



Polimerowe warstwy ślizgowe w konstrukcji hydrodynamicznych łożysk wzdłużnych

Łożyska hydrodynamiczne

Osborne Reynolds – teoria 1886

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_1 - U_2) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 12\rho V$$

Przyrost ciśnienia hydrodynamicznego

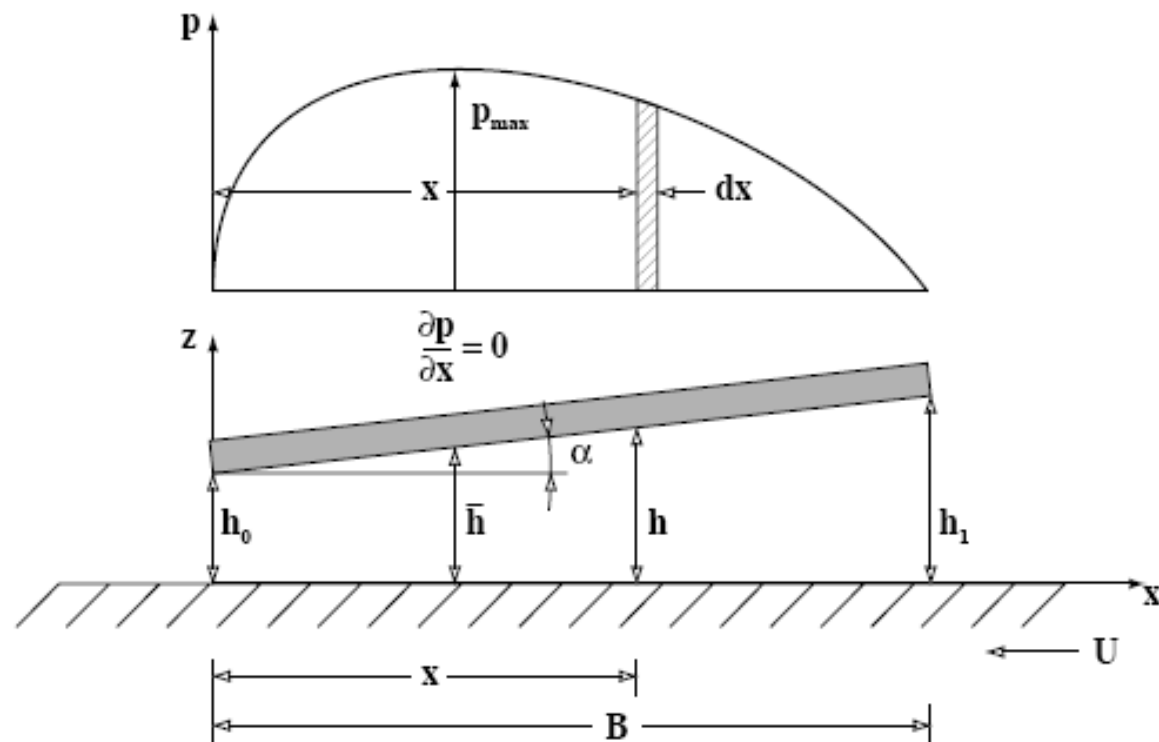
Hydrostatyczne dosmarowywanie

Klin smarowy Wyciskanie smaru

Jak wpływa grubość szczeliny smarowej na ciśnienie hydrodynamiczne w łożysku z płaskimi powierzchniami ślizgowymi:

$$h = h_1 - (h_1 - h_2) \frac{x}{B}$$

$$\frac{dp}{dx} = 6U\eta \frac{h - h_0}{h^3}$$



Łożyska hydrodynamiczne

Bilans energetyczny w szczelinie smarowej łożyska

$$\rho \left[u \frac{\partial(cT)}{\partial x} + v \frac{\partial(cT)}{\partial y} + w \frac{\partial(cT)}{\partial z} \right] + p \left[\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right] = \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] + \Phi$$

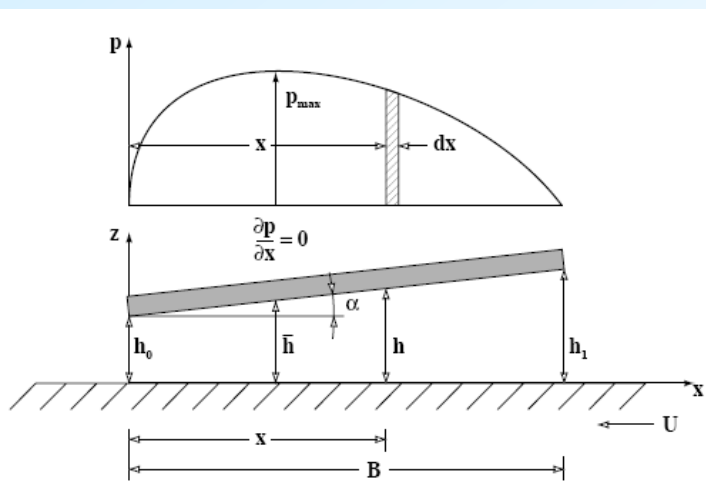
Konwekcja wymuszona

Praca ciśnienia

Przewodność cieplna cieczy

Zamiana energii kinetycznej cieczy na ciepło (w wyniku ścinania)

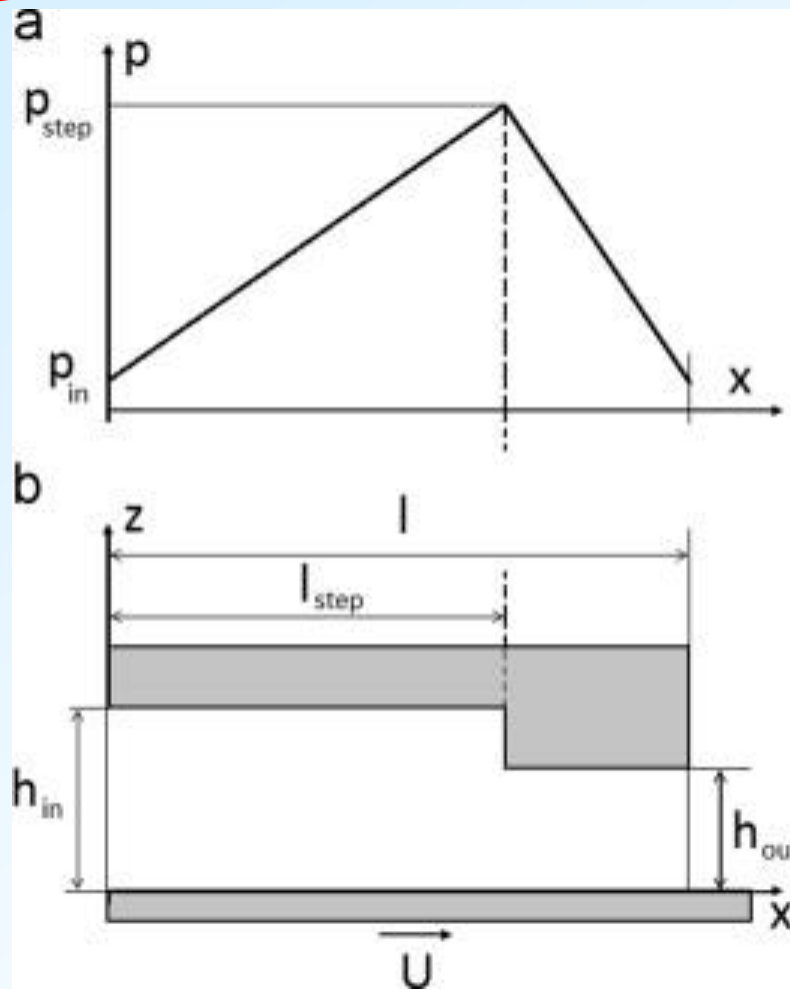
$$\Phi = \eta \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right]$$



Łożyska hydrodynamiczne

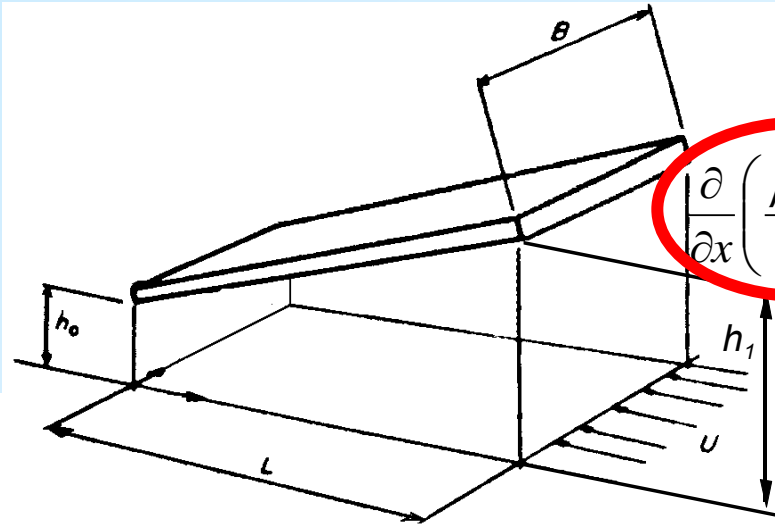
Optymalizacja kształtu szczeliny smarowej 1-D [Rayleigh Lord: Notes on the theory of lubrication. Phil. Mag. 35 (1918), s. 1-12.]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_1 - U_2) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 12\rho V$$

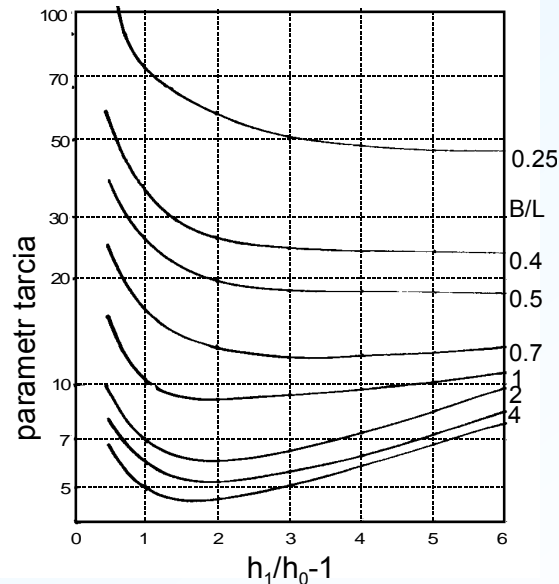
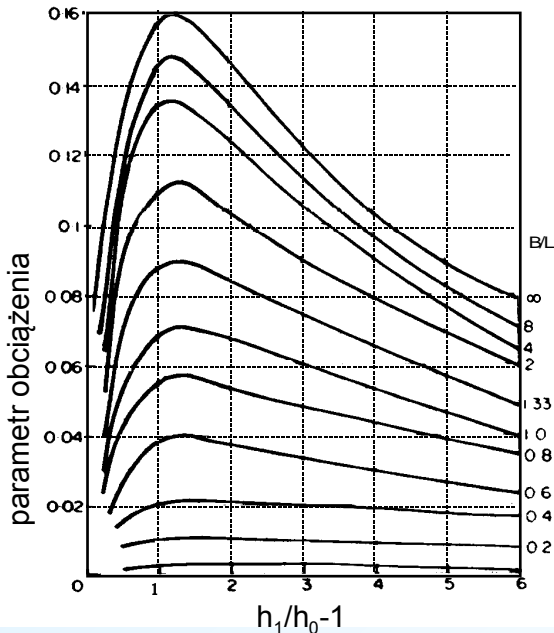


Łożyska hydrodynamiczne

Optymalizacja łożyska klockowego [Halling J.: Principles of Tribology. Macmillan, Londyn 1975]



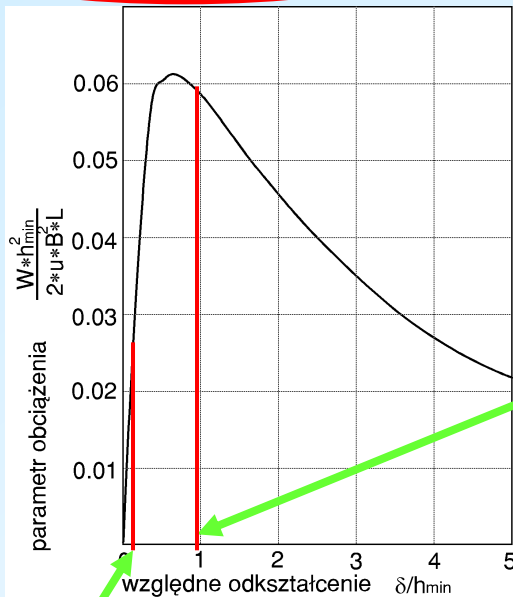
$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_1 - U_2) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 12\rho V$$



Łożyska hydrodynamiczne

Optymalizacja wypukłości klocka [Raimondi A. A.: The Influence of Transverse and Longitudinal Profile on the Load Capacity of Pivoted Bearings. Trans. ASME, vol. 3 (1960), No 2, s. 265 275.]

$$\rho \left[u \frac{\partial(cT)}{\partial x} + v \frac{\partial(cT)}{\partial y} + w \frac{\partial(cT)}{\partial z} \right] + p \left[\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right] = \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] + \Phi$$
$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_1 - U_2) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 12\rho V$$



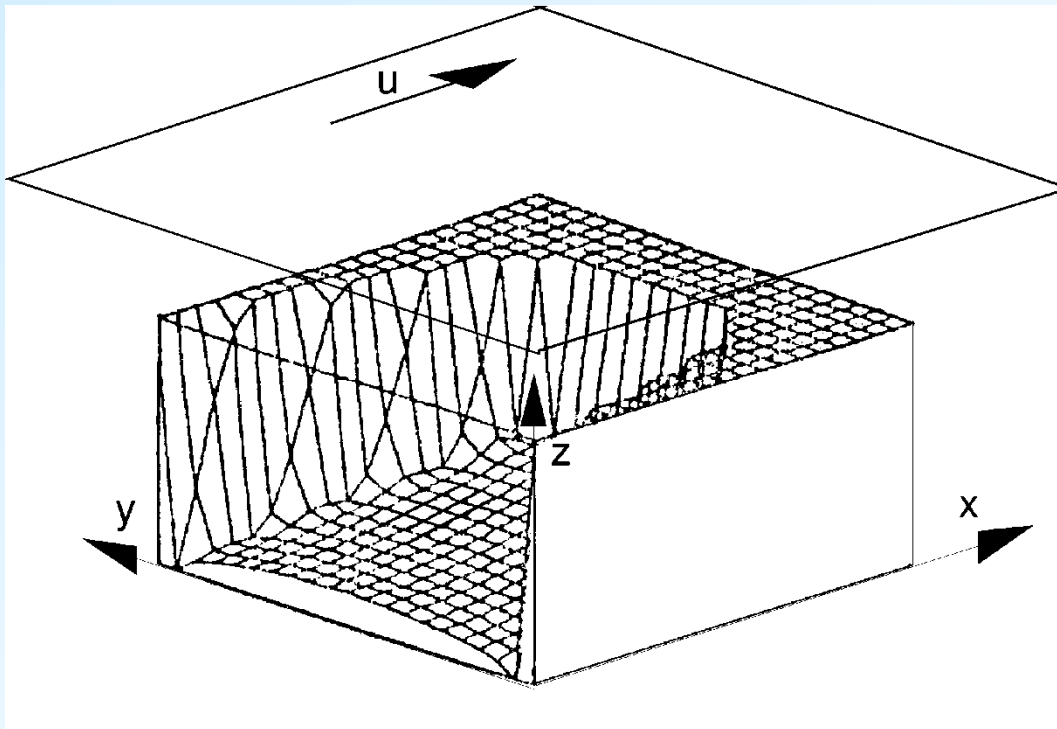
optymalne odkształcenia termiczne δ

zbyt małe odkształcenia termiczne δ

Łożyska hydrodynamiczne

Optymalizacja kształtu szczeliny smarowej 2-D [Rohde S. M., McAllister G. T.: On the optimization of fluid film bearings. Proc. Royal Society, London A. 351, s. 481-497 (1976)]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_1 - U_2) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 12\rho V$$

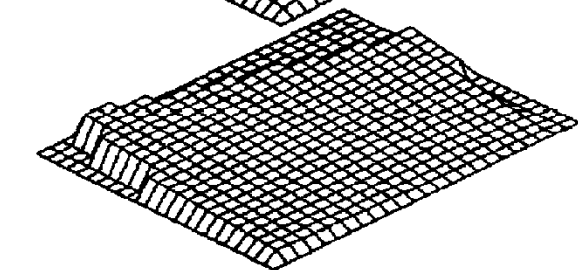
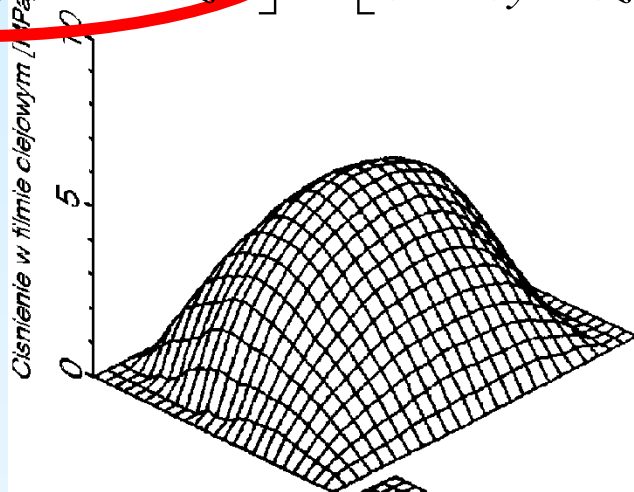


Łożyska hydrodynamiczne

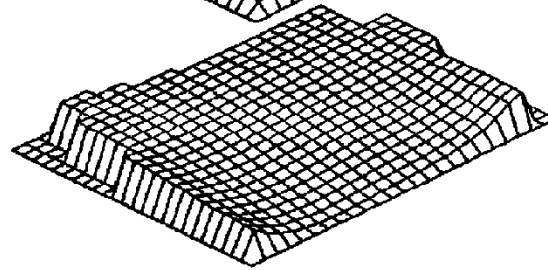
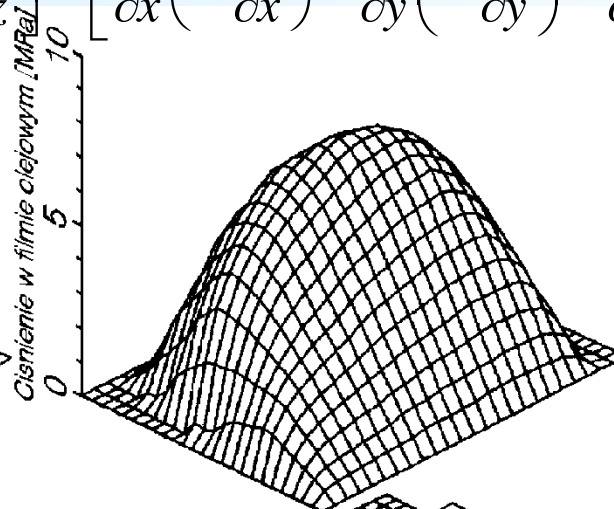
Optymalizacja kształtu szczeliny smarowej 2-D [Dąbrowski L., Popowicz Z., Wasilczuk M., Siwek B., Olszewski O.: Poszukiwanie optymalnego kształtu powierzchni ślizgowej odkształconej przez hydrodynamiczny film smarowy oraz sposobów uzyskania takiego odkształcenia. Pol. Gdańska, Wydz. Bud. Masz., Gdańsk 1991.]

$$\rho \left[u \frac{\partial(cT)}{\partial x} + v \frac{\partial(cT)}{\partial y} + w \frac{\partial(cT)}{\partial z} \right] + p \left[\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right] = \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] + \Phi$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_1 - U_2) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 12\rho V$$



Płaska powierzchnia optymalnie nachylona



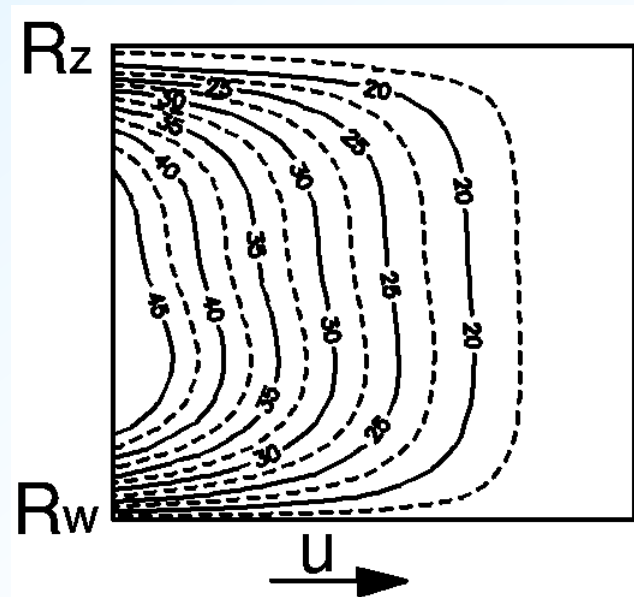
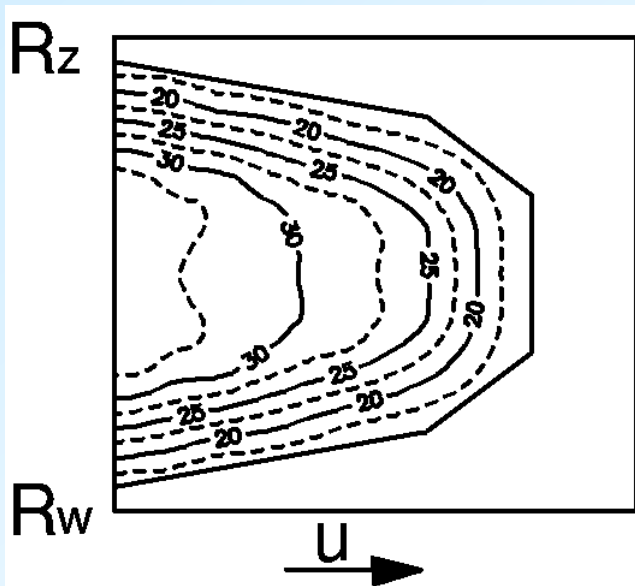
Kształt poprawionej powierzchni ślizgowej

Łożyska hydrodynamiczne

Optymalizacja kształtu szczeliny smarowej 2-D

$$\rho \left[u \frac{\partial(cT)}{\partial x} + v \frac{\partial(cT)}{\partial y} + w \frac{\partial(cT)}{\partial z} \right] + p \left[\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right] = \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] + \Phi$$
$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_1 - U_2) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 12\rho V$$

R_w=56 mm, R_z=86 mm, U=15 m/s



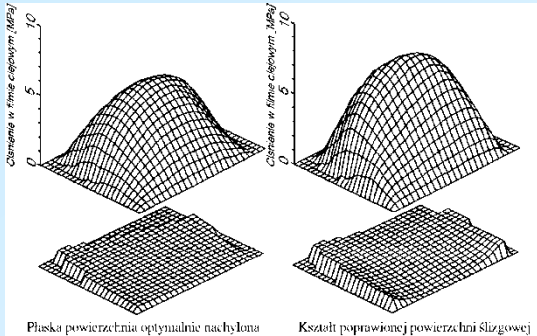
Rohde S. M., McAllister G. T [1976]
p_{sr}=4.09 MPa, Pt=1.50 kW, t_{max}=70.1°C

Dąbrowski L., Olszewski O., Wasilczuk M.: [1992]
p_{sr}=4.13 MPa, Pt=1.33 kW, t_{max}=66.9°C

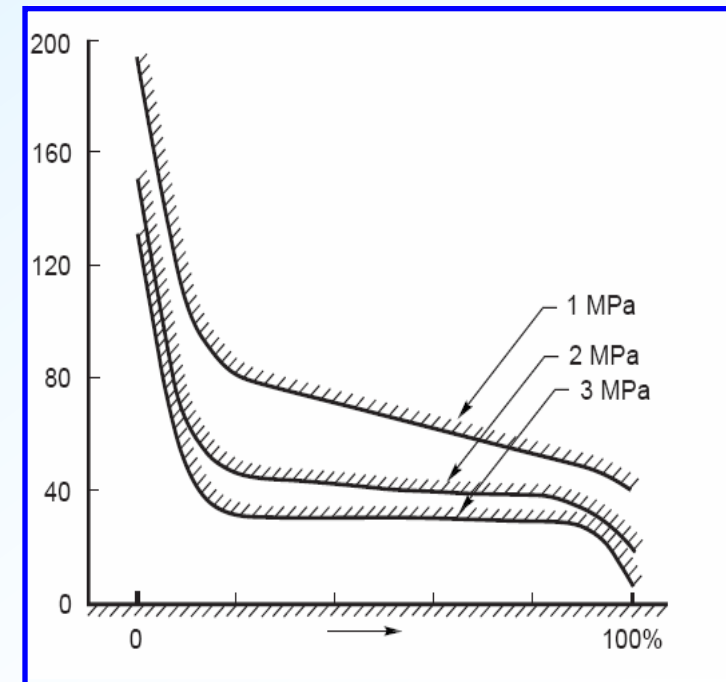
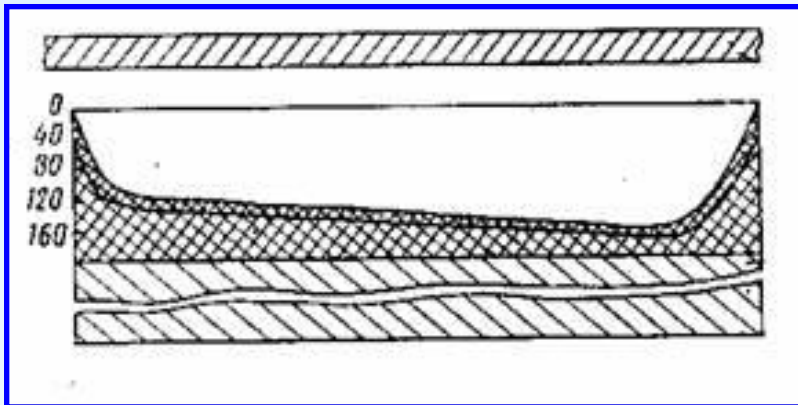
Polimery w łożyskach – podatność warstwy ślizgowej

Podatność polimerów jest znacznie większa niż stopów łożyskowych

Wielkość	Materiał			
	PTFE	PTFE-C (z dod. C)	PEEK	Stop łoż. Ł-80S
Moduł sprężystości [MPa]	540	1 275	3 660	53 000

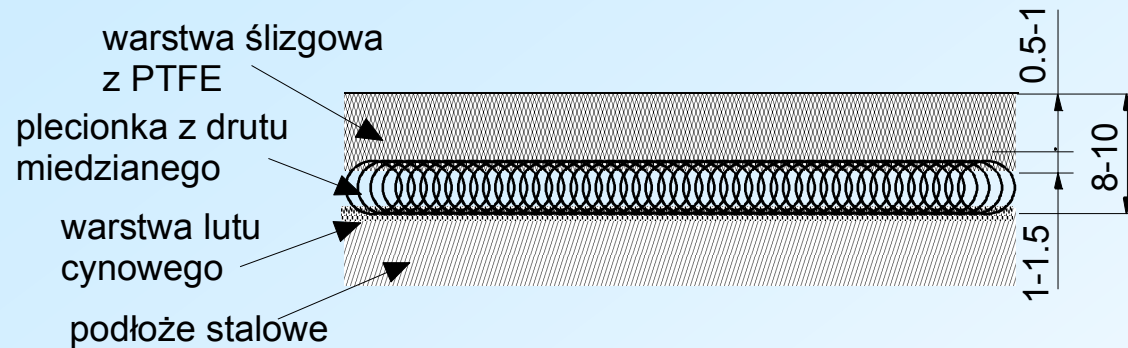


Pod wpływem ciśnienia hydrodynamicznego występują odkształcenia powierzchni ślizgowej, wielkość tych odkształceń jest porównywalna z grubością filmu i istotnie wpływa na właściwości łożyska



Zastosowanie polimerów - historia

Dawny ZSRR – kompozyt PTFE-metal opis patentowy Nr 136608 - Sojfer rok 1966, lata 70 (XX w.) wykorzystanie w łożyskach wzdłużnych



[Sojfer A. M.: Elasticzny podszypnik skolżenia na osnowie uprygodempfirującego materiała MP w soczietani s ftoroplastom. Maszynostrojenje 1966, nr 7, s. 67-69.]

- liczne udane zastosowania w wielu elektrowniach wodnych (ZSRR i Chiny),
- ... „eksport” idei do Wielkiej Brytanii
- ... liczne wdrożenia łożysk wyprodukowanych przez Michell Bearings (w tym dwa najpoważniejsze niezbyt udane)

Zastosowanie polimerów - historia

Niezależnie, firma Glacier (obecnie Waukesha) – wykorzystanie materiału podobnego do stosowanych w łożyskach bezsmarowych (Hi-eX) na pokrycia klocków łożysk hydrodynamicznych



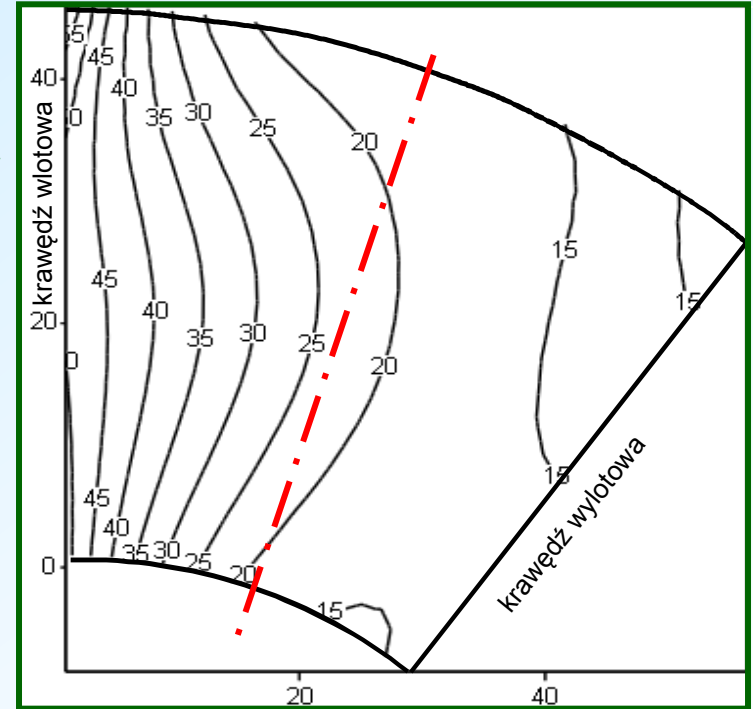
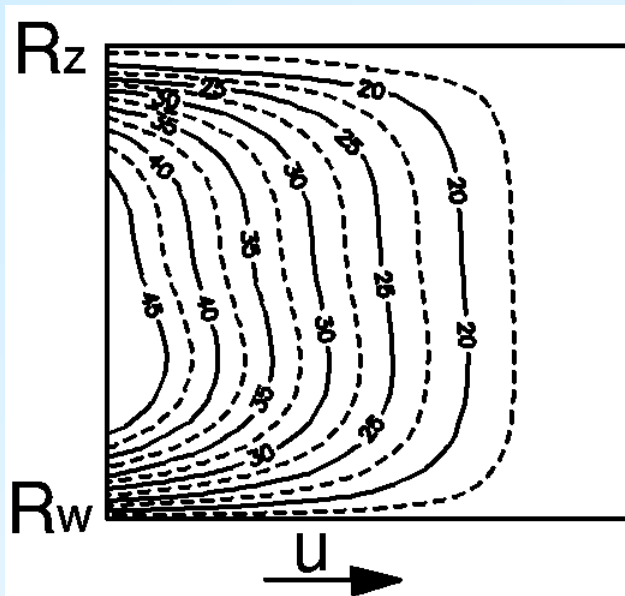
Z listy zastosowań....

Bearing Code	Size OD/ID [mm]	Rot. speed [rpm]	Sliding speed [m/s]	Specific load [MPa]	Lubricant	p _v MPaxm/s
M6320/0	289/114	6000	60	3.85	VG-46	250
M6348/0	315/124	6000	65	4.66	VG-46	303
M6380/0	344/136	6000	72	4.73	VG-46	340
M8207/0N	233/119	4500	40	3.70	VG-5	148
M11190/0-0	271/195	1485	17	2.80	VG-68	48
M11134/0P	195/112	6000	47	3.5	VG-46	165

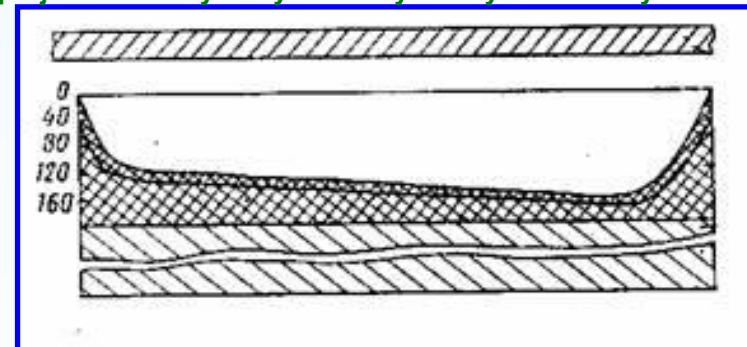


Polimery w łożyskach – podatność warstwy ślizgowej

Postać odkształceń jest w łożyskach z pokryciem z kompozytu PTFE- metal zgodna z optymalnymi kształtami wyznaczonymi teoretycznie z uwagi na kryterium maksymalizacji grubości filmu



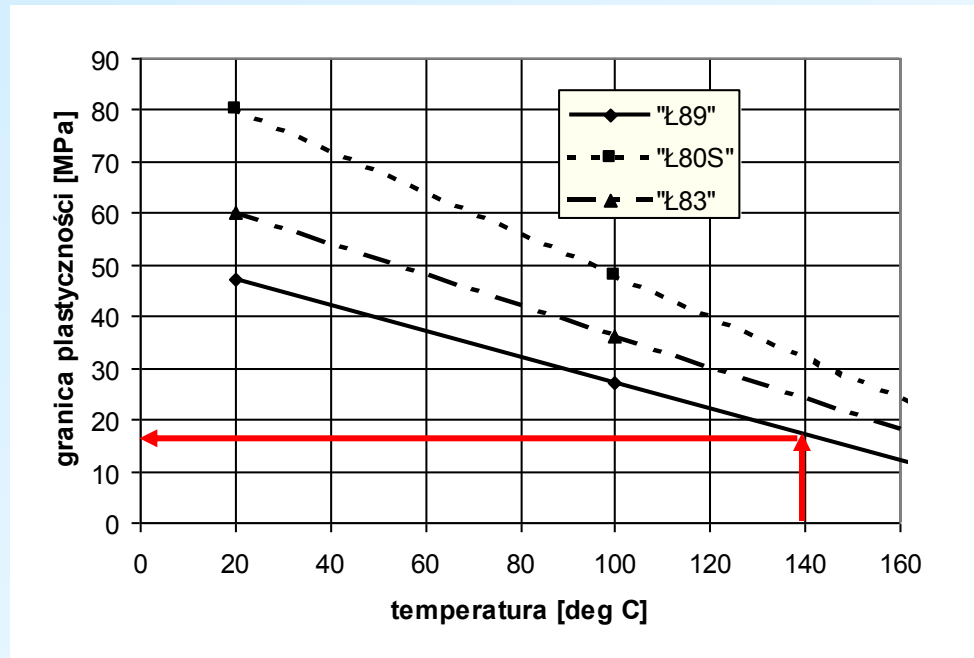
Wasilczuk M.: Praca habilitacyjna [2004]
Studium problemów badawczych, konstrukcyjnych
oraz metod projektowania hydrodynamicznych łożysk wzdłużnych



Dąbrowski L., Olszewski O., Wasilczuk M.: [1992]

Problemy konstrukcyjne łożysk wzdłużnych

Niewystarczająca odporność na podwyższoną temperaturę



Podobny jest wpływ temperatury na wytrzymałość zmęczeniową

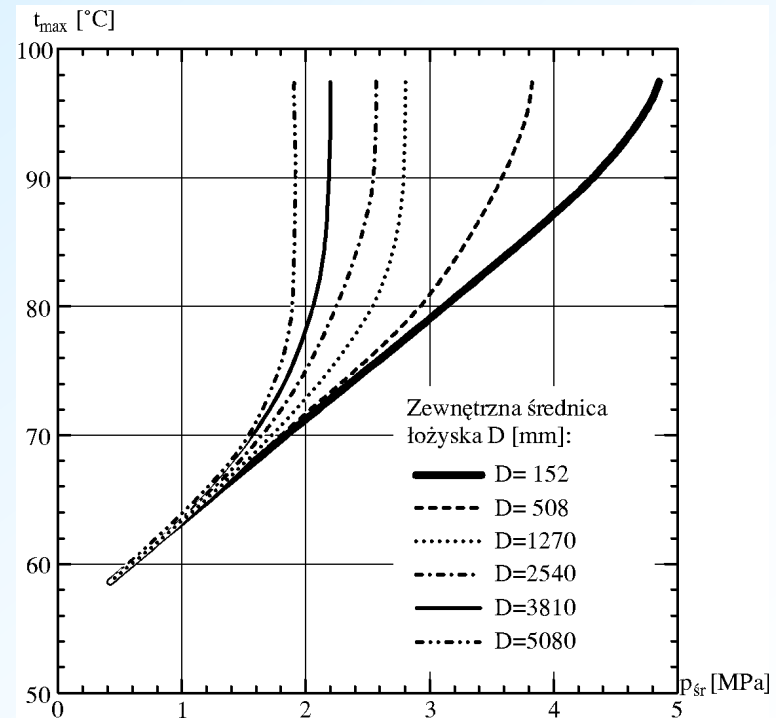
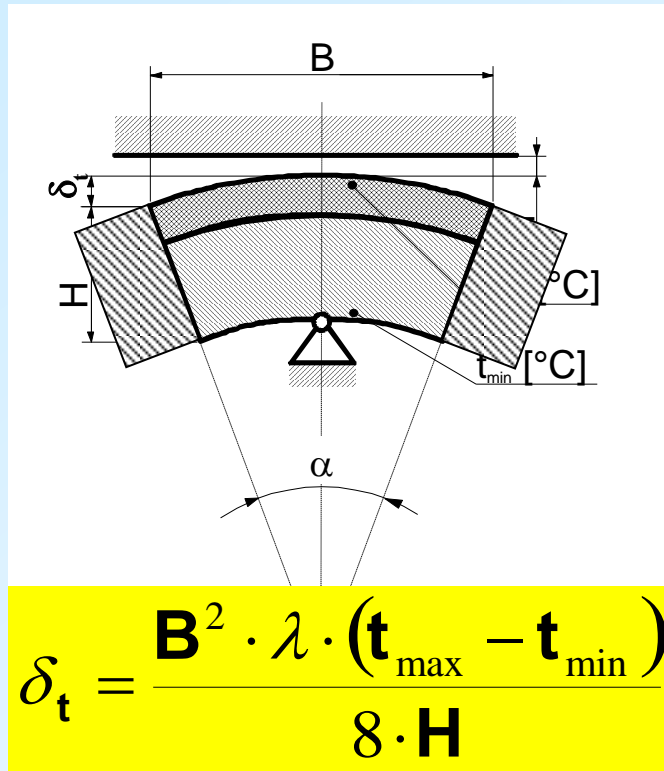
Dla wysokocynowych stopów łożyskowych zazwyczaj przyjmuje się 130-140°C jako dopuszczalną temperaturę



Problemy konstrukcyjne łożysk wzdłużnych

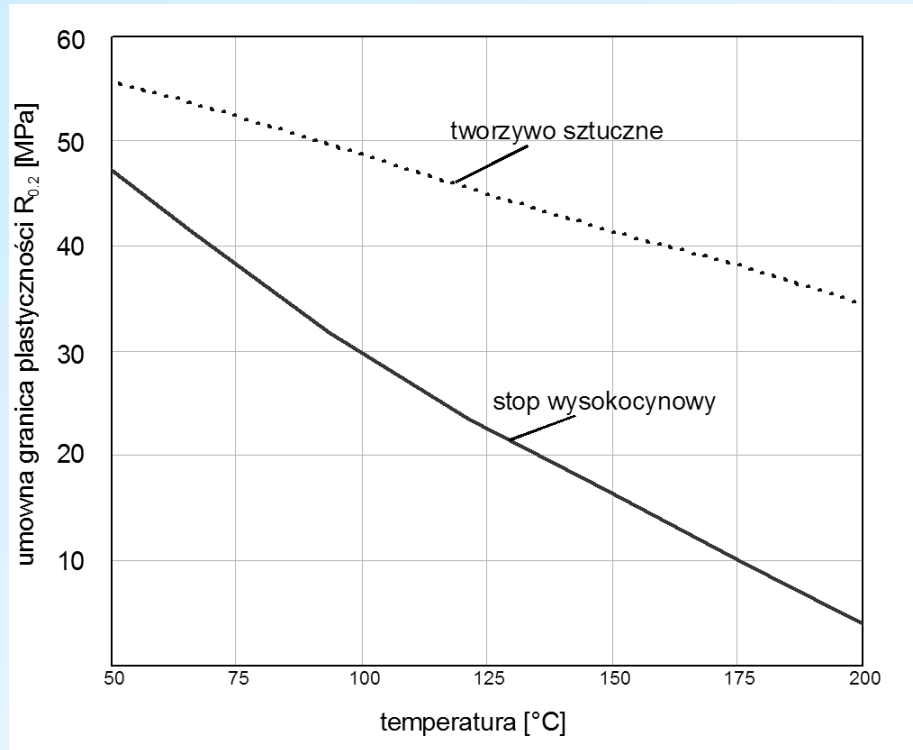
Wpływ średnicy łożyska na dopuszczalne naciski – w wyniku odkształceń termicznych

„Efekt skali”



Zastosowanie polimerów

Większa odporność termiczna (np. PEEK 250°C, PTFE 260°C)



Zastosowanie polimerów

Porównanie właściwości materiałów łożyskowych

Wielkość	Jedn.	Material				
		PE-UHMW	PTFE	PTFE-C (z dod. C)	PEEK	Stop łoż. Ł-80S
Gęstość	kg/m ³	940	2180	2120	1320	11358
Tward. w temp 20°C	HB	38	22	b.d.	118	35
R _e przy rozc. w temp. 23°C/100°C	MPa	22/5	20/b.d.	15/b.d.	92/b.d.	80/48
Moduł sprężystości (przy zginaniu)	MPa	750	540	1 275	3 660	53 000
Współcz. tarcia na sucho (o stal)		0.1-0.12	0.08	0.12	0.20	b.d.
Dop. temp. ciągłej pracy	°C	80	260	260	250	120
Przewodność cieplna	W/m×K	0.42	0.23	0.70	0.25	38
Rozszerzalność term.	1/K	2×10 ⁻⁴	1.95×10 ⁻⁴	1.07×10 ⁻⁴	0.47×10 ⁻⁴	0.22×10 ⁻⁴
Intensywność zużycia	µm/km	0.045	21	1.0	b. d.	b.d.



Łożyska z pokryciem PTFE w d. ZSRR

Bracka Elektrownia Wodna:

- przed zmianami w 18 turbinach 250 MW przez 20 lat miało miejsce 87 awarii łożysk wzdłużnych tradycyjnej konstrukcji o naciskach od 4 do 5.5 MPa
- w latach 1978÷1983 wdrożono łożyska z PTFE we wszystkich maszynach
- do 1989 tylko 1 awaria łożyska

Obecnie w Rosji zmodernizowano łożyska wzdłużne w większości elektrowni wodnych

Eksploatacja łożysk z pokryciem z PTFE

Elektrownia	naciski [MPa]	prędk. ślizg. [m/s]	okres pracy	rozruchy
Wołżańska	3.5	13.6	7 lat (45 000 godz.)	1000
Wołżańska	4.4	13.6	4 lata	750
Saratowska	5.8	8.1	3 lata	1000
Ust-Pilimska	4.6	20.3	2 lata	250

Łożyska z pokryciem PTFE w d. ZSRR

Doświadczenia z eksploatacji wykazały między innymi, że:

- łożyska mogą pracować przy naciskach podwyższonych do 10MPa
- łożyska nie wymagają układu hydrostatycznego smarowania podczas rozruchu
- pracochłonność montażu nowych łożysk jest mniejsza gdyż nie wymagają one skrobania
- możliwy jest gorący rozruch turbogenerators bez konieczności postoju w celu obniżenia temperatury oleju w wannie
- możliwe jest obracanie wału na sucho bez konieczności dosmarowywania
- podczas wybiegu początek hamowania może rozpoczynać się przy niższych prędkościach, lub nawet możliwy jest swobodny wybieg bez hamowania, co zwiększa żywotność hamulców
- możliwa jest praca przy podwyższonej temperaturze oleju w wannie, co zmniejsza straty tarcia w łożysku

Michell Bearings

- nieznacznie zmodyfikowana technologia z Rosji - znacznie mniejsza podatność pokrycia
- pierwsze zastosowanie Ffestiniog (90 MW) - 1996
- kolejne zastosowania Dinorwig (300 MW) - 1998 - nadal brak pełnego sukcesu mimo modyfikacji konstrukcji
- próby z PTFE z wypełniaczami (szkło, grafit)
- do końca 2000 roku 5 elektrowni + 3 w trakcie wdrażania

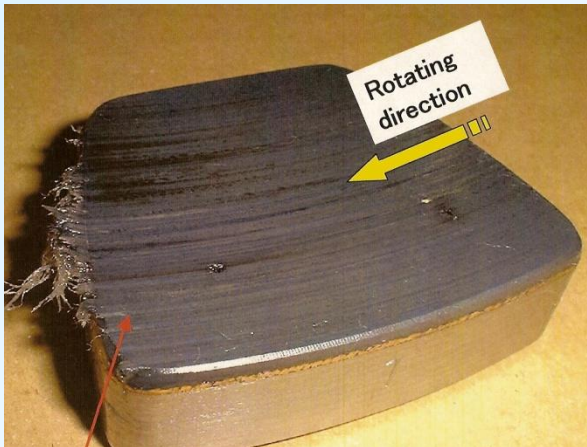
... ALE równolegle:

- wprowadzenie z powrotem hydrostatycznego smarowania w łożyskach w Dinorwig
- prace nad łożyskami magnetycznymi prowadzone przez właściciela elektrowni!
- nie potwierdzone informacje o awarii łożyska w Bath County (USA) 3000 MW



Zastosowanie polimerów – współczesne badania

- Cykl badań w ALSTOM Hydro Generator Technology Center
- Badania wdrożeniowe w Michell Bearings
- Badania w Japonii



Polimery w łożyskach – główne aspekty stosowania

Przepływ ciepła i jego konsekwencje –

izolacja cieplna - odkształcenia termiczne

pomiar temperatury

Powiększona podatność warstwy ślizgowej

zmieniony kształt szczeliny smarowej

problem łożysk o symetrycznym podparciu

Tarcie i zużycie

trwałość warstwy ślizgowej

współczynnik tarcia, problem rozruchu pod obciążeniem

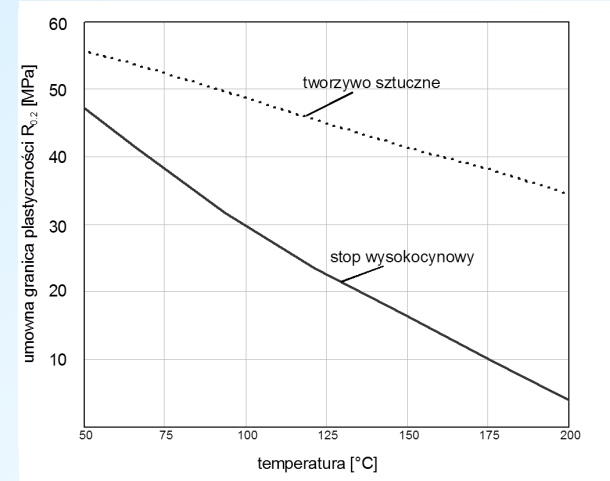


Polimery w łożyskach – zagadnienia cieplne

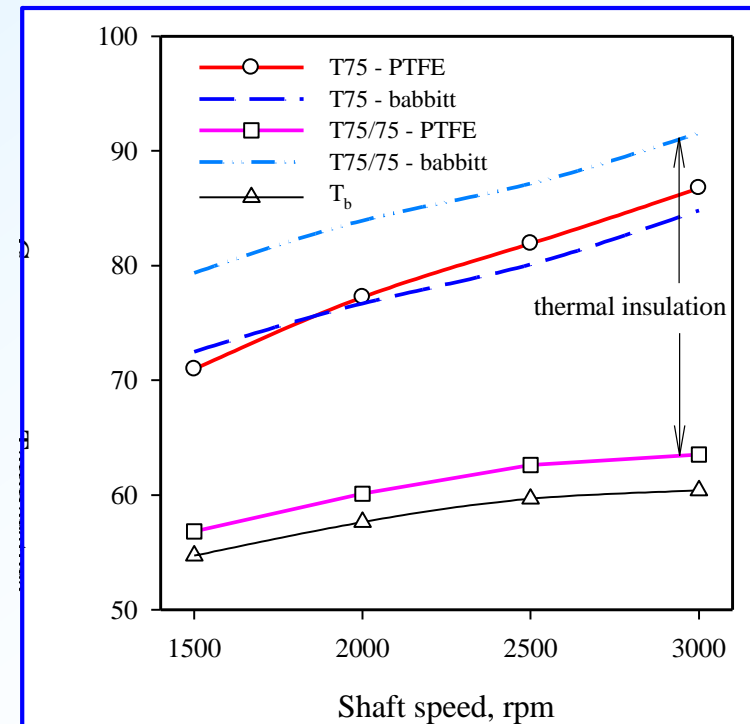
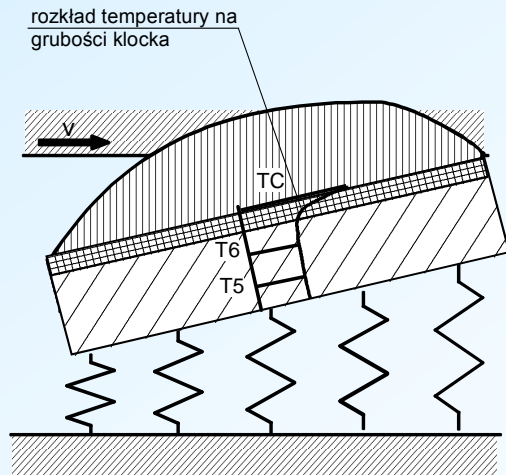
Wspomniana wcześniej większa odporność na temperaturę w porównaniu do stopów łożysk.

Wielokrotnie mniejsza przewodność cieplna –

Wielkość	Materiał			
	PTFE	PTFE-C (z dod. C)	PEEK	Stop łoż. Ł-80S
Przewodność cieplna [W/mK]	0.23	0.70	0.25	38



... w konsekwencji inny rozkład temperatury na grubości klocka i znacznie zmniejszone odkształcenia termiczne

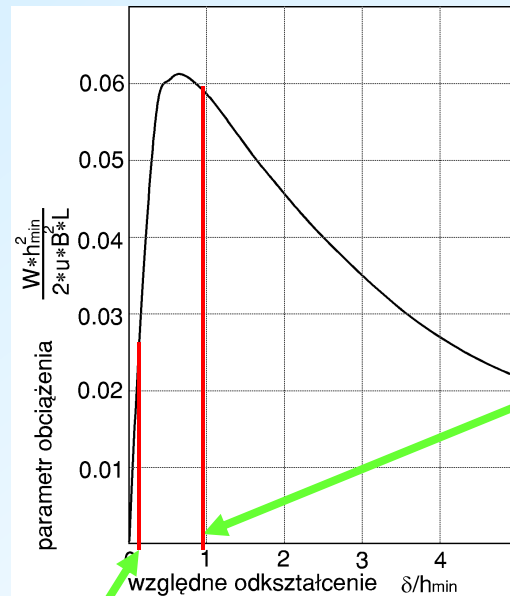


Polimery w łożyskach – zagadnienia cieplne

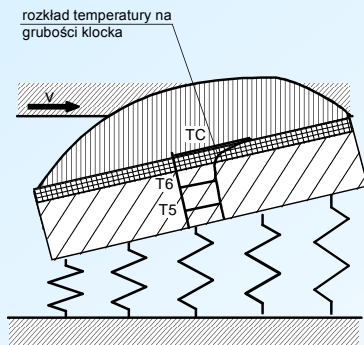
„Znacznie zmniejszone odkształcenia termiczne” – cecha korzystna w dużych łożyskach...

... ale nie w łożyskach symetrycznie podpartych – to znaczy np. w maszynach odwracalnych

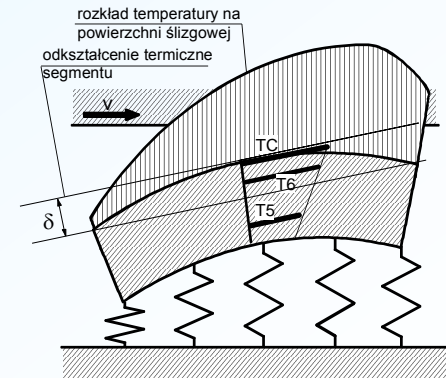
Obciążalność centralnie podpartej płytki w funkcji względnych odkształceń segmentu



optymalne odkształcenia termiczne δ



Segment z izolującym cieplnie pokryciem z PTFE



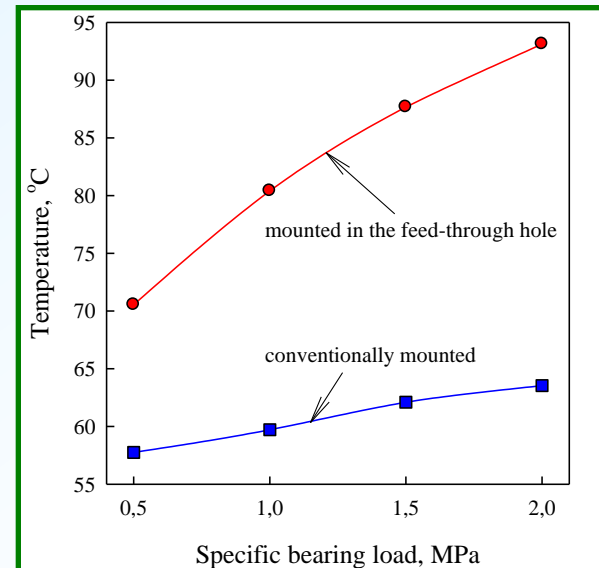
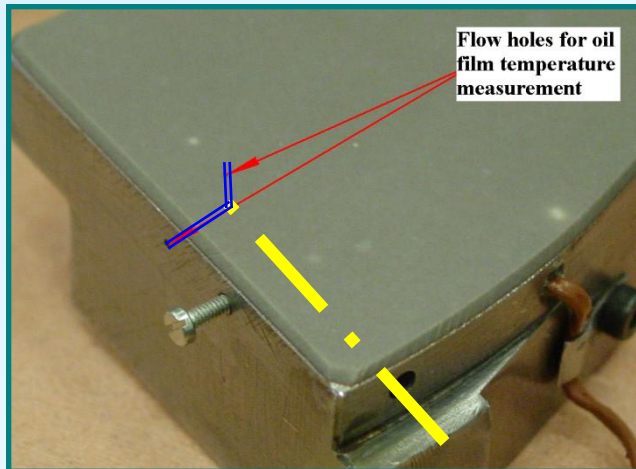
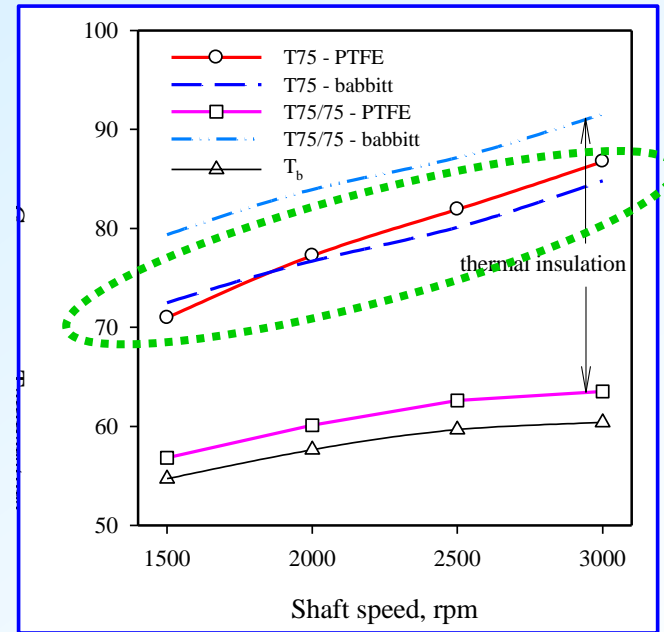
Tradycyjny segment z pokryciem stopem łożyskowym



Polimery w łożyskach – zagadnienia cieplne

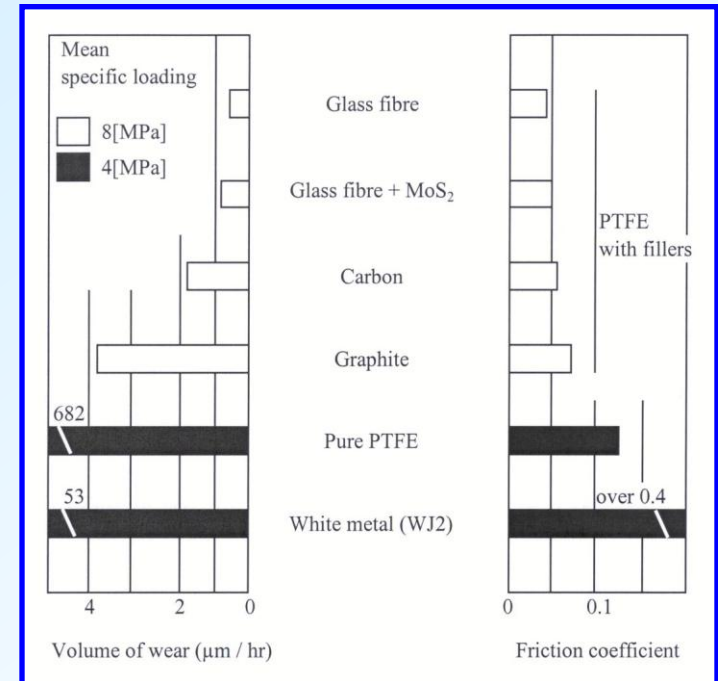
Izolujące właściwości warstwy ślizgowej stwarzają obawę, że wyższa będzie temperatura filmu i tarczy oporowej

Temperatura w kločku (pod warstwą izolującą) nie może służyć jako parametr diagnostyczny – konieczne zmiany w diagnostyce – interesujący pomysł pomiaru oleju w filmie



Polimery w łożyskach – tarcie i zużycie

- Duża intensywność zużycia czystego PTFE
- Bardzo mały współczynnik tarcia czystego PTFE
- podjęcie prób z PTFE z wypełniaczami (Michell Bearings, Japonia)...
...ale wówczas pogorszona podatność warstwy ślizgowej
...i powiększony współczynnik tarcia



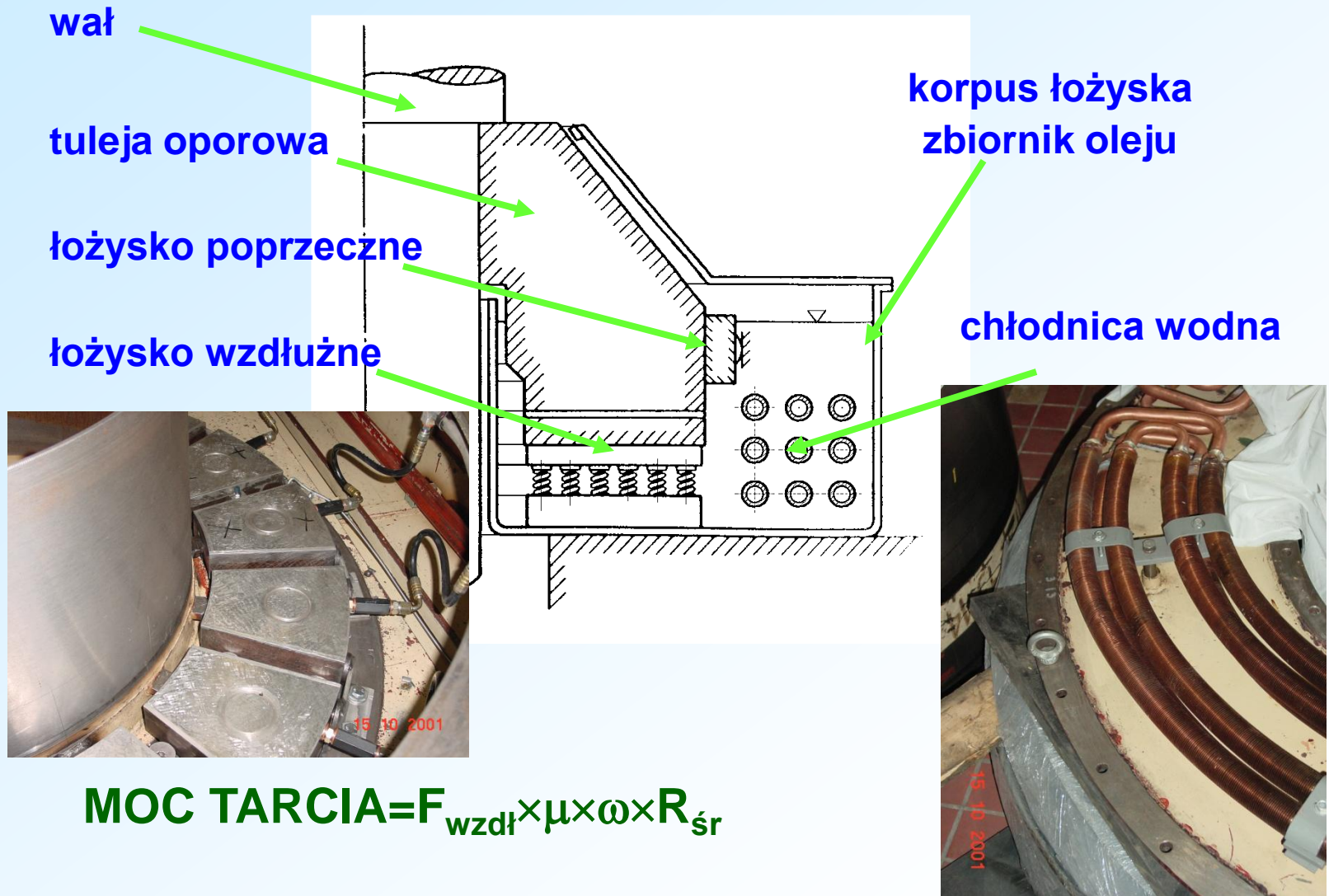
**Prawdopodobnie pogorszony jest efekt tworzenia
korzystnego kształtu szczeliny**

**W łożysku w Dinorwig zaszła potrzeba ponownego
wprowadzenia układu hydrostatycznego wspomagania
podczas rozruchu**



Układy chłodzenia

Łożysko poprzeczno-wzdłużne turbiny wodnej



Cechy wewnętrznych układów chłodzenia

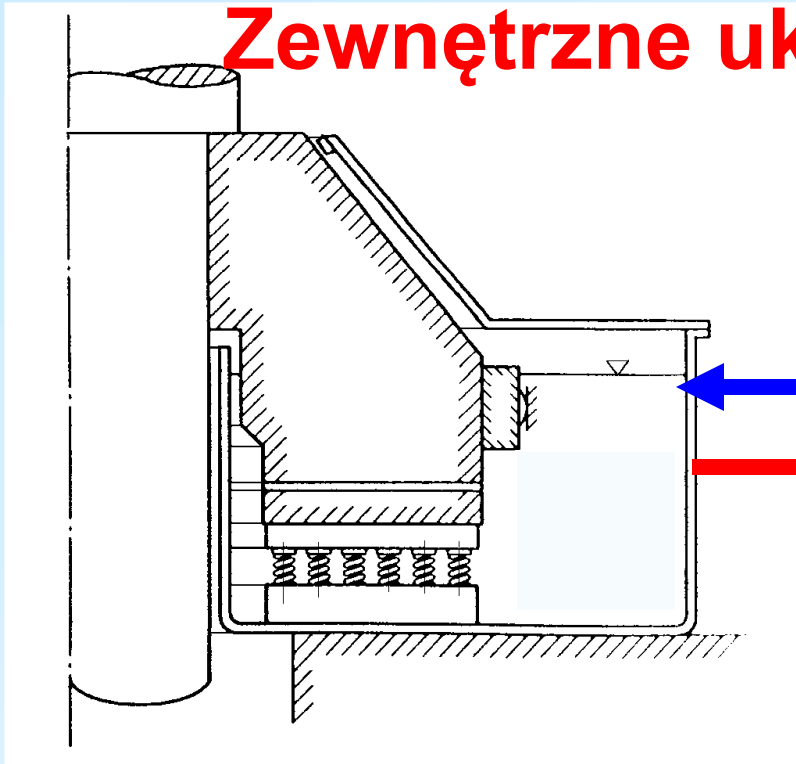
- **Ograniczona powierzchnia wymiany ciepła**
(chłodnica musi zmieścić się w korpusie, a dodatkowe żebrowanie pogarsza warunki wymiany ciepła)
- **Niekorzystny współcz. przenikania ciepła**
(mała prędkość oleju, brak kontroli nad kierunkiem przepływu oleju)
- **Problemy eksploatacyjne:**
 - nieszczelności chłodziń powodują awarie łożysk po zanieczyszczeniu oleju wodą
 - zanieczyszczanie się rur wymienników
 - trudności oczyszczania chłodziń z osadów
 - kłopotliwe usuwanie usterek chłodziń zabudowanych wewnątrz korpusów łożysk

... **ALE:**

- **niezwykle prosta budowa**
- **samoczynne działanie**
- **wydajność zależna od prędkości wału (czyli od mocy tarcia)**



Zewnętrzne układy chłodzenia



zespół pompowy

wymiennik ciepła

zawór regulacyjny

filtr oleju

Cechy zewnętrznych układów chłodzenia

- Powierzchnia wymiany ciepła niezależna od wymiarów korpusu
- Współczynnik przenikania ciepła zależny od prędkości obu przepływów (a te zależne od projektanta)
- Możliwość pracy w układzie przeciwbieżnym
- Układ zbudowany ze standardowych elementów
- Zalety eksploatacyjne:
 - brak skłonności do tworzenia osadów
 - równocześnie łatwość czyszczenia
 - małe ryzyko nieszczelności, a zwłaszcza przedostania się wody do zbiornika oleju
 - równocześnie łatwość usuwania przecieków na zewnątrz zbiornika
 - możliwość ciągłej filtracji oleju

... ALE:

- złożona budowa
- ryzyko awarii elementów składowych
- konieczność regulacji wydajności
- wysoki koszt wykonania



Problemy projektowania zewnętrznych układów chłodzenia

1. Wyznaczenie mocy tarcia: $N_T = F_{wzdł} \times \mu \times \omega \times R_{śr}$

- siła wzdłużna różni się od ciężaru wirujących mas
- wyznaczenie μ nie jest łatwe w łożyskach o symetrycznym podparciu
- straty tarcia w łożysku poprzecznym
- ... dlatego
- czasami warto skorzystać z bilansu cieplnego w dotychczasowej chłodnicy

2. Dobór chłodnicy: $N = Q \times \Delta T \times \rho \times c_{wt}$

- opory przepływu po stronie wody
- istniejąca różnica ciśnień w rurociągach wodnych
- trafna ocena temperatury oleju pobieranego ze zbiornika
- roczna zmienność temperatury wody chłodzącej

Problemy projektowania c. d

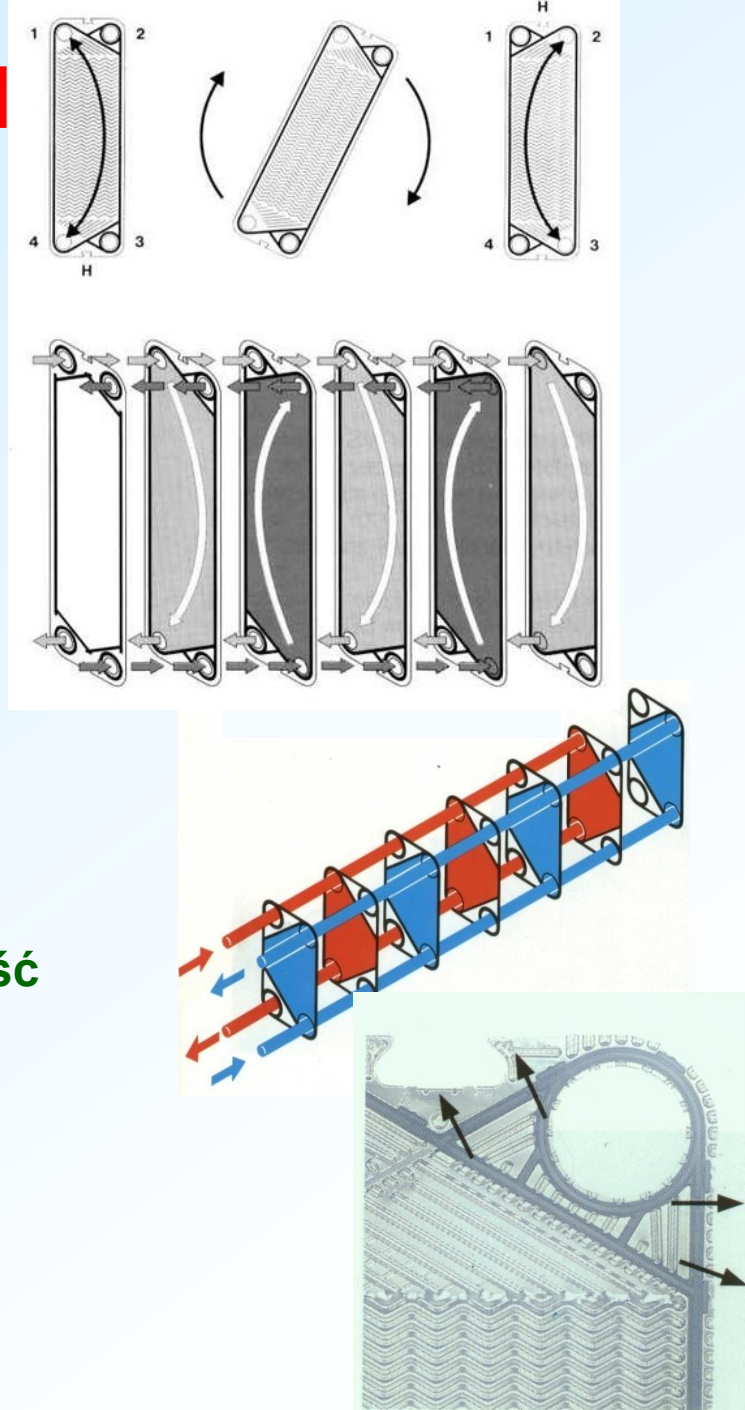
3. Wybór typu chłodnicy - wymiennik płytowy ?

TAK, PONIEWAŻ:

- bardzo wysoki współczynnik przenikania ciepła
- wysoka niezawodność (przecieki na zewnątrz a nie do drugiego strumienia)
- łatwość doboru wymaganej wydajności poprzez dobór liczby płyt
- małe opory przepływu
- mała skłonność do tworzenia osadów i łatwość czyszczenia
- łatwość usuwania awarii uszczelnień

... NIE PONIEWAŻ:

- stosunkowo wysoka cena



Problemy projektowania c. d.

4. Regulacja wydajności:

- nadmiar wydajności podczas stanów przejściowych
- roczna zmienność temp. wody chłodzącej (od 4-5°C do 24-25°C)
- regulowany przepływ oleju (zaworem regulacyjnym lub załączaniem kolejnych zespołów pompowych)
- regulowany przepływ wody
- automatyczna regulacja: w funkcji temp. łożyska?
temp. oleju w zbiorniku?
temp. oleju na wylocie z układu?

5. niezawodność i dyspozycyjność:

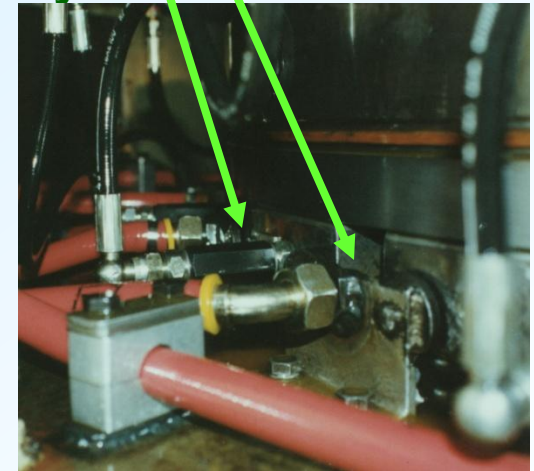
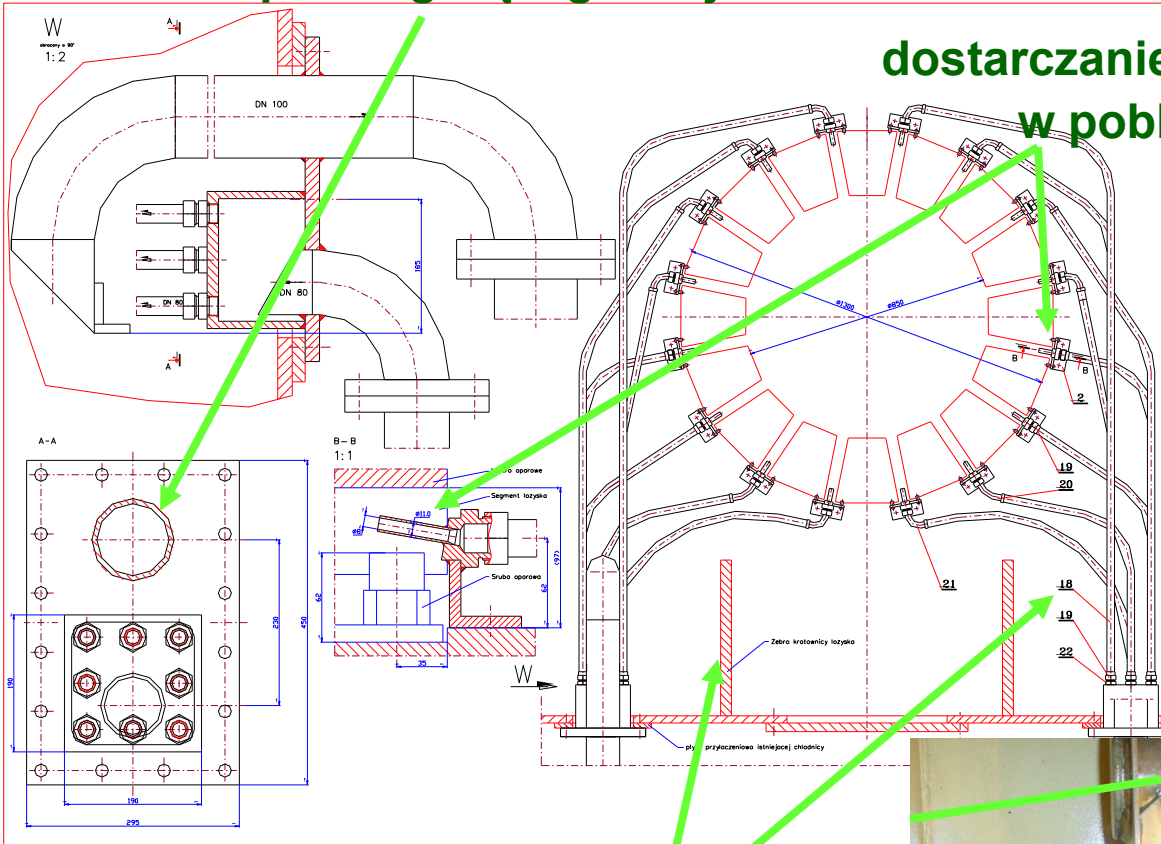
- wymiennik rezerwowy?
- zdwojony zespół pompowy, a może więcej o mniejszym wydatku?
- filtr dwukomorowy?
- automatyka w stanach awaryjnych

Problemy projektowania c. d.

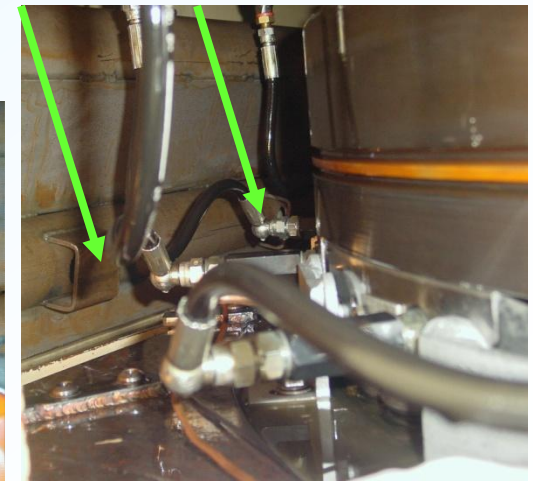
6. Pobór i dostarczanie oleju

pobór gorącego oleju

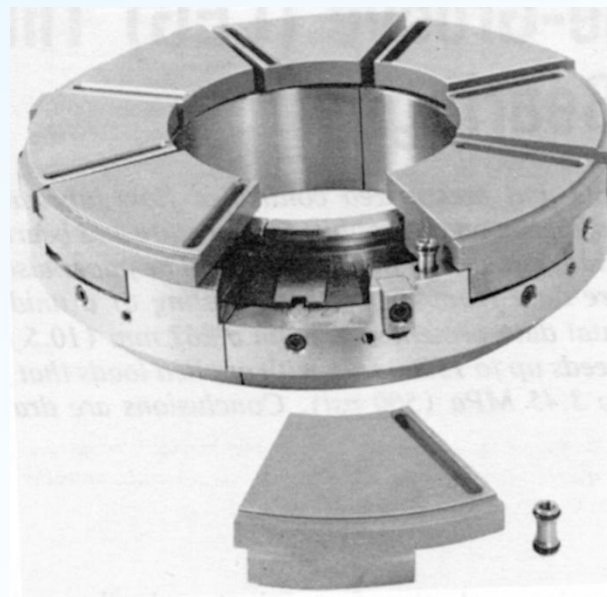
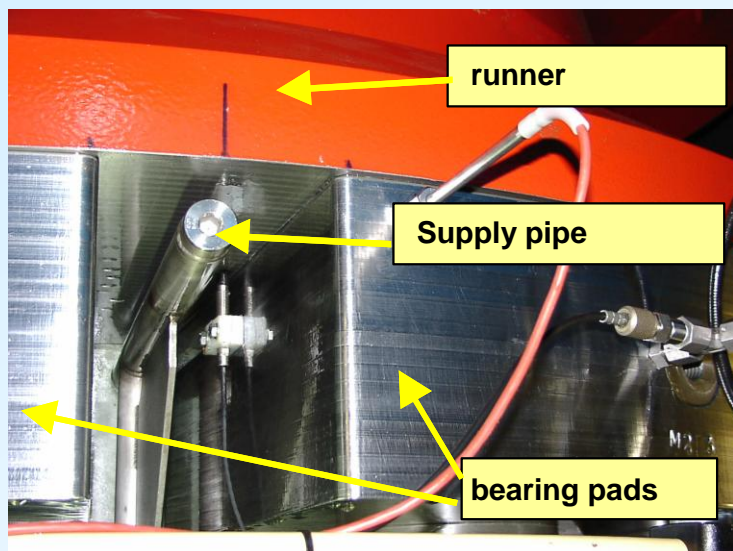
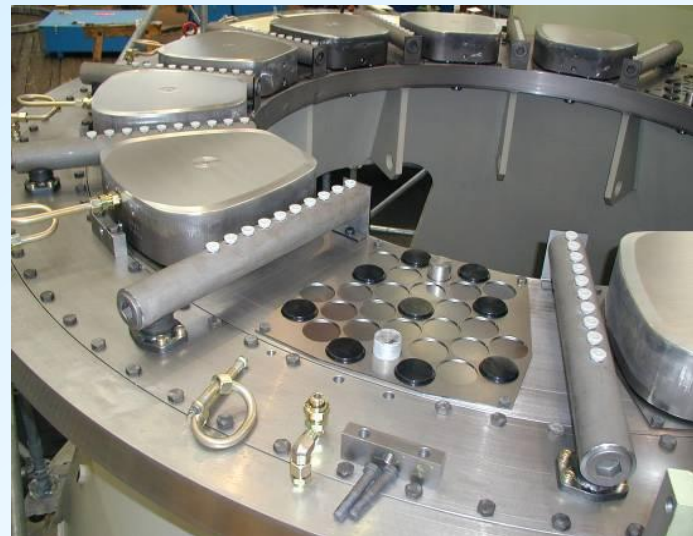
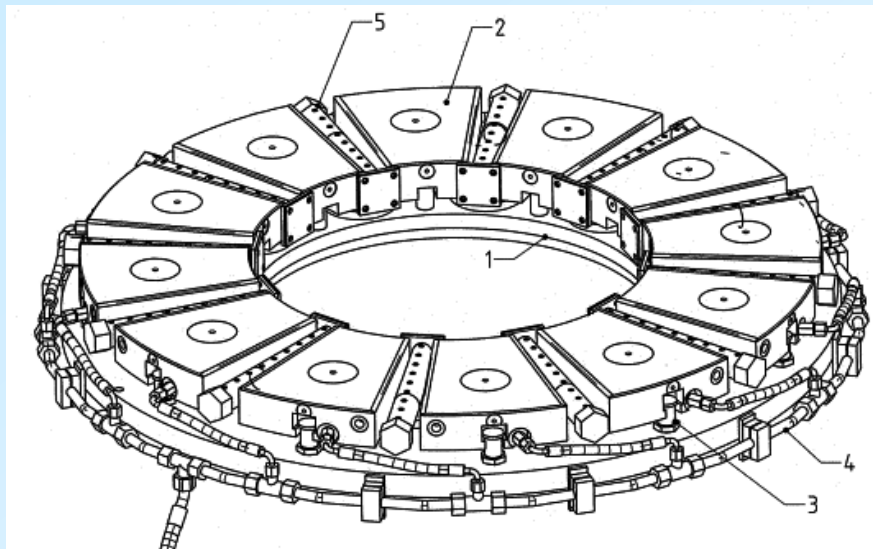
**dostarczanie chłodnego oleju
w pobliże łożyska**



**oddzielenie lub oddalenie
miejsc poboru i dostarczania
oleju**

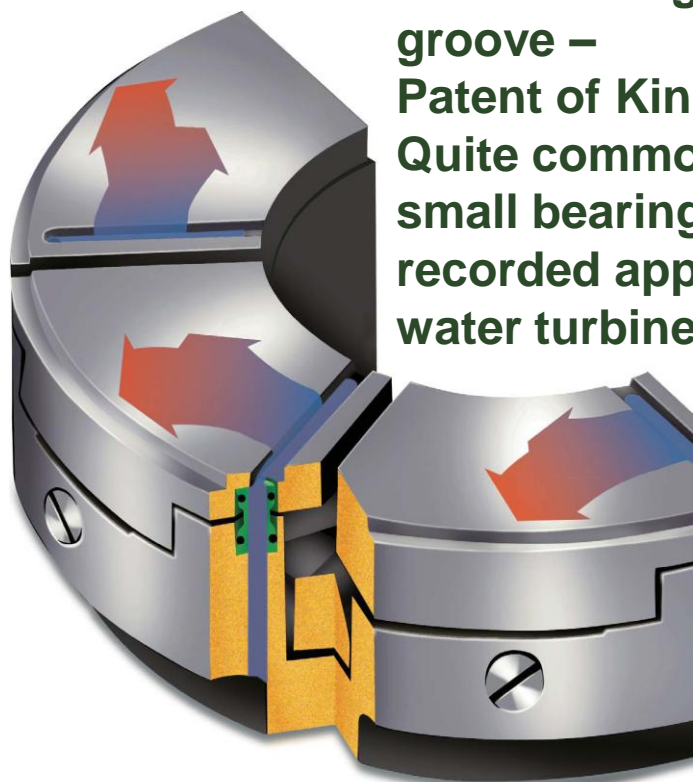


Problemy projektowania zewnętrznych układów chłodzenia

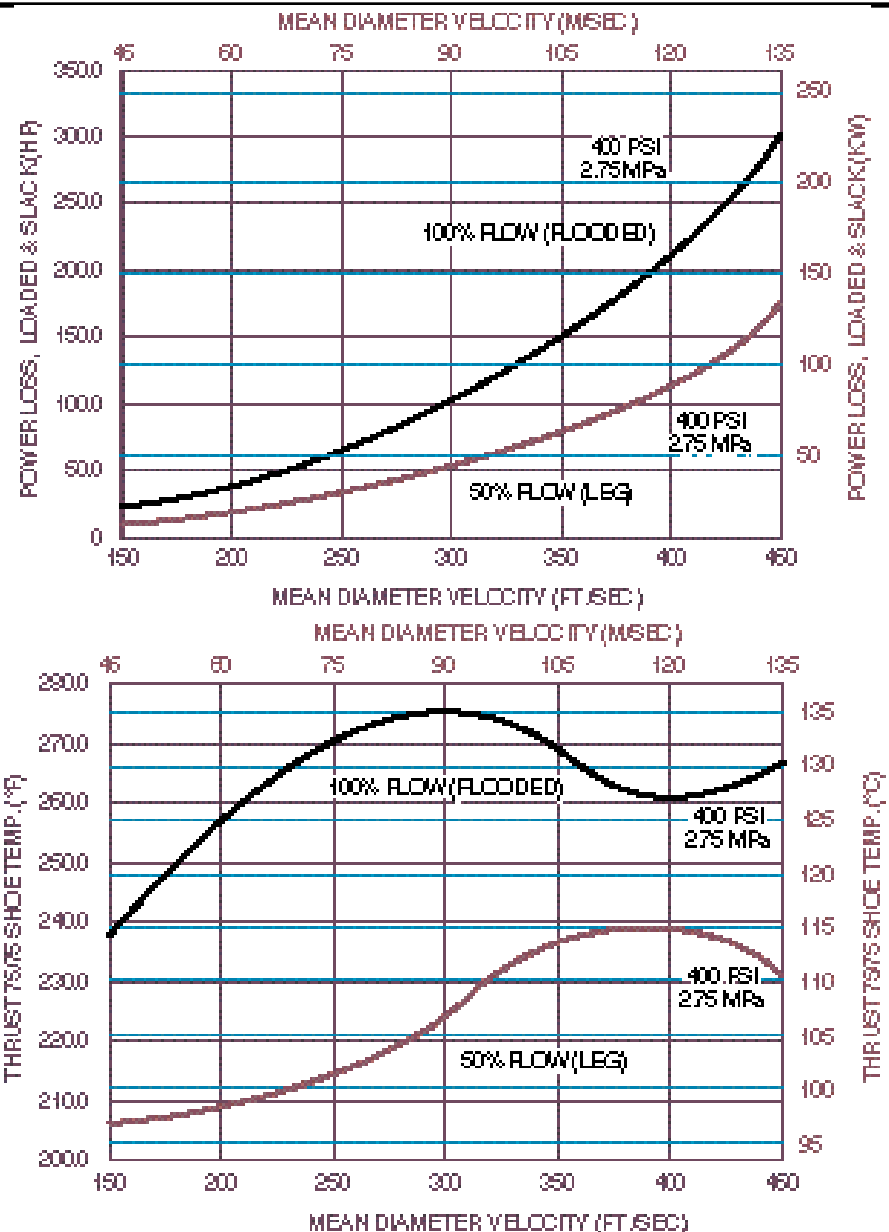


Potential benefits of using supply groove in the leading edge

Idea of supply groove –
LEG[®] leading edge groove –
 groove –
 Patent of Kingsbury Inc.
 Quite commonly used in
 small bearings, no
 recorded applications in
 water turbines



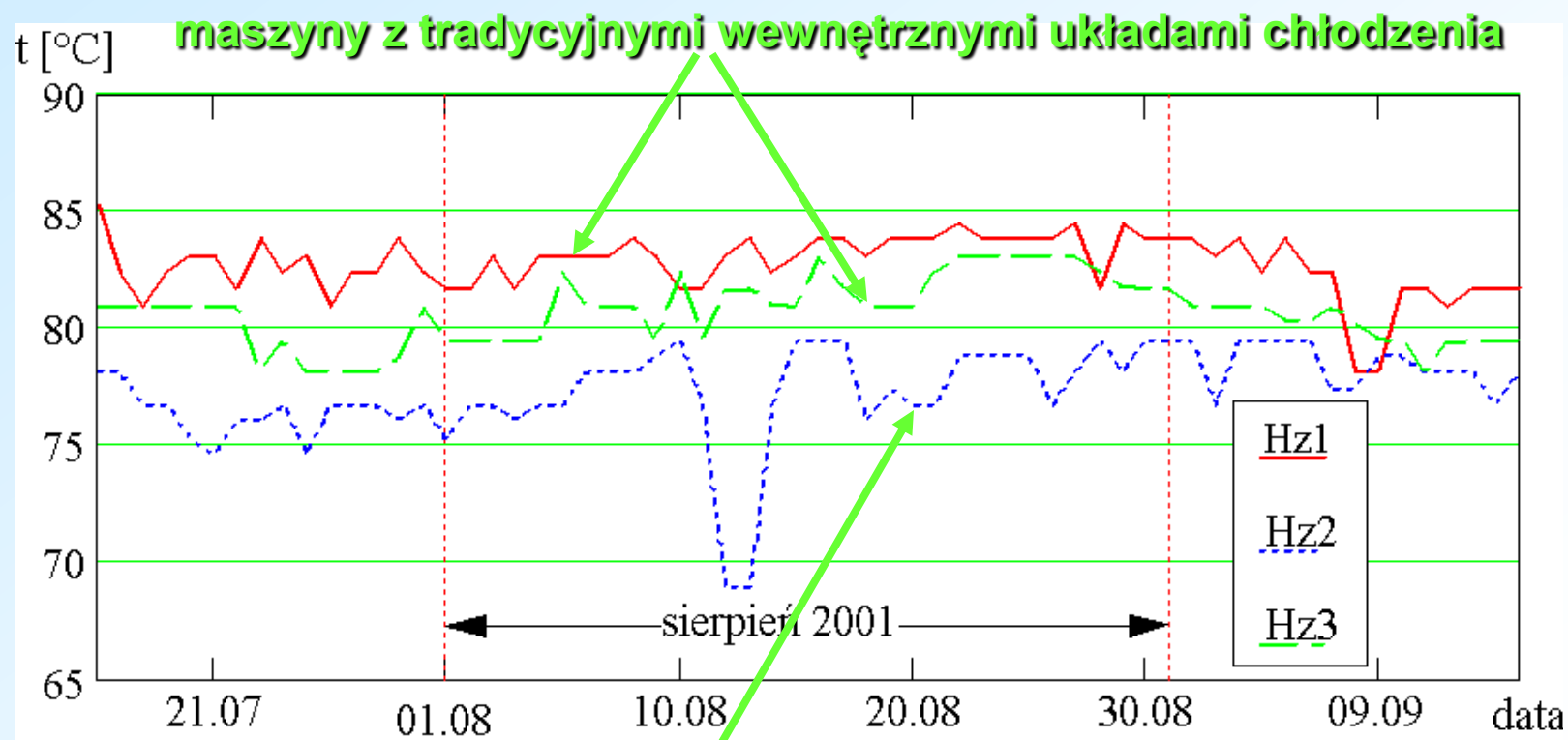
Experimental results
 on small-size high-speed
 bearings



Efekty zastosowania zewnętrznego układu chłodzenia w hydrozespolu nr 2 EW Porąbka

Żar

Średnia dobowa temperatura łożyska wzdłużnego
poszczególnych hydrozespołów w lecie 2001

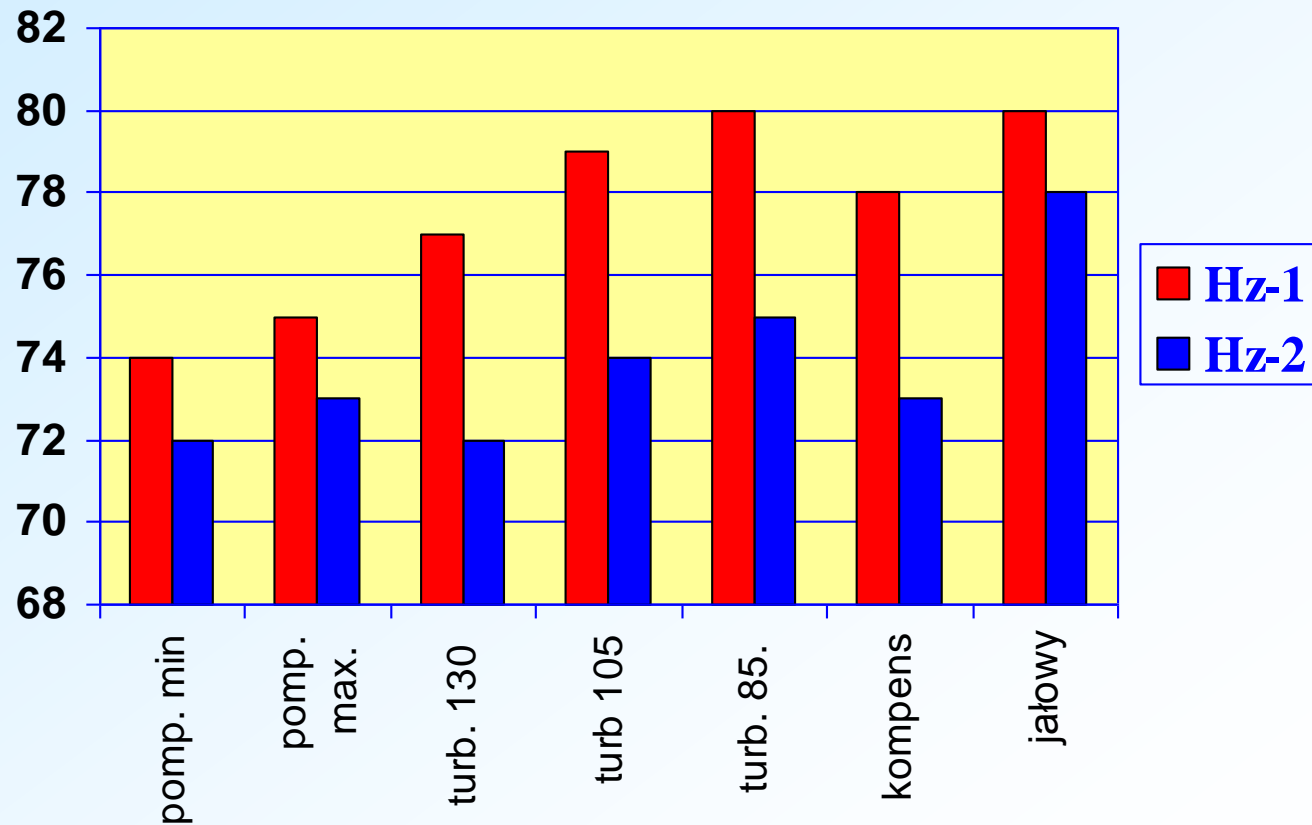


hydrozespół z zewnętrznym układem chłodzenia



Efekty zastosowania zewnętrznego układu chłodzenia c. d.

Temperatura łożyska wzdłużnego w różnych stanach pracy w Hz-1 (wewnętrzny układ chłodzenia) i w Hz-2 (zewnętrzny układ chłodzenia)





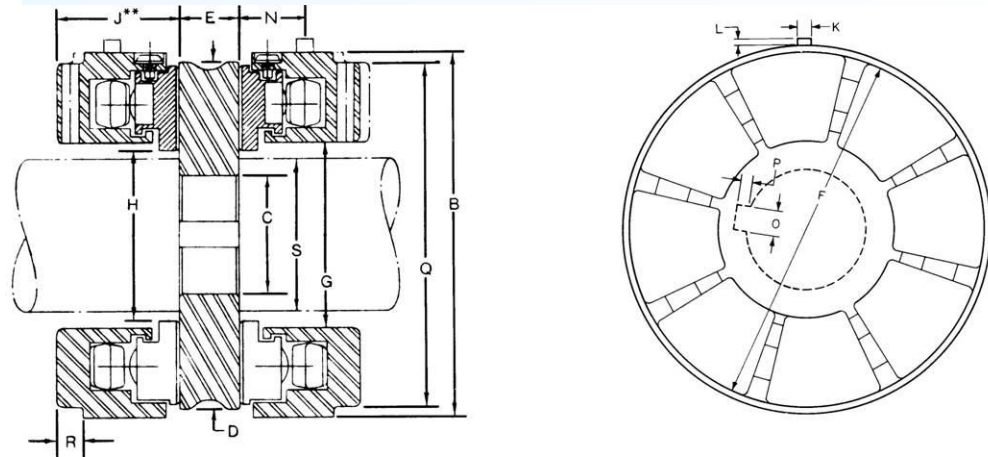
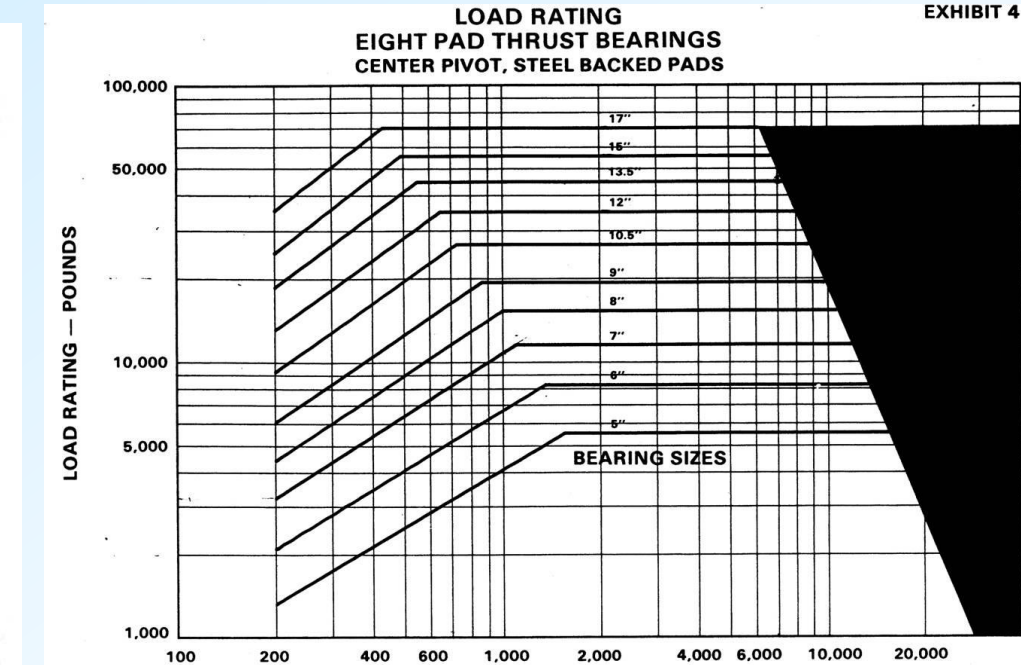
Obliczenia i badania doświadczalne

Inżynierskie metody obliczeń łożysk – na przykładzie łożysk wzdłużnych

1. Dobór z katalogu

THRUST BEARING SIZES		5		6		7		8		9	
CATALOG ORDERING NUMBER	DOUBLE W/O COLLAR	305-880		306-880		307-880		308-880		309-880	
	DOUBLE W/ COLLAR	305-881		306-881		307-881		308-881		309-881	
	SINGLE W/O COLLAR	305-800		306-800		307-800		308-800		309-800	
	SINGLE W/ COLLAR	305-801		306-801		307-801		308-801		309-801	
	DOUBLE W/O COLLAR	305-660		306-660		307-660		308-660		309-660	
	DOUBLE W/ COLLAR	305-661		306-661		307-661		308-661		309-661	
WEIGHTS	SINGLE W/O COLLAR	LBS	KG	LBS	KG	LBS	KG	LBS	KG	LBS	KG
	DOUBLE W/O COLLAR	5	2.3	10	4.5	14	6.4	20	9.1	31	14.1
	COLLAR	10	4.5	20	9.1	28	12.7	41	18.6	63	28.6
A	AREA PER SIDE (SQ)*	12.5	81.0	18.0	116.0	24.5	158.0	32.0	206.0	40.5	261.0
		inches	mm	inches	mm	inches	mm	inches	mm	inches	mm
B	BEARING O.D. TURN	5.365	136.3	6.365	161.7	7.365	187.1	8.365	212.5	9.365	237.9
C	COLLAR BORE	1.750	44.5	2.125	54.0	2.500	63.5	3.000	76.2	3.500	88.9
D	COLLAR O.D. TURN	5.13	130.3	6.13	155.7	7.13	181.1	8.13	206.5	9.13	231.9
E	COLLAR THICKNESS	.88	22.4	1.0	25.4	1.25	31.8	1.38	35.1	1.50	38.1
F	THRUST PAD O.D.	5.0	127.0	6.0	152.4	7.0	177.8	8.0	203.2	9.0	228.6
G	RETAINER RING BORE	2.75	69.9	3.31	84.1	3.81	96.8	4.38	111.3	4.94	125.5
H	PAD BORE	2.50	63.5	3.0	76.2	3.50	88.9	4.0	101.6	4.50	114.3
J1	ASSEMBLY HT - STD.**	1.75	44.5	2.0	50.8	2.25	57.2	2.56	65.0	2.75	69.9
J2	ASSEMBLY HT - ALT.**	1.75	44.5	2.06	52.3	2.38	60.5	2.69	68.3	3.0	76.2
J3	ASSEMBLY HT - ALT.**	1.62	41.2	1.88	47.8	2.12	53.9	2.38	60.5	2.69	68.3
K	ANTI-ROTATION PIN DIAMETER	.312	7.9	.375	9.5	.375	9.5	.438	11.1	.438	11.1
L	PIN HEIGHT	.16	4.1	.19	4.8	.19	4.8	.19	4.8	.19	4.8
N	COLLAR TO PIN	1.06	26.9	1.06	26.9	1.22	31.0	1.38	35.1	1.56	39.6
O	COLLAR KEY WIDTH	.38	9.7	.38	9.7	.50	12.7	.63	16.0	.63	16.0
P	COLLAR KEY DEPTH	.19	4.8	.19	4.8	.25	6.4	.31	7.9	.31	7.9
Q	OIL ANNULUS DIAMETER	5.06	128.5	5.88	149.4	6.88	174.8	7.75	196.9	8.75	222.3
R	OIL ANNULUS HEIGHT	.38	9.7	.56	14.2	.63	16.0	.75	19.1	.75	19.1
S	MAX. SHAFT SIZE	2.25	57.2	2.75	69.9	3.25	82.6	3.75	95.3	4.25	108.0

PLEASE NOTE: FINAL APPLICATION DIMENSIONS SHOULD BE OBTAINED FROM WBC VERIFIED DRAWING.
* ENGLISH (AREA PER SIDE) IS IN SQUARE INCHES; METRIC (AREA PER SIDE) IS IN SQUARE CENTIMETERS.
** WHEN ORDERING PLEASE SPECIFY J1, J2 OR J3 DIMENSION. OTHER DIMENSIONS AVAILABLE UPON REQUEST.



Inżynierskie metody obliczeń łożysk – na przykładzie łożysk wzdłużnych

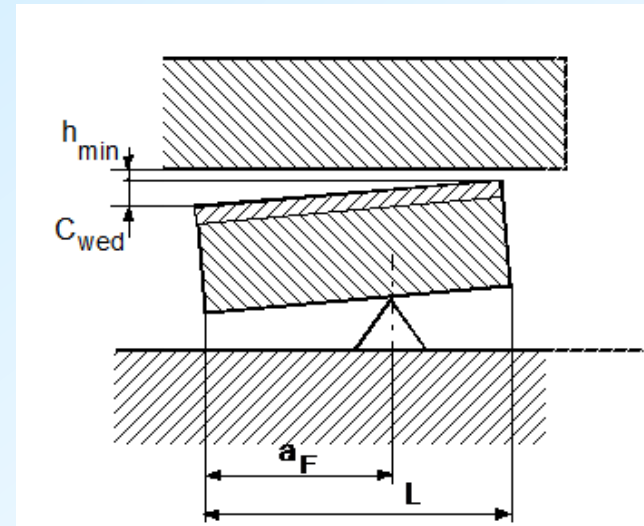
2. Obliczenia za pomocą arkuszy obliczeniowych opartych na normie DIN 31654

Hydrodynamiczne łożyska wzdłużne w warunkach statycznej pracy

W normie poczyniono założenia typowe dla prostych modeli filmu olejowego:

- smar jest cieczą newtonowską
- przepływ smaru w szczelinie jest laminarny
- smar przylega do współpracujących powierzchni
- smar jest nieściśliwy
- szczelina smarowa jest w całości wypełniona smarem
- elementy ograniczające szczelinę smarową (łożysko i tarcza oporowa) mają pomijalne odkształcenia i są gładkie
- grubość filmu w kierunku promieniowym jest stała
- ciśnienie w szczelinie smarowej w kierunku prostopadłym do powierzchni łożyska jest stałe
- środek smarowy w szczelinie ma stałą lepkość
- ciśnienie zasilania smarem jest pomijalnie małe w stosunku do ciśnienia w szczelinie smarowej

Inżynierskie metody obliczeń łożysk – na przykładzie łożysk wzdluznych



Obliczenia wg DIN przebiegają w kilku etapach:

- Na podstawie proporcji wymiarowych segmentu (B/L) oraz miejsca podparcia klocka (a_F) wyznaczana jest zbieżność szczeliny smarowej opisana parametrem h_{min}/C_{wed} (rys. 2.1)
- W oparciu o geometrię szczeliny smarowej (opisaną parametrami B/L i h_{min}/C_{wed}) wyznaczane są bezwymiarowe parametry obciążenia (F^*), tarcia (f^*), przepływu smaru (Q_1^*) oraz wypływu smaru na boki segmentu (Q_3^*). Wyznaczanie bezwymiarowych parametrów jest możliwe za pomocą wykresów lub podanych w normie funkcji aproksymacyjnych
- Na podstawie założonego sposobu chłodzenia (swobodna konwekcja lub wymuszone chłodzenie oleju) w kilku iteracjach ustalana jest średnia temperatura smaru w szczelinie (T_{eff}) i lepkość odpowiadająca tej temperaturze (η_{eff})
- Po wyznaczeniu lepkości efektywnej wyznaczane są minimalna grubość filmu, straty tarcia, liczba Reynoldsa (jako kryterium przepływu laminarnego), średnie naciski w łożysku. Po uzyskaniu zbieżności podczas iteracyjnego wyznaczania temperatury efektywnej można także obliczyć maksymalną temperaturę łożyska (a dokładniej szczeliny smarowej). Wyznaczone wielkości należy porównać z wartościami granicznymi

Inżynierskie metody obliczeń łożysk – na przykładzie łożysk wzdłużnych

2. Obliczenia za pomocą arkuszy obliczeniowych opartych na normie DIN 31654

Hydrodynamiczne łożyska wzdłużne w warunkach statycznej pracy

Norma pozwala na obliczanie klockowych łożysk wzdłużnych o niesymetrycznie podpartych klockach i proporcjach wymiarowych segmentów (szerokość/długość) od 0.5 do 2. Według założeń kłoczek jest podparty na krawędzi (zakłada się stałą grubość filmu w kierunku promieniowym). Inne założenia - typowe dla izotermicznych sformułowań równania Reynoldsa.

$$h_{gr} = \sqrt{\frac{D \times R_z}{12000}}$$

gdzie R_z - wysokość chropowatości [m]

D - średnia średnica łożyska [m]

Dla zapewnienia odpowiedniego zapasu bezpieczeństwa, norma zaleca przyjmowanie w łożysku minimalnej grubości filmu większej od grubości granicznej według wzoru:

$$h_{min} = 1,25 \times h_{gr}$$

W przypadku łożyska obciążonego podczas rozruchu można także obliczyć inną graniczną wartość grubości filmu - h_{lim1}

Ostatecznie dopuszczalną grubość filmu olejowego wyznacza się jako większą z dwóch wartości:

- grubości przejścia od stanu tarcia płynnego do mieszanego powiększonej o zapas bezpieczeństwa równy 25% (h_{min}), oraz
- grubości granicznej zależnej od prędkości ślizgania, średnicy i obciążenia łożyska podczas rozruchu (h_{lim1})

Obliczenia za pomocą arkuszy obliczeniowych opartych na normie DIN 31654 c.d.

Dopuszczalne średnie naciski w łożysku
(wartości w nawiasach mogą być stosowane w szczególnych warunkach
np. przy niskich prędkościach ślizgania)

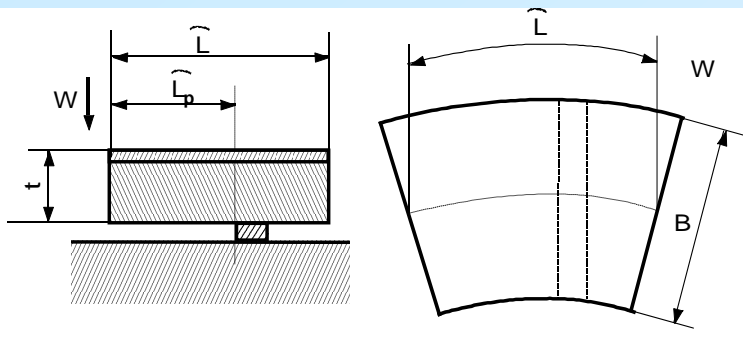
Grupa stopów łożyskowych	Dopuszczalne naciski [MPa]
Stopy cyny i ołowiu	5 (15)
Stopy miedzi i ołowiu	7 (20)
Stopy miedzi i cyny	7 (25)
Stopy cyny i aluminium	7 (18)
Stopy cynku i aluminium	7 (20)

Obliczenia za pomocą arkuszy obliczeniowych opartych na normie DIN 31654 c.d.

**Dopuszczalna temperatura łożyska według DIN
(wartości w nawiasach mogą być stosowane w szczególnych warunkach)**

Sposób smarowania	Temperatura dopuszczalna [°C]	
	Stosunek ogólnej objętości oleju smarującego do natężenia przepływu (na minutę)	
	do 5	powyżej 5
Smarowanie obiegowe (ciśnieniowe)	100 (115)	110 (125)
Smarowanie zanurzeniowe	90 (110)	

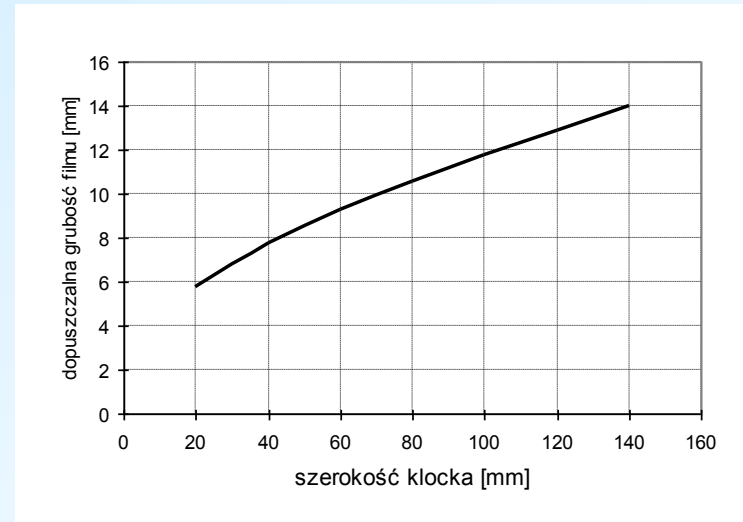
3. Obliczenia oparte na ESDU 83004



Parametry konstrukcyjne łożyska z wahlowymi klockami

Wytyczne do projektowania łożysk z wahlowymi klockami

Wielkość	Zalecana wartość	Uwagi
Średnie naciski	2 MPa	1,5 MPa dla łożysk obciążonych przy starcie
Względna szerokość klocka B/L	1	
Położenie krawędzi podparcia L_p/L	0,6 – 0,625	
Względna grubość klocka t/L	0,3 – 0,35	



$$R_a \leq \frac{1}{20} \times h_a$$

Dopuszczalna temperatura łożyska według ESDU

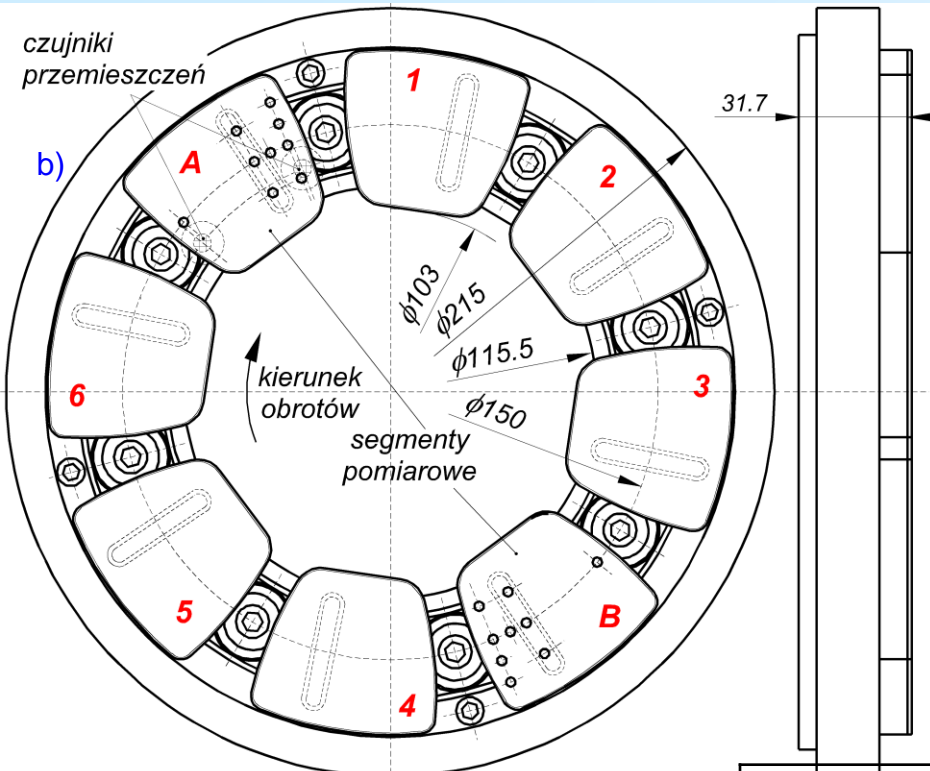
Rodzaj stopu łożyskowego	Dopuszczalna temperatura
stop wysokocynowy (biały metal)	do 120°C
stop aluminium-cyna	150-160°C
brąz ołowiowy	200°C

4. Przy większych średnicach i bardziej wymagających zastosowaniach indywidualne projektowanie z wykorzystaniem złożonych programów komputerowych

Zaleca się dodatkowo aby temperatura oleju na wylocie z korpusu łożyska nie przekraczała 75°C

Obiekt badań doświadczalnych

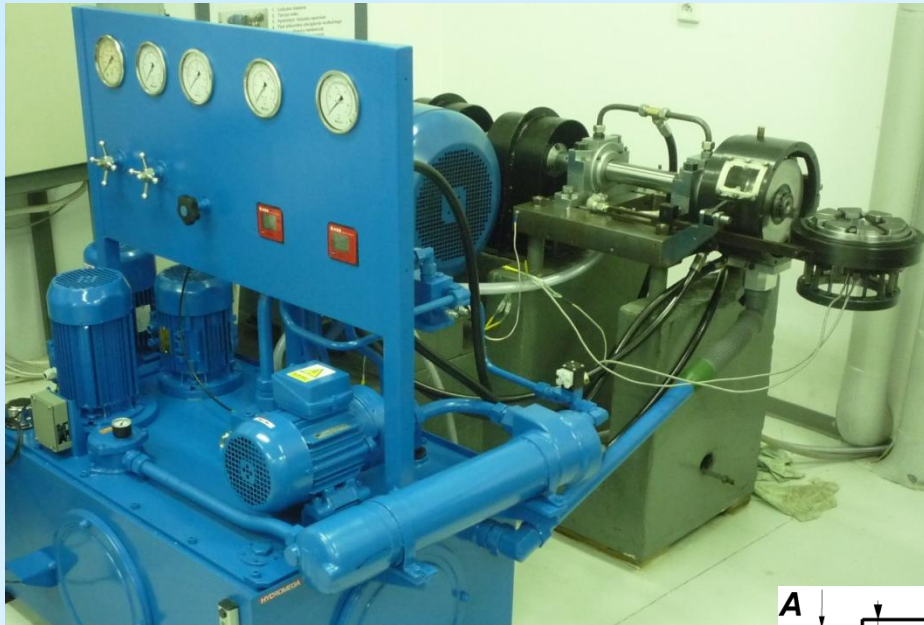
Hydrodynamiczne łożysko wzdluzne



	Jednostka	Wartość
	[obr/min]	4000
	[N]	56575
	[mm ²]	15500
ax)	[MPa]	3.65
żeniu max)	[kW]	8.3
cego	[l/min]	15
	[-]	ISO VG 32
ym	[bar]	48
	[°C]	50
	[°C]	70

Stanowisko do badań hydrodynamicznych łożysk wzdłużnych

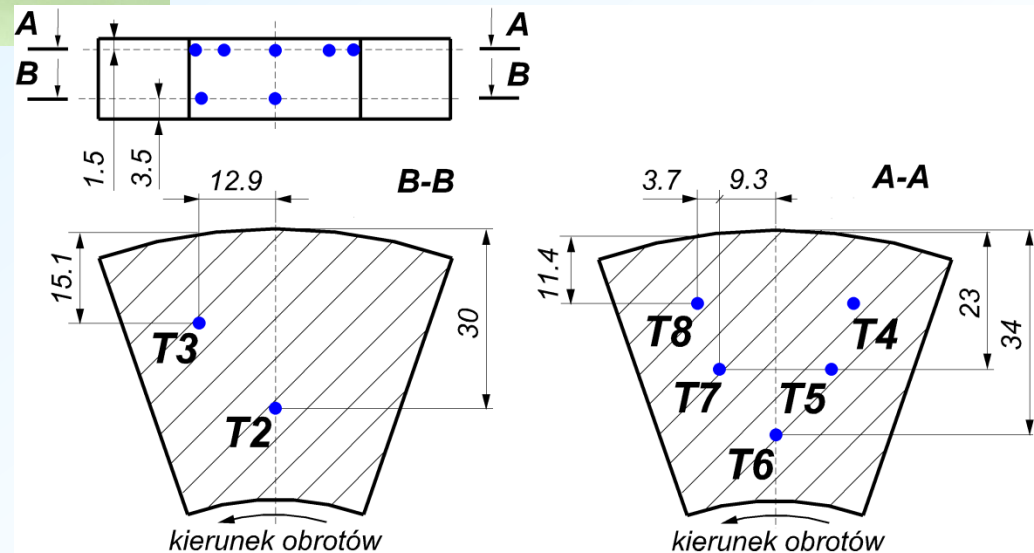
SON



Moc silnika napędowego [kW]	30
Prędkość obrotowa [obr/min]	0 - 7000
Siła obciążająca łożysko [kN]	do 90

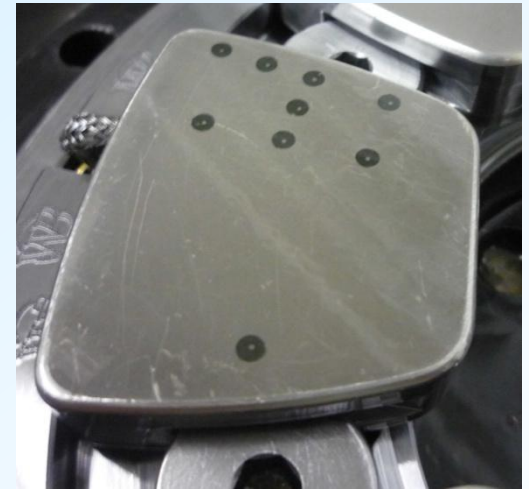
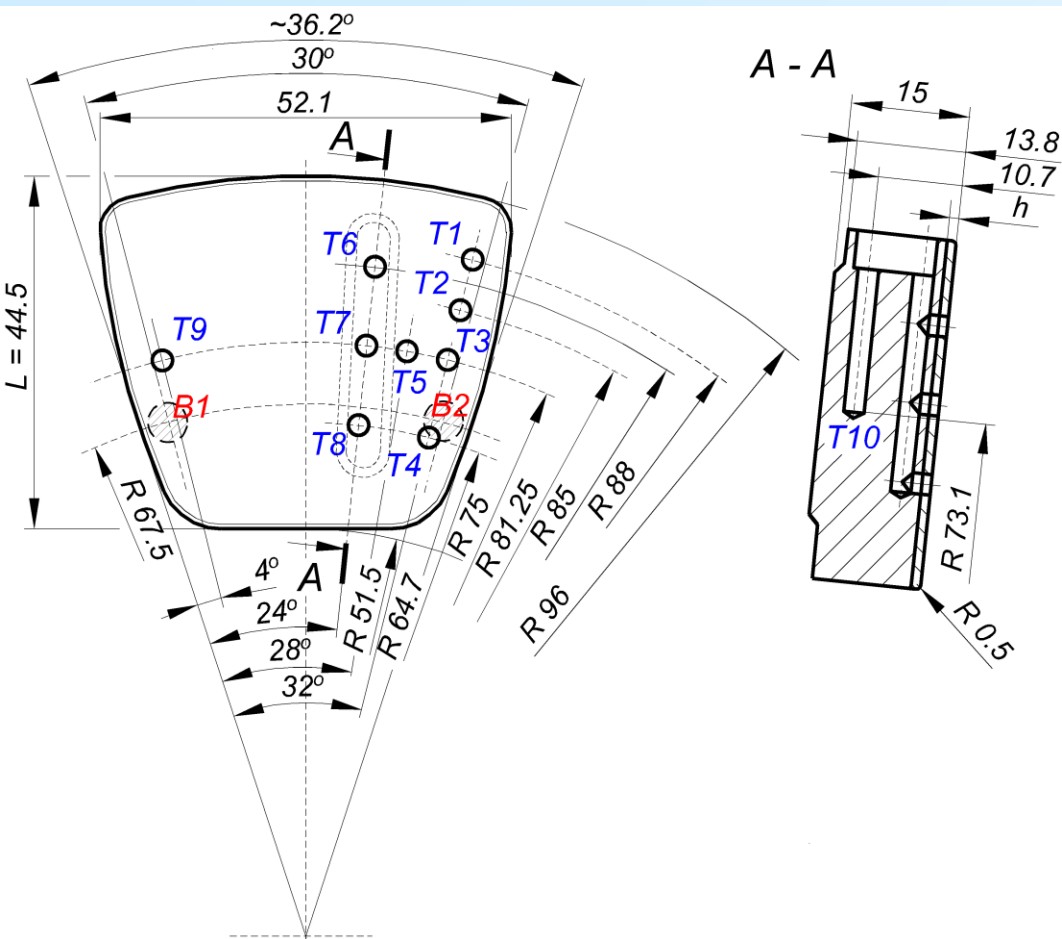
Układy diagnostyczne łożyska badanego stanowiska SON

1. Pomiar momentu tarcia,
2. Pomiar grubości szczeliny smarowej,
3. **Pomiar temperatur segmentu**



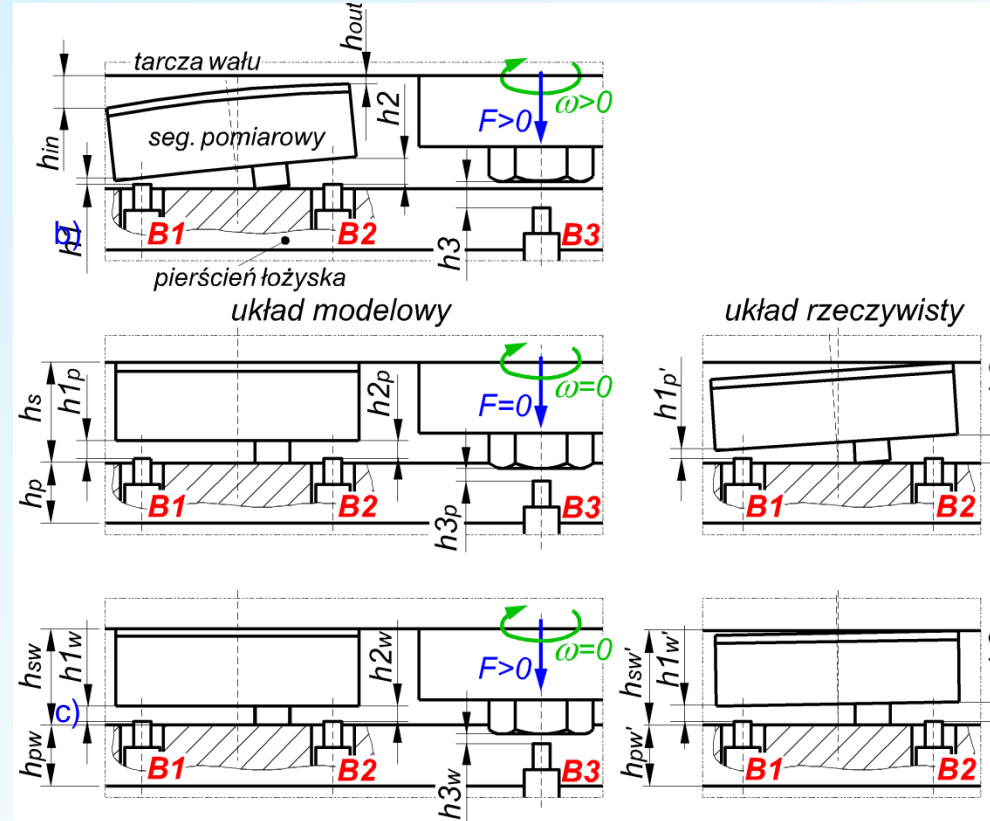
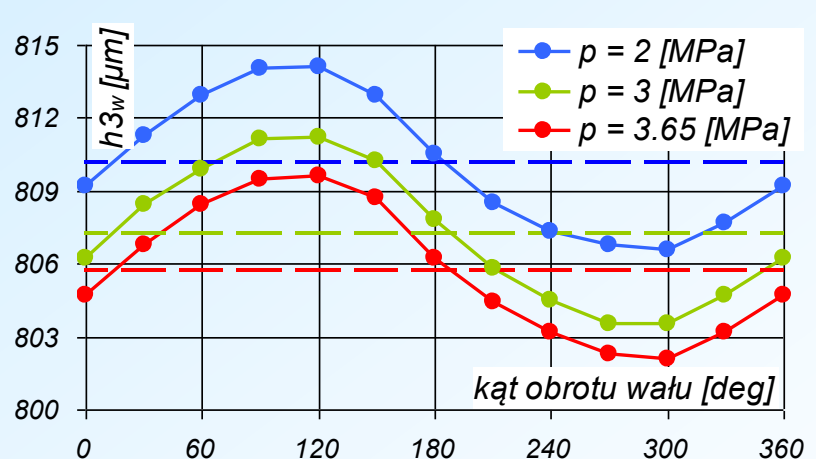
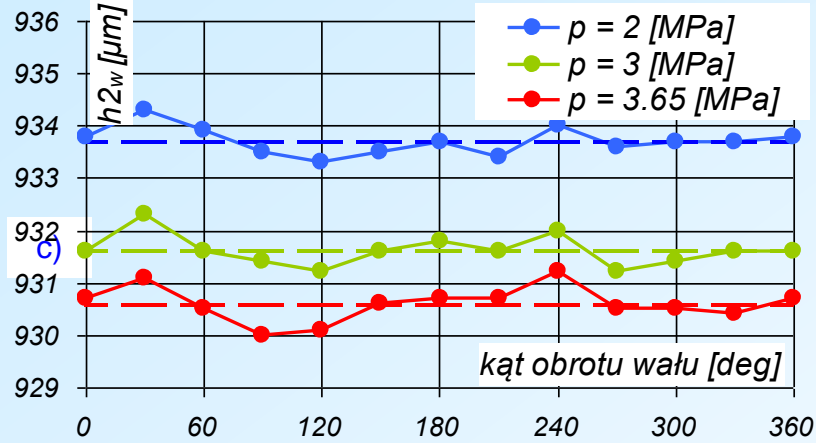
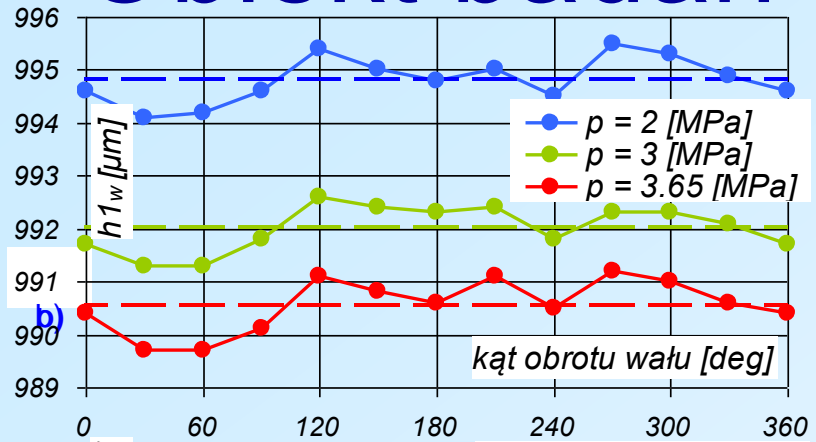
Obiekt badań

Hydrodynamiczne łożysko wzdluzne

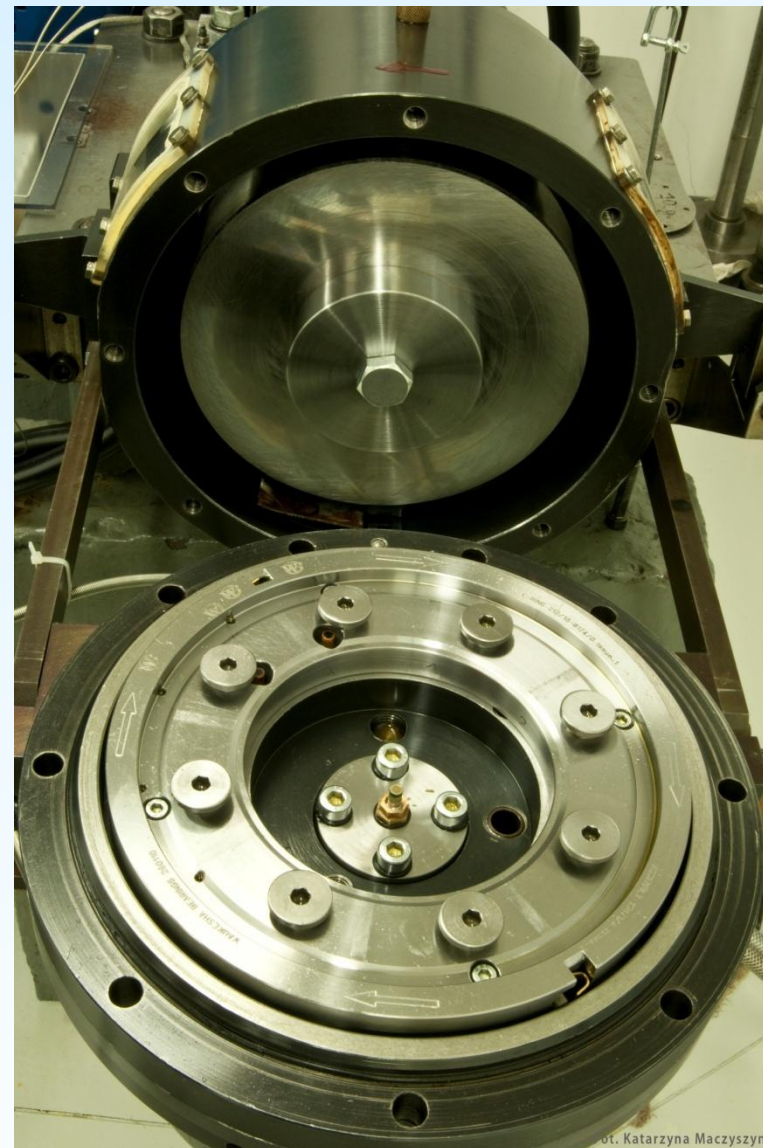
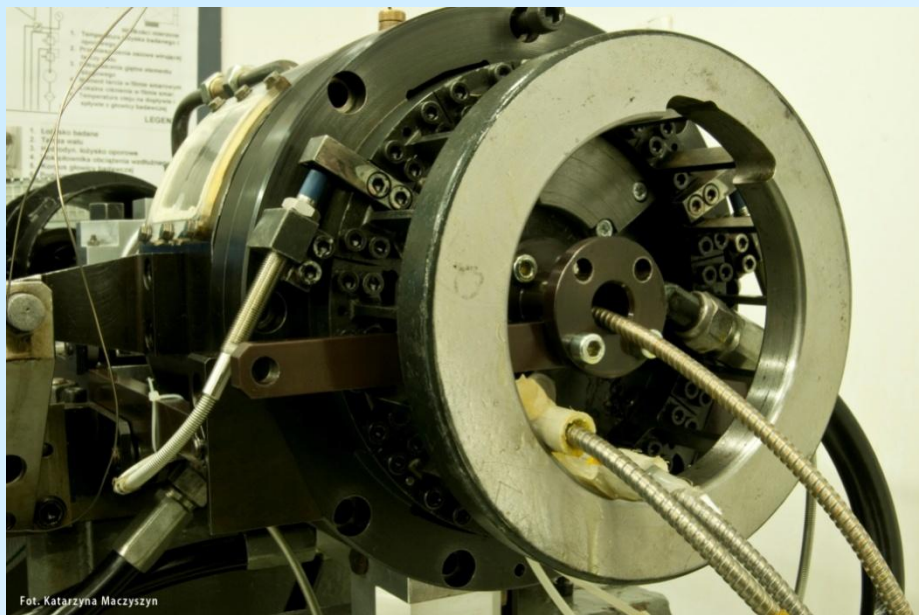


Obiekt badań

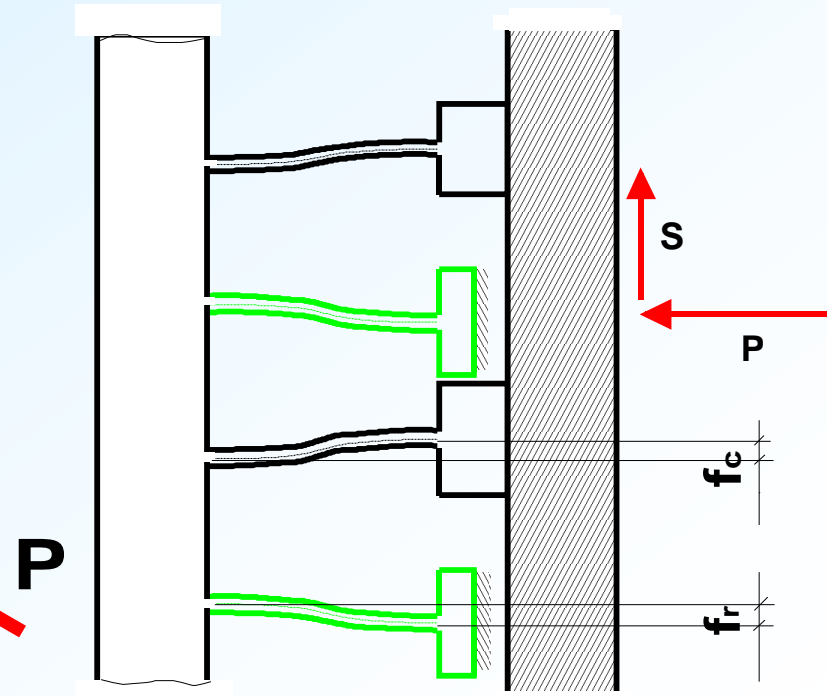
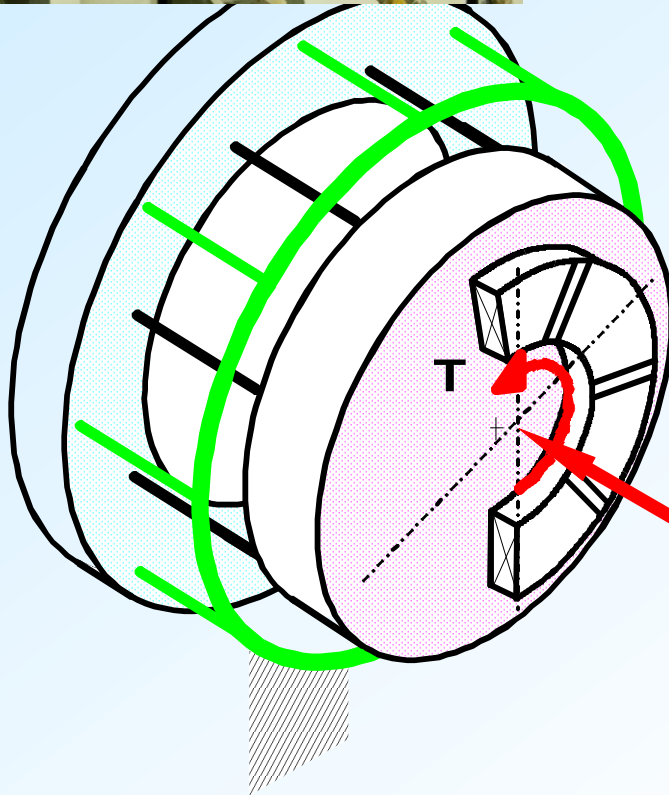
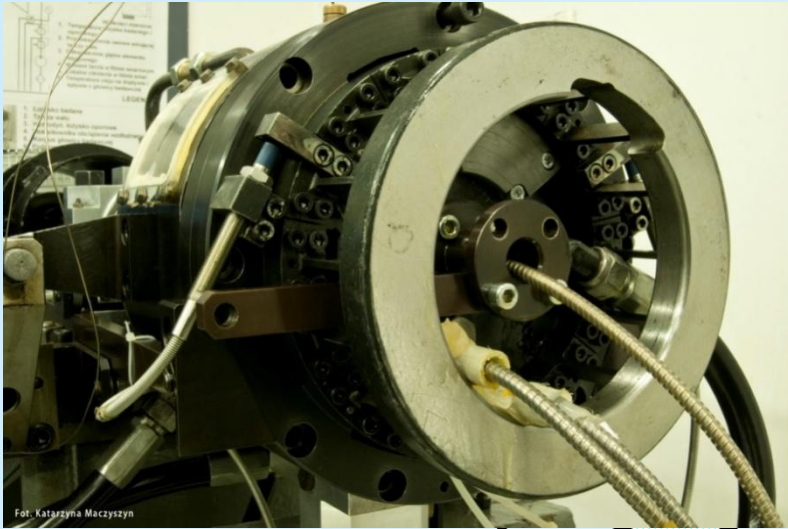
Hydrodynamiczne łożysko wzdłużne



Badania doświadczalne łożysk - laboratorium



Pomiar momentu tarcia



$$f = f_c(P, S) + f_r(P, S) = f(S)_{,4}$$