiEM PG,
- możliwość parametryzacji tworzonych modeli co ułatwia wykonywanie obliczeń dla zmiennej geometrii oraz zróżnicowanych wartości danych wejściowych,
- rozbudowany moduł obliczeniowy (solver), zapewniający wybór odpowiedniej metody i nastaw umożliwiających osiągnięcie zbieżnych rozwiązań.

### ***5.1.3. Sprawdzenie przydatności MES do modelowania układu zasilania***

Celem sprawdzenia przydatności metody elementów skończonych, zaaplikowanej w programie ANSYS, do wyznaczania parametrów charakteryzujących proponowany układ zasilania, porównaniu poddane zostały wyniki obliczeń analitycznych i numerycznych dla płaskich szczelin zamkniętych o przekroju wzdłużnym modelowanego kanału zasilającego. Analiza dotyczyła dwóch prostoliniowych szczelin przedstawionych na Rys. 34, których kształt odpowiada geometrii zaproponowanych wariantów kanału zasilającego.



Rys. 34. Schemat płaskich modeli szczelin: a) szczelina z uskokiem, b) szczelina zbieżna

W rozpatrywanych modelach szczelin pominięta została krzywizna pierścienia i przewodnicy oraz uwzględniana jest prędkość liniowa zamiast obwodowej. Uproszczenie to umożliwia bezpośrednie wyznaczenie wartości ciśnienia wzdłuż modelowanych szczelin z uwzględnieniem następujących dodatkowych założeń:

- przepływu izotermicznego,
- braku przepływu oleju w kierunku prostopadłym do płaszczyzny szczeliny,
- stałej lepkości oleju,
- prędkości oleju jako funkcji  $x$  i  $y$ ,
- pominięcia sił masowych,
- niezmiennego ciśnienia oleju wzdłuż wysokości szczelin.

Przyjęte założenia upraszczają równanie Naviera – Stokesa (24) oraz równanie ciągłości (25) do postaci równań (32) i (33) [31].

$$\frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (32)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (33)$$

Równania (32) i (33) po scałkowaniu w granicach grubości szczeliny (od 0 do  $h$ ) można sprowadzić do równania Reynoldsa (34) [31].

$$\frac{d}{dx} \left( h^3 \frac{dp}{dx} \right) = 6\eta U \frac{dh}{dx} \quad (34)$$

gdzie:  $h$  – wysokość szczeliny,  $U$  – prędkość liniowa

Dla przypadku modelu szczeliny z uskokiem (Rys. 34a) całkując równanie (34) przy założeniu  $h = \text{const}$ , otrzymamy zależności na rozkład ciśnienia wzdłuż obszaru wlotowego (35a) i obszaru za uskokiem (35b) [31].

$$p(x) = \frac{6\eta U}{h_1^2} \left[ 1 - \frac{h_2 (l_1 h_2^2 + l_2 h_1^2)}{l_1 h_2^3 + l_2 h_1^3} \right] x \quad (35a)$$

$$p(x) = \frac{6\eta U}{h_2^2} \left[ \frac{h_1 (l_1 h_2^2 + l_2 h_1^2)}{l_1 h_2^3 + l_2 h_1^3} - 1 \right] x \quad (35b)$$

gdzie:  $h_1$  – wysokość obszaru wlotowego szczeliny,  $h_2$  – wysokość obszaru szczeliny za uskokiem,  $l_1$  – długość obszaru wlotowego szczeliny,  $l_2$  – długość obszaru szczeliny za uskokiem

Natomiast dla przypadku modelu szczeliny zbieżnej (Rys. 34b) całkując równanie (34), otrzymamy zależność na rozkład ciśnienia wzdłuż całego obszaru szczeliny (36) [11].

$$p(x) = \frac{6\eta UL}{h_2^2} \left[ \frac{m \frac{x}{L} \left( 1 - \frac{x}{L} \right)}{(2+m) \left( 1 + m \frac{x}{L} \right)^2} \right] \quad (36)$$

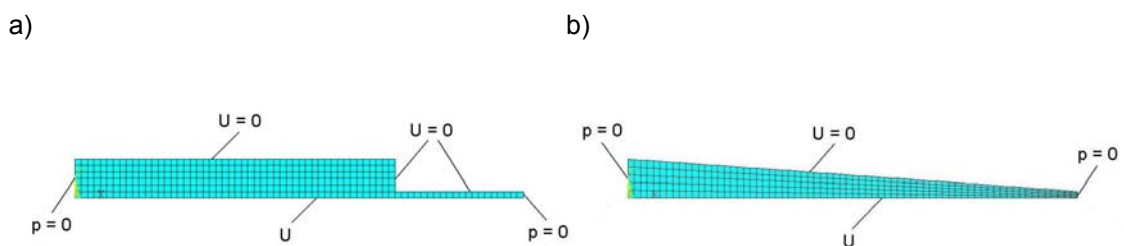
gdzie:  $L$  – długość szczeliny,  $h_2$  – wysokość końca szczeliny,  $m$  – parametr geometryczny

Parametr geometryczny szczeliny zbieżnej występujący w zależności (36) określony jest wzorem (37) [11].

$$m = \frac{h_1}{h_2} - 1 \quad (37)$$

gdzie:  $h_1$  – wysokość wlotu szczeliny zbieżnej

Numeryczne modele analizowanych szczelin wraz z warunkami brzegowymi przedstawia Rys. 35.



Rys. 35. Modele MES płaskich szczelin prostoliniowych: a) szczelina z uskokiem, b) szczelina zbieżna

Jeśli chodzi o założenia do obliczeń przy wykorzystaniu metody elementów skończonych, to różnią się one od przedstawionych założeń do obliczeń bezpośrednich

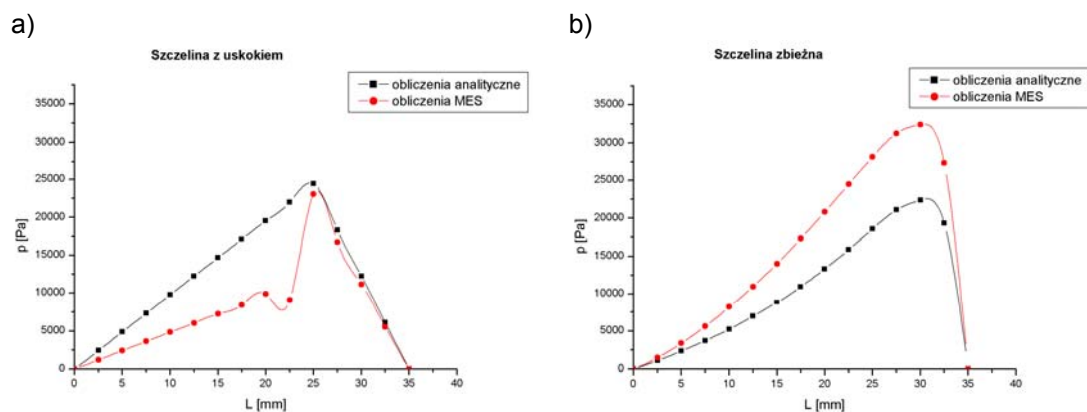
tym, iż metoda ta uwzględnia wpływ sił masowych działających na olej oraz zmianę ciśnienia wzdłuż wysokości szczeliny.

Wartości parametrów wejściowych i przyjęte wymiary szczelin uwzględnione w przeprowadzonych obliczeniach porównawczych zawiera Tab. 4 (oznaczenia wielkości według Rys. 34).

Tab. 4. Parametry wejściowe i wymiary szczelin uwzględnione w obliczeniach porównawczych

Nazwa	Symbol	Jednostka	Wartość
prędkość liniowa krawędzi ruchomej	$U$	[m/s]	<b>10</b>
lepkość dynamiczna oleju	$\eta$	[N·s/m <sup>2</sup> ]	<b>0,09</b>
wysokość szczeliny z uskokiem wysokość wlotu szczeliny zbieżnej	$h_1$	[mm]	<b>3</b>
wysokość końca szczeliny	$h_2$	[mm]	<b>0,5</b>
długość całkowita szczeliny	$L$	[mm]	<b>35</b>
długość szczeliny przed uskokiem	$l_1$	[mm]	<b>25</b>
długość szczeliny za uskokiem	$l_2$	[mm]	<b>10</b>

Przebiegi zmian ciśnienia wzdłuż obu analizowanych wariantów płaskich szczelin prostoliniowych obliczone na podstawie wzorów (35) i (36) oraz przy wykorzystaniu metody elementów skończonych (program ANSYS) przedstawiono na Rys. 36.



Rys. 36. Zależność zmian ciśnienia w funkcji długości (a) szczeliny z uskokiem oraz (b) szczeliny zbieżnej uzyskana na podstawie obliczeń analitycznych i MES

Rozpatrywane wartości ciśnienia otrzymane na podstawie obliczeń MES stanowią średnią arytmetyczną ciśnień węzłowych w wybranych przekrojach szczelin, co odpowiada wartości tego parametru w tych samych miejscach wyznaczonych na podstawie przytoczonych wzorów.

W przypadku szczeliny z uskokiem przebiegi ciśnienia otrzymane z obu analiz obejmujące obszar od maksymalnych wartości analizowanego parametru występującego

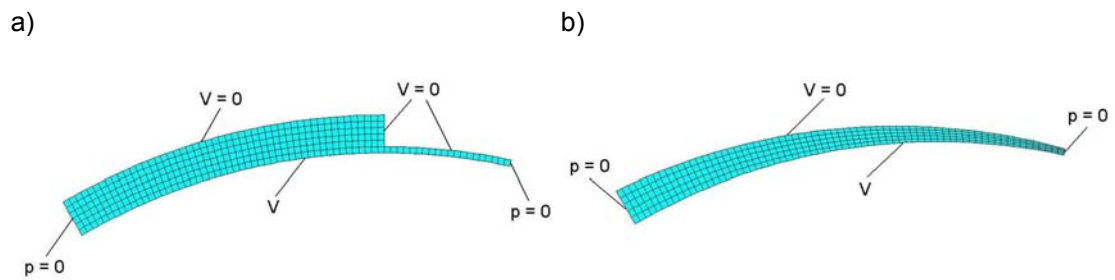
w miejscu uskoku do wylotu szczeliny przyjmują jednakowe wartości i charakter zmian. W obszarze wlotu szczeliny analizowane przebiegi zmian ciśnienia różnią się. Wartości ciśnienia otrzymane na podstawie obliczeń MES są mniejsze i narastają do wartości maksymalnej początkowo łagodniej a następnie gwałtowniej bezpośrednio przed uskokiem szczeliny. Otrzymany przebieg w oparciu o obliczenia MES można wytłumaczyć „gwałtownym” oddziaływaniem uskoku na przepływający olej, co nie jest uwzględnione w modelu analitycznym z racji założenia liniowego przebiegu zmian ciśnienia w obszarze wlotowym szczeliny. Skutkuje to, w przypadku uzyskanych wyników tej analizy, proporcjonalnym wzrostem ciśnienia od zera na początku szczeliny do wartości maksymalnej w miejscu uskoku.

Dla szczeliny zbieżnej wartości maksymalnego ciśnienia otrzymane z obliczeń MES są o około 25 [%] większe niż otrzymane z wzorów analitycznych. Poza niewykluczonym istnieniem błędów numerycznych przyczyna tak znacznej różnicy może tkwić w istotnym wpływie sił masowych oddziałujących na olej w szczelinie o znacznej wysokości. Uzasadnieniem tych argumentów jest fakt, że przytoczone wzory na rozkłady ciśnienia (34) i (36) wywodzą się z teorii smarowania dotyczącej obliczania szczelin łożyskowych w zakresach wysokości  $0,05 \div 0,5$  [mm], co w tym przypadku uzasadnia słuszość przyjętych uproszczeń dotyczących pominięcia sił masowych, a nie jest adekwatne dla rozpatrywanych modeli.

Wykonana obliczeniowa analiza porównawcza dotyczyła szczelin prostoliniowych dla których nie występuje działanie siły odśrodkowej, co ma miejsce w rozpatrywanym układzie zasilania i jest związane z ruchem obrotowym pierścienia smarującego. W celu oceny wpływu siły odśrodkowej na rozkład ciśnienia oleju dla rozpatrywanych modeli szczelin i tym samym potwierdzenia przydatności obliczeń z wykorzystaniem metody elementów skończonych wykonano porównanie przebiegów ciśnienia wyznaczonych tą metodą dla wcześniej omawianych szczelin prostoliniowych oraz szczelin łukowych przy zachowaniu niezmienności pozostałych parametrów geometrycznych i danych wejściowych do obliczeń.

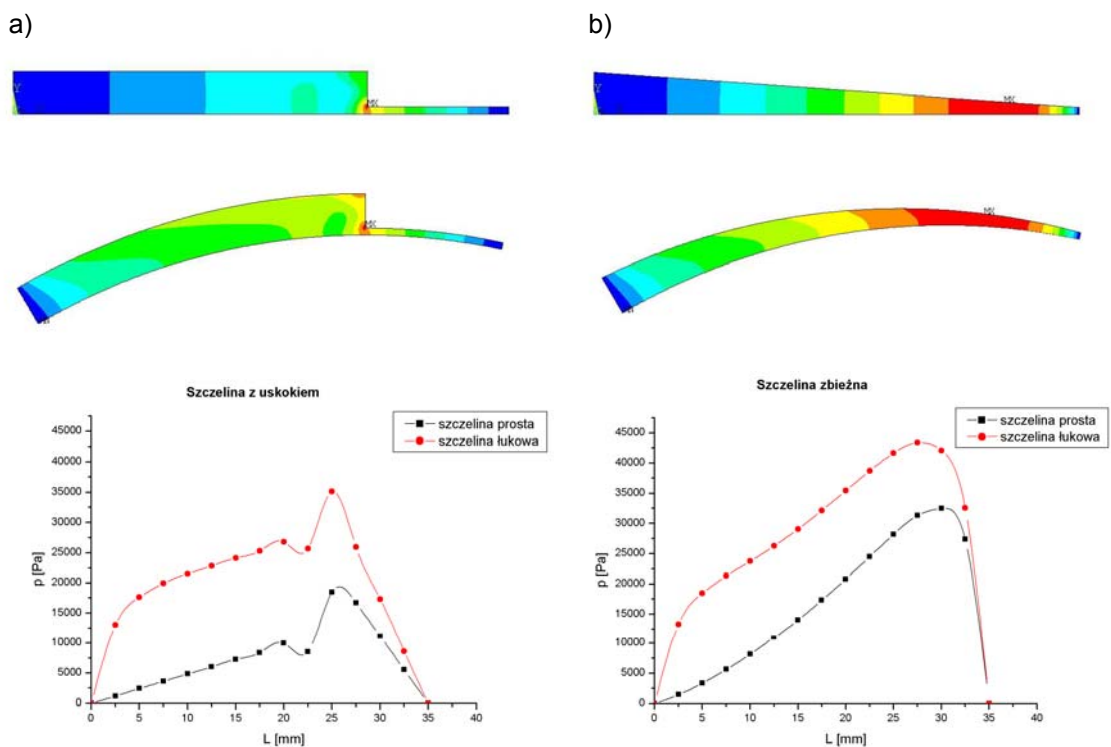
Na Rys. 37 przedstawiono modele MES szczelin łukowych wraz z warunkami brzegowymi o wymiarach analogicznych do szczelin prostoliniowych prezentowanych na Rys. 34. W modelach szczelin łukowych uwzględniono prędkość obwodową krawędzi odpowiadającej powierzchni pierścienia smarującego, co umożliwiło uwzględnienie wszystkich oddziaływań na olej przepływający w rozpatrywanym układzie zasilania. W celu określenia wpływu siły odśrodkowej na wyznaczone

rozkłady ciśnienia przyjęto tę samą wartość prędkości krawędzi ruchomej w szczelinach prostoliniowych i łukowych.



Rys. 37. Modele MES płaskich szczelin łukowych: a) szczelina z uskokiem, b) szczelina zbieżna

Porównanie graficznych rozkładów ciśnienia na powierzchniach szczelin oraz w formie zależności tego parametru obliczonych jako średnia arytmetyczna wartości węzłowych w wybranych przekrojach przedstawiono na Rys. 38.



Rys. 38. Zależność zmian ciśnienia na powierzchniach oraz w funkcji długości (a) szczeliny z uskokiem oraz (b) szczeliny zbieżnej uzyskaną dla kształtów prostoliniowych i łukowych przy wykorzystaniu MES

Zarówno w przypadku szczeliny z uskokiem jak i szczeliny zbieżnej średnie wartości ciśnienia otrzymane dla kształtów łukowych są zdecydowanie większe, co potwierdza znaczny wpływ siły odśrodkowej na rozkłady wyznaczonego parametru.

Wpływ ten jest szczególnie zauważalny bezpośrednio za wlotem obu szczelin, gdzie występuje gwałtowny wzrost wartości ciśnienia. Przedstawione na Rys. 38 rozkłady ciśnienia w postaci graficznej na powierzchniach analizowanych wariantów szczelin obrazują jak zmieniają się wartości obliczonego parametru wzdłuż długości oraz wysokości rozpatrywanych obszarów. W przypadku modeli prostoliniowych wartości ciśnienia w zasadzie nie zmieniają się wzdłuż wysokości analizowanych obszarów szczelin. Natomiast rozkłady otrzymane dla modeli łukowych charakteryzuje wyraźny wzrost wartości ciśnienia w kierunku krawędzi odpowiadającej powierzchni prowadnicy hydrodynamicznej, wynikający z oddziaływania siły odśrodkowej na warstwę oleju.

Przeprowadzona analiza porównawcza dla modelowych szczelin o kształtach odpowiadającym przekrojom kanału zasilającego w proponowanym rozwiązaniu wykazała użyteczność metody elementów skończonych do obliczania parametrów przepływu. Uzyskane wartości i przebiegi ciśnienia nie odbiegają znacząco od wyników obliczeń analitycznych, a istniejące różnice uzasadnione są zjawiskami pominiętymi w wykorzystanych wzorach ścisłych. Do czynników, które mają istotny wpływ na parametry przepływu w rozpatrywanych modelach zaliczamy siły masowe wywołane ruchem powierzchni pierścienia smarującego. Metoda elementów skończonych, zaaplikowana w postaci programu komercyjnego ANSYS, umożliwia analizę obliczeniową przepływu w kanale zasilającym rozpatrywanego rozwiązania uwzględniającą wpływ wymienionych czynników, co nie jest możliwe do zrealizowania na drodze obliczeń analitycznych. Wykorzystane uproszczone ścisłe zależności na rozkład ciśnienia, nie uwzględniające wpływu wysokości szczelin, nie znajdują uzasadnionego zastosowania do obliczeń w przypadku rozważania przepływu w kanale o znacznym wymiarze poprzecznym, co odpowiada proponowanemu rozwiązaniu.

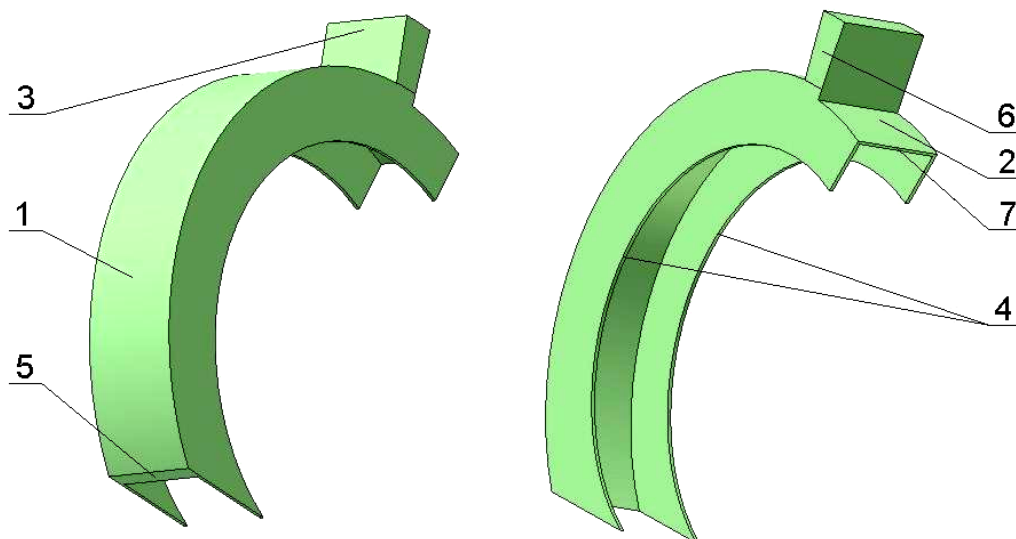
Wykonane obliczenia obejmowały wyznaczenie rozkładów ciśnienia dla szczelin, których kształt odpowiada geometrii obu przyjętych wariantów kanału zasilającego utworzonego przez odpowiednio ukształtowaną prowadnicę hydrodynamiczną. W modelach tych nie uwzględniono wylotu, który umożliwia wypływ strumienia oleju podawanego do zasilanego łożyska. Stanowi to więc analogię do przypadku rozpatrywania proponowanego układu z zamkniętym wylotem, co jest równoznaczne z występowaniem nieskończenie dużych oporów przepływu w kanale łączącym rozpatrywany układ z szczeliną zasilanego łożyska. Przeprowadzone obliczenia są więc sprawdzeniem możliwości wybranych konfiguracji geometrycznych kanałów



zasilających do wytwarzania ciśnienia hydrodynamicznego, co jest jedną z podstawowych właściwości proponowanego rozwiązania. Otrzymane rozkłady i wartości ciśnienia dla analizowanych modeli potwierdzają słuszność wyboru obu wariantów kształtu prowadnicy hydrodynamicznej, zapewniających uformowanie kanałów charakteryzujących się uzyskaniem odpowiednich właściwości układu zasilania.

#### 5.1.4. Model MES kanału zasilającego

Dokładna analiza obliczeniowa proponowanego rozwiązania, uwzględniająca wszystkie istotne czynniki mające wpływ na jego działanie, polegała na wyznaczeniu parametrów charakteryzujących przepływ oleju w kanale zasilającym utworzonym przez powierzchnie pierścienia smarującego, prowadnicy hydrodynamicznej i obudowy układu zasilania. Obliczenia przeprowadzono dla przestrzennych modeli kanałów zasilających o kształcie odpowiadającym obu przyjętym wariantom prowadnicy hydrodynamicznej. Model kanału zasilającego w postaci wariantu z uskokiem przedstawiono na Rys. 39.

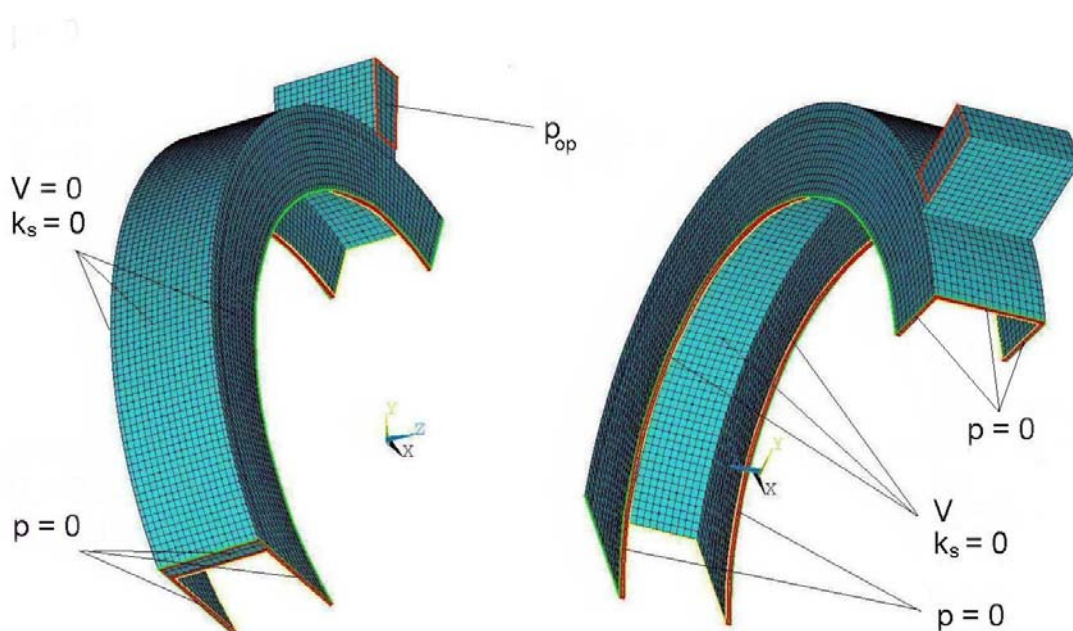


Rys. 39. Model przestrzenny kanału zasilającego (kanał zakończony uskokiem): 1 – obszar kanału przed wylotem, 2 – obszar kanału za wylotem, 3 – obszar wylotu, 4 – obszary ograniczone powierzchniami bocznymi pierścienia i obudowy, 5 – powierzchnia wlotu oleju, 6 – powierzchnia wylotu oleju, 7 – powierzchnia końca kanału

W opracowanym modelu uwzględniono cztery obszary: obszar kanału przed wylotem (1), obszar kanału za wylotem (2), obszar wylotu (3) oraz obszary ograniczone powierzchniami bocznymi pierścienia i pokryw bocznych (4). Powierzchnia wlotu

kanału zasilającego (5) odpowiada poziomowi oleju w zbiorniku rozpatrywanego rozwiązania, natomiast powierzchnia wylotu oleju (6) umieszczona jest, zgodnie z przyjętą koncepcją, w najwyższym miejscu układu pierścieni - obudowa. W przypadku przedstawionego na Rys. 39 wariantu kształtu kanału zasilającego wylot znajduje się bezpośrednio przed uskokiem prowadnicy hydrodynamicznej.

Obliczenia przy wykorzystaniu metody elementów skończonych poprzedza podział rozpatrywanego obszaru na elementy oraz sformułowanie warunków brzegowych. Na Rys. 40 przedstawiono utworzony w programie ANSYS model kanału zakończonego uskokiem wraz z warunkami brzegowymi.



Rys. 40. Model MES kanału zasilającego zakończonego uskokiem z warunkami brzegowymi

Utworzony model zdefiniowano w programie ANSYS jako element trójwymiarowy FLUID 142 wykorzystywany w obliczeniach przepływów lepkich z uwzględnieniem zjawisk cieplnych. Dokonano podziału rozpatrywanego modelu na elementy czworościenne ośmiowęzłowe, które dają najlepsze rezultaty, jeśli chodzi o dokładność wyników obliczeń. Gęstość podziału modelu dobrano uwzględniając uzyskanie równomiernej skali siatki na poszczególnych krawędziach z jej zagęszczeniem w obszarach kanału o mniejszym przekroju (obszar kanału za wylotem i obszary szczelin bocznych). Wybór odpowiedniej gęstości podziału w prowadzonych obliczeniach polegał na uzyskaniu kompromisu pomiędzy uzyskiwaną powtarzalnością wyników i rozsądnym czasem trwania obliczeń.

Warunki brzegowe dla zbudowanego modelu kanału zasilającego (zgodnie z Rys. 40) obejmują:

- prędkość obwodową  $V$ , oraz przewodność cieplną  $k_s = 0$  na powierzchniach wewnętrznych kanału przylegających do pierścienia smarującego,
- prędkość  $V = 0$ , oraz przewodność cieplną  $k_s = 0$  na powierzchniach zewnętrznych kanału przylegających do prowadnicy hydrodynamicznej i obudowy układu,
- ciśnienie  $p = 0$  na powierzchni wlotu kanału, powierzchni końca kanału i powierzchniach ograniczających szczeliny boczne,
- ciśnienie oporowe  $p_{op}$  na powierzchni wylotu kanału.

Komentarza wymaga warunek brzegowy dotyczący ciśnienia oporowego na powierzchni wylotowej modelowanego kanału zasilającego. Warunek ten dotyczy uwzględnienia potencjalnych oporów przepływu w kanale doprowadzającym olej z modelowanego układu zasilania do szczeliny smarowej łożyska. W ogólnym przypadku, gdy nie występują opory przepływu na spływie, co ma miejsce np. w przypadku zasilania łożyska częściowego (otwarty kanał spływowy), wartość ciśnienia oporowego wynosi zero. Natomiast w przypadku podawania oleju zamkniętym kanałem spływowym do łożyska pełnego, wystąpią opory przepływu zależne od kształtu, długości i przekroju kanału spływowego oraz przekroju ewentualnego dodatkowego kanału przelewowego. Wówczas wartość ciśnienia oporowego większa od zera stanowi symulacje występujących oporów przepływu.

Geometrie, dane wejściowe, warunki brzegowe oraz pozostałe nastawy rozpatrywanego modelu zapisano w formie pliku wsadowego z rozszerzeniem MAC. Umożliwiło to parametryzację wymiarów modelu i tym samym łatwą zmianę jego geometrii bez konieczności modyfikowania wszystkich wielkości. Postępowanie takie ułatwia prowadzenie analizy obliczeniowej dla różnych danych wejściowych i parametrów geometrycznych modelu.

## 5.2. Obliczenia MES

Analiza obliczeniowa modelowanego układu zasilania, prowadzona z wykorzystaniem metody elementów skończonych, ma na celu określenie własności rozwiązania na podstawie wyznaczenia rozkładów prędkości oraz temperatury oleju zgodnie z opisem matematycznym przepływu przedstawionym w podpunkcie 5.1.2.

Obliczenia przeprowadzono dla dwóch proponowanych wariantów kształtu prowadnicy hydrodynamicznej oraz dla ustalonych wymiarów układu zasilania. Zasadnicze parametry geometryczne zbudowanego modelu kanału zasilającego określono uwzględniając zaplanowaną weryfikację doświadczalną rozwiązania (uwarunkowania techniczne stanowiska badawczego PGII-1Ł).

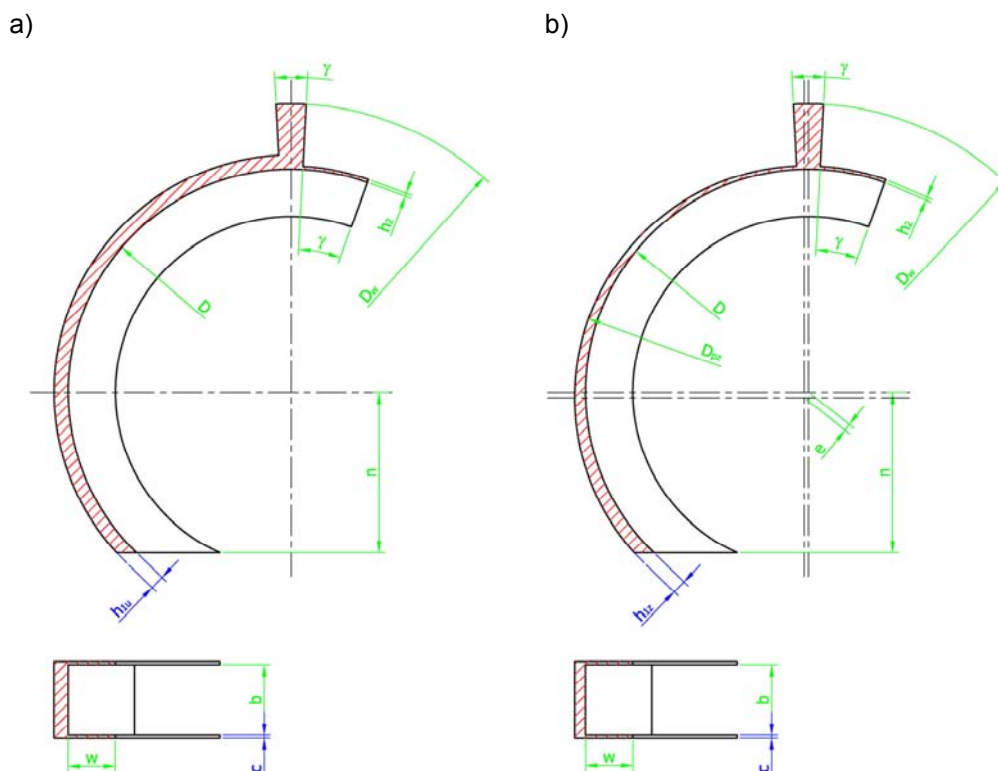
Nowatorski charakter rozwiązania, skomplikowany model teoretyczny oraz wykorzystanie przybliżonej metody obliczeniowej sprawia, że uzyskane wyniki mogą być obciążone znacznymi błędami. Ze względu na trudności z przewidzeniem poprawności wyników analizy numerycznej w pierwszej kolejności przeprowadzono obliczenia wstępne dla wybranego zakresu danych wejściowych i geometrii kanału zasilającego. Następnie wyniki wstępnych obliczeń porównano z wynikami badań doświadczalnych (porównanie wyników obu analiz zawiera punkt 7.3). Celem tej weryfikacji było wytypowanie poprawnego i reprezentatywnego zakresu analizy obliczeniowej umożliwiającej właściwą ocenę użyteczności proponowanego rozwiązania.

Zakres parametrów geometrycznych i danych wejściowych wytypowany na podstawie weryfikacji doświadczalnej umożliwił uzyskanie poprawnych wyników analizy numerycznej i w efekcie właściwy sposób obliczeniowej oceny użyteczności proponowanej koncepcji układu zasilania. Dodatkowym niewymiernym efektem określenia w ten sposób prawidłowego „obszaru” poprawności modelu obliczeniowego są wskazówki dotyczące uzyskania wiarygodnych wyników dla przyszłych analiz numerycznych podobnych rozwiązań.

### ***5.2.1. Parametry geometryczne modeli, dane wejściowe oraz zakres obliczeń***

Modele MES kanałów zasilających analizowanego układu zasilania zbudowano w oparciu o parametry geometryczne, których wartości ustalono na podstawie założeń do opracowanej koncepcji rozwiązania oraz uwzględniając równoczesną weryfikację doświadczalną skuteczności działania projektowanej konstrukcji. Ponadto parametryzacja wykonanych modeli zapewniła łatwe zmiany wymiarów istotnych dla działania rozwiązania, co umożliwiło sprawne prowadzenie analizy obliczeniowej dla różnej geometrii układu zasilania.

Parametry geometryczne modeli MES obu wariantów kanałów zasilających przedstawiono na Rys. 41.



Rys. 41. Parametry geometryczne (a) modelu kanału z uskokiem, (b) modelu kanału zbieżnego

Przyjęte do obliczeń wartości parametrów geometrycznych modeli kanałów zasilających zestawiono w Tab. 5.

Tab. 5. Wartości parametrów geometrycznych modeli kanałów zasilających

Symbol	Nazwa	Jednostka	Wartość
$D$	średnica pierścienia smarującego	[mm]	94,4
$b$	szerokość pierścienia smarującego	[mm]	15,2
$n$	odległość wlotu kanału od osi pierścienia	[mm]	34
$h_2$	wysokość końca szczeliny	[mm]	0,65
$w$	szerokość bocznej powierzchni pokrywy	[mm]	10
$D_w$	średnica zewnętrzna obszaru wylotu	[mm]	122
$D_{pz}$	średnica wewnętrzna prowadnicy zbieżnej	[mm]	97,4
$e$	przesunięcie środka łuku prowadnicy zbieżnej	[mm]	1,1
$\beta$	kąt obszaru wylotu	[°]	6
$\gamma$	kąt obszaru końca szczeliny	[°]	17
$h_{1u}$ $h_{1z}$	wysokość kanału z uskokiem wysokość wlotu kanału zbieżnego	[mm]	1; 1,5; 2; 2,5; 3
$c$	szerokość szczelin bocznych	[mm]	0,65; 1,15; 1,65; 2,15; 2,65

Podstawowym parametrem geometrycznym opracowanych modeli kanałów zasilających jest średnica pierścienia smarującego  $D$ , która determinuje gabaryty układu zasilania. Wartość tego parametru ustalono uwzględniając możliwości stanowiska badawczego, na którym w kolejnym etapie pracy przeprowadzono testy doświadczalne modelowanego układu zasilania. Pozostałe stałe parametry geometryczne modeli odpowiadają również wymiarom układu badawczego, którego budowę omówiono w podpunkcie 6.2.2.

Do zmiennych parametrów geometrycznych analizowanych modeli zaliczamy: wysokość kanału zakończonego uskokiem  $h_{lu}$ , wysokość wlotu kanału zbieżnego  $h_{lz}$  oraz szerokość szczelin bocznych  $c$  ograniczanych powierzchniami pierścienia i obudowy układu zasilania. Są to parametry decydujące o efektywności działania rozpatrywanego rozwiązania i w związku z tym przeprowadzone obliczenia obejmują analizę wpływu wybranych wartości tych parametrów na wydajność modelowanego układu. Wartości parametrów zmiennych określono na podstawie założeń i szacunków zawartych w podpunkcie 5.1.1.

Analizę obliczeniową przeprowadzono dla danych wejściowych, których wartości zestawiono w Tab. 6.

Tab. 6. Dane wejściowe do obliczeń

Symbol	Nazwa	Jednostka	Wartość
$n$	prędkość obrotowa pierścienia smarującego	[obr/min]	500
$\rho$	gęstość oleju	[kg/m <sup>3</sup> ]	867
$k$	współczynnik przewodzenia ciepła oleju	[W/m·K]	0,186
$c_v$	ciepło właściwe oleju	[Nm/kg·K]	1980
$p_{op}$	<b>ciśnienie oporowe na wylocie kanału</b>	<b>[Pa]</b>	<b>0; 1000; 2000; 3000</b>
$T_{od}$	<b>temperatura odniesienia oleju</b>	<b>[°C]</b>	<b>30; 40; 50; 60; 70</b>
$\eta_{nom}$	<b>nominalna lepkość dynamiczna oleju</b>	<b>[Pa·s]</b>	<b>0,055; 0,040; 0,030; 0,021; 0,015</b>

Obliczenia parametrów charakteryzujących efektywność rozpatrywanego rozwiązania przeprowadzono przy stałej prędkości obrotowej, której wartość wytypowano na podstawie porównania wyników obliczeń wstępnych i wyników badań doświadczalnych. Przy wybranej prędkości, obliczone wartości objętościowego natężenia przepływu oleju na wylocie kanału zasilającego są zbliżone do wartości tego parametru uzyskanego na podstawie badań doświadczalnych. Porównanie wyników obu

analiz zawarte w punkcie 7.3 wykazało dużą rozbieżność obliczonych wartości objętościowego natężenia przepływu przy większych prędkościach obrotowych w stosunku do rzeczywistej zmierzonej wydajności uzyskiwanej przez testowany układ zasilania. Przyczyną tych rozbieżności są przyjęte założenia upraszczające model teoretyczny oraz zjawiska, których opracowany model teoretyczny nie uwzględnia. Z drugiej strony badania doświadczalne wykazały, że w odróżnieniu od wyników obliczeń, wartości objętościowego natężenia przepływu osiągane przez testowany układ w obszarze jego efektywnej pracy, dla uwzględnionego w badaniach zakresu prędkości obrotowych, stabilizują się na określonym poziomie. Poziom rzeczywistych wartości objętościowego natężenia przepływu osiąganych przez testowany układ odpowiada wartościom tego parametru uzyskaną na podstawie obliczeń dla wybranej prędkości obrotowej. Stąd też wartości objętościowego natężenia przepływu, obliczone dla wytypowanej prędkości obrotowej, odpowiadają w przybliżeniu rzeczywistej wydajności analizowanego rozwiązania dla szerszego zakresu prędkości obrotowych, który określony został na podstawie badań doświadczalnych. Założenie to umożliwia jednocześnie uzyskanie poprawnych wartości obliczanego parametru oraz ograniczenie zakresu obliczeń tylko dla jednej reprezentatywnej prędkości obrotowej.

W prowadzonej analizie obliczeniowej przyjęto jako czynnik roboczy olej Turbinowy VG46. Jest to olej średni najczęściej wykorzystywany w stosowanych układach smarowania pierścieniowego. Obliczenia dla modelu adiabatycznego wymagały określenia: gęstości, współczynnika przewodzenia ciepła, ciepła właściwego oraz temperatury odniesienia i odpowiadającej jej nominalnej lepkości oleju. W celu analizy wpływu lepkości oleju na działanie rozpatrywanego rozwiązania przeprowadzono obliczenia dla kilku wybranych wartości temperatur i odpowiadających im wartości lepkości oleju. Wartości obu parametrów przyjęto na podstawie charakterystyki zmian lepkości dynamicznej oleju Turbinowego VG46 w funkcji temperatury, zamieszczonej w podpunkcie 6.2.3 (Rys. 65).

Jako kolejny zmienny parametr wejściowy w prowadzonych obliczeniach przyjęto ciśnienie oporowe na powierzchni wylotu kanału zasilającego. Obliczenia uwzględniające różne przyjęte wartości tego parametru umożliwiają ocenę zdolności modelowanego układu zasilania do pokonywania potencjalnych oporów przepływu w kanale doprowadzającym olej do szczeliny smarowej łożyska. Analiza ta ma na celu zbadanie podstawowej cechy modelowanego układu, jaką jest możliwość podawania oleju do łożyska pod ciśnieniem.

Analiza MES dla wykonanych modeli kanałów zasilających obejmuje obliczenia dwóch parametrów:

- objętościowego natężenia przepływu oleju na powierzchni wylotu kanału zasilającego,
- rozkładu temperatury oleju w kanale zasilającym.

Obliczenie objętościowego natężenia przepływu oleju na powierzchni wylotu modelowanego kanału zasilającego umożliwia określenie wydajności układu zasilania dla różnych wartości zmiennych parametrów geometrycznych oraz danych wejściowych. Parametr ten obliczano na podstawie wyznaczonych wartości prędkości węzłowych zgodnie ze wzorem (39).

$$Q = \frac{\sum V_{zw}}{n_w} \cdot A \quad (39)$$

gdzie:  $Q$  – objętościowe natężenia przepływu,  $V_{zw}$  – składowa prędkość węzłowa,  $n_w$  – liczba węzłów,  $A$  – powierzchnia wylotu kanału zasilającego

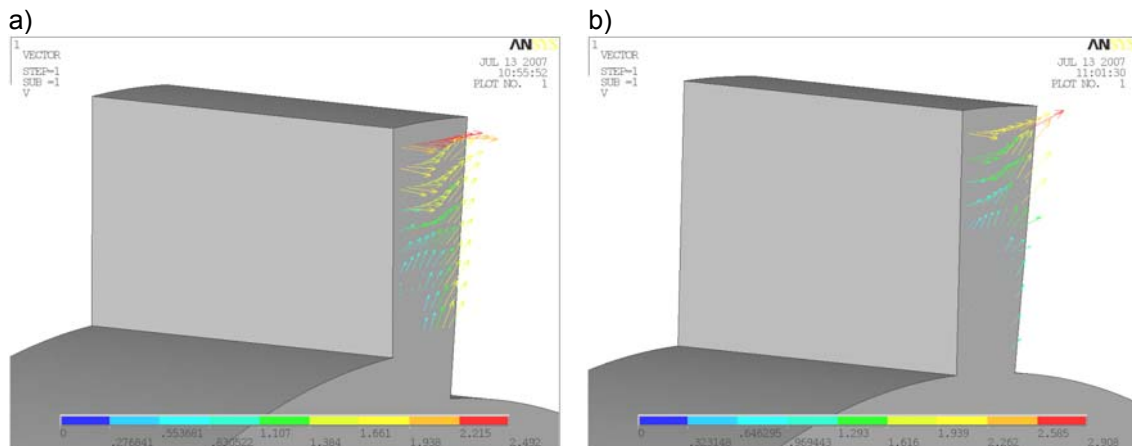
Wyznaczone wartości temperatury oleju w kanale zasilającym dla różnych parametrów określających jego geometrię oraz różnych danych wejściowych stanowią wskaźnik strat cieplnych, które wynikają z działania modelowanego układu zasilania. Obliczone wartości tego parametru w całym obszarze modelu kanału zasilającego umożliwiają ocenę wpływu jego geometrii i związanej z tym intensywności ścinania przepływającego oleju na powstawanie strat cieplnych w analizowanym rozwiązaniu.

### 5.2.2. Wyniki obliczeń

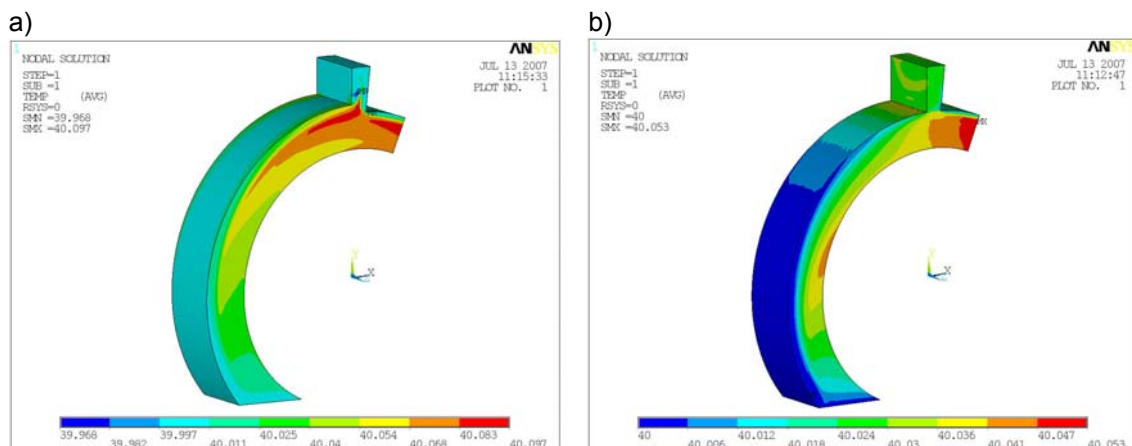
Wektorowe rozkłady prędkości na powierzchni wylotu obu wariantów kanałów zasilających dla wybranych konfiguracji geometrycznych i danych wejściowych przedstawia Rys. 42. Otrzymane wartości prędkości węzłowych dla kanału zakończonego uskokiem są znacznie większe niż w przypadku kanału zbieżnego. Świadczy to o większej efektywności, jeśli chodzi o intensywność podawania oleju, wariantu kanału zakończonego uskokiem.

Rysunek 43 przedstawia wyznaczone przykładowe rozkłady temperatury dla obszarów obu wariantów modelu kanału zasilającego.





Rys. 42. Wektorowe rozkłady prędkości na powierzchni wylotu (a) kanału zakończonego uskokiem oraz (b) kanału zbieżnego:  $h_1 = 3$  [mm];  $c = 0,65$  [mm];  $p_{op} = 0$  [Pa];  $T_{odn} = 40$  [°C];  $\eta_{nom} = 0,04$  [Pa·s]



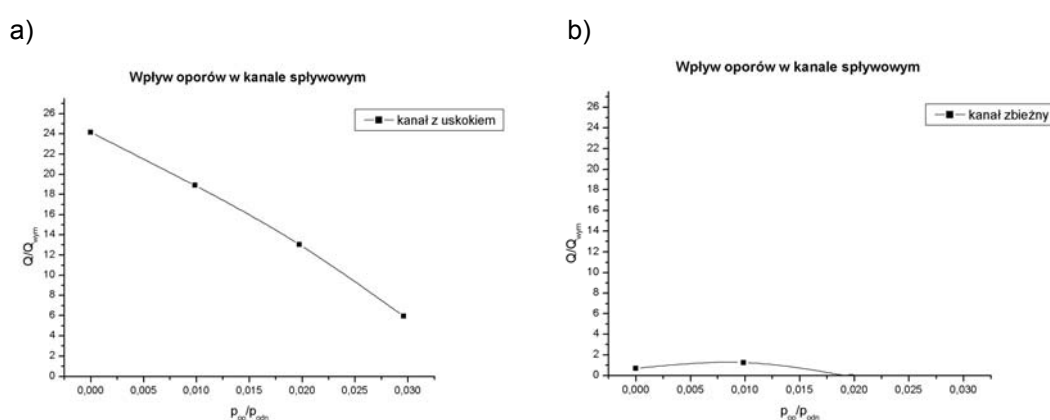
Rys. 43. Rozkłady temperatury dla obszaru (a) kanału zakończonego uskokiem oraz (b) kanału zbieżnego:  $h_1 = 3$  [mm];  $c = 0,65$  [mm];  $p_{op} = 0$  [Pa];  $T_{odn} = 40$  [°C];  $\eta_{nom} = 0,04$  [Pa·s]

Dla obu wariantów kanałów największy przyrost temperatury występuje w obszarach szczelin bocznych ograniczonych powierzchniami czołowymi pierścienia smarującego i obudowy rozpatrywanego układu. Związane jest to z intensywniejszym ścinaniem przepływającego oleju, które ma miejsce w wąskich szczelinach bocznych. W przypadku kanału zbieżnego, mały jego przekrój przed obszarem wylotowym wpływa również na zauważalny wzrost temperatury przepływającego oleju.

W celu lepszego zobrazowania zmian objętościowego natężenia przepływu w zależności od przyjętych danych wejściowych oraz parametrów geometrycznych, wartości rozpatrywanych zmiennych odniesiono do ich wartości charakterystycznych. Umożliwiło to przedstawienie wyników obliczeń w postaci bezwymiarowych charakterystyk. Otrzymane wartości objętościowego natężenia przepływu odniesiono do

natężenia przepływu równego wymaganej ilości oleju do zasilania łożyska o średnicy czopa odpowiadającej wymiarom rozpatrywanego układu zasilania. Wymaganą ilość oleju wyznaczono metodą Raimondiego i Boyda [62], uwzględniając wymiary łożyska testowego przedstawione w podpunkcie 6.2.3 (charakterystykę wykorzystanej metody zawiera punkt 2.1).

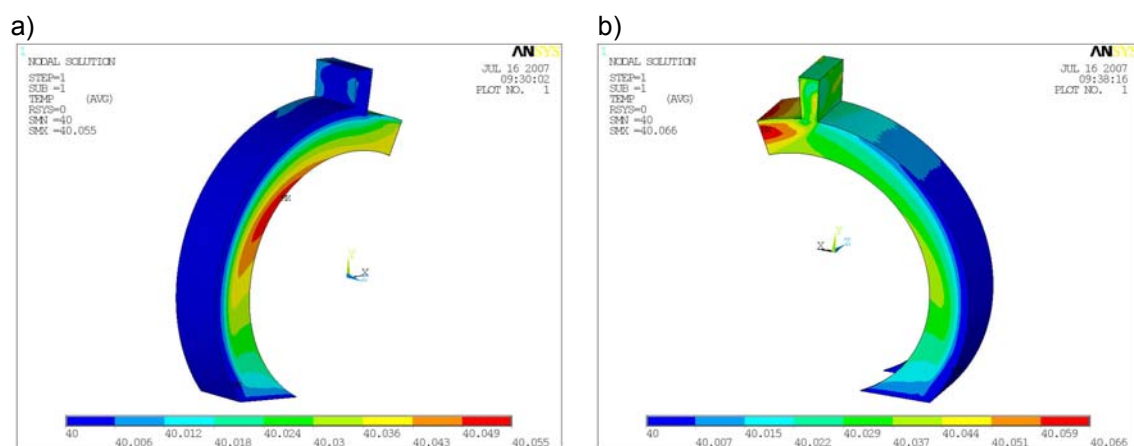
Na Rys. 44 przedstawiono zależności stosunku otrzymanych wartości objętościowego natężenia przepływu do wartości wymaganych w funkcji stosunku ciśnienia oporowego do ciśnienia odniesienia (równego ciśnieniu atmosferycznemu) dla obu wariantów kanałów zasilających.



Rys. 44. Bezwymiarowa charakterystyka objętościowego natężenia przepływu w funkcji ciśnienia oporowego na wylocie dla (a) kanału zakończonego uskokiem oraz (b) kanału zbieżnego,  $h_l = 3$  [mm];  $c = 0,65$  [mm];  $p_{op} = 0 \div 3000$  [Pa];  $T_{odn} = 40$  [°C];  $\eta_{nom} = 0,04$  [Pa·s]

Zaprezentowane charakterystyki umożliwiają ocenę skuteczności działania analizowanego układu zasilania w przypadku zwiększonych oporów przepływu w kanale łączącym wylot kanału zasilającego ze szczeliną smarową łożyska. Z porównania charakterystyk dla obu wariantów kanałów zasilających wynika, że zdecydowanie lepszą skutecznością charakteryzuje się kanał zakończony uskokiem. Wzrost ciśnienia oporowego w przypadku tego wariantu kanału (Rys. 44a) powoduje proporcjonalny spadek natężenia przepływu, które jednak w rozpatrywanym przedziale zmian wartości ciśnienia osiąga jeszcze wartość większą od wymaganej. Działanie rozwiązania w konfiguracji z kanałem zbieżnym charakteryzuje się wielokrotnie mniejszą wydajnością, która ponadto spada poniżej wymaganej w okolicy połowy zakresu rozpatrywanych wartości ciśnienia oporowego.

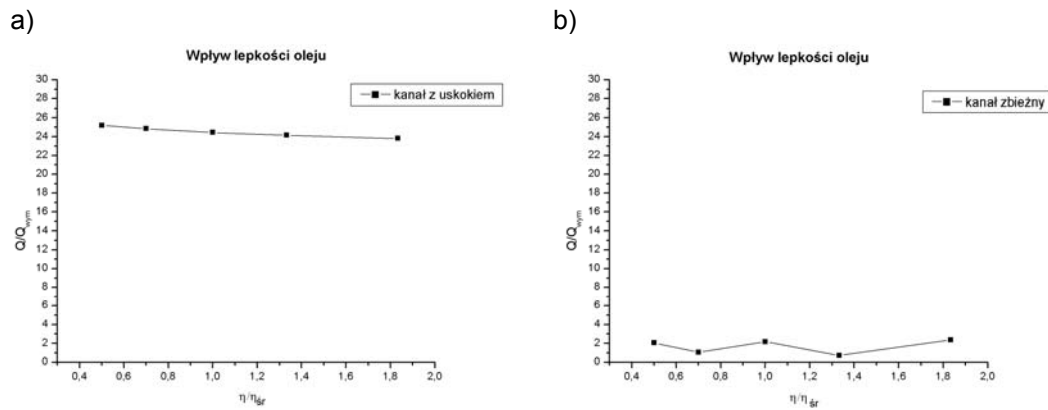
Przykładowe rozkłady zmian temperatury oleju w obu obszarach kanału zasilającego pod wpływem zwiększonego ciśnienia oporowego przedstawiono na Rys. 45.



Rys. 45. Rozkłady temperatury dla obszaru (a) kanału zakończony uskokiem oraz (b) kanału zbieżnego:  $h_1 = 3$  [mm];  $c = 0,65$  [mm];  $p_{op} = 3000$  [Pa];  $T_{odn} = 40$  [°C];  $\eta_{nom} = 0,04$  [Pa·s]

Zwiększone opory przepływu na wylocie modelowanego kanału zasilającego (przyłożone ciśnienie oporowe  $p_{op} = 3000$  Pa) powoduje lokalny wzrost temperatury oleju w środkowym obszarze szczelin bocznych dla kanału z uskokiem (Rys. 45a) oraz w końcowym obszarze kanału i szczelin bocznych dla kanału zbieżnego (Rys. 45b). Związane to jest z intensywniejszymi przeciekami oleju przez szczeliny boczne i zakończenie kanału z powodu dużego oporu przepływu przez wylot kanału zasilającego. Zwiększony przepływ przez wąskie szczeliny boczne i zakończenie kanału wiąże się z intensywniejszym ścinaniem oleju i tym samym wzrostem strat cieplnych.

Zależności bezwymiarowego wskaźnika objętościowego natężenia przepływu w funkcji stosunku lepkości dynamicznej oleju do średniej lepkości nominalnej (odpowiadającej temperaturze 40 °C) dla obu wariantów kanałów zasilających przedstawiono na Rys. 46. Zmiana lepkości dynamicznej oleju w analizowanym zakresie od 0,015 do 0,055 [Pa·s], co odpowiada przedziałowi temperatury od 30 do 70 [°C], nie powoduje znaczących zmian wartości objętościowego natężenia przepływu podawanego oleju. Dla kanału z uskokiem (Rys. 46a) spadkowi lepkości oleju towarzyszy nieznaczny wzrost ilości podawanego oleju. Natomiast dla kanału zbieżnego (Rys. 46b) występuje brak jednoznacznej tendencji zmian analizowanego parametru.



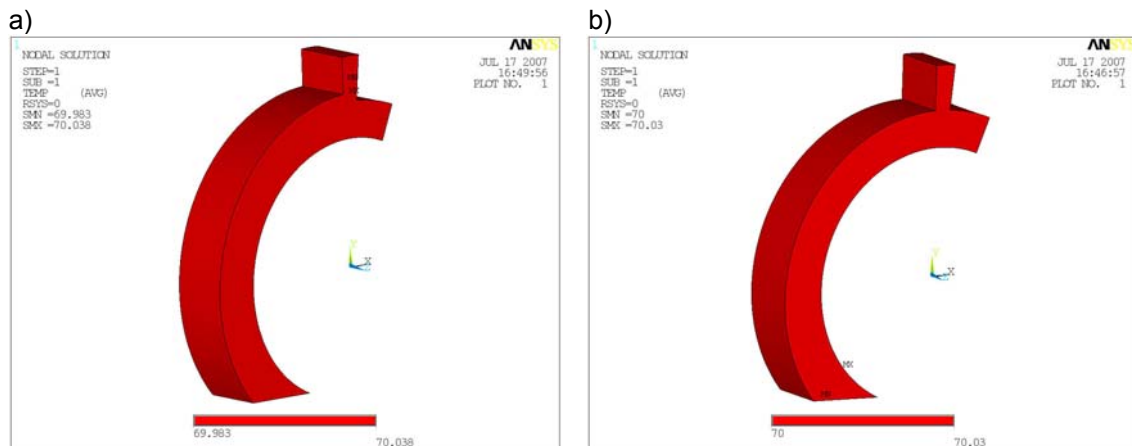
Rys. 46. Bezwymiarowa charakterystyka objętościowego natężenia przepływu w funkcji lepkości oleju dla (a) kanału zakończonego uskokiem oraz (b) kanału zbieżnego,  $h_1 = 3$  [mm];  $c = 0,65$  [mm];  $p_{op} = 0$  [Pa];  $T_{odn} = 30 \div 70$  [°C];  $\eta_{nom} = 0,015 \div 0,055$  [Pa·s]

Stwierdzony niewielki wpływ lepkości dynamicznej oleju na wydajność analizowanego układu zasilania jest wynikiem dwóch równoważących się zjawisk:

- spadku intensywności podawania oleju przy mniejszej jego lepkości wynikającego z specyfiki działania układu (mniejszych sił międzycząsteczkowych obniżających efektywność wytwarzania przepływu przez współpracę pierścienia smarującego i prowadnicy hydrodynamicznej),
- wzrostu intensywności przepływu oleju w kanale zasilającym związanego z występowaniem mniejszych oporów przepływu w przypadku zmniejszenia lepkości oleju.

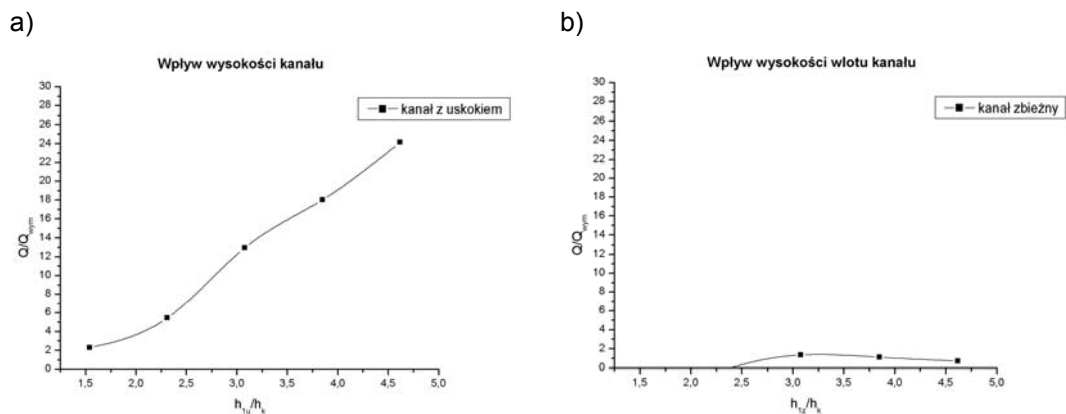
Większa wydajność kanału z uskokiem wiąże się ze znacznym wpływem drugiego wymienionego czynnika, stąd stwierdzony niewielki wzrost objętościowego natężenia wraz ze spadkiem lepkości oleju.

Na Rys. 47 przedstawiono przykładowe rozkłady zmian temperatury oleju w obu wariantach kanału zasilającego dla najmniejszej spośród analizowanych wartości lepkości dynamicznej oleju. Zmniejszenie lepkości oleju pod wpływem wzrostu temperatury ( $\eta = 0,015$  Pa·s;  $T = 70$  °C) powoduje wyraźny spadek strat ciepłych, o czym świadczą pomijalnie małe zmiany temperatury w obszarach obu wariantów kanałów zasilających. Mała lepkość oleju sprzyja ograniczeniu efektu ścinania przy przepływie w wąskich szczelinach bocznych i zakończeniu kanału, co w efekcie przyczynia się do obniżenia strat ciepłych związanych z działaniem analizowanego układu zasilania.



Rys. 47. Rozkłady temperatury dla obszaru (a) kanału zakończonego uskokiem oraz (b) kanału zbieżnego:  $h_1 = 3$  [mm];  $c = 0,65$  [mm];  $p_{op} = 0$  [Pa];  $T_{odn} = 70$  [°C];  $\eta_{nom} = 0,015$  [Pa·s]

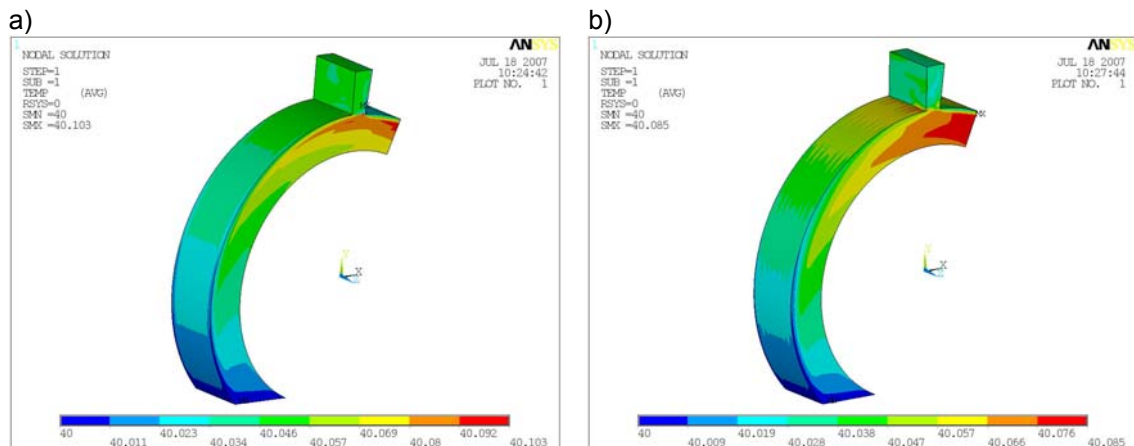
Na Rys. 48 przedstawiono zależność bezwymiarowego wskaźnika objętościowego natężenia przepływu w funkcji stosunku wysokości kanału z uskokiem oraz wysokości wlotu kanału zbieżnego do wysokości końca obu wariantów kanałów zasilających.



Rys. 48. Bezwymiarowa charakterystyka objętościowego natężenia przepływu w funkcji (a) wysokości kanału zakończonego uskokiem oraz (b) wysokości wlotu kanału zbieżnego,  $c = 0,65$  [mm];  $h_1 = 1 \div 3$  [mm];  $p_{op} = 0$  [Pa];  $T_{odn} = 40$  [°C];  $\eta_{nom} = 0,04$  [Pa·s]

Zwiększanie wysokości kanału z uskokiem w analizowanym przedziale od 1 do 3 [mm] (Rys. 48a) powoduje proporcjonalny wzrost objętościowego natężenia przepływu osiąganego przez układ zasilania. W przypadku kanału zbieżnego (Rys. 48b), układ osiąga niewielką wydajność przy wysokości wlotu powyżej 1,5 [mm] i nie zmienia się ona znacząco wraz ze wzrostem analizowanego parametru geometrycznego.

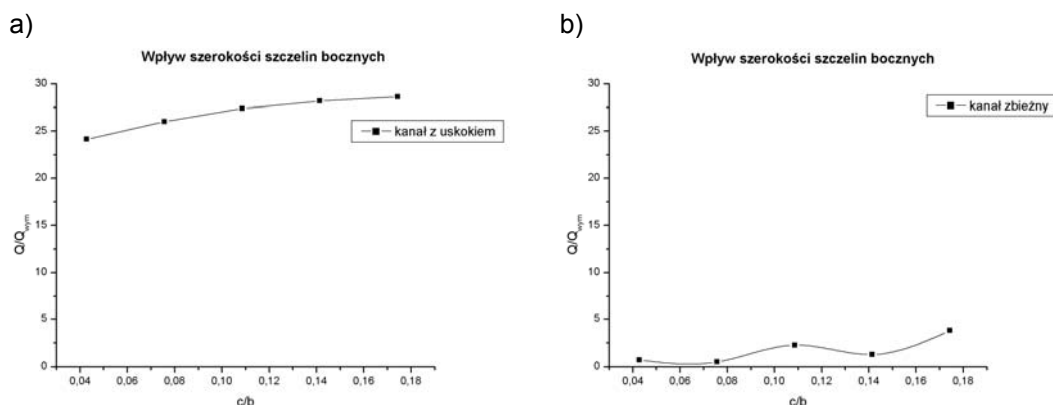
Przykładowe rozkłady zmian temperatury oleju w obu wariantach kanału zasilającego dla najmniejszych spośród analizowanych wysokości przedstawiono na Rys. 49.



Rys. 49. Rozkłady temperatury dla obszaru (a) kanału zakończony uskokiem oraz (b) kanału zbieżnego:  $h_1 = 1$  [mm];  $c = 0,65$  [mm];  $p_{op} = 0$  [Pa];  $T_{odn} = 40$  [°C];  $\eta_{nom} = 0,04$  [Pa·s]

Mała wysokość kanału z uskokiem (Rys. 49a) oraz mała wysokość wlotu kanału zbieżnego (Rys. 49b), powodująca zmniejszenie przekroju głównego obszaru kanału zasilającego, skutkuje zauważalnym wzrostem temperatury przepływającego oleju. Przyczyna wynika, podobnie jak w przypadku wcześniej omawianego przepływu w wąskich szczelinach bocznych, z intensywniejszego ścinania przepływającego oleju. Zwiększony opór przepływu na skutek małego przekroju kanału zasilającego wpływa zatem na wzrost strat ciepłych układu zasilania.

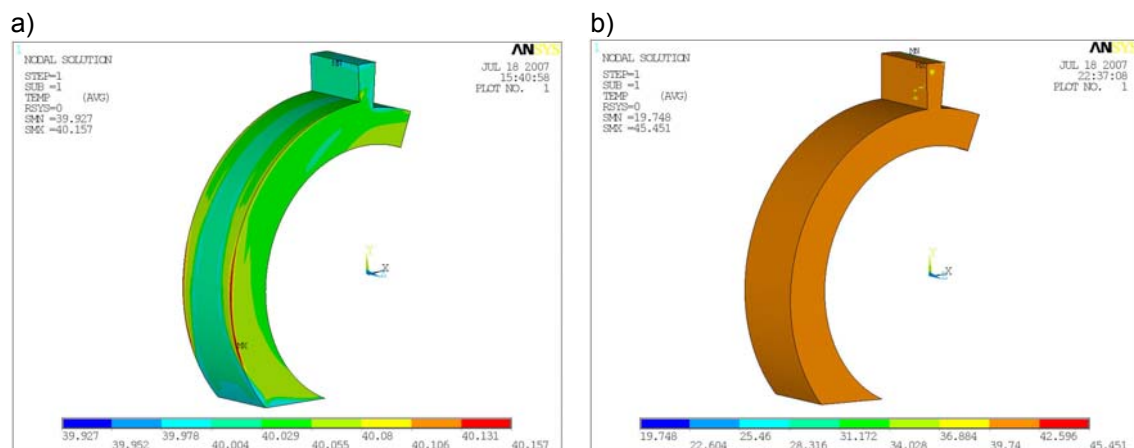
Zależność bezwymiarowego wskaźnika objętościowego natężenia przepływu w funkcji stosunku szerokości szczelin bocznych kanału do szerokości pierścienia smarującego dla obu wariantów kanałów zasilających przedstawiono na Rys. 50.



Rys. 50. Bezwymiarowa charakterystyka objętościowego natężenia przepływu w funkcji szerokości szczelin bocznych dla (a) kanału zakończony uskokiem oraz (b) kanału zbieżnego,  $c = 0,65 \div 2,65$  [mm];  $h_1 = 3$  [mm];  $p_{op} = 0$  [Pa];  $T_{odn} = 40$  [°C];  $\eta_{nom} = 0,04$  [Pa·s]

Otrzymane przebiegi zmian objętościowego natężenia przepływu w zależności od różnej szerokości szczelin bocznych w zakresie od 0,65 do 2,65 [mm] wykazały nieznaczny wzrost wydajności obu konfiguracji geometrycznych kanału zasilającego wraz ze zwiększaniem wartości analizowanego czynnika geometrycznego.<sup>1</sup> Wynika to z tego, że zwiększenie szerokości szczelin, a zatem powiększenie przekroju poprzecznego obszarów bocznych kanału zasilającego, powoduje wzrost przepływu oleju w tych obszarach kanału. Zwiększony strumień oleju przepływającego w obszarze bocznym kanału po stronie wylotu wpływa na zwiększenie wydajności układu zasilania.

Na Rys. 51 przedstawiono przykładowe rozkłady zmian temperatury oleju w obu wariantach kanału zasilającego dla największej, spośród analizowanych, wartości szerokości obszarów bocznych.



Rys. 51. Rozkłady temperatury dla obszaru (a) kanału zakończonego uskokiem oraz (b) kanału zbieżnego:  $h_1 = 1$  [mm];  $c = 2,65$  [mm];  $p_{op} = 0$  [Pa];  $T_{odn} = 40$  [°C];  $\eta_{nom} = 0,04$  [Pa·s]

Zwiększenie szerokości szczelin bocznych do 2,65 mm powoduje ograniczenie strat cieplnych na skutek spadku oporów przepływu. Świadczy o tym brak występowania przyrostu temperatury oleju w obszarach bocznych obu wariantów kanałów zasilających.

Przedstawione bezwymiarowe charakterystyki umożliwiają ocenę skuteczności obu wariantów kanałów modelowanego układu zasilania pod kątem wpływu wybranego zakresu zmiennych parametrów geometrycznych oraz danych wejściowych. Na podstawie otrzymanych zależności możliwe jest orientacyjne określenie właściwości

<sup>1</sup> Dla wariantu kanału z uskokiem uzyskana zależność zmian analizowanego parametru okazała się nieprawdziwa ze względu na fakt pominięcia pola grawitacyjnego w opracowanym modelu obliczeniowym. Uzasadnienie rozbieżności zawarte jest w punkcie 7.3.

modelowanego układu zasilania oraz wstępny dobór dwóch analizowanych parametrów geometrycznych, jeżeli znana jest szacunkowa wartość oporów przepływu w kanale doprowadzającym olej do zasilanego łożyska oraz przewidywana temperatura oleju.

Zdefiniowanie bezwymiarowych wskaźników wydajności i analizowanych czynników, umożliwia w łatwy sposób wytypowanie korzystniejszej konfiguracji geometrycznej układu zasilania ze względu na uzyskiwaną wydajność. Z kolei przedstawione rozkłady temperatury oleju dla wybranych wariantów kanałów zasilających stanowią wskazówkę, jaki wpływ mają wartości rozpatrywanych czynników na straty ciepłe związane z funkcjonowaniem analizowanego układu zasilania.



## **6. Metodyka doświadczalnych badań własnych**

Badania doświadczalne, mające na celu zweryfikowanie przyjętej tezy pracy doktorskiej, obejmowały pomiary parametrów charakteryzujących efektywność działania opracowanej koncepcji nowego układu zasilania poprzecznego łożyska ślizgowego. Zaproponowana w punkcie 3.1 koncepcja zasilania łożyska olejem z wykorzystaniem współpracy stałego pierścienia smarującego i prowadnicy hydrodynamicznej jest modyfikacją znanych i wykorzystywanych rozwiązań smarowania pierścieniowego. Podobieństwo konstrukcji zaproponowanej koncepcji układu zasilania do stosowanych rozwiązań (stały walcowy pierścień smarujący), umożliwia ograniczenie wieloczynnikowego charakteru eksperymentu do analizy parametrów istotnych dla zjawisk towarzyszących funkcjonowaniu badanego układu. Do czynników o charakterze analogicznym, jeśli chodzi o działanie układów wykorzystujących pierścienie smarowe, można zaliczyć wpływ szerokości pierścienia oraz wpływ poziomu oleju [21, 37, 39, 41, 55]. Zatem znaczenie tych czynników na działanie opracowanej koncepcji układu zasilania nie będzie przedmiotem badań. Natomiast wpływu pozostałych czynników (np. prędkości obrotowej czy lepkości oleju) nie można traktować w sposób analogiczny przy porównaniu działania rozwiązań stosowanych i proponowanej koncepcji. Istnieje jednak możliwość wykorzystania publikowanych badań istotności tych czynników [17, 21, 34, 37, 41, 47, 55] do wstępnego określenia odpowiednich parametrów geometrycznych modelowanego układu zasilania. Z tych względów planowane badania dotyczyły między innymi wpływu parametrów geometrycznych zamkniętego kanału zasilającego (utworzonego przez powierzchnie pierścienia i prowadnicy hydrodynamicznej) i związanej z tym geometrii prowadnicy na wartości wybranych wielkości, istotnych z punktu widzenia użyteczności układu zasilania. Testy badawcze przeprowadzono dla szerokiego zakresu parametrów eksploatacyjnych (prędkości, temperatur, obciążeń) co umożliwia kompleksową weryfikację użyteczności proponowanej koncepcji układu zasilania.

### **6.1. Koncepcja testów doświadczalnych**

Podstawowym parametrem decydującym o funkcjonalności dowolnego układu zasilającego łożysko olejem jest ilość smaru dostarczanego w jednostce czasu, czyli objętościowe natężenie przepływu. Znając wymaganą ilość oleju potrzebną do prawidłowego smarowania łożyska, obliczoną w oparciu o dostępne wytyczne [62],

możliwa jest łatwa ocena skuteczności układu zasilającego, jeżeli dysponujemy zmierzonymi wartościami objętościowego natężenia przepływu oleju uzyskiwaną przez ten układ.

Dostarczanie oleju pod ciśnieniem do zasilanego łożyska jest korzystne z punktu widzenia zapewnienia dużej skuteczności smarowania. Odpowiednia wartość ciśnienia oleju umożliwia pokonanie oporów przepływu w instalacji zasilającej, skuteczniejszą wymianę smaru w łożysku i jednocześnie intensywniejszy odbiór ciepła wytwarzanego w węźle tarcia. Stąd też ciśnienie oleju jest również istotnym parametrem świadczącym o użyteczności układu zasilania.

Jeżeli analizujemy układ smarowania zblokowany z łożyskiem zasilanym to istotna jest również ocena wpływu jego działania na wzrost temperatury węzła łożyskowego. Dodatkowy wzrost temperatury łożyska spowodowany działaniem układu zasilającego może wpływać na obniżenie możliwego zakresu wykorzystania łożyska.

Planowane badania proponowanej koncepcji układu zasilania łożyska poprzecznego obejmowały w pierwszej kolejności pomiary trzech wymienionych parametrów:

- objętościowego natężenia przepływu oleju,
- ciśnienia oleju wytwarzanego przez układ,
- przyrostu temperatury układu.

Pomiary tych parametrów dla przewidzianych różnych konfiguracji układu zasilania oraz dla szerokiego zakresu prędkości obrotowych umożliwiły obszerną weryfikację użyteczności rozwiązania oraz wybór koncepcji najkorzystniejszej.

Kolejnym etapem weryfikacji wybranej koncepcji układu zasilania było wyznaczenie charakterystyk użytkowych łożyska zasilanego z wykorzystaniem analizowanego układu.

Testy obejmowały wyznaczenie charakterystyk:

- obciążalności,
- strat cieplnych.

Wyznaczone charakterystyki umożliwiły ostateczną ocenę skuteczności działania analizowanego układu zasilania przez porównanie jego właściwości z klasycznym rozwiązaniem smarowania pierścieniem stałym oraz przy wykorzystaniu zewnętrznego ciśnieniowego układu zasilania.

## 6.2. Stanowisko badawcze – koncepcja konstrukcyjna węzła badawczego na bazie maszyny łożyskowej PGII – 1Ł

Cały zakres planowanych badań wykonano na maszynie łożyskowej PGII – 1Ł w Laboratorium Maszynowym Katedry Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Wydziału Mechanicznego Politechniki Gdańskiej. Stanowisko to przeznaczone jest do badań poprzecznych łożysk ślizgowych obciążonych statycznie. Standardowe wyposażenie maszyny umożliwia badanie łożysk zasilanych olejem pod ciśnieniem z zewnętrznego układu smarującego. Specyfika konstrukcji i działania zaproponowanego układu zasilania wymagała wykonania odpowiedniego układu badawczego, odpowiadającego opracowanej koncepcji i umożliwiającego smarowanie olejem badanego łożyska. Konieczność pomiaru odpowiednich parametrów wymagała stosownej modernizacji istniejącej maszyny łożyskowej. Dzięki uniwersalności stanowiska, po adaptacji możliwe było wykonanie kompleksowych testów użyteczności opracowanego układu zasilania oraz sprawdzenie jego współpracy ze smarowanym łożyskiem.

### 6.2.1. Struktura istniejącego węzła badawczego

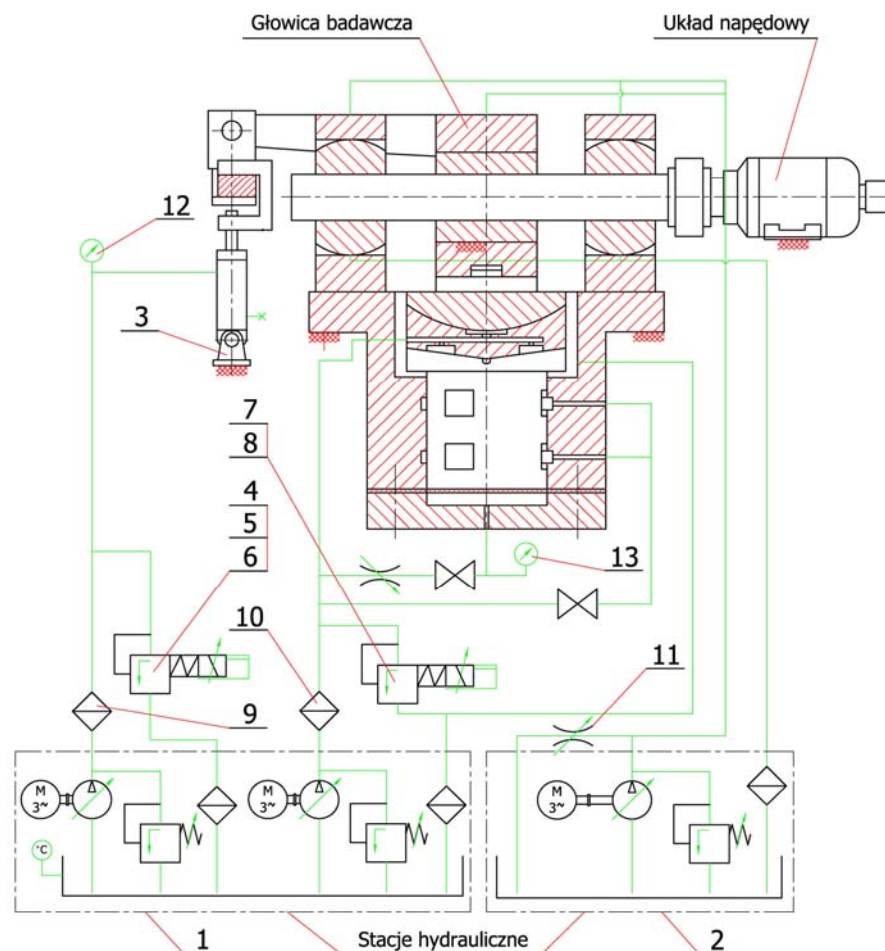
Maszyna łożyskowa PGII – 1Ł przedstawiona na Rys. 52 składa się z głowicy badawczej, zespołu napędowego, układów hydraulicznych oraz układu sterowania i pomiaru [53].



Rys. 52. Maszyna łożyskowa PGII – 1Ł [53]

Badane łożysko umieszczone jest w głowicy badawczej pomiędzy dwoma łożyskami podporowymi. Obciążenie łożyska wywoływane jest przez siłownik hydrauliczny. Pomiedzy tłokiem siłownika a obudową badanego łożyska występują dwa łożyska hydrostatyczne: pryzmowe i sferyczne, dzięki czemu możliwe jest praktycznie „beztarciowe” obciążanie badanego obiektu. Odpowiednia konstrukcja łożysk zapewnia swobodne obracanie i przesuwanie obudowy w odpowiednich kierunkach oraz jej centrowanie względem tłoka siłownika obciążającego. Łożysko badane zasilane jest olejem z zewnętrznego układu ciśnieniowego.

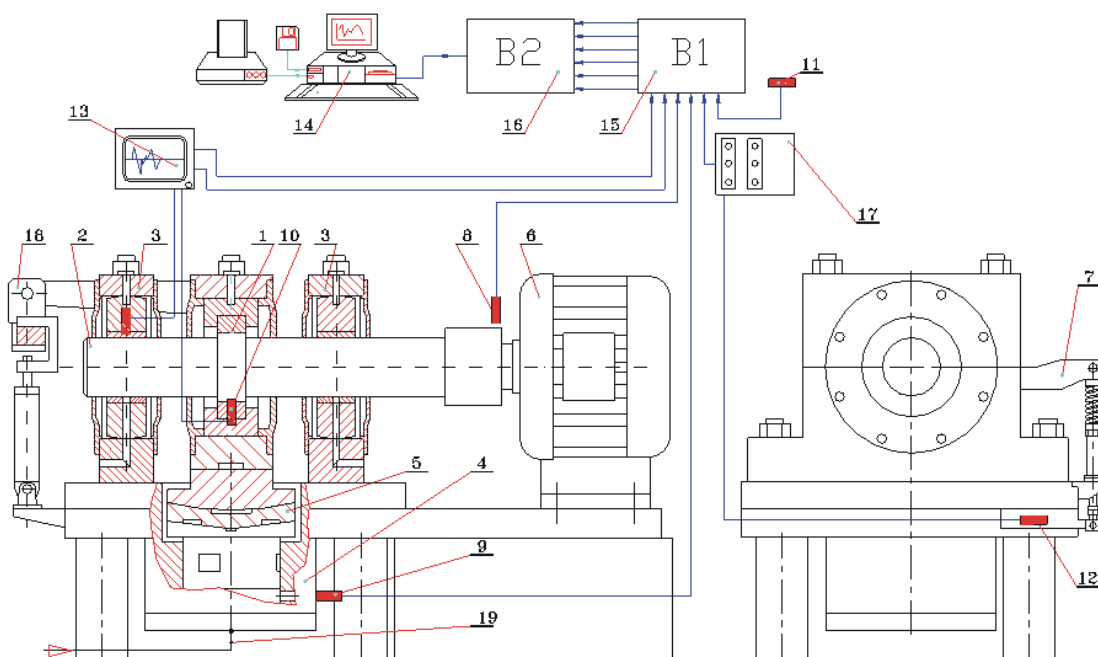
Schemat podzespołów i osprzętu maszyny łożyskowej PGII – 1Ł przedstawiono na Rys. 53.



Rys. 53. Schemat maszyny łożyskowej PGII – 1Ł: 1 – zasilacz hydrauliczny układu obciążającego, 2 – zasilacz hydrauliczny układu smarowania łożysk, 3 – siłownik ukosujący, 4 – zawór proporcjonalny, 5 – płyta przyłączeniowa, 6 – wzmacniacz, 7 – zawór proporcjonalny, 8 – wzmacniacz, 9, 10 – filtry, 11 – zawór dławiący specjalny, 12, 13 – manometry [53]

Zespół napędowy stanowiska składa się z asynchronicznego silnika prądu zmiennego o mocy 11 KW połączonego z wałem głowicy badawczej za pomocą dwustronnego sprzęgła zębatego. W skład układów hydraulicznych wchodzi dwie niezależne stacje robocze z których jedna służy do obsługi układu obciążającego, a druga do zasilania smarem łożysk podpierających wał roboczy i łożyska badanego.

Układ sterowania i pomiaru przedstawiono na Rys. 54.



Rys. 54. Schemat układu sterowania i pomiaru maszyny łożyskowej PGII – 1Ł: 1 – łożysko badane, 2 – wał roboczy, 3 – łożyska podporowe, 4 – siłownik obciążający głowicę, 5 - podpora hydrostatyczna głowicy, 6 – elektryczny silnik napędowy, 7 – przetwornik siły tarcia, 8 – czujnik pomiaru prędkości obrotowej, 9 – czujnik ciśnienia, 10 – czujnik temperatury łożyska badanego, 11 – czujnik temperatury otoczenia, 12 – czujnik siły tarcia, 13 – panel odczytu temperatury, 14 – komputer PC, 15 – przetwornik, 16 – karta przetwornikowa komputera PC, 17 – wzmacniacz sygnału siły tarcia, 18 – tłumik wychyłny, 19 – przewód zasilający siłownik obciążający [53]

Sterowanie pracą stanowiska odbywa się za pomocą komputera PC z kartą przetwornikową oraz specjalnym programem kontrolującym obciążenie łożyska badanego oraz prędkość obrotową wału roboczego. Wartości obu parametrów mogą podlegać zmianie w trakcie testów badawczych według wcześniej zaprogramowanej funkcji zmiennej w czasie. W pełni automatyczne, komputerowe sterowanie ze sprzężeniem zwrotnym umożliwia przeprowadzenie kolejnych testów przy zachowaniu takich samych wartości chwilowych prędkości obrotowych czopa i obciążenia łożyska badanego.

Dane techniczne maszyny łożyskowej PGII – 1Ł zawiera Tab. 7

Tab. 7. Dane techniczne maszyny łożyskowej PGII – 1Ł [53]

Obciążenie łożyska badanego	0 ÷ 15000 [N]
Moment ukosujący łożysko badane	0 ÷ 5000 [Nm]
Prędkość obrotowa	0 ÷ 3000 [obr/min]
Średnica czopa łożyska badanego	30 ÷ 70 [mm]

Wielkości mierzone na maszynie łożyskowej PGII – 1Ł:

- siła tarcia,
- siła obciążająca łożysko,
- temperatura łożyska badanego,
- prędkość obrotowa,
- moment ukosujący.

#### **6.2.2. Modernizacja węzła badawczego**

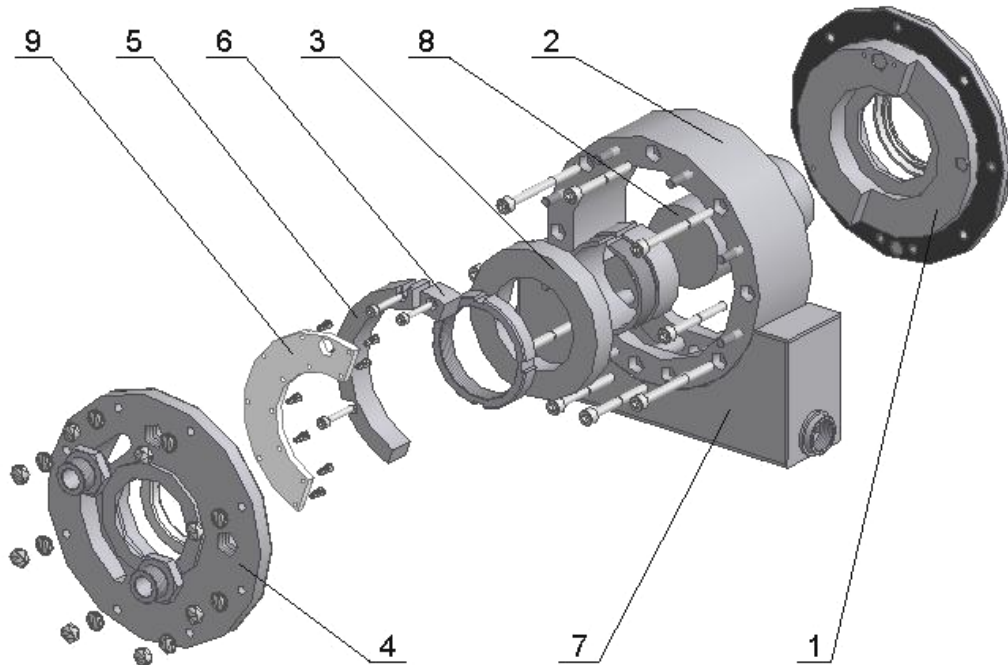
Przyjęta w punkcie 6.1 koncepcja testów badawczych wymusiła konieczność podziału badań na dwa etapy.

Pierwszy etap dotyczył oceny efektywności analizowanej koncepcji układu zasilania na podstawie pomiarów objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia podawanego oleju oraz pomiarów zmian temperatury układu. Zakres testów obejmował pomiary wybranych parametrów dla różnej konfiguracji geometrycznej układu (różne wymiary i położenia prowadnicy hydrodynamicznej) oraz dla różnych danych wejściowych (określonego zakresu prędkości obrotowych i wybranych olejów).

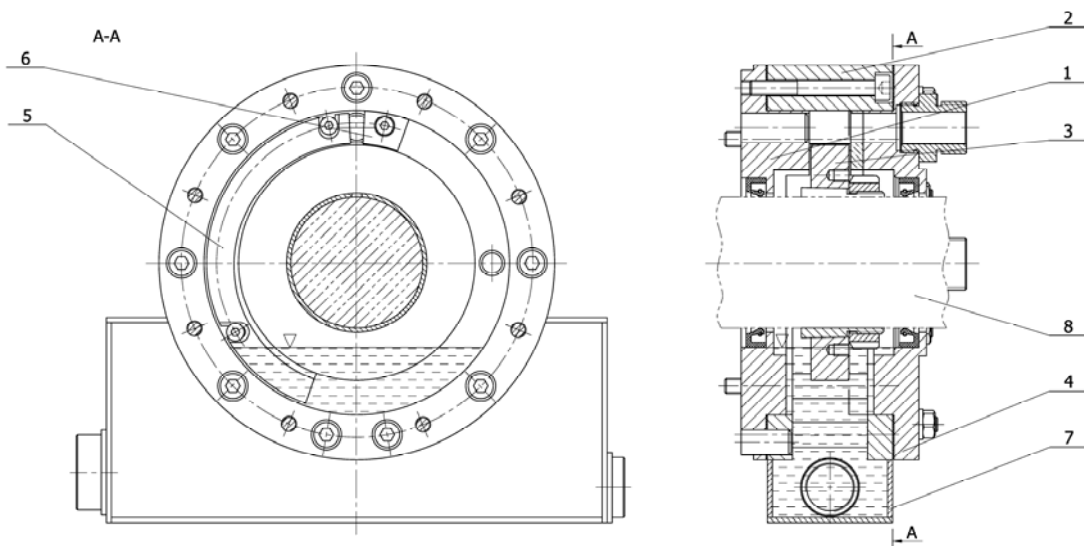
Drugi etap badań to wyznaczenie charakterystyk użytkowych dla wybranej koncepcji analizowanego układu zasilania. Testy obejmowały ocenę obciążalności i strat cieplnych łożyska zasilanego z wykorzystaniem proponowanego układu zasilania. Badania przeprowadzono dla najkorzystniejszej konfiguracji pierścienia smarującego i prowadnicy hydrodynamicznej określonej na podstawie pierwszego etapu badań. Wyznaczone charakterystyki porównano z charakterystykami łożyska smarowanego klasycznym pierścieniem stałym oraz zasilanego z zewnętrznego ciśnieniowego układu zasilania.

Z względu na przyjęte dwa odrębne etapy badań, konieczne stało się wykonanie odpowiedniego układu badawczego, który odpowiadał by konstrukcji rozpatrywanego rozwiązania i przystosowany był do współpracy z maszyną łożyskową PGII – 1Ł,

umożliwiający wykonanie wszystkich przewidzianych testów. W tym celu zaprojektowana i wykonana została specjalna przystawka badawcza przedstawiona na Rys. 55 i 56.



Rys. 55. Budowa przystawki badawczej: 1 – pokrywa tylna, 2 – korpus, 3 – pierścień smarujący, 4 – pokrywa przednia, 5 – prowadnica hydrodynamiczna, 6 – tama, 7 – zbiornik oleju, 8 – wał, 9 – okno



Rys. 56. Przystawka badawcza – rysunek złożeniowy: 1 – pokrywa tylna, 2 – korpus, 3 – pierścień smarujący, 4 – pokrywa przednia, 5 – prowadnica hydrodynamiczna, 6 – tama, 7 – zbiornik oleju, 8 – wał

Do podstawowych elementów przystawki badawczej należą (Rys. 55 i 56):

- obudowa składająca się z korpusu (2) oraz pokryw tylnej (1) i przedniej (4),
- walcowego pierścienia stałego (3),
- wymiennej prowadnicy hydrodynamicznej (5) oraz tamy (6),
- zbiornika oleju (7) połączonego z korpusem (2).

Zespolona obudowa składająca się z trzech elementów: korpusu, pokryw tylnej i przedniej umożliwia łatwy montaż i demontaż przystawki, co ułatwia zmianę konfiguracji pierścienia smarującego i prowadnicy hydrodynamicznej. Odpowiednio ukształtowana pokrywa tylna umożliwia mocowanie przystawki do podpory łożyskowej stanowiska (praca przystawki jako wyodrębnionego układu zasilania) oraz do obudowy łożyska badanego (zasilanie łożyska). W obu pokrywach przystawki badawczej wykonane są otwory wylotowe oraz otwory służące do odpowietrzania układu w czasie pracy. Pokrywa przednia wyposażona jest dodatkowo w okno wykonane z poliwęglanu umieszczone wzdłuż kanału zasilającego (stanowi jedną ze ścianek kanału utworzonego przez pierścień, prowadnicę i pokrywy boczne). Służy ono do obserwacji przepływu oleju między pierścieniem smarującym i prowadnicą hydrodynamiczną. Wymagane uszczelnienie układu zapewniają uszczelki z papieru olejoodpornego umieszczone na styku powierzchni elementów obudowy oraz pierścienie uszczelniające umieszczone w obu pokrywach na styku z wałem roboczym stanowiska PGII – 1Ł.

Stały pierścień smarujący osadzany jest na wale roboczym stanowiska PGII – 1Ł za pośrednictwem rozprężnej tulei stożkowej z nakrętką. Dzięki temu możliwe jest dowolne zamocowanie i ustawienie pierścienia względem obudowy przystawki badawczej.

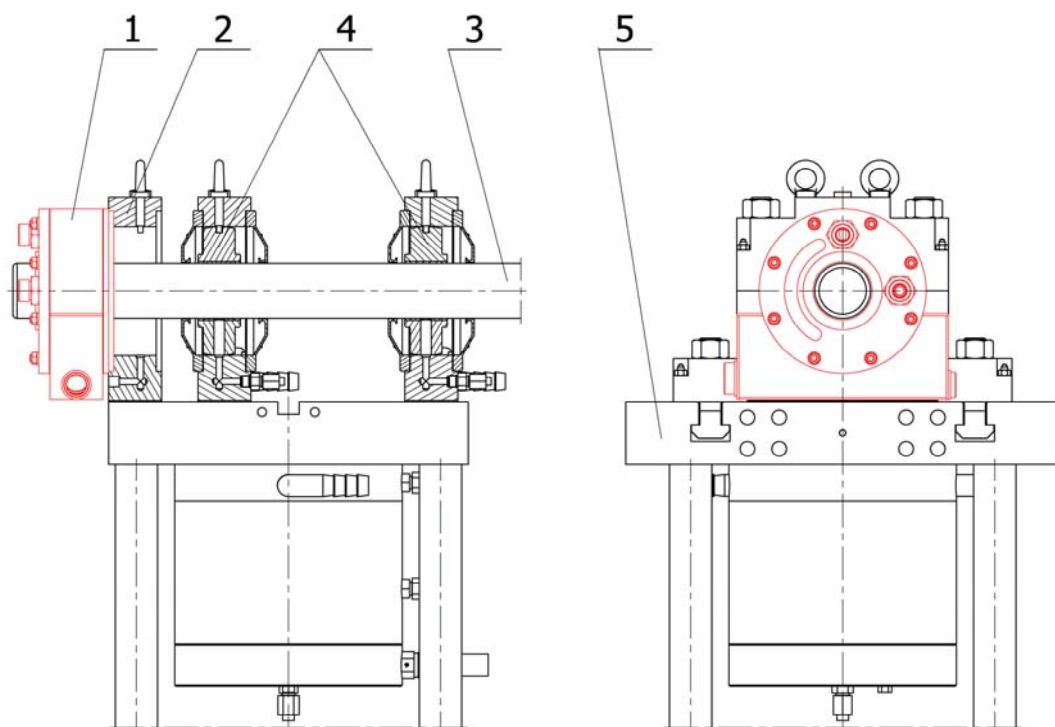
Wymienne prowadnice hydrodynamiczne mocowane są za pomocą dwóch śrub do pokryw tylnej przystawki badawczej. Zakończenie zamkniętego kanału olejowego utworzonego przez powierzchnie pierścienia, prowadnicy i pokryw bocznych stanowi tama przymocowana do pokryw tylnej i umieszczona bezpośrednio za wylotem układu zasilania.

Zbiornik oleju zablokowany z korpusem przystawki badawczej zapewnia odpowiednie zanurzenie pierścienia smarującego. Małe gabaryty przystawki badawczej wynikające z uwarunkowań technicznych zabudowy na stanowisku PGII – 1Ł wiążą się z ograniczoną objętością zbiornika oleju. W związku z tym do badań objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia wykorzystany został zewnętrzny zbiornik



wyrównawczy o pojemności 50 [dm<sup>3</sup>], połączony przewodem z odpowiednim otworem przyłączeniowym zbiornika przystawki. Dodatkowy zbiornik umożliwił przeprowadzenie testów badawczych przy stałym i ustalonym poziomie oleju. Drugi otwór przyłączeniowy zbiornika przystawki wykorzystany został do zamocowania wskaźnika poziomu oleju oraz zaworu spustowego.

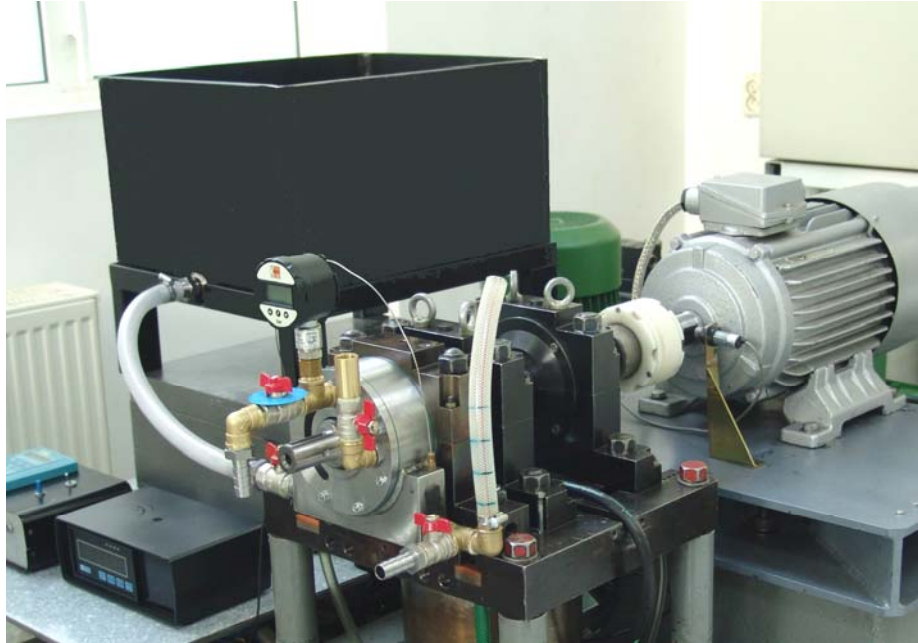
W pierwszym etapie badań przystawka zamocowana została za pośrednictwem pokrywy tylnej do dodatkowej podpory stanowiska PGII – 1Ł, co przedstawiono na Rys. 57.



Rys. 57. Schemat zabudowy przystawki badawczej i podzespołów stanowiska PGII – 1Ł w I etapie badań: 1 – przystawka badawcza, 2 - podpora przystawki, 3 – wał, 4 – podpory łożyskowe, 5 – podstawa stanowiska

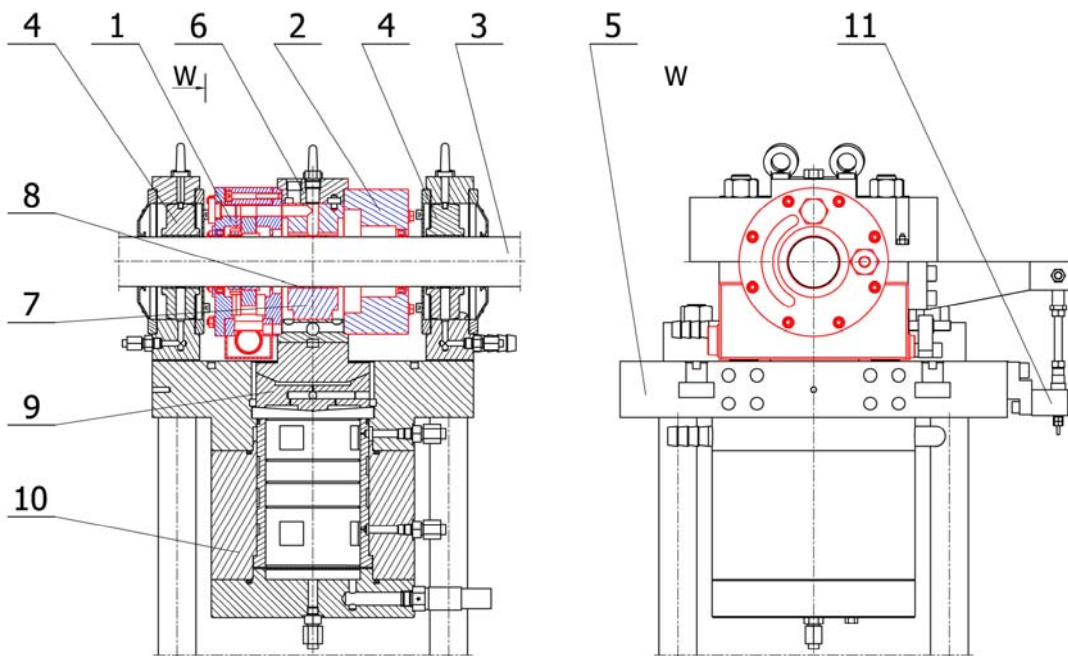
W tej konfiguracji możliwe było wykonanie pomiarów trzech przyjętych wielkości, charakteryzujących efektywność testowanego układu zasilania. Pomiary objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia podawanego oleju wykonano przy użyciu odpowiedniej instalacji pomiarowej połączonej z otworem wylotowym pokrywy przedniej przystawki badawczej.

Elementy osprzętu i układu pomiarowego stanowiska badawczego wykorzystywanego w pierwszym etapie badań przedstawiono na Rys. 58.



Rys. 58. Konfiguracja maszyny łożyskowej PGII – 1Ł z przystawką badawczą jako wyodrębnionym układem zasilania

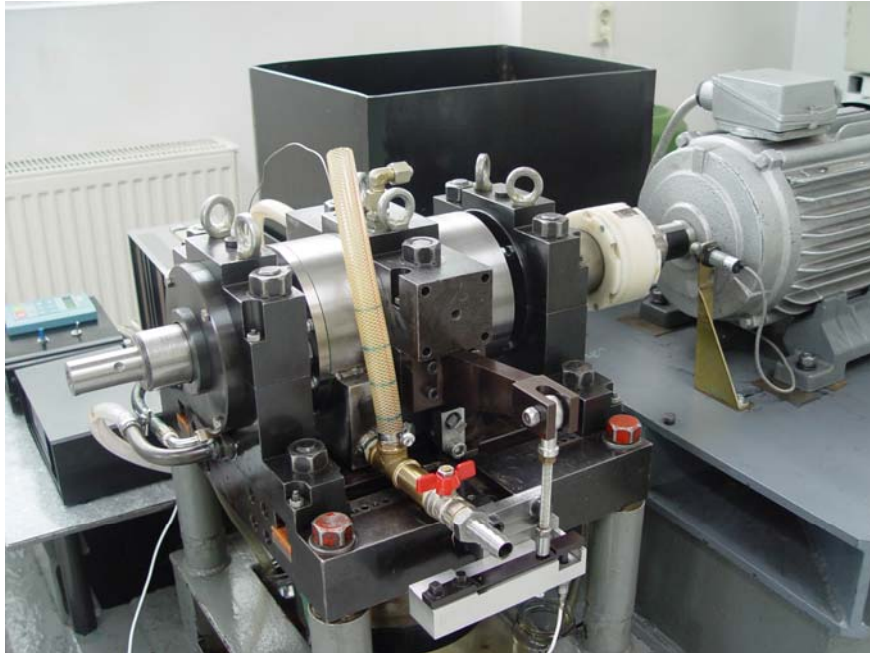
W drugim etapie badań przystawkę zamocowano do obudowy badanego łożyska, co przedstawiono na Rys. 59.



Rys. 59. Schemat zabudowy przystawki badawczej i podzespołów stanowiska PGII – 1Ł w II etapie badań: 1 – przystawka badawcza, 2 – pokrywa równoważąca, 3 – wał, 4 – podpory łożyskowe, 5 – podstawa stanowiska, 6 – obudowa łożyska badanego, 7 – oprawa łożyska badanego, 8 – panew łożyska badanego, 9 – podwójne łożysko hydrostatyczne, 10 – siłownik hydrauliczny obciążenia łożyska, 11 – układ pomiaru momentu tarcia

Dzięki tej konfiguracji możliwe było zasilanie łożyska badanego za pośrednictwem otworu wylotowego w pokrywie tylnej przystawki (otwór w pokrywie przedniej został wówczas zaślepiony).

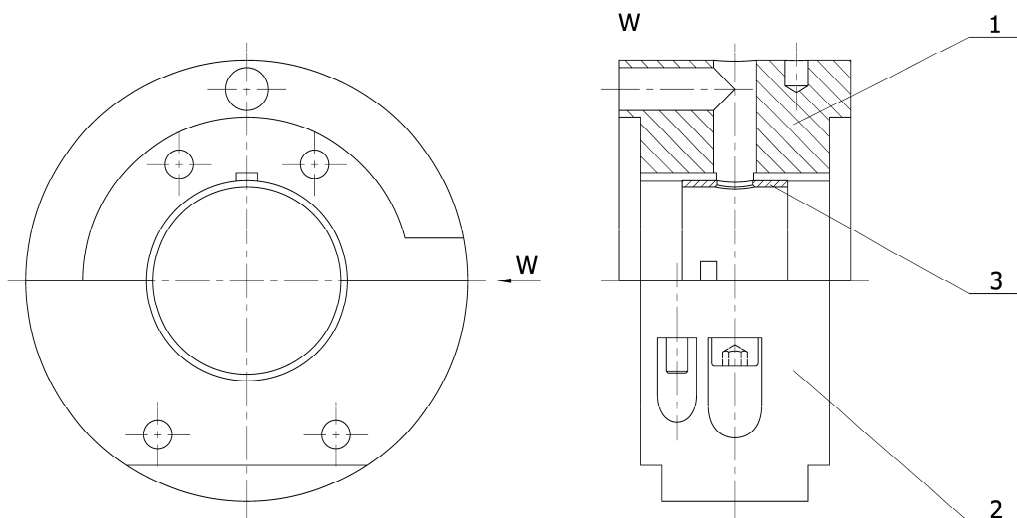
Konfiguracje stanowiska badawczego odpowiadającą drugiemu etapowi badań przedstawiono na Rys. 60.



*Rys. 60. Konfiguracja maszyny łożyskowej PGII – 1Ł z przystawką badawczą zblokowaną z korpusem łożyska testowego*

Drugi etap badań obejmujący badanie charakterystyk użytkowych łożyska zasilanego za pomocą przystawki badawczej z wybranym ustawieniem prowadnicy hydrodynamicznej wymagał zaprojektowania i wykonania specjalnej oprawy łożyska badanego. Oprawa ta przedstawiona na Rys. 61 i 22 składa się z dwóch części i umożliwia montaż znormalizowanych panewek cienkościennych o wymiarach dostosowanych do średnicy wału stanowiska.

Dostarczanie oleju z przystawki do węzła tarcia możliwe jest za pośrednictwem odpowiednich otworów łączących wylot w pokrywie tylnej obudowy przystawki z otworem zasilającym półpanewki. Dodatkowy rowek przelewowy wykonany w górnej części oprawy bezpośrednio przy otworze zasilającym w półpanewce umożliwia spływ nadmiaru oleju dostarczanego do węzła tarcia nie powodując zwiększenia strat cieplnych wytwarzanych przez układ zasilający w porównaniu do przypadku, gdy kanał zasilający zakończony byłby tylko szczeliną łożyskową.



*Rys. 61. Specjalna oprawa łożyska badanego współpracująca z przystawką badawczą – rysunek złożeniowy: 1 – część górna oprawy, 2 – część dolna oprawy, 3 – półpanewka*



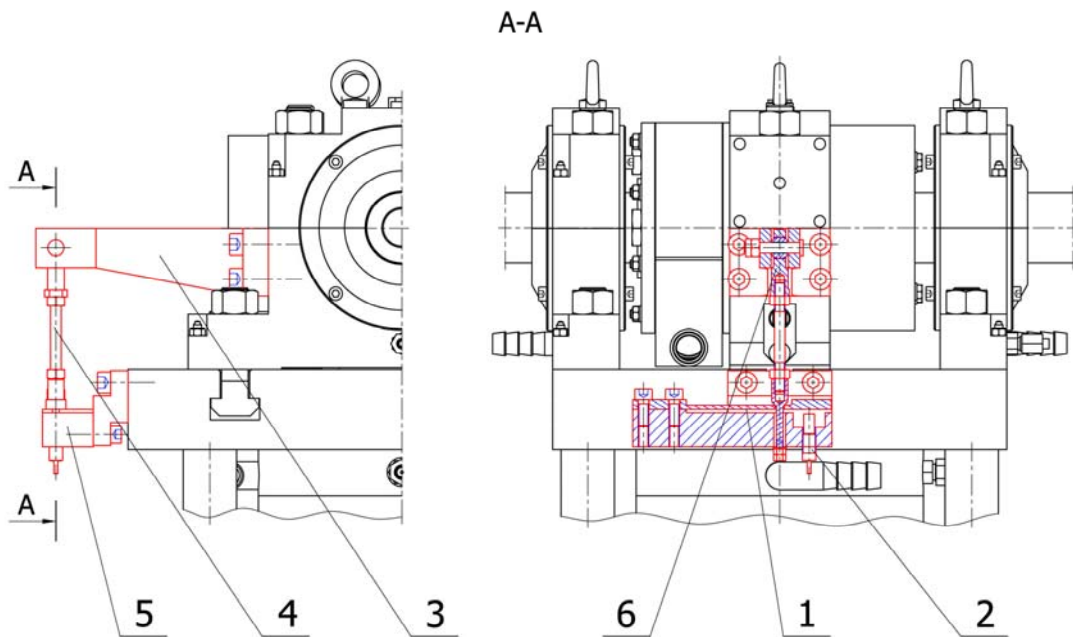
*Rys. 62. Specjalna oprawa łożyska badanego współpracująca z przystawką badawczą*

Wykonana oprawa posiada również dodatkowy otwór łączący kanał doprowadzający olej do szczeliny smarowej łożyska z otworem obudowy wykorzystywanym do podłączenia instalacji zewnętrznego układu zasilania. Dzięki temu możliwe było wyznaczenie porównawczych charakterystyk użytkowych łożyska przy zasilaniu ciśnieniowym z zewnętrznego układu.

Wyznaczenie charakterystyk użytkowych łożyska zasilanego z wykorzystaniem przewodnicy obejmowało wykonanie pomiarów momentu tarcia w węźle łożyskowym.

Ze względu na małą wartość momentu tarcia w łożysku, zaistniała konieczność wykonania specjalnego układu pomiarowego. Dotychczas wykorzystywany układ pomiarowy, oparty na pomiarze naprężeń w belce zginanej z wykorzystaniem czujników tensometrycznych, charakteryzował się zbyt małą dokładnością pomiaru.

Nowy układ pomiaru momentu tarcia przedstawiono na Rys. 63.

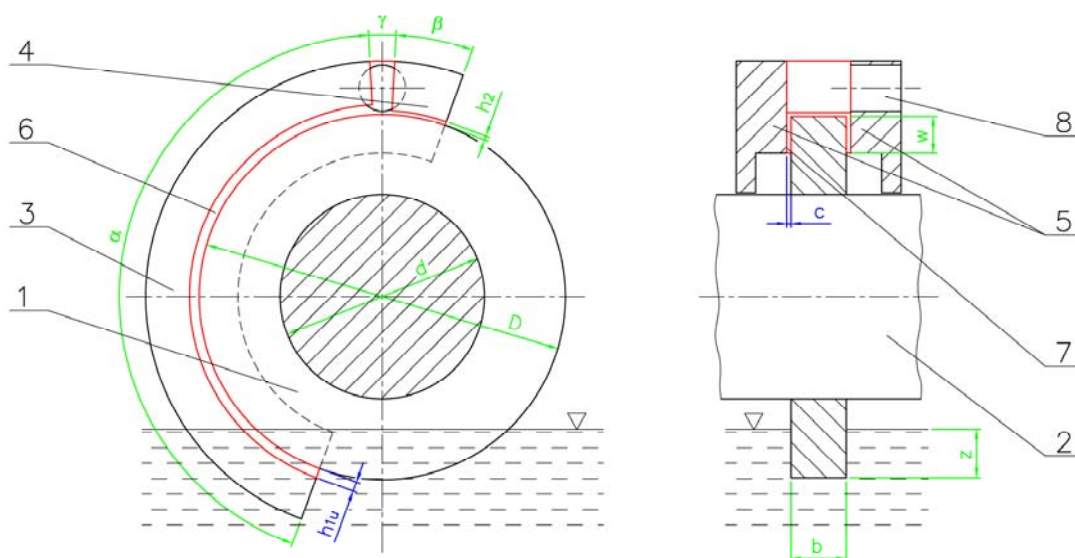


Rys. 63. Budowa układu pomiaru momentu tarcia: 1 – belka pomiarowa, 2 – czujnik zbliżeniowy, 3 – dźwignia obudowy łożyska, 4 – trzpień, 5 – korpus, 6 – przegub bezluzowy

Składa się on z belki o odpowiednio dobranej sztywności, której jeden koniec utwierdzony jest do korpusu przymocowanego do podstawy stanowiska. Drugi koniec belki połączono za pośrednictwem trzpienia i przegubu bezluzowego z dźwignią przymocowaną do obudowy łożyska badanego. W pobliżu luźnego końca belki pomiarowej umieszczony jest wiroprowadowy czujnik zbliżeniowy, który rejestruje wychylenie końca belki spowodowane działaniem momentu tarcia na korpus łożyska testowego. Liniowy charakter ugięcia belki w funkcji wywieranej siły oraz zastosowanie czujnika zbliżeniowego o dużej czułości umożliwił dokładny pomiar momentu tarcia.

### 6.2.3. Parametry geometryczne układu badawczego i parametry testów doświadczalnych

Testy doświadczalne obejmujące weryfikacje proponowanej koncepcji rozwiązania w zależności od różnej geometrii kanału zasilającego i różnych parametrów eksploatacyjnych zaplanowano uwzględniając możliwości stanowiska PGII – 1Ł i odpowiednio dobranej konstrukcji przystawki badawczej. Schemat układu zasilania wraz z parametrami geometrycznymi odpowiadającymi układowi badawczemu z przewodnicą tworzącą kanał zasilający zakończony uskokiem przedstawiono na Rys. 64.



Rys. 64. Schemat układu zasilania z parametrami geometrycznymi (wariant przewodnicy hydrodynamicznej zakończonej uskokiem) : 1 – pierścień smarujący, 2 – wał (czop łożyska), 3 – przewodnica hydrodynamiczna, 4 – tama, 5 – pokrywy boczne, 6 – kanał zasilający, 7 – szczelina między powierzchniami pierścienia i pokrywy bocznej, 8 – wylot kanału zasilającego

W Tab. 8 zawarto wykaz stałych parametrów geometrycznych układu zasilania zgodnie z oznaczeniami na Rys. 64. Punktem wyjścia do przyjęcia stałych parametrów układu testowego była średnica wału stanowiska PGII – 1Ł, która jednocześnie stanowi średnicę czopa łożyska zasilanego (będącego przedmiotem badań w drugim etapie przewidzianych testów). Na podstawie założeń i zależności (9), (10) i (11) przytoczonych w punkcie 5.1 pracy, wyznaczone zostały: średnica, szerokość oraz głębokość zanurzenia pierścienia smarującego. Wartości szerokości bocznej powierzchni pokryw, wysokości końca szczeliny i kąta tamy zostały tak dobrane, aby z jednej strony zapewnić odpowiednią szczelność przestrzeni bocznych i zakończenia kanału (sprzyjają temu większe wartości szerokości powierzchni bocznych i kąta tamy,

oraz mniejsza wartość wysokości końca szczeliny) i jednocześnie z drugiej strony zapewnić stosunkowo małe straty ciepłne spowodowane ścinaniem oleju w przestrzeni między powierzchniami pierścienia, pokryw i tamy (korzystniejsza mniejsza wartość szerokości powierzchni bocznych i kąta tamy, oraz większa wartość wysokości końca kanału). Wartość kąta prowadnicy została tak dobrana, aby spełnić przyjęte założenie odnośnie do zamkniętego kanału zasilającego, który powinien zaczynać się od lustra oleju w zbiorniku do wylotu umieszczonego w najwyższym miejscu układu. Odpowiednio duża wartość kąta wylotu zapewnia małe opory przepływu oleju wypływającego z kanału zasilającego.

Tab. 8. Stałe parametry geometryczne układu badawczego

Symbol	Nazwa	Jednostka	Wartość
$d$	średnica czopa łożyska	[mm]	52,7
$D$	średnica pierścienia smarującego	[mm]	94,4
$b$	szerokość pierścienia smarującego	[mm]	15,2
$z$	głębokość zanurzenia pierścienia smarującego	[mm]	13,2
$h_2$	wysokość końca szczeliny	[mm]	0,65
$w$	szerokość bocznej powierzchni pokrywy	[mm]	10
$\alpha$	kąt prowadnicy hydrodynamicznej	[°]	157
$\beta$	kąt tamy	[°]	6
$\gamma$	kąt wylotu	[°]	17

Rysunek 64 przedstawia geometrię układu badawczego na przykładzie wariantu rozwiązania z prowadnicą tworzącą kanał zakończony uskokiem. W przypadku prowadnicy tworzącej kanał zbieżny podane parametry są analogiczne za wyjątkiem wielkości  $h_{1z}$  która oznacza wysokość wlotu kanału.

Tabela 9 zawiera zestawienie pozostałych parametrów geometrycznych oznaczonych na Rys. 64, traktowanych w pierwszym etapie badań jako parametry zmienne.

Wartości i liczba parametrów zmiennych przyjęte zostały na podstawie:

- analizy literaturowej i podobieństwa stosowanych rozwiązań smarowania z wykorzystaniem pierścienia smarującego,

- szacunków opartych na dostępnych publikacjach badań stosowanych układów smarowania stałym pierścieniem smarującym zawartych w podpunkcie 5.1.1 rozprawy,
- wyników obliczeń MES zawartych w podpunkcie 5.2.2 rozprawy,
- możliwości technicznych stanowiska PGII – 1Ł,
- uwzględnienia czasochłonności badań.

Tab. 9. Zmienne parametry geometryczne układu badawczego

Symbol	Nazwa	Jednostka	Wartość
$h_{1u}$	wysokość kanału zasilającego (kanał zakończony uskokiem)	[mm]	1; 1,5; 2; 2,5; 3 6,6 <sup>2</sup> ; 10,2 <sup>2</sup> ; 13,8 <sup>2</sup>
$h_{1z}$	wysokość wlotu kanału zasilającego (kanał zbieżny)	[mm]	1; 1,5; 2; 2,5; 3
$c$	szerokość szczelin bocznych	[mm]	0,65; 1,15; 1,65; 2,15; 2,65

Głównym celem pierwszego etapu testów doświadczalnych było zbadanie wpływu przyjętych wartości parametrów zmiennych na efektywność działania analizowanego układu zasilania. Wpływ ten powiązano z różnymi wartościami parametrów testów, które zawarte są w Tab. 10.

Tab. 10. Parametry testów badawczych

Symbol	Nazwa	Jednostka	Wartość
$n$	prędkość obrotowa wału	[obr/min]	500; 1000; 1500; 2000; 2500; 3000
$T$	temperatura oleju	[°C]	30; 50; 70

Zakres wartości prędkości obrotowej przyjęty w badaniach obejmuje zarówno zakres stosowany w znanych rozwiązaniach „samozasilania” jak i zakres większych prędkości ograniczony możliwościami technicznymi stanowiska badawczego. Umożliwia to zweryfikowanie przyjętej tezy pracy o potencjalnej możliwości rozszerzenia obszaru wykorzystania proponowanego układu w porównaniu do istniejących rozwiązań, jak i ocenę właściwości analizowanego układu w zakresie prędkości, przy których pracują stosowane rozwiązania.

<sup>2</sup> Wartości wysokości kanału zakończonego uskokiem w dodatkowej serii badań

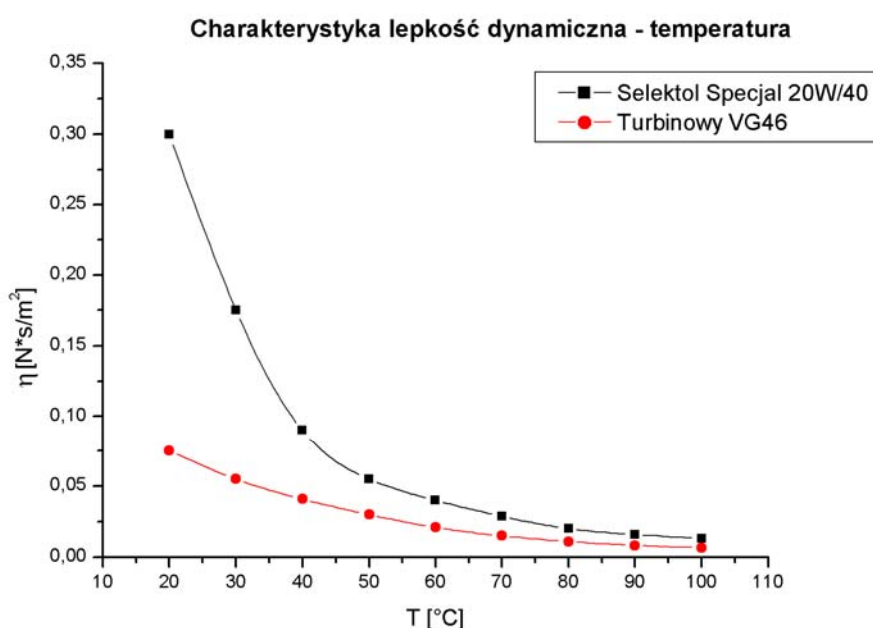


Testy badawcze w pierwszym etapie badań przeprowadzono z wykorzystaniem dwóch olejów:

- ciężkiego - Selektol Specjal 20W/40,
- średniego - Turbinowy VG46.

Ponieważ badania przeprowadzone zostały dla trzech wartości temperatury oleju (Tab. 10), możliwe było dokładne zweryfikowanie wpływu różnej lepkości dynamicznej oleju na efektywność działania analizowanego układu zasilania.

Charakterystyki lepkości dynamicznej użytych olejów w funkcji temperatury przedstawiono na Rys. 65 [40].



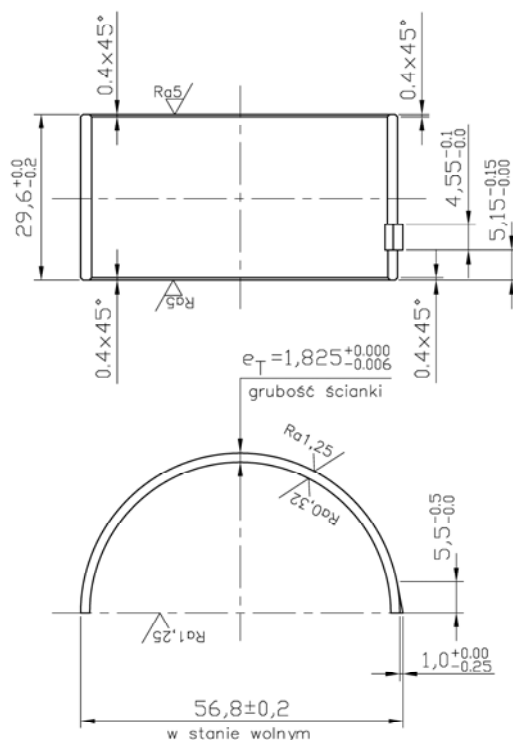
Rys. 65. Charakterystyka lepkości dynamicznej w funkcji temperatury dla olejów Selektol Specjal 20W/40 i Turbinowy VG46

W Tab. 11 zestawiono wartości lepkości dynamicznej obu olejów dla trzech wartości temperatury przyjętych w badaniach.

Tab. 11. Lepkość dynamiczna olejów Selektol Specjal 20W/40 i Turbinowy VG46 w temperaturze 30, 50, 70 [°C]

Wielkość \ Olej		Selektol Specjal 20W/40			Turbinowy VG46		
		30	50	70	30	50	70
Temperatura	[°C]	30	50	70	30	50	70
<b>Lepkość dynamiczna</b>	<b>[Pa·s]</b>	<b>0,17</b>	<b>0,06</b>	<b>0,03</b>	<b>0,06</b>	<b>0,03</b>	<b>0,01</b>

W drugim etapie badań wyznaczono charakterystyki obciążalności i strat ciepłych łożyska zasilanego z wykorzystaniem wybranej optymalnej konfiguracji układu badawczego. Łożysko testowe stanowiły znormalizowane półpanwie cienkościennie wylane stopem MB10 współpracujące z wałem stanowiska badawczego. Wymiary wykorzystanych półpanwi przedstawia Rys. 66. Parametry charakteryzujące łożysko testowe zawiera Tab. 12.



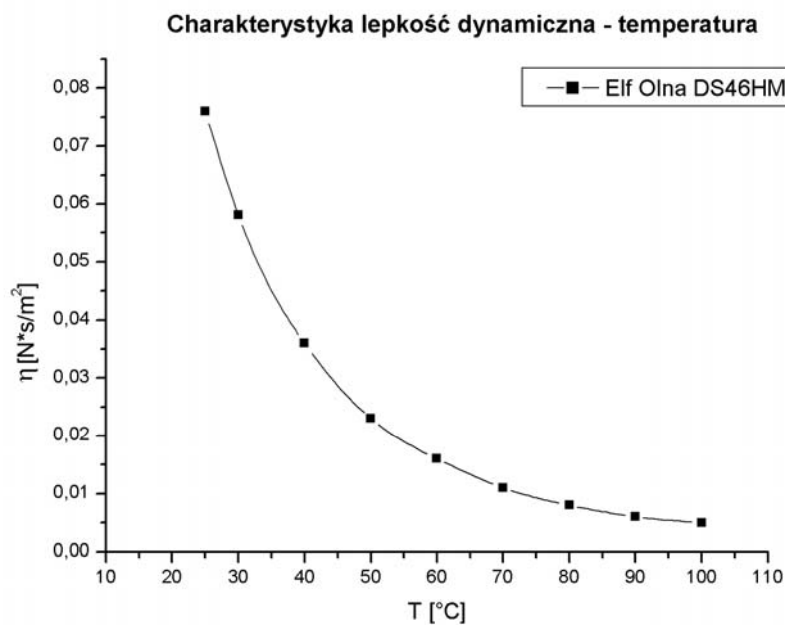
Rys. 66. Półpanew cienkościenna łożyska testowego – rysunek wykonawczy

Tab. 12. Parametry łożyska testowego

Parametr	Symbol	Jednostka	Wartość
średnica czopa	$d$	[mm]	<b>52,7</b>
szerokość łożyska	$l$	[mm]	<b>29,6</b>
względna szerokość łożyska	$l/d$	-	<b>0,56</b>
względny luz promieniowy	$\Delta r/r$	-	<b>0,0015</b>

Badania charakterystyk łożyska testowego przeprowadzone zostały dla takiego samego jak w pierwszym etapie badań zakresu prędkości obrotowych czopa (Tab. 10). Testy obciążalności wykonano przy stałej temperaturze oleju wynoszącej  $25 \pm 2$  [°C] oraz przy obciążeniu łożyska odpowiadającym naciskom obliczeniowym w zakresie od 3 do 13 [MPa]. Straty ciepłe układu badano uwzględniając eksploatacyjne wartości nacisków nominalnych łożyska testowego w zakresie od 4 do 6 [MPa].

Przewidziane badania porównawcze przy zasilaniu łożyska testowego z zewnętrznego ciśnieniowego układu, dla zachowania jednakowych warunków testów, wymusiły użycie w drugim etapie badań oleju hydraulicznego Elf Olna DS46HM, który wykorzystywany jest jako czynnik roboczy w stacjach hydraulicznych stanowiska PGII-1Ł. Użycie tego samego oleju w układach obciążenia oraz smarowania podyktowane jest specyfiką działania wykorzystywanego stanowiska badawczego polegającą na możliwości mieszania się strumieni czynników z obu układów hydraulicznych w instalacji spływowej. W przypadku wykorzystania innego oleju w układzie zasilania łożyska, przenikanie oleju z układu obciążenia spowodowało by niekontrolowaną zmianę własności oleju smarującego łożysko testowe. Charakterystykę lepkości dynamicznej w funkcji temperatury oleju Elf Olna DS46HM przedstawiono na Rys. 67.



*Rys. 67. Charakterystyka lepkości dynamicznej w funkcji temperatury dla oleju Elf Olna DS46HM*

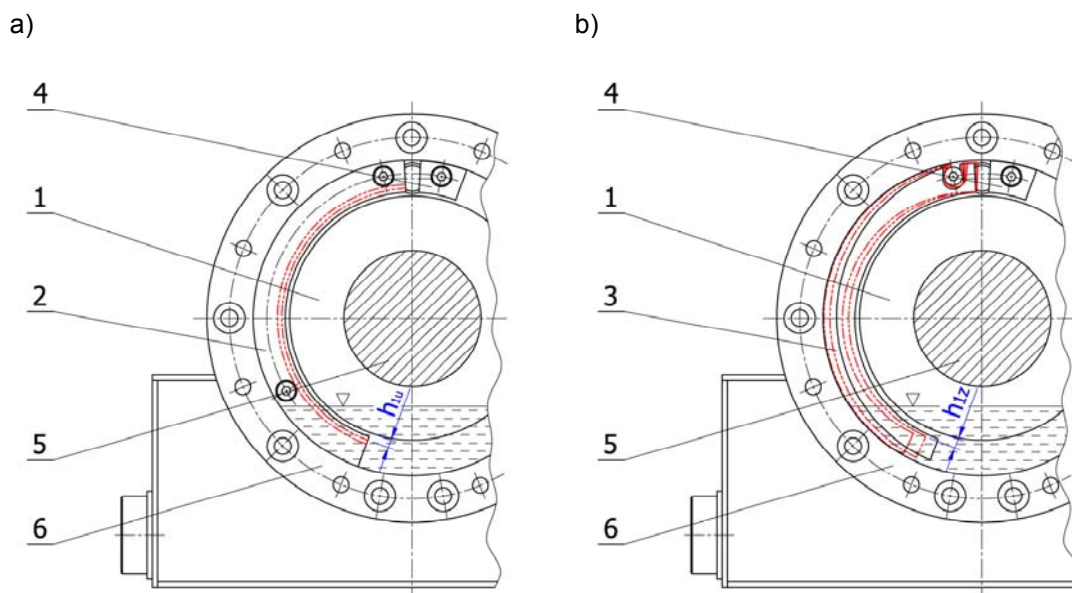
#### 6.2.4. Ustawienia układu badawczego oraz kalibracja i cechowanie torów pomiarowych

Testy badawcze pierwszego etapu badań obejmowały pomiary wybranych wielkości charakteryzujących efektywność testowanego rozwiązania dla różnego kształtu i wymiarów kanału zasilającego ograniczonego przez elementy robocze przystawki badawczej. Różny kształt kanału zasilającego zrealizowano w układzie badawczym poprzez:

- dwa przyjęte warianty prowadnicy hydrodynamicznej (tworzącej kanał z uskokiem i kanał zbieżny),
- zmienną wysokość kanału z uskokiem,
- zmienną wysokość wlotu kanału zbieżnego,
- zmienną szerokość szczelin między pierścieniem smarującym i pokrywami.

Poszczególne ustawienia układu badawczego charakteryzują wytypowane wartości zmiennych parametrów geometrycznych wyszczególnione w podpunkcie 6.2.3 (Tab. 9).

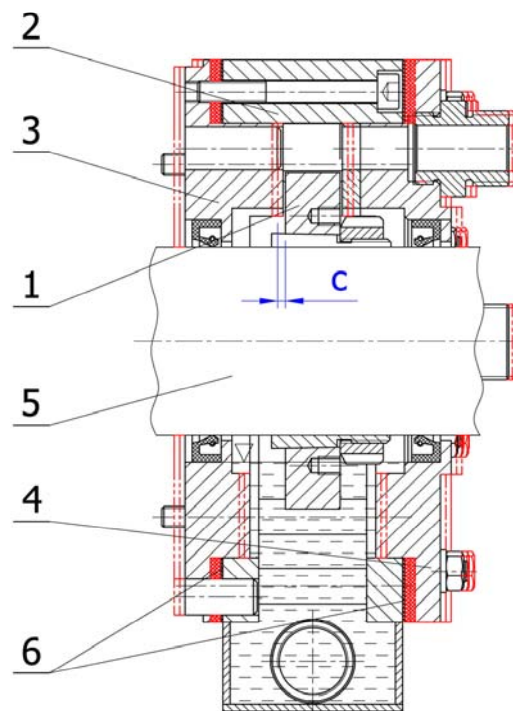
Zmianę wysokości kanału z uskokiem w układzie badawczym uzyskano dzięki wymiennym prowadnicom o różnej średnicy wewnętrznej (Rys. 68a), natomiast zmianę wysokość wlotu kanału zbieżnego poprzez regulację obrotową jednej prowadnicy względem pierścienia smarującego (Rys. 68b).



Rys. 68. Schemat sposobu realizacji w przystawce badawczej zmiany (a) wysokości kanału z uskokiem oraz (b) wysokości wlotu kanału zbieżnego: 1 – pierścień smarujący, 2 – prowadnica tworząca kanał zakończony uskokiem, 3 – prowadnica tworząca kanał zbieżny, 4 – tama, 5 – wał, 6 – obudowa przystawki badawczej

Ustawienie położenia prowadnicy hydrodynamicznej tworzącej kanał zbieżny względem pierścienia smarującego (według przyjętych wartości wysokości wlotu) przeprowadzano z wykorzystaniem szczelinomierza pręcikowego z dokładnością 0,05 [mm].

Zmianę szerokości szczelin bocznych w układzie badawczym zrealizowano przez wykorzystanie uszczelek o różnej grubości umieszczonych między korpusem a pokrywami przystawki badawczej (Rys. 69).



Rys. 69. Schemat sposobu realizacji zmiany szerokości szczelin bocznych w przystawce badawczej: 1 – pierścień smarujący, 2 – korpus, 3 – pokrywa tylna, 4 – pokrywa przednia, 5 – wał, 6 – uszczelki regulacyjne

Zastosowano uszczelki wykonane z twardego papieru olejoodpornego o grubości stopniowanej co 0,1 [mm]. Zmiana grubości uszczelek wiązała się z przesunięciem pokrywy przedniej i korpusu przystawki względem pokrywy tylnej utwierdzonej w podporze stanowiska. Wymusiło to dokonywanie korekcy położenia pierścienia smarującego względem pokrywy tylnej dla zachowania jednakowej szerokości obu szczelin bocznych. Regulacje ustawienia pierścienia względem pokrywy tylnej przeprowadzano z wykorzystaniem szczelinomierza listkowego z dokładnością 0,05 [mm]. Powiększony rozstaw pokryw bocznych wiązał się również z koniecznością zwiększenia szerokości prowadnicy hydrodynamicznej, tak aby nie powstawała

szczelina na styku z pokrywami przystawki. Wymagało to zastosowania podkładek regulacyjnych o odpowiednio dobranej grubości wykonanych podobnie jak uszczelki pokryw z twardego papieru olejoodpornego. Podkładki korygujące szerokość przewodnicy hydrodynamicznej umieszczano na styku tego elementu z pokrywą tylną.

Do pomiaru objętościowego natężenia przepływu oleju podawanego przez testowany układ zasilania wykorzystano cylindry pomiarowe z tworzywa sztucznego o pojemności 0,5 [dm<sup>3</sup>] (pomiar dla układ z przewodnicą zakończona uskokiem) oraz 0,25 [dm<sup>3</sup>] (pomiar dla układ z przewodnicą zbieżną). Dokładność użytych cylindrów pomiarowych wynosi odpowiednio 0,005 [dm<sup>3</sup>] i 0,001 [dm<sup>3</sup>]. Określenie objętościowego natężenia przepływu wymagało pomiaru czasu napełniania określonej objętości naczynia pomiarowego. Wykorzystano w tym celu stoper mechaniczny charakteryzujący się dokładnością pomiaru 0,01 [s].

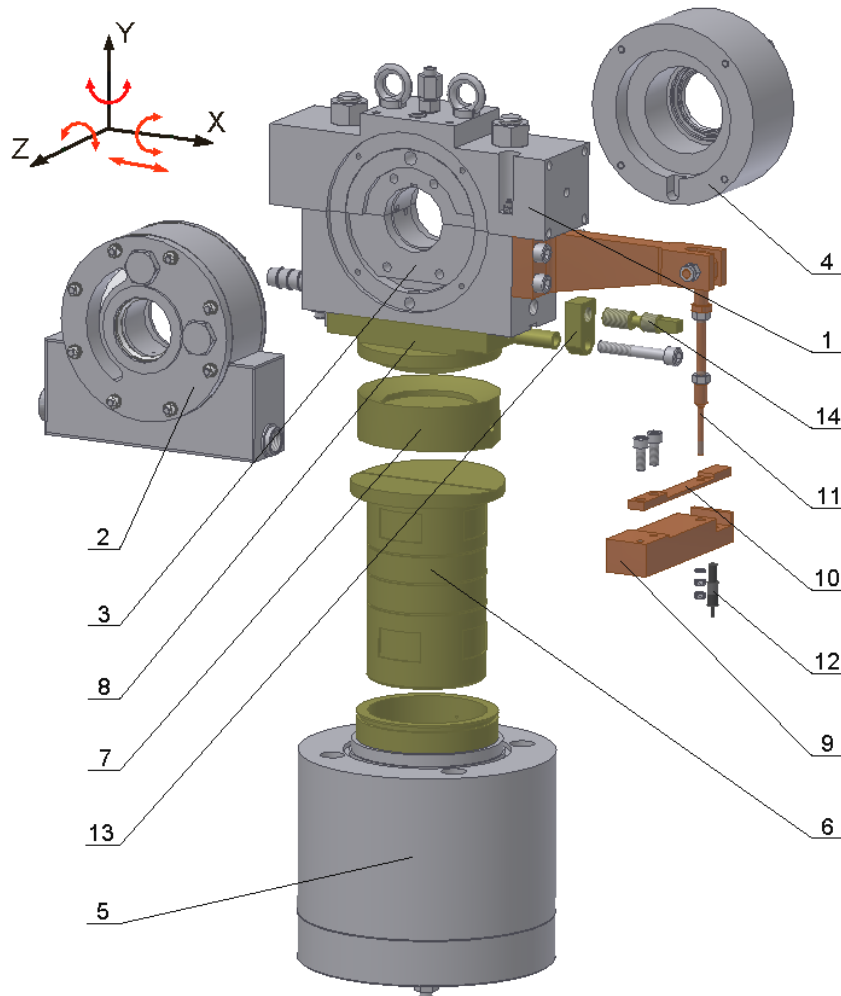
Ciśnienie oleju podawanego przez układ zasilania mierzono za pomocą manometru cyfrowego zamontowanego na przewodzie wylotowym. Zastosowano miernik klasy 0,5 o zakresie pomiarowym od 0 do 2,5 [bar] i rozdzielczości 0,001 [bar].

Wyznaczenie charakterystyk użytkowych łożyska zasilanego z wykorzystaniem testowanego układu zasilania polegało na pomiarze momentu tarcia przy określonym obciążeniu i prędkości obrotowej czopa. Schemat układów pomiaru momentu tarcia i ustawienia głowicy badawczej przedstawiono na Rys. 70.

Pomiar momentu tarcia na wykorzystywanym stanowisku badawczym możliwy jest dzięki wychylnym osadzeniu obudowy łożyska badanego na zespole trzech specjalnych łożysk hydrostatycznych. Pierwsze łożysko z czaszą kulistą umożliwia obracanie obudowy względem osi X, Y i Z. Drugie zapewnia przesuwanie wzdłuż osi X, natomiast trzecie, cylindryczne centruje tłok siłownika, który wywiera siłę poprzeczną obciążającą łożysko. Odpowiednio wysokie ciśnienie zasilania łożysk hydrostatycznych zapewnia pomijalnie małe opory przy przemieszczaniu tłoka siłownika oraz wychyleniach zespołu badanego łożyska.

Istotne znaczenie dla uzyskania prawidłowej wartości mierzonego momentu tarcia ma osiowe ustawienie czaszy kulistej łożyska hydrostatycznego względem osi panwi testowanego łożyska. Niewielkie przesunięcie czaszy łożyska hydrostatycznego w kierunku osi X powoduje dodatkowy moment, który w zależności od kierunku przesunięcia oraz kierunku obrotów czopa łożyska zmniejsza lub zwiększa mierzony moment tarcia. Do osiowego ustawienia czaszy kulistej mocowanej do obudowy łożyska służy specjalny układ regulacyjny (Rys. 70). Regulacja polegała na pomiarze

momentu tarcia przy obrotach czopa łożyska w dwóch kierunkach i korekcie ustawienia na podstawie porównywania wartości z obu prób [49]. O prawidłowym ustawieniu czaszy kulistej łożyska hydrostatycznego względem korpusu łożyska świadczyły jednakowe wartości momentu tarcia otrzymane dla obu kierunków obrotów.



Rys. 70. Schemat układów pomiaru momentu tarcia i ustawienia obudowy łożyska: 1 – obudowa łożyska, 2 – przystawka badawcza, 3 – oprawa łożyska, 4 – pokrywa równoważąca, 5 – cylinder siłownika obciążającego, 6 – tłok, 7 – podwójne łożysko hydrostatyczne, 8 – czasza kulista obudowy łożyska, 9 – korpus układu pomiaru momentu tarcia, 10 – belka pomiarowa, 11 – trzpień, 12 – czujnik przemieszczeń, 13 – płytkę oporowa układu regulacji ustawienia czaszy kulistej, 14 – różnicowa śruba regulacyjna

Uzyskanie prawidłowej wartości mierzonego momentu tarcia w łożysku testowym wymagało również wyeliminowania wpływu dodatkowych momentów od nierównomiernie rozlokowanych mas poszczególnych elementów korpusu łożyska. Zrównoważenie masy przystawki badawczej zrealizowano przy wykorzystaniu specjalnej pokrywy o odpowiednio dobranej masie umieszczonej po przeciwnej stronie

układu zasilania. Natomiast zrównoważenie masy dźwigni oraz elementów układu pomiaru momentu tarcia zrealizowano za pomocą odpowiednio dobranych obciążników mocowanych do powierzchni bocznych górnej części korpusu łożyska badanego. Wyważenie zespołu badawczego wykonywane było przy włączonym smarowaniu łożysk hydrostatycznych i obciążeniu równym całkowitemu ciężarowi zespołu.

W układzie pomiaru momentu tarcia wykorzystano wiropłdowy czujnik zbliżeniowy o zakresie pomiarowy od 0 do 3 [mm] i maksymalnym błędzie pomiarowym odniesionym do zakresu  $\pm 1$  [%] współpracujący z przetwornikiem przemieszczeń mechanicznych. Układ ten rejestrował ugięcie belki pomiarowej spowodowane działaniem momentu tarcia w łożysku. Prądowy sygnał z przetwornika przemieszczeń trafiał do karty pomiarowej komputera. W celu ograniczenia zakłóceń pomiaru momentu tarcia spowodowanych drganiami obiektu badanego, zastosowano napięcie wstępne belki pomiarowej za pośrednictwem ciężaru o znanej masie mocowanego do powierzchni bocznej górnej części korpusu łożyska badanego.

Wzorcowanie układu pomiaru momentu tarcia polegało na obciążaniu dźwigni odważnikami w osi trzpienia belki przy włączonym smarowaniu łożysk hydrostatycznych i notowaniu odpowiadającej im liczby punktów karty pomiarowej komputera. Podczas wzorcowania nie stwierdzono występowania histerezy, stąd zastosowano liniową funkcję kalibrującą.

Wartość siły obciążającej łożysko badane wyznaczana była w sposób pośredni, poprzez pomiar ciśnienia oleju w cylindrze tłoka obciążnika za pośrednictwem przetwornika ciśnienia. Wykorzystano przetwornik klasy 0,2 o zakresie pomiarowym od 0 do 1,5 [MPa], z którego prądowy sygnał wyjściowy trafiał do karty pomiarowej komputera.

Wzorcowanie układu pomiaru obciążenia polegało na pomiarze napięcia na przetworniku ciśnienia i określeniu wartości ciśnienia na podstawie charakterystyki podanej przez producenta, które następnie przeliczano, uwzględniając powierzchnie tłoka siłownika, na wartości siły obciążającej. Od otrzymanej w ten sposób wartości siły od ciśnienia w komorze siłownika odjęto siłę pochodzącą od ciężaru zespołu obciążanego, dzięki czemu otrzymano rzeczywistą siłę obciążającą łożysko badane. Następnie siłę obciążającą przeliczono na naciski obliczeniowe w łożysku.

Temperaturę oleju w zbiorniku przystawki badawczej mierzono za pomocą czujnika (termopary Fe – CuNi) połączonego z elektronicznym przetwornikiem wyposażonym w cyfrowy wyświetlacz oraz wyjście prądowe do karty pomiarowej



komputera. Stosowano czujnik klasy 1 o zakresie pomiarowym od 20 do 100 [°C]. Rozdzielczości wyświetlacza cyfrowego przetwornika wynosi 1 [°C].

Wzorcowanie układu pomiaru temperatury przeprowadzono przy użyciu laboratoryjnego termometru rtęciowego. Polegało ono na kalibracji wskazań wyświetlacza przetwornika temperatury oraz wyznaczeniu zależności pomiędzy wskazywaną temperaturą a odpowiadającą jej liczbą punktów karty pomiarowej komputera.

Pomiar prędkości obrotowej wału realizowany był dwiema metodami. W pierwszym etapie badań wykorzystano optyczny czujnik odbiciowy, który rejestrował impulsy spowodowane obracaniem się oznaczonego fragmentu czopa silnika napędowego. Czujnik połączony był z przetwornikiem wyposażonym w cyfrowy wyświetlacz oraz ręczny układ płynnej regulacji prędkości obrotowej współpracującym z wektorowym przemiennikiem częstotliwości silnika napędowego. Metoda pomiaru prędkości obrotowej wykorzystywana w drugim etapie badań polegała na pomiarze sygnału prądowego generowanego przez wektorowy przemiennik częstotliwości sterujący obrotami silnika napędowego, który trafiał do kart pomiarowej komputera. Błąd pomiaru prędkości obrotowej podany przez producenta przemiennika wynosi 0,3 [%].

Wzorcowanie układów pomiaru prędkości obrotowej polegało na wyznaczeniu zależności pomiędzy sygnałem z czujnika optycznego oraz napięciem na wyjściu falownika a otrzymywanymi wartościami prędkości obrotowej.

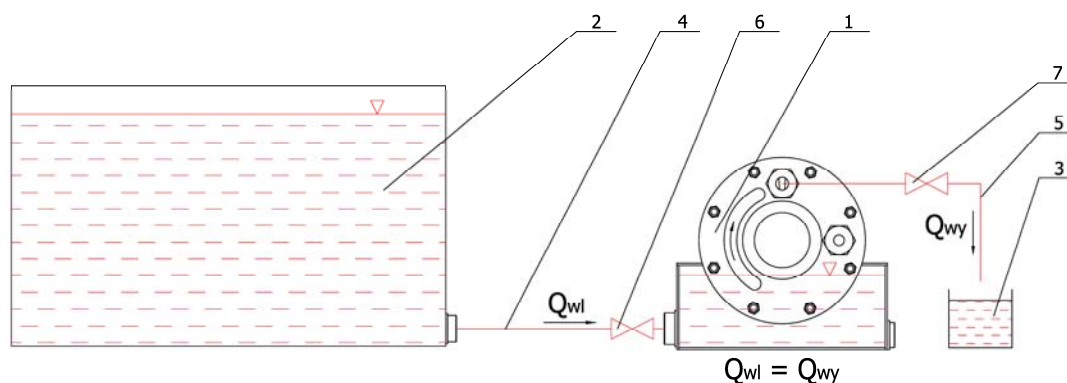
### **6.3. Strategia prowadzenia eksperymentów i metoda opracowania wyników testów**

#### ***6.3.1. Badania efektywności podawania oleju dla różnej geometrii kanału zasilającego i różnych parametrów eksploatacyjnych***

Testy doświadczalne mające na celu ocenę użyteczności analizowanego układu badawczego w zależności od przyjętych wartości zmiennych parametrów geometrycznych i eksploatacyjnych obejmowały pomiary:

- objętościowego natężenia przepływu oleju podawanego przez badany układ zasilania,
- ciśnienia osiąganego na wylocie badanego układu zasilania przy zamkniętym zaworze wylotowym,
- temperatury stabilizacji badanego układu zasilania.

Schemat układu pomiarowego i sposobu pomiaru objętościowego natężenia przepływu oleju przedstawiono na Rys. 71. Pomiar ten dokonywany był przy użyciu cylindra pomiarowego i stopera (mierzony był czas wypełnienia olejem określonej objętości naczynia pomiarowego).



Rys. 71. Schemat układu pomiarowego objętościowego natężenia przepływu: 1 – przystawka badawcza, 2 – zbiornik wyrównawczy, 3 – cylinder pomiarowy, 4 – przewód wlotowy, 5 – przewód wylotowy, 6 – zawór wlotowy, 7 – zawór wylotowy

Wartość objętościowego natężenia przepływu oleju obliczano z zależności (40).

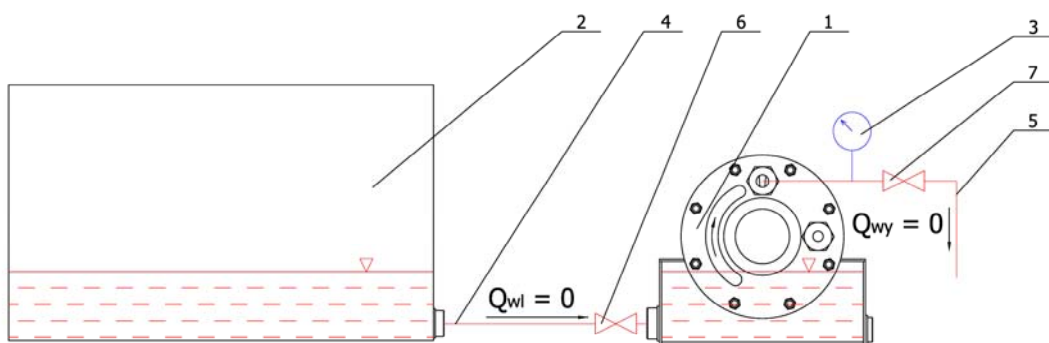
$$Q = \frac{v}{t} \left[ \frac{dm^3}{s} \right] \quad (40)$$

gdzie:  $v$  – objętości oleju mierzona cylindrem pomiarowym [ $dm^3$ ];  $t$  – czas napełniania mierzonej objętości oleju [s]

Aby pomiar dokonywany był przy stałym i ustalonym poziomie oleju w zbiorniku przystawki badawczej, co zapewnia wiarygodność badań w odniesieniu do rzeczywistej pracy układu zasilania, wykorzystano zewnętrzny zbiornik wyrównawczy. Poziom lustra oleju w zbiorniku znajdował się powyżej poziomu oleju w przystawce, tak aby uzyskać wymagany strumień oleju uzupełniającego układ zasilający w czasie pomiaru. Przebieg pomiaru wyglądał w ten sposób, że po otwarciu zaworu wylotowego i rozpoczęciu podawania oleju do naczynia pomiarowego, otwierany był stopniowo zawór dolotowy ze zbiornika wyrównawczego, tak aby strumień napływającego oleju ze zbiornika równoważył strumień oleju wypływającego z układu. Pomiar wykonywany był więc przy stałym i jednakowym poziomie oleju w zbiorniku przystawki. Wiarygodność pomiarów potwierdziła uzyskana powtarzalność otrzymywanych wartości objętościowego natężenia przepływu.

Ze względu na złożony charakter pomiaru natężenia przepływu i związane z tym niebezpieczeństwo dużego błędu statystycznego, pomiar powtarzano czterokrotnie dla każdego punktu testowego. Estymator objętościowego natężenia przepływu stanowiła średnia arytmetyczna z czterech pomiarów.

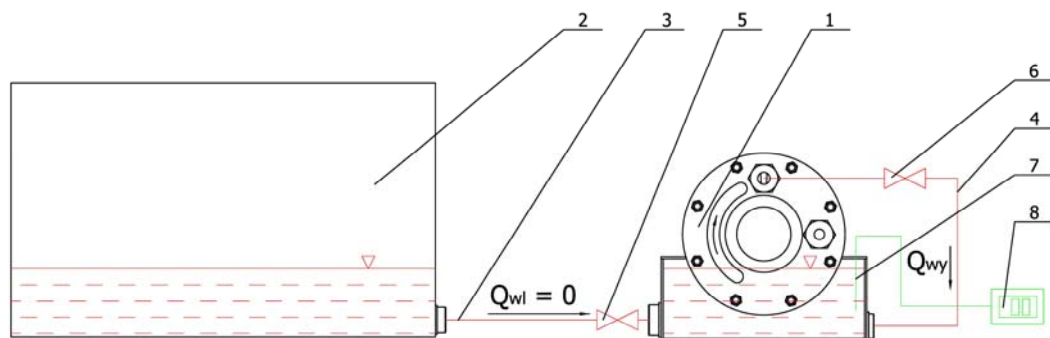
Cięśnienie oleju wytwarzane przez badany układ mierzono manometrem cyfrowym umieszczonym bezpośrednio za wylotem kanału zasilającego. Schemat układu pomiarowego i sposobu pomiaru przedstawiono na Rys. 72. Pomiarze podlegało ciśnienie wytwarzane przez układ przy zamkniętym zaworze wylotowym i przy takim samym jak w badaniach wydajności ustalonym poziomie oleju w zbiorniku przystawki.



Rys. 72. Schemat układu pomiarowego ciśnienia oleju: 1 – przystawka badawcza, 2 – zbiornik wyrównawczy, 3 – manometr cyfrowy, 4 – przewód wlotowy, 5 – przewód wylotowy, 6 – zawór wlotowy, 7 – zawór wylotowy

Ze względu na dużą czułość manometru cyfrowego użytego do pomiarów ciśnienia (pięć pomiarów na sekundę) oraz związanych z tym trudności z odczytem właściwej wartości ciśnienia (intensywna zmiana wyświetlanych wartości w czasie), wykorzystane zostały dodatkowe funkcje przyrządu tj. możliwość wychwytywania maksymalnych i minimalnych wartości ciśnienia. Pomiar dla każdego ustawienia polegał więc na odczycie dwóch maksymalnych i dwóch minimalnych wartości ciśnienia. Estymator ciśnienia oleju stanowiła średnia arytmetyczną wszystkich czterech odczytanych wartości z miernika.

Testy doświadczalne obejmujące weryfikację funkcjonalności działania analizowanej koncepcji układu zasilania uzupełniają pomiary przyrostu temperatury oleju odpowiadającej stanowi stabilizacji układu badawczego dla takich samych ustawień jak w przypadku pomiarów objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia podawanego oleju. Schemat układu pomiarowego przyrostu temperatury przedstawiono na Rys. 73.



Rys. 73. Schemat układu pomiarowego przyrostu temperatury oleju w zbiorniku przystawki badawczej: 1 – przystawka badawcza, 2 – zbiornik wyrównawczy, 3 – przewód wlotowy, 4 – przewód wylotowy, 5 – zawór wlotowy, 6 – zawór wylotowy, 7 – czujnik temperatury, 8 – panel wyświetlacza temperatury

Pomiar temperatury oleju realizowany był za pośrednictwem czujnika temperatury (termopara Fe - CuNi) umieszczonego w zbiorniku przystawki i podłączonego do przetwornika wyposażonego w cyfrowy wyświetlacz. Podczas wykonywania tego pomiaru wylot układu zasilającego połączony był ze zbiornikiem przystawki, natomiast zawór dolotowy ze zbiornika wyrównawczego był zamknięty. Układ zasilający podawał więc olej w obiegu zamkniętym, a odczytane na wyświetlaczu przetwornika wartości maksymalnej temperatury odpowiadającej stanowi stabilizacji dla każdego przypadku konfiguracji ustawień i parametrów zadanych, umożliwiły ocenę poziomu strat ciepłych będących niekorzystnym zjawiskiem towarzyszącym działaniu testowanego układu zasilania.

Ze względu na to, że na poziom strat ciepłych badanego układu mają również wpływ inne czynniki, do których możemy zaliczyć straty ciepłe uszczelnień wału oraz ciepło przekazywane przez wał od jego podpór, rzeczywista wartość strat ciepłych towarzyszących współpracy pierścienia smarującego i prowadnicy hydrodynamicznej jest mniejsza niż wyznaczona poprzez wykonany pomiar zmian temperatury oleju. Aby określić rzeczywistą wartość strat ciepłych przeprowadzony został dodatkowy test polegający na pomiarze przyrostu temperatury odpowiadającej stanowi stabilizacji dla układu badawczego ze zdemontowanym pierścieniem i prowadnicą hydrodynamiczną. Otrzymane wartości maksymalnej temperatury dla poszczególnych prędkości zostały odjęte od wartości maksymalnej temperatury uzyskanych w testach właściwych (dla kompletnego układu badawczego), co w efekcie dało przyrost temperatury wynikający tylko ze współpracy elementów układu zasilania. Uzyskany w ten sposób porównawczy

wskaźnik przyrostu temperatury posłużył do oceny strat ciepłych badanego układu zasilania, w zależności od wybranych ustawień i parametrów wejściowych.

Ze względu na istotny wpływ zmian lepkości oleju na działanie testowanego układu zasilania pomiary objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia podawanego oleju wykonywano przy ustalonych wartościach temperatury oleju w zbiorniku przystawki badawczej. Wymaganą temperaturę oleju w układzie badawczym osiągnano przy wykorzystaniu grzałki elektrycznej umieszczonej w zbiorniku wyrównawczym, z którego olej doprowadzany był w czasie pomiarów do przystawki badawczej. Do kontroli temperatury oleju wykorzystano układ pomiarowy, który służył do pomiaru strat ciepłych (Rys. 73). Pomiary obu wielkości wykonano dla trzech przyjętych wartości temperatur oleju dopuszczając maksymalną rozbieżność  $\pm 2$  [°C].

Pomiary wszystkich trzech wielkości dokonywane były dla ustalonych wartości prędkości obrotowej wału. Zmianę i ustawienie przyjętych wartości prędkości obrotowej przeprowadzano ręcznie z wykorzystaniem układu regulacji sterującego wektorowym przemiennikiem częstotliwości silnika napędowego. Żądana prędkość obrotowa ustawiana była na podstawie wskazań wyświetlacza przetwornika współpracującego z optycznym czujnikiem obrotów wału.

Wyniki pomiarów dla każdego ustawienia układu zasilania notowano na specjalnej karcie pomiarowej, którą z przykładowymi wynikami przedstawiono na Rys. 74.

Na podstawie wyników pomiarów sporządzono w programie Origin 6.0 wykresy zmian objętościowego natężenia przepływu, ciśnienia i przyrostu temperatury oleju w funkcji zmiennych parametrów geometrycznych i parametrów testów badawczych. Wyznaczone charakterystyki pozwoliły na wybór najkorzystniejszej konfiguracji układu zasilania, która w kolejnym etapie poddana została dalszym testom polegającym na sprawdzeniu efektywności współpracy z łożyskiem zasilanym.

Dane wejściowe	
Rodzaj prowadnicy	z uskokiem
Wysokość kanału $h_{u1}$ / wlotu kanału $h_{z1}$ [mm]	3 / -
Szerokość szczelin bocznych $c$ [mm]	0,65
Rodzaj oleju	Selektol Specjal 20W/40
Temperatura oleju [ $^{\circ}$ C] (przy pomiarze $Q$ i $p$ )	30

Wyniki pomiarów								
Prędkość obrotowa $n$ [obr/min]	Objętość oleju $V$ [dm <sup>3</sup> ]	Czas napełnienia $t$ [s]	Objętościowe natężenie przepływu $Q$ [dm <sup>3</sup> /s]	Średnie obj. nat. przepływu $Q$ [dm <sup>3</sup> /s]	Ciśnienie $P_{max}$ [bar]	Ciśnienie $P_{min}$ [bar]	Średnie ciśnienie $p$ [bar]	Temperatura stabilizacji $T$ [ $^{\circ}$ C]
500	0,05	1,6	0,03125	0,02905	0,080	0,085	0,066	31
		1,8	0,02778		0,050	0,048		
		1,7	0,02941					
		1,8	0,02778					
1000	0,05	1,6	0,03125	0,03001	0,137	0,122	0,102	39
		1,9	0,02631		0,084	0,065		
		1,6	0,03125					
		1,6	0,03125					
1500	0,05	1,6	0,03125	0,02545	0,066	0,040	0,043	48
		2,3	0,02174		0,042	0,024		
		2,1	0,02381					
		2,0	0,02500					
2000	0,05	1,7	0,02941	0,02869	0,132	0,008	0,067	57
		1,8	0,02778		0,122	0,008		
		1,6	0,03125					
		1,9	0,02631					
2500	0,05	1,6	0,03125	0,03131	0,113	0,011	0,064	63
		1,5	0,03333		0,119	0,015		
		1,6	0,03125					
		1,7	0,02941					
3000	0,05	1,9	0,02631	0,02420	0,079	0,009	0,048	72
		1,8	0,02778		0,096	0,008		
		2,2	0,02273					
		2,5	0,02000					

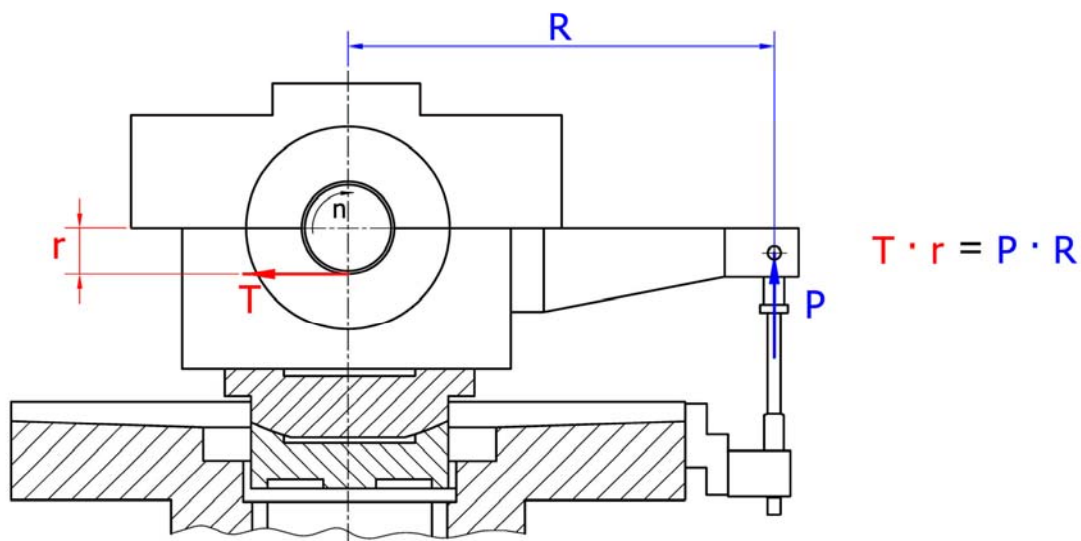
Rys. 74. Karta pomiarowa z przykładowymi wynikami pomiarów.

### 6.3.2. Badania charakterystyk użytkowych łożyska zasilanego z wykorzystaniem wybranej konfiguracji układu zasilania

Testy doświadczalne, które miały na celu ocenę działania łożyska zasilanego z wykorzystaniem wybranego ustawienia badanego układu zasilania obejmowały pomiary:

- momentu tarcia w łożysku dla przyjętego zakresu obciążeń,
- przyrostu temperatury oleju w zbiorniku przystawki jako efektu działania łożyska i układu zasilania.

Schemat obudowy łożyska z rozkładem momentów sił działających podczas badań przedstawia Rys. 75.



Rys. 75. Rozkład momentów sił działających na obudowę łożyska badanego

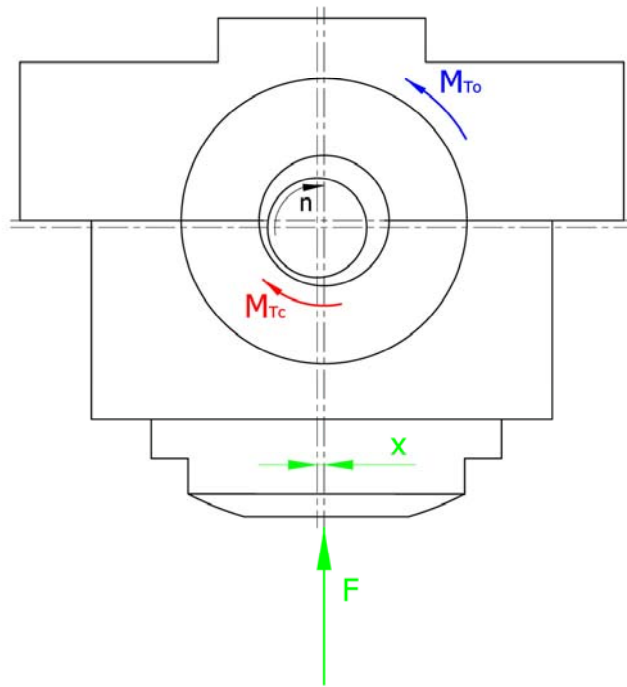
Pomiar momentu tarcia polegał na rejestrowaniu przez czujnik zblizeniowy przemieszczeń swobodnego końca belki pomiarowej, co umożliwiło (przy znanej liniowej charakterystyce sprężystości belki) wyznaczenie wartości siły  $P$ , która na znanym ramieniu  $R$  daje moment równoważący moment tarcia w łożysku. Sygnał z czujnika zblizeniowego trafiał do przetwornika przemieszczeń podłączonego do karty pomiarowej komputera, gdzie przy wykorzystaniu odpowiedniej funkcji kalibrującej przeliczany był na wartości momentu.

Wartość mierzonego momentu na obudowie łożyska badanego (określanego umownie w prowadzonych badaniach jako moment tarcia) jest różna od wartości rzeczywistego momentu tarcia w łożysku. Związane to jest z zjawiskiem przemieszczania się ruchomego czopa łożyska względem nieruchomej panwi, wynikającego z istnienia luzu łożyskowego. Wpływ przemieszczenia czopa łożyska na wartości mierzonego momentu przedstawiono schematycznie na Rys. 76.

Przy założeniu osiowo działającego obciążenia względem osi oprawy łożyska badanego (sposób regulacji osiowego ustawienia obciążenia poprzecznego opisano w podpunkcie 6.2.4) mierzony moment na obudowie określa zależność (41) [49]:

$$M_{T_o} = M_{T_c} - F \cdot x \text{ [Nm]} \quad (41)$$

gdzie:  $M_{T_c}$  – moment tarcia w łożysku [Nm],  $F$  – siła obciążająca łożysko [N],  $x$  – odległość pomiędzy osią czopa i osią panwi [m]



Rys. 76. Wpływ przemieszczenia czopa łożyska na wartość mierzonego momentu

Z zależności (41) wynika, że mierzony moment tarcia na obudowie łożyska badanego jest w rzeczywistości mniejszy od momentu tarcia w łożysku. Rozbieżność ta zależy od wartości przesunięcia czopa względem panwi, które z kolei zmienia się wraz ze zmianą obciążenia i prędkości obrotowej. Jako graniczną wartości przesunięcia względnego czopa w panwi przyjmuje się połowę luzu średnicowego łożyska. Wartość luzu średnicowego łożyska testowego wynosi 0,08 [mm], co powoduje, że w zakresie tarcia płynnego (dla współczynnika tarcia  $\mu < 0,01$ ) określenie momentu tarcia w łożysku na podstawie pomiaru momentu na obudowie obarczone jest znacznym błędem [49]. Celem prowadzonych badań nie było wyznaczenie rzeczywistego momentu tarcia w łożysku testowym a jedynie zweryfikowanie skuteczności smarowania poprzez ocenę zmian wartości mierzonego momentu na obudowie w zależności od obciążenia i prędkości obrotowej łożyska. W związku z tym w prowadzonych badaniach mierzona wartość momentu z wystarczającą dokładnością umożliwia oszacowanie wartości oraz zmian momentu tarcia w łożysku.

Mierzony moment tarcia przy znanym obciążeniu łożyska umożliwił określenie z zależności (42) współczynnika tarcia w łożysku testowym.

$$\mu = \frac{M_T}{F \cdot r} \quad (42)$$

gdzie:  $M_T$  – mierzony moment tarcia [Nm],  $F$  – siła obciążająca łożysko [N],  $r$  – promień łożyska [m]



Wyznaczenie współczynnika tarcia wiązało się z koniecznością kontroli i pomiaru obciążenia łożyska testowego. Służył do tego odpowiedni układ pomiarowy w skład którego wchodził przetwornik ciśnienia w cylindrze siłownika obciążającego oraz wektorowy przemiennik częstotliwości z przetwornikiem PID, który sterował silnikiem napędzającym pompę stacji hydraulicznej zasilającej układ obciążający łożysko badane. Układ sterowania umożliwiał w sprzężeniu zwrotnym utrzymywanie zadanego obciążenia łożyska na podstawie pomiaru ciśnienia w komorze siłownika obciążającego i regulacji obrotów silnika napędowego pompy. Zadawanie i kontrola obciążenia łożyska odbywała się za pośrednictwem komputera sterującego stanowiskiem badawczym. Dla wygody prowadzenia pomiarów dzięki odpowiedniej funkcji kalibrującej, która uwzględniała wymiary łożyska zasilanego, zadawano i odczytywano obciążenie jako naciski obliczeniowe.

Pomiar przyrostu temperatury oleju w zbiorniku przystawki współpracującej z zasilanym łożyskiem, mający na celu oszacowanie strat cieplnych układu, wykonywany był analogicznie jak w poprzednim etapie badań. Sygnał z wykorzystywanego przetwornika temperatury trafiał do karty pomiarowej komputera, gdzie był rejestrowany z uwzględnieniem odpowiedniej funkcji kalibrującej.

Ustawienie i kontrola prędkości obrotowej czopa łożyska odbywała się podobnie jak pozostałych wielkości z poziomu programu sterującego pracą stanowiska badawczego. Zadawanie i utrzymywanie żądanej prędkości obrotowej możliwe było dzięki sprzężeniu wektorowego przemiennika częstotliwości silnika napędowego z kartą pomiarową komputera sterującego.

Przeprowadzane badania poprzedzało opracowanie i zaprogramowanie przebiegu testów doświadczalnych. Obejmowało to określenie czasu testu oraz wartości i ewentualnych zmian w czasie prędkości obrotowej czopa i obciążenia badanego łożyska. Program sterujący pracą stanowiska umożliwiał wczytywanie programów testów zapisanych w postaci pliku tekstowego. Zapewniało to możliwość wielokrotnego powtarzania badań przy tych samych ustawieniach.

W trakcie trwania testów program sterujący na bieżąco rejestrował wartości momentu tarcia, temperatury oraz zadanych wartości prędkości obrotowej i obciążenia łożyska. Wartości mierzonych wielkości rejestrowane były jako bezwymiarowe punkty karty pomiarowej z maksymalną częstotliwością próbkowania 40 [Hz]. Po zakończeniu testu wyniki przeprowadzonych pomiarów zapisywane były w postaci odrębnych dla każdej wielkości plików tekstowych, z których każdy zawierał wartości punktów karty

zestawione w kolumnach. Pierwsze trzy wiersze każdego pliku z wynikami zawierały informacje dotyczącą częstotliwości próbkowania, jednostki wymiarowej oraz wzoru funkcji kalibrującej. Wzór funkcji kalibrującej, która umożliwia przeliczenie punktów karty na wielkości wymiarowe, automatycznie wyznacza program sterujący na podstawie wzorcowania układu. Zmienną wiążącą poszczególne pliki wyników stanowi czas pomiaru, co sprawia, że każdy kolejny wiersz kolumny z wynikami pomiarów odpowiada tej samej chwili czasu we wszystkich zapisanych plikach.

Obróbka wyników badań polegała na przeliczeniu w arkuszu kalkulacyjnym (program Excel) otrzymanych z pomiarów wartości wielkości w postaci punktów karty na fizyczne wielkości wymiarowe według odpowiednich funkcji kalibrujących, oraz obliczeniu szukanych wartości nie mierzonych w czasie testów (współczynnik tarcia). Arkusz z przykładowymi wynikami pomiarów i obliczeń przedstawiono na Rys. 77.

cz_mom_tar = 1000000/49950 jedm_mom_tar = Nm fun_mom_tar = +0.02007883*x-50.19707207		Mom. nap. Mom. tar.	cz_pr_obr = 1000000/49950 jedm_pr_obr = obr/min fun_pr_obr = +1.58410610*x-3297.59564033		cz_obci = 1000000/49950 jedm_obci = MPa fun_obci = +0.00831273*x-20.49088381	Nac. nom. Wsp. tar.	
2598	1,967728	1,599728	2397	0,499723 499,7226	3112	5,378332	5 0,007784
2594	1,887413	1,519413	2398	0,501307 501,3068	3110	5,361706	5 0,007393
2596	1,927571	1,559571	2397	0,499723 499,7226	3094	5,228703	5 0,007588
2601	2,027965	1,659965	2396	0,498138 498,1384	3089	5,187139	5 0,008077
2599	1,987807	1,619807	2398	0,501307 501,3068	3104	5,31183	5 0,007862
2593	1,867334	1,499334	2393	0,493386 493,3858	3115	5,40327	5 0,007295
2598	1,967728	1,599728	2396	0,498138 498,1384	3105	5,320143	5 0,007784
2600	2,007886	1,639886	2396	0,498138 498,1384	3092	5,212077	5 0,007979
2598	1,967728	1,599728	2397	0,499723 499,7226	3094	5,228703	5 0,007784
2595	1,907492	1,539492	2396	0,498138 498,1384	3108	5,345081	5 0,007491
2596	1,927571	1,559571	2396	0,498138 498,1384	3111	5,370019	5 0,007588
2603	2,068122	1,700122	2397	0,499723 499,7226	3103	5,303517	5 0,008272
2597	1,947649	1,579649	2396	0,498138 498,1384	3093	5,22039	5 0,007686
2593	1,867334	1,499334	2396	0,498138 498,1384	3096	5,245328	5 0,007295
2598	1,967728	1,599728	2396	0,498138 498,1384	3104	5,31183	5 0,007784
2601	2,027965	1,659965	2394	0,49497 494,97	3111	5,370019	5 0,008077
2599	1,987807	1,619807	2396	0,498138 498,1384	3102	5,295205	5 0,007862
2592	1,847255	1,479255	2398	0,501307 501,3068	3090	5,195452	5 0,007198
2597	1,947649	1,579649	2396	0,498138 498,1384	3095	5,237016	5 0,007686
2602	2,048044	1,680044	2396	0,498138 498,1384	3111	5,370019	5 0,008175
2598	1,967728	1,599728	2396	0,498138 498,1384	3114	5,394957	5 0,007784
2593	1,867334	1,499334	2397	0,499723 499,7226	3098	5,261954	5 0,007295
2595	1,907492	1,539492	2396	0,498138 498,1384	3085	5,153888	5 0,007491
2603	2,068122	1,700122	2397	0,499723 499,7226	3101	5,286892	5 0,008272
2599	1,987807	1,619807	2396	0,498138 498,1384	3116	5,411583	5 0,007862
2593	1,867334	1,499334	2397	0,499723 499,7226	3110	5,361706	5 0,007295
2598	1,967728	1,599728	2396	0,498138 498,1384	3094	5,228703	5 0,007784
2600	2,007886	1,639886	2397	0,499723 499,7226	3092	5,212077	5 0,007979
2599	1,987807	1,619807	2393	0,493386 493,3858	3103	5,303517	5 0,007862
2596	1,927571	1,559571	2398	0,501307 501,3068	3109	5,353394	5 0,007588
2596	1,927571	1,559571	2397	0,499723 499,7226	3102	5,295205	5 0,007588
2602	2,048044	1,680044	2396	0,498138 498,1384	3095	5,237016	5 0,008175
2597	1,947649	1,579649	2396	0,498138 498,1384	3092	5,212077	5 0,007686
2594	1,887413	1,519413	2396	0,498138 498,1384	3105	5,320143	5 0,007393
2597	1,947649	1,579649	2396	0,498138 498,1384	3112	5,378332	5 0,007686
2601	2,027965	1,659965	2397	0,499723 499,7226	3104	5,31183	5 0,008077
2597	1,947649	1,579649	2398	0,501307 501,3068	3093	5,22039	5 0,007686
2592	1,847255	1,479255	2396	0,498138 498,1384	3093	5,22039	5 0,007198
2597	1,947649	1,579649	2396	0,498138 498,1384	3105	5,320143	5 0,007686
2601	2,027965	1,659965	2398	0,501307 501,3068	3111	5,370019	5 0,008077
2598	1,967728	1,599728	2396	0,498138 498,1384	3102	5,295205	5 0,007784
2591	1,827176	1,459176	2398	0,501307 501,3068	3091	5,203765	5 0,0071
2596	1,927571	1,559571	2396	0,498138 498,1384	3096	5,245328	5 0,007588
2603	2,068122	1,700122	2397	0,499723 499,7226	3110	5,361706	5 0,008272
2598	1,967728	1,599728	2397	0,499723 499,7226	3112	5,378332	5 0,007784
2592	1,847255	1,479255	2401	0,506059 506,0594	3094	5,228703	5 0,007198
2594	1,887413	1,519413	2396	0,498138 498,1384	3086	5,162201	5 0,007393
2603	2,068122	1,700122	2397	0,499723 499,7226	3098	5,261954	5 0,008272
2599	1,987807	1,619807	2397	0,499723 499,7226	3112	5,378332	5 0,007862
2592	1,847255	1,479255	2396	0,498138 498,1384	3110	5,361706	5 0,007198
2594	1,887413	1,519413	2397	0,499723 499,7226	3095	5,237016	5 0,007393
2599	1,987807	1,619807	2396	0,498138 498,1384	3090	5,195452	5 0,007862
2600	2,007886	1,639886	2398	0,501307 501,3068	3102	5,295205	5 0,007979
2592	1,847255	1,479255	2397	0,499723 499,7226	3109	5,353394	5 0,007198

Rys. 77. Arkusz kalkulacyjny z przykładowymi wynikami pomiarów

Na podstawie uzyskanych wartości mierzonych i obliczanych parametrów zestawionych w kolumnach arkusza kalkulacyjnego sporządzono w programie Origin 6.0 wykresy zależności zmian momentu tarcia, współczynnika tarcia i temperatury oleju

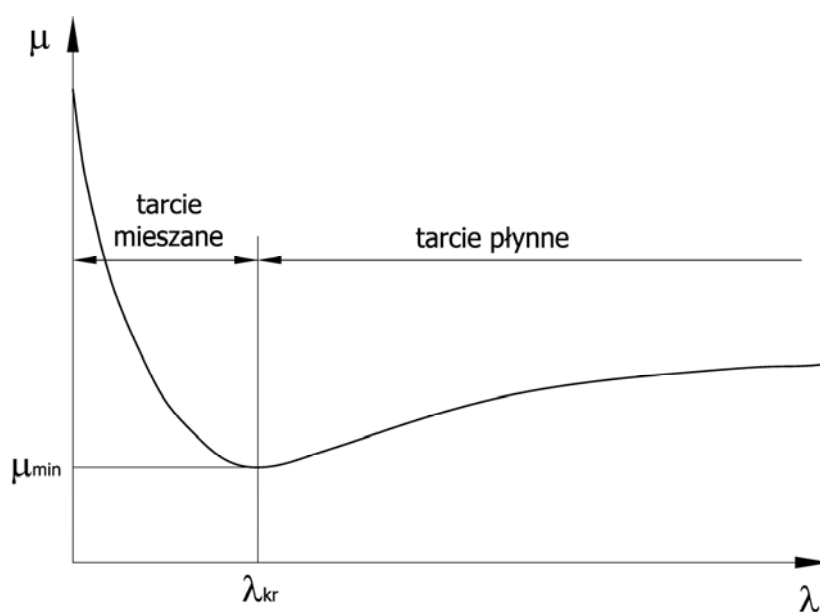
w funkcji czasu testu, przy zadanych przebiegach prędkości obrotowej i obciążenia łożyska.

W celu łatwej oceny zmian wyznaczonego współczynnika tarcia w zależności od parametrów pracy testowanego łożyska wykonano również charakterystyki wzorowane na wykresie Herseya [40]. Wykres Herseya stanowi zależność współczynnika tarcia w funkcji bezwymiarowej liczby zdefiniowanej wzorem (43).

$$\lambda = \frac{\eta \cdot n}{p} \quad (43)$$

gdzie:  $\eta$  - lepkość dynamiczna oleju [ $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ ],  $n$  – prędkość obrotowa [obr/min],  $p$  – naciski obliczeniowe w łożysku [MPa]

Postać wykresu Herseya dla łożyska rzeczywistego (możliwą do uzyskania na podstawie badań doświadczalnych) przedstawiono na Rys. 78 [40].



Rys. 78. Wykres Herseya dla łożyska rzeczywistego [40]

Na podstawie przebiegu krzywej Herseya można wyróżnić dwa stany pracy łożyska:

- stan niestabilny (lewa gałąź krzywej – wartości liczby Herseya mniejsze od wartości krytycznej),
- stan równowagi termodynamicznej (prawa gałąź krzywej – wartości liczby Herseya większe od wartości krytycznej).

Stan niestabilny odpowiada pracy łożyska w warunkach tarcia mieszanego (współistnienie tarcia suchego i płynnego). Z stanem tym mamy do czynienia w czasie rozruchu i wybiegu oraz przy bardzo małych prędkościach obrotowych czopa łożyska. Stan równowagi termodynamicznej odpowiada pracy łożyska w warunkach tarcia płynnego. Właściwy obszar pracy łożyska hydrodynamicznego odpowiada położeniu na prawej gałęzi krzywej Herseya, najkorzystniej w niewielkim oddaleniu od minimum tarcia, co zapewnia niskie opory ruchu i stabilne działanie.

Sporządzone charakterystyki w formie wykresów Herseya na podstawie wyników przeprowadzonych badań doświadczalnych umożliwiły ocenę prawidłowości pracy łożyska zasilanego z wykorzystaniem testowanego układu zasilania.

## 7. Badania doświadczalne

Zasadniczy zakres badań doświadczalnych, mających na celu ocenę użyteczności przyjętej koncepcji układu zasilania oraz zweryfikowanie opracowanego modelu teoretycznego, obejmował testy wpływu istotnych czynników na działanie rozwiązania. Na podstawie wyników badań, wytypowano najkorzystniejszą konfigurację układu zasilania, którą poddano dalszej weryfikacji obejmującej ocenę współpracy z łożyskiem zasilanym.

### 7.1. Badanie wpływu wybranych czynników na efektywność podawania oleju z zastosowaniem przewodnicy hydrodynamicznej

#### 7.1.1. Plan badań

Badania obejmowały pomiary wytypowanych parametrów w zależności od:

- prędkości obrotowej wału,
- właściwości oleju smarującego,
- kształtu kanału zasilającego.

Ze względu na nowatorstwo i oryginalność konstrukcji układu zasilania, trudno było przewidzieć zakres zmian wartości mierzonych parametrów w zależności od zmiany wartości czynników badanych. Planując testy badawcze, uwzględniono następujące istotne czynniki:

- dużą czasochłonność i uciążliwość prowadzonych badań (ręczne nastawy parametrów zadanych i ręczne pomiary parametrów mierzonych),
- ograniczony czas przeznaczony na badania,
- możliwość pominięcia cykli pomiarowych, dla których zmiana parametrów mierzonych jest przewidywalna,
- szacunkowe określenie niezbędnej liczby cykli pomiarowych.

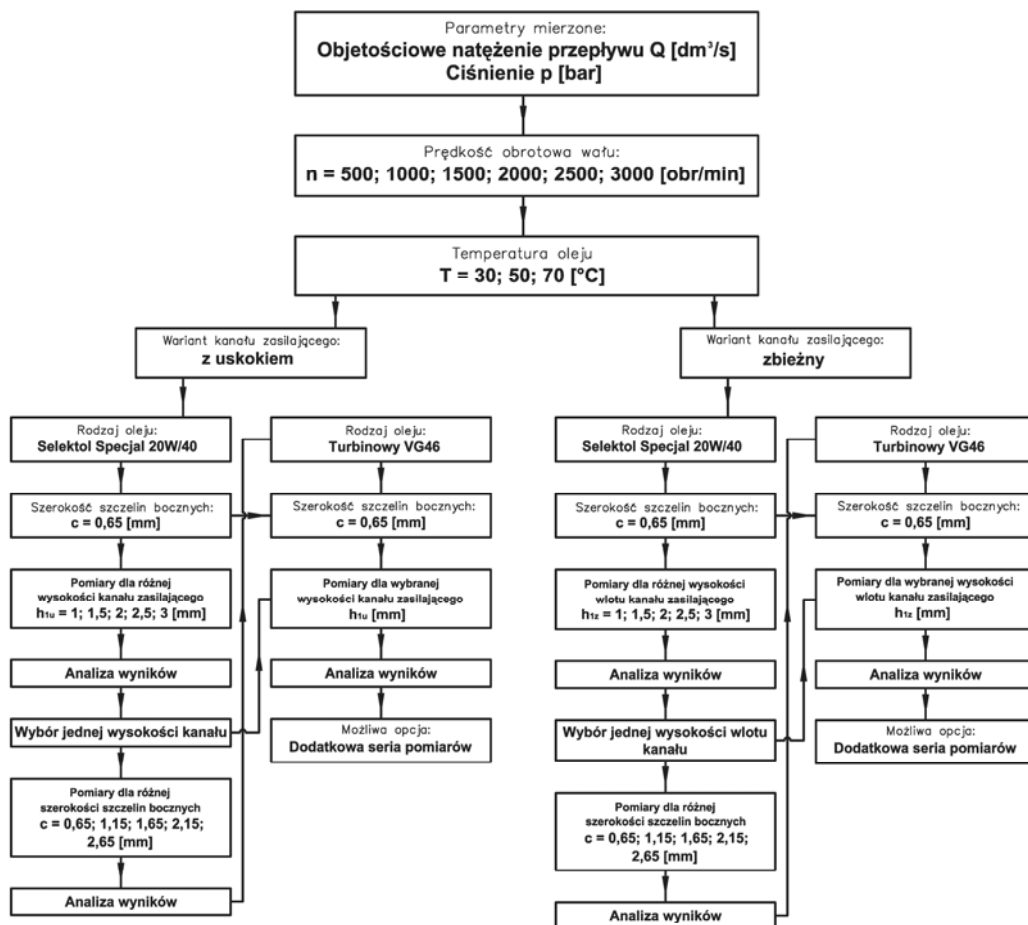
Wejściowe wartości czynników badanych dla opracowanego planu testów określone zostały na podstawie szacunków podstawowych wymiarów kanału zasilającego przedstawionych w podpunkcie 5.1.1 oraz intuicyjnych przewidywań opartych na podobieństwie i analogii niektórych własności badanego układu do stosowanych rozwiązań łożysk z własnym zasilaniem.

Badania właściwe poprzedzone zostały badaniami wstępnymi, które miały na celu odpowiedni dobór oprzyrządowania pomiarowego (wielkość i dokładność naczyń pomiarowych, zakresu i dokładności manometru) oraz opracowanie metodyki pomiaru

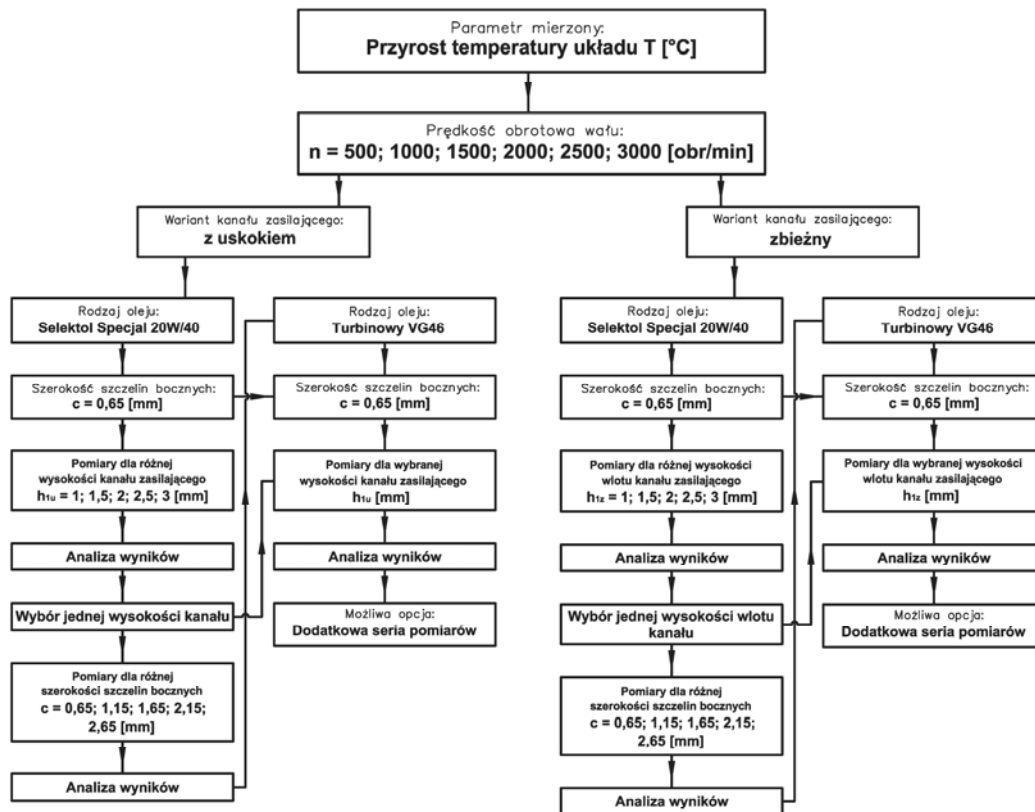
umożliwiającej otrzymanie wiarygodnych i powtarzalnych wartości parametrów mierzonych.

Plan badań właściwych obejmujący pomiary objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia oleju podawanego przez układ zasilania przedstawiono w formie diagramu na Rys. 79, natomiast plan pomiarów przyrostu temperatury układu na Rys. 80.

Cały zakres badań właściwych obejmują pomiary wybranych parametrów dla prędkości obrotowych wału w zakresie  $500 \div 3000$  [obr/min]. Zasadniczy (obszerniejszy) zakres pomiarów wykonany został dla oleju silnikowego Selektol Specjal 20W/40. Wynikło to z przyjętego założenia, iż w przypadku oleju o większej lepkości dynamicznej, będą występowały wyraźniejsze zmiany mierzonych parametrów dla przyjętych ustawień (czynnikiem, który w największym stopniu wpływa na działanie analizowanego układu zasilania jest lepkość oleju). Dla wybranych ustawień powtórzono pomiary z użyciem oleju turbinowego (średniego) VG 46. Umożliwiło to skrócenie uciążliwych testów bez szkody dla aspektów poznawczych badań.



Rys. 79. Plan pomiarów objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia oleju



Rys. 80. Plan pomiarów przyrostu temperatury stabilizacji układu badawczego

Pomiary objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia podawanego oleju przeprowadzone zostały dla trzech poziomów temperatury (30, 50, 70 °C), co w połączeniu z dwoma rodzajami użytego czynnika smarującego, umożliwia dokładne zbadanie wpływu lepkości i własności oleju na efektywność działania testowanego układu zasilania.

Jeżeli chodzi o badanie wpływu wysokości kanału zasilającego dla prowadnicy tworzącej kanał z uskokiem i wysokości wlotu kanału dla prowadnicy tworzącej kanał zbieżny, zasadniczy cykl badań (zgodnie z przeprowadzonymi szacunkami w podpunkcie 5.1.1) dotyczył pomiarów dla pięciu wartości ustawień w zakresie  $1 \div 3$  [mm]. W toku badań okazało się, że objętościowe natężenie przepływu i ciśnienie oleju może osiągać korzystniejsze wartości dla kanałów o większych wysokościach. W związku z tym przeprowadzono dodatkową serię pomiarów obu parametrów oraz pomiar przyrostu temperatury układu dla wariantu kanału zakończonego uskokiem, przy uwzględnieniu trzech wysokości w zakresie  $6 \div 13,2$  [mm].

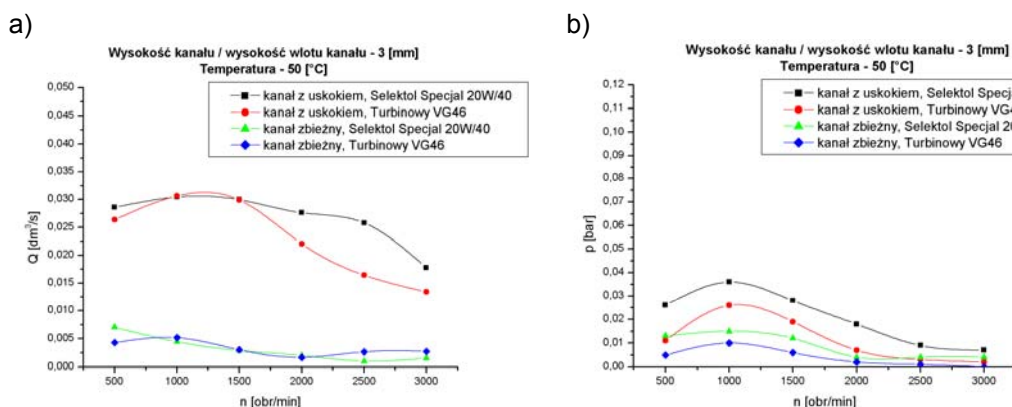
W przypadku badania wpływu szerokości szczelin bocznych między pierścieniem i obudową układu, testy wykonane zostały dla jednej wybranej (charakterystycznej)

wysokości kanału z uskokiem i jednej wysokości wlotu kanału zbieżnego, ze względu na przewidywany taki sam efekt tego czynnika dla różnych wysokości obu kształtów kanału.

### 7.1.2. Wpływ prędkości obrotowej

Zasadnicze pomiary objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia oleju podawanego przez analizowany układ zasilania wykonane zostały dla sześciu wartości prędkości obrotowych: 500; 1000; 1500; 2000; 2500; 3000 [obr/min]. Pomiary parametrów badanych dla przyjętego zbioru wartości prędkości obrotowych, umożliwiającą wystarczającą analizę przebiegów ich zmian i tym samym prawidłowe określenie własności testowanego układu zasilania. Przyjęty zakres prędkości obrotowych obejmuje zarówno obszar w którym stosuje się „samozasilanie” w poprzecznych łożyskach ślizgowych jak i obszar większych prędkości, w których zgodnie z tezą pracy istnieje potencjalna możliwość wykorzystania badanego rozwiązania.

Zależność pomierzonych wartości objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia oleju podawanego przez testowany układ zasilania w funkcji prędkości obrotowej wału dla kanału zakończonego uskokiem i kanału zbieżnego przedstawiono na Rys. 81. Wyniki badań dotyczą kanału zakończonego uskokiem o wysokości 3 [mm] i kanału zbieżnego o tej samej wysokości wlotu. Na wykresach pokazano przebiegi obu parametrów dla dwóch olejów w temperaturze 50 [°C]. Szerokość szczelin bocznych w przypadku obu wariantów kanałów wynosiła 0,65 [mm].



Rys. 81. Zależność (a) objętościowego natężenia przepływu i (b) ciśnienia oleju w funkcji prędkości obrotowej dla kanału zasilającego zakończonego uskokiem i kanału zbieżnego ( $h_{1u} = 3$  mm,  $h_{1z} = 3$  mm,  $c = 0,65$  mm,  $T = 50$  °C)



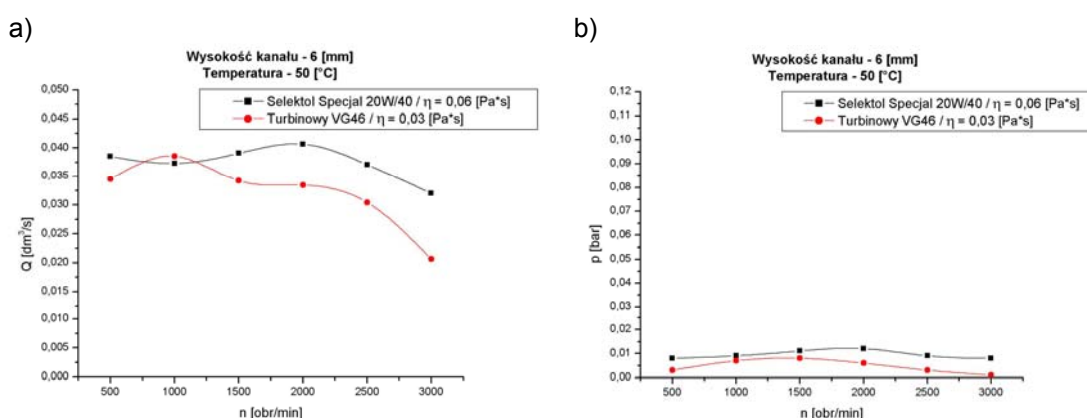
Porównując efektywność obu wariantów kanałów zasilających można stwierdzić, że większe wartości objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia uzyskuje się dla kanału zasilającego utworzonego przez prowadnice hydrodynamiczną zakończoną uskokiem. W przypadku objętościowego natężenia przepływu oleju, wartości tego parametru dla kanału zakończonego uskokiem są średnio pięciokrotnie większe od wartości otrzymanych dla kanału zbieżnego w całym zakresie analizowanych prędkości. Główną przyczyną mniejszych wartości objętościowego natężenia przepływu dla kanału zbieżnego jest mały przekrój kanału bezpośrednio przed wylotem (cecha związana z koniecznością uzyskania zbieżności kanału). Powoduje to wzrost oporów przepływu oleju, co skutkuje spadkiem wydajności układu zasilania. Różnice mierzonych wartości ciśnień dla obu porównywanych wariantów kanałów zasilających są znacznie mniejsze. Wynika stąd zbliżona skuteczność obu konfiguracji rozwiązania dla wytworzenia strumienia oleju mogącego pokonać potencjalne opory przepływu w kanale doprowadzającym olej do szczeliny smarowej łożyska.

Przebiegi zmian objętościowego natężenia przepływu w funkcji prędkości obrotowej dla obu wariantów kanałów w zakresie prędkości od 500 [obr/min] do 1500 [obr/min] utrzymują się mniej więcej na stałym poziomie. Powyżej 1500 [obr/min] obserwuje się zmniejszenie wartości mierzonego czynnika. Dla oleju ciężkiego (Selektol Specjal 20W/40), można zaobserwować mniejszy spadek wartości natężenia przepływu w stosunku do oleju średniego (Turbinowy VG 46). Spadek wartości objętościowego natężenia przepływu jest wyraźniejszy dla kanału zakończonego uskokiem i wynika z pojawiających się zaburzeń przepływu oraz wzrostu sił masowych oddziaływujących na olej w kanale zasilającym. Zjawiska te, narastające wraz ze wzrostem prędkości obrotowej, prowadzą do przepływu turbulentnego i w efekcie spadku wydajności badanego układu.

Charakterystyki ciśnienia uzyskiwanego w wyniku działania analizowanego układu dla obu wariantów kanału zasilającego wykazują spadek wartości tego parametru powyżej 1000 [obr/min]. Spadek ten jest większy dla kanału zakończonego uskokiem a jego przyczyna leży również w przepływie turbulentnym kształtującym się wraz ze wzrostem prędkości obrotowej. Porównując zależności ciśnienia dla obu olejów można stwierdzić identyczną skalę zmiany ich przebiegów. Charakterystyki ciśnienia dla obu wariantów prowadnic i obu olejów, jeśli chodzi o poziom wartości i ich charakterystyczne zmiany, są podobne do wcześniej omawianych przebiegów objętościowego natężenia przepływu oleju. Związek ten oznacza, że w analizowanym

zakresie parametrów układu zasilania występuje współbieżna zależność między objętościowym natężeniem przepływu a ciśnieniem oleju (spadkowi jednego z parametrów towarzyszy podobny spadek drugiego parametru w podobnej skali zmian).

Sprawdzeniem, czy zaobserwowane zależności współbieżnej zmiany objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia oleju dotyczą również kanałów zasilających o większej wysokości, są wyniki dodatkowej serii pomiarów obu parametrów dla wariantu kanału zakończonego uskokiem o wysokości 6 [mm]. Wyniki pomiarów przedstawiono na Rys. 82.



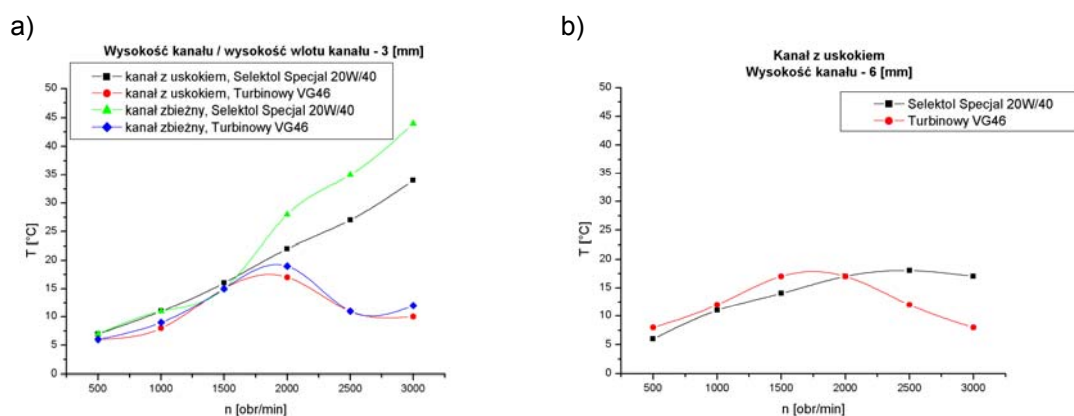
Rys. 82. Zależność (a) objętościowego natężenia przepływu i (b) ciśnienia oleju w funkcji prędkości obrotowej dla kanału zasilającego zakończonego uskokiem ( $h_{1u} = 6$  [mm],  $c = 0,65$  mm,  $T = 50$  °C)

Analizując otrzymane przebiegi można stwierdzić, że zwiększenie wysokości kanału zakończonego uskokiem z 3 [mm] do 6 [mm] powoduje nieznaczny wzrost wartości objętościowego natężenia przepływu oleju w całym zakresie analizowanych prędkości obrotowych oraz wyraźny spadek wartości ciśnienia. Jeśli chodzi o przebiegi zmian wartości obu parametrów wraz ze zmianą prędkości obrotowej, to analogicznie jak w przypadku kanału o wysokości 3 [mm] występuje ich zmniejszenie powyżej 1500 [obr/min]. Spadek ten jest również większy dla oleju średniego (Turbinowy VG 46), a przyczyna wynika z intensywniejszych strat w przepływie turbulentnym występujących w przypadku mniejszej lepkości cieczy (wówczas przepływ turbulentny pojawia się przy mniejszej prędkości obrotowej pierścienia).

Opisywane charakterystyki cechuje zatem również zgodna zależność zmian objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia w funkcji prędkości obrotowej. Zmiana wysokości kanału zakończonego uskokiem powodują jedynie zmianę skali wartości mierzonych parametrów. Należy zaznaczyć, że wniosek ten dotyczy przypadku

porównania zmian wartości analizowanych parametrów dla tych samych warunków pomiarów (jednakowa temperatura i zarazem lepkość czynników smarujących).

Porównanie wartości przyrostu temperatury testowanego układu zasilania, umożliwia ocenę strat cieplnych towarzyszących współpracy pierścienia smarującego i przewodnicy hydrodynamicznej oraz ich zmian w analizowanym przedziale prędkości obrotowych. Na rys. 83 przedstawiono zależność przyrostu temperatury układu odpowiadającej stanowi stabilizacji w funkcji prędkości obrotowej dla obu wariantów kształtu kanału zasilającego.



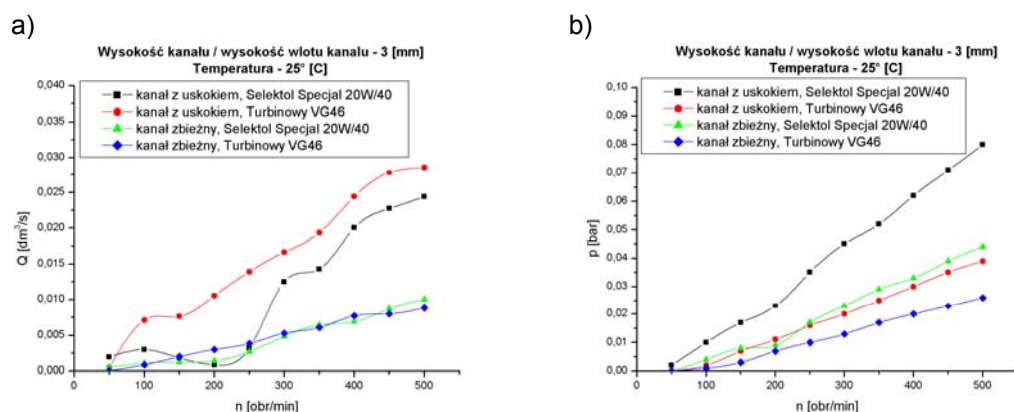
Rys. 83. Zależność przyrostu temperatury stabilizacji układu w funkcji prędkości obrotowej dla (a) kanału z uskokiem i kanału zbieżnego ( $h_{1u} = 3 \text{ mm}$ ,  $h_{1z} = 3 \text{ mm}$ ,  $c = 0,65 \text{ mm}$ ,  $T = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ ) oraz (b) kanału z uskokiem ( $h_{1u} = 6 \text{ mm}$ ,  $c = 0,65 \text{ mm}$ ,  $T = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ )

Jak się okazało, dla zakresu prędkości obrotowych do 1500 [obr/min] oba warianty kształtu kanału zasilającego wykazują jednakowy przyrost temperatury (Rys. 83a). Powyżej 1500 [obr/min] w przypadku użycia oleju ciężkiego (Selektol Specjal 20W/40), występuje dalszy i wyraźny wzrost temperatury, przy czym jest on większy dla kanału zbieżnego. Związane jest to z intensyfikacją procesu ścinania oleju wraz ze wzrostem prędkości obrotowej. Dla kanału zakończonego uskokiem o wysokości 6 [mm] (Rys. 83b), wzrost temperatury układu jest mniejszy w porównaniu do kanału o wysokości 3 [mm]. Wynika to mniejszych oporów przepływu i zarazem mniej intensywnego ścinania oleju w kanale o większym przekroju porzecznym.

Natomiast w przypadku oleju średniego (Turbinowy VG46), powyżej 1500 [obr/min] występuje spadek mierzonej temperatury (Rys. 83a). Związane to jest z wyraźnie mniejszą intensywnością przepływu oleju, co potwierdzają wcześniej omawiane spadki wydajności układu występujące dla tego zakresu prędkości.

Z przedstawionego porównania charakterystyk temperaturowych wynika, że z reguły większym wartością objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia oleju towarzyszą większe straty ciepłne. Jest to zależność niekorzystna ze względu na użyteczność badanego układu zasilania. Wyjątek stanowi przypadek wzrostu objętościowego natężenia przepływu i spadku maksymalnej temperatury układu dla kanału zakończonego uskokiem o wysokości 6 [mm] w porównaniu do kanału o wysokości 3 [mm], co ma miejsce dla oleju ciężkiego (Selektol Specjal 20W/40). Wynika stąd, że korzystne z punktu widzenia osiągniętej wydajności i niskich strat cieplnych są większe wartości wysokości, i tym samym, przekroju kanału zakończonego uskokiem. Można jednak zauważyć porównując Rys. 81b i 82b, że wzrostowi wysokości kanału zakończonego uskokiem z 3 [mm] do 6 [mm] towarzyszy ponad dwukrotny spadek ciśnienia oleju, co nie jest korzystne z punktu widzenia pokonywania oporów przepływu w kanale doprowadzającym olej do zasilanego łożyska.

W celu sprawdzenia przebiegów zmian wartości mierzonych parametrów przy małych prędkościach obrotowych, wykonano dodatkowy pomiar objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia w zakresie prędkości obrotowych pierścienia smarującego od 50 do 500 [obr/min]. Na Rys. 84 przedstawiono otrzymane charakterystyki.



Rys. 84. Zależność (a) objętościowego natężenia przepływu i (b) ciśnienia oleju w funkcji małych prędkości obrotowych dla kanału zakończonego uskokiem i kanału zbieżnego ( $h_{1u} = 3 \text{ mm}$ ,  $h_{1z} = 3 \text{ mm}$ ,  $c = 0,65 \text{ mm}$ ,  $T = 25 \text{ °C}$ )

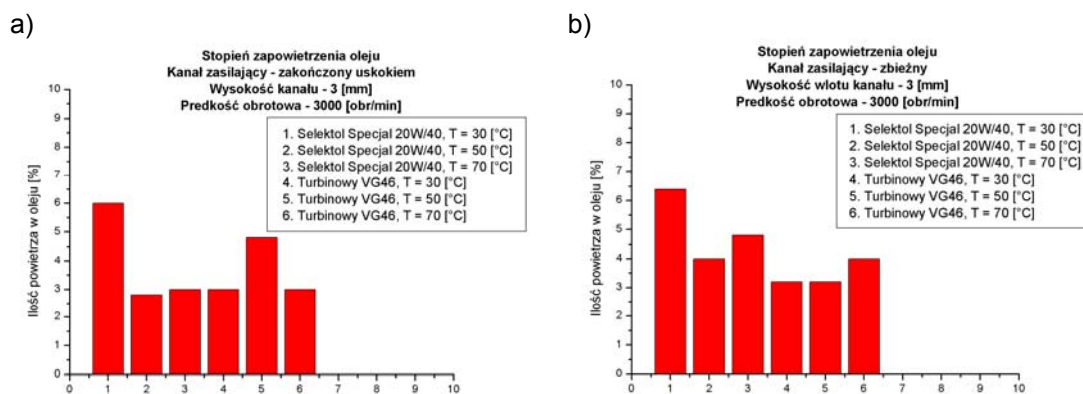
W zakresie małych prędkości obrotowych wartości objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia rosną proporcjonalnie wraz ze wzrostem prędkości obrotowej. Analogicznie jak w przypadku wcześniej omawianych charakterystyk dla większych prędkości obrotowych, większe wartości obu parametrów dotyczą wariantu kanału

zasilającego zakończonego uskokiem. Jeśli chodzi o porównanie działania układu pomiędzy dwoma badanymi olejami, to w przypadku oleju ciężkiego wartości objętościowego natężenia przepływu są mniejsze niż dla oleju średniego. Z kolei zależność pomierzonych wartości ciśnienia jest odwrotna (ciśnienie otrzymane dla oleju ciężkiego jest większe w stosunku do oleju średniego). Prawdopodobnie większa lepkość oleju wpływa na intensywniejszy efekt hydrodynamiczny (stąd uzyskane większe wartości ciśnienia), ale równocześnie powoduje wzrost oporów przepływu (stąd mniejsze wartości objętościowego natężenia przepływu).

W czasie prowadzonych pomiarów objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia oleju dla różnych prędkości obrotowych, zaobserwowano zjawisko zapowietrzania podawanego oleju. Zapowietrzanie oleju wynika z specyfiki działania badanego układu zasilania, w którym pierścień stały zanurzony do pewnej głębokości w oleju, obracając się „zabiera” część powietrza z komory nad lustrem oleju i przetłacza je razem z olejem przez kanał zasilający w kierunku wylotu. Stopień zapowietrzania oleju jest niewielki w zakresie prędkości do około 1500 [obr/min], powyżej tej prędkości wyraźnie wzrasta osiągając największą wartość przy 3000 [obr/min].

Aby sprawdzić, jaki jest stopień zapowietrzania podawanego oleju, wykonano dodatkowe doświadczenie polegające na pomiarze ilości powietrza w oleju wypływającym z układu przy maksymalnej prędkości obrotowej 3000 [obr/min]. Pomiar polegał na wypełnianiu olejem określonej objętości naczynia pomiarowego i następnie odstawieniu go, co pozwalało na stopniowe wydzielanie się powietrza. Pomiar objętości „uspokojonego” oleju odniesionej do objętości początkowej mieszaniny umożliwił określenie stopnia zapowietrzania.

Na Rys. 85 przedstawiono zmierzone procentowe wartości zapowietrzania oleju dla obu wariantów kanału zasilającego. Na podstawie przedstawionych wykresów można stwierdzić, że maksymalna ilość powietrza w podawanym oleju, dla obu wariantów kanału zasilającego przy 3000 [obr/min], nie przekracza 7 [%]. Wartość ta dotyczy oleju ciężkiego (Selektol Specjal 20W/40) w temperaturze 30 [°C]. W przypadku wyższej temperatury oleju cięższego oraz oleju średniego (Turbinowy VG46) w całym zakresie analizowanych temperatur (co jest równoznaczne z mniejszą lepkością użytych czynników smarujących), ilość powietrza w podawanym oleju jest mniejsza i zawiera się w granicach od 3 do 5 [%]. Ponadto dla kanału zbieżnego występują nieco większe ilości powietrza w podawanym oleju.



Rys. 85. Zależność procentowego zapowietrzenia oleju przy 3000 [obr/min] dla (a) kanału zakończonego uskokiem oraz (b) kanału zbieżnego ( $h_{1u} = 3$  mm,  $h_{1z} = 3$  mm,  $c = 0,65$  mm,  $T = 30; 50; 70$  °C)

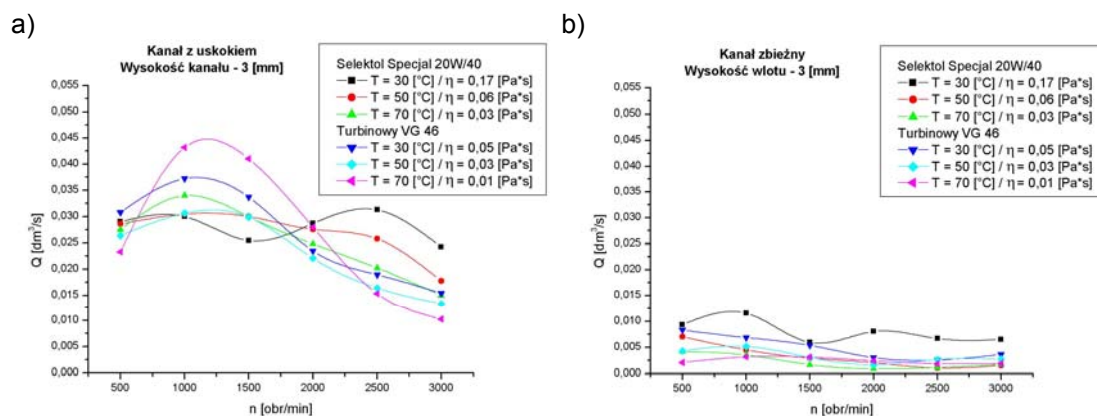
Nie ulega wątpliwości, że zapowietrzenie oleju podawanego przez badany układ zasilania jest zjawiskiem niekorzystnym jeśli chodzi o potencjalne wykorzystanie tego typu układów do zasilania łożysk ślizgowych. Zjawisko to, występujące przy dużych prędkościach obrotowych pierścienia smarującego, ma niewątpliwie istotny wpływ na otrzymane z pomiarów wartości objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia podawanego oleju. Stwierdzony spadek wartości obu mierzonych parametrów powyżej 1500 [obr/min], oprócz wcześniej omawianych przyczyn związanych z przepływem turbulentnym, jest niewątpliwie również skutkiem obecności powietrza w podawanym oleju. Trudna jest ocena skali wpływu tego zjawiska na osiąganą wydajności testowanego układu zasilania, jednak należy mieć świadomość, że wartości objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia oleju otrzymane z pomiarów przy prędkościach pierścienia smarującego powyżej 1500 [obr/min], dotyczą mieszaniny oleju z powietrzem w ilości około 5 [%].

### 7.1.3. Wpływ lepkości czynnika smarującego

Lepkość oleju jest najważniejszym czynnikiem decydującym o działaniu badanego układu zasilania. Odpowiednia lepkość umożliwia transport oleju przez pierścień smarujący i pełne wypełnienie kanału zasilającego, co gwarantuje wytworzenie przepływu czynnika smarującego o odpowiedniej wydajności w kierunku wylotu. Dodatkowo, olej przepływając przez kanał zasilający o zmiennym kształcie podlega efektowi hydrodynamicznemu. W wyniku tego w analizowanym układzie wytwarzane jest ciśnienie hydrodynamiczne, którego wartość zależy w dużej mierze od lepkości dynamicznej czynnika smarującego.

Celem zbadania wpływu lepkości oleju na własności analizowanego rozwiązania, przeprowadzone zostały testy z wykorzystaniem dwóch olejów: ciężkiego (Selektol Specjal 20W/40) oraz średniego (Turbinowy VG46). Dodatkowo, aby uwzględnić szeroki zakres zmienności lepkości użytych czynników smarowych i wpływ tego na wartości badanych parametrów, pomiary przeprowadzono dla trzech temperatur: 30, 50 i 70 [°C].

Na Rys. 86 przedstawiono otrzymane z pomiarów wartości objętościowego natężenia przepływu oleju w funkcji prędkości obrotowej dla wybranej konfiguracji obu wariantów kanałów zasilających. Zaprezentowane wyniki dotyczą kanału zakończonego uskokiem o wysokości 3 [mm], kanału zbieżnego o wysokości wlotu 3 [mm] oraz jednakowej wartości szerokości szczelin bocznych między powierzchniami pierścienia i obudowy układu zasilania wynoszącej 0,65 [mm].



Rys. 86. Zależność objętościowego natężenia przepływu oleju w funkcji prędkości obrotowej dla (a) kanału zakończonego uskokiem oraz (b) kanału zbieżnego ( $h_{lu} = 3 \text{ mm}$ ,  $h_{lz} = 3 \text{ mm}$ ,  $c = 0,65 \text{ mm}$ ,  $T = 30; 50; 70 \text{ } ^\circ\text{C}$ )

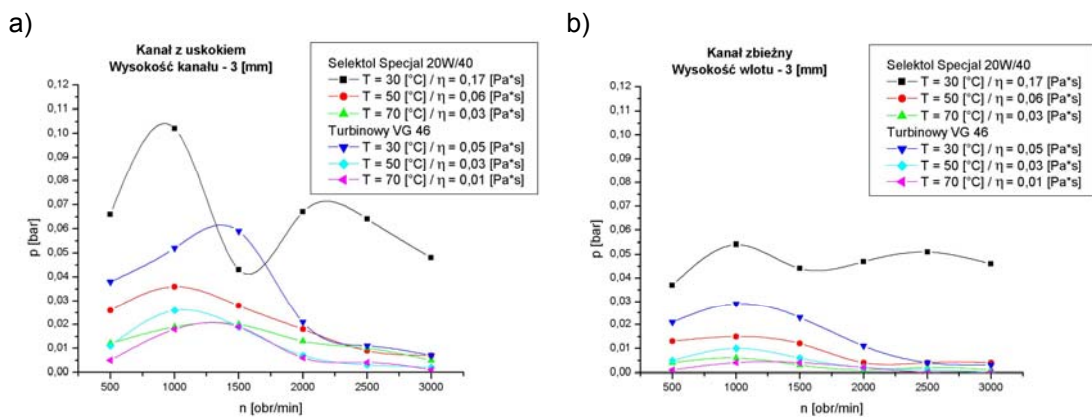
Dla kanału zasilającego zakończonego uskokiem (Rys. 86a) lepkość dynamiczna oleju dość istotnie wpływa na objętościowe natężenie przepływu. W przypadku dużej lepkości czynnika smarującego (Selektol Specjal 20W/40,  $T = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$ ), objętościowe natężenie przepływu utrzymuje się na pewnym stałym poziomie w zakresie analizowanych prędkości obrotowych z charakterystycznym lokalnym spadkiem przy prędkości około 1500 [obr/min]. Zmniejszanie lepkości oleju (Selektol Specjal 20W/40,  $T = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$ ; Turbinowy VG46,  $T = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$ ) powoduje „wygładzenie” przebiegu charakterystyk z jednoczesnym niewielkim wzrostem natężenia przepływu w zakresie prędkości do 1500 [obr/min] oraz niewielkim spadkiem - przy większych prędkościach obrotowych. Dalszy spadek lepkości oleju (Selektol Specjal 20W/40,  $T = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;

Turbinowy VG46,  $T = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) powoduje większy wzrost objętościowego natężenia przepływu do około 1500 [obr/min] i większy spadek - powyżej tej prędkości.

W przypadku kanału zasilającego zbieżnego (Rys. 86b), oprócz wyraźnie mniejszych wartości objętościowego natężenia przepływu oleju w porównaniu do poprzednio omawianego wariantu, występuje nieznaczny spadek analizowanego parametru wraz ze zmniejszeniem lepkości dynamicznej czynnika smarującego. Przy czym im wartości lepkości są mniejsze tym mniejsza jest różnica pomiędzy wyznaczonymi charakterystykami.

Porównując otrzymane charakterystyki dla skrajnych wartości lepkości dynamicznej użytych olejów, można stwierdzić, że w przypadku kanału zakończonego uskokiem, zmniejszenie lepkości powoduje wzrost objętościowego natężenia przepływu w zakresie prędkości obrotowych do 1500 [obr/min] oraz spadek wartości tego parametru powyżej tej prędkości. Dla kanału zbieżnego zmniejszenie lepkości oleju powoduje spadek wartości objętościowego natężenia przepływu w całym zakresie analizowanych prędkości, jednak większy również powyżej 1500 [obr/min].

Rysunek 87 przedstawia zależność wartości ciśnienia oleju w funkcji prędkości obrotowej dla takich samych ustawień i w sposób analogiczny jak na Rys. 86.



Rys. 87. Zależność ciśnienia oleju w funkcji prędkości obrotowej dla (a) kanału zakończonego uskokiem oraz (b) kanału zbieżnego ( $h_{1u} = 3\text{ mm}$ ,  $h_{1z} = 3\text{ mm}$ ,  $c = 0,65\text{ mm}$ ,  $T = 30; 50; 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

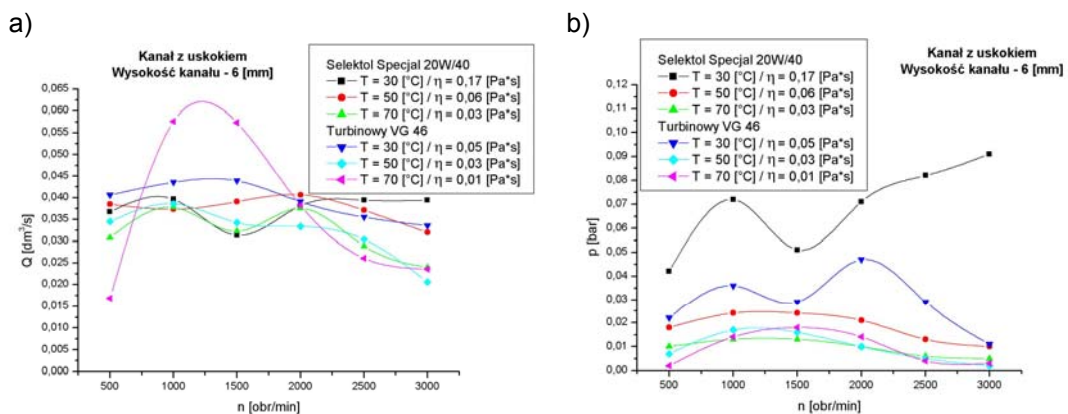
Z otrzymanych przebiegów zmian ciśnienia oleju w zależności od lepkości dynamicznej czynnika smarującego wynika, że w przypadku obu wariantów kanałów zasilających, mniejsza lepkość wiąże się z wyraźnym spadkiem wartości ciśnienia oleju na wylocie. Przebiegi zmiany wartości ciśnienia dla oleju o większej lepkości (Selektol Spezial 20W/40,  $T = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; Turbinowy VG46,  $T = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) wykazują, analogiczny w



stosunku do przebiegów natężenia przepływu omawianych wcześniej, wyraźny lokalny spadek wartości przy prędkości około 1500 [obr/min]. Natomiast istotna różnica w stosunku do przebiegów objętościowego natężenia przepływu oleju, to wyraźniejszy spadek wartości ciśnienia (szczególnie przy większej lepkości oleju) wraz ze wzrostem prędkości obrotowej. Dla mniejszych lepkości olejów, występuje mniejszy spadek ciśnienia wraz ze wzrostem prędkości obrotowej.

Charakterystyki przedstawione na Rys. 87 wykazują, że lepkość oleju ma zasadniczy wpływ na uzyskiwane wartości ciśnienia oleju podawanego przez analizowany układ zasilania, zdecydowanie większy niż w przypadku objętościowego natężenia przepływu.

Zależność objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia oleju w funkcji prędkości obrotowej dla kanału zakończonego uskokiem o wysokości 6 [mm] (dodatkowy zakres pomiarów) przedstawiono na Rys. 88.



Rys. 88. Zależność (a) objętościowego natężenia przepływu i (b) ciśnienia oleju w funkcji prędkości obrotowej dla kanału zakończonego uskokiem ( $h_{1u} = 6$  mm,  $c = 0,65$  mm,  $T = 30; 50; 70$  °C)

Zwiększenie wysokości kanału zakończonego uskokiem z 3 [mm] do 6 [mm], oprócz wspomnianego w poprzednim podpunkcie niewielkiego wzrostu wartości objętościowego natężenia przepływu, powodują znacznie większe zmiany przebiegów tego parametru wraz ze zmianą lepkości oleju (Rys. 88a). Charakter zmian jest analogiczny jak dla kanału o wysokości 3 [mm], jednak zmniejszenie lepkości powodują zdecydowanie większy wzrost natężenia przepływu w zakresie prędkości do 1500 [obr/min], oraz mniejszy spadek powyżej tej prędkości. Poza skrajnymi wartościami lepkości użytych olejów, przebiegi objętościowego natężenia przepływu w funkcji prędkości obrotowej są bardziej ustabilizowane na określonym poziomie niż dla

kanału o dwukrotnie mniejszej wysokości. Związane to jest z mniejszymi oporami przepływu oleju w kanale o większym przekroju poprzecznym.

W przypadku przebiegów ciśnienia oleju w funkcji prędkości obrotowej dla kanału z uskokiem o wysokości 6 [mm] (Rys. 88b), poza mniejszymi wartościami tego parametru niż dla kanału o wysokości 3 [mm], występuje nieco mniejszy spadek ciśnienia powyżej 1500 [obr/min], szczególnie dla większych wartości lepkości oleju. Wynika to z tego, że w zakresie prędkości powyżej 1500 [obr/min] dla większej wysokości kanału, występuje przepływ turbulentny z dużymi skokami ciśnienia. Realizacja pomiaru ciśnienia poprzez uśrednienie maksymalnych i minimalnych wartości sprawiła, że otrzymane wyniki są „zawyżane” za sprawą występowania dużych pików chwilowego maksymalnego ciśnienia w przepływie silnie pulsacyjnym i zaburzonym.

Wpływ lepkości dynamicznej oleju na efektywność działania testowanego układu zasilania łączy w sobie mechanizm „napędowy” zabierania oleju przez pierścień smarujący, wypełniania kanału zasilającego i efektu hydrodynamicznego za sprawą zmiennego przekroju kanału (tym zjawiskom sprzyja większa lepkość oleju) oraz strat przepływu w kanale zasilającym (mniejszym stratom sprzyja mniejsza lepkość oleju). Zatem w zależności od wartości lepkości dynamicznej oleju w badanym układzie zasilania uzyskuje się przepływ czynnika o wydajności uzależnionej od wymienionych dwóch mechanizmów.

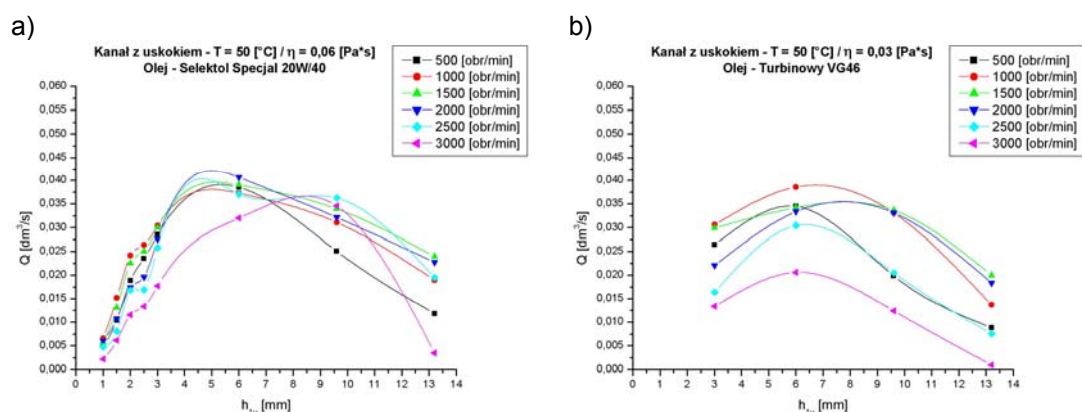
#### **7.1.4. Wpływ wysokości kanału zasilającego**

Wysokość kanału zasilającego zakończonego uskokiem i wysokość wlotu kanału zbieżnego to podstawowy parametr określający geometrię testowanego układu zasilania. Parametr ten określa wielkość przekroju poprzecznego kanału zasilającego i tym samym jego wartość ma zasadniczy wpływ na osiąganą wydajność układu. Podstawowym celem badań wpływu wysokości kanału na własności testowanego układu jest określenie optymalnej jego wartości dla otrzymania korzystnych relacji pomiędzy mierzonymi parametrami.

Zakres analizowanych wysokości przyjęty został na podstawie szacunków przedstawionych w podpunkcie 5.1.1, obejmując dla obu wariantów kanałów pięć wartości: 1; 1,5; 2; 2,5 i 3 [mm]. Uzyskane na podstawie pomiarów maksymalne wartości objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia oleju dla największej spośród przyjętych wartości analizowanego parametru zasugerowały, że korzystniejsze wartości

mierzonych parametrów odpowiadają większym wysokością kanału zasilającego. Przyczyniło to się do wykonania dodatkowej serii badań dla wybranego korzystniejszego wariantu kanału z uskokiem o wysokości: 6; 9,6 i 13,2 [mm].

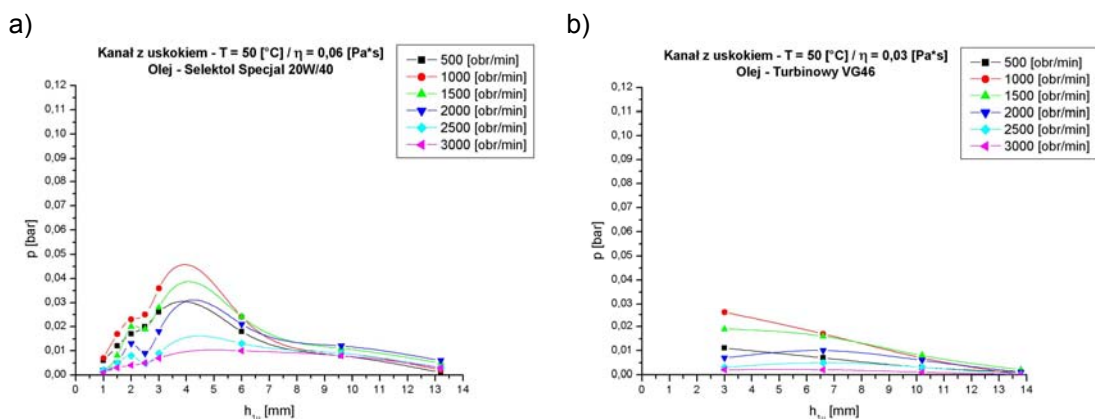
Zależności objętościowego natężenia przepływu w funkcji wysokości kanału zakończonego uskokiem dla dwóch badanych czynników smarujących przedstawiono na Rys. 89.



Rys. 89. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji wysokości kanału zakończonego uskokiem dla (a) oleju Selektol Spezial 20W/40 oraz (b) oleju Turbinowego VG46 ( $c = 0,65$  mm,  $T = 50$  °C)

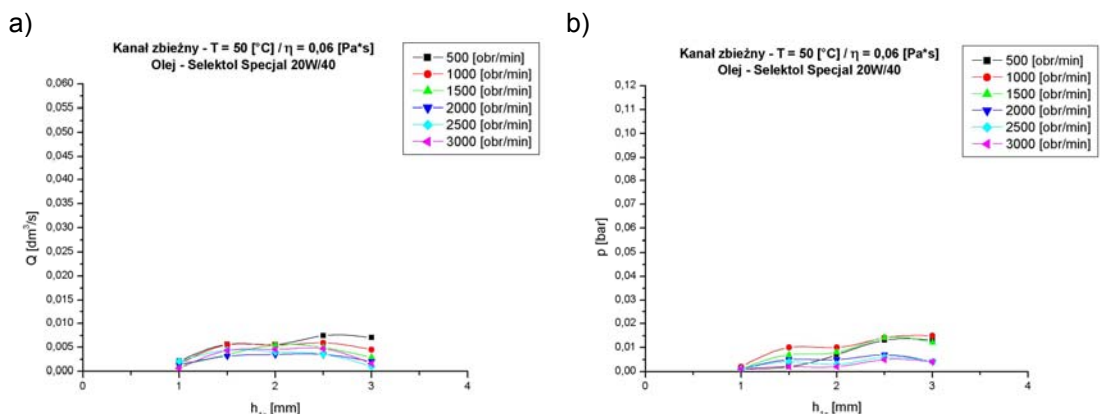
W przypadku wariantu kanału zakończonego uskokiem i oleju ciężkiego (Selektol Spezial 20W/40), maksymalne wartości objętościowego natężenia przepływu w zakresie prędkości obrotowych 500 ÷ 2000 [obr/min] przypadają dla wysokości kanału w granicach 4 ÷ 6 [mm], natomiast dla prędkości powyżej 2000 [obr/min] odpowiadają one wysokości większej w granicach 8 ÷ 10 [mm]. Natomiast dla oleju średniego (Turbinowy VG46) zakres optymalnych wysokości kanału wynosi 5 ÷ 7 [mm] przy prędkościach obrotowych w zakresie 500 ÷ 1000 [obr/min] i 2500 ÷ 3000 [obr/min] oraz 8 ÷ 10 [mm] dla prędkości obrotowych w zakresie 1500 ÷ 2000 [obr/min].

Na Rys. 90 przedstawiono zależność otrzymanych wartości ciśnienia oleju podawanego przez badany układ zasilania w funkcji wysokości wlotu kanału zakończonego uskokiem dla dwóch wykorzystywanych olejów. Maksymalna wartość otrzymanego z pomiarów ciśnienia dla oleju ciężkiego (Selektol Spezial 20W/40) przypada dla wysokości kanału wynoszącej około 4 [mm]. W przypadku oleju średniego (Turbinowy VG46) przy prędkościach w zakresie 500 ÷ 1500 [obr/min] maksymalne ciśnienie osiągnięte jest dla wysokości kanału mniejszej niż 3 [mm], natomiast dla prędkości w zakresie 2000 ÷ 3000 [obr/min] dla wysokości kanału w granicach 6 ÷ 7 [mm].



Rys. 90. Zależność ciśnienia w funkcji wysokości kanału zakończonego uskokiem dla (a) oleju Selektol Specjal 20W/40 oraz (b) oleju Turbinowego VG46 ( $c = 0,65 \text{ mm}$ ,  $T = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ )

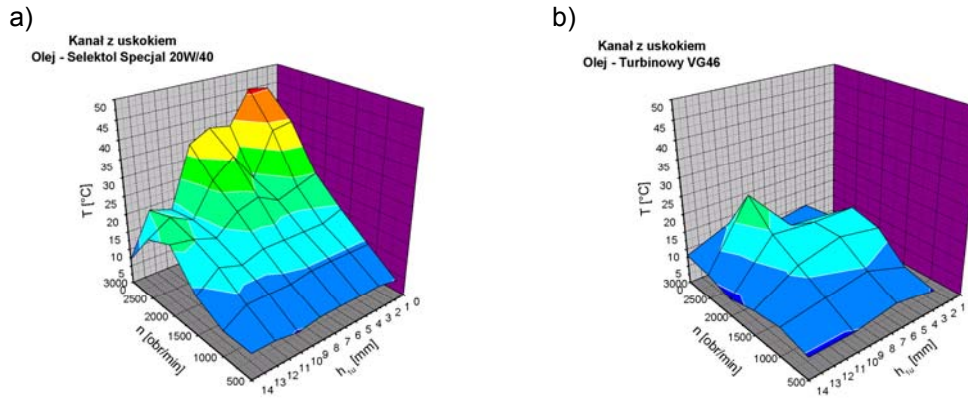
Zależność objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia oleju w funkcji wysokości wlotu kanału zbieżnego dla oleju ciężkiego (Selektol Specjal 20W/40) przedstawiono na Rys. 91.



Rys. 91. Zależność (a) objętościowego natężenia przepływu oraz (b) ciśnienia w funkcji wysokości wlotu kanału zbieżnego dla oleju Selektol Specjal 20W/40 ( $c = 0,65 \text{ mm}$ ,  $T = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ )

W przypadku kanału zbieżnego, małym wartościom obu mierzonych parametrów towarzyszy również mała ich zmiana w zakresie analizowanych wysokości wlotu. Maksymalne wartości objętościowego natężenia przepływu odpowiadają tej samej wysokości wlotu kanału, która wynosi około 2,5 [mm]. Jeśli chodzi o maksymalne wartości ciśnienia, to w zakresie prędkości obrotowych 500 ÷ 1000 [obr/min] odpowiadają one wysokości wlotu około 3 [mm], natomiast dla prędkości w zakresie 1500 ÷ 3000 [obr/min], podobnie jak w przypadku objętościowego natężenia przepływu, wysokości około 2,5 [mm].

Na Rys. 92 przedstawiono zależność przyrostu temperatury badanego układu zasilania w wyniku współpracy pierścienia i prowadnicy tworzącej kanał zakończony uskokiem w funkcji wysokości kanału.



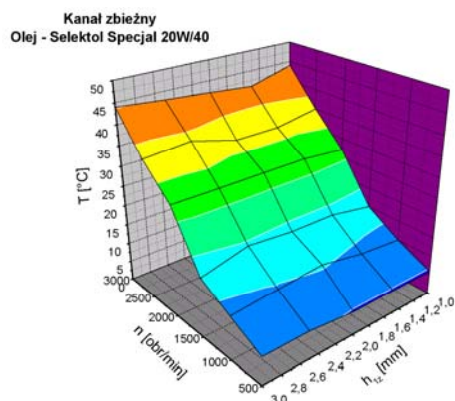
Rys. 92. Przyrost temperatury stabilizacji układu w funkcji prędkości obrotowej oraz wysokości kanału z uskokiem dla (a) oleju Selektol Specjal 20W/40 i (b) oleju Turbinowego VG46 ( $c = 0,65 \text{ mm}$ )

Badany układ z prowadnicą tworzącą kanał zasilający zakończony uskokiem w przypadku testów z wykorzystaniem oleju ciężkiego (Selektol Specjal 20W/40) charakteryzuje się jednakowym poziomem strat ciepłych w przedziale prędkości obrotowych  $500 \div 1500 \text{ [obr/min]}$  dla wszystkich analizowanych wysokości kanału (Rys. 92a). Zdecydowanie większe wartości temperatury, a co za tym idzie większe straty ciepłe, występują dla prędkości obrotowych powyżej  $2000 \text{ [obr/min]}$ , przy czym zmierzona temperatura obniża się wraz ze wzrostem wysokości kanału.

Pomiary przyrostu temperatury układu zasilania przy wykorzystaniu oleju średniego (Turbinowy VG46) wykazują stabilny poziom strat ciepłych w zakresie wysokości kanału  $3 \div 13 \text{ [mm]}$ , z wyjątkiem lokalnego spadku wartości temperatur dla wysokości  $5 \div 7 \text{ [mm]}$  przy prędkościach  $2000 \div 3000 \text{ [obr/min]}$ . Przyczyną jest omawiana wcześniej mniejsza wydajność analizowanego układu, występująca przy prędkościach obrotowych powyżej  $2000 \text{ [obr/min]}$  dla tego zakresu wysokości.

Przyrost temperatury testowanego układu zasilania z kanałem zbieżnym dla oleju Selektol Specjal 20W/40 przedstawia Rys. 93. Badany układ zasilania przy wykorzystaniu oleju ciężkiego charakteryzuje się jednakowym poziomem strat ciepłych dla całego zakresu analizowanych wysokości wlotu w granicach  $1 \div 3 \text{ [mm]}$ . Zmierzone wartości temperatury dla prędkości obrotowych w zakresie  $2000 \div 3000 \text{ [obr/min]}$  i wysokości wlotu  $2 \div 3 \text{ [mm]}$  są znacznie większe niż dla kanału

zakończonego uskokiem. Świadczy to o zdecydowanie większych stratach cieplnych towarzyszących działaniu tego wariantu układu zasilania.



Rys. 93. Przyrost temperatury stabilizacji układu w funkcji prędkości obrotowej oraz wysokości wlotu kanału zbieżnego dla oleju Selektol Specjal 20W/40 ( $c = 0,65$  mm)

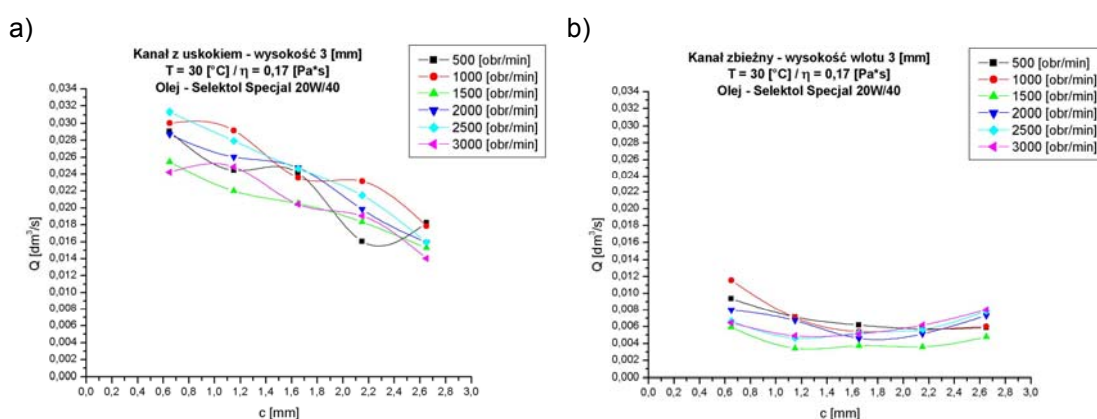
Analizując wyniki pomiarów trzech mierzonych parametrów pod kątem określenia optymalnej wysokości kanału z uskokiem i wysokości wlotu kanału zbieżnego nie można wskazać jednoznacznych ich wartości dla całego zakresu analizowanych prędkości obrotowych. Uwzględniając sugerowany w poprzednim podpunkcie korzystny obszar działania badanego układu zasilania dla zakresu prędkości obrotowych do 1500 [obr/min], najkorzystniejsze wartości wysokości kanału zakończono uskokiem zawierają się w zakresie  $3 \div 5$  [mm] dla oleju ciężkiego oraz  $4 \div 6$  [mm] dla oleju średniego. Mniejszym wartościom wysokości kanału z podanych zakresów odpowiadają większe wartości ciśnienia osiąganego przez testowany układ zasilania, natomiast większym wartościom, nieco mniejsze straty cieplne. Wykorzystanie oleju ciężkiego wiąże się również z większymi wartościami ciśnienia, jakie można osiągnąć, ale równocześnie towarzyszą temu większe straty cieplne.

Należy zaznaczyć, że zwiększona nadmiernie wysokość kanału zasilającego może być niekorzystna z punktu widzenia osiąganego wydajności przez układ za sprawą możliwego przzerwania strumienia (klina) oleju na przykład pod wpływem gwałtownego wzrostu temperatury oleju (co wiąże się z spadkiem jego lepkości i pogorszeniem zdolności do wypełnienia kanału zasilającego). Z tego względu, aby zapewnić dużą niezawodność zasilanego łożyska wskazane jest dobieranie mniejszych wartości spośród podanych wysokości kanału zasilającego.

### 7.1.5. Wpływ szerokości szczelin bocznych między pierścieniem i obudową

Istnienie szczelin bocznych (luzów) między powierzchniami bocznymi pierścienia smarującego i obudowy układu zasilania jest konieczne za względu na swobodę obrotów pierścienia. Jednym z celów prowadzonych badań było sprawdzenie wpływu wielkości szczelin na mierzone parametry określające użyteczność testowanego układu zasilania. Ze względu na przyjęte założenie o jednakowym wpływie szerokości szczelin bocznych na działanie analizowanego układu zasilania, niezależnym (lub w niewielkim stopniu zależnym) od wartości wysokości kanału z uskokiem lub wysokości wlotu kanału zbieżnego, badania przeprowadzono dla wybranej wartości tego parametru - 3 [mm]. Testy przeprowadzono dla pięciu wartości szerokości szczelin 0,65; 1,15; 1,65; 2,15; 2,65 [mm] przy wykorzystaniu oleju ciężkiego Selektol Specjal 20W/40.

Na Rys. 94 przedstawiono zależność pomierzonych wartości objętościowego natężenia przepływu oleju w funkcji szerokości szczelin bocznych dla obu kształtów kanału zasilającego.

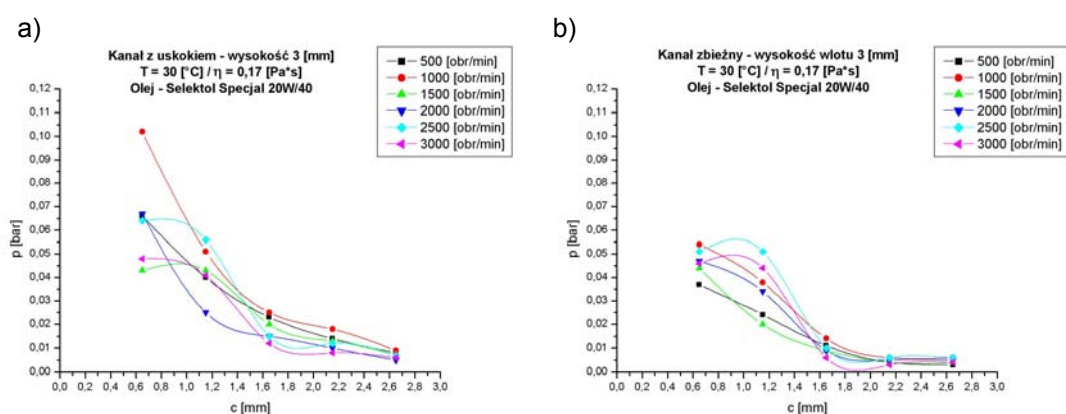


Rys. 94. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji szerokości szczelin bocznych dla (a) kanału z uskokiem oraz (b) kanału zbieżnego (Selektol Specjal 20W/40,  $h_{1u} = 3$  mm,  $h_{1z} = 3$  mm,  $T = 30$  °C)

W przypadku kanału zakończonego uskokiem zwiększenie szerokości szczelin bocznych powoduje wyraźny spadek pomierzonych wartości objętościowego natężenia przepływu oleju, przy czym spadek ten jest w zasadzie niezależny od prędkości obrotowej, co wynika z pokrywania się otrzymanych charakterystyk. Dla kanału zbieżnego występują wyraźnie mniejsze zmiany wartości objętościowego natężenia przepływu wraz ze zmianą szerokości szczelin bocznych. W zakresie prędkości obrotowych do 1500 [obr/min] wartości natężenia przepływu spadają wraz ze wzrostem szerokości szczelin bocznych, natomiast przy większych prędkościach występują

niewielki wzrost natężenia przepływu. Związane jest to z tym, że w przypadku kanału zbieżnego o małym przekroju w okolicy wylotu powiększone szczeliny boczne ułatwiają przepływ oleju w kierunku wylotu z końcowego obszaru kanału zasilającego. Olej przepływa zatem w kierunku wylotu nie tylko przez obszar główny kanału, ale również przez powiększone szczeliny boczne, co powoduje w efekcie intensywniejszy strumień podawanego oleju.

Zależność wartości ciśnienia oleju w funkcji szerokości szczelin bocznych dla obu kształtów kanału zasilającego przedstawiono na Rys. 95.



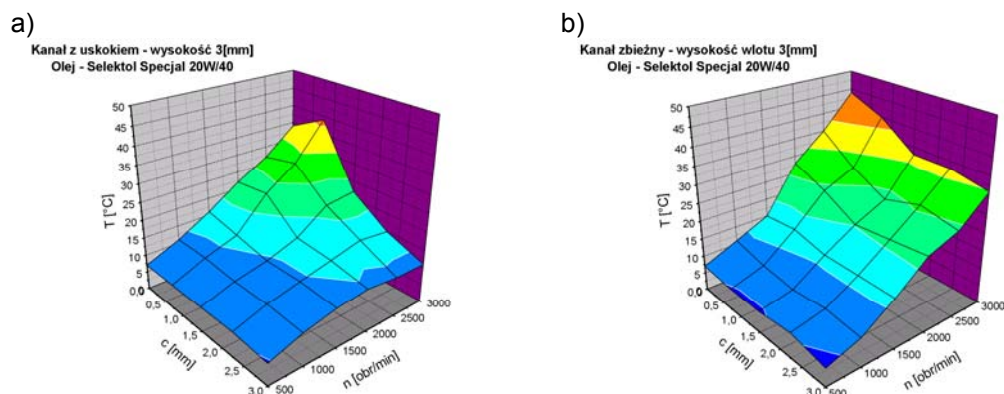
Rys. 95. Zależność ciśnienia w funkcji szerokości szczelin bocznych dla (a) kanału z uskokiem oraz (b) kanału zbieżnego (Selektol Specjal 20W/40,  $h_{1u} = 3 \text{ mm}$ ,  $h_{1z} = 3 \text{ mm}$ ,  $T = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ )

Zarówno w przypadku kanału zasilającego zakończony uskokiem, jak i kanału zbieżnego, zwiększenie szerokości szczelin bocznych powoduje wyraźny spadek mierzonych wartości ciśnienia. Wynika to z przecieków oleju przepływającego w kanale zasilającym, które rosną wraz z zwiększaniem szerokości szczelin bocznych.

Na Rys. 96 przedstawiono zależność przyrostu temperatury badanego układu zasilania w funkcji prędkości obrotowej oraz szerokości szczelin między pierścieniem smarującym i obudową łożyska. Zmniejszenie szerokości szczelin bocznych między pierścieniem smarującym i prowadnicą hydrodynamiczną powoduje znaczne zwiększenie temperatury badanego układu zasilania. Wynika to z intensywniejszego ścinania oleju i związanym z tym wzrostem temperatury układu w przypadku przepływu w wąskich szczelinach bocznych, wymuszonego przez ruchome powierzchnie pierścienia smarującego. Największy wzrost temperatury występuje dla kanału zbieżnego przy szerokościach szczelin do około 2 [mm] w zakresie prędkości obrotowych powyżej 1500 [obr/min] (Rys. 96b). Z kolei najmniejszy wzrost pomierzonej temperatury testowanego układu w całym zakresie analizowanych



prędkości odpowiada szerokości szczelin powyżej około 1,5 [mm] dla kanału z uskokiem (Rys. 96a). Powiększenie szerokości szczelin bocznych sprzyja więc obniżeniu strat cieplnych towarzyszących działaniu analizowanego układu zasilania.



Rys. 96. Przyrost temperatury stabilizacji układu w funkcji prędkości obrotowej oraz szerokości szczelin bocznych dla (a) kanału z uskokiem oraz (b) kanału zbieżnego (Selektol Specjal 20W/40,  $h_{1u} = 3 \text{ mm}$ ,  $h_{1z} = 3 \text{ mm}$ )

Przeprowadzone testy wykazały istotne znaczenie wielkości szczelin oddzielających powierzchnie ruchome pierścienia smarującego od powierzchni obudowy na działanie badanego układu zasilania. Wartość tego parametru powinna być tak dobierana, aby z jednej strony zapewnić odpowiednio duże natężenie przepływu i ciśnienie podawanego oleju, a z drugiej strony aby nie powodować nadmiernego powiększania strat cieplnych.

#### 7.1.6. Wybór najkorzystniejszej konfiguracji układu zasilania

Jednym z celów prowadzonych badań jest analiza porównawcza dwóch wariantów kształtu kanału zasilającego w testowanym układzie zasilania. Oba kształty kanału mają wspólne wymiary poza wysokością, która ma jednakową wartość na całej długości w przypadku kanału zakończonego uskokiem, oraz która zmniejsza się od ustalonej wartości na początku kanału zbieżnego w kierunku jego wylotu. W prowadzonych testach badano wpływ takich samych wartości wysokości kanału zakończonego uskokiem i wysokości wlotu kanału zbieżnego, co umożliwiło porównanie właściwości badanego układu zasilania dla obu wariantów kształtu przewodnicy hydrodynamicznej.

Przeprowadzona w podpunktach 7.1.2 ÷ 7.1.5 analiza porównawcza wartości trzech mierzonych parametrów i ich zmian w funkcji prędkości obrotowej dla dwóch wariantów kształtu kanału zasilającego wykazała jednoznacznie jako korzystniejsze rozwiązanie – kanał zasilający zakończony uskokiem. Wariant ten umożliwia uzyskanie

największych wartości objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia podawanego oleju. Dzięki temu możliwe jest dostarczanie odpowiedniej ilości oleju do zasilanego łożyska oraz pokonanie ewentualnych oporów przepływu w kanale dopływowym do szczeliny smarowej. Przepływ oleju w kanale zasilającym o jednakowej wysokości i tym samym jednakowym przekroju poprzecznym charakteryzuje się ponadto mniejszymi stratami cieplnymi, niż w przypadku kanału zbieżnego o małym przekroju poprzecznym w pobliżu wylotu.

Określenie najkorzystniejszej konfiguracji geometrycznej badanego układu z prowadnicą hydrodynamiczną tworzącą kanał zasilający zakończony uskokiem umożliwia otrzymane wyniki pomiarów trzech analizowanych parametrów przedstawione dla wybranych danych wejściowych w podpunktach 7.1.4 i 7.1.5. W celu ułatwienia wyboru, zestawiono je w Zał. 1 ÷ 6 (najkorzystniejsze wartości otrzymanych parametrów zaznaczono pogrubionym drukiem).

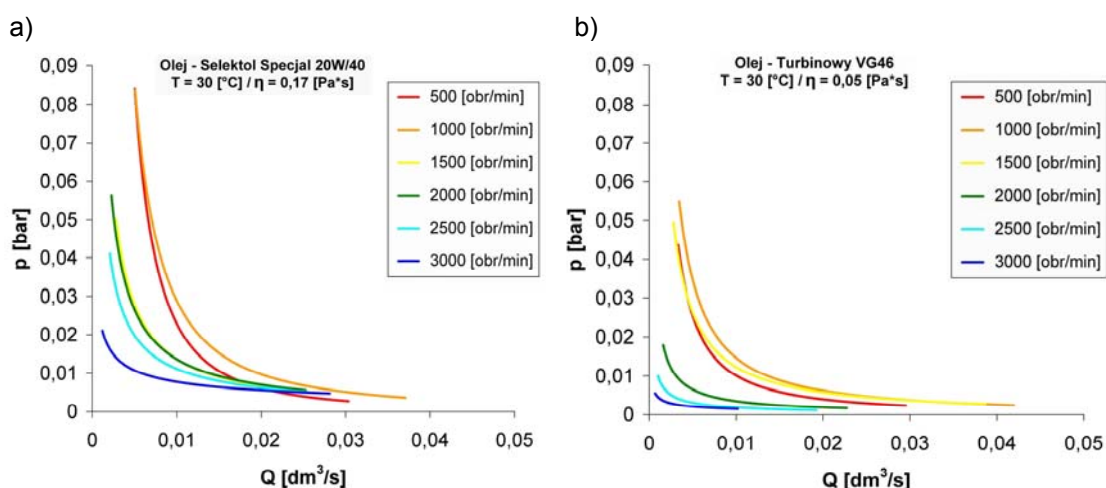
Ze względu na przeciwstawne relacje pomiędzy najkorzystniejszymi wartościami objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia podawanego oleju w stosunku do przyrostu temperatury stabilizacji układu, przy wyborze najkorzystniejszej konfiguracji testowanego rozwiązania kierowano się następującymi przesłankami:

- otrzymane maksymalne wartości objętościowego natężenia przepływu są kilkakrotnie większe niż wymagane do właściwego smarowania łożyska poprzecznego o średnicy czopa odpowiedniej do geometrii testowanego układu zasilania (porównanie wymaganej ilości oleju do smarowania łożyska testowego i osiąganego przez wybrane ustawienie badanego układu zasilania zawarto w punkcie 9.1),
- ważnym czynnikiem mającym wpływ na skuteczne doprowadzanie oleju do smarowanego łożyska jest odpowiednia wartość ciśnienia oleju, jaką można uzyskać wykorzystując analizowany układ zasilania (pokonywanie potencjalnych oporów przepływu w kanale łączącym układ zasilający i szczelinę smarową łożyska),
- zbyt mała wysokość kanału zasilającego charakteryzuje się większymi stratami cieplnymi układu, szczególnie w przypadku dużej lepkości oleju, co ma istotne znaczenie w przypadku stanów przejściowych (rozruchu łożyska przy niskiej temperaturze czynnika smarującego),

- zbyt duża wysokość kanału zasilającego jest niekorzystna z punktu widzenia niezawodności analizowanego układu w przypadku obniżenia poziomu oleju w zbiorniku oraz nadmiernego wzrostu temperatury oleju (spadek zdolności do wypełnienia kanału zasilającego olejem).

Uwzględniając powyższe czynniki, jako najkorzystniejszą konfigurację geometryczną badanego układu, wybrano wariant kanału zasilającego utworzony przez prowadnicę hydrodynamiczną z uskokiem o wysokości 3 [mm] i szerokości szczelin bocznych 0,65 [mm]. Wybrana konfiguracja zapewnia uzyskanie odpowiednio dużych wartości objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia podawanego oleju dla szerokiego zakresu prędkości obrotowych i lepkości czynnika smarującego przy jednocześnie umiarkowanych stratach cieplnych towarzyszących działaniu układu.

Na Rys. 97 przedstawiono charakterystyki ciśnienia w funkcji objętościowego natężenia przepływu oleju wyznaczone na podstawie dodatkowych pomiarów dla wybranego ustawienia testowanego układu zasilania. Przedstawione charakterystyki otrzymano mierząc wartości obu parametrów przy różnych stopniach otwarcia zaworu umieszczonego bezpośrednio za wylotem kanału zasilającego. Krzywe na wykresach są liniami trendu wyznaczonymi na podstawie kilku punktów odpowiadających zmierzonym wartościom obu parametrów dla ustalonych ustawień pokręćła zaworu wylotowego.



Rys. 97. Charakterystyka ciśnienia w funkcji objętościowego natężenia przepływu oleju wybranej konfiguracji kanału zasilającego wyznaczona dla (a) oleju Selektol Spezial 20W/40 oraz (b) oleju Turbinowego VG46 w temperaturze 30 [°C]

Otrzymane zależności ciśnienia i objętościowego natężenia przepływu charakteryzują wybraną konfigurację testowanego układu zasilania, potwierdzając jej

użyteczność do zasilania łożyska ślizgowego olejem. Porównanie obu wykresów na Rys. 97 uwidacznia różnice w działaniu badanego układu zasilania przy wykorzystaniu olejów o różnej lepkości dynamicznej. Można zauważyć między innymi mniejsze wartości ciśnienia osiąganego przez testowany układ zasilania dla oleju średniego (o mniejszej lepkości dynamicznej) w porównaniu do oleju ciężkiego.

## 7.2. Statystyczne opracowanie wyników badań – model regresyjny obiektu

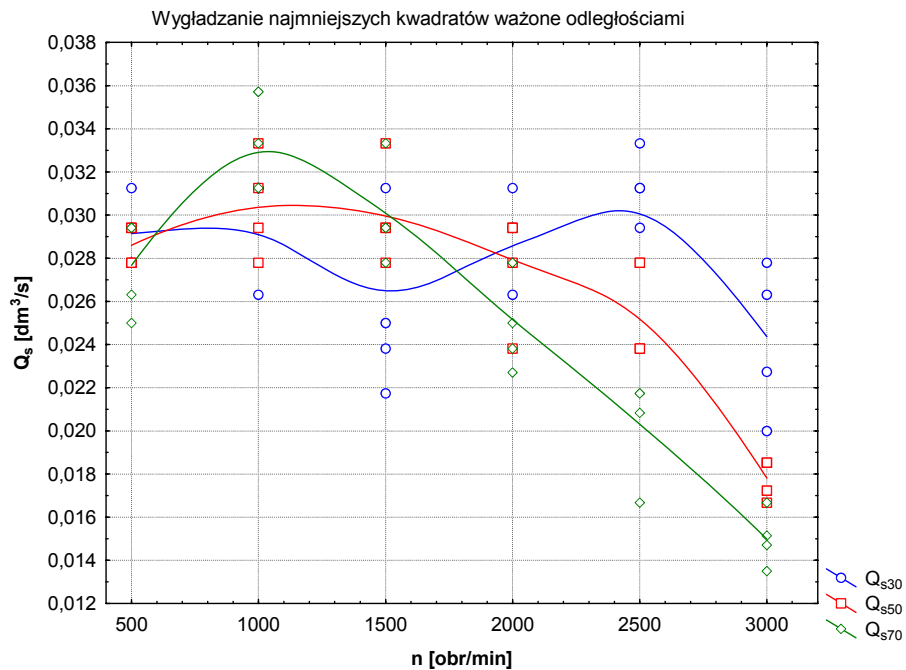
Dla wybranej konfiguracji geometrycznej układu zasilana, a więc dla kanału zasilającego utworzonego przez prowadnice hydrodynamiczną z uskokiem o wysokości 3 [mm] i szerokości szczelin bocznych 0,65 [mm], wykonano statystyczne opracowanie wyników pomiarów. Obróbce poddano otrzymane wyniki badań dla dwóch olejów: Selektol Special 20W/40 (olej ciężki) i Turbinowy VG46 (olej średni), uwzględniając pomiary przy trzech poziomach temperatury: 30, 50 i 70 [°C]. Analiza dotyczyła otrzymanych charakterystyk objętościowego natężenia przepływu oraz ciśnienia oleju u wylotu kanału zasilającego. Uwzględnione wyniki pomiarów zestawiono w Zał. 7 ÷ 12.

Wykonane pomiary ciśnienia oleju charakteryzowały się trudnością z interpretacją reprezentatywnej wartości pomiarowej w danych warunkach, ponieważ ze względu na złożoność zjawisk związanych z przepływem w miejscu dokonywania pomiaru wystąpiły duże wahania mierzonej wartości. W rezultacie rejestrowano rozstęp wartości ciśnienia oleju (maksymalną i minimalną wartość), przyjmując wartość średnią jako wielkość poddawaną dalszej ocenie. Tym samym zmniejszona została liczba obserwacji poddawanych analizie statystycznej. Przyjęcie jako wielkości pomiarowych wartości skrajnych ciśnienia oleju spowodowałoby jednak zafałszowanie rzeczywistej wartości odchylenia standardowego badanej populacji.

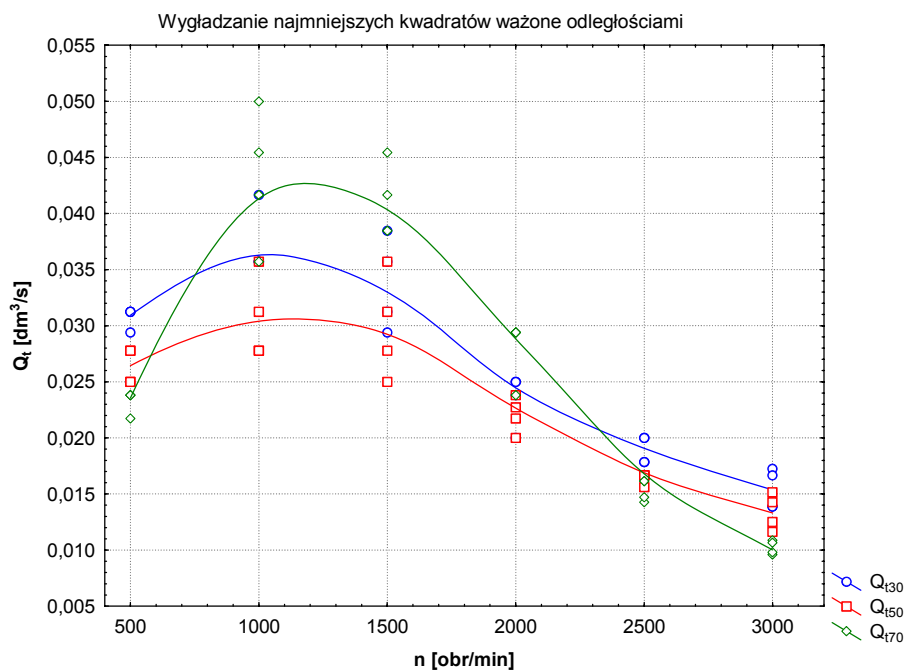
Przyjęto, że charakterystyki układu stanowią funkcje regresji II rodzaju o współczynnikach wyznaczonych metodą najmniejszych kwadratów na podstawie zebranych wyników pomiarów. Ponieważ postać funkcji nie jest znana, wykonano szereg wykresów dwuwymiarowych dla zorientowania się, jaki typ zależności może być brany pod uwagę.

Na Rys. 98 i 99 przedstawiono wykresy zależności objętościowego natężenia przepływu  $Q$  w funkcji prędkości obrotowej  $n$  dla podanych poziomów temperatury, odpowiednio dla oleju Selektol Specjal 20W/40 i oleju Turbinowego VG46. Na rysunkach naniesiono punkty pomiarowe dla zilustrowania rozrzutu danych doświadczalnych. Wykresy stanowią linie odpowiadające najmniejszym kwadratam

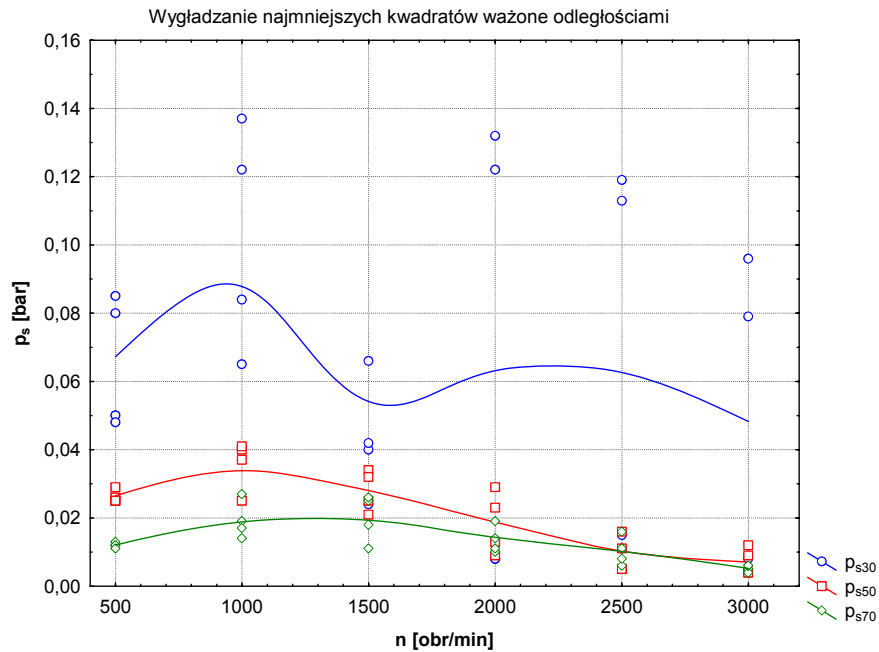
odchyień (ważone odległościami punktów doświadczalnych od wyznaczonych linii). Analogiczny układ wykresów odnoszących się do wartości ciśnienia oleju przedstawiono na Rys. 100 i 101.



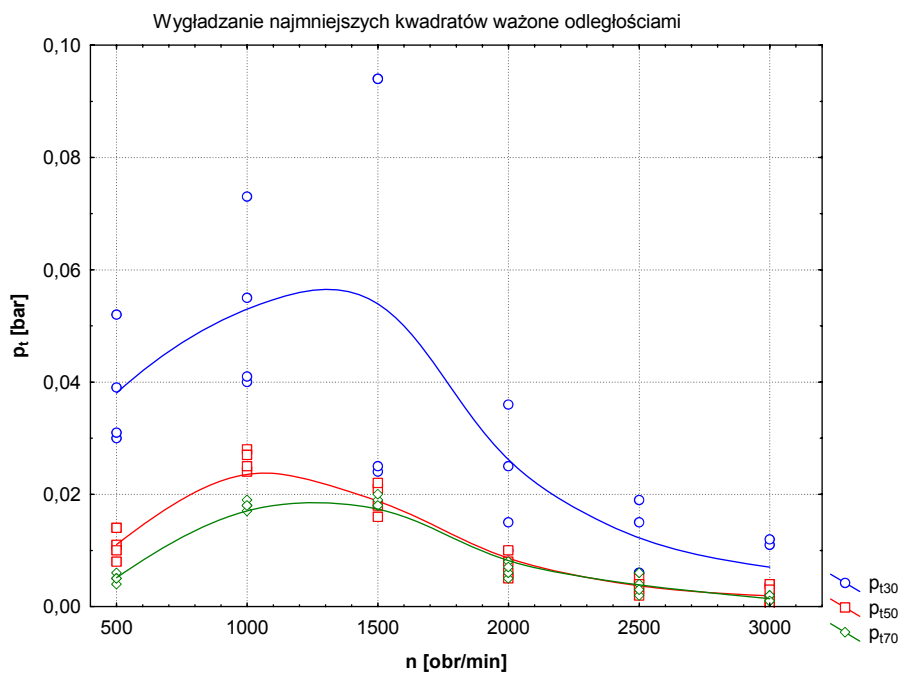
Rys. 98. Objętościowe natężenie przepływu oleju Selektol Spezial 20W/40 w funkcji prędkości obrotowej pierścienia w temperaturach 30, 50 i 70 [°C]



Rys. 99. Objętościowe natężenie przepływu oleju Turbinowego VG46 w funkcji prędkości obrotowej pierścienia w temperaturach 30, 50 i 70 [°C]



Rys. 100. Ciśnienie oleju Selektol Specjal 20W/40 u wylotu kanału w funkcji prędkości obrotowej pierścienia w temperaturach 30, 50 i 70 [°C]



Rys. 101. Ciśnienie oleju Turbinowego VG46 u wylotu kanału w funkcji prędkości obrotowej pierścienia w temperaturach 30, 50 i 70 [°C]

Na obu typach wykresów zaznacza się odstępstwo charakterystyk dla oleju Selektol Specjal 20W/40 w temperaturze 30 [°C] (linia ma dwa ekstrema lokalne). Postać pozostałych wykresów jest jakościowo podobna. Przebieg linii na wykresach wskazuje, że modelu regresyjnego należy szukać w grupie funkcji wielomianowych.

Model regresyjny obiektu można zatem przedstawić zależnościami (44) i (45).

$$Q = f_1\{n, \eta\} \quad (44)$$

$$p = f_2\{n, \eta\} \quad (45)$$

gdzie:  $Q$  – objętościowe natężenie przepływu [ $\text{dm}^3/\text{s}$ ],  $n$  – prędkość obrotowa pierścienia [obr/min],  $\eta$  – lepkość dynamiczna [ $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ],  $f_1$  i  $f_2$  – arbitralnie wybrane funkcje o współczynnikach wyznaczonych metodą najmniejszych kwadratów

W zależnościami (44) i (45) zamiast temperatury, która stanowiła czynnik określający warunki eksperymentu, występuje lepkość dynamiczna, jako wielkość istotna dla zjawisk towarzyszących przepływowi oleju w kanale zasilającym. Pozwala to na połączenie wyników pomiarów dla obu olejów w celu oszacowania charakterystyk  $Q$  i  $p$ . Wartości lepkości dynamicznej wykorzystywanych olejów odpowiadające uwzględnianym temperaturom zawarte są w podpunkcie 6.2.3 (Tab. 11).

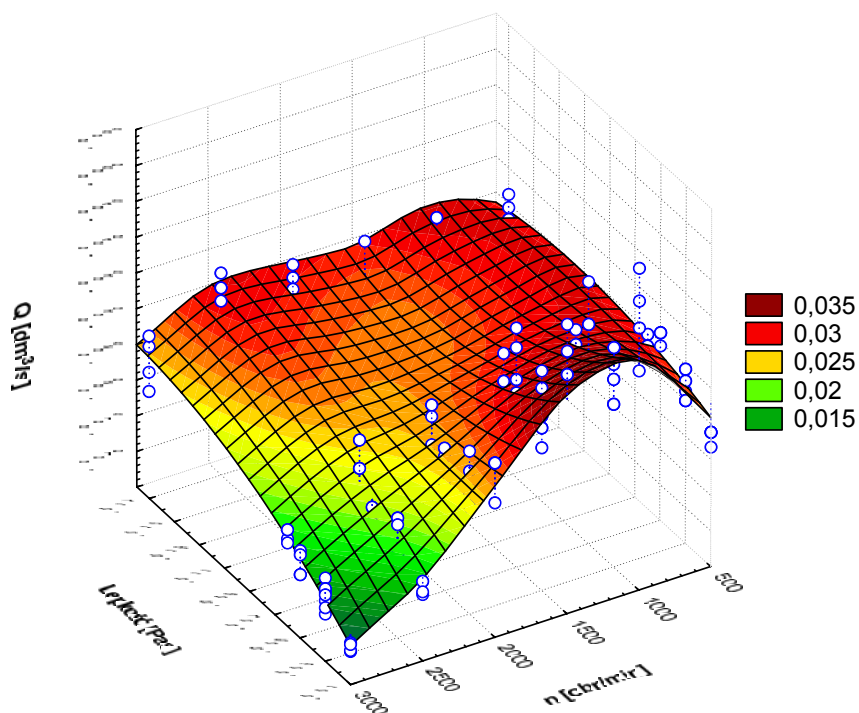
Dla zorientowania się jak wygląda charakterystyka  $Q$  w układzie przestrzennym po wprowadzeniu lepkości dynamicznej jako argumentu funkcji, na Rys. 102 przedstawiono odpowiednią powierzchnię wyznaczoną metodą najmniejszych kwadratów ważoną odległościami. Na Rys. 103 przedstawiono powierzchnię aproksymującą odpowiadającą pełnemu wielomianowi 2-go stopnia oraz wyznaczoną formułę regresyjną. Na rysunkach zaznaczono również punkty doświadczalne. Wyraźnie zauważyć można brak danych doświadczalnych w obszarze pomiędzy 0,06 i 0,17 [ $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ].

Wyniki obliczeń statystycznych podano w Tab. 13 i 14. Współczynnik korelacji wielorakiej wynosi  $R = 0,8079$ , co oznacza, że wyznaczona funkcja regresji „wyjaśnia” ponad 65% obserwowanej zmienności wyników pomiarów doświadczalnych (współczynnik determinacji  $R^2 = 0,6527$ ). Oszacowanie to można by zatem uznać za całkowicie zadowalające, gdyby nie wyniki testowania istotności<sup>3</sup> współczynników regresji podane w Tab. 14. Okazuje się, że dwa współczynniki nie spełniają kryterium statystycznej istotności na założonym poziomie  $\alpha = 0,05$ .

---

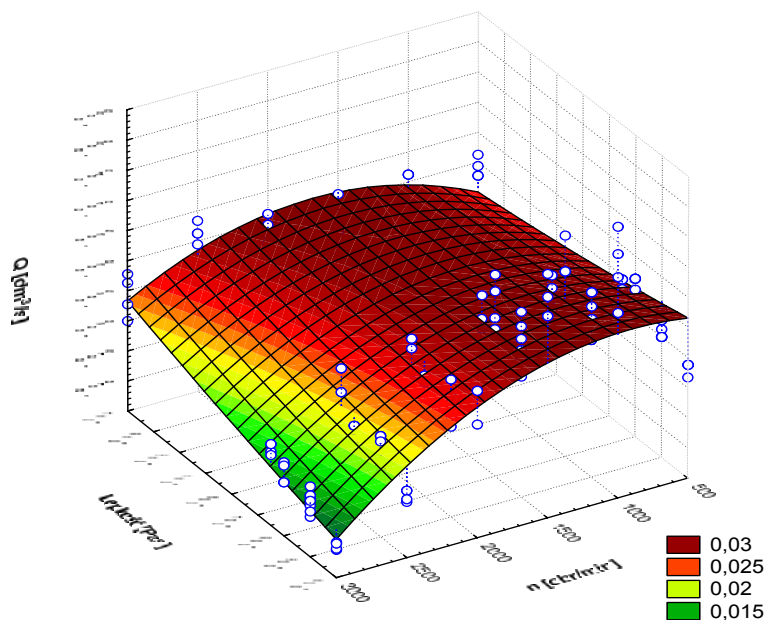
<sup>3</sup> We wszystkich tabelach rozdziału 7.2 wartości parametrów zaznaczone kolorem czerwonym oznaczają wartości istotne statystycznie przy standardowej wartości progowej  $\alpha = 0,05$ .

Q = Wyglądanie najmniejszych kwadratów wazone odległościami



Rys. 102. Objętościowe natężenie przepływu oleju w funkcji lepkości dynamicznej i prędkości obrotowej pierścienia

$$Q = 0,0292 - 0,077 \cdot x + 8,2705 \cdot 10^{-6} \cdot y + 0,0723 \cdot x^2 + 4,6265 \cdot 10^{-5} \cdot x \cdot y - 4,8109 \cdot 10^{-9} \cdot y^2$$



Rys. 103. Funkcja regresji określająca objętościowe natężenie przepływu oleju w funkcji lepkości dynamicznej ( $x = \text{lepkość } \eta$ ) i prędkości obrotowej pierścienia ( $y = \text{prędkość obrotowa } n$ )



Tab. 13. Analiza wariancji związana z regresją  $Q$

Model: $Q=b_0+b_1*\eta+b_2*n+b_3*\eta*n+b_4*\eta^2+b_5*n^2$			Zmn. zal. : $Q$		
<b>R = 0,8079</b>	<b>Suma kwadratów</b>	<b>St. sw.</b>	<b>Średni kwadrat</b>	<b>F</b>	<b>p</b>
<b>Regresja</b>	0,103807	6	0,017301	793,08	0,00
<b>Reszta</b>	0,003010	138	0,000022		
<b>Całk.</b>	0,106817	144			
<b>Suma całk. skor.</b>	0,008670	143			
<b>Regresja wz. sumy całk. skor.</b>	0,103807	6	0,017301	285,37	0,00

Tab. 14. Oszacowania współczynników regresji  $Q$  dla pełnego wielomianu

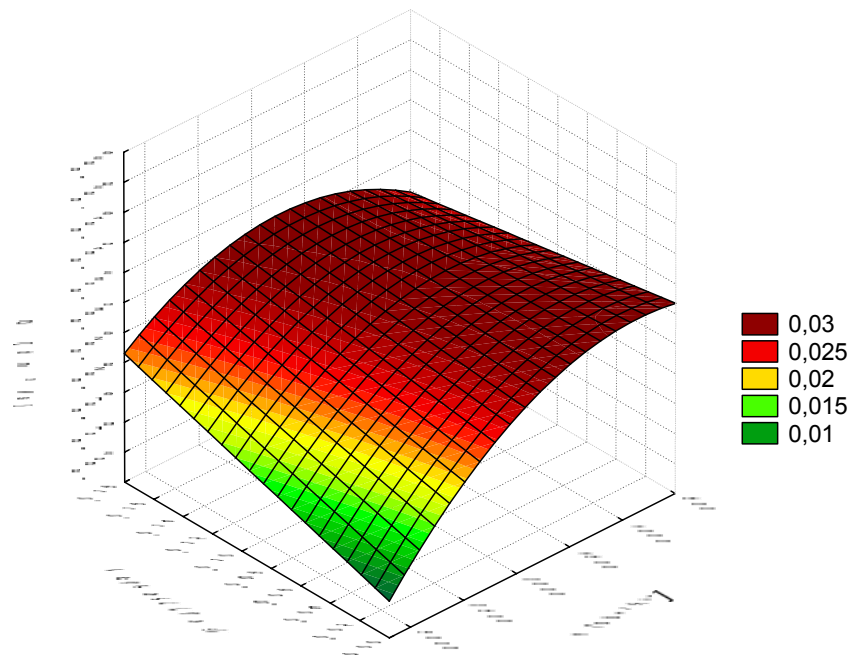
Model: $Q=b_0+b_1*\eta+b_2*n+b_3*\eta*n+b_4*\eta^2+b_5*n^2$						
Zmn. zal. : $Q$						
Uwaga, rozwiązanie zdegenerowane, wyniki mogą być niepoprawne !!!						
	<b>Ocena</b>	<b>Błąd</b>	<b>Wart. t</b>	<b>poziom p</b>	<b>Doln. uf</b>	<b>Górn. uf</b>
<b>b<sub>0</sub></b>	0,029197	0,002194	13,30745	0,000000	0,024858	0,033535
<b>b<sub>1</sub></b>	-0,076955	0,040480	-1,90107	0,059378	-0,156996	0,003086
<b>b<sub>2</sub></b>	0,000008	0,000000	3,61398	0,000422	0,000008	0,000008
<b>b<sub>3</sub></b>	0,000046	0,000000	5,32009	0,000000	0,000046	0,000046
<b>b<sub>4</sub></b>	0,072281	0,192003	0,37646	0,707155	-0,307367	0,451928
<b>b<sub>5</sub></b>	-0,000000	0,000000	-7,70800	0,000000	-0,000000	-0,000000

Próba wyznaczenia innego oszacowania (regresja krokowa wsteczna od pełnej postaci wielomianu 2-ego stopnia) doprowadziła do rozwiązania przedstawionego w Tab. 15, zapewniającego praktycznie tę samą dobroć dopasowania co pełny wielomian. Na Rys. 104 przedstawiono odpowiadającą mu powierzchnie aproksymującą i formułę, którą należy przyjąć jako model regresyjny badanego obiektu.

Tab. 15. Podsumowanie krokowej regresji zmiennej zależnej  $Q$

Model: $Q=b_0+b_1*\eta+b_2*n+ b_4*\eta^2+b_5*n^2$						
Zmn. zal. : $Q$						
R= 0,8077, R2=0,6524, Skoryg. R2= ,64239865 F(4,139)=65,222 p						
	<b>BETA</b>	<b>Błąd st.</b>	<b>B</b>	<b>Błąd st.</b>	<b>t(139)</b>	<b>poziom p</b>
<b>W. wolny</b>			0,028834	0,001965	14,67516	0,000000
<b>b<sub>1</sub> (L)</b>	-0,42633	0,114034	-0,063114	0,016881	-3,73867	0,000270
<b>b<sub>2</sub> (n)</b>	0,91018	0,251070	0,000008	0,000002	3,62519	0,000404
<b>b<sub>4</sub> (nL)</b>	0,67716	0,126890	0,000046	0,000009	5,33659	0,000000
<b>b<sub>5</sub> (n<sup>2</sup>)</b>	-1,89296	0,244824	-0,000000	0,000000	-7,73191	0,000000

$$Q=0,02883-0,06311*x+(0,827e-5)*y+(0,463e-4)*x*y-(0,48e-8)*y^2$$



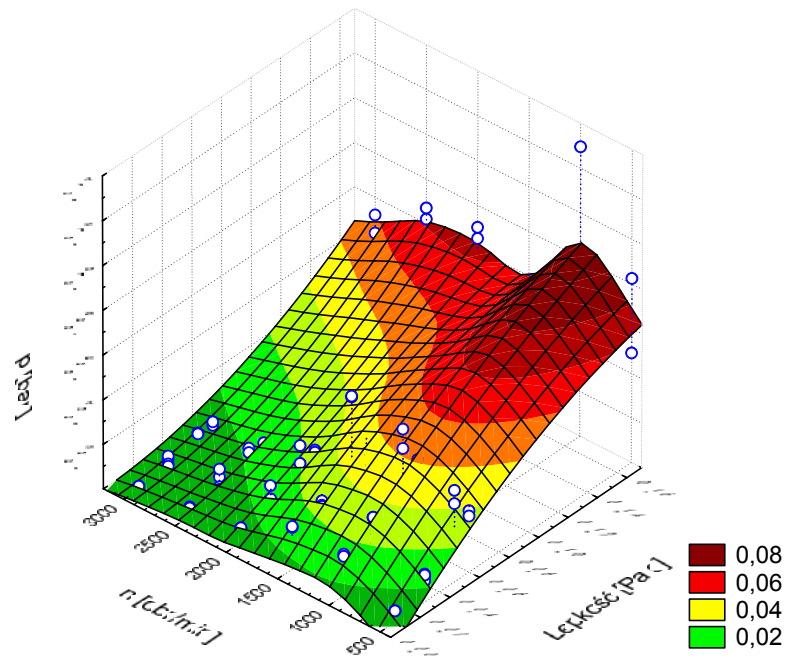
Rys. 104. Model regresji określający objętościowe natężenie przepływu oleju w funkcji lepkości dynamicznej ( $x = \text{lepkość } \eta$ ) i prędkości obrotowej pierścienia ( $y = \text{prędkość obrotowa } n$ )

Poszukiwanie analitycznej postaci dla charakterystyki (45) przeprowadzono w podobny sposób. Na Rys. 105 przedstawiono odpowiednią powierzchnię wyznaczoną metodą najmniejszych kwadratów ważoną odległościami oraz zaznaczono punkty doświadczalne. Zwraca uwagę duży rozrzut punktów pomiarowych dla oleju o lepkości 0,17 [Pa·s].

Na Rys. 106 przedstawiono powierzchnię aproksymującą odpowiadającą pełnemu wielomianowi 2-go stopnia oraz wyznaczoną formułę regresyjną. Wyniki obliczeń statystycznych podano w Tab. 16 i 17.

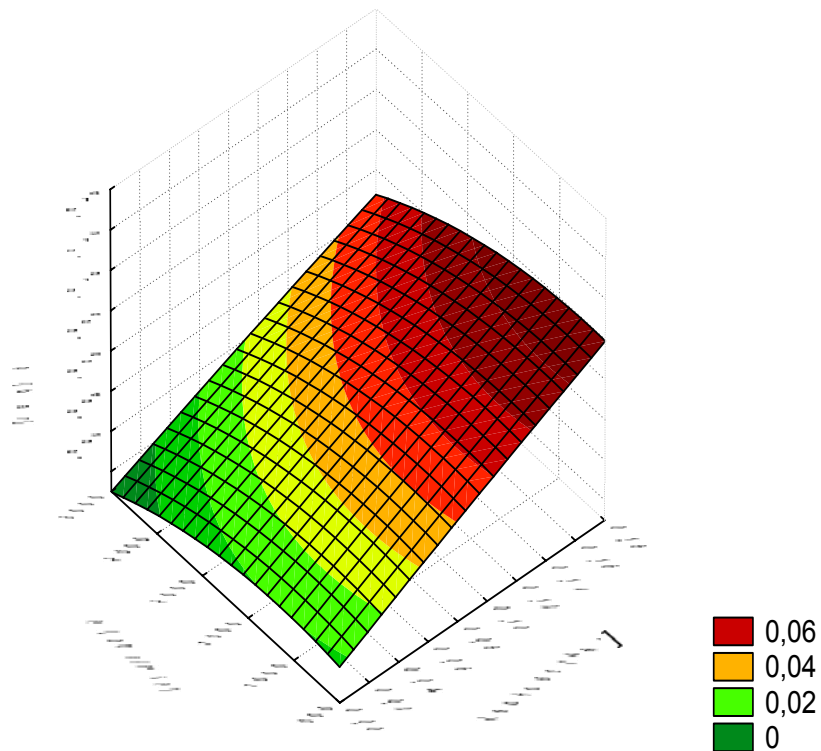
Współczynnik korelacji wielorakiej wynosi  $R = 0,8611$ , co oznacza, że wyznaczona funkcja regresji „wyjaśnia” ponad 74% obserwowanej zmienności wyników pomiarów ciśnienia (współczynnik determinacji  $R^2 = 0,7415$ ). Oznacza to dobre dopasowanie funkcji regresji, chociaż jedynie dwa współczynniki regresji są statystycznie istotne – co wynika z Tab. 16.

p = Wygładzanie najmniejszych kwadratów wazone odległościami



Rys. 105. Ciśnienie oleju w funkcji lepkości dynamicznej i prędkości obrotowej pierścienia

$$p = (0,002373) + (0,432071) \cdot x + (0,138e-4) \cdot y + (-0,30e-4) \cdot x \cdot y + (-0,11415) \cdot x^2 + (-0,60e-8) \cdot y^2$$



Rys. 106. Funkcja regresji określająca ciśnienie oleju w funkcji lepkości dynamicznej ( $x = \text{lepkość } \eta$ ) i prędkości obrotowej pierścienia ( $y = \text{prędkość obrotowa } n$ )

Tab. 16. Analiza wariancji związana z regresją  $p$  (pełny wielomian)

Model: $p=b_0+b_1*\eta+b_2*n+b_3*\eta*n+b_4*\eta^2+b_5*n^2$			Zmn. zal. : $p$		
<b>R = 0,8611</b>	<b>Suma kwadratów</b>	<b>Stop. Sw.</b>	<b>Średni kwadrat</b>	<b>F</b>	<b>p</b>
<b>Regresja</b>	<b>0,076541</b>	<b>6</b>	<b>0,012757</b>	<b>78,5741</b>	<b>0,000000</b>
<b>Reszta</b>	0,010715	66	0,000162		
<b>Całk.</b>	0,087256	72			
<b>Suma całk. skor.</b>	0,041453	71			
<b>Regresja wz. sumy całk. skor.</b>	0,076541	6	0,012757	21,8497	0,000000

Tab. 17. Oszacowania współczynników regresji  $p$

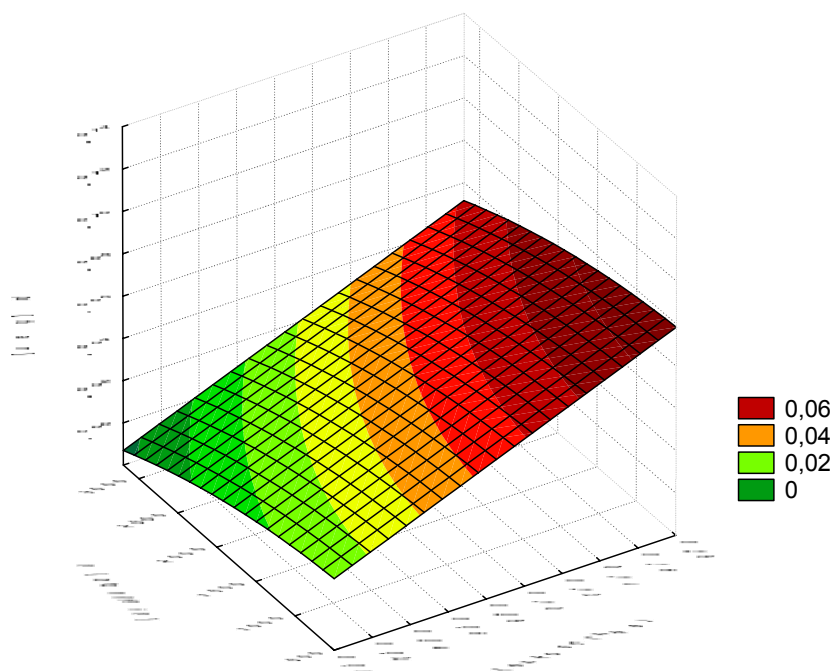
Model: $p=b_0+b_1*\eta+b_2*n+b_3*\eta*n+b_4*\eta^2+b_5*n^2$						
Zmn. zal. : $p$						
Uwaga, rozwiązanie zdegenerowane, wyniki mogą być niepoprawne !!!						
	<b>Ocena</b>	<b>Błąd</b>	<b>Wart. t</b>	<b>poziom p</b>	<b>Doln. uf</b>	<b>Górn. uf</b>
<b>b<sub>0</sub></b>	0,002373	0,008465	0,28033	0,780098	-0,01453	0,019273
<b>b<sub>1</sub></b>	<b>0,432071</b>	<b>0,156174</b>	<b>2,76660</b>	<b>0,007341</b>	<b>0,12026</b>	<b>0,743882</b>
<b>b<sub>2</sub></b>	0,000014	0,000000	1,55783	0,124056	0,00001	0,000014
<b>b<sub>3</sub></b>	-0,000030	0,000034	-0,88112	0,381453	-0,00010	0,000037
<b>b<sub>4</sub></b>	-0,114155	0,740758	-0,15411	0,877997	-1,59313	1,364816
<b>b<sub>5</sub></b>	<b>-0,6×10<sup>-8</sup></b>	<b>0,000000</b>	<b>-2,48677</b>	<b>0,015428</b>	<b>-0,00000</b>	<b>-0,000000</b>

Ze względu na dużą wartość współczynnika korelacji i współczynnika determinacji  $R^2$  przy estymacji z pełnym wielomianem podjęto próbę wyznaczenia zależności regresyjnej zawierającej wyłącznie istotne statystycznie współczynniki regresji (wiadomo, zabieg ten musi doprowadzić do zmniejszenia wartości  $R$  i  $R^2$ ). Przeprowadzono to metodą regresji krokowej wstecznej. Uzyskano rozwiązanie przedstawione w Tab. 18, zaś wykres odpowiadającej mu powierzchni regresji i formułę funkcyjną – na Rys. 107. Model ten wyjaśnia 73 % obserwowanej zmienności wyników pomiarów ciśnienia  $p$ . Wartość współczynnika korelacji wielorakiej  $R = 0,855$  jest tylko nieznacznie mniejsza niż dla pełnego wielomianu 2-stopnia z argumentami funkcji  $n$  i  $\eta$ .

Tab. 18. Podsumowanie krokowej regresji zmiennej zależnej  $p$

Model: $p=b_0+b_1*\eta+b_5*n^2$						
R=0,855; R2=0,731; Skoryg. R2=0,7229 F(2,69)=93,62 p						
	<b>BETA</b>	<b>Błąd st.</b>	<b>B</b>	<b>Błąd st.</b>	<b>t(69)</b>	<b>poziom p</b>
<b>W. wolny</b>			<b>0,014527</b>	<b>0,002915</b>	<b>4,98425</b>	<b>0,000004</b>
<b>b<sub>1</sub> (<math>\eta</math>)</b>	<b>0,783062</b>	<b>0,062470</b>	<b>0,358477</b>	<b>0,028598</b>	<b>12,53494</b>	<b>0,000000</b>
<b>b<sub>5</sub> (<math>n^2</math>)</b>	<b>-0,342838</b>	<b>0,062470</b>	<b>-0,27×10<sup>-8</sup></b>	<b>0,000000</b>	<b>-5,48801</b>	<b>0,000001</b>

$$p=0,0145270+0,358477*x-0,27(e-8)*y^2$$



Rys. 107. Model regresji określający ciśnienie oleju w funkcji lepkości dynamicznej ( $x = \text{lepkość } \eta$ ) i prędkości obrotowej pierścienia ( $y = \text{prędkość obrotowa } n$ )

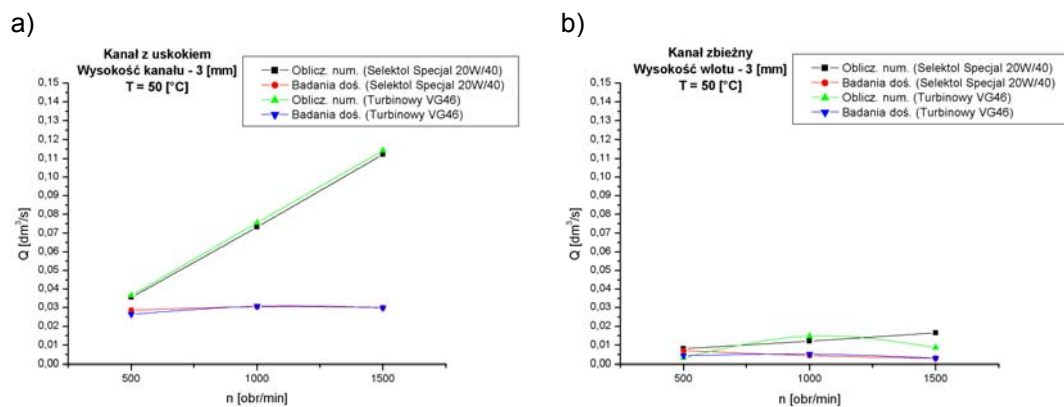
### 7.3. Weryfikacja doświadczalna wyników obliczeń numerycznych

Jednym z celów pracy jest weryfikacja poprawności przedstawionego w rozdziale 4 modelu MES na podstawie konfrontacji wyników pomiarów i obliczeń. Porównanie wyników obu analiz pozwala na ocenę przydatności modelowania numerycznego do wyznaczania parametrów charakteryzujących efektywność rozpatrywanego układu zasilania.

Porównaniu poddano wartości objętościowego natężenia przepływu uzyskane na podstawie pomiarów i obliczone na podstawie rozkładu prędkości na wylocie opracowanego modelu MES kanału zasilającego. Skonfrontowano również pomierzone wartości ciśnienia i obliczone w sposób analogiczny tj. przy zamkniętym wylocie kanału zasilającego. Weryfikacje przeprowadzono dla wybranych jednakowych konfiguracji obu wariantów kanału zasilającego przy takich samych warunkach (rodzaj oleju, temperatura).

Zależność objętościowego natężenia przepływu oleju podawanego przez rozwiązanie w funkcji prędkości obrotowej dla wybranych konfiguracji

geometrycznych układu uzyskaną na podstawie obliczeń i badań doświadczalnych przedstawiono na Rys. 108.



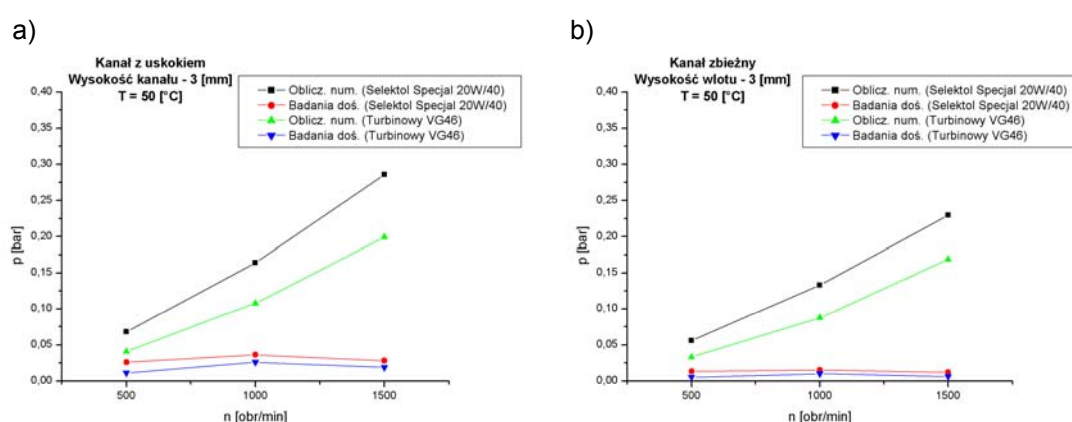
Rys. 108. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji prędkości obrotowej uzyskaną na podstawie obliczeń i pomiarów dla (a) kanału z uskokiem oraz (b) kanału zbieżnego ( $h_{1u} = 3 \text{ mm}$ ,  $h_{1z} = 3 \text{ mm}$ ,  $c = 0,65 \text{ mm}$ ,  $T = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ )

Porównanie wartości objętościowego natężenia przepływu uzyskanych z obu analiz wykazało rozbieżność wyników powiększającą się wraz ze wzrostem prędkości obrotowej. Największa zgodność wartości występuje dla najmniejszej prędkości obrotowej spośród analizowanych wynoszącej 500 [obr/min]. W miarę wzrostu prędkości obrotowej wartości analizowanego parametru otrzymane z obliczeń rosną proporcjonalnie z wyjątkiem wariantu kanału zbieżnego (dla oleju średniego) w stosunku do prawie niezmiennych wartości uzyskanych z pomiarów. Wynika to z przyjętego założenia dla modelu obliczeniowego o laminarnym charakterze przepływu. W przypadku przepływu oleju o małej prędkości o charakterze zbliżony do pełzającego (dla rozpatrywanej geometrii układu prędkość obrotowa pierścienia wynosząca 500 obr/min odpowiada średniej prędkości przepływu oleju równej 1,2 m/s), przyjęty model obliczeniowy z wystarczającą dokładnością opisuje rzeczywisty układ. Przy większych prędkościach obrotowych, specyfika geometrii kanału zasilającego oraz intensywniejsze oddziaływanie sił masowych na przepływający olej powoduje straty przepływu, co odbija się na uzyskiwanej wydajności przez testowany układ. Dla wariantu kanału zakończonego uskokiem występuje większa rozbieżność w otrzymanych wartościach objętościowego natężenia przepływu spowodowana wpływem uskoku, który wprowadza lokalne zaburzenie przepływu w obszarze wylotowym kanału zasilającego.

Uzasadnienie słuszności założenia dotyczącego laminarnego przepływu w opracowanym modelu obliczeniowy MES stanowi fakt, iż rzeczywista pomierzona

wydajność rozpatrywanego układu zasilania w zakresie prędkości obrotowych od 500 do 1500 [obr/min] utrzymuje się w przybliżeniu na pewnym stałym poziomie. W związku z tym wyniki obliczeń wykonane przy prędkości 500 [obr/min] (dla której występuje zgodność otrzymanych wartości objętościowego natężenia przepływu) umożliwiają określenie rzeczywistej wydajności rozwiązania również dla pozostałego zakresu prędkości obrotowych.

Na Rys. 109 przedstawiono w sposób analogiczny zależność maksymalnego ciśnienia oleju osiąganego przez analizowany układ zasilania w funkcji prędkości obrotowej dla wybranych konfiguracji geometrycznych rozwiązania.



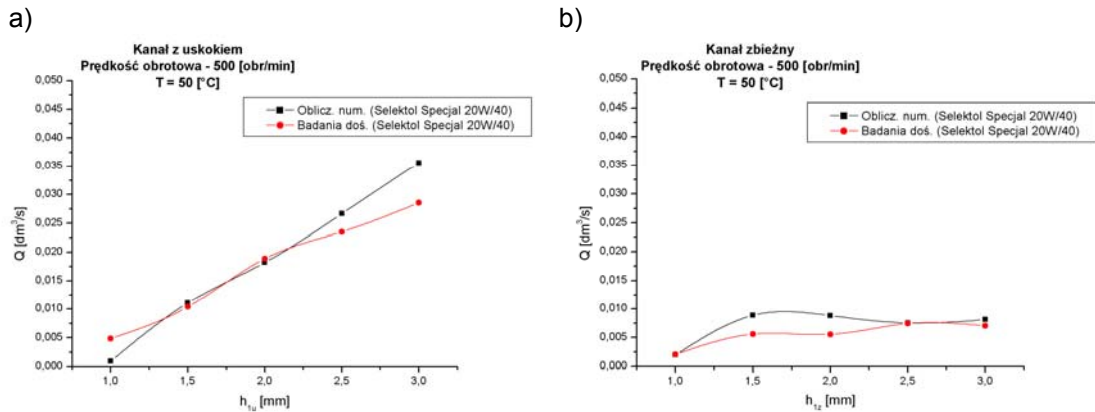
Rys. 109. Zależność maksymalnego ciśnienia w funkcji prędkości obrotowej uzyskaną na podstawie obliczeń i pomiarów dla (a) kanału z uskokiem oraz (b) kanału zbieżnego ( $h_{1u} = 3 \text{ mm}$ ,  $h_{1z} = 3 \text{ mm}$ ,  $c = 0,65 \text{ mm}$ ,  $T = 50 \text{ °C}$ )

Podobnie jak w przypadku objętościowego natężenia przepływu, również wartości ciśnienia trzymane z obu analiz wykazują rozbieżność wraz ze wzrostem prędkości obrotowej. Różnica ta jest większa niż w przypadku poprzedniego parametru sprawiając, że dla prędkości obrotowej 500 [obr/min] wartości ciśnienia otrzymane z obliczeń są ponad dwa razy większe niż pomierzone. Przyczyna różnic związana jest z wcześniej omawianymi stratami przepływu oraz zjawiskami pominiętymi w modelu obliczeniowym. Nie bez znaczenia na uzyskiwane wyniki obliczeń numerycznych ma również duża komplikacja geometrii kanału zasilającego. Jednoczesna analiza MES prowadzona dla zróżnicowanych obszarów kanału zasilającego (obszar główny kanału o dużym przekroju oraz obszary końca i szczelin bocznych o przekroju małym) niewątpliwie związana jest z dodatkowymi błędami numerycznymi.

Duże różnice w otrzymanych wartościach analizowanego parametru na podstawie obliczeń i pomiarów powodują, że opracowany model obliczeniowy nie zapewnia

wystarczającej dokładności jeśli chodzi o możliwość wyznaczania rzeczywistych wartości maksymalnego ciśnienia osiąganego przez rozpatrywane rozwiązanie.

Zależność objętościowego natężenia przepływu oleju w funkcji wysokości kanału z uskokiem oraz wysokości wlotu kanału zbieżnego uzyskaną na podstawie obliczeń i badań doświadczalnych przedstawiono na Rys. 110.



Rys. 110. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji (a) wysokości kanału z uskokiem oraz (b) wysokości wlotu kanału zbieżnego uzyskaną na podstawie obliczeń i pomiarów ( $c = 0,65$  mm,  $T = 50$  °C)

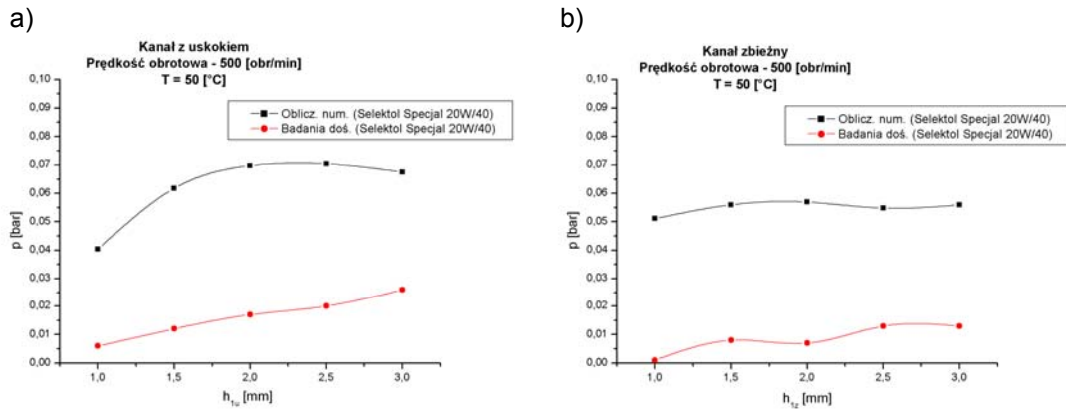
Przedstawione porównanie otrzymanych z obu analiz wartości objętościowego natężenia przepływu oleju w zależności od wysokości rozpatrywanych wariantów kanałów zasilających wykonano dla prędkości obrotowej 500 [obr/min] ze względu na stwierdzoną wcześniej największą zgodność wartości analizowanego parametru. Weryfikacja wykazała nieznaczne rozbieżności w porównywanych wartościach objętościowego natężenia przepływu, co potwierdza użyteczność obliczeń numerycznych do analizy wpływu rozpatrywanego parametru geometrycznego na osiąganą wydajność rozwiązania.

Występowanie dla niektórych punktów pomiarowych większych różnic w porównywanych wartościach sugeruje przydatność opracowanego modelu obliczeniowego MES jako narzędzia do jedynie orientacyjnej, a nie bezwzględnej (kategorycznej) oceny wartości analizowanego parametru. Wynika to z specyfiki metody elementów skończonych związanej z różną dokładnością otrzymywanych wyników obliczeń w przypadku zmian geometrii modelu i powiązaniem z tym wpływem zmiany wymiarów elementów w modyfikowanych obszarach. Obliczenia wykonywane dla tego samego modelu kanału zasilającego przy różnych jego wysokościach (różnej wielkości obszaru kanału) związane jest w każdym przypadku z różną zbieżnością



rozwiązania (procedurą iteracyjną dochodzenia od przybliżonego rozwiązania), co przekłada się na mniejszą lub większą dokładność otrzymanych wyników.

Na Rys. 111 przedstawiono zależność pomierzonych i obliczonych wartości ciśnienia w funkcji wysokości kanału z uskokiem i wysokości wlotu kanału zbieżnego.

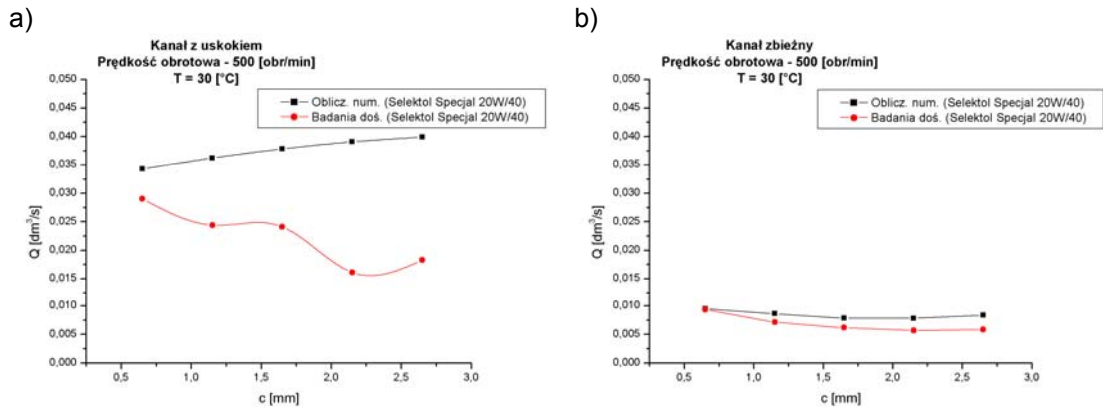


Rys. 111. Zależność ciśnienia w funkcji (a) wysokości kanału z uskokiem oraz (b) wysokości wlotu kanału zbieżnego uzyskaną na podstawie obliczeń i pomiarów ( $c = 0,65$  mm,  $T = 50$  °C)

Porównując charakterystyki zmian ciśnienia oleju dla różnych wysokości kanałów, można stwierdzić (podobnie jak w poprzednim porównaniu) duże rozbieżności w wartościach analizowanego parametru uzyskaną na podstawie obu analiz. Obliczone wartości ciśnienia przy prędkości obrotowej pierścienia smarującego wynoszącej 500 [obr/min] są kilka razy większe niż otrzymane na podstawie badań doświadczalnych. Pomimo tak dużych różnic w wartościach ciśnienia, związanych z niedoskonałością modelu obliczeniowego, przebiegi porównywanych charakterystyk wykazują w przybliżeniu zgodną tendencję zmian. Zatem wykorzystana metoda obliczeniowa umożliwia prognozowanie zmian ciśnienia w zależności od zmiany wysokości kanału zasilającego jedynie o charakterze jakościowym. Szacowanie wartości osiąganych ciśnień na podstawie obliczeń obarczone jest zbyt dużym błędem.

Zależność otrzymanych z obu analiz wartości objętościowego natężenia przepływu w funkcji szerokości szczelin pomiędzy powierzchniami pierścienia i obudowy układu zasilania przedstawiono na Rys. 112. Dla wariantu kanału z uskokiem (Rys. 112a) obliczone wartości objętościowego natężenia przepływu są o około 50 [%] większe niż pomierzone. Ponadto obliczone wartości analizowanego parametru nieznacznie rosną wraz ze zwiększaniem szerokości szczelin bocznych w przeciwieństwie do wyraźnego ich spadku otrzymanego na podstawie testów doświadczalnych. Występująca rozbieżność spowodowana jest nieuwzględnieniem w

opracowanym modelu MES pola grawitacyjnego, które jest przyczyną przecieków oleju z głównego obszaru kanału zasilającego. Przecieki te rosną wraz ze zwiększaniem szerokości szczelin bocznych, co powoduje stwierdzony na podstawie testów doświadczalnych spadek wartości objętościowego natężenia przepływu.



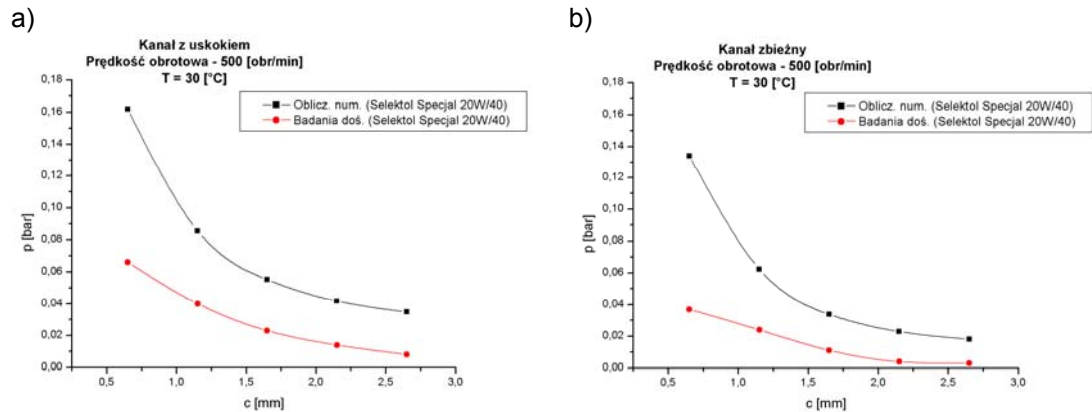
Rys. 112. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji szerokości szczelin pomiędzy powierzchniami bocznymi pierścienia smarującego i obudowy układu zasilania dla (a) kanału z uskokiem oraz (b) kanału zbieżnego uzyskaną na podstawie obliczeń i pomiarów ( $h_{1u} = 3 \text{ mm}$ ,  $h_{1z} = 3 \text{ mm}$ ,  $T = 30 \text{ °C}$ )

W przypadku kanału zbieżnego (Rys. 112b) różnica pomiędzy porównywanymi wartościami objętościowego natężenia przepływu jest nieznaczna oraz przebiegi otrzymanych charakterystyk wykazują jednakową tendencję zmian (spadek wartości analizowanego parametru wraz ze zwiększaniem szerokości szczelin bocznych).

Różnice w zgodności wartości i przebiegów objętościowego natężenia przepływu zaobserwowane dla obu wariantów kanałów zasilających tłumaczy odmienny charakter przepływu oleju w obszarach wylotowych. W przypadku kanału z uskokiem część oleju przepływającego głównym obszarem kanału o znacznym przekroju poprzecznym ścieka szczelinami bocznymi pod wpływem pola grawitacyjnego. Intensywność przecieków wzrasta wraz z powiększaniem szczelin bocznych. Natomiast w kanale zbieżnym, który charakteryzuje się małym przekrojem poprzecznym w pobliżu wylotu, olej „wypychany” jest do obszarów szczelin bocznych, gdzie z kolei część strumienia przepływa w kierunku wylotu, a część ścieka do zbiornika (analogicznie jak dla kanału z uskokiem). Potwierdzeniem tego jest zaobserwowany wzrost wydajności badanego wariantu podczas powiększania szerokości szczelin bocznych występujący w zakresie prędkości obrotowych  $1500 \div 2000 \text{ [obr/min]}$  (podpunkt 7.1.2). Większa prędkość obrotowa wiąże się z większą siłą odśrodkową, która równoważąc działanie

przyspieszenia ziemskiego powoduje zmniejszenie przecieków oleju ze szczelin bocznych i tym samym wzrost wydajności układu.

Zależność wartości ciśnienia w funkcji szerokości szczelin bocznych otrzymaną na podstawie obliczeń i badań doświadczalnych przedstawiono na Rys. 113.



Rys. 113. Zależność ciśnienia w funkcji szerokości szczelin pomiędzy powierzchniami bocznymi pierścienia smarującego i obudowy układu zasilania dla (a) kanału z uskokiem oraz (b) kanału zbieżnego uzyskaną na podstawie obliczeń i pomiarów ( $h_{1u} = 3 \text{ mm}$ ,  $h_{1z} = 3 \text{ mm}$ ,  $T = 30 \text{ °C}$ )

Podobnie jak w przypadku omawianym wcześniej, zmiany wartości ciśnienia w funkcji szerokości szczelin bocznych uzyskane porównywanymi metodami różnią się prawie dwukrotnie przy zgodnej tendencji zmian. Dla obu wariantów kanału obie metody wykazały spadek wartości ciśnienia wraz z powiększaniem szerokości szczelin bocznych związany z przeciekami oleju. Duża różnica pomiędzy wynikami eksperymentu i modelu teoretycznego nie pozwala na szacowanie wartości ciśnienia osiąganego przez analizowany układ zasilania na podstawie obliczeń MES.

Użyteczność opracowanego modelu obliczeniowego testowanego układu zasilania ograniczona jest do:

- małych prędkości obrotowych pierścienia smarującego (odpowiednio małych prędkości przepływu oleju) ze względu na znaczny wpływ sił masowych (siły odśrodkowej) wywołujących zaburzenia przepływu, które nie są uwzględniane w przypadku założenia o laminarnym charakterze przepływu,
- możliwości szacowania wartości objętościowego natężenia przepływu oleju w zależności od zmian wysokości kanału zasilającego (zmiany przekroju obszaru głównego kanału), oraz zmian szerokości szczelin bocznych (w przypadku kanału zbieżnego),

- oceny tendencji zmian wartości ciśnienia wytwarzanego przez analizowany układ zasilania w funkcji wysokości kanału i szerokości szczelin bocznych dla obu wariantów kanału zasilającego.

Komplikacja kształtu kanału zasilającego w połączeniu z dodatkowymi czynnikami wpływającymi na działanie analizowanego rozwiązania, pominiętymi w modelu obliczeniowym (pole grawitacyjne, dyssypacja energii kinetycznej), skutkuje niedostateczną dokładnością jeśli chodzi o określanie:

- wartości objętościowego natężenia przepływu w zależności od zmian szerokości szczelin bocznych dla wariantu kanału z uskokiem,
- wartości ciśnienia przy zmianach obu analizowanych parametrów geometrycznych.

## 8. Badania charakterystyk użytkowych łożyska zasilanego z wykorzystaniem wybranego ustawienia układu

Drugi etap badań obejmował wyznaczenie charakterystyk użytkowych łożyska zasilanego z wykorzystaniem wybranej konfiguracji układu zasilania w celu ostatecznego zweryfikowania przydatności proponowanego rozwiązania.

### 8.1. Plan badań

Badania doświadczalne obejmowały wyznaczenie:

- ogólnej charakterystyki oporów tarcia,
- charakterystyki temperaturowej,
- oceny nośności hydrodynamicznej łożyska.

Wyznaczenie charakterystyki oporów tarcia łożyska testowego polegało na pomiarze momentu tarcia przy stałym obciążeniu i zmiennej prędkości obrotowej. Testy przeprowadzono w warunkach rozruchu pod obciążeniem. Zakres badań obejmował pięć testów dla wybranych wartości obciążenia. Zakres parametrów testu zestawiono w Tab. 19.

Tab. 19. Charakterystyka oporów tarcia – parametry testu

Parametr testu	Oznaczenie	Jednostka	Wartość	Uwagi
Obciążenie	$p_{obl}$	[MPa]	3; 4; 5; 6; 7	stała wartość
Prędkość obrotowa	$n$	[obr/min]	0; 500; 1000; 1500; 2000; 2500; 3000	narastająca skokowo od 0 do 3000 [obr/min] co 5 [s]
Czas	$t$	[s]	30	-
Temperatura oleju	$T$	[°C]	$25 \pm 2$	-

Wyznaczenie charakterystyki temperaturowej testowanego łożyska obejmowało pomiary momentu tarcia oraz temperatury oleju w zbiorniku przystawki przy pracy łożyska odpowiadającej warunkom eksploatacyjnym. Badania przeprowadzono dla wartości obciążeń eksploatacyjnych dobranych dla łożyska testowego na podstawie zaleceń zawartych w dostępnej literaturze [31, 47, 50]. Zakres parametrów testu zestawiono w Tab. 20.

Tab. 20. Charakterystyka temperaturowa – parametry testu

Parametr testu	Oznaczenie	Jednostka	Wartość	Uwagi
Obciążenie	$p_{obl}$	[MPa]	4; 5; 6	stała wartość
Prędkość obrotowa	$n$	[obr/min]	500; 1000; 1500; 2000; 2500; 3000	narastająca skokowo od 500 do 3000 [obr/min] co 1 [h]
Czas	$t$	[h]	6	-

Ocena nośności hydrodynamicznej łożyska polegała na pomiarze momentu tarcia przy stałej prędkości obrotowej i zmiennym obciążeniu, którego wartości przekraczały zalecane obciążenia eksploatacyjne. Przeprowadzono trzy testy dla wybranych prędkości obrotowych. Zakres parametrów testu zestawiono w Tab. 21.

Tab. 21. Nośność hydrodynamiczna łożyska – parametry testu

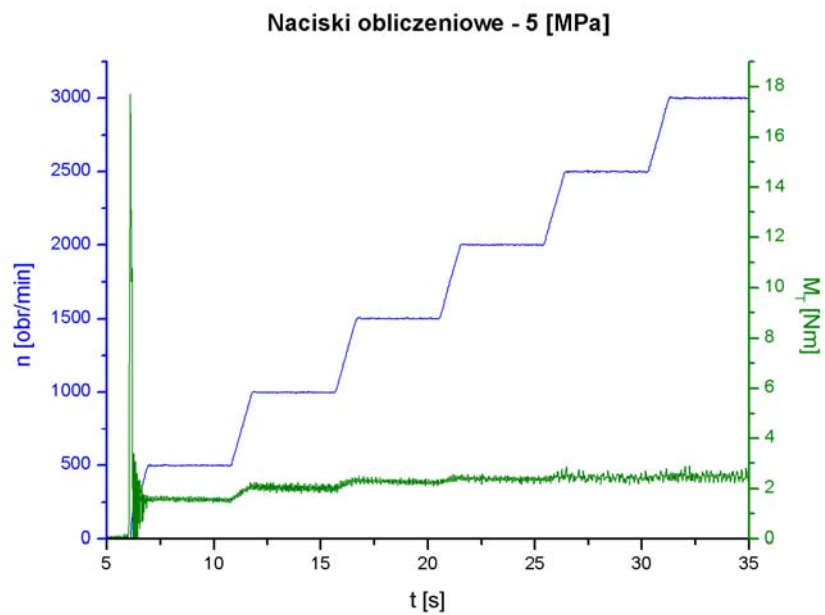
Parametr testu	Oznaczenie	Jednostka	Wartość	Uwagi
Obciążenie	$p_{obl}$	[MPa]	3; 5; 7; 9; 11; 13	narastające skokowo od 3 do 13 [MPa] co 20 [s]
Prędkość obrotowa	$n$	[obr/min]	1000; 1500; 2000	stała wartość
Czas	$t$	[s]	120	-
Temperatura oleju	$T$	[°C]	25 ± 2	-

## 8.2. Charakterystyka oporów tarcia

Celem wyznaczenia ogólnej charakterystyki tarcia jest sprawdzenie poprawności działania testowanego łożyska oraz ocena prawidłowości i dokładności stosowanej metodyki pomiarów. Krzywe Herseya otrzymane na podstawie wyników testów porównano z podobnymi charakterystykami dostępnymi w literaturze [31, 40], co pozwoliło na weryfikację zgodności wartości i przebiegu zmian współczynnika tarcia.

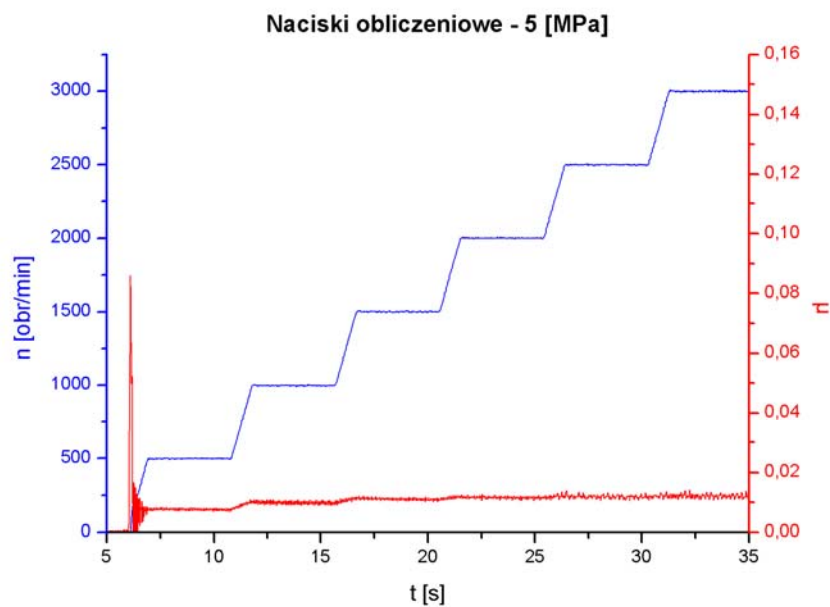
Zależność wartości momentu tarcia w funkcji czasu trwania testu dla wybranego obciążenia łożyska testowego i zadanych zmian wartości prędkości obrotowej przedstawiono na Rys. 114. Przedstawiona charakterystyka wskazuje na prawidłowe działanie testowanego łożyska. Świadczy o tym przebieg zmian momentu tarcia: duża wartość mierzonego parametru w czasie rozruchu (tarcie mieszane), następnie jego spadek wraz ze wzrostem prędkości obrotowej (tarcie płynne) oraz niewielki wzrost przy dalszym zwiększaniu prędkości do około 1500 [obr/min]. Przy zwiększaniu

prędkości obrotowej w zakresie od 1500 do 3000 [obr/min] występuje jedynie minimalny wzrost mierzonego momentu tarcia.



Rys. 114. Zależność prędkości obrotowej i momentu tarcia w funkcji czasu ( $p_{obl} = 5$  MPa)

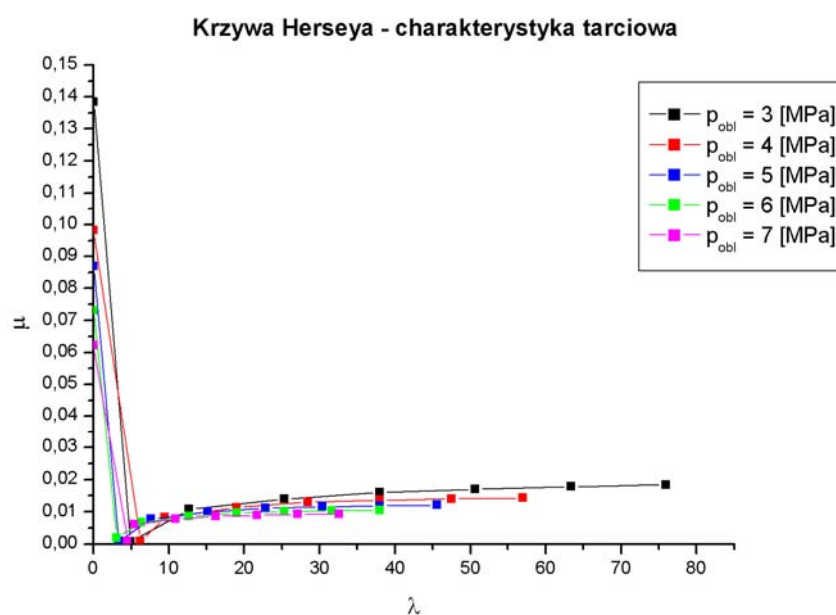
Na Rys. 115 przedstawiono w sposób analogiczny zależność zmian wyznaczonych wartości współczynnika tarcia w funkcji czasu trwania testu.



Rys. 115. Zależność prędkości obrotowej i współczynnika tarcia w funkcji czasu ( $p_{obl} = 5$  MPa)

Otrzymane wartości oraz przebieg zmian współczynnika tarcia potwierdzają poprawność działania łożyska oraz prawidłowość zastosowanej metodyki pomiarów. Najmniejsza otrzymana wartość współczynnika tarcia osiągnięta jest w trakcie rozruchu na granicy przejścia tarcia mieszanego w tarcie płynne wskutek wzrastającej prędkości obrotowej czopa łożyska.

Na podstawie wyników testów sporządzone zostały charakterystyki (krzywe Herseya) przedstawione na Rys. 116.



Rys. 116. Zależność współczynnika tarcia w funkcji liczby Herseya ( $p_{obl} = 3 \div 7$  MPa;  $n = 0 \div 3000$  obr/min)

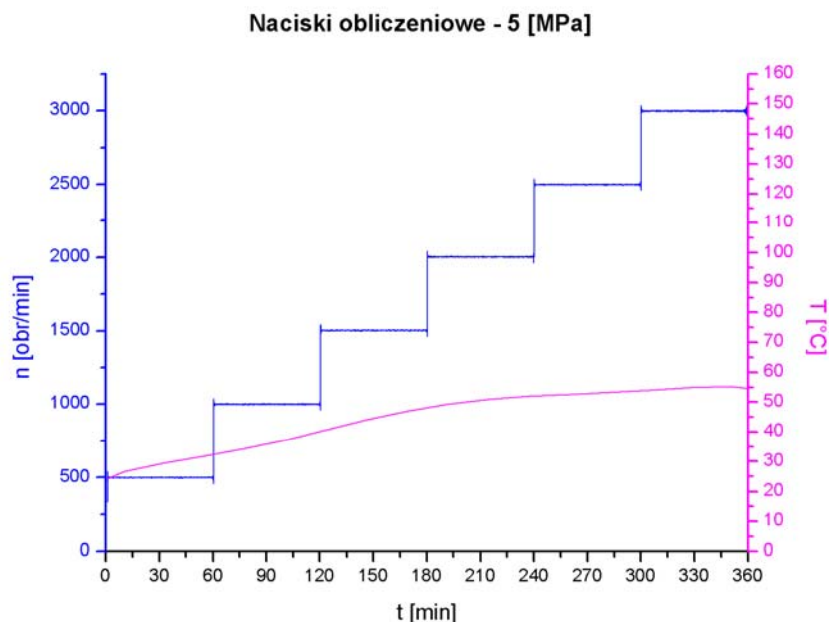
Z porównania charakterystyk wynika, że wraz ze wzrostem obciążenia nieznacznie maleje współczynnik tarcia w zakresie stabilnej pracy łożyska (obszar tarcia płynnego). Potwierdza to prawidłowość działania łożyska testowego – zdolność do tworzenia filmu olejowego, w którym wytwarzane ciśnienie hydrodynamiczne równoważy obciążenie zewnętrzne.

### 8.3. Charakterystyka temperaturowa

Właściwa weryfikacja działania łożyska, obejmująca ocenę skuteczności funkcjonowania układu zasilania, możliwa jest na podstawie testów o długim czasie trwania w warunkach zbliżonych do eksploatacyjnych. Jednoczesny pomiar momentu tarcia oraz temperatury oleju w układzie umożliwił sprawdzenie warunków równowagi termodynamicznej badanego łożyska.



Na Rys. 117 przedstawiono zależność temperatury oleju w funkcji czasu trwania testu dla wybranego obciążenia łożyska testowego przy zadanych zmianach wartości prędkości obrotowej.

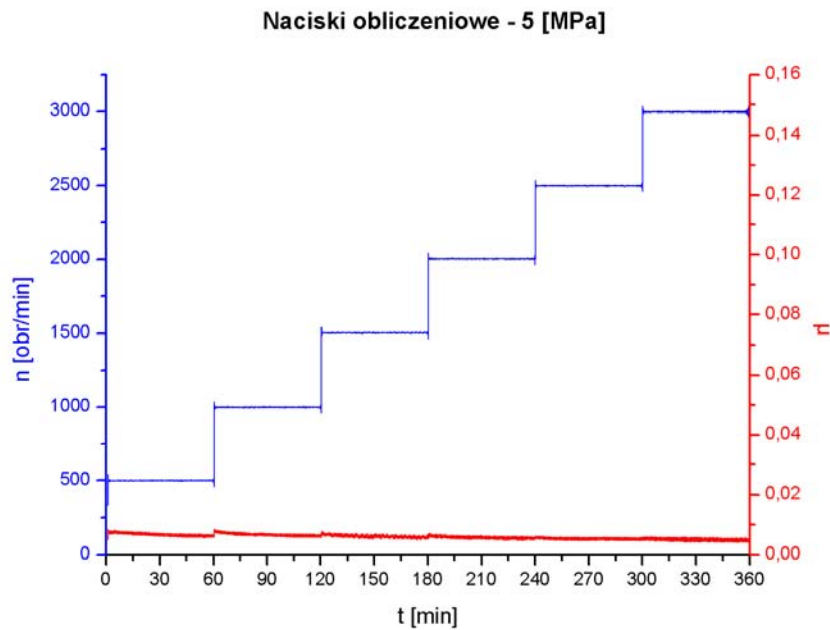


Rys. 117. Zależność prędkości obrotowej i temperatury oleju w funkcji czasu ( $p_{obl} = 5 \text{ MPa}$ )

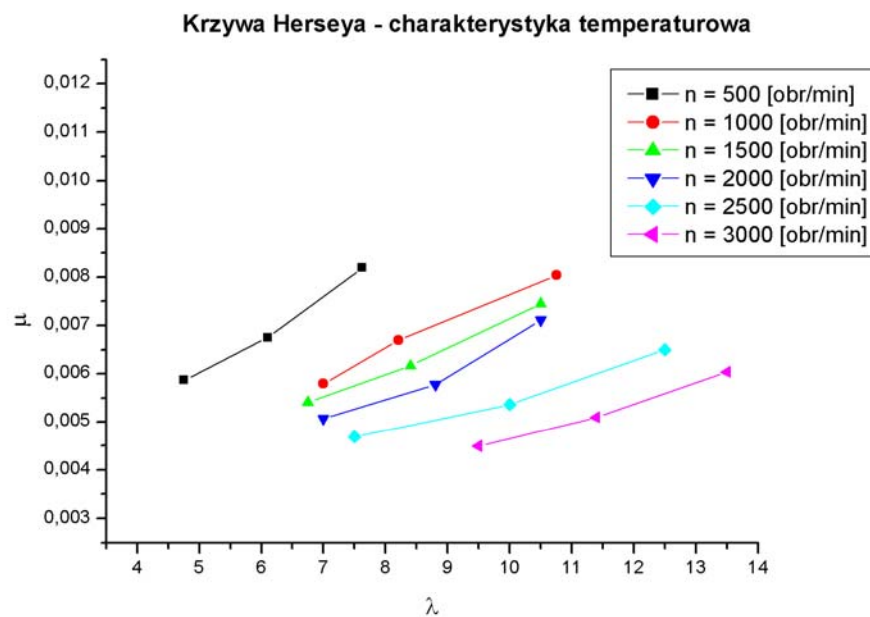
Na podstawie prezentowanej charakterystyki można stwierdzić, że działaniu łożyska badanego w zakresie prędkości obrotowych od 500 do 3000 [obr/min], współpracującego z wybraną konfiguracją układu zasilania, towarzyszy wzrost temperatury oleju do około 55 [°C].

Zależność zmian wartości współczynnika tarcia w funkcji czasu trwania testu przedstawiono na Rys. 118. Okazuje się, że wraz ze wzrostem prędkości obrotowej czopa łożyska oraz związanym z tym wzrostem temperatury oleju, nieznacznie spada wartość współczynnika tarcia. Potwierdza to prawidłowe funkcjonowanie łożyska w warunkach eksploatacyjnych, a tym samym skuteczność układu zasilania.

Na podstawie wyników wszystkich trzech przeprowadzonych serii doświadczalnych (wg Tab. 20) sporządzone zostały charakterystyki przedstawione na Rys. 119. Stanowią one prawą gałąź krzywych Herseya, odpowiadającą stanowi stabilnej pracy łożyska. Obserwowany dla każdej charakterystyki wzrost współczynnika tarcia w funkcji liczby Herseya wynika z uwzględnienia trzech różnych obciążeń łożyska testowego (każdy punkt charakterystyki odpowiada innemu obciążeniu) oraz spadku lepkości oleju wraz ze wzrostem temperatury układu.



Rys. 118. Zależność prędkości obrotowej i współczynnika tarcia w funkcji czasu ( $p_{obl} = 5 \text{ MPa}$ )



Rys. 119. Zależność współczynnika tarcia w funkcji liczby Herseya ( $p_{obl} = 4 \div 6 \text{ MPa}$ ;  $n = 500 \div 3000 \text{ obr/min}$ )

Na podstawie charakterystyk temperaturowych można stwierdzić, iż:

- wzrost prędkości obrotowej czopa łożyska w zakresie od 500 do 3000 [obr/min] powodują spadek współczynnika tarcia i tym samym oporów ruchu (przesunięcie krzywej Herseya w dół),

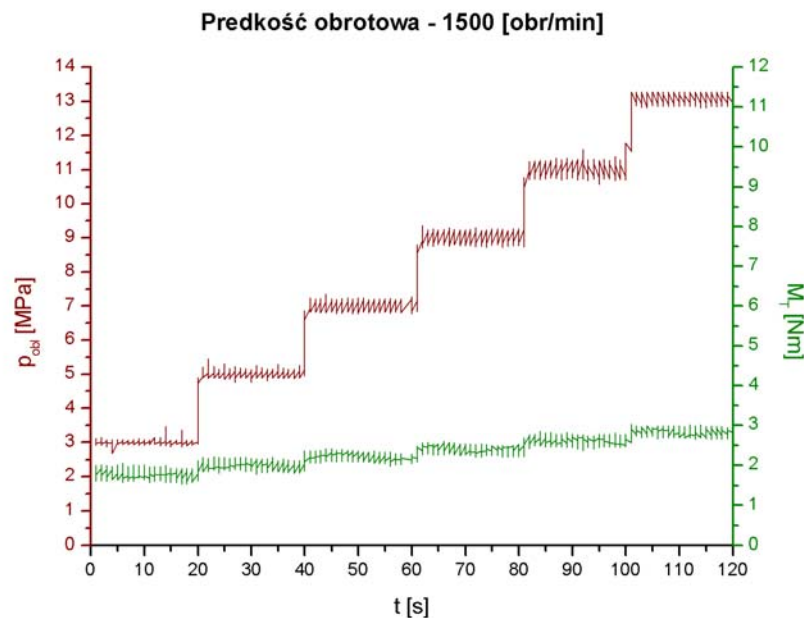
- spadek lepkości oleju spowodowany wzrostem temperatury łożyska w warunkach przeprowadzonych testów oraz wzrost obciążenia w zakresie od 4 do 6 [MPa] wpływa na spadek współczynnika tarcia i tym samym oporów ruch (przesunięcie po krzywej Herseya z prawa na lewo).

Stwierdzone zależności zmian współczynnika tarcia w funkcji liczby Herseya świadczą o właściwym smarowaniu łożyska w przypadku testów odpowiadających warunkom eksploatacyjnym. Zaobserwowany wzrost temperatury układu badawczego spowodowany funkcjonowaniem łożyska i układu zasilania nie spowodował zakłócenia pracy łożyska, co świadczy o prawidłowym działaniu testowanego układu zasilania.

#### 8.4. Nośność hydrodynamiczna łożyska

Badanie nośności hydrodynamicznej ma na celu ocenę funkcjonowania łożyska testowego w warunkach dużych obciążeń przekraczających obciążenia eksploatacyjne. Dzięki tym testom możliwe jest sprawdzenie zakresu poprawności smarowania hydrodynamicznego i jednocześnie skuteczności układu zasilania.

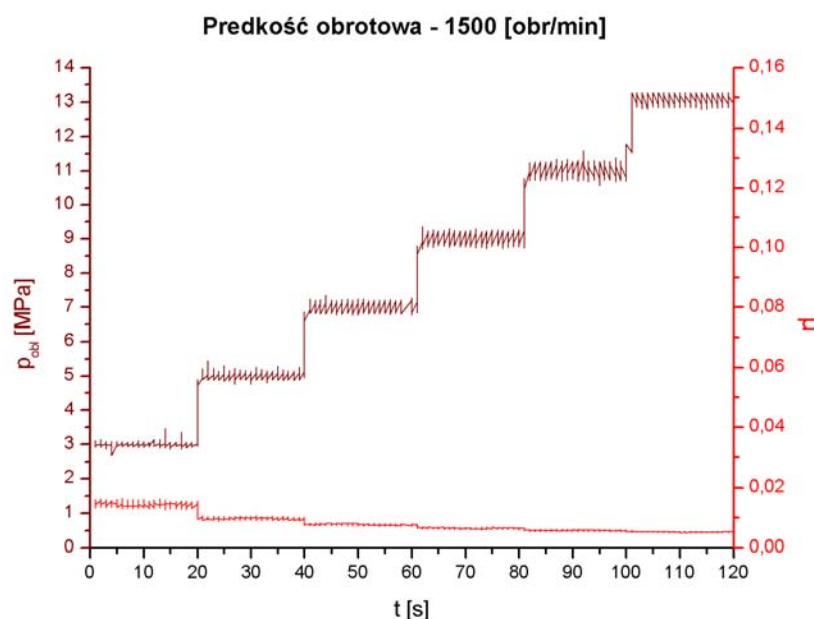
Zależność zmian zadanych nacisków obliczeniowych oraz zmierzonych wartości momentu tarcia w funkcji czasu trwania testu dla wybranej prędkości obrotowej czopa łożyska testowego przedstawiono na Rys. 120.



Rys. 120. Zależność nacisków obliczeniowych i momentu tarcia w funkcji czasu ( $n = 1500$  obr/min)

Zwiększenie nacisków obliczeniowych w łożysku testowym w zakresie od 3 do 13 [MPa] skutkuje niewielkim proporcjonalnym wzrostem mierzonego momentu tarcia z około 2 do niecałych 3 [Nm]. Świadczy to o poprawnej pracy badanego łożyska w warunkach krótkotrwałego przeciążenia.

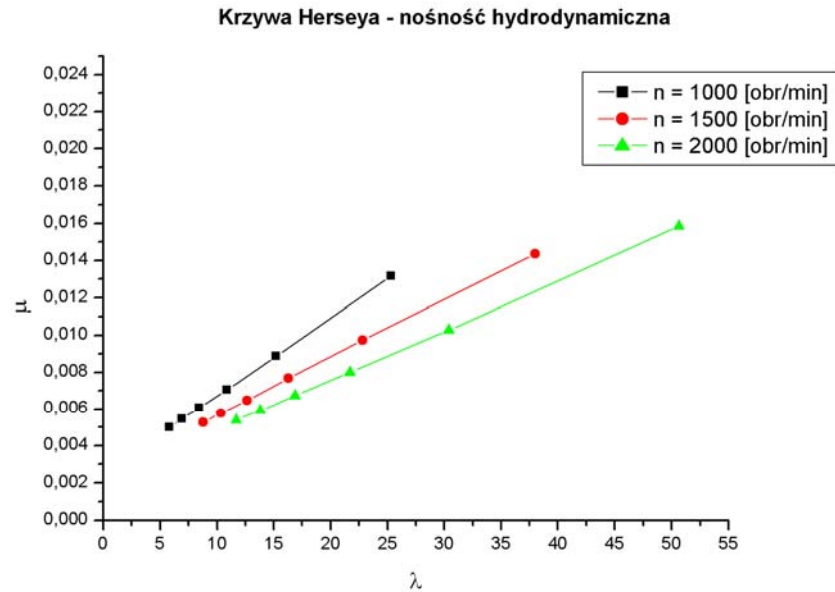
Na Rys. 121 przedstawiono w sposób analogiczny zależność zmian wartości współczynnika tarcia w funkcji czasu trwania testu.



Rys. 121. Zależność nacisków obliczeniowych i współczynnika tarcia w funkcji czasu ( $n = 1500$  obr/min)

Wzrost obciążenia łożyska testowego w rozpatrywanym zakresie powoduje nieznaczny spadek wartości współczynnika tarcia, przy czym im większe obciążenie łożyska, tym mniejsza wartość współczynnika tarcia. W rzeczywistości w przypadku rozpatrywania działania łożyska przy dużych obciążeniach wartości współczynnika tarcia jest nieco większa za sprawą wzrastającego dodatkowego momentu związanego z przemieszczeniem czopa łożyska, który zaniża wartość mierzonego moment tarcia. Wpływ dodatkowego momentu wynikającego z przemieszczenia czopa łożyska na mierzony moment tarcia opisano w podpunkcie 6.2.3.

Na podstawie wyników wszystkich trzech przeprowadzonych serii doświadczalnych (program badań według Tab. 21) sporządzone zostały charakterystyki przedstawione na Rys. 122. Odpowiadają one prawej gałęzi krzywej Herseya (stanowi równowagi termodynamicznej łożyska).



Rys. 122. Zależność współczynnika tarcia w funkcji liczby Herseya ( $p_{obl} = 3 \div 13$  MPa;  $n = 1000 \div 2000$  obr/min)

Na podstawie przebiegu wyznaczonych charakterystyk można stwierdzić, że:

- wzrost nacisków obliczeniowych w zakresie od 3 do 13 [MPa] powoduje spadek wartości współczynnika tarcia (przesunięcie po krzywej Herseya z prawa na lewo),
- wzrost prędkości obrotowej w zakresie od 1000 do 2000 [obr/min] wiąże się z spadkiem wartości współczynnika tarcia (przesunięcie krzywej Herseya w dół).

Przebieg krzywych Herseya oraz wyznaczone wartości współczynnika tarcia świadczą, iż w warunkach chwilowego przeciążenia łożyska testowego nie następuje utrata nośności hydrodynamicznej. Stwierdzony jednoczesny spadek wartości liczby Herseya oraz wartości współczynnika tarcia (przesunięcie po krzywej Herseya w kierunku minimum tarcia) jest potwierdzeniem prawidłowego smarowania łożyska i tym samym skuteczności badanego układu zasilania.

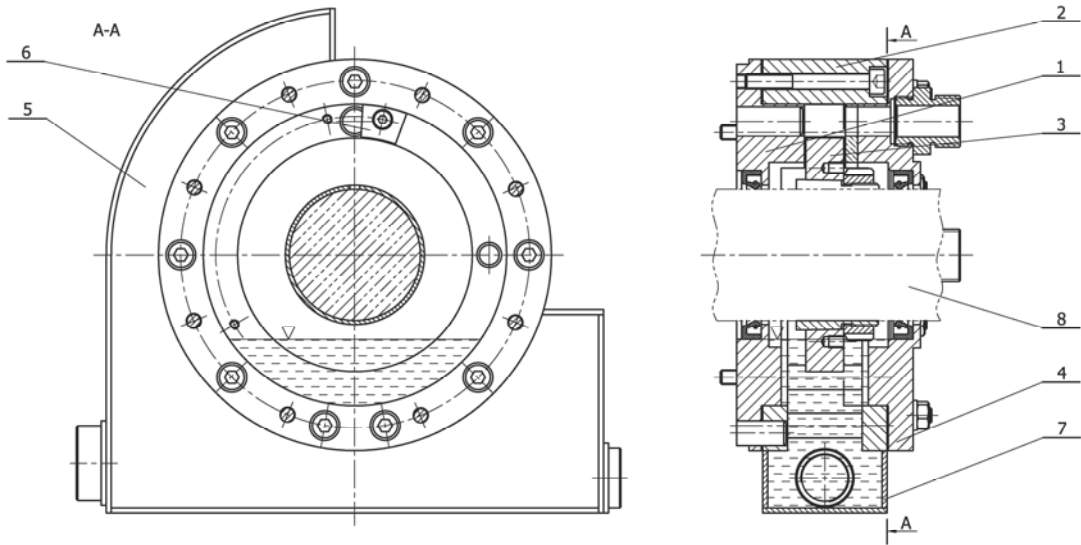
## **9. Badania porównawcze zasilania tradycyjnego i z wykorzystaniem przewodnicy**

Aby ocenić efektywność rozpatrywanej koncepcji układu zasilania na tle stosowanych powszechnie rozwiązań, przeprowadzone zostały dodatkowe testy. Porównaniu poddano między innymi wybrane ustawienie testowanego układu (współpraca pierścienia z przewodnicą) oraz zmodyfikowany układ stanowiący klasyczne smarowanie pierścieniowe (współpraca pierścienia i zgarniacza). Weryfikacja obejmowała ocenę ilości podawanego oleju. Wyznaczono i porównano również charakterystyki temperaturowe łożyska zasilanego z wykorzystaniem przewodnicy hydrodynamicznej, tradycyjnego smarowania pierścieniem stałym oraz pod ciśnieniem z zewnętrznego układu zasilania. Umożliwiło to ocenę korzyści wynikających z zastosowania proponowanego rozwiązania.

### **9.1. Ilość podawanego oleju**

Najprostszym sposobem oceny efektywności nowego układu zasilania jest porównanie jego wydajności w stosunku do wydajności tradycyjnych układów oraz wymaganej ilości oleju potrzebnego do prawidłowego smarowania łożyska. Aby dokonać wiarygodnego porównania przeprowadzono dodatkowe pomiary objętościowego natężenia przepływu uzyskiwanego przez zmodyfikowany układ badawczy, odpowiadający klasycznemu rozwiązaniu smarowania pierścieniem stałym współpracującym ze zgarniaczem.

Na Rys. 123 przedstawiono przystawkę badawczą w konfiguracji klasycznego układu zasilania pierścieniem stałym. Modyfikacja przystawki badawczej polegała na zdemonstrowaniu przewodnicy hydrodynamicznej oraz na wykonaniu nowego korpusu posiadającego poszerzoną przestrzeń nad obszarem gdzie przenoszony jest olej na powierzchni pierścienia smarującego. Poszerzenie korpusu wynikało z małej odległości między jego pierwotną ścianką i pierścieniem smarującym, co pomimo braku przewodnicy stwarzało warunki do tworzenia się klina olejowego. Dodatkowo szerokość szczelin między powierzchniami pierścienia i pokryw bocznych ustawiono na największą wartość 2,65 [mm]. Dzięki tym zabiegom uzyskano klasyczny układ smarowania pierścieniem stałym współpracującym ze zgarniaczem, którego rolę w zmodyfikowanym układzie pełniła tama.



Rys. 123. Przystawka badawcza – klasyczny układ zasilania pierścieniowego: 1 – pokrywa tylna, 2 – korpus, 3 – pierścień smarujący, 4 – pokrywa przednia, 5 – poszerzona przestrzeń korpusu, 6 – tama (zgarbiacz), 7 – zbiornik oleju, 8 – wał

Zmodyfikowany układ badawczy zamontowany na stanowisku PGII -1Ł przedstawiono na Rys. 124.

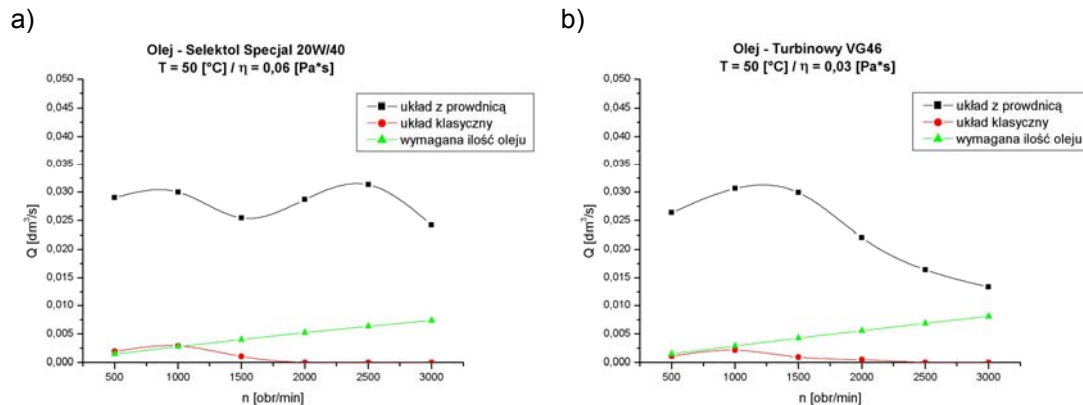


Rys. 124. Konfiguracja maszyny łożyskowej PGII – 1Ł z przystawką badawczą jako wyodrębnionym klasycznym układem zasilania pierścieniem stałym

Ustawienia stanowiska i sposób pomiaru objętościowego natężenia przepływu dla konfiguracji klasycznego układu smarowania pierścieniem stałym realizowane były w

ten sam sposób jak w przypadku badań układu z prowadnicą. Metodyka pomiaru rozpatrywanego parametru opisana została w podpunkcie 6.3.1.

Na Rys. 125 przedstawiono zależność objętościowego natężenia przepływu oleju w funkcji prędkości obrotowej uzyskiwanego przez wybrane ustawienie układu zasilania z prowadnicą, klasycznego układu ze stałym pierścieniem smarującym oraz wymaganą ilość oleju potrzebną do prawidłowego smarowania łożyska testowego.



Rys. 125. Zależność objętościowego natężenia przepływu oleju w funkcji prędkości obrotowej dla układu z prowadnicą, układu klasycznego oraz wymagana ilość oleju potrzebna do smarowania łożyska testowego, (a) olej Selektol Spezial 20W/40 ( $T = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\eta = 0,06 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ), (b) olej Turbinowy VG46 ( $T = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\eta = 0,03 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ )

Uwzględniona na Rys. 125 wymagana ilość oleju potrzebna do smarowania łożyska testowego (parametry łożyska testowego podano w podpunkcie 6.2.3) określona została metodą Raimondiego i Boyda [62]. Charakterystykę wykorzystanej metody zawarto w punkcie 2.1.

Na podstawie porównania charakterystyk objętościowego natężenia przepływu (Rys. 125) można stwierdzić że:

- ilość oleju podawanego przez wybrane ustawienie układu z prowadnicą jest większa aniżeli ilość oleju wymagana do prawidłowego smarowania łożyska testowego w całym zakresie analizowanych prędkości obrotowych,
- ilość oleju podawanego przez klasyczne rozwiązanie układu z pierścieniem stałym jest równa wymaganej jedynie w zakresie prędkości od 500 do 1000 [obr/min],
- w zakresie prędkości obrotowych od 2000 do 3000 [obr/min] klasyczny układ z pierścieniem stałym nie podaje oleju.

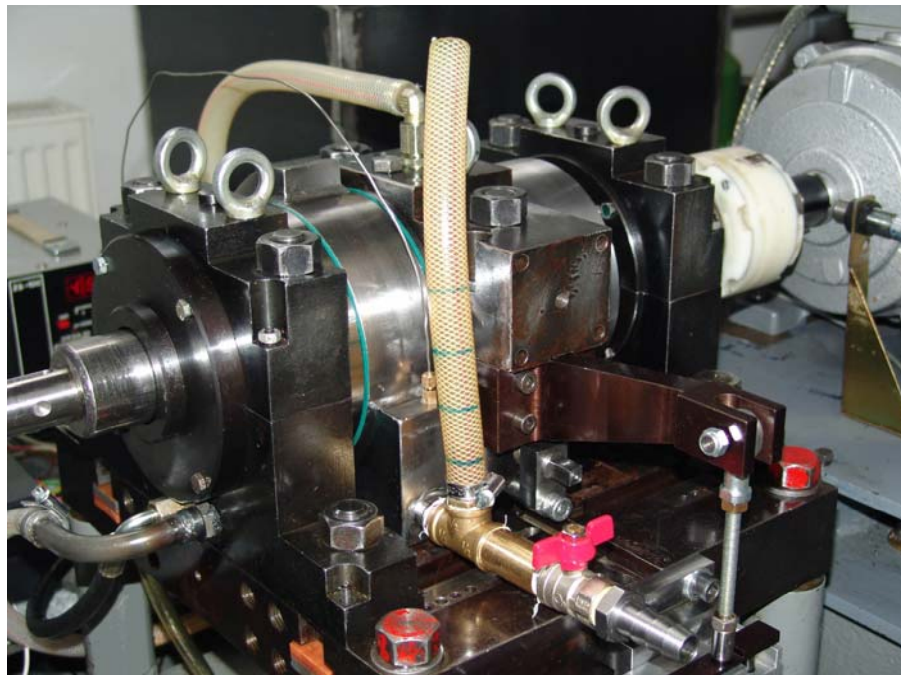


Uzyskana na podstawie wyników porównania kilkakrotnie większa niż wymagana wydajność proponowanego układu zasilania potwierdza jego skuteczność oraz przewagę nad klasycznym sposobem smarowania pierścieniowego.

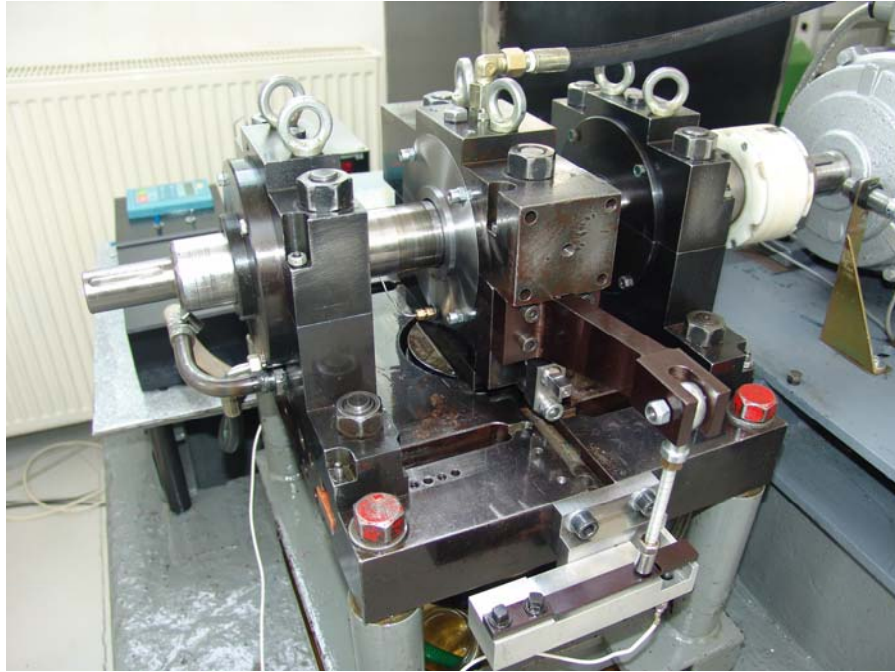
## 9.2. Charakterystyki temperaturowe

Dokonanie pełnej oceny efektywności działania proponowanego rozwiązania w warunkach eksploatacyjnych, możliwe jest na podstawie porównania charakterystyk temperaturowych łożyska zasilanego z wykorzystaniem rozpatrywanego układu zasilania oraz układów klasycznych. W tym celu przeprowadzono dodatkowe testy badawcze łożyska zasilanego z wykorzystaniem zmodyfikowanej przystawki badawczej stanowiącej odpowiednik klasycznego układu smarowania pierścieniem stałym oraz z wykorzystaniem zewnętrznego ciśnieniowego układu zasilania.

Konfiguracje stanowiska badawczego z łożyskiem testowym i klasycznym układem smarowania pierścieniem stałym przedstawia Rys. 126, natomiast konfiguracje stanowiska z łożyskiem zasilanym z zewnętrznego ciśnieniowego układu przedstawiono na Rys. 127.



Rys. 126. Konfiguracja maszyny łożyskowej PGII – 1Ł z klasycznym układem smarowania pierścieniem stałym zablokowanym z oprawką łożyska badanego



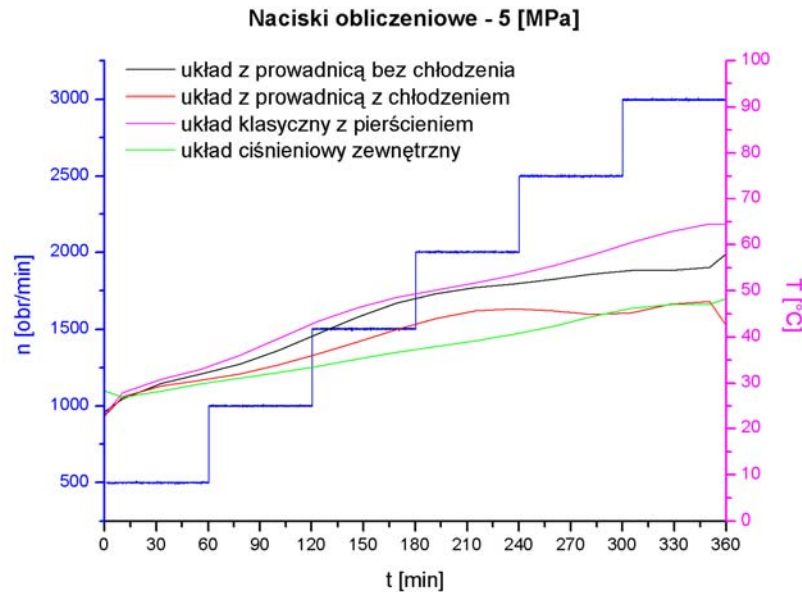
*Rys. 127. Konfiguracja maszyny łożyskowej PGII – 1Ł z łożyskiem testowym zasilanym z zewnętrznego ciśnieniowego układu*

W przypadku badań realizowanych dla obu porównawczych konfiguracji stanowiska PG II – 1Ł zastosowano te same ustawienia oraz tę samą metodykę pomiaru, jaka wykorzystywana była w badaniach zasadniczych dla układu z prowadnicą. Sposób realizacji ustawień stanowiska oraz metodykę pomiarów zawiera podpunkt 6.2.4 i 6.3.2. Do zasilania łożyska testowego pod ciśnieniem wykorzystano istniejący zasilacz hydrauliczny maszyny łożyskowej PGII – 1Ł (schemat budowy stanowiska przedstawiono w podpunkcie 6.2.1, Rys. 53). Parametry wykorzystanego zasilacza hydraulicznego zawarto w Tab. 22.

*Tab. 22. Parametry zasilacza hydraulicznego maszyny łożyskowej PGII – 1Ł*

Natężenie przepływu oleju	0,013 [dm <sup>3</sup> /s]
Maksymalne ciśnienie oleju	2 [bar]
Pojemność zbiornika oleju	60 [dm <sup>3</sup> ]

Na Rys. 128 przedstawiono zależność zmian zadanych wartości prędkości obrotowej oraz zmierzonych wartości temperatury oleju w funkcji czasu trwania testu dla trzech różnych sposobów zasilania łożyska testowego.



Rys. 128. Zależność prędkości obrotowej i temperatury oleju w funkcji czasu dla układu z prowadnicą bez chłodzenia, układu z prowadnicą z chłodzeniem, klasycznego układu zasilania pierścieniem stałym oraz zewnętrznego ciśnieniowego układu zasilania ( $p_{obl} = 5 \text{ MPa}$ )

Wyznaczone charakterystyki porównawcze obejmują dwa przypadki układu z prowadnicą: bez chłodzenia (przypadek standardowy) oraz z chłodzeniem. Zastosowanie chłodzenia układu badawczego podczas testu polegało na wykorzystaniu elektrycznego wentylatora, który umożliwił zwiększenie stopnia rozpraszania ciepła. Celem tego zabiegu była ocena wpływu dodatkowego chłodzenia na warunki pracy łożyska.

Na podstawie porównania czterech charakterystyk temperaturowych (Rys. 128) można stwierdzić że:

- najniższa temperatura oleju podczas testu osiągnięta została przy zastosowaniu zewnętrznego zasilania ciśnieniowego w zakresie prędkości obrotowych od 500 do 2500 [obr/min] oraz przy zastosowaniu zewnętrznego zasilania ciśnieniowego i układu z prowadnicą z chłodzeniem w zakresie prędkości obrotowych od 2500 do 3000 [obr/min],
- najwyższa temperatura oleju podczas testu wystąpiła przy zastosowaniu klasycznego układu smarowania pierścieniem stałym w całym zakresie analizowanych prędkości obrotowych, przy czym wyraźny wzrost temperatury wystąpił w zakresie od 2500 do 3000 [obr/min],

- maksymalna temperatura oleju osiągnięta przy 3000 [obr/min] przy wykorzystaniu klasycznego układu smarowania pierścieniem stałym jest o 10 [°C] większa niż w przypadku układu z prowadnicą bez chłodzenia,
- maksymalna temperatura oleju osiągnięta przy 3000 [obr/min] przy wykorzystaniu układu z prowadnicą i z chłodzeniem jest jednakowa jak uzyskana przy wykorzystaniu zewnętrznego zasilania ciśnieniowego i jest niższa o 10 [°C] w stosunku do układu z prowadnicą bez chłodzenia oraz niższa o 20 [°C] w stosunku do klasycznego układu smarowania pierścieniem stałym.

Przeprowadzone porównanie charakterystyk temperaturowych wyznaczonych w warunkach testów zbliżonych do warunków eksploatacyjnych wykazało:

- korzystniejszy wariant układu zasilania z prowadnicą hydrodynamiczną bez dodatkowego chłodzenia w stosunku do klasycznego układu smarowania pierścieniem stałym,
- porównywalne własności układu zasilania z prowadnicą hydrodynamiczną i z dodatkowym chłodzeniem oraz zewnętrznego ciśnieniowego układu zasilania.

Spośród porównywanych układów zasilania najkorzystniejszym pod względem warunków termodynamicznych łożyska okazał się zewnętrzny układ ciśnieniowy. Wynika to z intensywniejszego rozpraszania ciepła wytwarzanego w łożysku przez strumień oleju przepływający w zewnętrznej instalacji układu zasilania. Porównywalnymi właściwościami charakteryzuje się układ z prowadnicą i dodatkowym chłodzeniem. Świadczy o tym jednakowa wartość temperatury oleju dla obu układów osiągnięta w końcowej fazie testu. Związane to jest ze spadkiem zdolności rozpraszania ciepła przez układ zewnętrzny na skutek stopniowego wzrostu temperatury oleju w zbiorniku zasilacza. Nieco gorszymi właściwościami charakteryzuje się układ z prowadnicą bez chłodzenia z względu na małą objętość oleju w zbiorniku układu nie zapewniającą możliwości skutecznego odprowadzania ciepła. Pomimo osiągniętej wyższej temperatury oleju nie stwierdzono jednak zakłóceń w pracy zasilanego łożyska. Wynika to faktu, że układ ten zapewnia dostarczenie wymaganej ilości oleju w całym zakresie analizowanych prędkości obrotowych. Najgorszymi właściwościami pod względem warunków termodynamicznych charakteryzuje się klasyczny układ zasilania pierścieniem stałym współpracującym ze zgarniaczem. Największy osiągnięty wzrost temperatury łożyska w górnym zakresie analizowanych prędkości obrotowych wynika z

stwierzonego wcześniej braku podawania oleju przez ten układ. Skutkiem tego jest praca łożyska testowego w warunkach odpowiadających skąpemu smarowaniu, co spowodowało znaczny wzrost jego temperatury.

## 10. Podsumowanie

### 10.1. Wnioski z badań własnych

Przeprowadzone obliczenia numeryczne oraz badania doświadczalne nowego układu zasilania poprzecznego łożyska ślizgowego jednoznacznie potwierdziły słuszność postawionej tezy:

**„Zastosowanie przewodnicy hydrodynamicznej umożliwia zwiększenie intensywności przepływu oleju przez łożysko z własnym zasilaniem i przez to rozszerzenie obszaru wykorzystania smarowania pierścieniowego w stosunku do istniejących rozwiązań.”**

Analiza obliczeniowa i doświadczalna wykazała, że zaproponowana koncepcja układu zasilania wykorzystująca współpracę stałego pierścienia smarującego i przewodnicy hydrodynamicznej charakteryzuje się lepszymi własnościami niż wykorzystywane dotychczas rozwiązania zasilania pierścieniowego. Stwierdzona duża wydajność nowego układu oraz możliwość zasilania łożyska pod niewielkim ciśnieniem sprawiają, że można je zastosować w określonym zakresie jako alternatywne rozwiązanie w stosunku do zasilania ciśnieniowego z zewnętrznych układów. Wykorzystanie proponowanego rozwiązania przy dużych prędkościach obrotowych czopa łożyska wiąże się z uproszczeniem, zwiększeniem niezawodności oraz uniezależnieniem układu zasilania, stanowiąc znaczący krok w rozwoju inżynierii łożyskowania.

Na podstawie wykonanego w ramach pracy obszernego zakresu obliczeń MES oraz testów doświadczalnych można sformułować następujące wnioski:

- najkorzystniejszą konfigurację układu zasilania ze względu na osiąganą wydajność, ciśnienie oraz prostotę wykonania stanowi wariant przewodnicy tworzącej kanał zakończony uskokiem,
- układ zasilania charakteryzuje się bardzo dobrymi własnościami tj. wysoką wydajnością, stosunkowo małymi stratami cieplnymi oraz małą wrażliwością na zmiany lepkości oleju w zakresie małych i średnich prędkości obrotowych (do 1500 obr/min),
- działaniu układu zasilania przy większych prędkościach obrotowych (od 1500 do 3000 obr/min) towarzyszy zapowietrzenie podawanego oleju oraz wzrost

strat cieplnych, co pogarsza właściwości rozwiązania, lecz nie przekreśla możliwości jego stosowania (wskazane jest wówczas zastosowanie komory odpowietrzającej oraz dodatkowego chłodzenia),

- zmiana lepkości dynamicznej oleju (w analizowanym zakresie) w mniejszym stopniu wpływa na uzyskiwaną przez układ wydajność, natomiast w większym stopniu wpływa na możliwe do uzyskania ciśnienie oleju oraz na poziom strat cieplnych,
- działanie układu zasilania charakteryzuje zgodna tendencja zmian osiąganych wartości objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia oleju w funkcji prędkości obrotowej,
- funkcjonowanie układu zasilania cechuje wprost proporcjonalny wzrost strat cieplnych w stosunku do osiąganego ciśnienia oleju,
- wytypowanie najkorzystniejszej geometrii kanału zasilającego (optymalnych wartości wysokości kanału i szerokości szczelin bocznych) wymaga kompromisu pomiędzy maksymalną wydajnością układu, maksymalnym możliwym do uzyskania ciśnieniem oleju oraz niskim poziomem strat cieplnych,
- obliczenia z wykorzystaniem metody elementów skończonych można w ograniczonym zakresie stosować do szacowania wydajności rozwiązania,
- działanie łożyska zasilanego przy wykorzystaniu wybranego ustawienia układu jest prawidłowe w warunkach testów odpowiadających warunkom eksploatacyjnym,
- wydajność wybranej konfiguracji układu zasilania jest znacznie większa niż osiągnięta przez powszechnie stosowany klasyczny układ smarowania pierścieniem stałym oraz w stosunku do wymaganej ilości oleju potrzebnej do prawidłowego smarowania łożyska,
- własności eksploatacyjne łożyska zasilanego przy wykorzystaniu rozpatrywanego układu zasilania (maksymalna temperatura pracy) są znacznie lepsze niż w przypadku wykorzystania klasycznego układu zasilania pierścieniem stałym współpracującym ze zgarniaczem,
- testowany układ zasilania z dodatkowym chłodzeniem (wymuszonym przez wentylator przepływem powietrza wokół ścianek) posiada porównywane własności w stosunku do zewnętrznego ciśnieniowego układu zasilania.

## 10.2. Zalecenia konstrukcyjne

Analizując wyniki badań teoretycznych i doświadczalnych nowego układu zasilania poprzecznych łożysk ślizgowych można sprecyzować następujące zalecenia konstrukcyjne:

- dobór najistotniejszych parametrów geometrycznych układu zasilania (wymiarów kanału zasilającego) decydujących o jego własnościach musi uwzględniać rodzaj i konstrukcję smarowanego łożyska oraz przewidywane warunki pracy (obciążenie, rodzaj oleju, temperaturę),
- wskazane jest jednoczesne projektowanie łożyska i układu zasilania jako jednej całości w celu umożliwienia pełnego wykorzystania funkcjonalności nowego rozwiązania,
- przy doborze wymiarów kanału zasilającego (głównie wysokości kanału) należy uwzględnić stany przejściowe pracy łożyska (rozruch, możliwość wzrostu obciążenia),
- w celu zapewnienia dużej niezawodności łożyska przy doborze wymiarów kanału zasilającego należy przewidzieć i uwzględnić wpływ możliwych awaryjnych stanów pracy (spadek poziomu oleju w zbiorniku, wzrost temperatury oleju),
- skutecznym sposobem ograniczenia strat cieplnych wynikających z działania układu zasilania jest stosowanie kanału przelewowego połączonego z kanałem spływowym dostarczającym olej do szczeliny smarowej łożyska (zakończenie kanału spływowego tylko szczeliną smarową powoduje dławienie przepływu i intensywniejsze ścinanie oleju w kanale zasilającym),
- większe wymiary łożyska (średnica czopa) skutkują zwiększeniem wymiarów układu zasilania przyczyniając się tym samym do zmniejszenia wydajności rozwiązania na skutek strat przepływu wywołanych przyspieszeniem ziemskim (wynikających z powiększenia wysokości kanału zasilającego),
- istnieje możliwość polepszenia użyteczności układu zasilania przy większych prędkościach obrotowych za pomocą dodatkowego chłodzenia (przy wykorzystaniu wentylatora osadzonego na wale i odpowiedniego uźebrowania korpusu łożyska) oraz zastosowania dodatkowego zbiornika służącego do odpowietrzania podawanego oleju,



- stwierdzona duża wydajność układu zasilania (znacznie większa niż wymagana) umożliwia potencjalne wykorzystanie części strumienia podawanego oleju do zasilania dodatkowej instalacji chłodzącej i filtrującej.

### **10.3. Problemy badawcze do rozwiązania w przyszłości**

Na podstawie przeprowadzonych analiz numerycznych i doświadczalnych nowego układu zasilania wykorzystującego współpracę stałego pierścienia smarującego i prowadnicy hydrodynamicznej można zaproponować następujące dalsze kierunki badań:

- opracowanie modelu kanału zasilającego przy wykorzystaniu kodu obliczeniowego, który uwzględniałby dodatkowe istotne zjawiska (turbulencje, pole grawitacyjne, zapowietrzenie oleju),
- budowa modelu kanału spływowego oraz analiza przepływu oleju do szczeliny łożyskowej umożliwiająca dokładne uwzględnienie występujących oporów zasilania,
- badania wpływu wymiarów łożyska i układu zasilania na osiąganą wydajność połączone z określeniem najkorzystniejszej geometrii kanału zasilającego w zależności od różnych wymiarów rozwiązania,
- analiza obliczeniowa i doświadczalna dla innej możliwej geometrii kanału zasilającego (różnych kształtów pierścienia i prowadnicy hydrodynamicznej),
- badania rozwojowe mające na celu wyeliminowanie niekorzystnych cech układu zasilania (wykorzystanie dodatkowych układów chłodzenia i odpowietrzania oleju),
- badania eksploatacyjne łożyska z układem zasilania w maszynach i urządzeniach.

## 11. Literatura

- [1] Advani S.D., Simmons J.E.L.: Some standard and special self-contained bearing designs. Proc. Institution of Mechanical Engineers Seminar on Self Contained Bearings and Their Lubrication. London, November 1984, 37-42.
- [2] Allaire P. E., Kocur J. A., Nicholas J. C.: A Pressure – Parameter Method of Finite – Element Solutions of Reynolds Equation. The 39th ASLE Annual Meeting in Chicago, Illinois May 7-10 1984, Prep. No. 84-AM-20-3, 1 - 9.
- [3] Allaire P. E., Nicholas J. C., Gunter E. J.: Systems of Finite Elements for Finite Bearings. Transactions of the ASME, Paper No. 99-Lub-2, April 1977, 187 – 197.
- [4] ANSYS, Inc. Theory Reference. 2007.
- [5] Artiles A., Heshmat H.: Analysis of Starved Thrust Bearings Including Temperature Effects. Transactions of the ASME, vol. 109, July 1987, 395 – 404.
- [6] Barwell F. T.: Łożyskowanie. Warszawa, WNT 1984.
- [7] Baudry R. A., Tichvinsky L. M.: Performance of Oil Rings. Mechanical Engineering Vol. 59. 1937, 89-92.
- [8] Booker J. F., Huebner K. H.: Application of Finite Element Methods to Lubrication: An Engineering Approach. J. Lubr. Tech. Trans. ASME, October 1972, 313 – 323.
- [9] Bowden F. P., Tabor D.: Wprowadzenie do trybologii. Warszawa, WNT 1980.
- [10] Coonors H. J.: An analysis of the effect of lubricant supply rate on the performance of the 360 journal bearing. Trans. ASLE 5(2), 404, 1962.
- [11] Dietrich M.: Podstawy Konstrukcji Maszyn. PWN, Warszawa 1989, tom III.
- [12] Dowson D.: History of Tribology. London, Longman 1979.
- [13] Emery A. F., Carson W. W.: Evaluation of the Use of the Finite Element Method in Computation of Temperature. Journal of Heat Transfer, Trans. ASME, Series C, Vol. 93, No. 2, May 1971, p. 136.
- [14] Etsion I., Pinkus O.: Solutions of Finite Journal Bearings With Incomplete Films. J. Lubr. Tech. Trans. ASME, 97, Series F, January 1975, 89 – 100.
- [15] Ezzat H. A., Rhode S. M.: A Study of the Thermohydrodynamic Performance of finite Slider Bearing. ASME – ASLE, Int, Lub. Conf., New York, October 1972, Paper No. 72-Lub-17.
- [16] Ezzat H. A., Rhode S. M.: Thermal Transients in Finite Slider Bearing. J. Lubr. Tech. Trans. ASME, July 1974, 315 – 321.
- [17] Fuller D. D.: Teoria i praktyka smarowania. PWT, Warszawa 1960.
- [18] Fust A., Starcevic M.: Pumpsegmentlager fur vertikale Wasserkraftgeneratoren. Brown Boven Technik 11 – 85, 542 – 545.
- [19] Gallagher R. H.: Finite Elements in Fluids – Mathematical Foundations, Aerodynamics and Lubrication. Vol. 2. John Wiley, Chichester 1978.
- [20] Gallagher R. H.: Finite Elements in Fluids - Viscous Flow and Hydrodynamics. Vol. 1. John Wiley, Chichester 1978.

- [21] Gardner W. W.: Bearing Oil Delivery by Disc – Scraper Means. Transactions of the ASME, Paper No. 76-Lub-2, May 1976, 174 – 179.
- [22] Gardner W. W.: Journal Bearing Operation at Low Sommerfeld Numbers. The 30th Annual Meeting in Atlanta, Georgia May 5 -8 1975, ASLE Transactions Vol. 19, 3, 187 – 194.
- [23] Gardner W. W., Ulschmid J. G.: Turbulence Effects in Two Journal Bearing Applications. J. Lubr. Tech. Trans. ASME, 96, Series F, January 1974, 15 – 21.
- [24] Garner D. R.: Designing a Plain Bearing. The Glacier Metal Company Limited Alperton. Wembley Middlesex England LB 441/79, June 1975, 1 -11.
- [25] Garner D. R., Jones G. J., Martin F. A.: Turbulent Journal Bearings: Designs Charts for Performance Prediction. The Glacier Metal Company Limited, LB 424/77, 1 - 12.
- [26] Garner D. R., Lee C. S., Martin F. A.: Stability of profile bore bearings: influence of bearing type selection. The Glacier Metal Company Limited, LB 456/80.
- [27] Garner D. R., New N. H.: Recent Developments in High Speed Thrust & Journal Bearings. AE Symposium April 18 – 21 1982, Paper No. 13, LB 471/82, 3 – 8.
- [28] Garner D. R.: The use of Design Procedures for Plain Bearings. The Glacier Metal Company Limited, LB 459/81, 1 - 12.
- [29] Gray S. J., Jayawant R. A. C., Leopard A. J.: Bearings for Pumps. 11th International Pump Technical Conference, Cambridge 18 – 20 April 1989, Paper No. RPB/EN/AJI/7293, 1 – 23.
- [30] Hamrock B. J., Anderson W. J.: Rayleigh Step Journal Bearing, Part II – Incompressible Fluid. J. Lubr. Tech. Trans. ASME, October 1969, 641 – 650.
- [31] Hebda M., Warchal A.: Trybologia. WNT, Warszawa 1980.
- [32] Hersey M. D.: Discussion of Performance of Oil Rings. Mechanical Engineering, vol. 59, 1937, p. 291.
- [33] Hong Y., Chen D., Wang J., Li X.: Numerical Modeling of a Newtonian and a Bingham Fluid in a Rayleigh Step Bearing. Transactions of the ASME, Paper No. 125-Lub-2, January 2003, 206 – 210.
- [34] Janecki J., Hebda M.: Tarcie, smarowanie i zużycie maszyn. Warszawa, WNT 1972.
- [35] Kabsch K., Szewczyk H.: Mechanika płynów. OWPW, Wrocław 2001.
- [36] Kanarachos A.: A Contribution to the Problem of Designing Optimum Performance Bearings. Transactions of the ASME, Paper No. 76-Lub-2, October 1977, 462 – 468.
- [37] Karelitz G. B.: Performance of Oil-Ring Bearings. Transactions of the American Society of Mechanical Engineers Vol. 52. 1930, pp. 57-70.
- [38] Kiciński J.: Teoria i badania hydrodynamicznych poprzecznych łożysk ślizgowych. Wrocław, Ossolineum 1993.
- [39] Lawrowski Z.: Technika smarowania. PWN, Warszawa 1987.
- [40] Lawrowski Z.: Tribologia. Tarcie, zużywanie i smarowanie; PWN, Warszawa 1994.

- [41] Lemmon D. C., Booser E. R.: Bearing Oil -Ring Performance. Trans. ASME, J. Bas. Engin. Vol. 88, 1960, p 327-334.
- [42] Lord Rayleigh: Notes of the Theory of Lubrication. Philosophical Magazine, Vol. 35, Jan. 1918, pp. 1-12.
- [43] Martin F. A., Garner D. R.: Plain journal bearings under steady loads: design guidance for safe operation. First European Tribology Congress, LB 371/73, 3 -16.
- [44] Martin F. A., Jones G. J.: Geometry Effects in Tilting - Pad Journal Bearings. The 33th Annual Meeting in Deerhorn, Michigan April 1978, AT 449/80, 7 – 19.
- [45] Martin F. A., Lee C. S.: Feed – Pressure Flow in Plain Journal Bearings. The 37th Annual Meeting in Cincinnati, Ohio May 10-13 1982, ASLE Transactions Vol. 26, 3, 381 – 392.
- [46] McCallion H., Yousif F., Lloyd T.: The Analysis of Thermal Effects in a Full Journal Bearing. Journal of Lub. Tech., Trans. ASME, Series F, vol. 92, No.4, October 1970, pp. 578-587.
- [47] Neale M. J.: Tribology Handbook. Butterworths, London 1973.
- [48] New N. H., Ruddy A. V.: Self Contained Bearing Assemblies. AE Symposium April 5 – 9 1986, Paper No. 21, 1 – 6.
- [49] Neyman A.: Optymalizacja cech materiałowych łożysk ślizgowych pomp zębatych na podstawie badań obciążalności w wybranych warunkach tarcia. Rozprawa Doktorska. Gdańsk 1974.
- [50] Neyman A., Sikora J.: Hydrodynamiczne łożyska ślizgowe poprzeczne. WPG, Gdańsk 1993.
- [51] Neyman A.: Wykład z Podstaw Konstrukcji Maszyn. Łożyska ślizgowe. Gdańsk, WPG 2000.
- [52] Norrie D. H., Vries G.: The finite element method. Academic Press, New York 1973.
- [53] Olszewski A.: Ceramiczne łożysko poprzeczne o konforemnych powierzchniach ślizgowych. Rozprawa Doktorska. Gdańsk 2002.
- [54] Olszewski O., Sikora J., Neyman A., Sidorczyk A.: Łożysko ślizgowe wolnostojące. Patent polski nr 117 430 z dn. 15.08.83.
- [55] Ozdas N., Ford H.: Oil Transfer and Cooling in Ring – Oiled Bearings. Engineering, August 26, 1955, pp. 268-271, October 21, 1955, pp. 570-573.
- [56] Ozdas N., Ford H.: Olforderung loser schmierringe und Temperaturen eines Ringschmierlagers. Konstruktion 02/57, 74-76.
- [57] Peeken H.: Die Berechnung extrem kurzer Gleitlager. Konstruktion 03/60, 104-110.
- [58] Peeken H.: Gleitlagertemperatur bei von 20 °C abweichenden Umgebungstemperaturen. Konstruktion 06/66, 232-236.
- [59] Peeken H.: Zustandsschaubild für Gleitlager. Konstruktion 05/68, 169-176.
- [60] Pinkus O., Sternlicht B.: Theory of Hydrodynamic Lubrication. McGraw – Hill, New York 1961.

- [61] Pozorski J.: Zagadnienia turbulencji w mechanice płynów. IMP PAN, Gdańsk.
- [62] Raimondi A. A., Boyd J.: A Solution for the Finite Journal Bearing and its Application to Analysis and Design – I, II, III; ASLE Trans., vol. 1, No. 1, April 1958, 159 – 209.
- [63] Reddi M. M.: Finite-Element Solution of the Incompressible Lubrication Problem. Journal of Lub. Tech., Trans. ASME, Series F, vol. 91, No.3, July 1969, pp. 524.
- [64] Rockwell APS.: Dodge Sleeve Hydrodynamic Bearings. Rockwell International Corporation 1999.
- [65] Rose A.: Marine bearings. Transactions of Institute of Marine Engineers, July 1967. Vol. 79, No. 7, 233-265.
- [66] Safar S., Szeri A. Z.: Thermohydrodynamic Lubrication in Laminar and Turbulent Regimes. Journal of Lub. Tech., Trans. ASME, Series F, vol. 96, No.1, January 1974, pp. 48-56.
- [67] Schmid E., Weber R.: Gleitlager. Springer, Berlin 1953.
- [68] Sikora J., Zariczny P.: Modelowanie zasilania łożyska ślizgowego olejem z wykorzystaniem przewodnicy hydrodynamicznej. XXII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, Gdynia – Jurata 2005. Tom 4, WFRAM, s. 433-438.
- [69] Sikora J., Zariczny P.: Układ indywidualnego zasilania poprzecznego łożyska ślizgowego. Zgłoszenie patentowe nr P 371568 z dn. 06.12.04.
- [70] Simmons J. E. L., Advani S. D.: The shrouded ring bearing - an advance for large high speed, self-contained systems. Proceedings Institution of Mechanical Engineers Meeting on Developments in Plain Bearings for the 1990's, London, 17 May 1990, 55-63.
- [71] Simmons J. E. L., Knox R. T.: Advances in oil lubricated plain bearings for high speed applications. Proceedings Institution of Mechanical Engineers Seminar on Bearings for Pumps, Fans and Compressors, London, 14 October 1993, 47-57.
- [72] Simmons J. E. L.: Self Contained Bearings for Special Applications – 3 Case Studies. Proceedings National Conference on Industrial Tribology, Bombay, 11-12 December 1986, 1, 13.1-13.12.
- [73] Solik J., Troszczyk A.: Technika smarowania. Warszawa, PWT 1960.
- [74] Szala J.: Łożyskowanie i sprzęganie wałów. Bydgoszcz, WATR 1988.
- [75] Świdorski W.: Obliczanie wielkości charakteryzujących poprzeczne łożyska ślizgowe Tribologia i Trybotechnika, WITE Radom 2000, 572 – 581.
- [76] Vogelpohl G.: Betriebssichere Gleitlager. Springer, Berlin 1967.
- [77] Vogtle G.: Lexikon der Schmierungstechnik. Stuttgart, Franck'sche Verlagshandlung 1964.
- [78] Waukesha BC.: Ship Propulsion Line Shaft Bearings. Waukesha Bearings Coporation.
- [79] Wilcock D. F., Booser E. R.: Bearing Design and Application. McGraw – Hill Book Company Inc., New York 1957.
- [80] Zariczny P.: Hydrodynamiczne łożyska ślizgowe poprzeczne z własnym zasilaniem – ograniczenia stosowania. Tribologia. 2005, nr 2 (200), s. 85 – 98.

- [81] Zariczny P.: Modelowanie układu indywidualnego zasilania poprzecznego łożyska ślizgowego. Seminarium naukowo - techniczne TECHNICON 2005 (CD-ROM), s. 1-5.
- [82] Zariczny P.: Modelowanie zasilania łożyska ślizgowego olejem z wykorzystaniem prowadnicy hydrodynamicznej. VII Seminarium Naukowe "Współczesne technologie i konwersja energii". Gdańsk 2004, s. 313-320.
- [83] Zariczny P., Sikora J.: Badania doświadczalne układu indywidualnego zasilania poprzecznego łożyska ślizgowego. Tribologia. 2007, nr 1 (211), s. 287-298.
- [84] Zienkiewicz O. C.: Metoda elementów skończonych. Arkady, Warszawa 1972.
- [85] Zienkiewicz O. C., Taylor R. L., Nithiarasu J. Z.: The finite element method for fluid dynamics. Butterworth-Heinemann, Amsterdam 2005.
- [86] Zienkiewicz O. C., Taylor R. L., Zhu J. Z.: The finite element method: its basis and fundamentals. Elsevier Butterworth-Heinemann, Oxford 2005.

## 12. Załączniki

Załącznik 1. Wyniki pomiarów objętościowego natężenia przepływu oleju podawanego przez układ zasilania dla różnych wysokości kanału zasilającego utworzonego przez prowadnicę hydrodynamiczną zakończoną uskokiem

Parametr mierzony	Objętościowe natężenie przepływu [dm <sup>3</sup> /s]							
Rodzaj oleju	Selektol Specjal 20W/40 / Turbinowy VG46							
Temperatura oleju	30 [°C]							
Lepkość oleju	0,17 / 0,05 [Pa·s]							
Wysokość kanału [mm]	1	1,5	2	2,5	3	6	9,6	13,2
Prędk. obrotowa [obr/min]								
500	0,00200	0,00720	0,01521	0,02362	0,02905	<b>0,03670</b>	0,03409	0,02250
	-	-	-	-	0,03079	<b>0,04058</b>	0,03973	0,01087
1000	0,00464	0,01365	0,02128	0,02572	0,03001	<b>0,03963</b>	0,03242	0,03016
	-	-	-	-	0,03720	<b>0,04353</b>	0,03857	0,0199
1500	0,00589	0,00981	0,01293	0,01808	0,02545	0,03137	<b>0,03144</b>	0,01951
	-	-	-	-	0,03371	<b>0,04389</b>	0,04077	0,02257
2000	0,00593	0,00973	0,01355	0,02332	0,02869	<b>0,03814</b>	0,03132	0,02453
	-	-	-	-	0,02345	<b>0,03904</b>	0,03537	0,02386
2500	0,00595	0,01130	0,01678	0,02022	0,03131	<b>0,03939</b>	0,02882	0,02244
	-	-	-	-	0,01893	<b>0,03549</b>	0,02882	0,02178
3000	0,00349	0,00843	0,01260	0,01538	0,02420	<b>0,03938</b>	0,03149	0,02031
	-	-	-	-	0,01542	<b>0,03354</b>	0,02900	0,00000
Temperatura oleju	50 [°C]							
Lepkość oleju	0,06 / 0,03 [Pa·s]							
500	0,0049	0,01038	0,01887	0,02354	0,02859	<b>0,03852</b>	0,02503	0,01182
	-	-	-	-	0,02639	<b>0,03452</b>	0,01987	0,00883
1000	0,00658	0,01519	0,02413	0,02635	0,03044	<b>0,03729</b>	0,03113	0,01898
	-	-	-	-	0,03063	<b>0,03857</b>	0,03311	0,01367
1500	0,00575	0,01311	0,02255	0,02505	0,02998	<b>0,03906</b>	0,03400	0,02396
	-	-	-	-	0,02993	<b>0,03423</b>	0,03371	0,02000
2000	0,00605	0,01074	0,01742	0,01964	0,02760	<b>0,04066</b>	0,03216	0,02275
	-	-	-	-	0,02207	<b>0,03340</b>	0,03311	0,01839
2500	0,00482	0,00807	0,01683	0,01693	0,02579	<b>0,03708</b>	0,03625	0,01950
	-	-	-	-	0,01641	<b>0,03044</b>	0,02052	0,00759
3000	0,00220	0,00617	0,01157	0,01335	0,01774	0,03202	0,03461	<b>0,00348</b>
	-	-	-	-	0,01339	<b>0,02062</b>	0,01240	0,00098
Temperatura oleju	70 [°C]							
Lepkość oleju	0,03 / 0,01 [Pa·s]							
500	0,00480	0,01042	0,01713	0,02305	0,02753	<b>0,03079</b>	0,01935	0,00796
	-	-	-	-	<b>0,02329</b>	0,01681	0,01008	0,00435
1000	0,01130	0,01789	0,02533	0,03177	0,03400	<b>0,03777</b>	0,02610	0,01384
	-	-	-	-	0,04321	<b>0,05764</b>	0,05139	0,02131
1500	0,00722	0,01424	0,02095	0,02572	0,02998	0,03229	<b>0,03618</b>	0,02163
	-	-	-	-	0,04101	<b>0,05734</b>	0,05674	0,04181
2000	0,00507	0,01116	0,01457	0,01898	0,02482	<b>0,03755</b>	0,02818	0,01747
	-	-	-	-	0,02801	0,03826	<b>0,04066</b>	0,01659
2500	0,00350	0,00645	0,01131	0,01371	0,02024	<b>0,02888</b>	0,02806	0,01385
	-	-	-	-	0,01531	<b>0,02609</b>	0,02347	0,01251
3000	0,00260	0,00727	0,00798	0,01141	0,01501	<b>0,02394</b>	0,02234	0,00743
	-	-	-	-	0,01023	<b>0,02359</b>	0,00982	0,00135

Zał. 2. Wyniki pomiarów ciśnienia oleju podawanego przez układ zasilania dla różnych wysokości kanału zasilającego utworzonego przez prowadnice hydrodynamiczną zakończoną uskokiem

Parametr mierzony	Ciśnienie [bar]							
Rodzaj oleju	Selektol Specjal 20W/40 / Turbinowy VG46							
Temperatura oleju	30 [°C]							
Lepkość oleju	0,17 / 0,05 [Pa·s]							
Wysokość kanału [mm]	1	1,5	2	2,5	3	6	9,6	13,2
Pręđ. obrotowa [obr/min]								
500	0,008	0,020	0,030	0,052	<b>0,066</b>	0,042	0,019	0,001
	-	-	-	-	<b>0,038</b>	0,022	0,009	0,001
1000	0,010	0,030	0,036	0,073	<b>0,102</b>	0,072	0,030	0,004
	-	-	-	-	<b>0,052</b>	0,036	0,013	0,003
1500	0,007	0,022	0,015	0,030	0,043	<b>0,051</b>	0,029	0,005
	-	-	-	-	<b>0,059</b>	0,029	0,017	0,006
2000	0,003	0,011	0,015	0,060	0,067	<b>0,071</b>	0,042	0,009
	-	-	-	-	0,021	<b>0,047</b>	0,016	0,005
2500	0,001	0,010	0,011	0,051	0,064	<b>0,082</b>	0,045	0,008
	-	-	-	-	0,011	<b>0,029</b>	0,010	0,003
3000	0,001	0,005	0,008	0,048	0,048	<b>0,091</b>	0,056	0,016
	-	-	-	-	0,007	<b>0,011</b>	0,007	0,000
Temperatura oleju	50 [°C]							
Lepkość oleju	0,06 / 0,03 [Pa·s]							
500	0,006	0,012	0,017	0,020	<b>0,026</b>	0,018	0,008	0,001
	-	-	-	-	<b>0,011</b>	0,007	0,003	0,001
1000	0,007	0,017	0,023	0,025	<b>0,036</b>	0,024	0,009	0,002
	-	-	-	-	<b>0,026</b>	0,017	0,007	0,000
1500	0,002	0,008	0,020	0,019	<b>0,028</b>	0,024	0,011	0,005
	-	-	-	-	<b>0,019</b>	0,016	0,008	0,002
2000	0,002	0,005	0,013	0,009	0,018	<b>0,021</b>	0,012	0,006
	-	-	-	-	0,007	<b>0,010</b>	0,006	0,001
2500	0,002	0,005	0,008	0,005	0,009	<b>0,013</b>	0,009	0,003
	-	-	-	-	0,003	<b>0,005</b>	0,003	0,000
3000	0,001	0,003	0,004	0,005	0,007	<b>0,010</b>	0,008	0,003
	-	-	-	-	<b>0,002</b>	<b>0,002</b>	0,001	0,000
Temperatura oleju	70 [°C]							
Lepkość oleju	0,03 / 0,01 [Pa·s]							
500	0,004	0,008	0,009	0,010	<b>0,012</b>	0,010	0,003	0,000
	-	-	-	-	<b>0,005</b>	0,002	0,001	0,000
1000	0,007	0,013	0,018	<b>0,020</b>	0,019	0,013	0,004	0,000
	-	-	-	-	<b>0,018</b>	0,014	0,006	0,000
1500	0,003	0,007	0,010	0,014	<b>0,020</b>	0,013	0,005	0,003
	-	-	-	-	<b>0,019</b>	0,018	0,011	0,004
2000	0,002	0,003	0,004	0,007	<b>0,013</b>	0,010	0,005	0,003
	-	-	-	-	0,006	<b>0,014</b>	0,006	0,001
2500	0,001	0,003	0,002	0,003	<b>0,010</b>	0,006	0,003	0,002
	-	-	-	-	<b>0,004</b>	<b>0,004</b>	0,002	0,000
3000	0,001	0,002	0,002	<b>0,005</b>	<b>0,005</b>	<b>0,005</b>	0,003	0,000
	-	-	-	-	0,001	<b>0,003</b>	0,000	0,000



Zał. 3. Wyniki pomiarów przyrostu temperatury odpowiadającej stanowi stabilizacji układu zasilania dla różnych wysokości kanału zasilającego utworzonego przez prowadnice hydrodynamiczną zakończoną uskokiem

Parametr mierzony	Temperatura stabilizacji [°C]							
Rodzaj oleju	Selektol Specjal 20W/40 / Turbinowy VG46							
Wysokość kanału [mm]								
Pręđ. obrotowa [obr/min]	1	1,5	2	2,5	3	6	9,6	13,2
500	6	7	7	7	7	6	7	7
	-	-	-	-	6	8	6	6
1000	12	12	12	12	11	11	11	7
	-	-	-	-	8	12	10	8
1500	18	16	16	16	16	14	16	11
	-	-	-	-	15	17	14	7
2000	25	23	21	24	22	17	19	20
	-	-	-	-	17	17	18	5
2500	37	36	24	32	27	18	21	17
	-	-	-	-	11	12	25	7
3000	44	45	36	37	34	17	19	7
	-	-	-	-	10	8	13	8

Zał. 4. Wyniki pomiarów objętościowego natężenia przepływu oleju podawanego przez układ zasilania przy różnych szerokościach szczelin między powierzchniami pierścienia smarującego i obudowy dla kanału zasilającego utworzonego przez prowadnice hydrodynamiczną zakończoną uskokiem

Parametr mierzony	Objętościowe natężenie przepływu [dm <sup>3</sup> /s]				
Rodzaj oleju	Selektol Specjal 20W/40				
Temperatura oleju	30 [°C]				
Lepkość oleju	0,17 [Pa·s]				
Szerokość szczelin [mm]					
Pręđ. obrotowa [obr/min]	0,65	1,15	1,65	2,15	2,65
500	<b>0,02905</b>	0,02443	0,02413	0,01606	0,01825
1000	<b>0,03001</b>	0,02916	0,02357	0,02314	0,01787
1500	<b>0,02545</b>	0,02201	0,02052	0,01835	0,01528
2000	<b>0,02869</b>	0,02602	0,02476	0,01982	0,01592
2500	<b>0,03131</b>	0,02793	0,02464	0,02149	0,01595
3000	0,02420	<b>0,02483</b>	0,02043	0,01905	0,01403

Zał. 5. Wyniki pomiarów ciśnienia oleju podawanego przez układ zasilania przy różnych szerokościach szczelin między powierzchniami pierścienia smarującego i obudowy dla kanału zasilającego utworzonego przez prowadnice hydrodynamiczną zakończoną uskokiem

Parametr mierzony	Ciśnienie [bar]				
Rodzaj oleju	Selektol Specjal 20W/40				
Temperatura oleju	30 [°C]				
Lepkość oleju	0,17 [Pa·s]				
Szerokość szczelin [mm]	0,65	1,15	1,65	2,15	2,65
Pręd. obrotowa [obr/min]					
500	<b>0,066</b>	0,040	0,023	0,014	0,008
1000	<b>0,102</b>	0,051	0,025	0,018	0,009
1500	<b>0,043</b>	<b>0,043</b>	0,020	0,013	0,007
2000	<b>0,067</b>	0,025	0,015	0,010	0,005
2500	<b>0,064</b>	0,056	0,015	0,012	0,007
3000	<b>0,048</b>	0,041	0,012	0,008	0,006

Zał. 6. Wyniki pomiarów przyrostu temperatury odpowiadającej stanowi stabilizacji układu zasilania przy różnych szerokościach szczelin między powierzchniami pierścienia smarującego i obudowy dla kanału zasilającego utworzonego przez prowadnice hydrodynamiczną zakończoną uskokiem

Parametr mierzony	Temperatura stabilizacji [°C]				
Rodzaj oleju	Selektol Specjal 20W/40				
Szerokość szczelin [mm]	0,65	1,15	1,65	2,15	2,65
Pręd. Obrotowa [obr/min]					
500	7	7	7	7	<b>6</b>
1000	11	11	10	10	<b>9</b>
1500	16	14	12	12	<b>11</b>
2000	22	23	15	14	<b>12</b>
2500	27	29	21	16	<b>11</b>
3000	34	39	22	15	<b>11</b>

Zał. 7. Wyniki pomiarów objętościowego natężenia przepływu, ciśnienia oleju i przyrostu temperatury stabilizacji układu zasilania dla wybranej konfiguracji kanału zakończonego uskokiem (Selektol Specjal 20W/40,  $T = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

### Dane wejściowe

Rodzaj prowadnicy	z uskokiem
Wysokość kanału $h_{u1}$ / wlotu kanału $h_{z1}$ [mm]	3 / -
Szerokość szczelin bocznych $c$ [mm]	0,65
Rodzaj oleju	Selektol Specjal 20W/40
Temperatura oleju [ $^{\circ}\text{C}$ ] (przy pomiarze $Q$ i $p$ )	30

### Wyniki pomiarów

Prędkość obrotowa $n$ [obr/min]	Objętość oleju $V$ [dm <sup>3</sup> ]	Czas napełniania $t$ [s]	Objętościowe natężenie przepływu $Q$ [dm <sup>3</sup> /s]	Średnie obj. nat. przepływu $Q$ [dm <sup>3</sup> /s]	Ciśnienie $P_{\max}$ [bar]	Ciśnienie $P_{\min}$ [bar]	Średnie ciśnienie $p$ [bar]	Temperatura stabilizacji $T$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]
500	0,05	1,6	0,03125	0,02905	0,080	0,085	0,066	31
		1,8	0,02778					
		1,7	0,02941		0,050	0,048		
		1,8	0,02778					
1000	0,05	1,6	0,03125	0,03001	0,137	0,122	0,102	39
		1,9	0,02631					
		1,6	0,03125		0,084	0,065		
		1,6	0,03125					
1500	0,05	1,6	0,03125	0,02545	0,066	0,040	0,043	48
		2,3	0,02174					
		2,1	0,02381		0,042	0,024		
		2,0	0,02500					
2000	0,05	1,7	0,02941	0,02869	0,132	0,008	0,067	57
		1,8	0,02778					
		1,6	0,03125		0,122	0,008		
		1,9	0,02631					
2500	0,05	1,6	0,03125	0,03131	0,113	0,011	0,064	63
		1,5	0,03333					
		1,6	0,03125		0,119	0,015		
		1,7	0,02941					
3000	0,05	1,9	0,02631	0,02420	0,079	0,009	0,048	72
		1,8	0,02778					
		2,2	0,02273		0,096	0,008		
		2,5	0,02000					

Zal. 8. Wyniki pomiarów objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia oleju dla wybranej konfiguracji kanału zakończonego uskokiem (Selektol Specjal 20W/40,  $T = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

### Dane wejściowe

Rodzaj prowadnicy	z uskokiem
Wysokość kanału $h_{u1}$ / wlotu kanału $h_{z1}$ [mm]	3 / -
Szerokość szczelin bocznych $c$ [mm]	0,65
Rodzaj oleju	Selektol Specjal 20W/40
Temperatura oleju [ $^{\circ}\text{C}$ ] (przy pomiarze $Q$ i $p$ )	50

### Wyniki pomiarów

Prędkość obrotowa $n$ [obr/min]	Objętość oleju $V$ [dm <sup>3</sup> ]	Czas napełnienia $t$ [s]	Objętościowe natężenie przepływu $Q$ [dm <sup>3</sup> /s]	Średnie obj. nat. przepływu $Q$ [dm <sup>3</sup> /s]	Ciśnienie $p_{\max}$ [bar]	Ciśnienie $p_{\min}$ [bar]	Średnie ciśnienie $p$ [bar]	Temperatura stabilizacji $T$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]
500	0,05	1,7	0,02941	0,02859	0,029	0,026	0,026	-
		1,7	0,02941					
		1,8	0,02778		0,025	0,025		
		1,8	0,02778					
1000	0,05	1,6	0,03125	0,03044	0,040	0,037	0,036	-
		1,7	0,02941					
		1,8	0,02778		0,041	0,025		
		1,5	0,03333					
1500	0,05	1,5	0,03333	0,02998	0,034	0,025	0,028	-
		1,7	0,02941					
		1,8	0,02778		0,032	0,021		
		1,7	0,02941					
2000	0,05	1,7	0,02941	0,02760	0,029	0,009	0,018	-
		1,8	0,02778					
		2,1	0,02381		0,023	0,013		
		1,7	0,02941					
2500	0,05	2,1	0,02381	0,02579	0,011	0,005	0,009	-
		1,8	0,02778					
		2,1	0,02381		0,016	0,005		
		1,8	0,02778					
3000	0,05	2,9	0,01724	0,01774	0,009	0,004	0,007	-
		2,7	0,01852					
		3,0	0,01667		0,012	0,004		
		2,7	0,01852					

Zal. 9. Wyniki pomiarów objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia oleju dla wybranej konfiguracji kanału zakończonego uskokiem (Selektol Specjal 20W/40,  $T = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

### Dane wejściowe

Rodzaj prowadnicy	z uskokiem
Wysokość kanału $h_{u1}$ / wlotu kanału $h_{z1}$ [mm]	3 / -
Szerokość szczelin bocznych $c$ [mm]	0,65
Rodzaj oleju	Selektol Specjal 20W/40
Temperatura oleju [ $^{\circ}\text{C}$ ] (przy pomiarze $Q$ i $p$ )	70

### Wyniki pomiarów

Prędkość obrotowa $n$ [obr/min]	Objętość oleju $V$ [dm <sup>3</sup> ]	Czas napełnienia $t$ [s]	Objętościowe natężenie przepływu $Q$ [dm <sup>3</sup> /s]	Średnie obj. nat. przepływu $Q$ [dm <sup>3</sup> /s]	Ciśnienie $p_{\max}$ [bar]	Ciśnienie $p_{\min}$ [bar]	Średnie ciśnienie $p$ [bar]	Temperatura stabilizacji $T$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]
500	0,05	1,9	0,02631	0,02753	0,013	0,012	0,012	-
		1,7	0,02941					
		1,7	0,02941		0,012	0,011		
		2,0	0,02500					
1000	0,05	1,5	0,03333	0,03400	0,019	0,014	0,019	-
		1,6	0,03125					
		1,4	0,03571		0,027	0,017		
		1,4	0,03571					
1500	0,05	1,7	0,02941	0,02998	0,025	0,018	0,020	-
		1,8	0,02778					
		1,7	0,02941		0,026	0,011		
		1,5	0,03333					
2000	0,05	2,1	0,02381	0,02482	0,010	0,011	0,013	-
		2,0	0,02500					
		2,2	0,02271		0,019	0,014		
		1,8	0,02778					
2500	0,05	3,0	0,01667	0,02024	0,011	0,006	0,010	-
		2,3	0,02174					
		2,3	0,02174		0,016	0,008		
		2,4	0,02083					
3000	0,05	3,0	0,01667	0,01501	0,005	0,004	0,005	-
		3,7	0,01351					
		3,4	0,01470		0,006	0,006		
		3,3	0,01515					

Zal. 10. Wyniki pomiarów objętościowego natężenia przepływu, ciśnienia oleju i przyrostu temperatury stabilizacji układu zasilania dla wybranej konfiguracji kanału zakończonego uskokiem (Turbinowy VG46,  $T = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

### Dane wejściowe

Rodzaj prowadnicy	z uskokiem
Wysokość kanału $h_{u1}$ / wlotu kanału $h_{z1}$ [mm]	3 / -
Szerokość szczelin bocznych $c$ [mm]	0,65
Rodzaj oleju	Turbinowy VG46
Temperatura oleju [ $^{\circ}\text{C}$ ] (przy pomiarze $Q$ i $p$ )	30

### Wyniki pomiarów

Prędkość obrotowa $n$ [obr/min]	Objętość oleju $V$ [dm <sup>3</sup> ]	Czas napełnienia $t$ [s]	Objętościowe natężenie przepływu $Q$ [dm <sup>3</sup> /s]	Średnie obj. nat. przepływu $Q$ [dm <sup>3</sup> /s]	Ciśnienie $p_{\max}$ [bar]	Ciśnienie $p_{\min}$ [bar]	Średnie ciśnienie $p$ [bar]	Temperatura stabilizacji $T$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]
500	0,05	1,6	0,03125	0,03079	0,052	0,030	0,038	30
		1,6	0,03125					
		1,7	0,02941		0,039	0,031		
		1,6	0,03125					
1000	0,05	1,4	0,03571	0,03720	0,073	0,040	0,052	35
		1,4	0,03571					
		1,2	0,04167		0,055	0,041		
		1,4	0,03571					
1500	0,05	1,3	0,03846	0,03371	0,094	0,024	0,059	44
		1,6	0,03125					
		1,7	0,02941		0,094	0,025		
		1,4	0,03571					
2000	0,05	2,0	0,02500	0,02345	0,036	0,015	0,021	48
		2,1	0,02381					
		2,5	0,02000		0,025	0,010		
		2,0	0,02500					
2500	0,05	2,5	0,02000	0,01893	0,019	0,006	0,011	43
		2,5	0,02000					
		2,8	0,01786		0,015	0,006		
		2,8	0,01786					
3000	0,05	2,9	0,01724	0,01542	0,011	0,004	0,007	44
		3,0	0,01667					
		3,6	0,01389		0,012	0,002		
		3,6	0,01389					

Zal. 11. Wyniki pomiarów objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia oleju dla wybranej konfiguracji kanału zakończonego uskokiem (Turbinowy VG46,  $T = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

### Dane wejściowe

Rodzaj prowadnicy	z uskokiem
Wysokość kanału $h_{u1}$ / wlotu kanału $h_{z1}$ [mm]	3 / -
Szerokość szczelin bocznych $c$ [mm]	0,65
Rodzaj oleju	Turbinowy VG46
Temperatura oleju [ $^{\circ}\text{C}$ ] (przy pomiarze $Q$ i $p$ )	50

### Wyniki pomiarów

Prędkość obrotowa $n$ [obr/min]	Objętość oleju $V$ [dm <sup>3</sup> ]	Czas napełniania $t$ [s]	Objętościowe natężenie przepływu $Q$ [dm <sup>3</sup> /s]	Średnie obj. nat. przepływu $Q$ [dm <sup>3</sup> /s]	Ciśnienie $p_{\max}$ [bar]	Ciśnienie $p_{\min}$ [bar]	Średnie ciśnienie $p$ [bar]	Temperatura stabilizacji $T$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]
500	0,05	1,8	0,02778	0,02639	0,011	0,008	0,011	-
		2,0	0,02500					
		1,8	0,02778		0,014	0,010		
		2,0	0,02500					
1000	0,05	1,8	0,02778	0,03063	0,028	0,024	0,026	-
		1,8	0,02778					
		1,6	0,03125		0,027	0,025		
		1,4	0,03571					
1500	0,05	1,4	0,03571	0,02993	0,021	0,018	0,019	-
		1,6	0,03125					
		2,0	0,02500		0,022	0,016		
		1,8	0,02778					
2000	0,05	2,5	0,02000	0,02207	0,010	0,006	0,007	-
		2,2	0,02273					
		2,3	0,02174		0,008	0,005		
		2,1	0,02381					
2500	0,05	3,0	0,01667	0,01641	0,005	0,003	0,003	-
		3,2	0,01562					
		3,0	0,01667		0,004	0,002		
		3,0	0,01667					
3000	0,05	3,3	0,01515	0,01339	0,004	0,001	0,002	-
		3,5	0,01428					
		4,3	0,01163		0,003	0,000		
		4,0	0,01250					

Zal. 12. Wyniki pomiarów objętościowego natężenia przepływu i ciśnienia oleju dla wybranej konfiguracji kanału zakończonego uskokiem (Turbinowy VG46,  $T = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

### Dane wejściowe

Rodzaj prowadnicy	z uskokiem
Wysokość kanału $h_{u1}$ / wlotu kanału $h_{z1}$ [mm]	3 / -
Szerokość szczelin bocznych $c$ [mm]	0,65
Rodzaj oleju	Turbinowy VG46
Temperatura oleju [ $^{\circ}\text{C}$ ] (przy pomiarze $Q$ i $p$ )	70

### Wyniki pomiarów

Prędkość obrotowa $n$ [obr/min]	Objętość oleju $V$ [dm <sup>3</sup> ]	Czas napełnienia $t$ [s]	Objętościowe natężenie przepływu $Q$ [dm <sup>3</sup> /s]	Średnie obj. nat. przepływu $Q$ [dm <sup>3</sup> /s]	Ciśnienie $p_{\max}$ [bar]	Ciśnienie $p_{\min}$ [bar]	Średnie ciśnienie $p$ [bar]	Temperatura stabilizacji $T$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]
500	0,05	2,3	0,02174	0,02329	0,006	0,004	0,005	-
		2,1	0,02381					
		2,1	0,02381		0,005	0,005		
		2,1	0,02381					
1000	0,05	1,1	0,04545	0,04321	0,018	0,019	0,018	-
		1,2	0,04167					
		1,0	0,05000		0,017	0,018		
		1,4	0,03571					
1500	0,05	1,3	0,03846	0,04101	0,018	0,019	0,019	-
		1,3	0,03846					
		1,1	0,04545		0,020	0,018		
		1,2	0,04167					
2000	0,05	1,7	0,02941	0,02801	0,008	0,005	0,006	-
		2,1	0,02381					
		1,7	0,02941		0,006	0,007		
		1,7	0,02941					
2500	0,05	3,5	0,01428	0,01531	0,006	0,002	0,004	-
		3,1	0,01613					
		3,1	0,01613		0,004	0,003		
		3,4	0,01470					
3000	0,05	5,2	0,00961	0,01023	0,002	0,001	0,001	-
		5,1	0,00980					
		4,6	0,01087		0,002	0,001		
		4,7	0,01064					