

**Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn
Wydział Mechaniczny
Politechnika Wrocławska**

Raport Serii PRE nr 008/2000

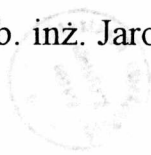
mgr inż. Sławomir Bednarczyk

**Straty objętościowe
w pompach gerotorowych
i sposób ich ograniczania**

Praca doktorska

Promotor

Dr hab. inż. Jarosław Stryczek, prof. nadzw. PWr.



Wrocław 1999

Spis treści:

1. Tendencje rozwojowe w budowie pomp zębatych	8
2. Konstrukcja, wykonanie i badania typoszeregu pomp gerotorowych typu PG	18
2.1. Ogólne zasady projektowania pomp gerotorowych	18
2.2. Konstrukcja i badania typoszeregu pomp gerotorowych typu PG	20
3. Perspektywy rozwoju pomp gerotorowych. Teza i cele pracy	27
4. Teoretyczno-eksperymentalna analiza przepływów wewnętrznych w pompie gerotorowej	29
4.1. Model przepływów wewnętrznych w pompie gerotorowej	29
4.2. Model przepływu czynnika roboczego przez szczelinę osiową	33
4.3. Model przepływu czynnika roboczego przez szczelinę łożyskową	40
4.4. Badania ciśnień w międzyzębnej komorze wyporowej	41
4.5. Natężenie przepływu czynnika roboczego przez szczelinę osiową	48
4.6. Natężenie przepływu czynnika roboczego przez szczelinę łożyskową	53
4.7. Wybór głównego źródła przecieków wewnętrznych w pompie gerotorowej	54
5. Podstawy projektowania kompensacji luzów osiowych w pompie gerotorowej	55
5.1. Ogólne zasady kompensacji luzów osiowych w pompach gerotorowych	55
5.2. Koncepcja kompensacji luzów osiowych w pompie gerotorowej	58
5.3. Wyznaczenie siły odpychającej P_{od} oraz współrzędnych x_{od}, y_{od} jej punktu przyłożenia	62
5.3.1. Siła odpychająca P_{od}	62
5.3.2. Współrzędne x_{od}, y_{od} punktu przyłożenia siły odpychającej P_{od}	65
5.4. Wyznaczenie siły dociskającej P_d oraz współrzędnych x_d, y_d jej punktu przyłożenia	70
5.4.1. Powierzchnia pierścieniowa	72
5.4.1.1. Pole powierzchni	72
5.4.1.2. Współrzędna x_d środka ciężkości powierzchni	76
5.4.2. Powierzchnia pierścieniowa z wąsami	79
5.4.2.1. Pole powierzchni	79
5.4.2.2. Współrzędna x_d środka ciężkości powierzchni	82
5.4.3. Powierzchnia pierścieniowa ze ścięciem	84
5.4.3.1. Pole powierzchni	84
5.4.3.2. Współrzędna x_d środka ciężkości powierzchni	85
5.4.4. Powierzchnia pierścieniowa z wąsami i ze ścięciem	88
5.4.4.1. Pole powierzchni	88
5.4.4.2. Współrzędna x_d środka ciężkości powierzchni	91
5.5. Wybór kształtu i wymiarów powierzchni kompensacji f_l	93

6. Konstrukcja i badania eksperymentalne pompy gerotorowej z kompensacją luzów osiowych	95
6.1. Konstrukcja pompy gerotorowej z kompensacją luzów osiowych	95
6.2. Program badań	100
6.3. Przebieg badań	103
6.4. Wyniki badań	104
6.4.1. Wpływ rozwiązania konstrukcyjnego kompensacji luzów osiowych	108
6.4.2. Wpływ stosunku siły dociskającej P_d do siły odpychającej P_{od}	109
6.4.3. Wpływ stopnia niewspółosiowości działania sił P_d i P_{od}	111
6.4.4. Wpływ parametrów eksploatacyjnych, tj. prędkości obrotowej n i temperatury t czynnika roboczego	112
6.5. Podsumowanie wyników badań	113
7. Podsumowanie	115
Literatura	119
ANEKS	121

Wykaz ważniejszych oznaczeń

b	[m]	szerokość koła zębatego,
f_l	[m ²]	powierzchnia kompensacji,
f_2	[m ²]	powierzchnia, na której działa uśrednione ciśnienie w szczelinie osiowej,
h_h	[m]	wysokość szczeliny łożyska hydrostatycznego (luz łożyskowy),
h_l	[m]	wysokość szczeliny łożyskowej (luz łożyskowy),
h_p	[m]	wysokość szczeliny promieniowej (luz promieniowy),
h_o	[m]	wysokość szczeliny osiowej (luz osiowy),
h_{o1}	[m]	wysokość szczeliny osiowej powstałej, pomiędzy korpusem przednim a zespołem kół zębatach,
h_{o2}	[m]	wysokość szczeliny osiowej powstałej, pomiędzy korpusem tylnym a zespołem kół zębatach,
M_{ix}	[Nm]	moment i-tej siły odpychającej względem osi OX,
M_{iy}	[Nm]	moment i-tej siły odpychającej względem osi OY,
M_{odx}	[Nm]	moment siły odpychającej względem osi OX,
M_{ody}	[Nm]	moment siły odpychającej względem osi OY,
M_{7y}	[Nm]	moment siły odpychającej, działającej w obszarze 7 względem osi OY,
M_{9y}	[Nm]	moment siły odpychającej, działającej w obszarze 9 względem osi OY,
m		moduł,
m_c	[kg]	masa czynnika roboczego,
N	[kW]	moc,
n	[obr/min]	prędkość obrotowa wałka napędowego,
O_1		środek koła o uzębieniu zewnętrznym,
O_2		środek koła o uzębieniu wewnętrznym,
P_d	[N]	siła dociskająca,
P_i	[N]	i-ta siła odpychająca,
P_{od}	[N]	siła odpychająca,
$P_{1...12}$	[N]	siła odpychająca działająca w obszarze 1...12,
p	[MPa]	ciśnienie,
p_d	[MPa]	ciśnienie drenażowe w korpusach pompy,
p_{max}	[MPa]	ciśnienie maksymalne,
p_s	[MPa]	ciśnienie ssania,

p_{sr}	[MPa]	ciśnienie średnie panujące w szczelinie osiowej,
p_t	[MPa]	ciśnienie tłoczenia (robocze),
p_1	[MPa]	ciśnienie w szczelinie osiowej, działające na krawędzi o promieniu r_1 ,
p_2	[MPa]	ciśnienie w szczelinie osiowej, działające na krawędzi o promieniu r_2 , r_3 ,
p_3	[MPa]	ciśnienie w szczelinie osiowej, działające na krawędzi o promieniu r_4 ,
Q	[dm ³ /min]	wydajność,
Q_{rz}	[dm ³ /min]	wydajność rzeczywista,
Q_t	[dm ³ /min]	wydajność teoretyczna,
Q_w	[dm ³ /min]	natężenie wypływu czynnika roboczego z nerki do wewnątrz,
Q_z	[dm ³ /min]	natężenie wypływu czynnika roboczego z nerki na zewnątrz,
q	[cm ³ /obr]	wydajność właściwa,
r	[m]	promień,
r_a	[m]	wewnętrzny promień, opisujący powierzchnię f_1 ,
r_b	[m]	zewnętrzny promień, opisujący (pierścieniową i pierścieniową ze ścięciem) powierzchnię f_1 ,
r_{bmax}	[m]	maksymalny zewnętrzny promień, opisujący (pierścieniową i pierścieniową ze ścięciem) powierzchnię f_1 ,
r_{bmin}	[m]	minimalny zewnętrzny promień, opisujący (pierścieniową i pierścieniową ze ścięciem) powierzchnię f_1 ,
r_c	[m]	zewnętrzny promień, opisujący (pierścieniową z wąsami oraz pierścieniową z wąsami i ze ścięciem) powierzchnię f_1 ,
r_{cmax}	[m]	maksymalny zewnętrzny promień, opisujący (pierścieniową z wąsami oraz pierścieniową z wąsami i ze ścięciem) powierzchnię f_1 ,
r_{cmin}	[m]	minimalny zewnętrzny promień, opisujący (pierścieniową z wąsami oraz pierścieniową z wąsami i ze ścięciem) powierzchnię f_1 ,
r_{s7}	[m]	odległość środka ciężkości S_7 powierzchni dF_7 od osi rozdzielacza,
r_{s9}	[m]	odległość środka ciężkości S_9 powierzchni dF_9 od osi rozdzielacza
r_w	[m]	promień wewnętrzny płytki kompensacyjnej,
r_z	[m]	promień zewnętrzny płytki kompensacyjnej,
r_1	[m]	promień charakterystyczny rozdzielacza tarczowego,
r_2	[m]	promień charakterystyczny rozdzielacza tarczowego,
r_3	[m]	promień charakterystyczny rozdzielacza tarczowego,
r_4	[m]	promień charakterystyczny rozdzielacza tarczowego,

S_g	[dm ³ /min]	strumień główny czynnika roboczego,
S_h	[dm ³ /min]	strumień czynnika roboczego w szczelinie łożyska hydrostatycznego,
S_l'	[dm ³ /min]	strumień w szczelinie łożyskowej,
S_l''	[dm ³ /min]	strumień w szczelinie łożyskowej,
S_o'	[dm ³ /min]	strumień czynnika roboczego w szczelinie osiowej
S_o''	[dm ³ /min]	strumień czynnika roboczego w szczelinie osiowej
S_p	[dm ³ /min]	strumień czynnika roboczego w szczelinie promieniowej,
S_{yfl}	[m ³]	moment statyczny powierzchni f_l względem osi OY,
t	[°C]	temperatura czynnika roboczego,
u	[m/s]	prędkość czynnika roboczego w szczelinie osiowej,
x_d	[m]	współrzędna punktu przyłożenia siły dociskającej P_d ,
x_{od}	[m]	współrzędna punktu przyłożenia siły odpychającej P_{od} ,
$x_{1...12}$	[m]	współrzędna punktu przyłożenia siły odpychającej $P_{1...12}$,
y_d	[m]	współrzędna punktu przyłożenia siły dociskającej P_d ,
y_{od}	[m]	współrzędna punktu przyłożenia siły odpychającej P_{od} ,
$y_{1...12}$	[m]	współrzędna punktu przyłożenia siły odpychającej $P_{1...12}$,
z		liczba zębów,
z_1		liczba zębów koła czynnego,
z_2		liczba zębów koła biernego,
β_d	[°]	kąt opisujący mostek dolny rozdzielacza tarczowego,
β_g	[°]	kąt opisujący mostek górny rozdzielacza tarczowego,
β_s	[°]	kąt opisujący nerkę ssawną,
β_t	[°]	kąt opisujący nerkę tłoczną,
γ_l	[°]	kąt opisujący powierzchnię kompensacji f_l ,
γ_{lmax}	[°]	maksymalny kąt opisujący powierzchnię kompensacji f_l ,
γ_{lmin}	[°]	minimalny kąt opisujący powierzchnię kompensacji f_l ,
γ_2	[°]	kąt opisujący powierzchnię (pierścieniową z wąsami oraz pierścieniową z wąsami i ze ścięciem) kompensacji f_l ,
γ_3	[°]	kąt opisujący powierzchnię (pierścieniową ze ścięciem oraz pierścieniową z wąsami i ze ścięciem) kompensacji f_l ,
ΔQ	[dm ³ /min]	straty objętościowe,

Δp	[MPa]	różnica ciśnień,
δ	[%]	współczynnik nierównomierności wydajności,
η	[°]	kąt epicykloidy,
η	[%]	sprawność całkowita,
η_{h-m}	[%]	sprawność hydrauliczno-mechaniczna,
η_V	[%]	sprawność objętościowa,
λ		współczynnik wysokości zęba,
μ	[kg/ms]	lepkość dynamiczna czynnika roboczego,
ν	[cSt]	lepkość kinematyczna czynnika roboczego,
ν		współczynnik korekcji,
ρ	[kg/m ³]	gęstość właściwa czynnika roboczego,
φ	[°]	kąt opisujący strefy,
φ_d	[°]	kąt opisujący strefę wzrostu ciśnienia,
φ_g	[°]	kąt opisujący strefę spadku ciśnienia,
φ_s	[°]	kąt opisujący strefę niskiego ciśnienia,
φ_t	[°]	kąt opisujący strefę wysokiego ciśnienia,
ω	[rad/s]	prędkość kątowna wałka napędowego.

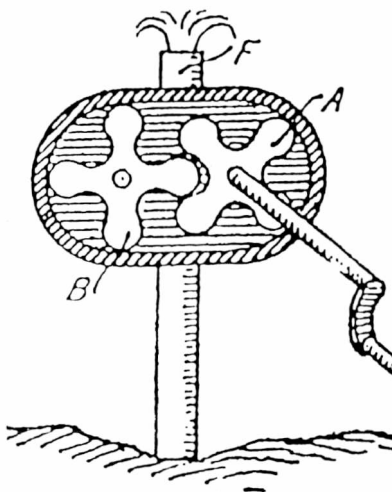
1

Tendencje rozwojowe w budowie pomp zębatych

Podstawowym elementem hydrostatycznego układu napędowego jest pompa, służąca do zamiany energii mechanicznej, doprowadzonej od silnika napędowego, na energię ciśnienia, zakumulowaną w przetłaczanym ciekłym czynniku roboczym, wykorzystywanym jako jej nośnik. Pompa jest zatem generatorem wymaganej energii ciśnienia w układzie napędowym, wykorzystywanej przez silniki różnych typów.

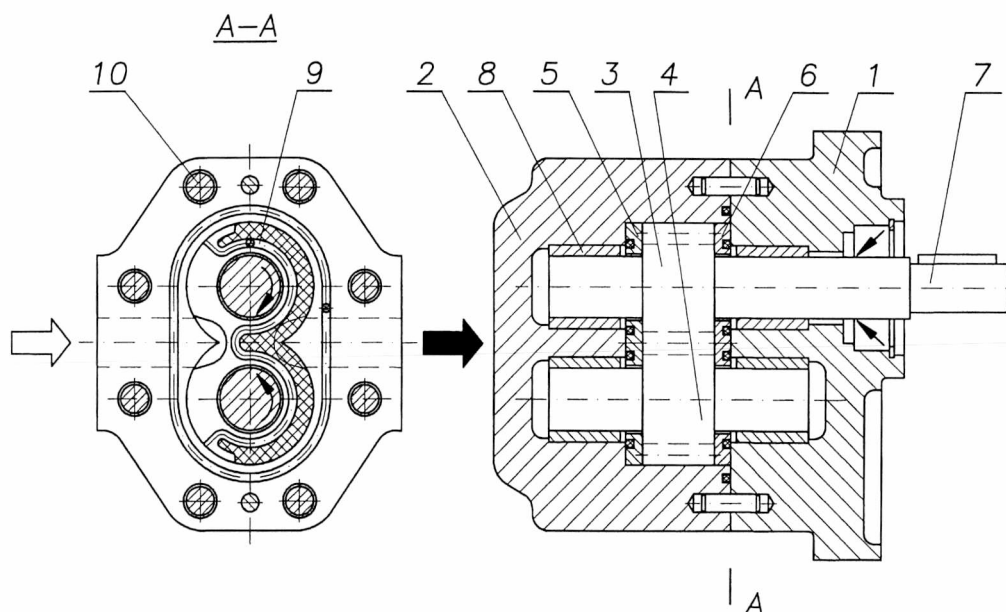
Wśród kilku podstawowych typów pomp wyporowych, pompy zębate zajmują pozycję dominującą. Wyróżniają się one prostą i zwartą budową, są niezawodne i trwałe oraz stosunkowo tanie. Pomimo że osiągnięto wysoki stopień ich rozwoju technicznego, to podlegają one ciągłej ewolucji. Dąży się do uzyskania konstrukcji prostszych, o mniejszej masie i gabarytach, charakteryzujących się lepszymi parametrami technicznymi. W tym świetle dokonano przeglądu konstrukcji pomp zębatych.

Pierwszy rysunek maszyny zębatej znajduje się w pismach D. Schwentera [3], który podaje, że jej wynalazcą był w roku 1624 francuski jezuita Jean Leurechon. Jak pokazano to na rys.1., pompa zbudowana jest z dwóch czterozębnych wirników umieszczonych w obudowie. Napędzając jeden z nich korbą, wywoływano efekt przetłaczania cieczy. Od czterystu blisko lat istota budowy i zasady działania pompy zębatej pozostaje ta sama, zmieniają się jedynie konstrukcyjne sposoby jej realizacji.



Rys.1. Pompa zębata Jeana Leurechon z 1642 r.[3]

Współcześnie produkowane pompy zębate to przede wszystkim konstrukcje z zazębieniem zewnętrznym ewolwentowym oraz kompensacją luzów osiowych. Przykładem takiego nowoczesnego rozwiązania jest pompa włoskiej firmy Casappa przedstawiona za [16] na rys.2. Koła zębate 3, 4 mają stosunkowo małe liczby zębów $z_1=z_2=13$, a przez to małe średnice. Powoduje to, że korpus pompy 2 ma małe wymiary. Korpus ten jest jednocześnie tak ukształtowany, aby nie odkształcał się przy dużych obciążeniach, wywołanych ciśnieniem roboczym. Koła zębate 3, 4, wykonane z dużą dokładnością, są osadzone w łożyskach ślizgowych 8. Kompensacji luzów osiowych dokonuje się poprzez płyty 5, 6 dociskane do czół wirujących kół zębatych 3,4.

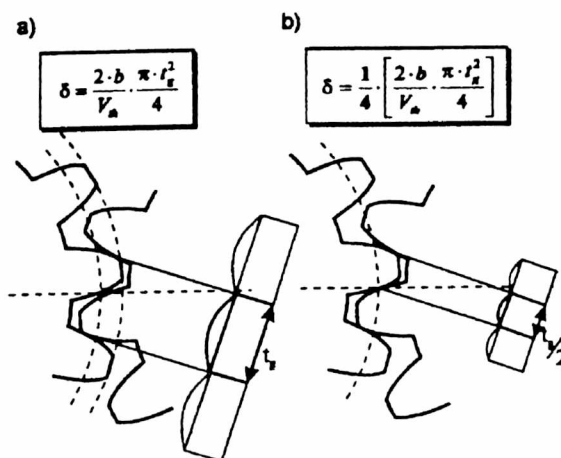


Rys.2. Pompa zębata prod. firmy Casappa (Włochy) [16]

1- płyta, 2-korpus, 3-koło zębate czynne, 4-koło zębate bierne, 5-tylna płyta kompensacyjna, 6-przednia płyta kompensacyjna, 7-wał napędowy, 8-łożysko ślizgowe, 9-uszczelka, 10-śruba

Sztywny korpus 2, precyzyjna współpraca kół zębatych 3,4 oraz kompensacja luzów osiowych zapewniają dużą szczelność wewnętrzną pompy, a przez to wysokie ciśnienia robocze $p_r=29\text{MPa}$ i sprawności $\eta=90\%$. Poprzez odpowiednie ukształtowanie układu ssawnego, eliminującego kawitację, pompy te mogą pracować z dużymi prędkościami obrotowymi, dochodzącymi do $n=4000\text{obr/min}$. W rezultacie pompy tego typu mogą generować duże moce przy małej masie jednostki.

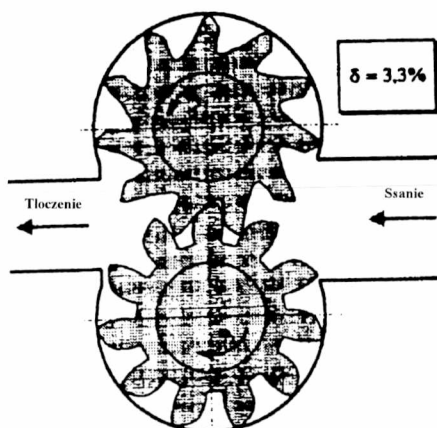
Zazębienie zewnętrzne w pompach jest jednak powodem powstawania stosunkowo dużej nierównomierności wydajności, opisywanej tzw. współczynnikiem nierównomierności wydajności δ . To z kolei jest m.in. powodem hałaśliwej pracy pompy. W pracy [2] przedstawiono pompę z zazębieniem ewolwentowym zewnętrznym, w którym wyeliminowano boczny luz między zębami. Powoduje to, jak pokazano na rys.3., zmniejszenie pulsacji wydajności.



Rys.3. Porównanie pulsacji wydajności w pompie o zazębieniu zewnętrznym [2]

- a) z międzyzębnym luzem bocznym,
b) bez międzyzębnego luzu bocznego

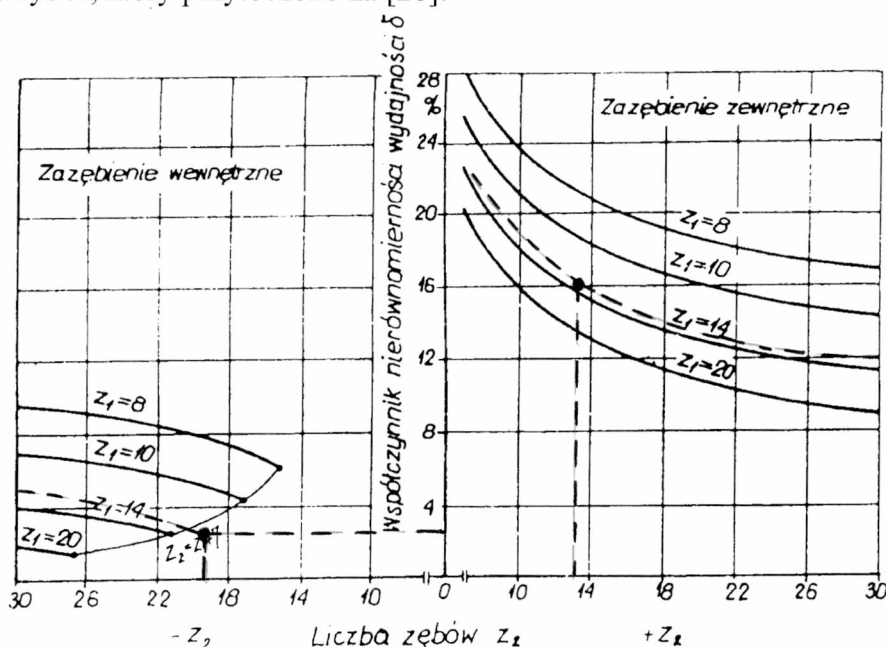
Natomiast w pracy [22] przedstawiono znacznie dalej idącą propozycję, polegającą na rezygnacji z klasycznego zazębienia zewnętrznego ewolwentowego i wprowadzeniu zazębienia zewnętrznego o niesymetrycznych, krzywoliniowych bokach zębów, co uwidoczniono na rys.4.



Rys.4. Pompa o zazębieniu zewnętrznym i krzywoliniowych zarysach zębów[22]

Daje to również możliwość zmniejszenia nierównomierności wydajności. Jak na razie próby te, bardzo ciekawe z punktu widzenia naukowego, nie zostały jednak wprowadzone do produkcji, m.in. ze względu na trudności technologiczne.

Pomimo tych zmian i innowacji, prowadzonych w pompach o zazębieniu zewnętrznym ewolwentowym i specjalnym, wydaje się, że trudno będzie przekroczyć pewne bariery w dziedzinie kształtowania konstrukcji oraz parametrów technicznych tych maszyn. Można to m.in. stwierdzić, analizując wartości wspomnianego współczynnika nierównomierności wydajności δ na rys.5., który przytoczono za [28].

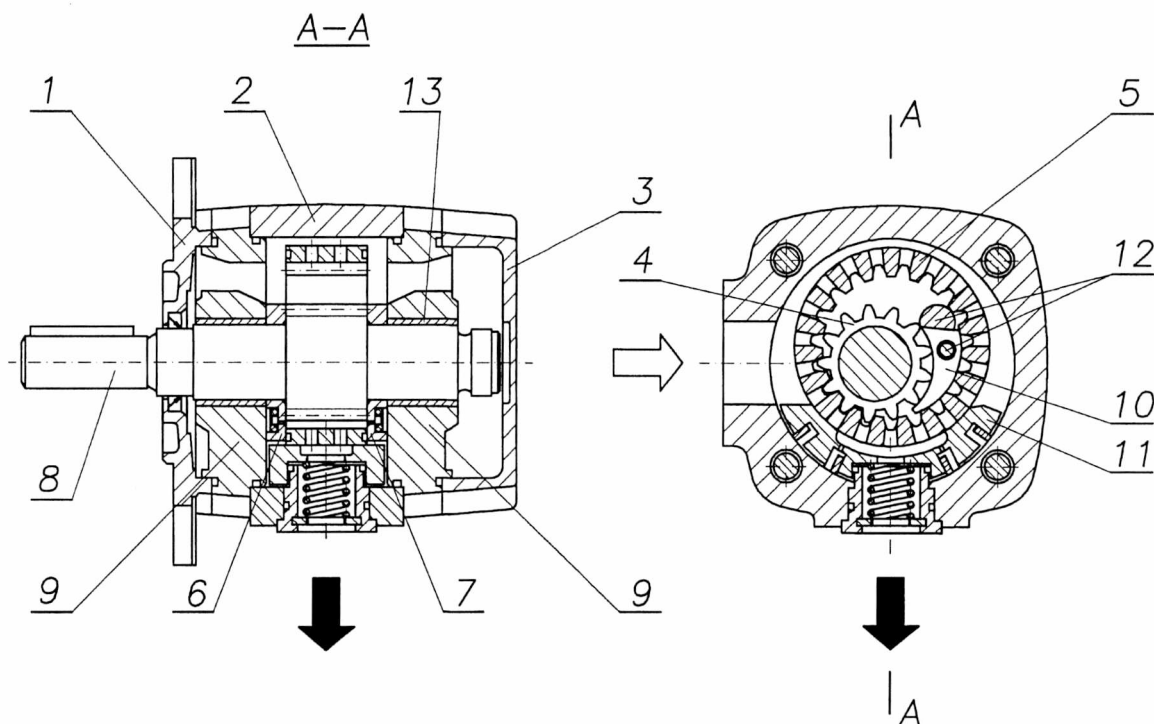


Rys.5. Przebieg zależności współczynnika nierównomierności wydajności δ od liczby zębów koła biernego z_2 , dla różnych liczb zębów koła czynnego z_1 w pompach o zazębieniu ewolwentowym [28]

1. Tendencje rozwojowe w budowie pomp zębatych

Widać na nim, że dla zazębnień wewnętrznych (wykresy po lewej stronie rysunku) współczynnik nierównomierności wydajności δ przyjmuje wartości o rząd mniejsze niż dla zazębnień zewnętrznych (wykresy po prawej stronie rysunku). Drugą prawidłowością, widoczną na tym rysunku, jest to, że wartość współczynnika δ maleje w miarę zmniejszania się różnicy liczb zębów $z_2 - z_1$, kół biernego i czynnego. Nasuwa się więc wniosek, że chcąc prowadzić dalszy rozwój pomp zębatych należy zastosować w nich zazębienia wewnętrzne.

Tendencję taką urzeczywistniają niemieckie firmy Eckerle oraz Voith, których konstrukcję pompy przedstawiono na rys.6. [8, 17]. Charakterystyczne dla tej konstrukcji jest zazębienie wewnętrzne ewolwentowe o liczbach zębów $z_1=13$, $z_2=19$ i różnicy liczby zębów $z_2 - z_1=6$. Jak pokazano na rys.5., współczynnik nierównomierności wydajności δ dla tej pompy wynosi ok. 3%. Jest on ok. czterokrotnie mniejszy niż dla pompy o zazębieniu zewnętrznym i porównywalnej liczbie zębów $z_1=z_2=13$, dla której wynosi on ok. 16%.



Rys.6. Pompa zębata prod. firmy Eckerle, Voith (RFN)[8, 17]

1- płyta przednia, 2- płyta środkowa, 3- płyta tylna, 4- koło zębate czynne, 5- koło zębate bierne, 6- płytki kompensacyjne przednie, 7- płytki kompensacyjne tylne, 8- wał napędowy, 9- oprawa łożysk ślizgowych, 10- wkładka sierpowa, 11- wkładka dociskająca, 12- trzpień, 13- łożysko ślizgowe

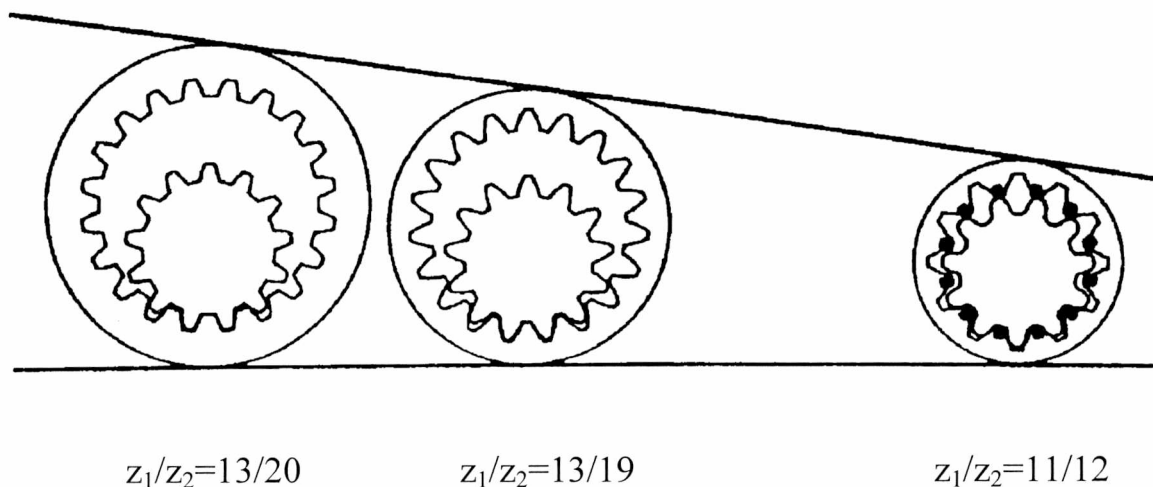
W pompie firmy Eckerle i Voith, podobnie jak w pompach o zazębieniu zewnętrznym, zastosowano kompensację luzów osiowych oraz dodatkowo wprowadzono kompensację luzów promieniowych, które łącznie z wkładką sierpową zapewniają stosunkowo dużą szczelność wewnętrzną w pompie. Osiową kompensację luzów zrealizowano za pomocą dwóch płytek kompensacyjnych: przedniej 6 i tylnej 7, które znajdują się po obu stronach kół zębatych 4, 5. Na powierzchniach płytek kompensacyjnych 6, 7 utworzono za pomocą pierścieni uszczelniających powierzchnie kompensacyjne, na które z komory międzyzębnej po stronie tłoczenia doprowadzany jest czynnik roboczy. Ciśnienie oddziałujące na powierzchnię kom-

pensacji dociska płytki 6, 7 do czół kół zębatych 4, 5 tworząc stałą szczelinę osiową niezmienną od działającego ciśnienia tłoczenia p_t .

Promieniową kompensację luzów zrealizowano poprzez wprowadzenie na zewnątrz koła biernego o uzębieniu wewnętrznym 5 wkładki dociskającej 11. Znajdująca się po stronie tłocznej pompy wkładka dociskająca 11 jest wstępnie dociskana do koła 5 za pomocą sprężyny. Po stronie zewnętrznej wkładki 11 doprowadzane jest ciśnienie z kanału wysokiego ciśnienia, które działając na nią powoduje jej dociskanie do koła o uzębieniu wewnętrznym 5 w trakcie pracy pompy. Poprzez działanie wkładki 11 na wieniec zębaty 5 minimalizuje się luzy międzyzębne, zapewniając szczelność po stronie ssawnej pompy.

W rezultacie pompy o takiej konstrukcji charakteryzują się wysokim ciśnieniem roboczym, wynoszącym $p_r=30\text{MPa}$, wysoką sprawnością $\eta=90\%$ oraz niższą hałaśliwością pracy w stosunku do pomp o zazębieniu zewnętrznym.

Przedstawiona pompa nie posiada wszystkich przewidywanych zalet. Jak widać na rys.6., jej budowa jest dość złożona a gabaryty, wynikające z przyjętego zazębienia wewnętrznego ewolwentowego, nie zostały zmniejszone w takim, stopniu jak można by się tego spodziewać. Próbując wyeliminować te niekorzystne cechy, firma rozwinęła swoją konstrukcję w kierunku minimalizacji wymiarów zespołu wirnikowego o zazębieniu wewnętrznym oraz zmniejszeniu różnicy liczby zębów z_2-z_1 . Przedstawiono to poglądowo na rys.7.

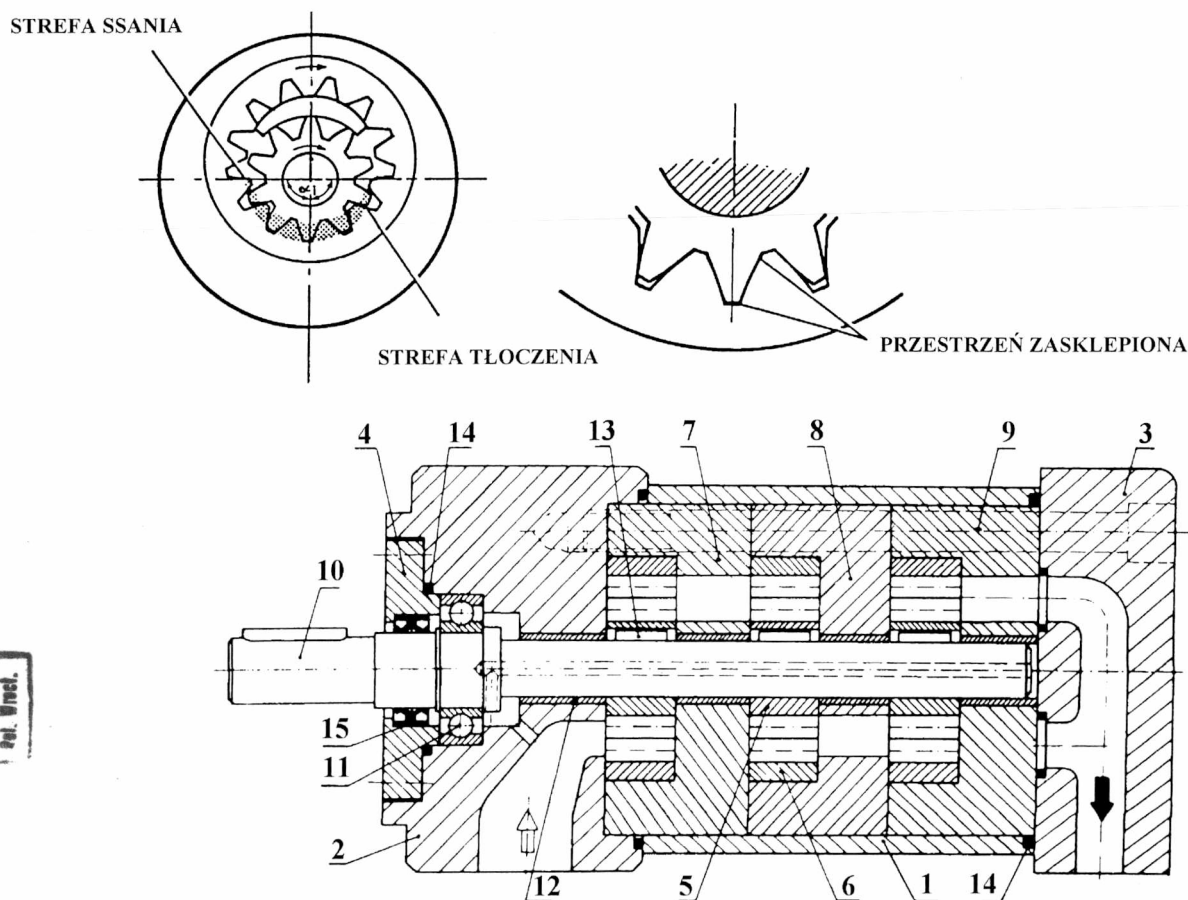


Rys. 7. Ewolucja konstrukcji zazębienia wewnętrznych w pompach firmy Eckerle (RFN) [1]

Mimo tych prób stwierdza się m.in. w [1], że minimalna różnica liczby zębów z_2-z_1 w pompach o zazębieniu ewolwentowym wewnętrznym nie może być mniejsza niż 6 ze względu na geometryczne i kinematyczne warunki zazębienia oraz ze względu na konieczność umieszczenia wkładki sierpowej. Co prawda, w skrajnym przypadku, eliminując tę wkładkę oraz stosując specjalne elementy uszczelniające typu Superlip-System wmontowane w uzębienie wewnętrzne, uzyskano różnicę liczby zębów $z_2-z_1=1$ (rys.7.), lecz pompa w takim wykonaniu może pracować jedynie przy ciśnieniach roboczych do $p_r=10\text{MPa}$.

W tej sytuacji nowatorską propozycję przedstawiła niemiecka firma Bucher. Pompę wyprodukowaną przez tę firmę widać na rys.8. [15]. Zasadniczą nowością w tej konstrukcji jest wprowadzenie wewnętrznego zazębienia o nieewolwentowym zarysie. Jest to specjalne zą-

bieńie Truningera, w którym ząb ma kształt zbliżony do trójkąta równoramiennego o nieznacznie wypukłych bokach.

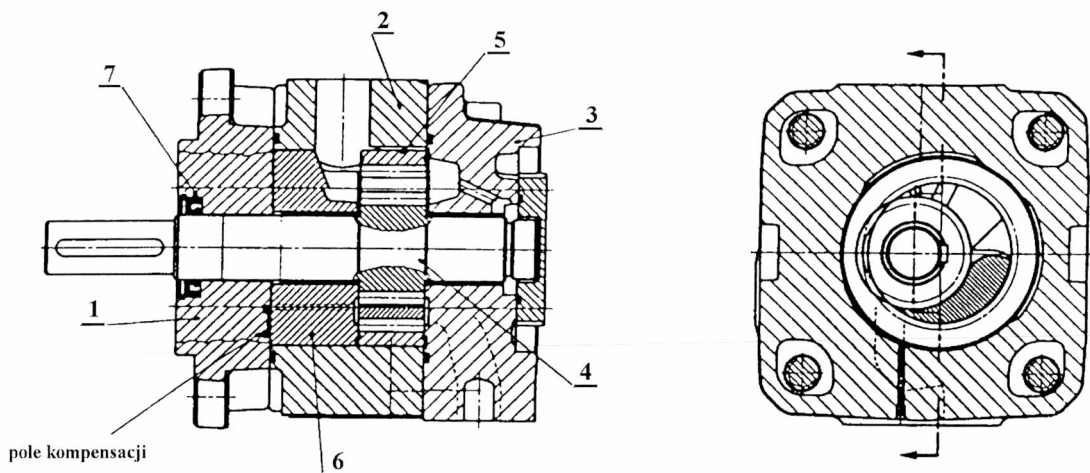


Rys.8. Trójstopniowa pompa zębata prod. firmy Bucher (RFN) [15]

1- kadłub, 2,3 4-pokrywy, 5-koło zębate czynne, 6-koło zębate bierne, 7,8,9-pierwszy, drugi, trzeci stopień, 10-walek, 11,12-łożyska,13-wpust, 14,15-pierścienie uszczelniający

Liczby zębów wynoszą odpowiednio $z_1=11$, $z_2=15$, zaś ich różnica $z_2-z_1=4$. Oddzielenie przestrzeni ssawnej od tłocznej uzyskano za pomocą wkładki sierpowej. Zastosowanie takiego nowego typu zazębienia spowodowało ograniczenie gabarytów zespołu wirnikowego, a konstrukcja stała się bardziej zwarta. Jednocześnie uzyskano praktycznie całkowitą likwidację międzyzębnej przestrzeni zasklepionej w obszarze współpracy zębów. Spowodowało to, że poziom emitowanych przez pompę hałasów jest niski – ok. 60dB(A) [29]. Mimo tych innowacji pompa ta nie pracuje przy ciśnieniach powyżej 10MPa. W celu uzyskania wyższych ciśnień roboczych wprowadzono konstrukcje dwu- względnie trójstopniowe, w ramach których czynnik roboczy przekazuje się z jednego na drugi względnie trzeci zespół wirnikowy, zwielfokrotniając ciśnienie tłoczenia p_t . Jednak nie jest to korzystne, gdyż znacznie zwiększa się złożoność konstrukcji, jej gabaryty, masa i cena.

W związku z tym, firma Bucher powróciła do stosowania zazębienia ewolwentowego wewnętrznego i zaproponowała nowe rozwiązanie przedstawione na rys.9. [9].

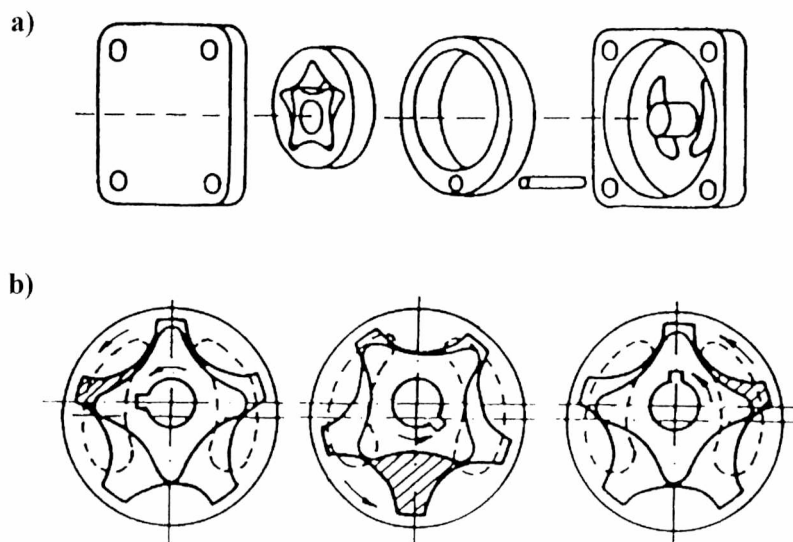


Rys.9. Pompa zębata prod. firmy Bucher (RFN) [9]

1-korpus przedni, 2-korpus środkowy, 3-korpus tylny, 4-koło zębate czynne, 5-koło zębate bierne, 6-płyta kompensacyjna, 7-pierścień uszczelniający

Charakterystyczne dla tej maszyny jest zastosowanie jednostronnej kompensacji luzów osiowych zrealizowanej za pomocą sztywnej (grubej) płyty dociskowej 6, osadzonej suwliwie na zewnętrznej powierzchni łożyska ślizgowego, podtrzymującego wał napędowy. W ten sposób zapewniono precyzyjne przemieszczanie się płyty dociskowej 6 pod wpływem ciśnienia kompensacji oraz dokładne przyleganie jej czoła do płaszczyzny czołowej zespołu wirujących kół zębatych 4 i 5. Istotnym jest również to, że wieniec zębaty 5 jest na zewnątrz ułożyskowany hydrostatycznie. Konstrukcja tej pompy posiada zdolność tłumienia drgań, które nie są przenoszone na przewody układu, w którym ta pompa pracuje. Pompy o tej konstrukcji produkuje się w typoszeregu o wydajnościach $q=3\div 125\text{cm}^3/\text{obr}$ i na ciśnienia nominalne $p_{nom}=30\text{MPa}$, a maksymalne $p_{max}=34.5\text{MPa}$.

Dalsze ograniczanie wymiarów zespołu wirnikowego, zmniejszenie liczb zębów z_1 i z_2 oraz ich różnicy do $z_2-z_1=1$ możliwe jest jedynie przy zastosowaniu zazębnień wewnętrznych cykloidalnych. Pompy takie, tzn. z zazębieniami wewnętrznymi cykloidalnymi oraz różnicą liczb zębów $z_2-z_1=1$, nazwano pompami gerotorowymi. Jednym z pierwszych producentów pomp gerotorowych była firma W.H. Nichols Comp. Waltham Mass. w USA [27]. W roku 1937 firma ta wyprodukowała pompę gerotorową przedstawioną poglądowo na rys.10.

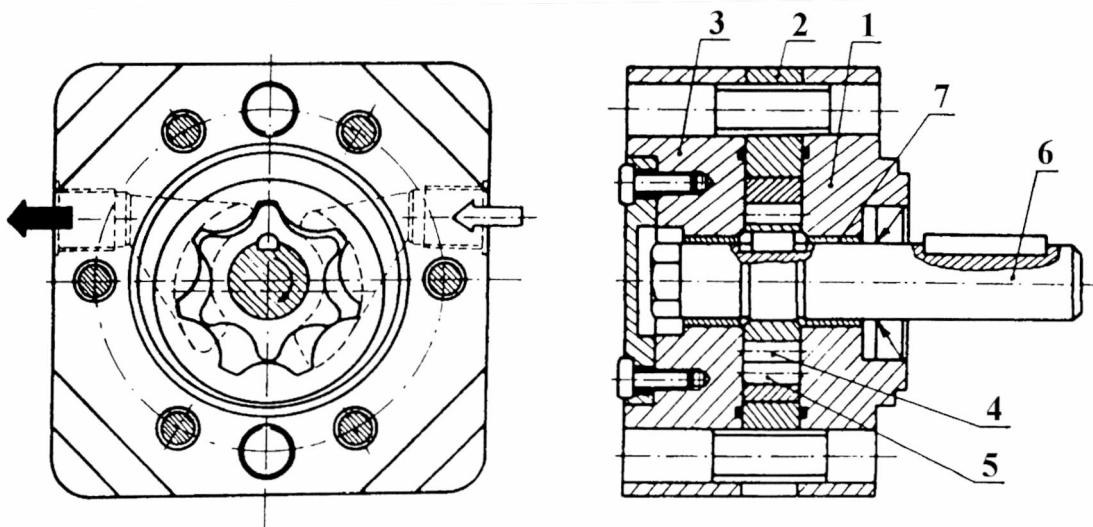


Rys.10. Pompa gerotorowa W. H. Nicholisa z 1937 r. [27]: a) budowa, b) zasada działania

1. Tendencje rozwojowe w budowie pomp zębatych

Składa się ona z dwudzielnego korpusu, bieźni i zespołu kół gerotorowych (rys.10a.). Oba koła obracają się współbieżnie, lecz z różnymi prędkościami kątowymi, przy czym wszystkie zęby koła czynnego (napędzającego) pozostają w stałym kontakcie z zębami koła biernego (napędzanego) (rys.10b.). Powstają zatem międzyzębne komory wyporowe, których objętości zmieniają się w funkcji kąta obrotu wałka napędzającego. Najpierw komory międzyzębne zwiększają swoją objętość, zasysając czynnik roboczy z nerki ssawnej, a następnie zmniejszają swoją objętość, powodując wytłaczanie czynnika przez nerkę tłoczną.

Współczesną konstrukcję pompy gerotorowej wyprodukowaną przez niemiecką firmę Heller przedstawiono za [21] na rys.11.

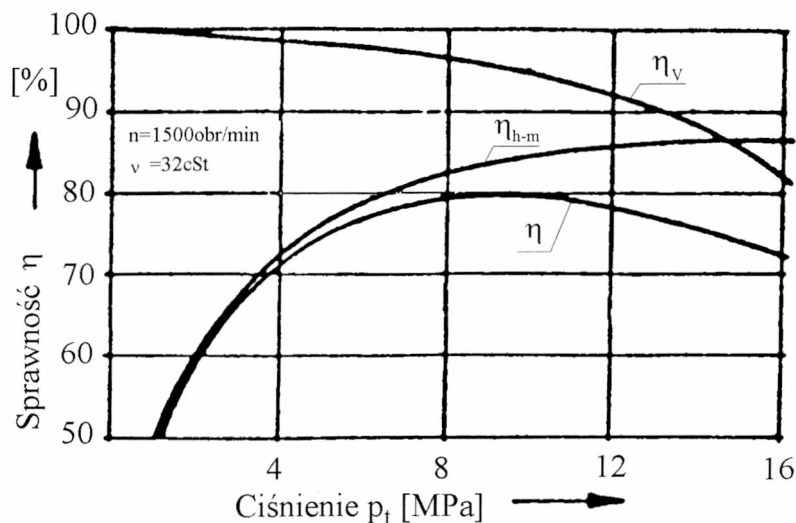


Rys.11. Pompa gerotorowa prod. firmy Heller (RFN) [21]

1-płyta przednia, 2-korpus środkowy, 3-płyta tylna, 4-koło zębate czynne, 5-koło zębate bierne, 6-walek, 7-łożysko ślizgowe

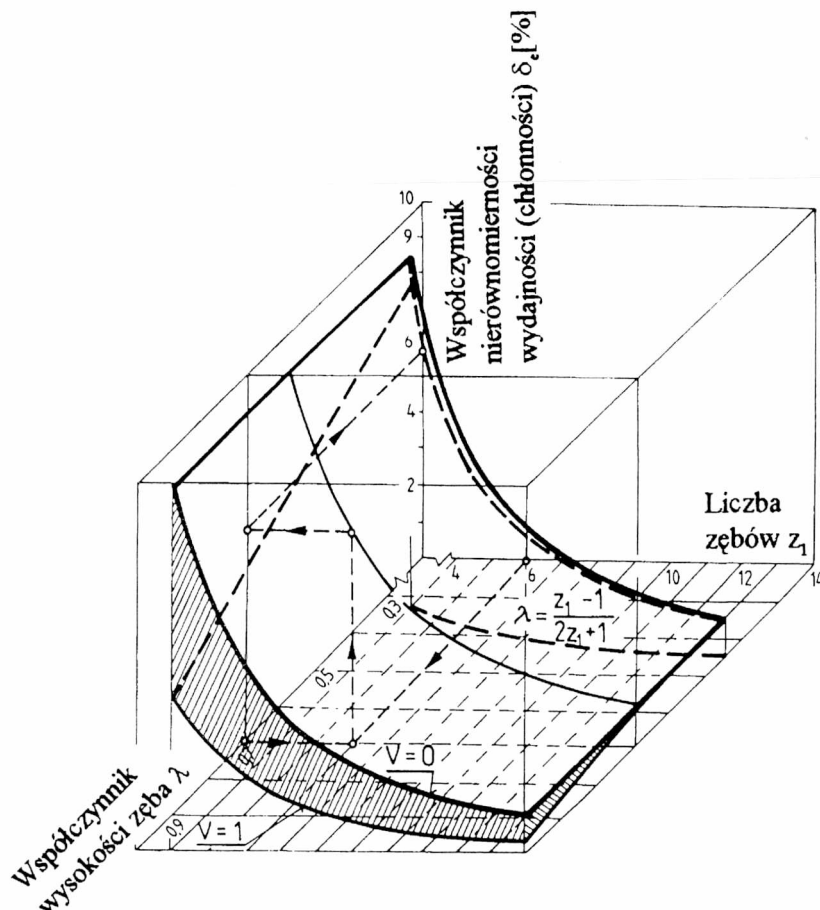
Zastosowano w niej zespół kół o zazębieniu wewnętrznym epicykloidalnym, liczbach zębów $z_1=6$ i $z_2=7$ oraz różnicy liczby zębów $z_2-z_1=1$. Zespół wirnikowy jest w tym przypadku bardziej zwarty i ma mniejsze wymiary niż podobne zespoły w pompach firmy Eckerle i Bucher, gdyż wyeliminowano w nim wkładkę sierpową.

Jak dotychczas, w pompach gerotorowych nie stosuje się kompensacji luzów osiowych. W związku z tym osiągają one ciśnienia robocze $p_t=16\text{MPa}$ oraz sprawności objętościowe $\eta_v=80\%$ (rys.12.) [21].



Rys.12. Charakterystyki sprawności pompy gerotorowej prod. firmy Heller (RFN) [21]

Również współczynnik nierównomierności wydajności δ może przyjmować w przypadku pomp gerotorowych mniejsze wartości, wynoszące 1-2%, co uwidoczniło się na rys.13. W pompach gerotorowych, co widać na rys.10. i rys.11., nie występuje praktycznie przestrzeń zasklepiona. W rezultacie charakteryzują się one niską hałaśliwością pracy.



Rys.13. Przebieg współczynnika nierównomierności wydajności δ pompy gerotorowej w zależności od liczby zębów koła podstawowego z , współczynnika wysokości zęba λ oraz współczynnika przesunięcia ekwidystanty v [28]

Po przeprowadzeniu przeglądu charakterystycznych konstrukcji pomp zębatych, rysują się tendencje ich rozwoju, polegające na:

- wprowadzeniu zazębienia wewnętrznego ewolwentowych, a w ostatnich latach coraz częściej nieewolwentowych;
- powszechnym wprowadzeniu w pompach o zazębieniu wewnętrznym kompensacji luzów osiowych a nawet promieniowych.

Wprowadzenie do budowy pomp zazębienia wewnętrznego powoduje uzyskanie wielu korzyści w stosunku do pomp z zazębieniem zewnętrznym, polegających na:

- osiągnięciu konstrukcji zwartej o małej liczbie części, małych wymiarach gabarytowych zespołu wirnikowego i całej pompy, a w następstwie małej jej masy;
- osiągnięciu dużej wydajności w stosunku do masy pompy;
- osiągnięciu mniejszych wartości współczynnika nierównomierności wydajności δ (rys.5.);
- zastosowaniu mniejszych liczb zębów koła czynnego, a przez to zmniejszeniu częstości generowanych drgań, decydujących o uciążliwości hałasu;

1. Tendencje rozwojowe w budowie pomp zębatych

- zmniejszeniu, a nawet wyeliminowaniu przestrzeni zasklepionej, powstającej pomiędzy współpracującymi zębami, a tym samym zmniejszeniu amplitudy obciążeń zębów, hałaśliwości pracy;
- uzyskaniu większych kanałów ssawnych i tłocznych zapewniających lepsze napełnianie i wytłaczanie czynnika roboczego z pompy, a w związku z tym wyeliminowaniu możliwości występowania kawitacji i zwiększeniu prędkości obrotowych n .

Wprowadzenie do budowy pomp o zazębieniach wewnętrznych kompensacji luzów osiowych, a nawet promieniowych, umożliwia osiągnięcie wysokich ciśnień roboczych, wynoszących $p_r=32\text{MPa}$, sprawności objętościowych $\eta_v=95\%$ oraz całkowitych $\eta=90\%$. Wartości tych parametrów zbliżają się do wartości osiąganych przez pompy wielotłoczkowe.

Na tle tak rysujących się tendencji rozwojowych, duże i ciągle nie wykorzystane możliwości związane są z rozwojem pomp gerotorowych. Wydaje się, że mogą one stanowić najbardziej zaawansowaną formę konstrukcyjną wśród pomp zębatych. Dorównują one bowiem innym pompom pod względem prostoty, zwartości konstrukcji, małych gabarytów i masy. Jednocześnie przewyższają je ze względu na możliwość uzyskania dużych wydajności, małej pulsacji, dobrych warunków napełniania oraz cichobieżność pracy.

Wnioski te mają jednak charakter wstępny i nie znajdują dostatecznie mocnego i szerokiego potwierdzenia zarówno w badaniach i analizach teoretycznych, jak też w praktyce konstrukcyjnej i produkcji.

W tej sytuacji w Instytucie Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej podjęto w latach ubiegłych kompleksowe prace, polegające na zaprojektowaniu, wykonaniu oraz weryfikacji doświadczalnej prototypowego typoszeregu pomp gerotorowych o symbolu PG [12, 23, 24, 25, 26]. W ten sposób dążono do ustalenia, czy tendencja rozwijania pomp zębatych poprzez konstrukcje gerotorowe jest uzasadniona oraz w jaki sposób i w jakim zakresie należy ją urzeczywistniać.

2

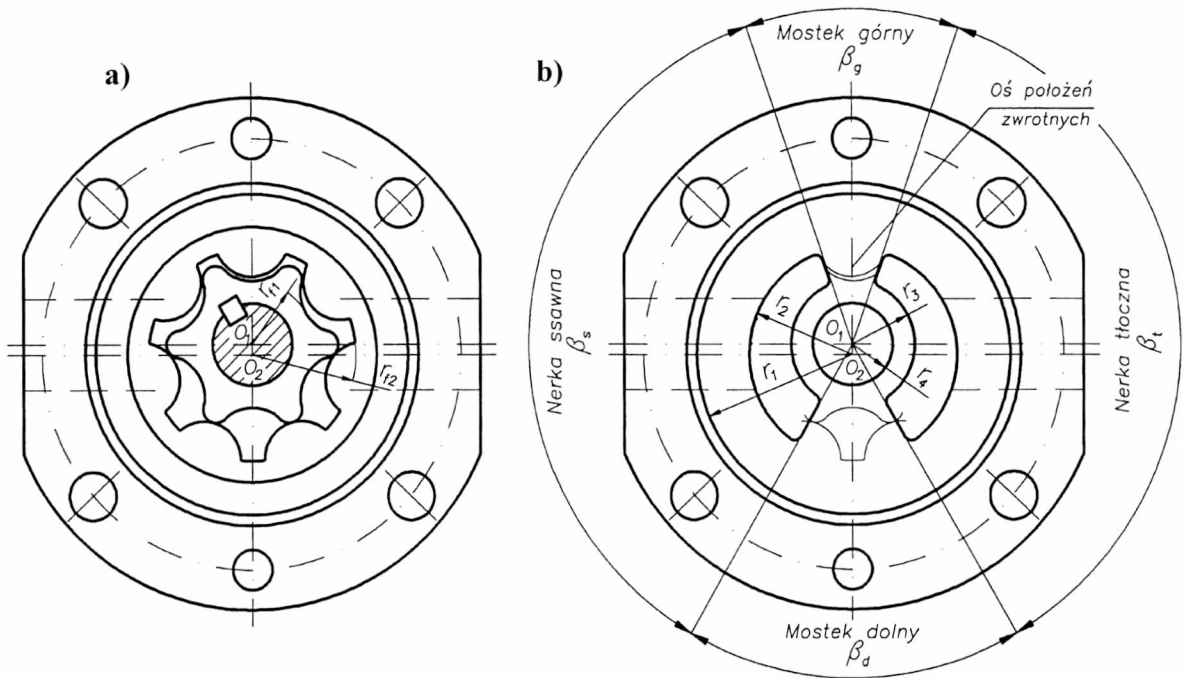
Konstrukcja, wykonanie i badania typoszeregu pomp gerotorowych typu PG

2.1. Ogólne zasady projektowania pomp gerotorowych

Wykorzystując prace [12, 23, 24, 25, 26], można sformułować ogólne zasady projektowania pomp gerotorowych. W związku z tym, wyróżnia się dwa zasadnicze etapy projektowe, tzn.:

- zaprojektowanie zespołu kół cykloidalnych, stanowiących zespół wyporowy pompy;
- zaprojektowanie rozrządu wraz z układem kanałów i szczelin wewnętrznych, zapewniających zasilanie i wypływ czynnika roboczego z pompy.

Zasady projektowania zespołu kół cykloidalnych o różnicy $z_2 - z_1 = 1$ przedstawiono na rys.14a.



Rys.14. Zasady projektowania [25]
a) zespołu kół cykloidalnych, b) rozdzielacza tarczowego

Oba koła projektuje się jednocześnie. Najpierw przyjmuje się zarys uzębienia oraz parametry koła podstawowego, a następnie w ścisłym powiązaniu z nim wyznacza się zarys i parametry uzębienia koła współpracującego. W pompach gerotorowych kołem podstawowym jest najczęściej koło o uzębieniu zewnętrznym i zarysie epicykloidalnym, opisanym wg [28] równaniami:

$$x_e = \frac{m}{2} \cdot \left[(z_1 + 1) \cdot \cos \eta - \lambda \cdot \cos(z_1 + 1) \cdot \eta - v \cdot \frac{\cos \eta - \lambda \cdot \cos(z_1 + 1) \cdot \eta}{\sqrt{1 - 2 \cdot \lambda \cdot \cos z_1 \cdot \eta + \lambda^2}} \right] \quad (2.1)$$

$$y_e = \frac{m}{2} \cdot \left[(z_1 + 1) \cdot \sin \eta - \lambda \cdot \sin(z_1 + 1) \cdot \eta + v \cdot \frac{\sin \eta - \lambda \cdot \sin(z_1 + 1) \cdot \eta}{\sqrt{1 - 2 \cdot \lambda \cdot \cos z_1 \cdot \eta + \lambda^2}} \right]$$

Z kolei koło współpracujące posiada uzębienie wewnętrzne, a jego zarys jest ukształtowany w formie obwiedni do epicykloidy lub też w formie łuków kołowych zastępujących te obwiednie.

2. Konstrukcja, wykonanie i badania typoszeregu pomp gerotorowych typu PG

Do opisu obu zarysów uzębienia oraz wymiarów obu kół wykorzystuje się uniwersalny układ parametrów zazębienia, na który składają się:

- liczba zębów z ;
- moduł m ;
- współczynnik wysokości zęba λ ;
- współczynnik korekcji ν ;
- kąt epicykloidy η .

Tak zaprojektowany zespół kół charakteryzuje się wg [28] wydajnością właściwą q , opisaną wzorem:

$$q = \frac{\pi \cdot b \cdot m^2}{4} \cdot \left[(z_1 + 1 + \lambda - \nu)^2 - \frac{z_1}{z_1 + 1} \cdot (z_1 + 1 - \nu)^2 + z_1 \cdot \lambda^2 \right], \quad (2.2)$$

zaś wydajność teoretyczną wyznacza się ze wzoru:

$$Q_t = q \cdot n. \quad (2.3)$$

Nierównomierność wydajności δ opisana jest wg [28] wzorem:

$$\delta = \frac{A}{B}$$

$$A = \frac{1}{z_1 + 1} \cdot \left\{ \left[(z_1 + 1) \cdot \sqrt{\lambda^2 + 1 - 2 \cdot \lambda \cdot \cos\left(\frac{\pi}{z_1 + 1}\right)} - \nu \right]^2 - \left[(z_1 + 1) \cdot \sqrt{\lambda^2 + 1 - 2 \cdot \lambda} - \nu \right]^2 \right\}$$

$$B = (z_1 + 1 + \lambda - \nu)^2 - \frac{z_1}{z_1 + 1} \cdot (z_1 + 1 - \nu)^2 + z_1 \cdot \lambda^2$$

$$- \frac{1}{z_1 + 1} \cdot \left\{ (z_1 + 1)^2 \cdot \left[1 + \lambda^2 - \frac{2 \cdot \lambda \cdot (z_1 + 1) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{z_1 + 1}\right)}{\pi} \right] - \frac{4 \cdot \nu \cdot (z_1 + 1)^2}{\pi} \cdot \left[\sqrt{1 + \lambda^2 + 2 \cdot \lambda} \cdot E(\varphi, k) - \frac{2 \cdot \lambda \cdot \sin\left(\frac{\pi}{z_1 + 1}\right)}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2 \cdot \lambda \cdot \cos\left(\frac{\pi}{z_1 + 1}\right)}} \right] + \nu^2 \right\}, \quad (2.4)$$

gdzie poszczególne parametry opisano wyżej.

Ostatecznie wydajność pompy Q_t wyznacza się, przyjmując odpowiednią wartość szerokości b zespołu kół cykloidalnych. Stopniując szerokość b , można przy stałej średnicy zespołu wirnikowego uzyskać typoszereg pomp gerotorowych.

Zasady projektowania rozdzielacza tarczowego pompy gerotorowej przedstawiono na rys.14b. Rozdzielacz tarczowy pompy gerotorowej składa się z dwóch otworów w kształcie nerek o takich samych wymiarach. Jeden znajduje się po stronie ssawnej a drugi po tłocznej stronie pompy gerotorowej. Rozdzielają je od siebie dwa mostki: dolny i górny. Powierzchnie okalające nerki – zewnętrzna i wewnętrzna – współpracując z powierzchnią czołową zespołu kół zębatach, mają zapobiegać wyciekowi w kierunku promieniowym czynnika roboczego z nerek i międzyzębnym komór wporowych.

Ze względu na współpracę rozdzielacza tarczowego z zespołem kół zębatach, jego konstrukcja jest ściśle powiązana z geometrią zazębienia i zasadą działania pompy gerotorowej. Zatem wewnętrzny promień określający nerkę ssawną powinien być zakreślony ze środka θ_1 koła o uzębieniu zewnętrznym i powinien odpowiadać promieniowi stóp tego koła $r_3=r_{f1}$. Natomiast zewnętrzny promień określający nerkę ssawną powinien być zakreślony ze środka θ_2 koła o uzębieniu wewnętrznym i powinien odpowiadać promieniowi stóp tego koła $r_2=r_{f2}$.

Konstrukcja mostka dolnego, rozdzielającego strefę ssania od tłoczenia, wynika z wielkości międzyzębnej komory wporowej, znajdującej w dolnym położeniu na osi położen zwrotnych. Jest ona ograniczona przez punkty styku dwóch sąsiadujących zębów koła czynnego z zębami koła biernego, symetrycznie położonymi względem osi położen zwrotnych. Mostek jest więc określony kątem β_d , którego wierzchołek stanowi środek obrotu θ_1 koła o uzębieniu zewnętrznym, zaś ramiona przechodzą przez punkty styku współpracujących zębów.

Konstrukcja mostka górnego rozdzielającego obie strefy, również wynika z wielkości międzyzębnej komory wporowej znajdującej się w górnym położeniu na osi położen zwrotnych. Jest on określony kątem β_g , punkt θ_1 jest wierzchołkiem, zaś ramiona przechodzą przez punkty styku zębów.

Z projektowaniem zazębienia i rozrzędu łączy się bardzo istotne zadanie przyjęcia właściwych wartości szczelin wewnętrznych w pompie. Jak pokazano na rys.15., wyróżnia się: szczelinę osiową, promieniową i łożyska hydrostatycznego, przy czym należy optymalizować ich wartość tak, aby zapewnić dużą szczelność wewnętrzną pompy.

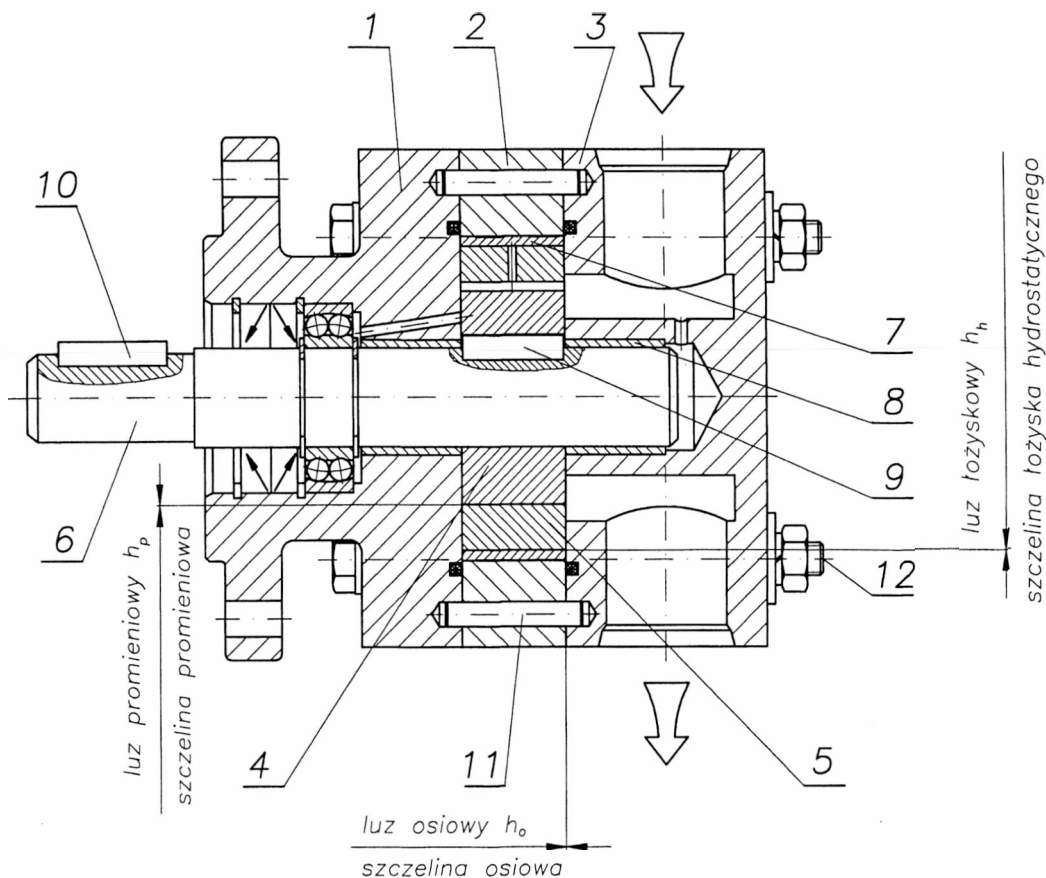
Podsumowując należy zauważyć, że zarówno do zaprojektowania geometrii zazębienia cykloidalnego pompy gerotorowej, jak też do wyznaczenia jej parametrów hydraulicznych wykorzystuje się uniwersalny układ parametrów zazębienia z, m, λ, ν . Dobierając odpowiednie wartości tych parametrów, można uzyskać różne zespoły kół o różnych kształtach i wymiarach, zapewniające założoną wydajność pompy Q_l i jej nierównomierność δ .

Odpowiednio do przyjętego zazębienia cykloidalnego projektuje się rozdzielacz tarczowy. Jego ogólna budowa jest wspólna dla różnych rodzajów zazębien. Natomiast wartości promieni charakterystycznych $r_1 \div r_4$, wyznaczających wymiary nerek oraz wartości kątów β_d, β_g , określających mostki są powiązane z wartościami parametrów zazębienia z, m, λ, ν .

Widać więc, że podane zasady projektowania pomp gerotorowych mają charakter ogólny i stosując je można otrzymać różne warianty i typoszeregi tych maszyn.

2.2. Konstrukcja i badania typoszeregu pomp gerotorowych typu PG

Wykorzystując podane podstawy projektowania, w Instytucie Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej opracowano konstrukcję typoszeregu pomp gerotorowych o symbolu PG [25]. Składa się on z trzech jednostek o symbolach PG-10, 20, 40 i wydajnościach właściwych $q=10, 20, 40\text{cm}^3/\text{obr}$ wyznaczonych wg równania (2.2). Wszystkie jednostki typoszeregu mają tą samą budowę ogólną, którą przedstawiono na rys.15.



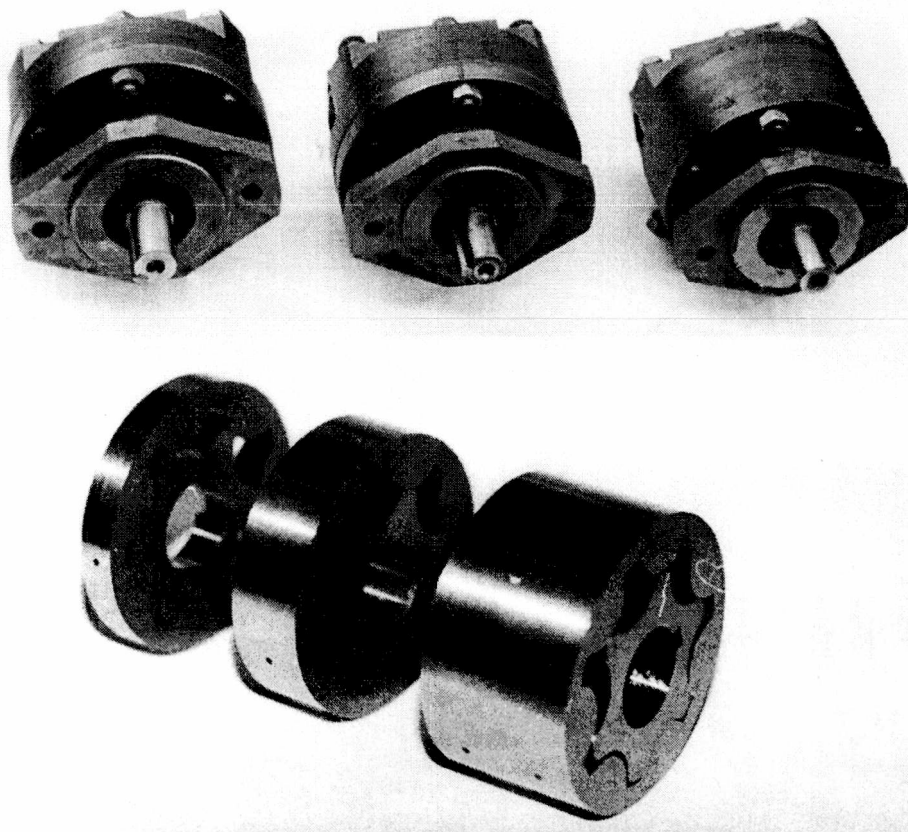
Rys.15. Schemat konstrukcyjny pompy gerotorowej typu PG [25]

1-korpus przedni, 2-korpus środkowy, 3-korpus tylny, 4-koło zębate czynne, 5-koło zębate bierne, 6-wał napędowy, 7-pierścień, 8-łożysko ślizgowe, 9,10-wpust, 11-kolek, 12-śruba

Oznacza to, że taka sama jest konstrukcja zespołu wirnikowego oraz rozdzielacza tarczowego. Poszczególne jednostki typoszeregu różnią się między sobą szerokością b zespołu kół cykloidalnych i korpusu środkowego, którą stopniowo zwiększa się wraz z wydajnością pompy Q . Jak widać na rys.15., pompa składa się z trzech części: korpusu przedniego 1, środkowego 2 i tylnego 3, skręconych za pomocą śrub 12. Wzajemną ich współosiowość zapewnia się przez zastosowanie kołek 11. Podstawowym elementem pompy gerotorowej jest zespół kół zębatych o zazębieniu epicykloidalnym, liczbie zębów $z_1=6$, $z_2=7$ i różnicy liczby zębów $z_2-z_1=1$. Koło o uzębieniu zewnętrznym 4 osadzone jest za pomocą wpustu 9 na wale 6, który obraca się w łożyskach ślizgowych 8, umieszczonych w korpusie przednim 1 i tylnym 3. Koło to współpracuje z kołem o uzębieniu wewnętrznym 5, które umieszczone jest w gnieździe łożyskowym korpusu środkowego.

Zasada działania pomp gerotorowych jest wspólna dla wszystkich tego rodzaju konstrukcji i została opisana w punkcie 1.

Wykorzystując omówione projekty wykonano prototypowy typoszereg pomp gerotorowych PG-10, 20, 40 [25]. Widok ogólny pomp pokazano na rys.16a., zaś zespoły kół cykloidalnych na rys.16b. Widać, że odpowiednio do zwiększającej się wydajności pompy Q zwiększała się szerokość b zespołu kół. Szczególną uwagę zwrócono na precyzyjne wykonanie zazębienia cykloidalnych, zachowanie małego luzu osiowego rzędu $h_o=(0.03 \div 0.04) \cdot 10^{-3} \text{ m}$ oraz bardzo precyzyjny montaż pompy. Od tych czynników bowiem zależało głównie osiągnięcie wysokich parametrów technicznych pomp.



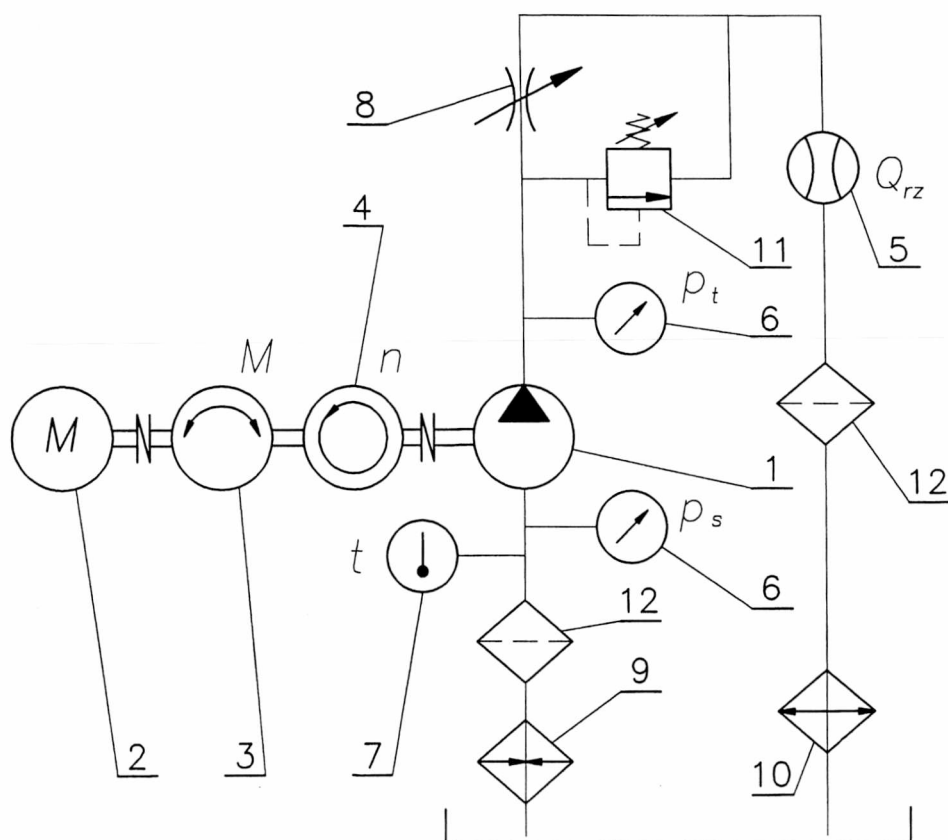
*Rys.16. Typoszereg pomp gerotorowych typu PG
a) widok ogólny, b) widok zespołu kół cykloidalnych*

Przedstawione w punkcie 2.2 prace konstrukcyjne i technologiczne, dotyczące typoszeregu pomp gerotorowych o symbolu PG-10, 20, 40, wykonano w Instytucie Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn przed przystąpieniem do realizacji niniejszej pracy doktorskiej.

Natomiast w ramach tej pracy przeprowadzono gruntowne badania rozpoznawcze tych jednostek [4]. Przeprowadzono je na stanowisku badawczym w PZL-Hydral Wrocław. Schemat stanowiska przedstawiono na rys.17.

Badaną pompę 1 napędzano silnikiem elektrycznym 2. Pompa była zasilana ze zbiornika olejem hydraulicznym 40 i obciążana zaworem dławiącym 8, znajdującym się w linii tłoczenia. Moment napędowy z silnika 2 przekazywano do badanej pompy za pomocą sprzęgła. Do wyznaczania sprawności całkowitej η między wał silnika 2 a badanej pompy 1 instalowano momentomierz 3. Na wale silnika 2 zamocowano czujnik fotoelektryczny połączony z częstotściomierzem cyfrowym 4. Czynniki robocze z badanej pompy 1 przekazywano do przepływomierza 5, zbudowanego z silnika zębatego, na wale którego zamocowano czujnik fotoelektryczny połączony z częstotściomierzem cyfrowym. W linii ssania i tłoczenia zainstalowano manometry 6. Zespół grzałek 9 i chłodnic wodnych 10 utrzymywał w trakcie badań stałą temperaturę czynnika roboczego, którą kontrolowano za pomocą termometru 7. Jako czynnika roboczego użyto oleju hydraulicznego 40.

Podstawowymi pomiarami dokonywanymi podczas badań były pomiary wydajności rzeczywistej pompy Q_{rz} , ciśnienia obciążającego pompę p_t , momentu na wale napędowym silnika M oraz jego prędkość obrotową n .



Rys.17. Schemat stanowiska badawczego

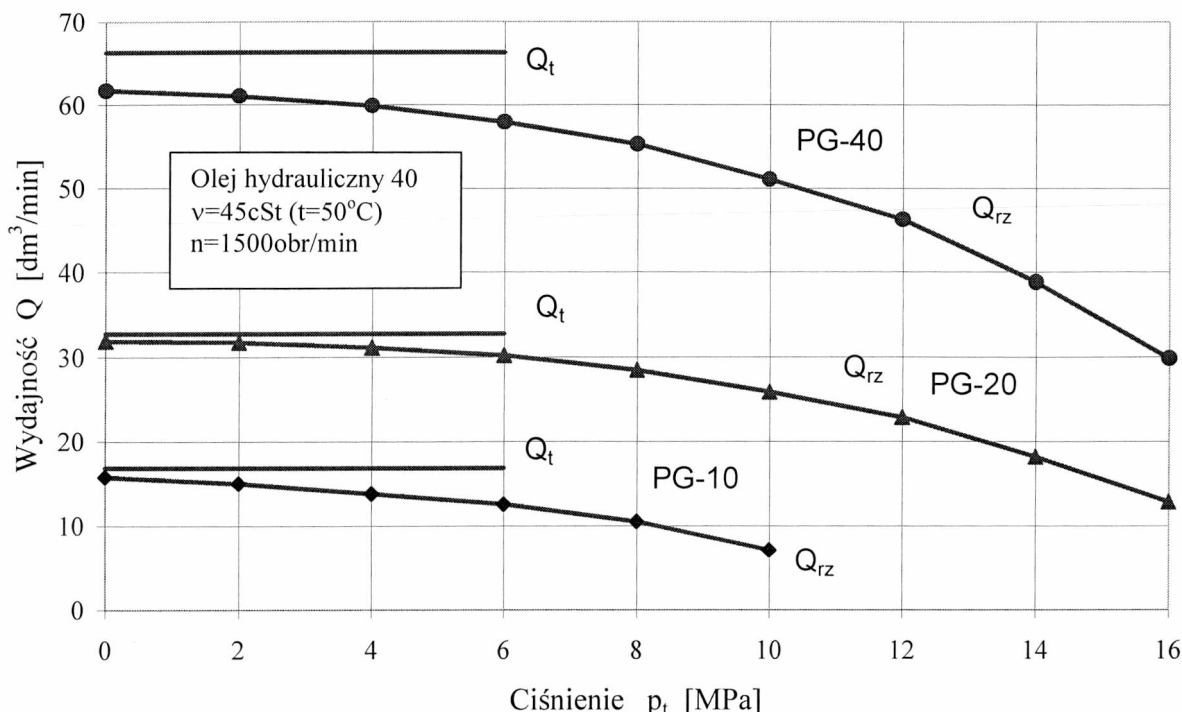
1-badana pompa, 2-silnik elektryczny, 3-momentomierz, 4- czujnik fotoelektryczny wraz z częstotściomierzem cyfrowym, 5-zespół mierzący wydajność, 6-manometr, 7-termometr, 8-zawór dławiący, 9-zespół grzałek, 10-zespół chłodnic, 11-zawór maksymalny, 12-filtr

Pomiarów ciśnienia tłoczenia p_t dokonywano przy pomocy manometru z rurką Buroba klasy 0.6 prod. KFM Włocławek, o zakresie pomiarowym $p_t=0÷40\text{MPa}$. Silnik zębaty typu IZ-25 prod. firmy PZL-Hydral wraz z czujnikiem fotoelektrycznym połączonym, z częstotściomierzem cyfrowym typu PFI-30 prod. firmy Kabid, służył do pomiaru wydajności rzeczywistej pompy Q_{rz} z dokładnością 1%, określoną w trakcie wzorcowania metodą objętościową. Pomiaru momentu M na wale silnika napędowego dokonywano za pomocą momentomierza firmy Hottinger, o zakresie pomiarowym $M=0÷100\text{Nm}$ klasy 0.2, który jest połączony ze wskaźnikiem cyfrowym. Prędkość obrotową n wałka napędowego mierzono przy użyciu czujnika fotoelektrycznego, połączanego z częstotściomierzem cyfrowym typu PFL-23 prod. firmy Zapan. Błąd pomiarowy przy wykorzystaniu takiego układu wynosił $\pm 1\text{ obr/min}$, co stanowiło 0.2% dla $n=500\text{obr/min}$ – 0.035% dla $n=2200\text{obr/min}$. Temperaturę t czynnika roboczego w zbiorniku określano za pomocą termometru o dokładności pomiaru $\pm 0.5^\circ\text{C}$. Natomiast ciśnienie po stronie ssawnej pompy mierzono manowakuometrem o zakresie pomiarowym $p_s=-0.1 \div +0.3\text{MPa}$ i klasie 1.

Najpierw przeprowadzono docieranie pomp i sprawdzenie poprawności ich działania. Wszystkie jednostki typoszeregu pracowały prawidłowo. Zespoły kół zębatych wirowały płynnie, bez większych oporów ruchu i zacięć. Pompa zasysała czynnik roboczy bez oznak kawitacji i płynnie wytłaczała go do przewodu tłocznego. Podczas biegu luzem ($p_t=0\text{MPa}$), a później docierania, korpus pompy miał stałą temperaturę, zbliżoną do temperatury czynnika roboczego.

Po etapie wstępnym przystąpiono do wyznaczenia podstawowych charakterystyk pomp typoszeregu. Odpowiednie charakterystyki wydajności Q , sprawności objętościowej η_v ,

sprawności hydrauliczno-mechanicznej η_{h-m} oraz sprawności całkowitej η przedstawiono na rys.18. i rys.19.



Rys.18 Charakterystyki wydajności typoszeregu pomp gerotorowych ty PG-10, 20, 40

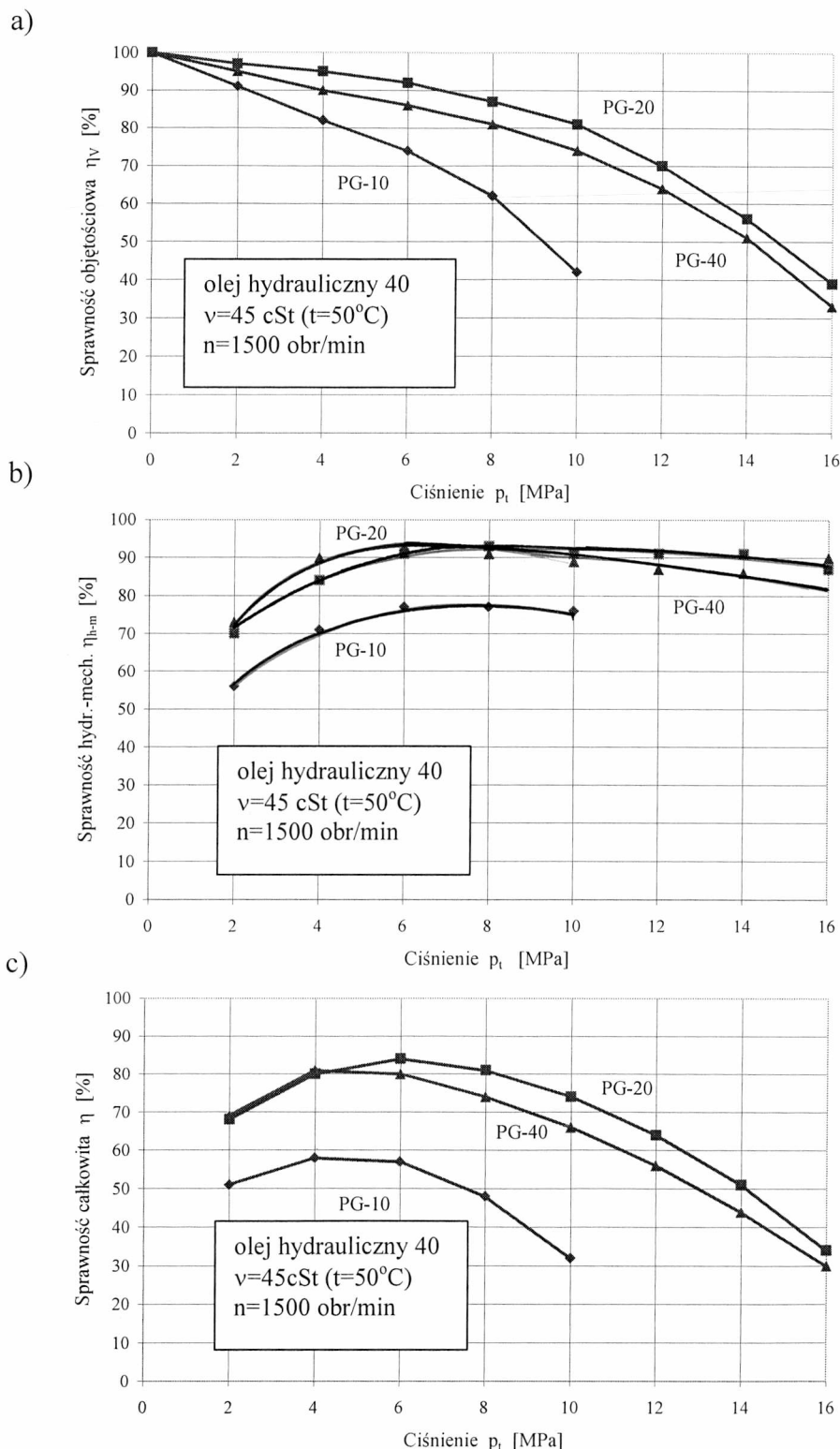
Z analizy charakterystyki wydajności Q (rys.18.) widać, że wydajności rzeczywiste Q_{rz} wszystkich jednostek (przy $p_t=0$ MPa) były bardzo zbliżone do ich wydajności teoretycznych Q_t wyznaczonych ze wzorów (2.2) i (2.3), co m.in. potwierdza słuszność ich zaprojektowania i wykonania. Pompa o najmniejszej wydajności Q_t oznaczona symbolem PG-10 pracowała prawidłowo w zakresie ciśnień roboczych do $p_t=10$ MPa. Jednostki PG-20 i 40 osiągały wyższe ciśnienia robocze wynoszące $p_t=16$ MPa. Jak się okazało po analizie technologicznej elementy, pompa PG-10 była wykonana i zmontowana z mniejszą dokładnością.

Przebieg sprawności objętościowej η_v (rys.19a.) pokazuje, że możliwe do przyjęcia wartości uzyskuje się w zakresie ciśnień roboczych do $p_t=10$ MPa. W przypadku jednostek PG-20 i 40 wynosi ona $\eta_v=70\div80\%$. Przy wyższych ciśnieniach sprawności te spadają znacznie i przyjmują wartości $\eta_v=30\div40\%$. Świadczy to o dużych stratach objętościowych ΔQ .

Z kolei, analizując wykres sprawności hydrauliczno-mechanicznej η_{h-m} (rys.19b.) można stwierdzić, że w przypadku jednostek PG-20 i 40 jest ona stosunkowo wysoka i wynosi $\eta_{h-m}=80\div90\%$ w całym zakresie ciśnień roboczych $p_t=2\div16$ MPa. Sygnalizuje to, że układ kanałów wewnętrznych i konstrukcja rozdzielacza tarczowego zostały prawidłowo zaprojektowane. Również opory mechaniczne w pompie, wynikające z łożyskowania elementów wirujących oraz montażu, były stosunkowo małe. Większe opory ruchu były w pompie PG-10, a wynikały one, jak wspomniano wcześniej, z niedopracowania technologicznego jednostki.

Podsumowując stwierdza się, że straty objętościowe ΔQ badanych pomp, szczególnie przy ciśnieniach roboczych $p_t>10$ MPa, były znaczne. Na podstawie literatury [18, 19, 29] oraz wstępnych analiz własnych [5] ocenia się, że decydujący wpływ mają tu przecieki przez szczeliny wewnętrzne pomp. Straty hydrauliczno-mechaniczne były znacznie mniejsze. W tej

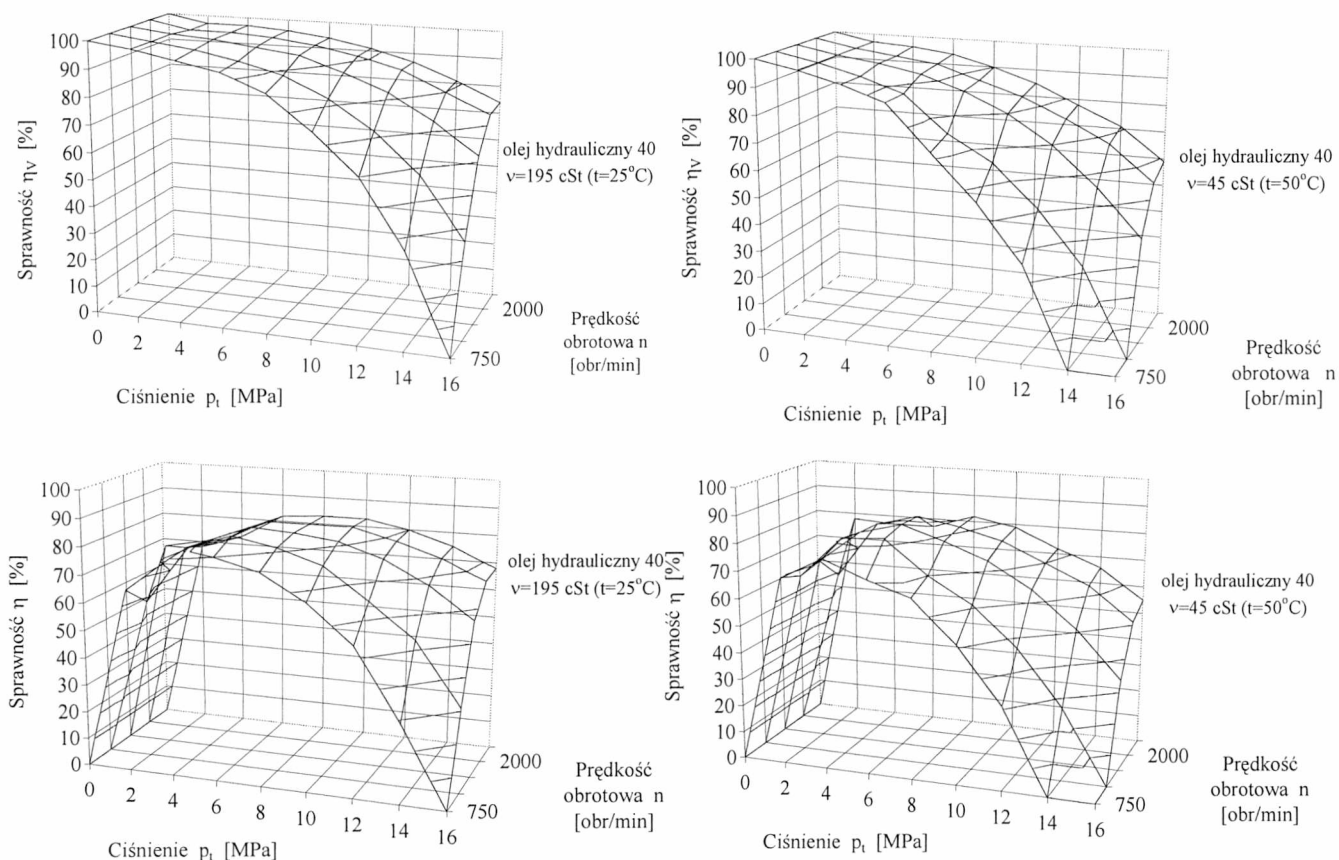
sytuacji decydujący wpływ na łączne straty mocy N i wartości sprawności całkowitej η (rys.19c.) w badanych pompach miały straty objętościowe ΔQ .



Rys.19. Charakterystyki sprawności typoszeregu pomp gerotorowych typu PG-10, 20, 40
 a) sprawność objętościowa η_v , b) sprawność hydrauliczno-mechaniczna η_{h-m} ,
 c) sprawność całkowita η

2. Konstrukcja, wykonanie i badania typoszeregu pomp gerotorowych typu PG

Z przedstawionych analiz wynika, że najbardziej dopracowaną konstrukcją była pompa gerotorowa PG-20. W związku z tym dalsze badania przeprowadzono z wykorzystaniem tej jednostki. Przeprowadzono zatem badania wpływu parametrów eksploatacyjnych tj.: prędkości obrotowej n i temperatury t czynnika roboczego na sprawność objętościową η_V i całkowitą η (rys.20.). Widać, że pompa może pracować w zakresie typowych prędkości obrotowych, wynoszących $n=750\div 2200$ obr/min, i że sprawność objętościowa η_V oraz całkowita η rosną wraz ze wzrostem prędkości obrotowej n . Pompa może pracować także w zakresie typowych temperatur czynnika roboczego, wynoszących $t=25\div 50^\circ\text{C}$. Jednocześnie potwierdza się ogólna właściwość, że w przypadku stosowania czynnika roboczego o niższej temperaturze t , czyli większej lepkości ν , sprawności pompy są wyższe, bowiem straty objętościowe są mniejsze.



Rys.20. Wpływ prędkości obrotowej n i temperatury czynnika roboczego t na charakterystyki sprawności pompy gerotorowej typu PG-20

3

**Perspektywy rozwoju pomp gerotorowych.
Teza i cele pracy**

Po przeanalizowaniu konstrukcji, technologii i wyników badań wstępnych typoszeregu pomp gerotorowych PG stwierdza się, że są to konstrukcje rozwojowe na tle innych typów pomp zębatych. Potwierdza się więc, że pompy gerotorowe mają stosunkowo najprostszą i najbardziej zwartą konstrukcję o małej liczbie części, małych gabarytach i masie. Wynika to głównie z zastosowania zazębienia wewnętrznego cykloidalnego o różnicy liczby zębów $z_2 - z_1 = 1$ oraz wyeliminowania wkładki sierpowej (rys.14a. i rys.15.).

Zastosowanie zazębienia wewnętrznego cykloidalnego umożliwia osiągnięcie dużej wydajności pompy Q_t w stosunku do gabarytów i masy własnej. Jednocześnie jednostki te pracują z bardzo małą pulsacją wydajności δ . Z zastosowanego zazębienia wewnętrznego wynika także bardzo mała przestrzeń zasklepiona (rys.14a.), którą przez odpowiednią konstrukcję i technologię zazębienia można praktycznie wyeliminować.

Jak wykazały analizy konstrukcyjne oraz badania eksperymentalne, w pompach gerotorowych istnieją najlepsze warunki zasysania i wytłaczania czynnika roboczego z komór wyporowych ze względu na duże przekroje kanałów ssawnych i tłocznych (rys.14b., rys.15.).

Ze względu na zazębienie wewnętrzne oraz dobre warunki przepływu przez kanały wewnętrzne, pompy gerotorowe charakteryzują się niską hałaśliwością pracy.

Niezwykle istotne w przypadku pomp gerotorowych jest to, że na podane wyżej własności konstrukcyjne i parametry techniczne, tj.: wymiary, wydajność, nierównomierność wydajności, przestrzeń zasklepioną, wielkość kanałów i szczelin wewnętrznych, można wpływać poprzez konstrukcję zazębienia i dobór jego parametrów z , m , λ , ν . W przypadku innych typów pomp i zazębien nie udaje się tego uczynić równie skutecznie i w równie szerokim zakresie.

Jednakże analiza konstrukcyjna, a szczególnie badania wykazały, że pompy gerotorowe nie spełniają wszystkich założeń. Jak widać z rys.18., rys.19., rys.20., konstrukcje te mogły pracować z zadowalającymi sprawnościami jedynie w zakresie ciśnień roboczych do $p_r = 10 \text{ MPa}$. Co prawda eksploatowano je przy ciśnieniach roboczych rzędu $p_r = 16 \text{ MPa}$, a nawet wyższych, jednak sprawności znacznie spadały i nie mogło to być akceptowane. Stało się tak mimo precyzyjnego wykonania i montażu elementów pomp. Wydaje się, że głównym powodem są zwiększone straty objętościowe ΔQ , wynikające głównie z przecieków przez szczeliny wewnętrzne pomp, gdyż w pompach tych nie zastosowano kompensacji luzów osiowych.

Korzystne cechy pomp gerotorowych przeważają i uzasadniona jest tendencja rozwijania tych konstrukcji jako stwarzających większe możliwości niż inne typy pomp zębatych. Rozwój ten należy prowadzić w kierunku wyeliminowania wspomnianych strat objętościowych ΔQ , a tym samym podwyższania sprawności η_v , η i ciśnień roboczych p_r . W związku z tym, sformułowano następującą tezę pracy:

Istnieje możliwość podwyższenia ciśnień roboczych p_r pomp gerotorowych oraz ich sprawności objętościowej η_v i całkowitej η poprzez zastosowanie kompensacji luzów osiowych w tych jednostkach.

W naturalny zatem sposób rysują się zadania do zrealizowania, polegające na opracowaniu teoretycznych podstaw kompensacji luzów osiowych, zaprojektowaniu, wykonaniu i przebadaniu pompy gerotorowej z kompensacją luzów osiowych, która posiadałaby wszystkie

3. Perspektywy rozwoju pomp gerotorowych. Teza i cele pracy

wymienione wyżej zalety, a jednocześnie mogłaby pracować z zakresie ciśnień roboczych $p_i=16\text{MPa}$ z zadowalającymi sprawnościami, tzn. $\eta_V>80\%$ i $\eta>70\%$. Zagadnienia teoretyczne z tego zakresu nie są dotychczas przedstawiane w literaturze przedmiotu [10, 11, 13, 19, 29].

W związku z tym, chcąc wykazać słuszność stawianej tezy należy zrealizować cele pracy, którymi są:

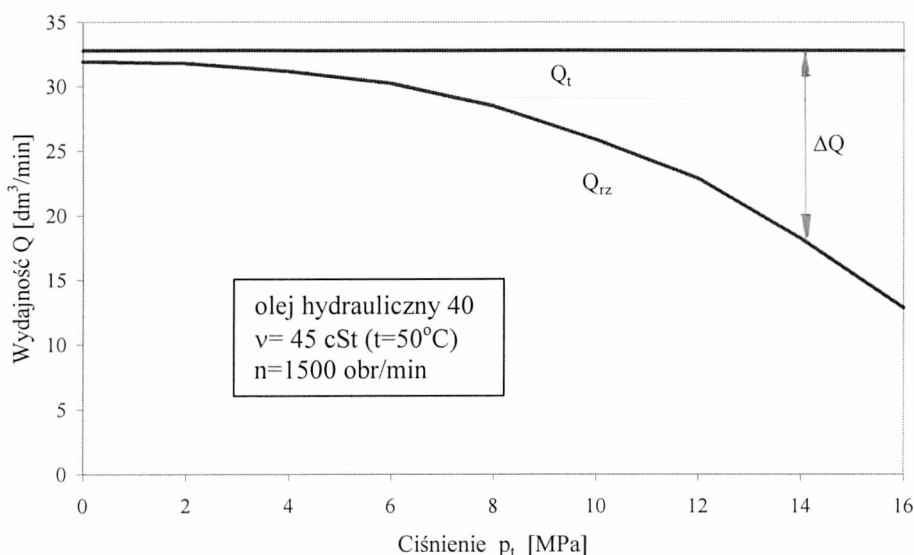
1. Przeprowadzenie teoretyczno-eksperymentalnej analizy przepływów wewnętrznych w pompie gerotorowej w celu wyjaśnienia przyczyn spadku sprawności objętościowej η_V .
2. Opracowanie podstaw projektowania kompensacji luzów osiowych w celu podwyższenia sprawności objętościowej η_V .
3. Zaprojektowanie pompy gerotorowej z kompensacją luzów osiowych PGK-20 na bazie pompy PG-20, która osiągałaby ciśnienia robocze $p_i=16\text{MPa}$, sprawność objętościową $\eta_V>80\%$ i całkowitą $\eta>70\%$.
4. Weryfikację teoretycznych podstaw kompensacji luzów osiowych oraz zaprojektowanej konstrukcji pompy poprzez:
 - wykonanie modeli pomp gerotorowych z kompensacją luzów osiowych;
 - przeprowadzenie badań eksperymentalnych.

4

Teoretyczno-eksperymentalna analiza przepływów wewnętrznych w pompie gerotorowej

4.1. Model przepływów wewnętrznych w pompie gerotorowej

Jak wynika z badań typoszeregu pomp PG-10, 20, 40 zaprezentowanych na rys.18. i rys.19a., wraz ze wzrostem ciśnienia p_t spada wydajność pompy Q , a tym samym sprawność objętościowa η_v wszystkich jednostek. Rozpatrzono to szczegółowo dla najlepiej dopracowanej pod względem technologicznym pompy PG-20 i przedstawiono na rys.21.



Rys.21. Wydajność teoretyczna Q_t i rzeczywista Q_{rz} pompy gerotorowej typu PG-20

Przedstawiono na nim wydajność teoretyczną Q_t wyznaczoną ze wzorów (2.2) i (2.3) oraz wydajność rzeczywistą $Q_{rz}=f(p)$ otrzymaną w wyniku badań eksperymentalnych. Wydajność rzeczywista Q_{rz} jest mniejsza od teoretycznej Q_t o straty objętościowe ΔQ , tzn.:

$$Q_t = Q_{rz} + \Delta Q, \quad (4.1)$$

gdzie odpowiednie wartości liczbowe Q_t , Q_{rz} i ΔQ w zależności od ciśnienia tłoczenia p_t zestawiono w tabeli 4.1.

Tab.4.1. Straty objętościowe ΔQ dla pompy PG-20, przy $n=1500$ obr/min i $t=50^\circ\text{C}$, olej hydrauliczny 40

dm ³ /min	Ciśnienie p_t MPa								
	0	2	4	6	8	10	12	14	16
Q_t	32.8								
Q_{rz}	32.8	31.79	31.16	30.25	28.48	25.88	22.91	18.24	12.86
ΔQ	0	1.01	1.64	2.55	4.32	6.92	9.89	14.56	19.94

Straty objętościowe ΔQ spowodowane są przeciekami czynnika roboczego przez szczeliny wewnętrzne w pompie (rys.15.). Są one wynikiem istnienia koniecznych luzów konstrukcyjnych pomiędzy elementami pompy, do których dodają się luzy wynikające z błędów wykonania i montażu. Jednocześnie w miarę zwiększania się obciążania pompy, ciśnieniem tłoczenia p_t , elementy pompy odkształcają się sprężysto, szczeliny dodatkowo powiększają się powodując dalszy wzrost przecieków wewnętrznych. Szczelin w pompie gerotorowej podobnie jak w innych maszynach hydraulicznych nie da się i nie można wyeliminować. Należy

jednak rozpoznać i opisać zjawiska jakie w tych szczelinach zachodzą, aby następnie poprzez odpowiednie zabiegi konstrukcyjne móc wpływać na ich wymiary.

W związku z tym opracowano model przepływów przez kanały i szczeliny wewnętrzne w pompie gerotorowej, który przedstawiono na rys.22. Na rysunku tym można wyróżnić strumień główny przepływu S_g , zapewniający wydajność rzeczywistą pompy Q_{rz} , oraz strumienie boczne S , powodujące powstawanie strat objętościowych ΔQ .

Strumień główny S_g czynnika roboczego przepływa na drodze: otwór ssawny 1, kanał ssawny 2, nerka ssawna 3, międzyzębna komora wyporowa 4, nerka tłoczna 5, kanał tłoczny 6, otwór tłoczny 7. Te kanały i wewnętrzne komory w pompie są ukształtowane tak, aby przepływ czynnika roboczego odbywał się z możliwie jak najmniejszymi oporami przepływu.

W związku z tym następuje:

- doprowadzanie czynnika roboczego do pompy od strony ssawnej (poz. 1, 2, 3);
- napełnianie komór wyporowych po stronie ssawnej (poz. 3, 4);
- transport czynnika roboczego w międzyzębnej komorze wyporowej (poz. 4);
- opróżnianie komór wyporowych po stronie tłocznej pompy (poz. 4, 5);
- odprowadzanie czynnika roboczego z pompy po stronie tłocznej (poz. 5, 6, 7).

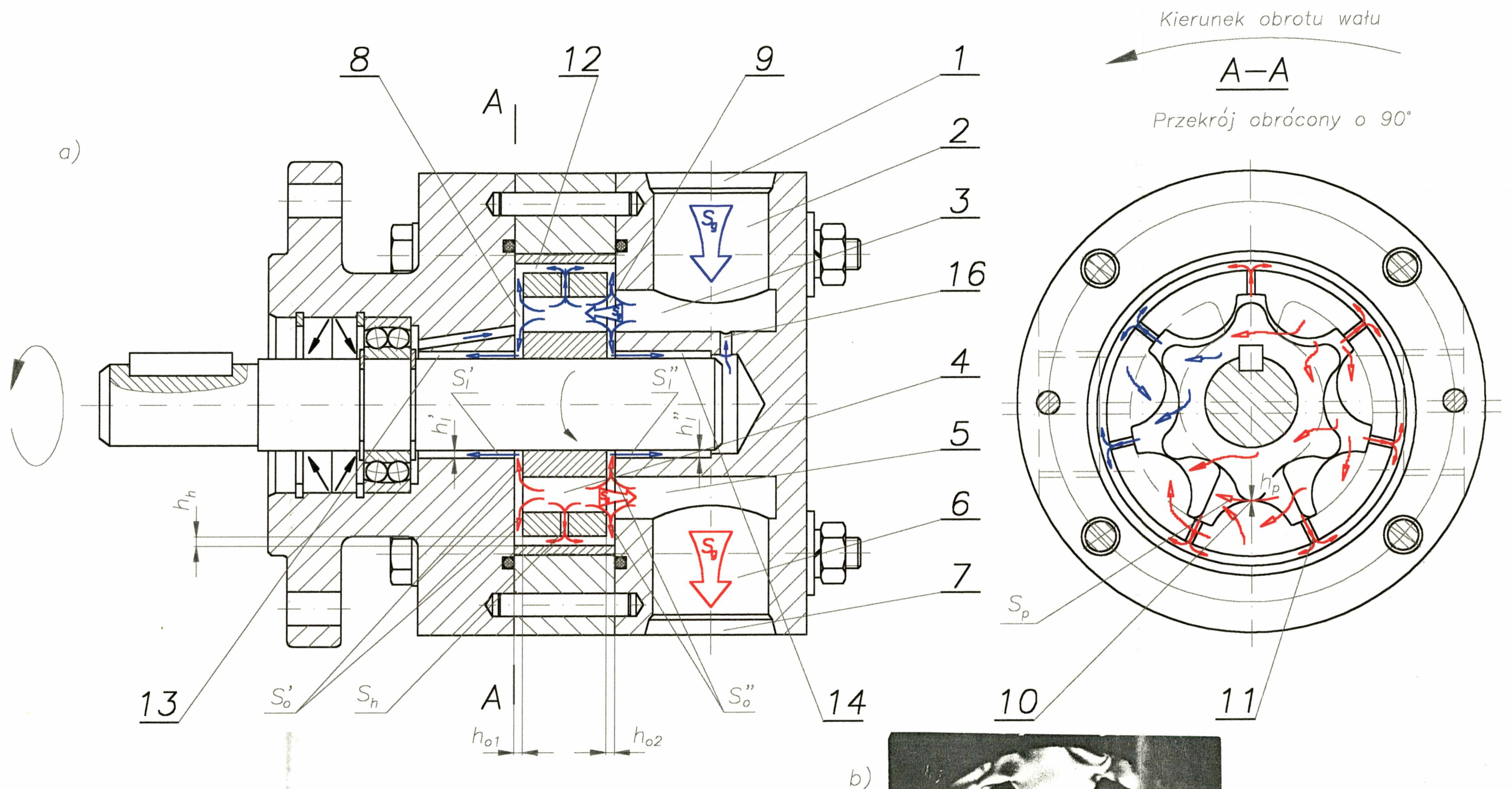
Jednocześnie w trakcie tego przepływu następuje przyrost ciśnienia czynnika roboczego od wartości p_s , występującej w otworze, kanale i nerce ssawnej, poprzez wartość $p > p_s$, występującą w wirującej międzyzębnej komorze wyporowej, do wartości p_t , osiąganej w nerce, kanale i otworze tłocznym.

Od głównego strumienia przepływu S_g oddzielają się strumienie boczne S . Są to strumienie czynnika roboczego S_o' i S_o'' przepływające przez szczeliny osiowe 8, 9, strumień S_p przepływający przez szczelinę promieniową 10 oraz strumienie S_h , S_l' , S_l'' przepływające przez szczeliny łożyskowe 12 i 13, 14.

Szczeliny osiowe 8 i 9 powstają pomiędzy powierzchniami czołowymi wirujących kół zębatych a powierzchniami czołowymi korpusów: przedniego i tylnego (rys.22.). Kształtują się one samoistnie w ramach luzu osiowego pompy, który dobiera się konstrukcyjnie jako różnicę szerokości korpusu środkowego i szerokości kół zębatych. Ogólnie dąży się do tego, aby wartość luzu była jak najmniejsza, gdyż w takim przypadku szczeliny osiowe mają również małą wartość, a strumień strat jest przez to ograniczony. Jednak luz osiowy nie może być zbyt mały (zerowy), ponieważ powierzchnie czołowe kół zębatych mogą zetknąć się z powierzchnią korpusów. Zwiększają się wtedy opory ruchu, wzrastają straty mechaniczne, a w skrajnym przypadku może dojść do zatarcia pompy.

Odpowiednio przez szczeliny osiowe 8, 9 strumienie S_o' i S_o'' przepływają w następujący sposób. Do szczelin czynniki robocze przedostają się z nerki tłocznej oraz międzyzębnych komór wyporowych, pozostających w strefie wysokiego ciśnienia p_t . Czynnik ten rozprzyna się w szczeliny zarówno w kierunku dośrodkowym jak i odśrodkowym. Płynąc w kierunku dośrodkowym, kieruje się on częściowo przez szczelinę łożyskową oraz otwory drenażowe do otworu ssawnego, częściowo zaś ruchem powrotnym, na powierzchniach okalających nerkę tłoczną oraz międzyzębne komory wyporowe, przemieszcza się na stronę ssawną pompy. Podobnie płynąc w kierunku odśrodkowym, czynnik przemieszcza się ruchem powrotnym, na powierzchniach okalających nerkę tłoczną oraz międzyzębne komory wyporowe, na stronę ssawną pompy. Przepływy te wynikają z różnicy ciśnień pomiędzy stroną ssawną i tłoczną $\Delta p = p_t - p_s$ i odbywają się wbrew wymuszeniu wywołanemu poprzez wirowanie kół zębatych. Strumienie te oznaczono na rys.22., czerwonymi liniami odpowiednio do dużej różnicy ciśnień Δp .

Przepływ czynnika roboczego przez szczeliny osiowe ma także pozytywny wpływ na działanie pompy, umożliwiając tworzenie się filmu olejowego na powierzchniach czołowych współpracujących kół i korpusów pompy, a przez to pracę w warunkach tarcia płynnego oraz możliwość właściwego smarowania i odprowadzania ciepła.



Rys.22. Model przepływów czynnika roboczego przez kanały i szczeliny wewnętrzne w pompie gerotorowej
 a) widok przepływów wewnętrznych czynnika roboczego
 b) widok współpracy zespołu kół cykloidalnych

Podobny mechanizm przepływu przez szczelinę osiową, tzn. przepływu odśrodkowego i dośrodkowego, obowiązuje w innych strefach: niskiego ciśnienia (nerki ssawnej) oraz wzrostu i spadku ciśnienia (mostek dolny i górny). W strefach tych występuje niższa różnica ciśnień Δp , a przez to przepływ jest mniej intensywny.

Szczelina promieniowa 10 powstaje pomiędzy zębami współpracujących kół zębatych (rys.22., przekrój A-A). Obie powierzchnie tworzące szczelinę międzyzębną pozostają w ruchu względem siebie; poruszają się współbieżnie, lecz z różnymi prędkościami obrotowymi. Szczelina ta powstaje na skutek tolerancji wykonania uzębień, chropowatości ich powierzchni oraz błędów kształtu zarysu. Z jednej strony musi być ona dobrana tak, aby można było zmontować zespół kół, z drugiej zaś powinna być jak najmniejsza, aby zachować szczelność międzyzębną komór wyporowych. W praktyce jednak, przy dokładnym wykonaniu i montażu zazębienia, szczelina promieniowa nie występuje. Potwierdziły to badania elastooptyczne współpracy zazębień cykloidalnych [14], podczas których wykazano, że w trakcie pracy pompy zęby współpracujących kół stykają się ze sobą w strefie ssawnej i tłocznej pompy wzdłuż linii styku współpracujących zębów (rys.22b.). W związku z tym można przyjąć, iż strumień S_p przepływający przez szczelinę promieniową jest bliski zera, chociaż istnieje różnica ciśnień Δp pomiędzy stroną tłoczną i ssawną pompy w rejonie mostka dolnego.

Szczelina łożyska hydrostatycznego 12 zespołu kół cykloidalnych powstaje pomiędzy powierzchnią zewnętrzną pierścienia uzębionego wewnątrz a bieżnią łożyska osadzonego w korpusie środkowym (rys.22.). Kształtuje się ona w ramach luzu łożyskowego, który dobiera się konstrukcyjnie, jako różnicę średnicy wytoczenia bieżni oraz średnicy zewnętrznej pierścienia uzębionego. Wartość tego luzu, a przez to szczeliny jest dobierana poprzez zastosowanie odpowiedniego pasowania tych części. Do szczeliny tej strumień czynnika roboczego S_h dostaje się z międzyzębnymi komór wyporowych przez otwory 11, wywiercone we wrębach koła o uzębieniu wewnętrznym. Następnie czynnik ten rozplywa się obwodowo w szczelinie przemieszczając się od strefy tłocznej, gdzie panuje wysokie ciśnienie, do strefy ssawnej, gdzie panuje ciśnienie niskie. Wypełnia on całą szczelinę łożyska hydrostatycznego, a jego nadmiar spływa do szczelin osiowych 8, 9, a następnie do nerki ssawnej pompy 3. Chcąc zminimalizować strumień przepływającego przez szczelinę łożyska hydrostatycznego czynnika roboczego należy dążyć do tego, aby jej wysokość h_h była stosunkowo mała. Jednocześnie przepływ przez szczelinę łożyska hydrostatycznego jest konieczny, gdyż zapewnia on możliwość pracy w warunkach tarcia płynnego, możliwość smarowania części oraz odprowadzenia ciepła.

Inny typ szczelin łożyskowych utworzony jest pomiędzy czopami wału pompy a tulejkami łożysk ślizgowych. Na rys.22., przedstawiono je jako poz. 13 i 14. Od strumieni przepływających przez szczeliny osiowe S_o' i S_o'' oddziela się część czynnika roboczego i w formie strumieni S_l' , S_l'' przepływa przez szczeliny łożyskowe. Po pokonaniu tych szczelin czynnik roboczy przepływa otworami drenażowymi do nerki i kanału ssawnego pompy. Podobnie jak poprzednio, przepływy te spowodowane są różnicą ciśnień Δp , pomiędzy stroną tłoczną i ssawną pompy.

Z przeprowadzonej analizy modelu przepływów przez kanały i szczeliny wewnętrzne wyłania się uzasadnienie dlaczego i w jaki sposób powstaje strumień główny przepływu S_g związany z wydajnością rzeczywistą pompy Q_{rz} oraz strumienie boczne powodujące powstawanie strat objętościowych ΔQ . W tej sytuacji można przyjąć, że:

$$Q_{rz} = S_g \quad (4.2)$$

oraz

$$\Delta Q \approx S_o' + S_o'' + S_p + S_h + S_l' + S_l'', \quad (4.3)$$

gdzie:

S_o', S_o'' - strumień czynnika roboczego w szczelinach osiowych;
 S_p - strumień czynnika roboczego w szczelinach promieniowych;
 S_h - strumień czynnika roboczego w szczelinie łożyska hydrostatycznego;
 S_l', S_l'' - strumień czynnika roboczego w szczelinach łożysk ślizgowych.

Jak widać, strumienie boczne S sumują się na całkowitą stratę objętościową ΔQ . Jest to spowodowane przede wszystkim różnicą ciśnień $\Delta p = p_t - p_s$ pomiędzy stroną tłoczną i ssawną w pompie. Im ona jest większa, tym większe będą strumienie składowe S i całkowita strata objętościowa ΔQ . Jest to powodem obniżenia się charakterystyki wydajności rzeczywistej Q_{rz} pompy gerotorowej w zależności od rosnącego ciśnienia tłoczenia p_t pokazanej na rys.20.

Analiza przedstawionego modelu przepływu czynnika roboczego przez szczeliny wewnętrzne pompy gerotorowej sugeruje, że głównymi źródłami przecieków są przepływy przez szczelinę osiową i łożyska hydrostatycznego. W tym świetle należy:

- opracować model przepływu czynnika roboczego przez szczelinę osiową i łożyska hydrostatycznego;
- przeprowadzić badania ciśnienia występującego w międzyzębnych komorach wyporowych oraz w szczelinie osiowej;
- wyznaczyć natężenie przepływu przez szczelinę osiową i łożyska hydrostatycznego w pompie gerotorowej oraz określić wpływ parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na wartość tego przepływu.

4.2. Model przepływu czynnika roboczego przez szczelinę osiową

Jak widać na rys.22., powierzchnie czołowe wirujących kół zębatych oraz powierzchnie czołowe korpusów przedniego i tylnego tworzą dwie szczeliny osiowe 8 i 9. W związku z tym, można przyjąć model geometryczny szczeliny osiowej pokazany na rys.23.

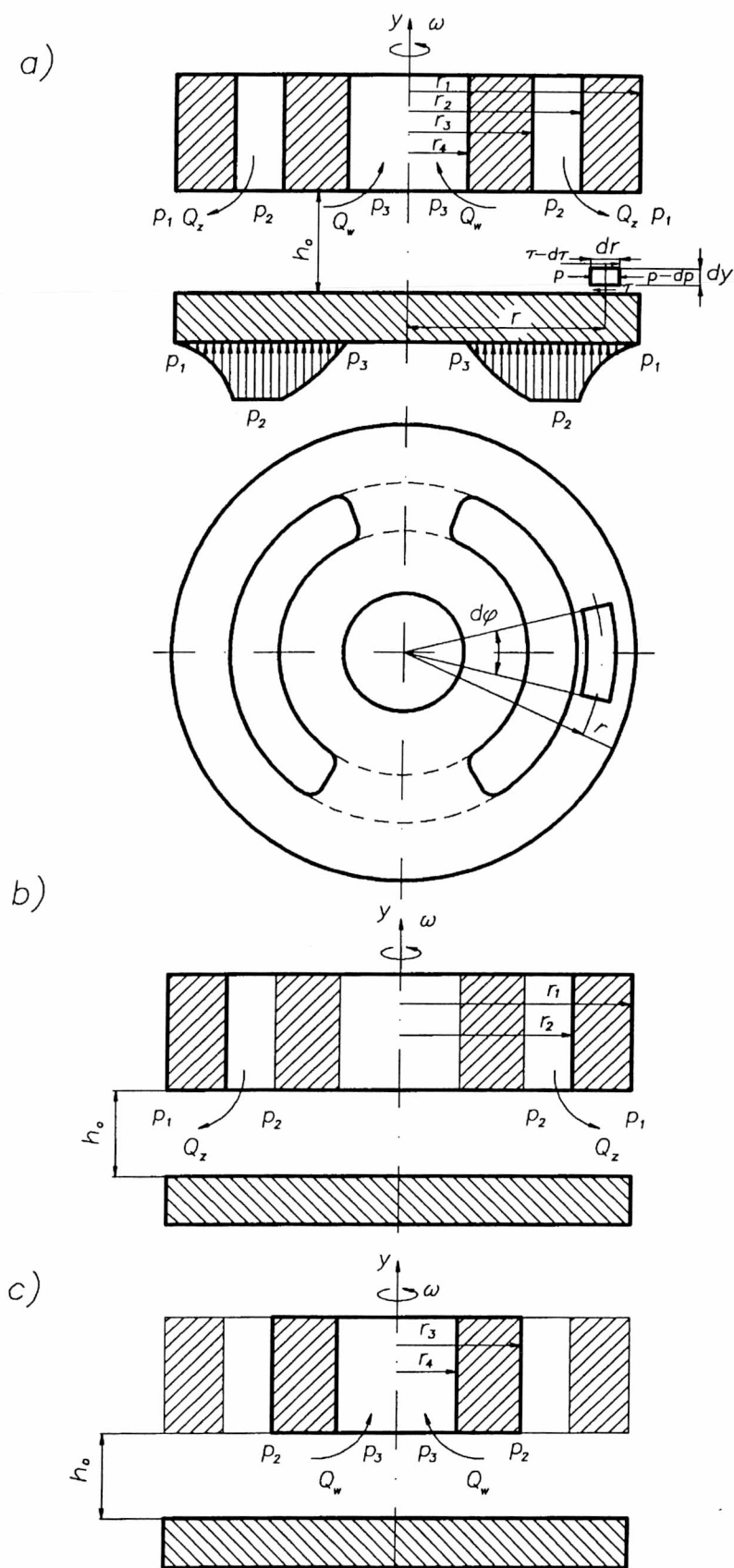
Założono, że w pompie występuje jedna szczelina osiowa, której wysokość jest równa sumie wysokości szczelin 8 i 9, czyli $h_o = h_{o1} + h_{o2}$. Założona szczelina osiowa jest ukształtowana od strony korpusu tylnego.

Zamienia się funkcjami elementy tworzące szczelinę przyjmując, że ścianka korpusu tylnego wiruje z prędkością kątową ω , zaś powierzchnia kół cykloidalnych jest nieruchoma (rys.23a.).

W wirującej ściance korpusu o promieniu zewnętrznym r_1 wycięte są kanały nerkowe ssawny i tłoczny opisane promieniami r_2 i r_3 , rozdzielone mostkami dolnym i górnym oraz otwór na łożysko ślizgowe o promieniu r_4 . Można zatem, wirującą ściankę korpusu tylnego uznać za zespół dwóch koncentrycznie zestawionych i wspólnie wirujących pierścieni. Pierwszy z nich ma promień zewnętrzny r_1 i wewnętrzny r_2 (rys.23b.), zaś drugi, w nim umieszczony ma promień zewnętrzny r_3 i wewnętrzny r_4 (rys.23c.).

W tej sytuacji można przyjąć za [19, 29] model geometryczny szczeliny pierścieniowej, czołowej o wirującej ściance, przy czym jest to podwójny wirujący pierścień, a przez to czynnik roboczy przepływa z otworu pierwszego pierścienia w kierunku odśrodkowym (rys.23b.), zaś do otworu drugiego pierścienia wpływa w kierunku dośrodkowym (rys.23c.).

W konstrukcji rzeczywistej oba wirujące pierścienie są ze sobą połączone mostkami dolnym i górnym i wspólnie wirują. Jest to ograniczenie w stosunku do przyjętego modelu geometrycznego. Jednakże kanały nerkowe rozdzielające wirującą tarczę można połączyć



Rys.23. Model szczeliny pierścieniowej, czołowej z wirującą ścianką
a) widok ogólny, b) przepływ w kierunku odśrodkowym, c) przepływ w kierunku dośrodkowym

4. Teoretyczno-doświadczalna analiza przepływów wewnętrznych w pompie gerotorowej

umownymi wybraniami, które zaznaczono na rys.23., linią kreskową. Wybrania te są w tej sytuacji równoważne przestrzeniom międzyzębnym komór wyporowych wirujących względem mostków współpracujących z mostkami, z których to komór czynnik roboczy wypływa przez szczelinę osiową.

W związku z tak ustalonym modelem geometrycznym, przyjęto następujące założenia upraszczające:

- elementy tworzące szczelinę osiową, współpracują na zasadzie łożyska hydrostatycznego, charakteryzującego się stałą wysokością szczeliny h_o ;
- przepływ czynnika roboczego przez szczelinę osiową jest jednowymiarowy i laminarny;
- czynnik roboczy jest nieściśliwy;
- lepkość czynnika roboczego w szczelinie jest stała i niezależna od zmian temperatury i ciśnienia w tej szczelinie.

Przyjęcie modelu łożyska hydrostatycznego uzasadnia się tym, że zakłada się równoległość pierścieni wirujących względem płaszczyzny zespołu kół. Jednocześnie zakłada się małe i bardzo małe wysokości szczeliny w stosunku do ich długości i w związku z tym można przyjąć jednowymiarowy przepływ laminarny.

Zgodnie z założonym modelem przepływów (rys.23.) oraz [19, 29] przyjmuje się, że w otworach nerkowatych wirujących pierścieni panuje stałe ciśnienie (tłoczenia względnie ssania), zaś na krawędziach, w kierunku odśrodkowym i dośrodkowym, ciśnienie zmniejsza się wg zależności logarytmicznej.

Przy przepływie przez szczelinę na każdy element cieczy będą działać siły wywołane różnicą ciśnień, siły lepkości oraz siły bezwładności. Posługując się ogólnym modelem szczeliny można te siły wyznaczyć następująco:

- siła pochodząca od różnicy ciśnień:

$$\left[p - (p - dp) \right] \cdot dy \cdot r \cdot d\varphi = dp \cdot dy \cdot d\varphi \cdot r, \quad (4.4)$$

- siła wywołana lepkością cieczy:

$$\left[-\tau + (\tau - d\tau) \right] \cdot dr \cdot r \cdot d\varphi = -d\tau \cdot dr \cdot d\varphi \cdot r, \quad (4.5)$$

- siły bezwładności:

$$-m_c \cdot r \cdot \left(\frac{\omega}{2} \right)^2, \quad (4.6)$$

gdzie: $r \cdot \frac{\omega}{2}$ - średnia prędkość liniowa w szczelinie, przy założeniu liniowego rozkładu

prędkości między dwoma płaszczyznami;

m_c - masa elementu (cieczy).

Na podstawie zasady d'Alemberta, suma tych sił równa się zero. Tak więc:

$$dp \cdot dy \cdot r \cdot d\varphi - d\tau \cdot dr \cdot d\varphi \cdot r - m_c \cdot r \cdot \frac{\omega^2}{4} = 0. \quad (4.7)$$

4. Teoretyczno-doświadczalna analiza przepływów wewnętrznych w pompie gerotorowej

Podstawiając za $m_c = \rho \cdot r \cdot d\varphi \cdot dr \cdot dy$ i dzieląc równanie (4.7) przez $r \cdot dr \cdot dy \cdot d\varphi$, otrzymuje się po przekształceniach:

$$\frac{d\tau}{dy} = \frac{dp}{dr} - \rho \cdot r \cdot \frac{\omega^2}{4}. \quad (4.8)$$

Wartość pochodnej naprężeń międzywarstwowych można wyznaczyć z prawa Newtona:

$\tau = \mu \cdot \frac{du}{dy}$, w którym $\frac{du}{dy} = \lim \frac{\Delta u}{\Delta y}$ jest gradientem prędkości w kierunku prostopadłym do kierunku przepływu, a zatem:

$$\frac{d\tau}{dy} = \mu \cdot \frac{d^2u}{dy^2}. \quad (4.9)$$

Podstawiając równanie Newtona (4.9) do równania (4.8) oraz dzieląc obie strony przez lepkość μ otrzymuje się:

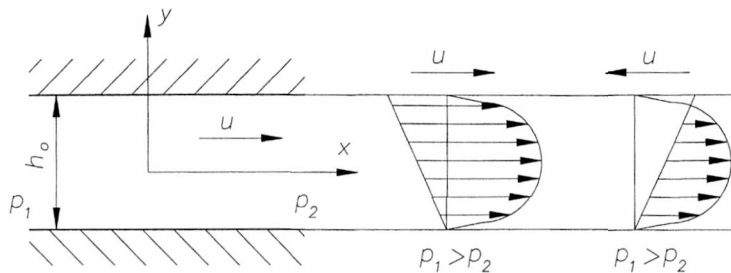
$$\frac{d^2u}{dy^2} = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{dp}{dr} - \rho \cdot \frac{r \cdot \omega^2}{4 \cdot \mu}. \quad (4.10)$$

Po podwójnym scałkowaniu równania (4.10) uzyskuje się wyrażenie, opisujące rozkład prędkości cieczy u wzdłuż promienia w szczelinie:

$$\frac{du}{dy} = \int_0^y \left(\frac{1}{\mu} \cdot \frac{dp}{dr} - \rho \cdot \frac{r \cdot \omega^2}{4 \cdot \mu} \right) \cdot dy = \left(\frac{1}{\mu} \cdot \frac{dp}{dr} - \rho \cdot \frac{r \cdot \omega^2}{4 \cdot \mu} \right) \cdot y + C_1, \quad (4.11)$$

$$u = \int \left(\left(\frac{1}{\mu} \cdot \frac{dp}{dr} - \rho \cdot \frac{r \cdot \omega^2}{4 \cdot \mu} \right) \cdot y + C_1 \right) \cdot dy = \left(\frac{1}{\mu} \cdot \frac{dp}{dr} - \rho \cdot \frac{r \cdot \omega^2}{4 \cdot \mu} \right) \cdot \frac{y^2}{2} + C_1 \cdot y + C_2. \quad (4.12)$$

Stałe całkowania wyznacza się z warunków brzegowych. Przy ściankach tworzących szczelinę, tzn. dla $y=0$ i $y=h_0$ prędkość promieniowa u jest równa zero (rys.24.).



Rys.24. Rozkład prędkości czynnika roboczego w szczelinie o poruszającej się ścianie z prędkością u

Z równania (4.12) dla $y=0$ i $u=0$ wyznacza się stałą całkowania C_2 :

$$0 = \left(\frac{1}{\mu} \cdot \frac{dp}{dr} - \rho \cdot \frac{r \cdot \omega^2}{4 \cdot \mu} \right) \cdot \frac{0^2}{2} + C_1 \cdot 0 + C_2 \rightarrow C_2 = 0.$$

Z wyrażenia (4.12) dla $y=h_o$ i $u=0$ wyznacza się stałą całkowania C_1 :

$$0 = \left(\frac{1}{\mu} \cdot \frac{dp}{dr} - \rho \cdot \frac{r \cdot \omega^2}{4 \cdot \mu} \right) \cdot \frac{h_o^2}{2} + C_1 \cdot h_o + 0 \rightarrow C_1 = \left(\frac{1}{\mu} \cdot \frac{dp}{dr} - \rho \cdot \frac{r \cdot \omega^2}{4 \cdot \mu} \right) \cdot \frac{h_o}{2}.$$

Po podstawieniu stałych całkowania C_1 i C_2 do równania (4.12), otrzymuje się wyrażenie, opisujące rozkład prędkości promieniowej u o postaci:

$$u = \left(\frac{1}{2 \cdot \mu} \cdot \frac{dp}{dr} - \rho \cdot \frac{r \cdot \omega^2}{8 \cdot \mu} \right) \cdot (y^2 - h_o \cdot y). \quad (4.13)$$

Mnożąc prędkość u (wyrażoną w postaci funkcji kwadratowej) przez elementarną powierzchnię zajmowaną przez przepływającą ciecz dF , otrzymuje się elementarne natężenie przepływu:

$$dQ = u \cdot dF = u \cdot r \cdot dy \cdot d\varphi. \quad (4.14)$$

Podstawiając do wyrażenia (4.14) wyrażenie (4.13), otrzymuje się:

$$dQ = \left(\frac{1}{2 \cdot \mu} \cdot \frac{dp}{dr} - \rho \cdot \frac{r \cdot \omega^2}{8 \cdot \mu} \right) \cdot (y^2 - h_o \cdot y) \cdot r \cdot dr \cdot d\varphi. \quad (4.15)$$

Po scałkowaniu po y , w granicach od 0 do h_o , oraz po φ , w granicach od 0 do φ , otrzymuje się wyrażenie na natężenie przepływu w szczelinie o postaci:

$$Q = \int_0^{\varphi} \int_0^{h_o} \left(\frac{1}{2 \cdot \mu} \cdot \frac{dp}{dr} - \rho \cdot \frac{r \cdot \omega^2}{8 \cdot \mu} \right) \cdot (y^2 - h_o \cdot y) \cdot r \cdot dr \cdot d\varphi, \quad (4.16)$$

$$Q = \frac{\varphi \cdot h_o^3 \cdot r}{12 \cdot \mu} \cdot \left(-\frac{dp}{dr} + \rho \cdot \frac{r \cdot \omega^2}{4} \right). \quad (4.17)$$

Z wyrażenia (4.17) po przekształceniach otrzymuje się:

$$dp = -\frac{12 \cdot Q \cdot \mu}{\varphi \cdot h_o^3} \cdot \frac{dr}{r} + \rho \cdot \frac{\omega^2}{4} \cdot r \cdot dr. \quad (4.18)$$

Całkując z kolei to wyrażenie po r , w granicach od r do r_l , uzyskuje się zależność na spadek ciśnienia w szczelinie o postaci:

$$p - p_1 = \int_r^{r_1} \left(\frac{12 \cdot Q \cdot \mu}{\varphi \cdot h_o^3} \cdot \frac{1}{r} - \rho \cdot \frac{\omega^2}{4} \cdot r \right) \cdot dr, \quad (4.19)$$

$$p - p_1 = \frac{12 \cdot Q \cdot \mu}{\varphi \cdot h_o^3} \cdot \ln \frac{r_1}{r} - \rho \cdot \frac{\omega^2}{4} \cdot (r_1^2 - r^2). \quad (4.20)$$

Na krawędzi, o promieniu r_2 , ciśnienie p jest równe ciśnieniu p_2 . Zatem:

$$p_2 - p_1 = \frac{12 \cdot Q \cdot \mu}{\varphi \cdot h_o^3} \cdot \ln \frac{r_1}{r_2} - \rho \cdot \frac{\omega^2}{4} \cdot (r_1^2 - r_2^2). \quad (4.21)$$

Z wyrażenia (4.21) otrzymuje się ostatecznie natężenie przepływu odśrodkowego czynnika roboczego w szczelinie:

$$Q_z = \frac{\varphi \cdot h_o^3}{12 \cdot \mu \cdot \ln \frac{r_1}{r_2}} \cdot \left[(p_2 - p_1) + \rho \cdot \frac{\omega^2}{4} \cdot (r_1^2 - r_2^2) \right]. \quad (4.22)$$

Podstawiając wyrażenie (4.22) do wyrażenia (4.20) otrzymuje się ostateczną postać równania na rozkład ciśnienia w przypadku przepływu odśrodkowego w szczelinie:

$$p = \frac{\ln \frac{r_1}{r}}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \cdot \left[(p_2 - p_1) + \rho \cdot \frac{\omega^2}{4} \cdot (r_1^2 - r_2^2) \right] - \rho \cdot \frac{\omega^2}{4} \cdot (r_1^2 - r^2) + p_1. \quad (4.23)$$

Postępując podobnie w przypadku przepływu dośrodkowego, równania (4.22) i (4.23) przyjmują postać:

$$Q_w = \frac{\varphi \cdot h_o^3}{12 \cdot \mu \cdot \ln \frac{r_3}{r_4}} \cdot \left[(p_2 - p_3) + \rho \cdot \frac{\omega^2}{4} \cdot (r_3^2 - r_4^2) \right], \quad (4.24)$$

$$p = \frac{\ln \frac{r}{r_4}}{\ln \frac{r_3}{r_4}} \cdot \left[(p_2 - p_3) + \rho \cdot \frac{\omega^2}{4} \cdot (r_3^2 - r_4^2) \right] - \rho \cdot \frac{\omega^2}{4} \cdot (r^2 - r_4^2) + p_3. \quad (4.25)$$

Wyrażenia (4.23) i (4.25) zawierają w sobie człony określające wpływ bezwładności na rozkład ciśnienia. Podstawiając wartości liczbowe można oszacować ich wpływ na wartość ciśnienia p w szczelinie osiowej i porównać je z ciśnieniem tłoczenia p_t . Przyjmując przykładowo dla pompy PG-20: $r_3 = 19 \cdot 10^{-3} \text{ m}$, $r_4 = 12.75 \cdot 10^{-3} \text{ m}$, $\omega = 157 \text{ rad/s}$, gęstość czynnika roboczego (olej hydrauliczny 40) $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$, otrzymuje się wartość członu bezwładnościowego równą:

$$\rho \cdot \frac{\omega^2}{4} \cdot (r_3^2 - r_4^2) = 1100 \text{ Pa.}$$

Z przytoczonego przykładu widać, że człon bezwładnościowy przyjmuje niewielką wartość i ma niewielki wpływ na rozkład ciśnienia w szczelinie osiowej. Również w wyrażeniach (4.22) i (4.24), opisujących natężenie przepływu czynnika roboczego przez szczelinę osiową, występujący człon bezwładnościowy wymusza niewielki przepływ. Zatem można go pominąć i w tych równaniach. Na skutek tego wyrażenia (4.22), (4.23), (4.24) i (4.25) przyjmują następującą postać:

- dla przepływu odśrodkowego:

$$Q_z = \frac{\varphi \cdot h_o^3}{12 \cdot \mu \cdot \ln \frac{r_1}{r_2}} \cdot (p_2 - p_1), \quad (4.26)$$

$$p = \frac{\ln \frac{r_1}{r}}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \cdot (p_2 - p_1) + p_1, \quad (4.27)$$

- dla przepływu dośrodkowego:

$$Q_w = \frac{\varphi \cdot h_o^3}{12 \cdot \mu \cdot \ln \frac{r_3}{r_4}} \cdot (p_2 - p_3), \quad (4.28)$$

$$p = \frac{\ln \frac{r}{r_4}}{\ln \frac{r_3}{r_4}} \cdot (p_2 - p_3) + p_3. \quad (4.29)$$

Równania powyższe służą do wyznaczenia natężenia przepływu czynnika roboczego przez podwójną szczelinę pierścieniową z wirującą ścianką, będącą odzwierciedleniem szczeliny osiowej w pompie gerotorowej. Równania (4.26), (4.27), opisują przepływ odśrodkowy w szczelinie, zaś równania (4.28), (4.29), przepływ dośrodkowy. W obu przypadkach równania są podobne, a odpowiednie natężenie przepływu zależy od:

- kąta φ wyznaczającego strefę wypływu;
- różnicy ciśnień $\Delta p = p_2 - p_1$, względnie $\Delta p = p_2 - p_3$ czynnika wpływającego i wypływającego ze szczeliny osiowej w danej strefie opisanej kątem φ ;
- promieni r_1, r_2, r_3, r_4 , wyznaczających szczelinę osiową;
- wysokości szczeliny osiowej h_o ;
- lepkości czynnika roboczego μ .

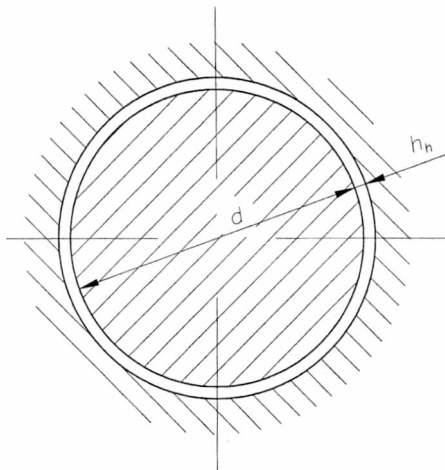
Zgodnie z budową oraz zasadą działania, a także przyjętym modelem przepływów ciśnienie p_2 czynnika wpływającego do szczeliny zmienia się w zależności od strefy. Najniższe jest w strefie ssawnej, później rośnie w strefie mostka dolnego, w strefie tłocznej przyjmuje wartość najwyższą, by w strefie spadku mostka górnego obniżyć na powrót do ciśnienia najniższego. W związku z tym, należy przeprowadzić badania eksperymentalne ciśnień w wirującej międzyzębnej komorze wyporowej pompy gerotorowej.

4.3. Model przepływu czynnika roboczego przez szczelinę łożyska hydrostatycznego

Jak widać na rys.22., szczelina łożyska hydrostatycznego powstaje pomiędzy powierzchnią zewnętrzną obracającego się pierścienia uzębionego wewnątrz a bieżnią łożyska osadzonego w korpusie środkowym. Do tej szczeliny czynnik roboczy dostaje się z międzyzębnych komór wyporowych przez otwory wywiercone we wrębach koła o uzębieniu wewnętrznym. Otwory te wykonane są w połowie szerokości b tego koła. Dostający się do szczeliny osiowej czynnik roboczy, rozplywa się m.in. w kierunku szczeliny osiowej 8 i 9. Zatem występują dwa równoważne sobie przepływy w szczelinie łożyska hydrostatycznego i każdy z nich odbywa się na drodze równej połowie szerokości b koła o uzębieniu wewnętrznym. W związku z tym, można przyjąć, że występują dwie elementarne szczeliny łożyska hydrostatycznego. Przepływ w kierunku szczelin osiowych wymuszony jest różnicą ciśnień $\Delta p = p_t - p_d$, przy czym ciśnienie p_t panuje w otworze, z którego czynnik roboczy dostaje się do szczeliny osiowej, a ciśnienie p_d na końcach szczeliny łożyskowej.

Podobnie jak w szczelinie osiowej jedna ścianka tworząca szczelinę porusza się, zaś druga pozostaje nieruchoma. W przypadku szczeliny łożyska hydrostatycznego, koło o uzębieniu wewnętrznym wiruje z prędkością kątową ω , a bieżnia łożyska jest nieruchoma. Jednak jak wykazano podczas analizy przepływu czynnika roboczego przez szczelinę osiową unoszenie czynnika roboczego wywołane ruchem jednej ścianki względem drugiej nie przyjmuje dużych wartości i można je pominąć. Zatem założono, że w rozpatrywanej szczelinie łożyska hydrostatycznego obie ścianki tworzące tę szczelinę są nieruchome.

W związku z tym, można przyjąć za [19, 29] model szczeliny pierścieniowej koncentrycznej, który pokazano na rys.25.



Rys.25. Model szczeliny łożyska hydrostatycznego

Uwzględniając założenia upraszczające przyjęte podczas analizy przepływu czynnika roboczego przez szczelinę osiową, otrzymuje się wyrażenie na przepływ w elementarnej szczelinie łożyska hydrostatycznego.

$$S_{h1} = S_{h2} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot \Delta p \cdot d \cdot h_n^3}{12 \cdot \mu \cdot l} \right) \quad (4.30)$$

Na całkowity przepływ w szczelinie łożyska hydrostatycznego składa się przepływ w dwóch elementarnych szczelinach łożyska hydrostatycznego. A zatem, całkowity przepływ w szczelinie łożyska hydrostatycznego jest sumą przepływów w elementarnych szczelinach łożyska hydrostatycznego i wynosi:

$$S_h = S_{h1} + S_{h2} = \frac{\pi \cdot \Delta p \cdot d \cdot h_h^3}{12 \cdot \mu \cdot l} \quad (4.31)$$

Z analizy tego wyrażenia wynika, że wartość natężenia przepływu przez szczelinę łożyska hydrostatycznego S_h zależy od:

- średnicy zewnętrznej d koła o uzębieniu wewnętrznym;
- długości l szczeliny, będącej szerokością b koła uzębieniu wewnętrznym;
- wysokości szczeliny łożyskowej h_h ;
- ciśnienia tłoczenia pompy p_t
- lepkości czynnika roboczego μ .

Rozpatrując wpływ poszczególnych parametrów na wartość natężenia przepływu przez szczelinę łożyska hydrostatycznego S_h zauważa się, że średnica d oraz długość l określona jest przez konstrukcję zazębienia cykloidalnego.

Natężenie przepływu przez szczelinę łożyskową S_h będzie tym większe im wyższe będzie różnica ciśnień Δp czynnika roboczego w tej szczelinie oraz im mniejsza jego lepkość μ .

Jednak największy wpływ ma wysokość szczeliny łożyska hydrostatycznego h_h , która w wyrażeniu (4.31) podniesiona jest do potęgi trzeciej. Jej wartość kształtuje się w ramach dobranego pasowania pomiędzy kołem o uzębieniu wewnętrznym a bieżnią łożyska. Przy czym im większa jest wartość średnicy d , tym większa jest wartość wysokości h_h .

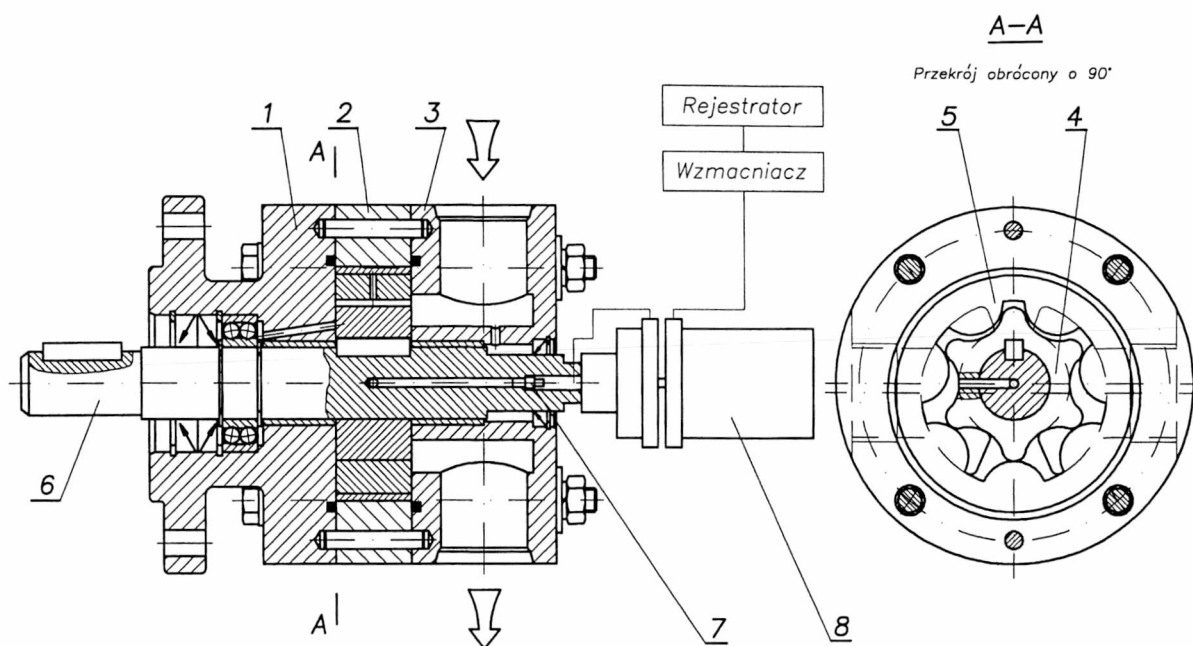
4.4. Badania ciśnień w międzyzębnej komorze wyporowej

Badania przeprowadzono wykorzystując pompę PG-20, która była najlepiej dopracowaną jednostką typoszeregu. Schemat konstrukcyjny tej pompy przedstawiono na rys.15., zaś rozdzielacz tarczowy zaprojektowano wg zasad podanych na rys.14. W związku z tym, kąt określający mostek dolny wynosił $\beta_d=60^\circ$, górny $\beta_g=40^\circ$ oraz wynikowe kąty opisujące nerkę ssawną i tłoczną wynoszące $\beta_s=\beta_t=130^\circ$.

Do wyznaczenia przebiegu ciśnień w międzyzębnej komorze wyporowej, podczas obrotu kół, zastosowano piezoelektryczny przetwornik ciśnień 6QP500 prod. firmy AVL (Austria). Sposób i miejsce usytuowania czujnika w pompie gerotorowej PG-20 przedstawia rys.26.

W celu przeprowadzenia prawidłowych badań należało wprowadzić pewne zmiany konstrukcyjne w pompie. Główna zmiana polegała na wydłużeniu wałka napędowego 6 tak, aby miał wyjście od strony korpusu tylnego 3. Wewnątrz tego wału, wzdłuż jego osi wykonano kanał, który przecinając się z kanałem promieniowym poprowadzonym od wrębu wirującego koła zębatego o uzębieniu zewnętrznym 4 umożliwia pomiar ciśnienia w międzyzębnej komorze wyporowej. Wewnątrz wału napędowego 6 w gwintowanym gnieździe umieszczono przetwornik ciśnień 7, który przekazuje sygnały do głowicy pomiarowej prod. firmy Hottinger (RFN) 8 osadzonej na tym wale. Odbierany z głowicy sygnał przekazywany jest przez wzmacniacz typu 2626 prod. firmy Bruel&Kjaer (Dania) na oscyloskop prod. firmy Tektronix (USA), na którym dokonywano rejestracji przebiegu ciśnień.

Pomiary przeprowadzono w zakresie prędkości obrotowej wałka $n=750; 1500; 2200$ obr/min, temperaturze oleju hydraulicznego 40 równej $t=25; 50; 70^\circ\text{C}$, obciążając badaną pompę kolejno stopniowo wzrastającym ciśnieniem tłoczenia równym $p_t=0; 4; 8; 10; 12; 16$ MPa. Badania przeprowadzono na stanowisku przedstawionym na rys.16., i opisanym w punkcie 2.2.



Rys.26. Konstrukcja pompy gerotorowej typu PG-20 przystosowanej do pomiarów ciśnień w międzyzębnej komorze wyporowej

Tak zaprogramowane badania miały na celu określenie powiązań pomiędzy konstrukcją rozdzielacza tarczowego pompy gerotorowej a przebiegami ciśnień w międzyzębnej komorze wyporowej oraz ustalenie wpływu ciśnienia tłoczenia p_t , lepkości czynnika roboczego μ oraz prędkości obrotowej n na ten przebieg ciśnień.

Zbiornicze wyniki badań ciśnienia w międzyzębnej komorze wyporowej pompy gerotorowej przedstawiono na rys.27. i rys.28. Korzystając z rys.27., można wyróżnić na wykresie ciśnień charakterystyczne strefy odpowiadające działaniu rozdzielacza tarczowego pompy, w których ciśnienie przyjmuje następujące wartości:

- strefa niskiego ciśnienia (strefa ssania) opisana kątem φ_s , związana z nerką ssawną, opisaną kątem β_s , w której ciśnienie jest równe $p \approx p_s$;
- strefa wzrostu ciśnienia opisana kątem φ_d , związana z mostkiem dolnym, określonym kątem β_d , w której ciśnienie $p_s < p < p_t$;
- strefa wysokiego ciśnienia (strefa tłoczenia) opisana kątem φ_t , związana z nerką tłoczną, opisaną kątem β_t , w której ciśnienie $p = p_t$;
- strefa spadku ciśnienia opisana kątem φ_g , związana z mostkiem górnym, opisanym kątem β_g , w którym ciśnienie $p_s < p < p_t$.

Wszystkie przebiegi ciśnień mają kształt trapezowy. Przebiegi w strefie niskiego ciśnienia (nerka ssawna) i wysokiego ciśnienia (nerka tłocząca) mają ustabilizowany charakter. Przejście ze strefy ssania do tłoczenia (mostek dolny) oraz ze strefy tłoczenia do ssania (mostek górny) następuje łagodnie, bez skokowego wzrostu i nadwyżek ciśnienia. Wszystko to świadczy o prawidłowym zaprojektowaniu rozdzielacza, a przez to prawidłowej pracy pompy gerotorowej.

Analizując wykresy ciśnień oraz budowę rozdzielacza tarczowego przedstawione na rys.27., można stwierdzić, że istnieje rozbieżność pomiędzy wartościami kątów φ , opisujących strefy ciśnień a wartościami kątów β , opisujących rozdzielacz tarczowy. Odpowiednie wartości liczbowe zestawiono w tab.4.2.

Tab.4.2. Wartości kątów φ opisujących strefy ciśnień w zależności od temperatury t czynnika roboczego

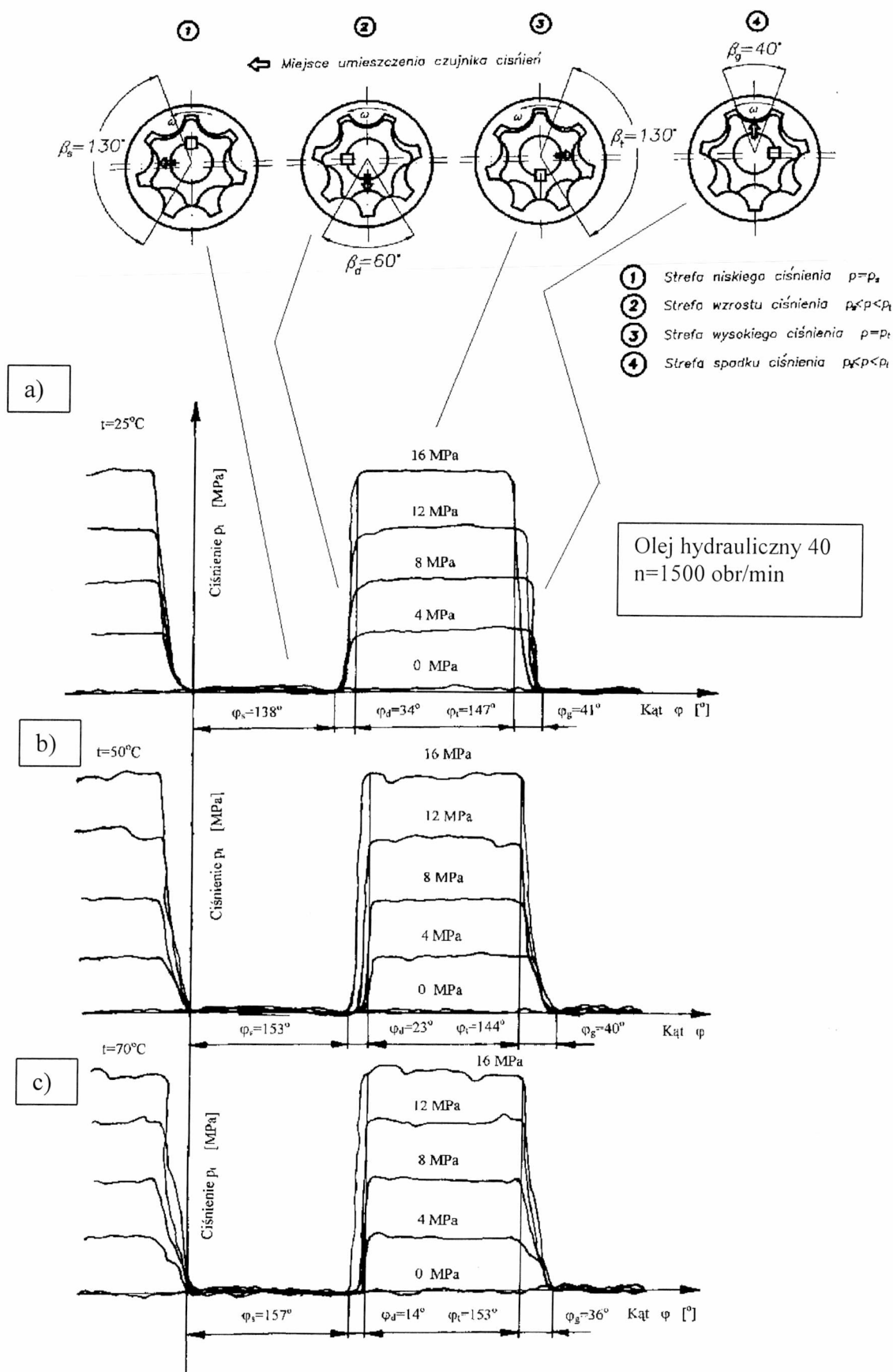
β [°]		β_s	β_d	β_t	β_g
		130	60	130	40
φ [°]	t [°C]	φ_s	φ_d	φ_t	φ_g
	25	138	34	147	41
	50	153	23	144	40
	70	157	14	153	36

Widoczne jest, że kąty φ_s strefy ssania oraz φ_t strefy tłoczenia są większe od odpowiadających im kątów β_s i β_t nerek ssawnej i tłocznej. Kąt φ_d strefy wzrostu ciśnienia w tej sytuacji maleje w stosunku do kąta β_d mostka dolnego. Można to wytłumaczyć odwołując się do zasad projektowania rozdzielacza tarczowego (rys.14b.) oraz działania pompy gerotorowej. Przerwanie kontaktu międzyzębnej komory wyporowej z nerką ssawną i wejście w rejon mostka dolnego odbywa się stopniowo. Oznacza to, że początkowo międzyzębna komora wyporowa pozostaje w kontakcie z nerką ssawną pomimo, że znajduje się już w rejonie mostka dolnego. Później, gdy przemieści się w położenie zbliżone do centralnego względem osi położeń zwrotnych, następuje jej całkowite odizolowanie od strefy ssania oraz wzrost ciśnienia do wartości ciśnienia tłoczenia. Obracając się dalej i oddalając się od osi położeń zwrotnych komora wyporowa, pozostaje co prawda w rejonie mostka dolnego, lecz już stopniowo, łączy się z nerką tłoczną. Widać zatem, że kąt φ_d , opisujący strefę wzrostu ciśnienia musi być mniejszy niż kąt β_d , wyznaczający mostek dolny, zaś kąty φ_s i φ_t , opisujące strefy ssania i tłoczenia poszerzają się. Zdecydowanie inny kształt i objętość ma komora wyporowa, gdy znajdzie się w strefie spadku ciśnienia w rejonie mostka górnego. Jak pokazano na rys.14b., jest ona znacznie mniejsza, a w trakcie pracy pompy pozostaje odizolowana od obu nerek tłocznej i ssawnej w zakresie dużo większego kąta. W związku z tym, kąty wyznaczające strefę spadku ciśnienia φ_g oraz mostka dolnego β_g są bardzo zbliżone do siebie.

Wykorzystując wykresy z rys.27b. oraz tab.4.3 przeanalizowano wpływ ciśnienia tłoczenia pompy p_t na ciśnienie w międzyzębnej komorze wyporowej. Z rys.27b. i tab.4.3 wynika, że zmiana ciśnienia tłoczenia p_t , w zakresie $p_t=0\div 16\text{MPa}$, nie wpływa w istotny sposób na przebieg ciśnienia w międzyzębnej komorze wyporowej. Jak wspomniano wyżej ma on pożądaną trapezowy kształt, bez skoków i nadwyżek ciśnienia. Widać także, że wzrost ciśnienia tłoczenia p_t powoduje w pewnym zakresie zmniejszanie się kąta φ_d , opisującego strefę wzrostu ciśnienia oraz wzrost kąta φ_g , opisującego strefę spadku ciśnienia. Jednakże zmiany te są stosunkowo małe, a przede wszystkim nie powodują powiększenia stref wzrostu i spadku ciśnienia poza obręb mostków dolnego i górnego (β_d i β_g).

Wykorzystując wykresy, przedstawione na rys.27a., b., c., oraz tab.4.2 przeanalizowano wpływ temperatury t czynnika roboczego (lepkość czynnika roboczego) na przebieg ciśnienia w międzyzębnej komorze wyporowej. Zauważa się, że zmiana temperatury czynnika roboczego, w zakresie $t=25\div 70^\circ\text{C}$, nie wpływa również na charakter przebiegu ciśnienia w międzyzębnej komorze wyporowej. Natomiast zwiększanie temperatury t powoduje zmniejszanie się strefy wzrostu ciśnienia (φ_d). Również i w tym przypadku zmiana ta nie jest na tyle istotna, aby wprowadzić zakłócenia współpracy komory wyporowej z mostkiem dolnym (β_d).

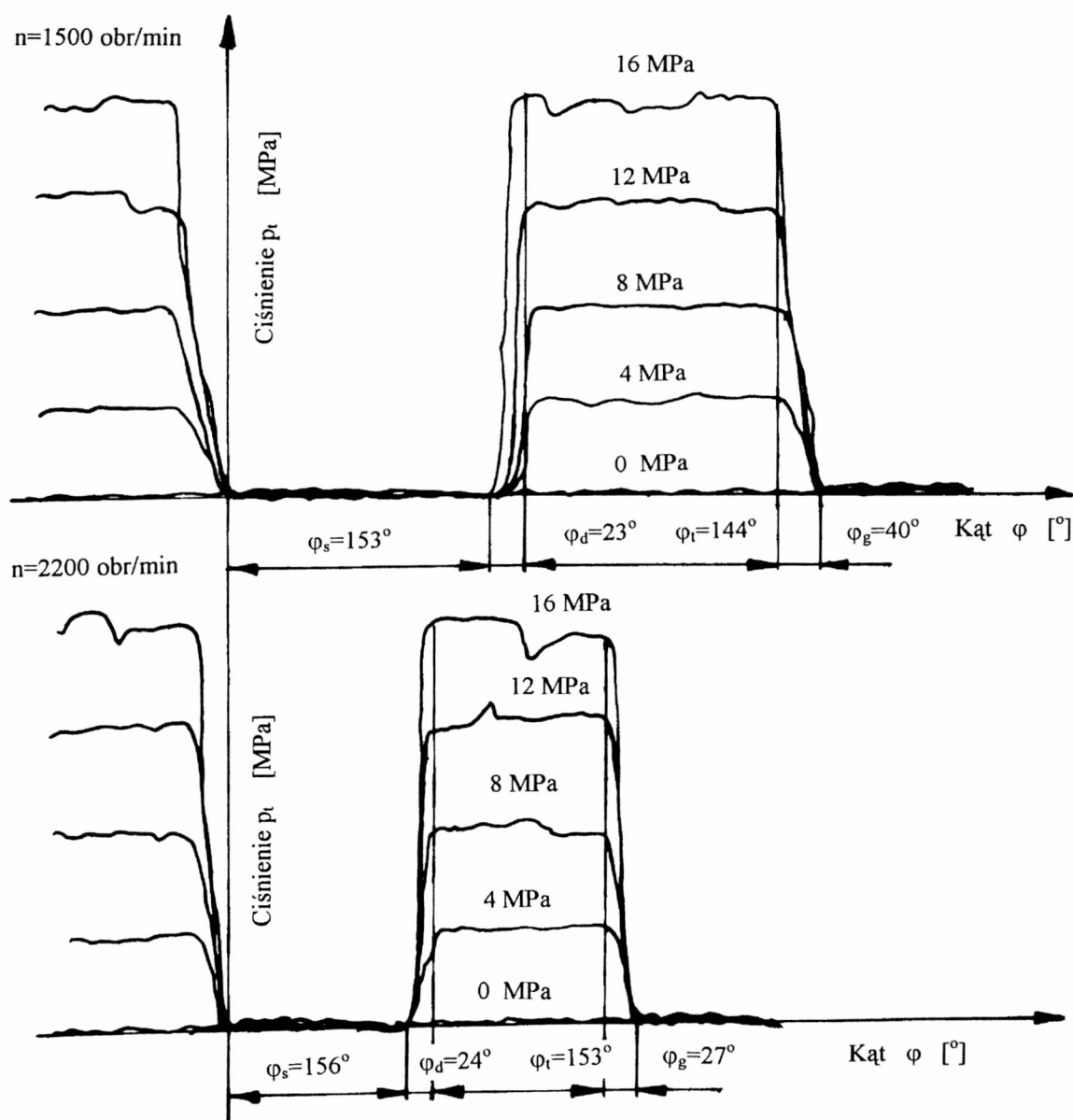
4. Teoretyczno-doświadczalna analiza przepływów wewnętrznych w pompie gerotorowej



Rys.27. Wpływ temperatury t czynnika roboczego na rozkład ciśnienia w międzyzębnej komorze wyporowej

Tab.4.3. Wartości kątów φ , opisujących strefy ciśnień w zależności od panującego ciśnienia p w międzyzębnej komorze wyporowej

β [°]		β_s	β_d	β_t	β_g
		130	60	130	40
φ [°]	p_t [MPa]	φ_s	φ_d	φ_t	φ_g
	0	152	25	154	29
	4	155	26	150	29
	8	149	25	149	37
	12	152	22	150	36
	16	150	22	147	41



Rys.28. Wpływ prędkości obrotowej n na rozkład ciśnienia w szczelinie osiowej

Wykorzystując rys.28. oraz tab.4.4 przeanalizowano wpływ prędkości obrotowej n na przebieg ciśnienia w międzyzębnej komorze wyporowej.

Tab.4.4. Wartości kątów φ , opisujących strefy ciśnień w zależności od prędkości obrotowej n

φ [°]	β [°]	β_s	β_d	β_t	β_g
	n [obr/min]	φ_s	φ_d	φ_t	φ_g
	1500	153	23	144	40
	2200	156	24	153	27

Widać, że wraz ze wzrostem prędkości n maleje strefa spadku ciśnienia φ_g . Pozostałe strefy powiększają się. Zmiana ta, podobnie jak w poprzednim przypadku nie jest znaczna i nie powoduje zakłóceń współpracy komory wyporowej z mostkiem górnym (β_g).

W wyniku przeprowadzonych badań i analiz opracowano uogólniony wykres ciśnień w wirującej międzyzębnej komorze wyporowej, który przedstawiono na rys.29a. Wykres ten odniesiono następnie do konstrukcji rozdzielacza tarczowego pompy gerotorowej przedstawionego na rys.29b. Porównując oba rysunki można ustalić następujące związki pomiędzy wykresem ciśnień a konstrukcją rozdzielacza.

Strefa niskiego ciśnienia, określona kątem φ_s pokrywa się z nerką ssawną określoną kątem β_s , czyli $\varphi_s = \beta_s$. Podczas obrotu kół w tej strefie, w wyniku zwiększania objętości komory międzyzębnej, następuje zasysanie czynnika roboczego. Komora międzyzębna jest cały czas połączona z nerką ssawną i proces ssania zachodzi w sposób płynny, bez jakichkolwiek zakłóceń. Ciśnienie, panujące w tej strefie, jest w przybliżeniu równe ciśnieniu ssania $p \approx p_s$.

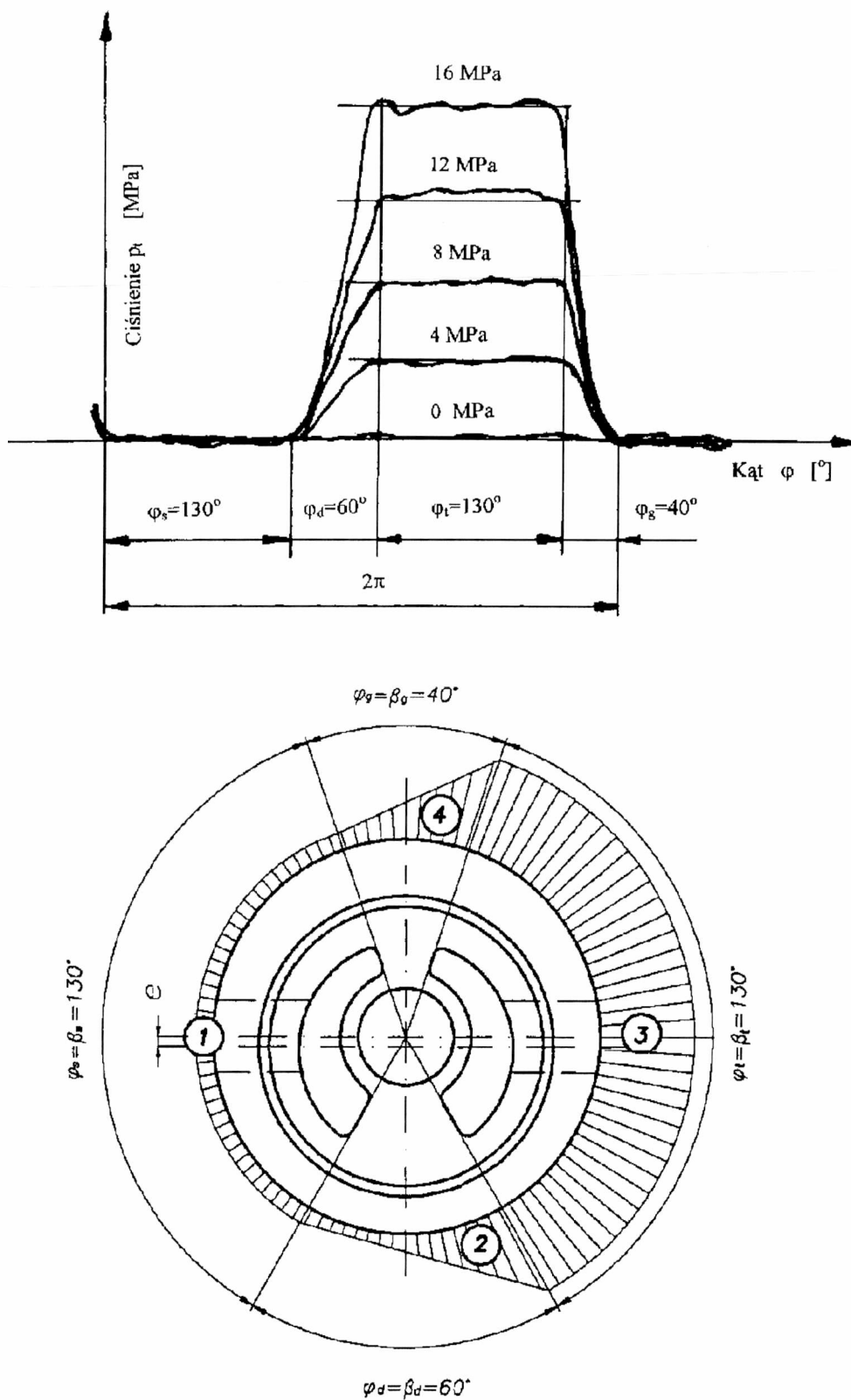
Strefa wzrostu ciśnienia, określona kątem φ_d jest taka sama jak mostek dolny określony kątem β_d , czyli $\varphi_d = \beta_d$. Podczas obrotu kół, w tej strefie, następuje stopniowe odcinanie połączenia komory międzyzębnej z nerką ssawną, aż do momentu całkowitego przerwania tego połączenia. Ciśnienie wzrasta liniowo, od wartości ciśnienia ssania do wartości ciśnienia tłoczenia ($p_s < p < p_t$). Proces ten, zachodzący na mostku dolnym rozdzielacza, jest płynny, bez nadwyżek ciśnienia. Przy dalszym obrocie kół, objętość komory stopniowo maleje.

Strefa wysokiego ciśnienia, określona kątem φ_t pokrywa się z nerką tłoczną, opisaną kątem β_t , czyli $\varphi_t = \beta_t$. Podczas obrotu kół, w tej strefie, komora międzyzębna zmniejsza swoją objętość. Dzięki połączeniu z nerką tłoczną proces wytłaczania czynnika roboczego z komory międzyzębnej zachodzi płynnie. Ciśnienie, panujące w tej strefie, jest równe ciśnieniu tłoczenia $p = p_t$.

Strefa spadku ciśnienia, określona kątem φ_g pokrywa się z mostkiem górnym opisanym kątem β_g , czyli $\varphi_g = \beta_g$. Podczas obrotu kół, w tej strefie, objętość międzyzębnej komory wyporowej przyjmuje wartość minimalną. Powrotne przejście do strefy niskiego ciśnienia odbywa się w mniejszej strefie niż w przypadku strefy wzrostu ciśnienia i też przebiega płynnie. Ciśnienie spada, od wartości ciśnienia tłoczenia do wartości ciśnienia ssania $p_s < p < p_t$.

Jak wynika z rys.29., i podanego wyżej opisu przyjęto, że kąty φ , opisujące poszczególne strefy, są takie same jak kąty β , opisujące budowę rozdzielacza tarczowego pompy gerotorowej. Założenie takie przyjęto pomimo, że badania eksperymentalne wykazały rozbieżność tych kątów. Szczególnie odnosi się to do stref ssawnej (φ_s), wzrostu ciśnienia (φ_d) i tłocznej (φ_t) oraz związanych z nimi nerki ssawnej (β_s), mostka dolnego (β_d) i nerki tłocznej (β_t).

Oceniono jednak, że założenie takie jest uzasadnione, gdyż nie zmienia to charakteru przebiegu ciśnienia ani nie wpływa na budowę rozdzielacza. Jednocześnie zgodne jest to z przyjętym modelem przepływów wewnętrznych w pompie gerotorowej (punkt 4.1) oraz modelem przepływu czynnika roboczego przez szczelinę osiową (punkt 4.2).



Rys.29. Uogólniony rozkład ciśnienia w szczelinie osiowej

Uogólniony wykres ciśnień podany na rys.29., jest ważny dla szerokiego zakresu warunków eksploatacyjnych pompy, tzn. dla:

- ciśnienie tłoczenia, w zakresie $p_t = 0 \div 16 \text{ MPa}$;

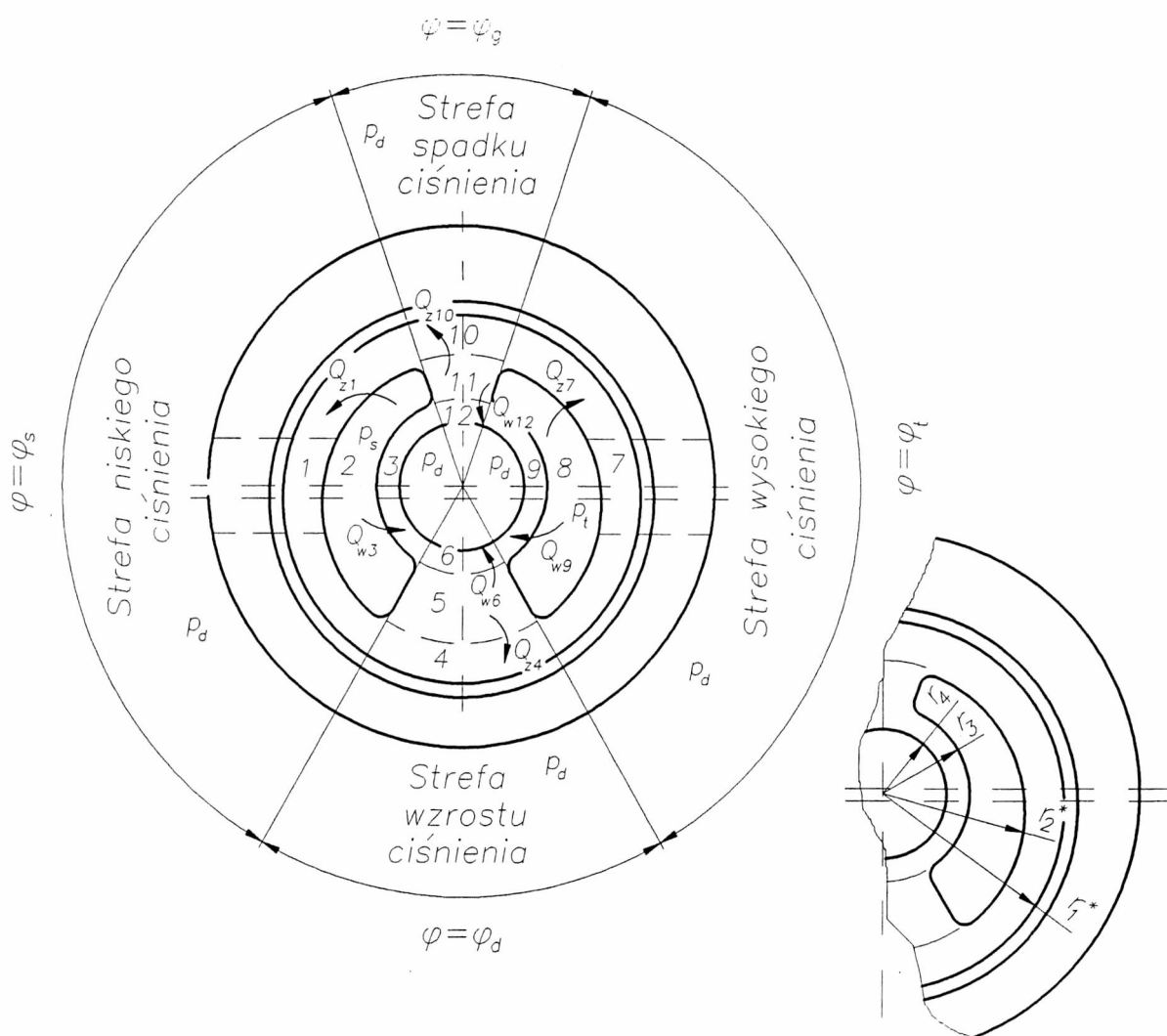
- lepkości czynnika roboczego μ , odpowiadającej temperaturze oleju hydraulicznego 40, równej $t=25, 50, 70^{\circ}\text{C}$;
- prędkości obrotowej wału, w zakresie $n=750\div 2200\text{obr/min}$.

Podsumowując stwierdza się, że przyjęty uogólniony wykres ciśnień może stanowić podstawę dalszych istotnych analiz teoretycznych i konstrukcyjnych polegających na:

- wyznaczeniu natężenia przepływu czynnika roboczego przez szczelinę osiową;
- opracowaniu teoretycznych podstaw kompensacji luzów osiowych.

4.5. Natężenie przepływu czynnika roboczego przez szczelinę osiową

W celu wyznaczenia natężenia przepływu przez szczelinę osiową w pompie gerotorowej należy powiązać ze sobą model przepływu przez tę szczelinę (rys.23.) oraz wykres ciśnień w wirującej międzyzębnej komorze wyporowej (rys.29.). W wyniku tego, opracowano schemat cząstkowych przepływów w szczelinie osiowej, który pokazano na rys.30.



Rys.30. Schemat przepływów cząstkowych w szczelinie osiowej pompy gerotorowej

Zgodnie z zasadą pracy pompy gerotorowej (rys.29.) wyróżnia się cztery charakterystyczne strefy ciśnień, tzn. strefę niskiego ciśnienia (φ_s), wzrostu ciśnienia (φ_d), wysokiego

ciśnienia (φ_t) oraz spadku ciśnienia (φ_g). Odpowiadają im nerka ssawna (β_s), mostek dolny (β_d), nerka tłoczna (β_t), mostek górny (β_g).

Z kolei w wyniku przyjętego modelu przepływu przez szczelinę osiową (rys.23.) we wszystkich strefach można wyróżnić, tzw. obszar środkowy, zewnętrzny i wewnętrzny. Z obszaru środkowego następuje odśrodkowy wypływ czynnika roboczego do obszaru zewnętrznego i dośrodkowy do obszaru wewnętrznego. I tak, w strefie niskiego ciśnienia z nerki ssawnej, zaznaczonej jako obszar 2, występuje wypływ czynnika roboczego do obszaru 1 (Q_{z1}) oraz do obszaru 3 (Q_{w3}); w strefie wzrostu ciśnienia z międzyzębnej komory wyporowej, zaznaczonej jako obszar 5, wypływa czynnik roboczy do obszaru 4 (Q_{z4}) oraz do obszaru 6 (Q_{w6}); w strefie wysokiego ciśnienia z nerki tłocznej, opisanej jako obszar 8, wypływa czynnik roboczy do obszaru 7 (Q_{z7}) oraz do obszaru 9 (Q_{w9}); w strefie spadku ciśnienia z międzyzębnej komory wyporowej, określonej jako obszar 11, wypływa czynnik roboczy do obszaru 10 (Q_{z10}) oraz do obszaru 12 (Q_{w12}).

Chcąc wyznaczyć natężenia przepływów cząstkowych w poszczególnych obszarach należy je scharakteryzować, tzn. określić granice obszarów oraz ciśnienia panujące w tych obszarach. I tak:

Obszar 1 (Odśrodkowy wypływ czynnika roboczego z nerki ssawnej)

Obszar ten znajduje się na zewnątrz nerki ssawnej, ograniczony jest promieniami r_1^* i r_2^* oraz kątem $\varphi = \varphi_s$. Wartości promieni: r_1^* , r_2^* wyznaczono w ANEKSIE.

Ciśnienie p_1 , w tym obszarze, jest równe ciśnieniu drenażowemu p_d , a na krawędzi, o promieniu r_2^* , ciśnienie p_2 jest równe ciśnieniu ssania p_s .

Obszar 3 (Dośrodkowy wypływ czynnika roboczego z nerki ssawnej)

Obszar ten znajduje się po stronie wewnętrznej nerki ssawnej, ograniczony jest promieniami r_3 i r_4 oraz kątem $\varphi = \varphi_s$.

Ciśnienie p_3 w tym obszarze jest równe ciśnieniu drenażowemu p_d , a na krawędzi o promieniu r_3 ciśnienie p_2 jest równe ciśnieniu ssania p_s .

Obszar 4 (Odśrodkowy wypływ czynnika roboczego z międzyzębnej komory wyporowej)

Obszar ten znajduje się na zewnątrz komory międzyzębnej, ograniczony jest promieniami r_1^* i r_2^* oraz kątem $\varphi = \varphi_d$.

Ciśnienie p_1 , w tym obszarze, jest równe ciśnieniu drenażowemu p_d , a na krawędzi, o promieniu r_2^* , ciśnienie p_2 zmienia się, od ciśnienia ssania p_s do ciśnienia tłoczenia p_t . Ponieważ ciśnienie p_2 przyjmuje zmienną wartość, należy wyznaczyć jego wartość średnią (4.32).

$$p_2 = \frac{1}{\varphi_d} \int_0^{\varphi_d} \left(p_s - \frac{\varphi \cdot (p_s - p_t)}{\varphi_d} \right) \cdot d\varphi = \frac{p_s + p_t}{2} \quad (4.32)$$

Obszar 6 (Dośrodkowy wypływ czynnika roboczego z międzyzębnej komory wyporowej)

Obszar ten znajduje się po stronie wewnętrznej komory międzyzębnej, ograniczony jest promieniami r_3 i r_4 oraz kątem $\varphi = \varphi_d$.

4. Teoretyczno-doświadczalna analiza przepływów wewnętrznych w pompie gerotorowej

Ciśnienie p_4 , w tym obszarze, jest równe ciśnieniu drenażowemu p_d , a na krawędzi, o promieniu r_3 , ciśnienie p_2 zmienia się, od ciśnienia ssania p_s do ciśnienia tłoczenia p_t . Podobnie jak w poprzednim przypadku należy wyznaczyć wartość średnią ciśnienia p_3 (4.33).

$$p_3 = \frac{1}{\varphi_d} \int_0^{\varphi_d} \left(p_s - \frac{\varphi \cdot (p_s - p_t)}{\varphi_d} \right) \cdot d\varphi = \frac{p_s + p_t}{2} \quad (4.33)$$

Obszar 7 (Odśrodkowy wpływ czynnika roboczego z nerki tłocznej)

Obszar ten znajduje się na zewnątrz nerki tłocznej, ograniczony jest promieniami r_1^* i r_2^* oraz kątem $\varphi = \varphi_t$.

Ciśnienie p_1 , w tym obszarze, jest równe ciśnieniu drenażowemu p_d , a na krawędzi, o promieniu r_2^* , ciśnienie p_2 jest równe ciśnieniu tłoczenia p_t .

Obszar 9 (Dośrodkowy wpływ czynnika roboczego z nerki tłocznej)

Obszar ten znajduje się po stronie wewnętrznej nerki tłocznej, ograniczony jest promieniami r_3 i r_4 oraz kątem $\varphi = \varphi_t$.

Ciśnienie p_3 , w tym obszarze, jest równe ciśnieniu drenażowemu p_d , a na krawędzi, o promieniu r_3 , ciśnienie p_2 jest równe ciśnieniu tłoczenia p_t .

Obszar 10 (Odśrodkowy wpływ czynnika roboczego z międzyzębnej komory wyporowej)

Obszar ten znajduje się na zewnątrz komory międzyzębnej, ograniczony jest promieniami r_1^* i r_2^* oraz kątem $\varphi = \varphi_g$.

Ciśnienie p_1 , w tym obszarze, jest równe ciśnieniu drenażowemu p_d , a na krawędzi, o promieniu r_2^* , ciśnienie p_2 zmienia się, od ciśnienia tłoczenia p_t do ciśnienia ssania p_s . Ponieważ ciśnienie p_2 jest zmienne, należy zatem wyznaczyć jego wartość średnią (4.34).

$$p_2 = \frac{1}{\varphi_g} \int_0^{\varphi_g} \left(p_s - \frac{\varphi \cdot (p_s - p_t)}{\varphi_g} \right) \cdot d\varphi = \frac{p_s + p_t}{2} \quad (4.34)$$

Obszar 12 (Dośrodkowy wpływ czynnika roboczego z międzyzębnej komory wyporowej)

Obszar ten znajduje się po stronie wewnętrznej komory międzyzębnej, ograniczony jest promieniami r_3 i r_4 oraz kątem $\varphi = \varphi_g$.

Ciśnienie p_3 , w tym obszarze, jest równe ciśnieniu drenażowemu p_d , a na krawędzi, o promieniu r_3 , ciśnienie p_2 zmienia się, od ciśnienia tłoczenia p_t do ciśnienia ssania p_s . Postępując podobnie jak w poprzednim przypadku należy wyznaczyć wartość średnią ciśnienia p_3 (4.35).

$$p_3 = \frac{1}{\varphi_g} \int_0^{\varphi_g} \left(p_s - \frac{\varphi \cdot (p_s - p_t)}{\varphi_g} \right) \cdot d\varphi = \frac{p_s + p_t}{2} \quad (4.35)$$

Podstawiając te zależności do równań (4.26) i (4.28) oraz przyjmując, że $p_d = 0 \text{ MPa}$ otrzymuje się natężenia przepływów cząstkowych w poszczególnych obszarach, które zestawiono w tab.4.5.

Tab.4.5. Zestawienie natężeń przepływów cząstkowych w poszczególnych obszarach

Natężenie przepływów cząstkowych w poszczególnych obszarach	
Strefa niskiego ciśnienia	
Obszar 1 (Q_{z1})	Obszar 3 (Q_{w3})
$\frac{\varphi_s \cdot h_o^3}{12 \cdot \mu \cdot \ln \frac{r_1^*}{r_2}} \cdot p_s$	$\frac{\varphi_s \cdot h_o^3}{12 \cdot \mu \cdot \ln \frac{r_3}{r_4}} \cdot p_s$
Strefa wzrostu ciśnienia	
Obszar 4 (Q_{z4})	Obszar 6 (Q_{w6})
$\frac{\varphi_s \cdot h_o^3}{12 \cdot \mu \cdot \ln \frac{r_1^*}{r_2}} \cdot (p_s + p_t)$	$\frac{\varphi_s \cdot h_o^3}{12 \cdot \mu \cdot \ln \frac{r_3}{r_4}} \cdot (p_s + p_t)$
Strefa wysokiego ciśnienia	
Obszar 7 (Q_{z6})	Obszar 9 (Q_{w9})
$\frac{\varphi_t \cdot h_o^3}{12 \cdot \mu \cdot \ln \frac{r_1^*}{r_2}} \cdot p_t$	$\frac{\varphi_t \cdot h_o^3}{12 \cdot \mu \cdot \ln \frac{r_3}{r_4}} \cdot p_t$
Strefa spadku ciśnienia	
Obszar 10 (Q_{z10})	Obszar 12 (Q_{w12})
$\frac{\varphi_g \cdot h_o^3}{24 \cdot \mu \cdot \ln \frac{r_1^*}{r_2}} \cdot (p_s + p_t)$	$\frac{\varphi_g \cdot h_o^3}{24 \cdot \mu \cdot \ln \frac{r_3}{r_4}} \cdot (p_s + p_t)$

Całkowity przepływ czynnika roboczego przez szczelinę osiową w pompie gerotorowej jest sumą cząstkowych przepływów w poszczególnych obszarach:

$$S_o = Q_{z1} + Q_{w3} + Q_{z4} + Q_{w6} + Q_{z7} + Q_{w9} + Q_{z10} + Q_{w12} \quad (4.36)$$

$$S_o = \frac{\left(\ln \frac{r_1^*}{r_2} + \ln \frac{r_3}{r_4} \right) \cdot h_o^3}{24 \cdot \mu \cdot \ln \frac{r_1^*}{r_2} \cdot \ln \frac{r_3}{r_4}} \cdot \left(2 \cdot p_s \cdot \varphi_s + (p_s + p_t) \cdot (\varphi_d + \varphi_g) + 2 \cdot p_t \cdot \varphi_t \right) \quad (4.37)$$

Zwykle w pompach zębatych, względne ciśnienie ssania p_s przyjmuje niewielkie wartości i można założyć, że $p_s=0$ MPa. Zatem, otrzymuje się ostatecznie:

$$S_o = \frac{\left(\ln \frac{r_1^*}{r_2} + \ln \frac{r_3}{r_4} \right) \cdot h_o^3}{24 \cdot \mu \cdot \ln \frac{r_1^*}{r_2} \cdot \ln \frac{r_3}{r_4}} \cdot (\varphi_d + 2 \cdot \varphi_t + \varphi_g) \cdot p_t \quad (4.38)$$

Wyrażenie (4.37) ma charakter ogólny i służy do wyznaczenia natężenia przepływu czynnika roboczego przez szczelinę osiową w pompie gerotorowej. Jak podano w punkcie 4.2 oraz na rys.23., jest to szczelina pierścieniowa, czołowa z podwójnym wirującym pierście-

niem. Z analizy wyrażenia (4.37) wynika, że wartość natężenia przepływu przez tę szczelinę zależy od:

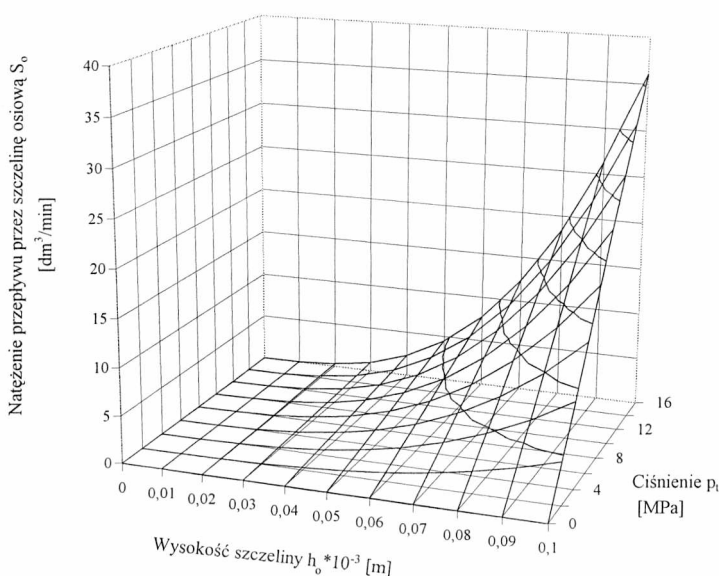
- kątów $\varphi_s, \varphi_d, \varphi_l, \varphi_g$, wyznaczających strefy ciśnień w szczelinie osiowej, powiązanych z kątami $\beta_s, \beta_d, \beta_l, \beta_g$, opisującymi nerkę ssawną, mostek dolny, nerkę tłoczną oraz mostek górny rozdzielacza tarczowego pompy gerotorowej;
- promieni r_1^*, r_2^*, r_3, r_4 , opisujących podwójny wirujący pierścień, będących w praktyce promieniami, opisującymi rozdzielacz tarczowy pompy gerotorowej;
- wysokości szczeliny osiowej h_o ;
- ciśnienia tłoczenia pompy p_t ;
- lepkości czynnika roboczego μ .

Rozważając wpływ poszczególnych parametrów zauważa się, że promień r , kąty φ oraz odpowiadające im kąty β są w dużej mierze określone przez konstrukcję zazębienia cykloidalnego i związanego z nim rozdzielacza tarczowego. Istnieją jednak pewne możliwości doboru tych parametrów w ramach danego typu zazębienia, szczególnie dotyczy to promieni r_1^* i r_4 , wyznaczających zewnętrzny i wewnętrzny obrys rozdzielacza tarczowego oraz kątów φ_d i φ_g , które określają strefę wzrostu i spadku ciśnienia i związane z nimi mostki dolny (β_d) i górny (β_g). Nie należy przy tym zbytnio powiększać tych parametrów, głównie r_1^* , gdyż powoduje to powiększanie gabarytów konstrukcji pompy gerotorowej.

Natężenie przepływu przez szczelinę osiową S_o będzie tym większe, im wyższe będzie ciśnienie p czynnika roboczego w tej szczelinie oraz, im mniejsza jego lepkość μ .

Najistotniejszy jednak wpływ ma wysokość szczeliny osiowej h_o , która w wyrażeniu (4.37) podniesiona jest do potęgi trzeciej. Jak wspomniano w punkcie 4.1 kształtuje się ona w ramach luzu osiowego pompy, który dobiera się konstrukcyjnie, jako różnicę szerokości korpusu środkowego i szerokości zespołu kół cykloidalnych. Pomimo, że przyjmuje się małą wartość tej szczeliny (kilkadziesiąt μm), to ciśnienie oddziałujące na elementy pompy, odkształca je sprężysto powodując powiększanie się wysokości szczeliny osiowej h_o . W rezultacie następuje zwiększanie natężenia przepływu S_o przez tę szczelinę.

Przeanalizowano więc wpływ ciśnienia tłoczenia p_t oraz wysokość szczeliny osiowej h_o na natężenie przepływu przez szczelinę osiową S_o , co przedstawiono na rys.31.



Rys.31. Wpływ wysokości szczeliny osiowej h_o na natężenie przepływu przez szczelinę osiową S_o w pompie gerotorowej

Analizę przeprowadzono dla rozważanej już poprzednio pompy PG-20, dla której rozdzielacz tarczowy opisany jest parametrami geometrycznymi o następujących wartościach którego $r_1=40 \cdot 10^{-3} \text{ m}$, $r_2=31 \cdot 10^{-3} \text{ m}$, $r_3=19 \cdot 10^{-3} \text{ m}$, $r_4=12.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$, $\beta_d=60^\circ$, $\beta_r=130^\circ$, $\beta_g=40^\circ$. Jako czynnik roboczy przyjęto olej hydrauliczny 40, dla którego μ w temperaturze $t=50^\circ \text{ C}$ wynosi $\mu=40.5 \cdot 10^{-4} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$.

Z rys.31., wynika, że zwiększenie wysokości szczeliny h_o o wartość $0.01 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ powoduje znaczne powiększenie natężenia przepływu przez szczelinę osiową S_o . Widoczne to jest zwłaszcza, gdy $h_o > 0.05 \cdot 10^{-3} \text{ m}$, a ciśnienie, panujące w szczelinie osiowej, przyjmuje wartości $p_r > 10 \text{ MPa}$.

Gdyby założyć, że straty objętościowe ΔQ wyznaczone na rys.21., i przedstawione w tab.4.1 występują jedynie w szczelinie osiowej pompy gerotorowej, to jej wysokość zgodnie z rys.31., powinna wynosić $h_o=0.08 \cdot 10^{-3} \text{ m}$. Zatem, ciśnienie, panujące w szczelinie osiowej, powoduje powiększenie wstępnie założonego luzu osiowego o $(0.04 \div 0.05) \cdot 10^{-3} \text{ m}$.

4.6. Natężenie przepływu czynnika roboczego przez szczelinę łożyska hydrostatycznego

W pompie PG-20 zastosowano pasowanie, pomiędzy kołem o uzębieniu wewnętrznym a bieżnią łożyska, równe $h7/e8$, co dla średnicy $d=75 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ daje luz średnicowy, mieszczący się w granicach $0.09 \div 0.14 \cdot 10^{-3} \text{ m}$. Długość szczeliny łożyska hydrostatycznego wynosi: $l=28.6 \cdot 10^{-3} \text{ m}$. Korzystając z równania (4.31) można wyznaczyć natężenie przepływu czynnika roboczego przez szczelinę łożyskową S_h dla oleju hydraulicznego 40, dla którego μ w temperaturze $t=50^\circ \text{ C}$ wynosi $\mu=40.5 \cdot 10^{-4} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$.

$$h_{\min} = \frac{0.09 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.045 \cdot 10^{-3} \text{ m}, \quad h_{\max} = \frac{0.14 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.07 \cdot 10^{-3} \text{ m},$$

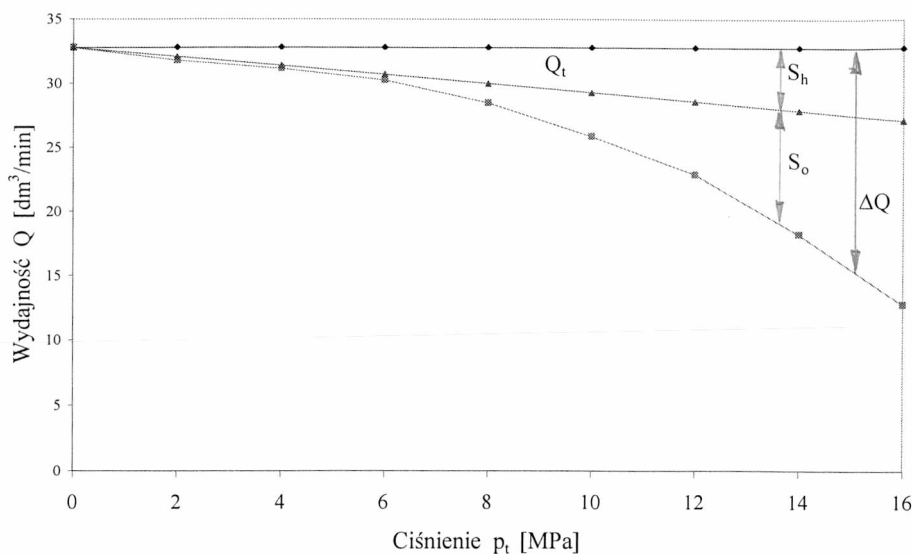
$$S_{h \min} = \frac{\pi \cdot 16 \cdot 10^6 \cdot 75 \cdot 10^{-3} \cdot (0.045 \cdot 10^{-3})^3}{12 \cdot 40.5 \cdot 10^{-4} \cdot 28.6 \cdot 10^{-3}} = 2.46 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 1.48 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}},$$

$$S_{h \max} = \frac{\pi \cdot 16 \cdot 10^6 \cdot 75 \cdot 10^{-3} \cdot (0.07 \cdot 10^{-3})^3}{12 \cdot 40.5 \cdot 10^{-4} \cdot 28.6 \cdot 10^{-3}} = 9.3 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 5.58 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}.$$

Dla zespołu kół, przyjętego w pompie PG-20, o średnicy zewnętrznej $d=75 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ i pasowania $H7/e8$, szczelina łożyska hydrostatycznego mieści się w granicach $h_h=(0.045 \div 0.07) \cdot 10^{-3} \text{ m}$. Zatem, strumień S_h przepływający w tej szczelinie wynosi $S_h=1.48 \div 5.58 \text{ dm}^3/\text{min}$, co stanowi ok. $7 \div 28\%$ strat objętościowych ΔQ , występujących w pompie gerotorowej.

4.7. Wybór głównego źródła przecieków w pompie gerotorowej

W wyniku przeprowadzonej analizy modeli przepływu czynnika roboczego przez szczelinę osiową i szczelinę łożyska hydrostatycznego, wyznaczono orientacyjne wartości tych przepływów. Na ich podstawie na rys.32., przedstawiono udział tych przecieków w całkowitych stratach objętościowych ΔQ pompy gerotorowej.



Rys.32. Udział przepływów strumieni przez szczelinę osiową S_o i łożyska hydrostatycznego S_h w stratach objęściowych ΔQ

Jak widać, przepływy przez szczelinę osiową w decydujący sposób wpływają na straty objęściowe ΔQ . Potwierdza to wiedzę konstrukcyjną i doświadczalną na temat maszyn zębatach, że największe wartości osiągają strumienie S_o' i S_o'' przepływające przez szczeliny osiowe 8, 9 (rys.22.). Wynika to, z samoistnego kształtowania się szczelin powstających w ramach luzu osiowego pompy. Później szczeliny te, w trakcie pracy pompy, powiększają się na skutek odkształceń sprężystych elementów pompy.

Zatem strumień S_h , przepływający przez szczelinę łożyska hydrostatycznego 12 (rys.22.), ma mniejszą wagę niż strumień S_o przepływu czynnika roboczego przez szczelinę osiową. Minimalizacja, a raczej optymalizacja przepływu strumienia S_h nabiera znaczenia dopiero po wcześniejszym opanowaniu i zminimalizowaniu przepływu strumienia S_o przez szczelinę osiową. Strumień przepływu przez szczelinę łożyska hydrostatycznego S_h można stosunkowo łatwo zmniejszyć poprzez zacieśnienie pasowania wirującego pierścienia zębatego i gniazda łożyska.

Chcąc zachować wysoką sprawność objęściową η_V , a więc na niskim poziomie przecieki ΔQ , powinno się utrzymywać stałą wysokość szczeliny osiowej h_o , w całym zakresie pracy pompy gerotorowej. Należy więc:

- zwiększyć sztywność konstrukcji pompy, która odkształcałaby się w mniejszym zakresie przy obciążaniu jej ciśnieniem tłoczenia p_t ;
- zastosować kompensację luzów osiowych.

5

Podstawy projektowania kompensacji luzów osiowych w pompie gerotorowej

5.1. Ogólne zasady kompensacji luzów osiowych w pompach gerotorowych

Istotą kompensacji luzów osiowych jest dosuwanie, nie obracających się, ścianek elementów dociskowych, tworzących szczelinę osiową, do współpracujących z nimi, powierzchni zespołu wirnikowego. W przypadku hydraulicznej kompensacji docisk ten realizowany jest siłą ciśnienia tłoczenia p_t czynnika roboczego doprowadzanego na zewnętrzną stronę ścianek elementów dociskowych. Zatem zadaniem kompensacji luzów osiowych jest zachowanie minimalnej, stałej wysokości szczeliny osiowej h_o niezależnie od działającego ciśnienia roboczego p_t , panującego w pompie. Zasadę działania kompensacji luzów osiowych w pompie gerotorowej przedstawiono schematycznie na rys.33.

Zgodnie z modelem przepływu czynnika roboczego przez kanały i szczeliny wewnętrzne pompy gerotorowej (rys.22.) ustalono, że występują w niej, po obu stronach zespołu kół dwie szczeliny osiowe 8 i 9. Należy zatem kompensować niezależnie dwie szczeliny. Dlatego po obu stronach kół zębatych 1, 2 wprowadzono elementy dociskowe 3, 4, w których umieszczono uszczelki 6, wyznaczające zarówno wielkość, jak i kształt pola kompensacji f_1 , na które oddziałuje ciśnienie tłoczenia p_t czynnika roboczego doprowadzonego z międzyzębnych komór wyporowych po stronie tłocznej pompy.

Ciśnienie działające na powierzchnię elementu dociskowego, od strony szczeliny osiowej, powoduje powstawanie wypadkowej siły odpychającej P_{od} . Jej punkt przyłożenia określają współrzędne x_{od} , y_{od} . Siła ta zmienia swoją wartość proporcjonalnie do wytwarzanego ciśnienia w szczelinie osiowej i można jej wartość wyznaczyć z zależności:

$$P_{od} = f_2 \cdot p_{sr}, \quad (5.1)$$

gdzie:

f_2 – powierzchnia, na której działa uśrednione ciśnienie p_{sr} w szczelinie osiowej pomiędzy elementami dociskowymi 3, 4 a czołami kół 1, 2 (rys.33.).

Siłę odpychającą P_{od} można zrównoważyć siłą dociskającą P_d o przeciwnym zwrocie. Dlatego doprowadzone na zewnętrzną stronę elementów dociskowych 3, 4 ciśnienie p powoduje ich dociskanie do zespołu kół 1,2 siłą P_d o współrzędnych x_d , y_d jej punktu przyłożenia. Jej wartość jest również proporcjonalna do ciśnienia wytwarzanego przez pompę. Siłę P_d można przedstawić w postaci zależności:

$$P_d = f_1 \cdot p, \quad (5.2)$$

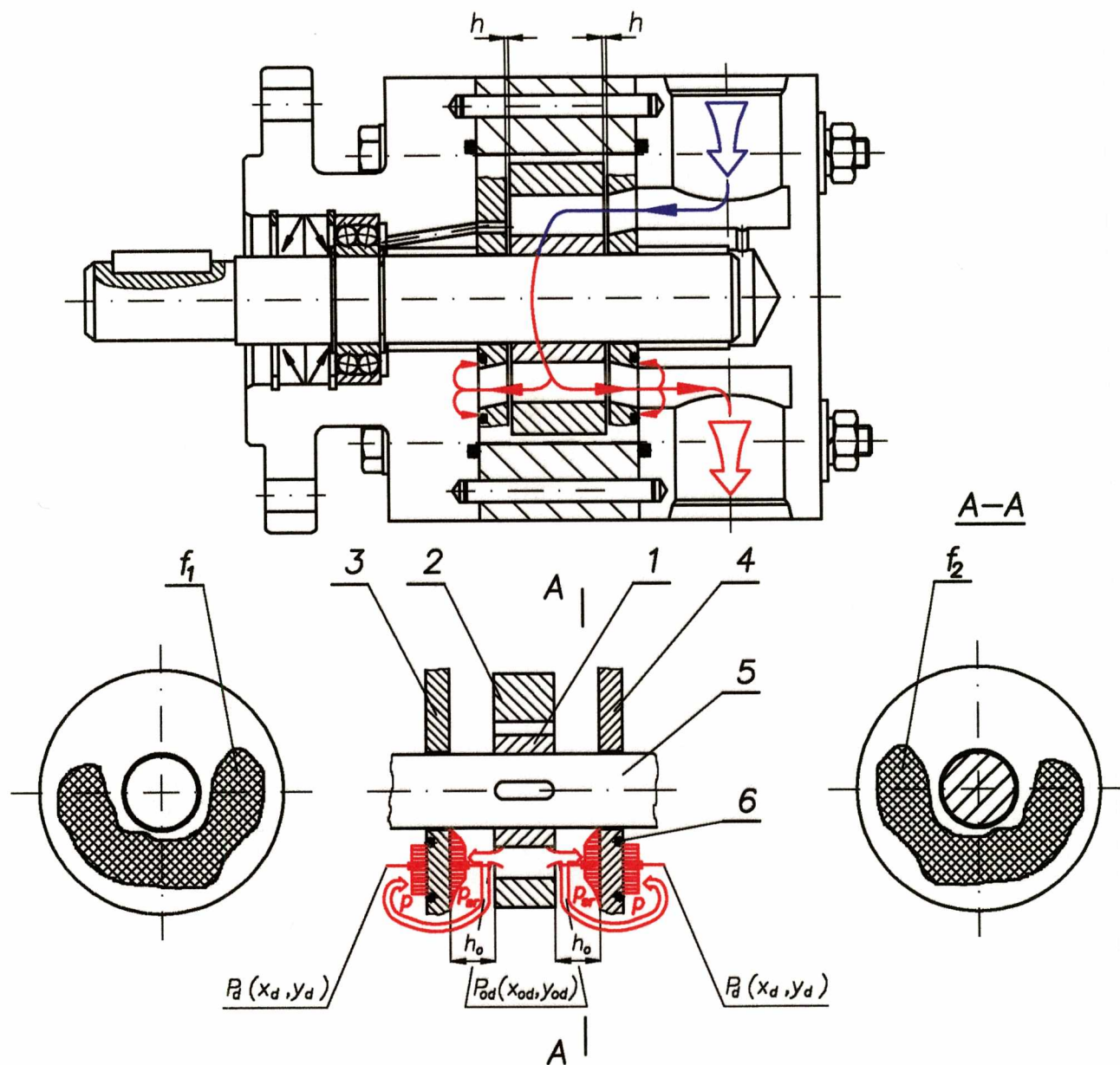
gdzie:

f_1 – powierzchnia kompensacji, na którą działa ciśnienie p (rys.33.).

Jednak, aby luz osiowy był właściwie kompensowany muszą być spełnione dwa opisane poniżej warunki.

Po pierwsze, należy doprowadzić do tego, aby siła P_d , dociskająca element dociskowy, była większa od siły P_{od} odpychającej ten element, czyli:

$$P_{od} \leq P_d. \quad (5.3)$$



Rys.33. Zasada działania kompensacji luzów osiowych w pompie gerotorowej

Siła dociskająca P_d , zależna od powierzchni kompensacji f_l , nie może przyjmować dowolnie dużych wartości. Ograniczeniem z jednej strony są własności cierne materiałów, z których są wykonane koła zębate i elementy dociskowe, z drugiej zaś sprawność hydrauliczno-mechaniczna η_{h-m} . Wzrost siły P_d powoduje zwiększenie sprawności objętościowej η_v , gdyż znacznej poprawie ulega szczelność wewnętrzna pompy, maleje jednakże sprawność hydrauliczno-mechaniczna η_{h-m} . Należy zatem, dobierać wartość siły P_d w ten sposób, aby sprawność całkowita η będąca iloczynem sprawności η_v i η_{h-m} była jak największa. Przy odpowiednim doborze siły dociskającej P_d i dokładnym wykonaniu elementów zespołu pompującego można przyjąć, że luz osiowy w takiej pompie jest równy grubości filmu olejowego tzn.: $(0\div5)\cdot 10^{-6}$ m [20]. Pozwala to, na wyraźne zwiększenie sprawności objętościowej pompy i zabezpieczenie przed powiększaniem się luzu w miarę zużywania się współpracujących powierzchni.

Dlatego, podstawowym problemem przy projektowaniu pomp zębatych z kompensacją luzów osiowych jest wyznaczenie minimalnej powierzchni kompensacji f_l , która zapewniałaby dobrą szczelność wewnętrzną pompy, a jednocześnie nie pogorszyłaby sprawności hydrauliczno-mechanicznej η_{hm} , dla szerokiego zakresu prędkości obrotowych n oraz lepkości μ czynnika roboczego.

Zwykle wartość siły P_d ustala się na drodze eksperymentalnej. Jako górną granicę wartości siły P_d przyjmuje się [10, 13, 19]:

$$P_d = (1.0 \div 1.3) \cdot P_{od} \quad (5.4)$$

Po drugie, należy tak ukształtować powierzchnię f_l na zewnętrznej stronie elementów dociskowych, aby kierunki działania sił P_d i P_{od} leżały na jednej prostej (współosiowość), czyli:

$$\begin{aligned} x_{od} &= x_d \\ y_{od} &= y_d \end{aligned} \quad (5.5)$$

Kompensacji luzów osiowych dotychczas nie wprowadzono w pompach gerotorowych. Analizując jednak rozwiązania konstrukcyjne pokrewnych pomp zębatych tak, o zazębieniu zewnętrznym, jak i wewnętrznym (punkt 1) można na tej podstawie ustalić konstrukcyjne sposoby realizacji kompensacji luzów osiowych w pompach gerotorowych.

Tak więc, kompensacja luzów osiowych może być jednostronna (rys.9.) lub dwustronna (rys.2. i rys.6.). Jednostronna kompensacja powoduje docisk zespołu kół zębatych bezpośrednio do korpusu. Od strony korpusu tylnego powstaje zatem niekontrolowana szczelina oraz przecieki. Ponadto na skutek tarcia współpracujący zespół zębatych z korpusem powoduje dodatkowe powiększanie się wysokości szczeliny h , co może doprowadzić do zbyt szybkiej wymiany korpusu.

Zastosowanie dwustronnej kompensacji zapewnia całkowite, po obu stronach powierzchni czołowych zespołu kół zębatych, uszczelnienie międzyzębnych komór wyporowych transportujących czynnik roboczy.

Jako elementy dociskowe mogą być wykorzystane płytki (rys.2. i rys.6.) lub oprawy łożysk ślizgowych (rys.9.). Wprowadzenie płytek kompensacyjnych do pompy nie powoduje zbytniego zwiększenia jej masy oraz gabarytów. Płytki prowadzone są niezależnie od łożysk ślizgowych, w których obraca się wał napędowy pompy. Natomiast oprawy łożysk ślizgowych, spełniające rolę elementów dociskowych, prowadzone są za pomocą łożysk ślizgowych. Zatem, ich położenie uzależnione jest od ugięcia wału w łożyskach ślizgowych, co może spowodować ukosowanie opraw, a w następstwie tego wzrost strat objętościowych.

Uszczelka, opisująca kształt i wymiar pola kompensacji f_l może mieć obrys otwarty (rys.2.) lub zamknięty (rys.6. i rys.9.). Uszczelki o otwartym obrysie wykonywane są na specjalne zamówienie i są drogie. Natomiast jako uszczelkę o zamkniętym obrysie można zastosować znormalizowane, tańsze uszczelki typu „O”.

Sposób doprowadzenia czynnika roboczego na powierzchnię kompensacji f_l odbywa się w dwojaki sposób: bezpośrednio z kanału tłocznego (rys.2.) lub z międzyzębnych komór wyporowych poprzez otwór wykonany w elemencie dociskowym (rys.6. i rys.9.). Pierwszy sposób stosowany jest w pompach o zazębieniu zewnętrznym, a drugi w pompach o zazębieniu wewnętrznym. Wynika to, że sposobu doprowadzenia czynnika roboczego do międzyzębnych komór wyporowych z kanału ssawnego oraz odprowadzenie jego do kanału tłocznego.

Projektując rozwiązanie kompensacji luzów osiowych należy zwrócić baczną uwagę na technologiczność konstrukcji. Jak wspomniano jedną z zalet pomp zębatych jest jej prosta budowa, o małej liczbie części. Dlatego wprowadzenie kompensacji luzów osiowych nie powinno zbyt komplikować budowy i powiększać masy pompy. Wobec tego, kształt powierzchni kompensacji f_l powinien być prosty. Powinno się stosować proste, znormalizowane uszczelki typu „O”. Sposób doprowadzenia czynnika roboczego na powierzchnię kompensacji f_l powinien być również prosty.

5.2. Koncepcja kompensacji luzów osiowych w pompie gerotorowej

Zgodnie z wcześniejszymi założeniami przyjęto, że pompa gerotorowa z kompensacją luzów osiowych PGK-20 powinna być zaprojektowana na podstawie dotychczas rozważanej konstrukcji pompy bez kompensacji luzów osiowych PG-20. W związku z tym, zakłada się, że w nowo powstającej konstrukcji wykorzystano by dotychczas stosowane elementy i zespoły, tj.: zespół kół zębatych, korpusy, rozdzielacz tarczowy i inne oraz dodano by do nich odpowiedni układ kompensacji. W ten sposób zachowano by dotychczasową zasadę pracy pompy gerotorowej i przepływ strumienia głównego S_g czynnika roboczego przez kanały wewnętrzne, a układ kompensacji ograniczałby dodatkowo straty w szczelinie osiowej. Tak przyjęta zasada zmian konstrukcyjnych pompy PG-20 umożliwia porównanie pompy bez kompensacji luzów osiowych z pompą, posiadającą kompensację luzów osiowych oraz określenie wpływu zastosowanego układu kompensacji na charakter pracy i osiągane parametry techniczne pompy.

Zgodnie z tymi założeniami oraz wykorzystując wyniki analiz przepływu czynnika roboczego przez szczelinę osiową, jak też ogólne zasady kompensacji przyjęto w pompie PGK-20 dwustronną kompensację, umożliwiającą zmniejszanie szczelin osiowych po obu stronach wirującego zespołu kół cykloidalnych (rys.33.). W tym celu, zastosowano dwa elementy dociskowe, pierwszy z nich umieszczono od strony korpusu przedniego, drugi od strony korpusu tylnego. Jako elementy dociskowe zastosowano płytki, które mają prostą budowę i nie powodują znacznego powiększenia gabarytów i masy pompy. Ponieważ zespół kół cykloidalnych ma okrągły kształt, więc i płytki powinny mieć kształt okrągły. Aby mogły one dolegać do płaszczyzn czołowych zespołu kół, osadzono je luźno na wale napędowym pompy. Powierzchnie kompensacji f_l ukształtowano na zewnętrznych stronach płytek skojarzonych z korpusami przednim i tylnym. Założono, że będzie się je wyznaczać w formie powierzchni zamkniętych za pomocą uszczelki typu „O”. Płytkę kompensacyjną, znajdującą się po stronie korpusu tylnego, musi mieć otwory odpowiadające kształtem nerkom rozdzielacza tarczowego, które umożliwią przepływ strumienia głównego S_g czynnika roboczego. Jednocześnie, otwór taki, w strefie nerki tłocznej, umożliwia, bezpośrednie i proste, doprowadzenie czynnika roboczego, znajdującego się pod ciśnieniem tłoczenia p_t , na powierzchnię kompensacji f_l . Podobny otwór przyjmuje się w płycie przedniej, który zasila powierzchnię kompensacji f_l na zewnętrznej stronie tej płytki.

Można wyróżnić dwa zasadnicze warianty współpracy płytek kompensacyjnych z zespołem kół cykloidalnych i wynikające z tego odmiany rozwiązań konstrukcyjnych płytek. Są to warianty:

- współpracy niebezpośredniej, za pomocą płytek, tzw. dużych (wariant 1), który przedstawiono na rys.34.;
- współpracy bezpośredniej, za pomocą płytek, tzw. małych (wariant 2), który przedstawiono na rys.35.

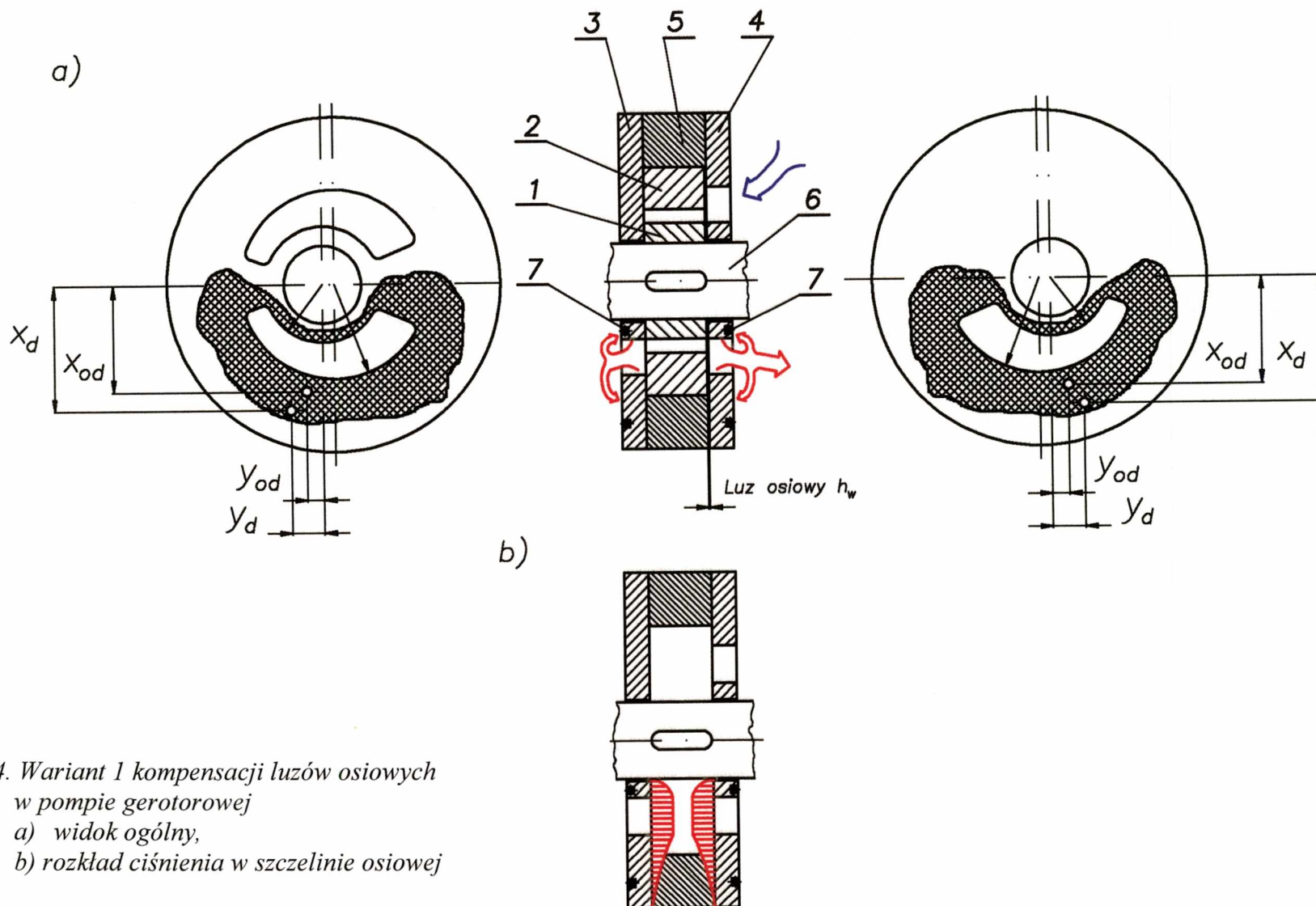
Wstępne wymiary niezbędne do ustalenia wariantu konstrukcyjnego przyjęto z układu wymiarowego pompy PG-20 pokazanej na rys.14. i rys.15.

Zastosowanie takich odmian konstrukcyjnych, różniących się między sobą wymiarami i zasadą współpracy, daje możliwość przebadania wpływu rozwiązania konstrukcyjnego, wartości siły dociskającej P_d oraz stopnia niewspółosiowości działania sił P_d i P_{od} na skuteczność kompensacji.

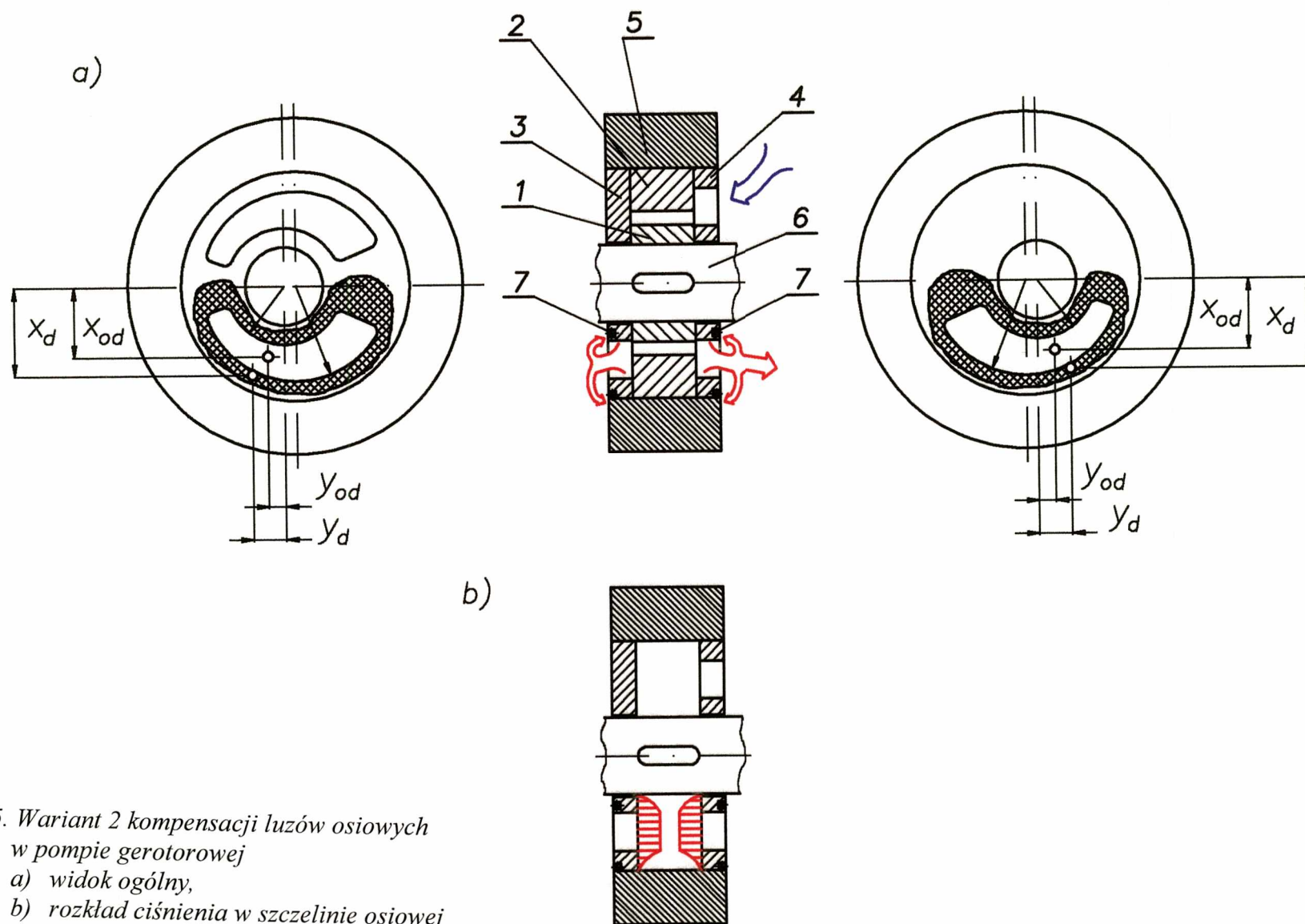
W rozwiązaniu przedstawionym na rys.34a., zastosowano płytki kompensacyjne 3, 4, o większej średnicy zewnętrznej od zespołu kół cykloidalnych 1, 2. Płytki te zatem, opierają się o pierścień 5, w którym obraca się zespół kół 1, 2. Szerokość pierścienia 5 jest tak dobrana, że powstaje szczelina osiowa (o wysokości h_w) między zespołem kół 1, 2 a płytkami kompensacyjnymi 3, 4. Zatem, założono wstępnie szczelinę osiową, która zabezpiecza pompę gerotorową przed zatarciem podczas przyłożenia zbyt dużej siły dociskającej P_d . Czynnikiem roboczym, dostającym się do tej szczeliny, zapewnia smarowanie powierzchni elementów współpracujących ze sobą, tj. zespołu kół 1, 2 i płytek kompensacyjnych 3, 4, a przez to zminimalizowanie strat mechanicznych. Jednak, należy zdawać sobie sprawę z tego, że założona wstępnie szczelina osiowa jest źródłem dodatkowych strat objętościowych w pompie, których nie można zmniejszyć nawet przy zastosowaniu kompensacji luzów osiowych. Wprowadzenie dużych płytek kompensacyjnych 3, 4, w tym rozwiązaniu, przyczynia się do powiększenia w znacznym stopniu gabarytów i masy pompy gerotorowej. Ponadto, staje się to przyczyną występowania większych wartości siły odpychającej P_{od} wskutek działania ciśnienia w szczelinie osiowej na większą powierzchnię. Rozkład ciśnienia w szczelinie osiowej dla tego rozwiązania przedstawiono na rys.34b. Rezygnując jednak ze zwartości konstrukcji osiągnięto znaczne możliwości realizacji warunków kompensacji luzów osiowych. Duża powierzchnia płytek kompensacyjnych 3, 4 umożliwia również zbadanie wartości siły P_d w szerokim zakresie tak, aby $P_{od} \leq P_d$. Możliwe jest również rozmieszczenie oraz kształtowanie powierzchni kompensacji f_1 w taki sposób, aby można było spełnić warunek działania siły odpychającej P_{od} i dociskającej P_d wzdłuż jednej prostej, czyli $x_{od}=x_d$ oraz $y_{od}=y_d$.

Natomiast w rozwiązaniu przedstawionym na rys.35a., zastosowano płytki kompensacyjne 3, 4, których średnica zewnętrzna jest taka sama jak zespołu kół zębatych 1, 2. Zatem płytki 3, 4 i koła 1, 2 można razem umieścić w pierścieniu 5. Eliminując, założoną wstępnie w poprzednim rozwiązaniu, szczelinę osiową realizuje się bezpośredni docisk płytek kompensacyjnych 3, 4 do zespołu kół 1, 2. A więc zachowana zostaje większa szczelność wewnętrzna pompy gerotorowej. Stroną ujemną tego rozwiązania jest możliwość tarcia powierzchni płytek 3, 4 o powierzchnie zespołu kół 1, 2, podczas przykładania siły dociskającej P_d , co może się przyczynić do wzrostu strat mechanicznych.

W tym rozwiązaniu kompensacji luzów osiowych otrzymano zwartą, o małych wymiarach konstrukcję układu kompensującego, a przez to siła odpychająca P_{od} , pochodząca od ciśnienia w szczelinie osiowej, przyjmuje mniejsze wartości niż w poprzednim rozwiązaniu. Rozkład ciśnienia w szczelinie osiowej dla tego rozwiązania przedstawiono na rys.35b. Jak widać ciśnienie działa na mniejszą powierzchnię, a więc straty objętościowe są



Rys.34. Wariant 1 kompensacji luzów osiowych
w pompie gerotorowej
a) widok ogólny,
b) rozkład ciśnienia w szczelinie osiowej



Rys.35. Wariant 2 kompensacji luzów osiowych
w pompie gerotorowej
a) widok ogólny,
b) rozkład ciśnienia w szczelinie osiowej

mniejsze od strat występujących w rozwiązaniu z rys.34b. Stosując małe płytki 3, 4 rezygnuje się ze spełnienia warunku działania siły P_{od} i P_d wzdłuż jednej linii, ponieważ możliwości kształtowania i rozmieszczenia powierzchni kompensacji f_l na powierzchniach płytek kompensacyjnych są w dużym stopniu ograniczone.

Ostateczny kształt i wymiary płytek oraz powierzchni kompensacji f_l mogą być przyjęte po wyznaczeniu wartości sił odpychających P_{od} i dociskających P_d oraz ich współrzędnych punktu przyłożenia. W związku z tym podjęto takie obliczenia.

5.3. Wyznaczenie siły odpychającej P_{od} oraz współrzędnych x_{od} , y_{od} jej punktu przyłożenia

5.3.1. Siła odpychająca P_{od}

Całkowita siła odpychająca P_{od} jest sumą cząstkowych sił działających w poszczególnych obszarach. Zatem zgodnie z rys.30., siłę P_{od} można wyznaczyć z zależności:

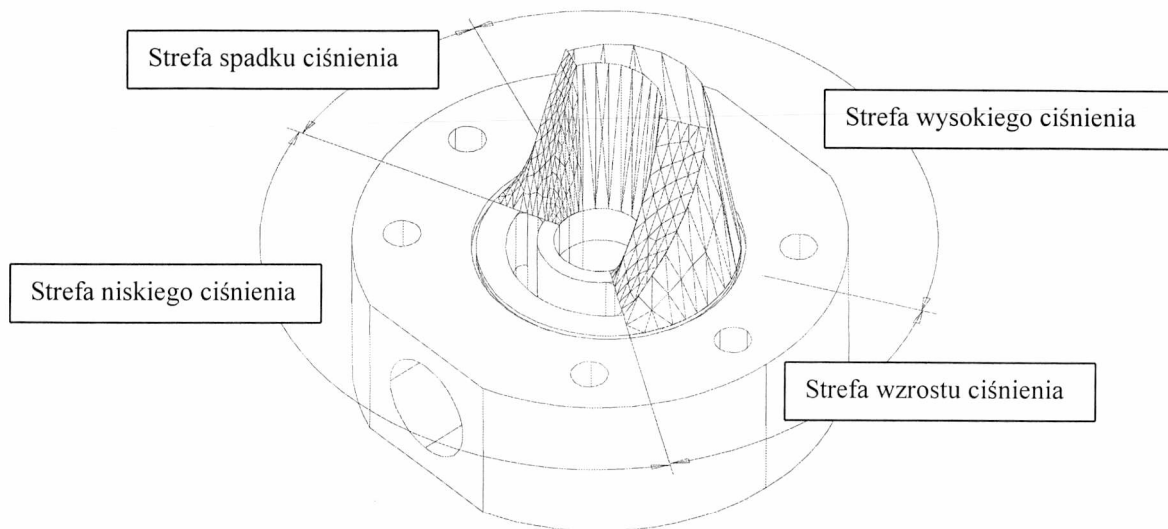
$$P_{od} = \sum_{i=1}^{12} P_i = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 + P_7 + P_8 + P_9 + P_{10} + P_{11} + P_{12} \quad (5.6)$$

Wartość każdej cząstkowej siły odpychającej P_i zależy przede wszystkim od ciśnienia panującego w danym obszarze. Korzystając z opisu poszczególnych obszarów przedstawionym w punkcie 4.5 oraz równań (4.27) i (4.29) można wyznaczyć rozkład ciśnienia w kierunku promieniowym dla każdego obszaru. Wyrażenia opisujące ten rozkład ciśnienia w poszczególnych obszarach zestawiono w tab.5.1.

Tab.5.1. Zestawienie rozkładu ciśnienia w kierunku promieniowym dla poszczególnych obszarów

Ciśnienie p panujące w poszczególnych obszarach	
Strefa niskiego ciśnienia	
Obszar 1	Obszar 3
$\ln \frac{r_1^*}{r} \cdot \frac{r}{\ln \frac{r_1^*}{r_2}} \cdot p_s$	$\ln \frac{r}{r_4} \cdot \frac{r_3}{\ln \frac{r_3}{r_4}} \cdot p_s$
Strefa wzrostu ciśnienia	
Obszar 4	Obszar 6
$\ln \frac{r_1^*}{r} \cdot \frac{r}{\ln \frac{r_1^*}{r_2}} \cdot \left(p_s - \frac{\varphi \cdot (p_s - p_t)}{\varphi_d} \right)$	$\ln \frac{r}{r_4} \cdot \frac{r_3}{\ln \frac{r_3}{r_4}} \cdot \left(p_s - \frac{\varphi \cdot (p_s - p_t)}{\varphi_d} \right)$
Strefa wysokiego ciśnienia	
Obszar 7	Obszar 9
$\ln \frac{r_1^*}{r} \cdot \frac{r}{\ln \frac{r_1^*}{r_2}} \cdot p_t$	$\ln \frac{r}{r_4} \cdot \frac{r_3}{\ln \frac{r_3}{r_4}} \cdot p_t$
Strefa spadku ciśnienia	
Obszar 10	Obszar 12
$\ln \frac{r_1^*}{r} \cdot \frac{r}{\ln \frac{r_1^*}{r_2}} \cdot \left(p_s - \frac{\varphi \cdot (p_s - p_t)}{\varphi_g} \right)$	$\ln \frac{r}{r_4} \cdot \frac{r_3}{\ln \frac{r_3}{r_4}} \cdot \left(p_s - \frac{\varphi \cdot (p_s - p_t)}{\varphi_g} \right)$

Jak widać, rozkład ciśnienia, w kierunku promieniowym w poszczególnych obszarach, jest logarytmiczny. Zestawiając go z rozkładem ciśnienia w wirującej komorze wyporowej, uzyskanym podczas badań (rys.29b.) oraz przyjmując, że $p_s=0\text{MPa}$, otrzymuje się przestrzenny rozkład ciśnienia w szczelinie osiowej, który przedstawiono na tle korpusu tylnego, w którym znajduje się rozdzielacz tarczowy (rys.36.).



Rys.36. Przestrzenny rozkład ciśnienia panującego w szczelinie osiowej pompy gerotorowej

Z rozkładu ciśnienia w szczelinie osiowej w pompie gerotorowej, przedstawionego w postaci przestrzennej wynika, że w strefie niskiego ciśnienia panuje ciśnienie porównywalne z ciśnieniem ssania p_s , czyli $p=0\text{MPa}$. Zatem, w obszarach 1, 2, 3 znajdujących się w tej strefie nie występują cząstkowe siły odpychające P_{od} , pochodzące od ciśnienia p , czyli $P_1=P_2=P_3=0\text{N}$. Również siła P_8 , występująca w obszarze 8, nie działa na powierzchnie płytek kompensacyjnych, gdyż w płytkach kompensacyjnych wykonano otwory, których kształt pokrywa się z kształtem obszaru 8. W pozostałych obszarach panuje zmienne ciśnienie w kierunku promieniowym i obwodowym płytek. Zatem wypadkowa siła odpychająca P_{od} jest sumą następujących cząstkowych sił:

$$P_{od} = P_4 + P_5 + P_6 + P_7 + P_9 + P_{10} + P_{11} + P_{12}. \quad (5.7)$$

Przykładowe wyznaczenie cząstkowej siły odpychającej P_i przedstawiono poniżej na przykładzie siły P_4 . Zgodnie z rys.30., w obszarze 4 na powierzchni ograniczonej promieniami r_1^* , r_2^* oraz kątem φ_d będzie działać elementarna siła :

$$dP_4 = p_{sr} \cdot dF_4, \quad (5.8)$$

przy czym ciśnienie w tym obszarze zmienia się w kierunku promieniowym i obwodowym, czyli zmienia się wraz ze zmianą promienia r i kąta φ . Wartość tego ciśnienia zmienia się od ciśnienia ssania p_s do ciśnienia tłoczenia p_t . Całkując wyrażenie, opisujące rozkład ciśnienia w tym obszarze (tab.5.1), po promieniu r , w przedziale od r_2^* do r_1^* , oraz kącie φ , w przedziale od 0 do φ_d , i podzieleniu przez długość przedziału całkowania ($r_1^*-r_2^*$) oraz φ_d wyznacza się ciśnienie średnie p_{sr} w tym obszarze. Przy czym założono, że $p_s=0\text{MPa}$.

$$p_{sr} = \frac{1}{r_1^* - r_2^*} \cdot \frac{1}{\varphi_d} \cdot \int_{r_2^*}^{r_1^*} \int_0^{\varphi_d} \frac{\varphi \cdot p_t}{\varphi_d} \cdot \frac{\ln \frac{r_1^*}{r}}{\ln \frac{r_1^*}{r_2^*}} \cdot dr = \frac{p_t}{2} \cdot \left(\frac{1}{\ln \frac{r_1^*}{r_2^*}} - \frac{r_2^*}{r_1^* - r_2^*} \right) \quad (5.9)$$

Elementarną powierzchnię dF_4 wyznacza się z wyrażenia:

$$dF_4 = r \cdot d\varphi \cdot dr. \quad (5.10)$$

Ostatecznie siła cząstkowa P_4 wynosi:

$$P_4 = \frac{p_t}{2} \cdot \left(\frac{1}{\ln \frac{r_1^*}{r_2^*}} - \frac{r_2^*}{r_1^* - r_2^*} \right) \cdot \int_0^{\varphi_d} \int_{r_2^*}^{r_1^*} r \cdot d\varphi \cdot dr = \frac{p_t \cdot (r_1^{*2} - r_2^{*2}) \cdot \varphi_d}{4} \cdot \left(\frac{1}{\ln \frac{r_1^*}{r_2^*}} - \frac{r_2^*}{r_1^* - r_2^*} \right). \quad (5.11)$$

Postępując podobnie wyznacza się cząstkowe siły odpychające P_i w pozostałych obszarach. Przy czym należy zwrócić uwagę, że jak wynika z przestrzennego rozkładu ciśnienia przedstawionego na rys.36., ciśnienie zmienia się w różny sposób. I tak w obszarach 6, 10 i 12 ciśnienie zmienia się podobnie jak w obszarze 4 w kierunku promieniowym i obwodowym. W obszarze 5 i 11 ciśnienie zmienia się jedynie w kierunku obwodowym, a w obszarze 7 i 9 w kierunku promieniowym. Uwzględniając te rozkłady ciśnienia zestawiono w tab.5.2 wzory do wyznaczenia cząstkowych sił odpychających P_i w poszczególnych obszarach.

Tab.5.2. Zestawienie cząstkowych sił odpychających P_i w poszczególnych obszarach.

Cząstkowe siły P_i w poszczególnych obszarach		
Strefa wzrostu ciśnienia		
Obszar 4	Obszar 5	Obszar 6
$\frac{p_t \cdot (r_1^{*2} - r_2^{*2}) \cdot \varphi_d}{4} \cdot \left(\frac{1}{\ln \frac{r_1^*}{r_2^*}} - \frac{r_2^*}{r_1^* - r_2^*} \right)$	$\frac{p_t \cdot (r_2^{*2} - r_3^2) \cdot \varphi_d}{4}$	$\frac{p_t \cdot (r_3^2 - r_4^2) \cdot \varphi_d}{4} \cdot \left(\frac{r_3}{r_3 - r_4} - \frac{1}{\ln \frac{r_3}{r_4}} \right)$
Strefa wysokiego ciśnienia		
Obszar 7	Obszar 9	
$\frac{p_t \cdot \varphi_t \cdot (r_1^{*2} - r_2^{*2})}{2} \cdot \left(\frac{1}{\ln \frac{r_1^*}{r_2^*}} - \frac{r_2^*}{r_1^* - r_2^*} \right)$	$\frac{p_t \cdot \varphi_t \cdot (r_3^2 - r_4^2)}{2} \cdot \left(\frac{r_3}{r_3 - r_4} - \frac{1}{\ln \frac{r_3}{r_4}} \right)$	
Strefa spadku ciśnienia		
Obszar 10	Obszar 11	Obszar 12
$\frac{p_t \cdot (r_1^{*2} - r_2^{*2}) \cdot \varphi_g}{4} \cdot \left(\frac{1}{\ln \frac{r_1^*}{r_2^*}} - \frac{r_2^*}{r_1^* - r_2^*} \right)$	$\frac{p_t \cdot (r_2^{*2} - r_3^2) \cdot \varphi_g}{4}$	$\frac{p_t \cdot (r_3^2 - r_4^2) \cdot \varphi_g}{4} \cdot \left(\frac{r_3}{r_3 - r_4} - \frac{1}{\ln \frac{r_3}{r_4}} \right)$

Podstawiając zależności, opisujące cząstkowe siły odpychające P_i przedstawione w tab.5.2 do zależności (5.7), otrzymuje się całkowitą siłę odpychającą P_{od} , wynoszącą.

$$P_{od} = \frac{P_t}{4} \cdot \left[\left(\varphi_d + \varphi_g + 2 \cdot \varphi_t \right) \cdot \left(\left(r_1^{*2} - r_2^{*2} \right) \cdot \left(\frac{1}{\ln \frac{r_1^*}{r_2^*}} - \frac{r_2^*}{r_1^* - r_2^*} \right) + \left(r_3^2 - r_4^2 \right) \cdot \left(\frac{r_3}{r_3 - r_4} - \frac{1}{\ln \frac{r_3}{r_4}} \right) \right) + \left(\varphi_d + \varphi_g \right) \cdot \left(r_2^{*2} - r_3^2 \right) \right] \quad (5.12)$$

Jak widać wartość siły odpychającej P_{od} zależy od:

- kątów $\varphi_d, \varphi_t, \varphi_g$, opisujących poszczególne strefy;
- promieni r_1^*, r_2^*, r_3, r_4 , opisujących poszczególne obszary w strefach;
- ciśnienia tłoczenia p_t .

Podobnie, jak w przypadku wyznaczania natężenie przepływu czynnika roboczego przez szczelinę osiową S_o opisanego wyrażeniem (4.37), zauważa się, że promienie r , oraz kąty φ są w dużej mierze określone przez konstrukcję zazębienia cykloidalnego i związanego z nim rozdzielacza tarczowego. Istnieją jednak pewne możliwości doboru tych parametrów w ramach danego typu zazębienia, szczególnie dotyczy to promieni r_1^* i r_4 , wyznaczających zewnętrzny i wewnętrzny obrys płytek kompensacyjnych. Tak więc przyjęcie różnych wartości promienia r_1^* w rozwiązaniach konstrukcyjnych kompensacji luzów osiowych przedstawionych na rys.33. i rys.34., powoduje różnice w otrzymanych wartościach siły odpychającej P_{od} dla tych rozwiązań.

5.3.2. Współrzędne x_{od}, y_{od} punktu przyłożenia siły odpychającej P_{od}

W celu wyznaczenia współrzędnych x_{od}, y_{od} punktu przyłożenia siły P_{od} należy wyznaczyć współrzędne x, y środków ciężkości wszystkich powierzchni, na które działają składowe siły odpychającej P_{od} . Współrzędne x_{od}, y_{od} wyznacza się z zależności:

$$x_{od} = \frac{\sum_i P_i \cdot x_i}{\sum_i P_i} = \frac{\sum_i M_{iy}}{\sum_i P_i} = \frac{M_{ody}}{P_{od}}, \quad (5.13)$$

$$y_{od} = \frac{\sum_i P_i \cdot y_i}{\sum_i P_i} = \frac{\sum_i M_{ix}}{\sum_i P_i} = \frac{M_{odx}}{P_{od}}. \quad (5.14)$$

Zapisując równania (5.13), (5.14), z wyszczególnieniem poszczególnych obszarów w strefach pompy gerotorowej, otrzymuje się:

$$x_{od} = \frac{P_1 \cdot x_1 + P_2 \cdot x_2 + P_3 \cdot x_3 + P_4 \cdot x_4 + \dots + P_{12} \cdot x_{12}}{P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + \dots + P_{12}} \quad (5.15)$$

$$y_{od} = \frac{P_1 \cdot y_1 + P_2 \cdot y_2 + P_3 \cdot y_3 + P_4 \cdot y_4 + \dots + P_{12} \cdot y_{12}}{P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + \dots + P_{12}} \quad (5.16)$$

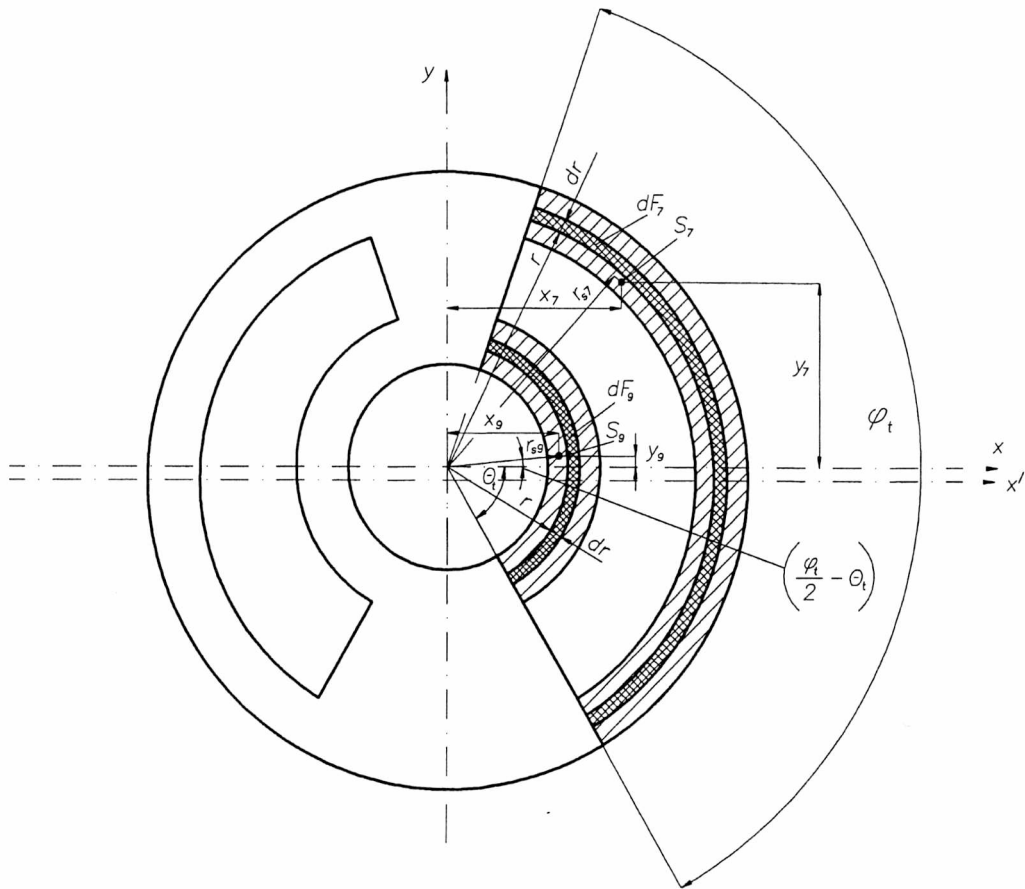
W strefie niskiego ciśnienia, gdzie $p_s=0\text{MPa}$ przyjmuje się, że $P_1=P_2=P_3=0\text{N}$, oraz ze względu na symetrię obszarów w strefach wzrostu i spadku ciśnienia względem osi 0Y przyjmuje się, że $x_4=x_5=x_6=x_{10}=x_{11}=x_{12}=0 \cdot 10^{-3}\text{m}$, a także siła P_8 jest pomijana, gdyż nie działa na płytkę kompensacyjną. Ostatecznie:

$$x_{od} = \frac{P_7 \cdot x_7 + P_9 \cdot x_9}{P_4 + P_5 + P_6 + P_7 + P_9 + P_{10} + P_{11} + P_{12}} \quad (5.17)$$

$$y_{od} = \frac{P_4 \cdot y_4 + P_5 \cdot y_5 + P_6 \cdot y_6 + P_7 \cdot y_7 + P_9 \cdot y_9 + P_{10} \cdot y_{10} + P_{11} \cdot y_{11} + P_{12} \cdot y_{12}}{P_4 + P_5 + P_6 + P_7 + P_9 + P_{10} + P_{11} + P_{12}} \quad (5.18)$$

Po wstępnych obliczeniach, wykonanych przez autora, współrzędna y_{od} przyjmuje wartości bliskie zeru. Zatem, przyjęto, że $y_{od}=0 \cdot 10^{-3}\text{m}$. Nie jest to zbyt wielkim błędem, a uproszczenie to stosuje się również przy obliczeniach kompensacji luzów osiowych w pompach zębatych.

Do wyznaczania współrzędnych x_7, x_9 punktów zaczepienia sił P_7, P_9 wykorzystano rys.37., na którym zaznaczono punkty zaczepienia tych sił.



Rys.37. Punkty zaczepienia sił P_7 i P_9

Obszar 7

Momenty siły, występującej w obszarze ograniczonym promieniami r_1^* i r_2^* oraz kątem φ_t – rys.37., oblicza się stosując elementarną siłę dP_7 równą:

$$dP_7 = p_t \cdot \varphi_t \cdot \left(\frac{1}{\ln \frac{r_1^*}{r_2^*}} - \frac{r_2^*}{r_1^* - r_2^*} \right) \cdot r \cdot dr.$$

Odległość środka ciężkości S_7 powierzchni dF_7 od osi rozdzielacza wyznacza się jako:

$$r_{S_7} = \frac{2 \cdot r}{\varphi_t} \cdot \sin \frac{\varphi_t}{2}, \text{ a jego współrzędne:}$$

$$x_7 = r_{S_7} \cdot \cos \left(\frac{\varphi_t}{2} - \Theta_t \right) = \frac{2 \cdot r}{\varphi_t} \cdot \sin \frac{\varphi_t}{2} \cdot \cos \left(\frac{\varphi_t}{2} - \Theta_t \right). \quad (5.19)$$

Moment siły naporu na całą powierzchnię względem osi OX wynosi:

$$M_{7y} = \int_{r_2^*}^{r_1^*} dM_{7y} = \int_{r_2^*}^{r_1^*} dP_7 \cdot x_7 = 2 \cdot p_t \cdot \left(\frac{1}{\ln \frac{r_1^*}{r_2^*}} - \frac{r_2^*}{r_1^* - r_2^*} \right) \cdot \sin \frac{\varphi_t}{2} \cdot \cos \left(\frac{\varphi_t}{2} - \Theta_t \right) \cdot \int_{r_2^*}^{r_1^*} r^2 \cdot dr. \quad (5.20)$$

i ostatecznie:

$$M_{7y} = \frac{2 \cdot (r_1^{*3} - r_2^{*3}) \cdot p_t}{3} \cdot \left(\frac{1}{\ln \frac{r_1^*}{r_2^*}} - \frac{r_2^*}{r_1^* - r_2^*} \right) \cdot \sin \frac{\varphi_t}{2} \cdot \cos \left(\frac{\varphi_t}{2} - \Theta_t \right). \quad (5.21)$$

Obszar 9

Momenty siły, występującej w obszarze ograniczonym promieniami r_3 i r_4 oraz kątem φ_t – rys.37., oblicza się stosując elementarną siłę dP_9 równą:

$$dP_9 = p_t \cdot \varphi_t \cdot \left(\frac{r_3}{r_3 - r_4} - \frac{1}{\ln \frac{r_3}{r_4}} \right) \cdot r \cdot dr.$$

Odległość środka ciężkości S_9 powierzchni dF_9 od osi rozdzielacza wyznacza się jako:

$$r_{S_9} = \frac{2 \cdot r}{\varphi_t} \cdot \sin \frac{\varphi_t}{2}, \text{ a jego współrzędne:}$$

$$x_9 = r_{S_9} \cdot \cos\left(\frac{\varphi_t}{2} - \Theta_t\right) = \frac{2 \cdot r}{\varphi_t} \cdot \sin \frac{\varphi_t}{2} \cdot \cos\left(\frac{\varphi_t}{2} - \Theta_t\right). \quad (5.22)$$

Moment siły naporu na całą powierzchnię względem osi OX wynosi:

$$M_{9y} = \int_{r_4}^{r_3} dM_{9y} = \int_{r_4}^{r_3} dP_9 \cdot x_9 = 2 \cdot p_t \cdot \left(\frac{r_3}{r_3 - r_4} - \frac{1}{\ln \frac{r_3}{r_4}} \right) \cdot \sin \frac{\varphi_t}{2} \cdot \cos\left(\frac{\varphi_t}{2} - \Theta_t\right) \cdot \int_{r_4}^{r_3} r^2 \cdot dr$$

$$(5.23)$$

i ostatecznie:

$$M_{9y} = \frac{2 \cdot (r_3^3 - r_4^3) \cdot p_t}{3} \cdot \left(\frac{r_3}{r_3 - r_4} - \frac{1}{\ln \frac{r_3}{r_4}} \right) \cdot \sin \frac{\varphi_t}{2} \cdot \cos\left(\frac{\varphi_t}{2} - \Theta_t\right). \quad (5.24)$$

Całkowity wypadkowy moment sił odpychających M_{ody} będzie sumą wszystkich momentów wyznaczonych w poszczególnych obszarach:

$$M_{ody} = \sum M_{iy}, \quad (5.25)$$

$$M_{ody} = M_7 + M_9, \quad (5.26)$$

$$M_{ody} = \frac{2 \cdot p_t \cdot \sin \frac{\varphi_t}{2} \cdot \cos\left(\frac{\varphi_t}{2} - \Theta_t\right)}{3} \cdot \left(\left(r_1^{*3} - r_2^{*3} \right) \cdot \left(\frac{1}{\ln \frac{r_1^*}{r_2^*}} - \frac{r_2^*}{r_1^* - r_2^*} \right) + \left(r_3^3 - r_4^3 \right) \cdot \left(\frac{r_3}{r_3 - r_4} - \frac{1}{\ln \frac{r_3}{r_4}} \right) \right). \quad (5.27)$$

Podstawiając wyrażenie (5.12) i (5.27) do wyrażenia (5.13) otrzymuje się ostateczną postać współrzędnej x_{od} siły odpychającej P_{od} .

$$x_{od} = \frac{8 \cdot \sin \frac{\varphi_t}{2} \cdot \cos \left(\frac{\varphi_t}{2} - \Theta_t \right) \cdot \left(r_1^{*3} - r_2^{*3} \right) \cdot \left(\frac{1}{\ln \frac{r_1^*}{r_2^*}} - \frac{r_2^*}{r_1^* - r_2^*} \right) + \left(r_3^3 - r_4^3 \right) \cdot \left(\frac{r_3}{r_3 - r_4} - \frac{1}{\ln \frac{r_3}{r_4}} \right)}{3 \cdot (\varphi_d + \varphi_g + 2 \cdot \varphi_t) \cdot \left(r_1^{*2} - r_2^{*2} \right) \cdot \left(\frac{1}{\ln \frac{r_1^*}{r_2^*}} - \frac{r_2^*}{r_1^* - r_2^*} \right) + \left(r_3^2 - r_4^2 \right) \cdot \left(\frac{r_3}{r_3 - r_4} - \frac{1}{\ln \frac{r_3}{r_4}} \right) + (\varphi_d + \varphi_g) \cdot (r_2^{*2} - r_3^2)} \quad (5.28)$$

Jak widać, wartość współrzędnej x_{od} siły odpychającej P_{od} zależy tylko od parametrów, opisujących poszczególne obszary znajdujące się w odpowiednich strefach, tzn. od:

- kątów φ_d , φ_t , φ_g ;
- promieni r_1^* , r_2^* , r_3 , r_4 .

Wartość współrzędnej x_{od} nie zależy od ciśnienia tłoczenia p_t . Zatem wartość tej współrzędnej nie ulega zmianie mimo zmiany wartości siły odpychającej P_{od} pod wpływem przyjęcia różnych wartości ciśnienia p_t .

Jak już wspomniano, przy wyznaczaniu S_o (4.37) i P_{od} (5.12), parametry te w dużej mierze określone są przez konstrukcję zazębienia cykloidalnego i związanego z nim rozdzielacza tarczowego. Jedynie promienie r_1^* i r_4 można dobierać w ramach danego typu zazębienia. Podobnie więc jak w przypadku wyrażenia (5.12), opisującego siłę odpychającą P_{od} , przyjęcie różnych wartości promienia r_1^* w rozwiązaniach konstrukcyjnych kompensacji luzów osiowych przedstawionych na rys.33. i rys.34., powoduje różnice w otrzymanych wartościach współrzędnej x_{od} siły odpychającej P_{od} dla tych rozwiązań.

Na podstawie wyrażeń (5.12) i (5.28), przy ciśnieniu $p_t=16\text{MPa}$, wyznaczono wartości P_{od} i x_{od} dla obu wariantów rozwiązań konstrukcyjnych kompensacji luzów osiowych. Wyniki tych obliczeń przedstawiono w tab.5.3.

Tab.5.3. Wartości siły odpychającej P_{od} oraz współrzędnych x_{od} , y_{od} jej punktu przyłożenia dla dwóch wariantów rozwiązań konstrukcyjnych kompensacji luzów osiowych

		Wariant 1	Wariant 2
		Wymiary geometryczne płytek kompensacyjnych	
$r_1^*=r_z$ r_2^* r_3 $r_4=r_w$	$\cdot 10^{-3}$ [m.]	55.00 33.00 21.00 12.75	37.50 33.00 21.00 12.75
φ_s	[°]	130	130
φ_t		130	130
		Siła odpychająca P_{od}	
P_{od}	[N]	30498.33	12644.25
		Współrzędne x_{od}, y_{od}	
x_{od}	$\cdot 10^{-3}$ [m.]	20.08	10.28
y_{od}		0.00	0.00

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń otrzymano różne wartości siły P_{od} oraz współrzędnej x_{od} jej punktu przyłożenia. Przyjęcie ok. 1.5-krotnie większego promienia r_1^* w wariancie 1 w stosunku do wariantu 2 spowodowało ok. 2.5-krotny wzrost siły P_{od} oraz prawie 2-krotny wzrost współrzędnej x_{od} .

5.4. Wyznaczenie siły dociskającej P_d oraz współrzędnych x_d, y_d jej punktu przyłożenia

Wyznaczenie siły dociskającej P_d oraz współrzędnych x_d, y_d jej punktu przyłożenia łączy się z odpowiednim kształtowaniem powierzchni kompensacji f_l oraz jej rozmieszczeniem na powierzchni zewnętrznej płytki kompensacyjnej. Zgodnie z równaniem (5.2) iloczyn powierzchni f_l i ciśnienia p działającego na nią daje siłę dociskającą P_d . Zatem wartość siły P_d zależy wprost proporcjonalnie od wartości powierzchni f_l . Zaś współrzędne x_{sc}, y_{sc} środka ciężkości tej powierzchni są zarazem współrzędnymi x_d, y_d punktu przyłożenia siły P_d . Od poprawnego rozwiązania tego zagadnienia zależy skuteczność działania kompensacji luzów osiowych.

Przy projektowaniu powierzchni f_l należy spełnić dwa warunki opisane równaniami (5.3) i (5.5). Wymagane pole powierzchni kompensacji f_l otrzymuje się porównując siłę odpychającą P_{od} , wyznaczoną z wyrażenia (5.12), z siłą dociskającą P_d , określoną wyrażeniem (5.2). A zatem, po przekształceniach, otrzymuje się ostatecznie:

$$f_l = \frac{P_{od}}{p_t} = \frac{1}{4} \cdot \left[\begin{aligned} & \left(\varphi_d + \varphi_g + 2 \cdot \varphi_t \right) \cdot \left(r_1^{*2} - r_2^{*2} \right) \cdot \left(\frac{1}{\ln \frac{r_1^*}{r_2^*}} - \frac{r_2^*}{r_1^* - r_2^*} \right) + \left(r_3^2 - r_4^2 \right) \cdot \left(\frac{r_3}{r_3 - r_4} - \frac{1}{\ln \frac{r_3}{r_4}} \right) + \\ & + \left(\varphi_d + \varphi_g \right) \cdot \left(r_2^{*2} - r_3^2 \right) \end{aligned} \right] \quad (5.29)$$

Podobnie, jak przypadku wyrażenia (5.28), opisującego współrzędną x_{od} , wartość powierzchni f_l zależy tylko od parametrów, opisujących poszczególne obszary, znajdujące się w odpowiednich strefach, tzn. od:

- kątów $\varphi_d, \varphi_t, \varphi_g$;
- promieni r_1^*, r_2^*, r_3, r_4 .

Wyrażenie (5.29) otrzymano po modyfikacji wyrażenia (5.12), opisującego siłę odpychającą P_{od} (podzielenie jej przez ciśnienie p_t), a więc jakakolwiek zmiana wartości siły P_{od} (poprzez zmianę promieni r_1^* i r_4) pociąga zmianę wartości powierzchni f_l .

Podstawiając do wyrażenia (5.29), zestawione w tab.5.3, wartości parametrów dla obu wariantów konstrukcyjnych kompensacji luzów osiowych otrzymuje się wartości powierzchni f_l dla tych wariantów. Wyniki obliczeń zestawiono w tab.5.4.

Tab.5.4. Wartości powierzchni f_l dla obu wariantów rozwiązań konstrukcyjnych kompensacji luzów osiowych

Wariant 1	Wariant 2
Powierzchnia kompensacji f_l $\cdot 10^{-6} [\text{m}^2]$	
1906.15	790.27

Otrzymane wartości powierzchni f_l różnią się od siebie. Podobnie, jak w przypadku wyznaczania wartości siły P_{od} zauważa się, że przyjęcie ok. 1.5-krotnie większego promienia r_l^* w wariantcie 1 w stosunku do wariantu 2 spowodowało ok. 2.5-krotny wzrost powierzchni kompensacji f_l .

Wartość siły dociskającej P_d należy dobrać zgodnie z równaniem (5.4) na drodze doświadczalnej, a zatem wartość pola powierzchni kompensacji f_l powinna mieścić się w granicach:

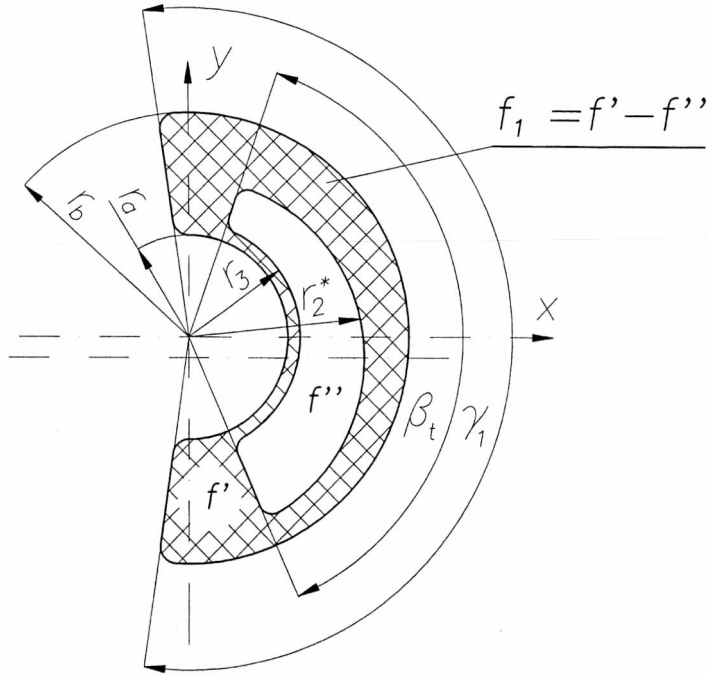
$$\frac{P_{od}}{p_t} \leq f_l \leq (1.0 \div 1.3) \cdot \frac{P_{od}}{p_t} . \quad (5.30)$$

Otrzymuje się więc przedział możliwych wartości powierzchni f_l ze względu na współpracę płytek kompensacyjnych i zespołu kół zębatach.

Powierzchnię kompensacji f_l należy rozmieścić na zewnętrznej stronie płytek kompensacyjnych (rys.34. i rys.35.). W obu rozwiązaniach konstrukcyjnych kompensacji luzów osiowych otwory nerkowate, wykonane po stronie tłocznej pompy gerotorowej, służą do doprowadzenia czynnika roboczego na powierzchnię kompensacji f_l . Zatem, chcąc uniknąć dodatkowych strat objętościowych, powierzchnia kompensacji f_l musi obejmować ten otwór. Przy projektowaniu kształtu powierzchni kompensacji f_l należy również uwzględnić warunki konstrukcyjne, wynikające z budowy płytek kompensacyjnych, tzn. powierzchnię f_l należy pomieścić w obrysie płytek i otworów ukształtowanych w tych płytkach. Jak wspomniano w punkcie 5.2, w wariantcie 1 (rys.34.) rozwiązania konstrukcyjnego kompensacji luzów osiowych zastosowano duże płytki kompensacyjne umożliwiające, poprzez odpowiednie kształtowanie i rozmieszczanie powierzchni f_l , realizację warunków kompensacji w szerokim zakresie. W związku z tym, w wariantcie 1 przeanalizowano cztery kształty powierzchni f_l . Kształty te zmieniano kolejno od najprostszych do najbardziej złożonych tak, aby dla przyjętego stosunku sił dociskających do odpychających P_d/P_{od} osiągnąć działanie tych sił wzdłuż jednej linii, czyli $x_d=x_{od}$. Natomiast w wariantcie 2 (rys.35.) zrezygnowano z tych możliwości na rzecz zwartości konstrukcji pompy gerotorowej. W związku z tym, w wariantcie 2 możliwe było rozpatrzenie tylko jednego kształtu powierzchni f_l .

5.4.1. Powierzchnia pierścieniowa

5.4.1.1. Pole powierzchni



Rys.38. Powierzchnia pierścieniowa

Powierzchnia ta przedstawiona na rys.38., kształtem przypomina fragment pierścienia i ograniczona jest promieniami r_a i r_b oraz kątem γ_1 . W środku powierzchni f_1 znajduje się otwór, o nerkowatym kształcie, ograniczony promieniami r_2 i r_3 oraz kątem β_t . Zatem, powierzchnia kompensacji f_1 jest różnicą dwóch powierzchni f' i f'' , czyli:

$$f_1 = f' - f'', \quad (5.31)$$

gdzie:

$$f' = \frac{\gamma_1 \cdot (r_b^2 - r_a^2)}{2}, \quad f'' = \frac{\beta_t \cdot (r_2^{*2} - r_3^2)}{2}. \quad (5.32)$$

Po podstawieniu zależności (5.32) do wyrażenia (5.31) otrzymuje się:

$$f_1 = \frac{\gamma_1 \cdot (r_b^2 - r_a^2) - \beta_t \cdot (r_2^{*2} - r_3^2)}{2}. \quad (5.33)$$

Powierzchnia kompensacji f_1 , opisana jest następującymi parametrami, są to promienie r_a i r_b oraz kąt γ_1 , a także promieniami r_3 , r_2^* i kątem β_t . Kształt otworu, o nerkowatym kształcie, oraz wartości parametrów opisujących ten otwór (r_3 , r_2^* i β_t) zależą od budowy rozdzielacza. Jest ona ustalona dla danego zazębienia stosowanego w pompie gerotorowej. Zatem, parametrami, którymi można zmieniać wartość pola powierzchni f_1 w celu realizacji wyrażenia (5.4) są parametry, opisujące powierzchnię f' , tzn. promienie r_a , r_b oraz kąt γ_1 . Możliwość zmiany wartości promienia r_a jest znacznie mniejsza niż promienia r_b , ponieważ powierzchnia, ograniczona promieniami r_w i r_3 , w której należy zmieścić promień r_a jest mniejsza od

powierzchni ograniczonej r_2^* i r_z zawierającej promień r_b . Dlatego, na początku projektowania powierzchni kompensacji f_l zakłada się stałą wartość promienia r_a , co sprowadza do tego, że wartość pola powierzchni f_l zależy jedynie od promienia r_b i kąta γ_l . Upraszcza to w znacznym stopniu analizę równania (5.33). Przekształcono je do postaci:

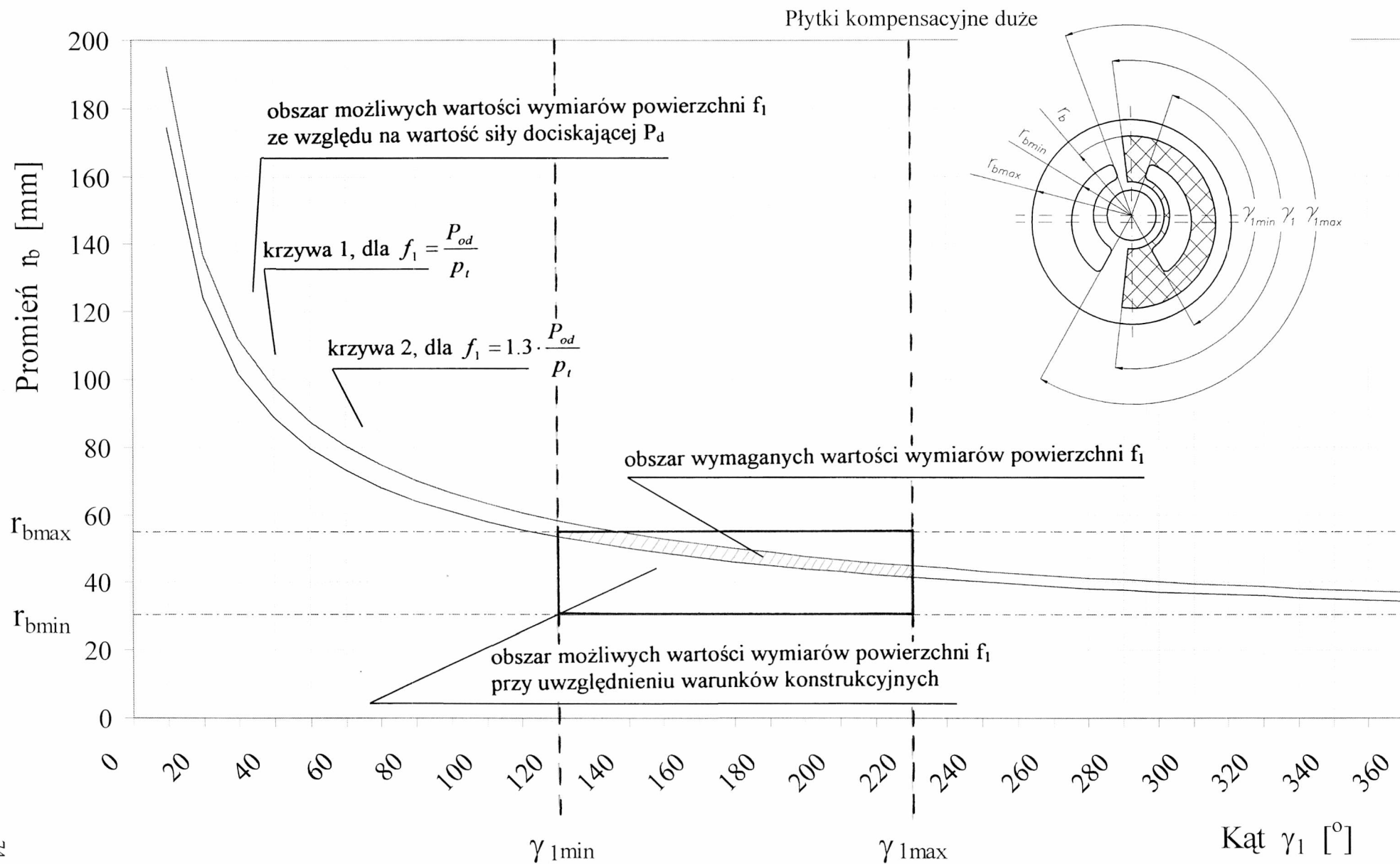
$$r_b = \sqrt{\frac{2 \cdot f_l + \beta_l \cdot (r_2^{*2} - r_3^2) + \gamma_l \cdot r_a^2}{\gamma_l}}. \quad (5.34)$$

Promień r_b oraz kąt γ_l są ze sobą ściśle skorelowane (zmiana wartości r_b pociąga za sobą zmianę wartości γ_l), zwiększenie (zmniejszenie) wartości kąta γ_l powoduje zmniejszenie (zwiększenie) wartości promienia r_b i odwrotnie, co przedstawiono na rys.39. i rys.40. Przy czym rys.39., pokazuje zależność $r_b=f(\gamma_l)$ dla wariantu 1 rozwiązania konstrukcyjnego kompensacji luzów osiowych, a rys.40., dla wariantu 2. Wykresy te sporządzono w oparciu o wymiary płytek kompensacyjnych, o dużych i małych gabarytach oraz powierzchni f_l dla tych rozwiązań konstrukcyjnych kompensacji luzów osiowych, które podano w tab.5.3 i tab.5.4.

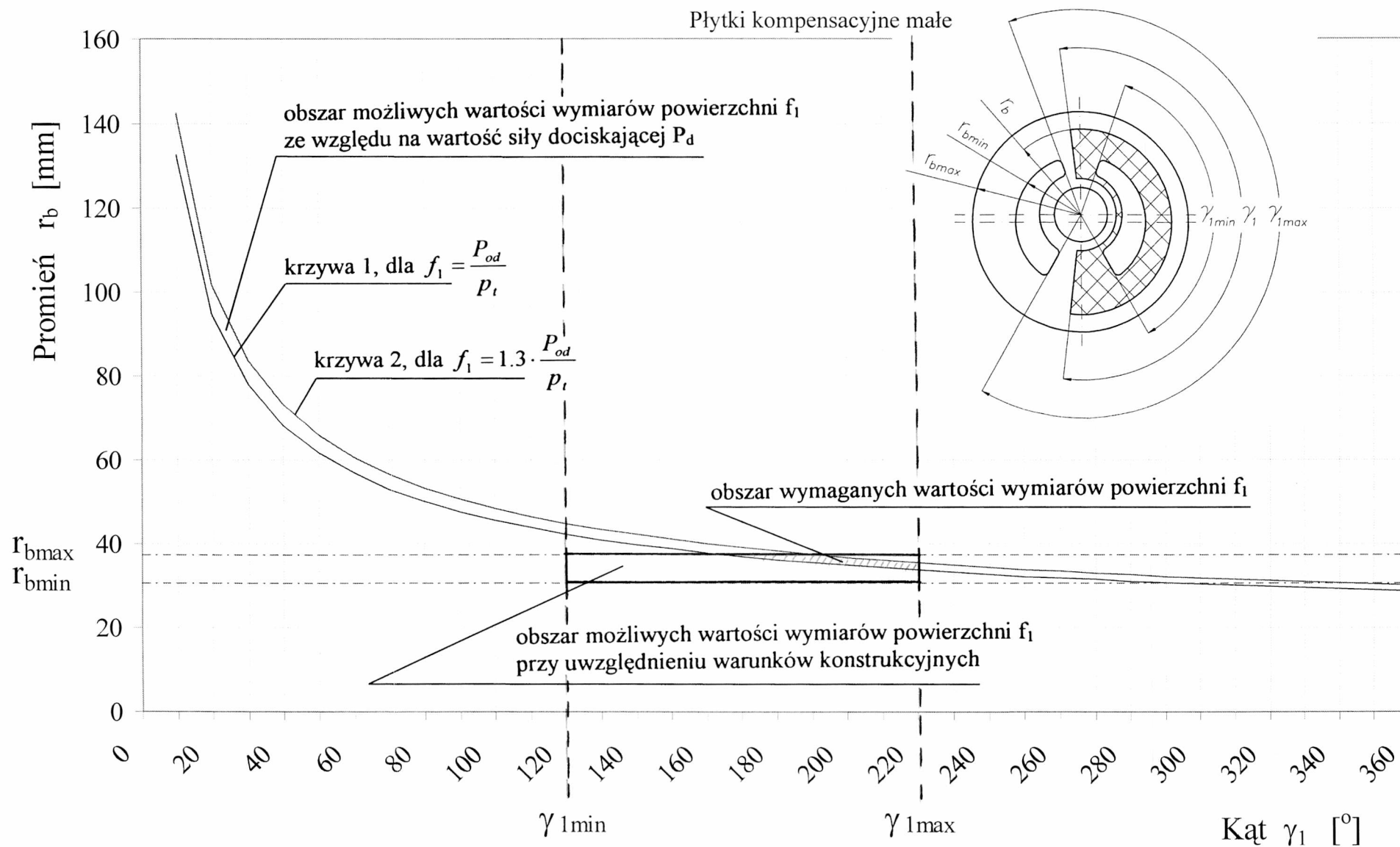
Na rys.3.9 i rys.40., zaznaczono obszar możliwych wartości wymiarów powierzchni f_l ze względu na wartość siły dociskającej P_d . Utworzono go w następujący sposób: podstawiając do równania (5.34) równanie (5.30) otrzymuje się dwie krzywe obrazujące zależność $r_b=f(\gamma_l)$. Krzywa 1 przedstawia promień r_b w funkcji kąta γ_l , gdzie przyjęto $f_l=P_{od}/p_t$, zaś krzywa 2 dla której przyjęto $f_l=1.3 \cdot P_{od}/p_t$. Uzyskuje się obszar, w którym można dobrać wartości promienia r_b i kąta γ_l , opisujących powierzchnię f_l , które spełniają zależność (5.30). Jego dolną granicę stanowi krzywa 1, zaś górną krzywa 2.

Konstrukcyjne ograniczenie w kształtowaniu i rozmieszczeniu powierzchni f_l (a więc dobierania wartości promienia r_b i kąta γ_l), na zewnętrznej powierzchni płytek kompensacyjnych, stanowią otwory w nich wykonane, a zwłaszcza w tylnej płytce kompensacyjnej (rys.39. i rys.40.). Dlatego, promień r_b nie może być zbyt mały, gdyż może wówczas pokrywać się z promieniem r_2^* , opisującym nerkę tłoczną, lub nachodzić na nerkę, wówczas promień r_b przyjmuje wartość minimalną $r_{bmin}=r_2^*$, ani też zbyt duży, gdyż może nie zmieścić się na powierzchni płytki kompensacyjnej, wtedy promień r_b przyjmuje wartość maksymalną $r_{bmax}=r_z$. Dodatkowo należy zwrócić uwagę, że kąt γ_l nie może przyjmować dowolnej wartości. Jego wartość ograniczona jest z jednej strony kątem β_t opisującym nerkę tłoczną, wtedy kąt γ_l przyjmuje wartość minimalną $\gamma_{lmin}=\beta_t$, zaś z drugiej kątem β_s , opisującym nerkę ssawną, wówczas kąt γ_l przyjmuje wartość maksymalną $\gamma_{lmax}=360^\circ-\beta_s$. Otrzymuje się obszar możliwych wartości wymiarów powierzchni kompensacji f_l , przy uwzględnieniu warunków konstrukcyjnych. Nanosząc te warunki na rys.39. i rys.40., uzyskuje się obszar w postaci prostokąta o bokach $(\gamma_{lmax}-\gamma_{lmin})$ i $(r_{bmax}-r_{bmin})$. Jak widać, obszar dla wariantu 1 (rys.39.) jest znacznie większy niż dla wariantu 2 (rys.40.). Potwierdza się, że dla wariantu 1, w którym zastosowano płytki kompensacyjne, o dużych gabarytach, są duże możliwości kształtowania powierzchni f_l , o czym wspomniano w punkcie 5.3.

Uwzględniając dwa opisane wyżej ograniczenia, tzn. ze względu na wartość docisku realizowanego za pomocą siły dociskającej P_d oraz na warunki konstrukcyjne otrzymuje się obszar wymaganych wartości wymiarów powierzchni kompensacji f_l (obszar zakreskowany).



Rys.39. Zależność promienia r_b w funkcji kąta γ_1



Rys.40. Zależność promienia r_b w funkcji kąta γ_1

5.4.1.2. Współrzędna x_d środka ciężkości powierzchni

Współrzedną środka ciężkości x_d powierzchni kompensacji f_l (punktu przyłożenia siły dociskającej P_d) wyznacza się korzystając z równań momentów statycznych, podstawowych powierzchni f', f'' względem osi układu współrzędnych XOY .

$$S_{yf_l} = S_{yf'} - S_{yf''}, \quad (5.35)$$

gdzie:

$$S_{yf_l} = f_l \cdot x_d, \quad S_{yf'} = f' \cdot x', \quad S_{yf''} = f'' \cdot x''. \quad (5.36)$$

Po podstawieniu zależności (5.36) oraz (5.31) do wyrażenia (5.35) oraz po przekształceniach uzyskuje się:

$$x_d = \frac{f' \cdot x' - f'' \cdot x''}{f' - f''}. \quad (5.37)$$

Współrzedne x', x'' powierzchni f', f'' wynoszą:

$$x' = \frac{2 \cdot (r_b^3 - r_a^3) \cdot \sin \frac{\gamma_1}{2}}{3 \cdot (r_b^2 - r_a^2) \cdot \frac{\gamma_1}{2}}, \quad x'' = \frac{2 \cdot (r_2^{*3} - r_3^3) \cdot \sin \beta_t}{3 \cdot (r_2^{*2} - r_3^2) \cdot \beta_t} \cdot \cos \left(\frac{\beta_t}{2} - \Theta \right). \quad (5.38)$$

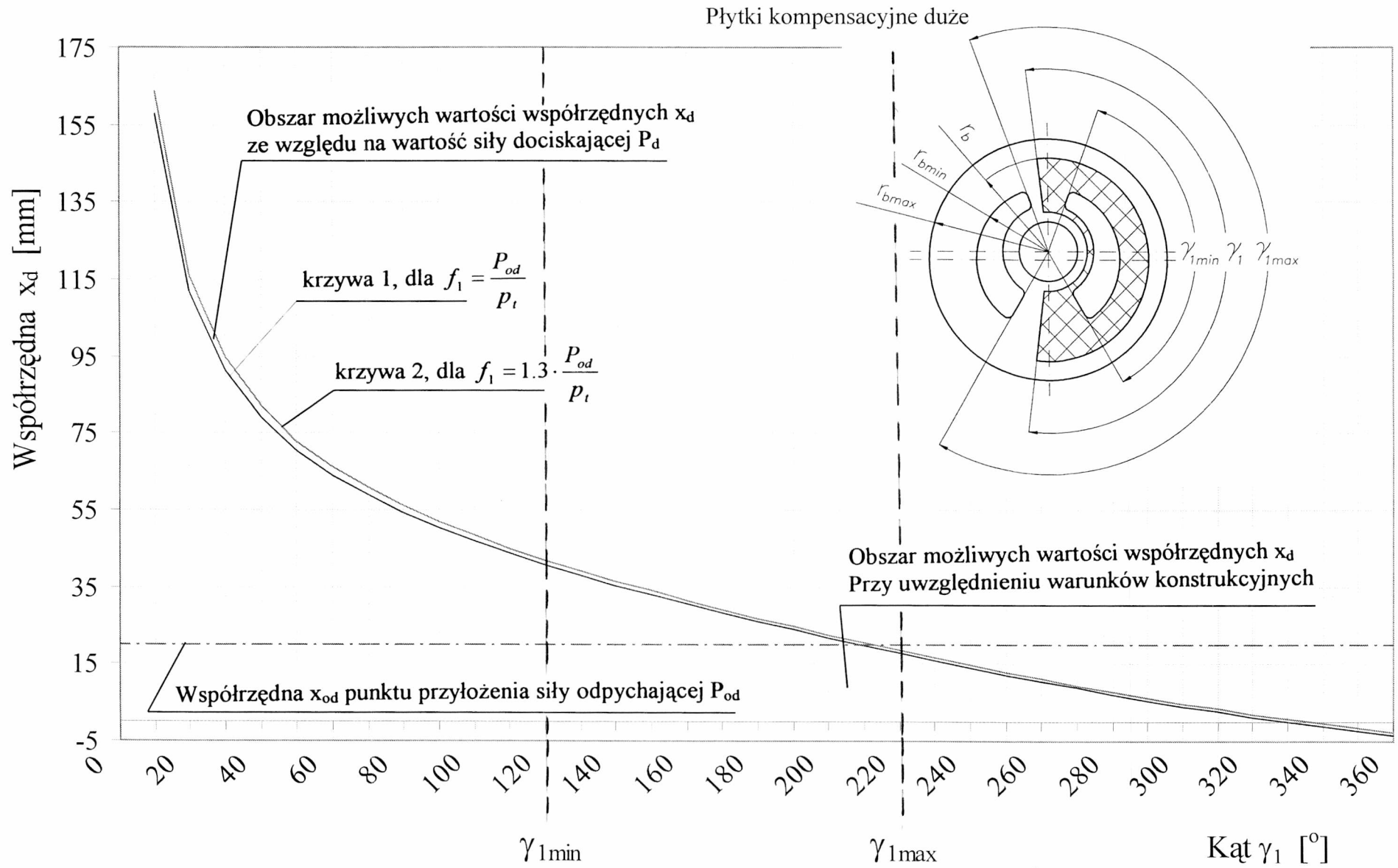
Po podstawieniu (5.38) oraz (5.32) do wyrażenia (5.37) oraz po przekształceniach otrzymuje się:

$$x_d = \frac{2}{3} \cdot \frac{2 \cdot (r_b^3 - r_a^3) \cdot \sin \frac{\gamma_1}{2} - (r_2^{*3} - r_3^3) \cdot \sin \beta_t \cdot \cos \left(\frac{\beta_t}{2} - \Theta \right)}{\gamma_1 \cdot (r_b^2 - r_a^2) - \beta_t \cdot (r_2^{*2} - r_3^2)}. \quad (5.39)$$

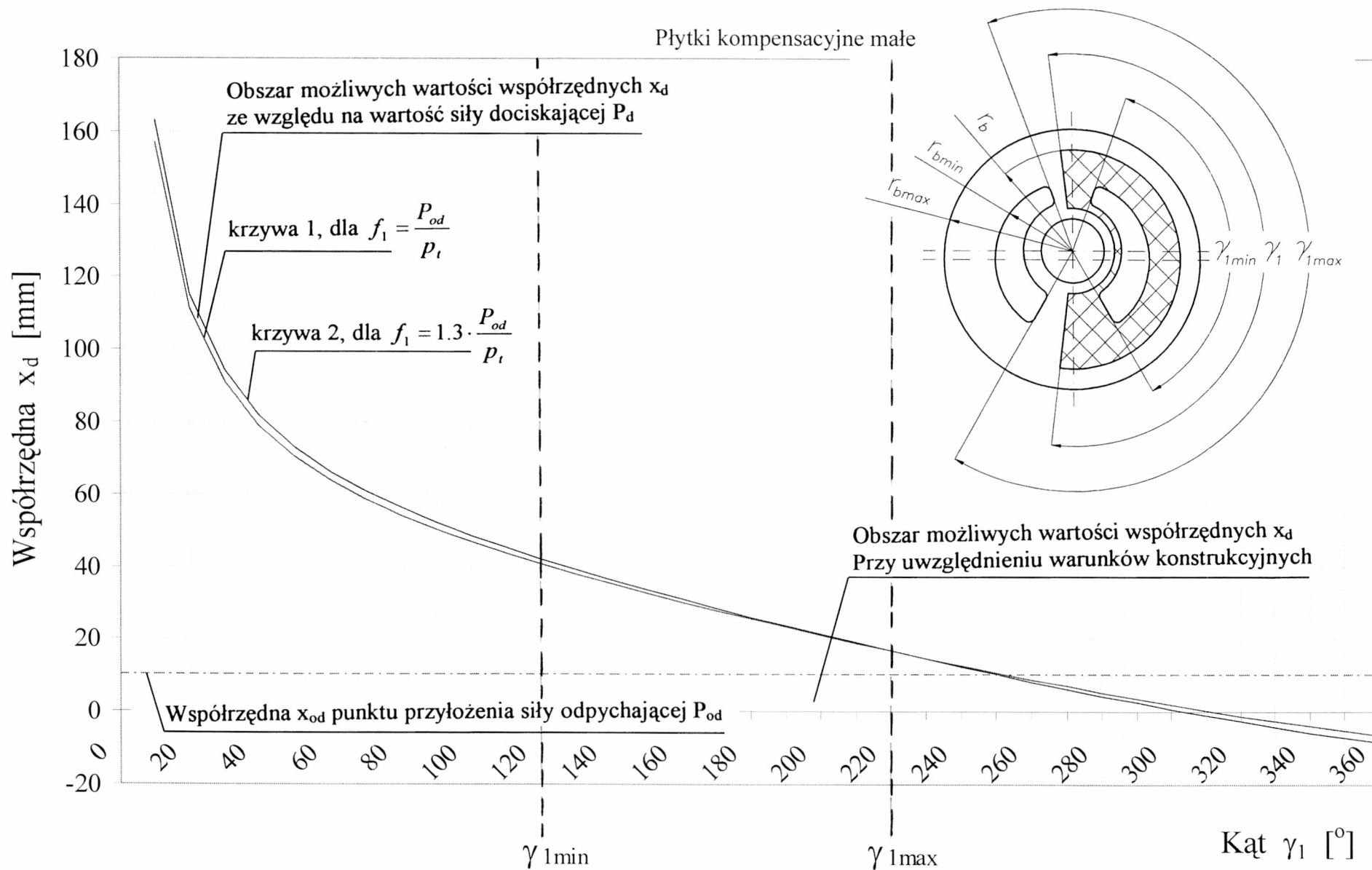
Uwzględniając zależność (5.33), wyrażenie (5.39) przyjmuje następującą postać:

$$x_d = \frac{2 \cdot (r_b^3 - r_a^3) \cdot \sin \frac{\gamma_1}{2} - (r_2^{*3} - r_3^3) \cdot \sin \beta_t \cdot \cos \left(\frac{\beta_t}{2} - \Theta \right)}{3 \cdot f_l}. \quad (5.40)$$

Zależność (5.40) w funkcji kąta γ_l , czyli $x_d=f(\gamma_l)$ przedstawiono na rys.41. i rys.42. Przy czym rys.41., pokazuje zależność $x_d=f(\gamma_l)$ dla wariantu 1 rozwiązania konstrukcyjnego kompensacji luzów osiowych, a rys.42., dla wariantu 2. Wykresy te sporządzono w oparciu o wymiary płytek kompensacyjnych, o dużych i małych gabarytach, oraz powierzchni f_l dla tych rozwiązań konstrukcyjnych kompensacji luzów osiowych, które podano w tab.5.3 i tab.5.4. Zaznaczono dla zależności $x_d=f(\gamma_l)$ obszar możliwych wartości współrzędnych x_d ze względu na wartość siły dociskającej P_d . Podstawiając równanie (5.30) do zależności (5.40) otrzymuje się krzywą 1i krzywą 2, które ograniczają ten obszar. Jego dolną granicę stanowi krzywa 1, zaś górną krzywa 2. Jak widać, obszar ten jest niewielki i znacznie mniejszy w porównaniu z obszarem dla zależności $r_b=f(\gamma_l)$.



Rys.41. Zależność współrzędnej x_d w funkcji kąta γ_1



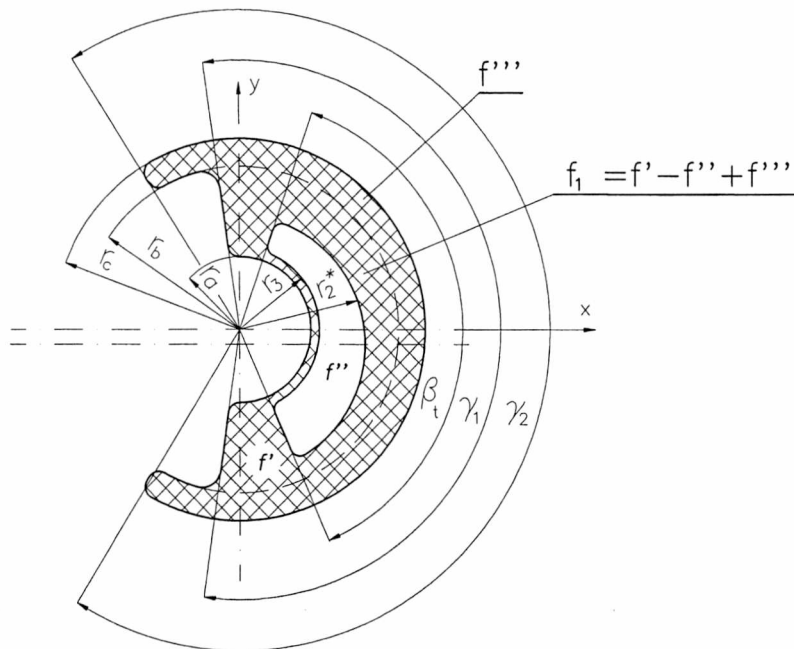
Rys.42. Zależność współrzędnej x_d w funkcji kąta γ_1

Również, zaznaczono obszar możliwych wartości współrzędnych x_d ze względu na warunki konstrukcyjne. Dla tej zależności ($x_d=f(\gamma_l)$) ograniczenie konstrukcyjne stanowią jedynie wartości kąta γ_l . Jego wartość ograniczona jest z jednej strony kątem β_t opisującym nerkę tłoczną, wtedy kąt γ_l przyjmuje wartość minimalną $\gamma_{lmin}=\beta_t$, zaś z drugiej kątem β_s , opisującym nerkę ssawną, wówczas kąt γ_l przyjmuje wartość maksymalną $\gamma_{lmax}=360^\circ-\beta_s$. Uwzględniając wszystkie te warunki uzyskuje się obszar, w którym można osiągnąć wartości współrzędnej x_d dla danego rozwiązania konstrukcyjnego kompensacji luzów osiowych. Dodatkowo na rys.41. i rys.42., naniesiono współrzędną x_{od} siły odpychającej P_{od} w postaci linii poziomej.

Zwiększanie wartości kąta γ_l powoduje zmniejszanie wartości współrzędnej x_d siły dociskającej P_d i przybliżanie się jej do wartości współrzędnej x_{od} siły odpychającej P_{od} . Należy dążyć zatem, do tego, aby wartość kąta γ_l była możliwie jak największa. Zwiększanie wartości kąta γ_l dodatkowo korzystnie wpływa na uzyskanie zwartego kształtu powierzchni kompensacji f_l , gdyż zmniejszaniu ulega wartość promienia r_b , opisującego powierzchnię f_l . Zatem, możliwe jest wówczas rozmieszczenie powierzchni kompensacji f_l na powierzchni płytki kompensacyjnej. Jednak, bardzo często się zdarza, że mimo przyjęcia wartości kąta $\gamma_l=\gamma_{lmax}$, wynikającego z konstrukcji płytki kompensacyjnej, współrzędna x_d oraz x_{od} nie pokrywają się i w dodatku $x_d > x_{od}$ (rys.41. i rys.42.). Można zauważyć, że dla wariantu 1 współrzędna x_d nie pokrywa się ze współrzędną x_{od} w mniejszym stopniu niż dla wariantu 2. Ponownie potwierdza się to, że dla wariantu 1 występują większe możliwości spełnienia warunków (5.3) i (5.5) poprawnego rozwiązania kompensacji luzów osiowych niż dla wariantu 2.

5.4.2. Powierzchnia pierścieniowa z wąsami

5.4.2.1. Pole powierzchni



Rys.43. Powierzchnia pierścieniowa z wąsami

Kształt powierzchni pierścieniowej przedstawionej na rys.38., powiększono o powierzchnię w kształcie litery „C”, opisaną promieniami: r_b i r_c oraz kątem γ_2 (rys.43.). Zatem, powierzchnia f_l wynosi:

$$f_l = f' - f'' + f''', \quad (5.41)$$

gdzie:

$$f''' = \frac{\gamma_1 \cdot (r_c^2 - r_b^2)}{2}. \quad (5.42)$$

Po podstawieniu (5.32) oraz (5.42) do wyrażenia (5.41) oraz po przekształceniach otrzymuje się:

$$f_l = \frac{\gamma_1 \cdot (r_b^2 - r_a^2) - \beta_l \cdot (r_2^{*2} - r_3^2)}{2} + \frac{\gamma_2 \cdot (r_c^2 - r_b^2)}{2}. \quad (5.43)$$

Dodanie powierzchni, opisanej promieniami r_b i r_c oraz kątem γ_2 , do powierzchni pierścieniowej spowodowało, że liczba parametrów opisujących powierzchnię f_l wzrosła dodatkowo o promień r_c i kąt γ_l . Parametry te są ze sobą ściśle związane, zmiana wartości kąta γ_l powoduje zmianę wartości promienia r_c .

Przekształcając wyrażenie (5.43) można przedstawić promień r_c w zależności od kąta γ_l .

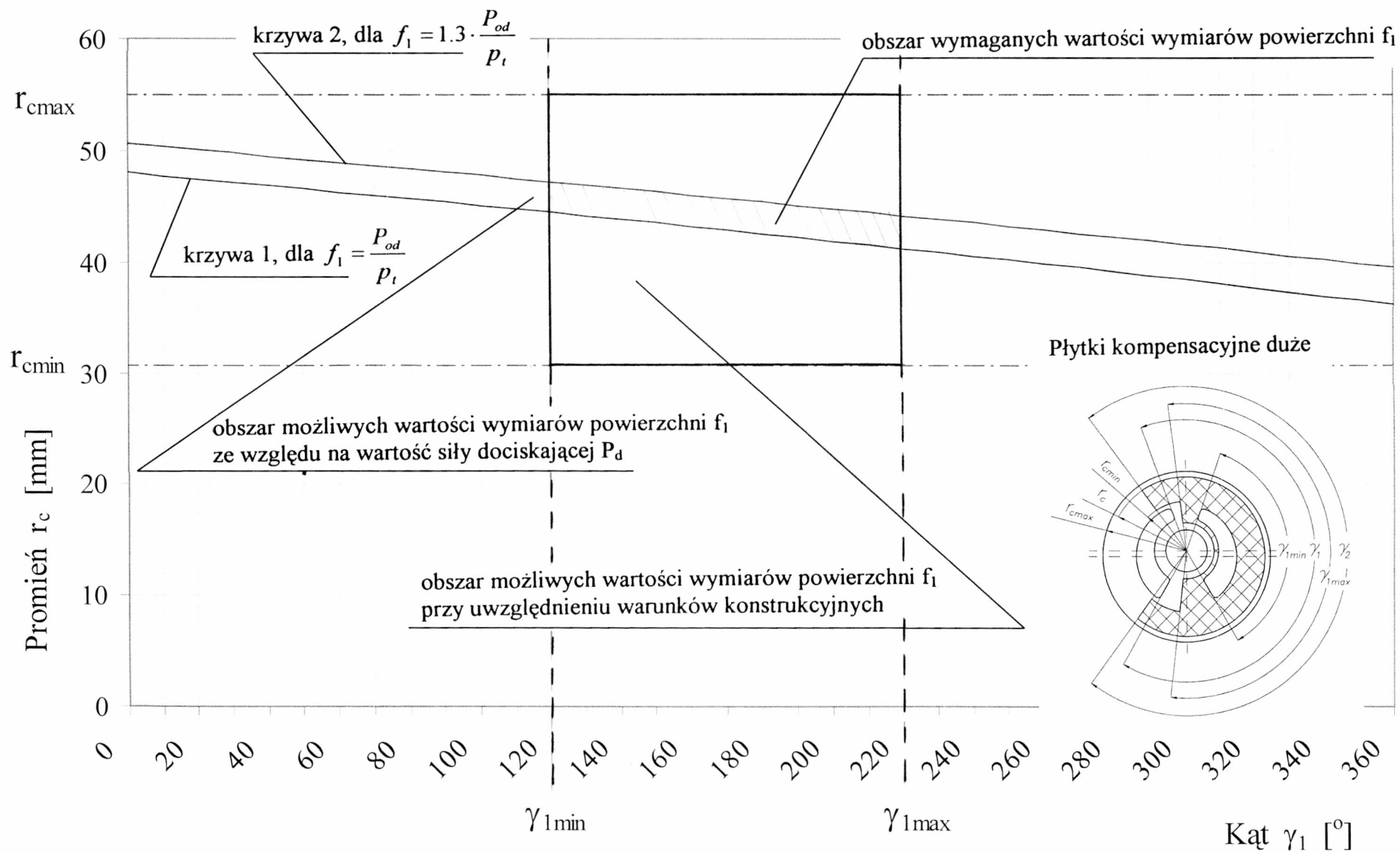
$$r_c = \sqrt{\frac{2 \cdot f_l + \gamma_1 \cdot (r_b^2 - r_a^2) + \beta_l \cdot (r_2^{*2} - r_3^2) + \gamma_2 \cdot r_b^2}{\gamma_2}} \quad (5.44)$$

Na rys.44., przedstawiono zależność promienia r_c w funkcji kąta γ_l , czyli $r_c=f(\gamma_l)$, przy założonych wartościach kąta γ_2 oraz promienia r_b . Wykres ten sporządzono w oparciu o wymiary płytek kompensacyjnych, o dużych gabarytach, oraz powierzchni f_l (wariant 1), które zestawiono w tab.5.3 i tab.5.4. Z wykresu wynika, że zwiększanie wartości kąta γ_l pociąga za sobą zmniejszanie wartości promienia r_c .

Podobnie, jak dla powierzchni pierścieniowej, zaznaczono obszar możliwych wartości wymiarów powierzchni kompensacji f_l ze względu na wartość siły dociskającej P_d . Obszar ten ograniczają krzywe 1 i 2, które powstały po podstawieniu równania (5.30) do zależności (5.44).

Ze względów konstrukcyjnych promień r_c nie może być zbyt mały, gdyż może pokrywać się z promieniem $r_b=r_2^*$, wówczas promień r_c przyjmuje wartość minimalną $r_{cmin}=r_b$. Nie może być też zbyt duży, ponieważ może nie zmieścić się na powierzchni płytki kompensacyjnej, wówczas promień r_c przyjmuje wartość maksymalną $r_{cmax}=r_z$. Również kąt γ_l nie może przyjmować dowolnych wartości. Jego wartość ograniczona jest z jednej strony kątem β_l , opisującym nerkę tłoczną, wtedy kąt γ_l przyjmuje wartość minimalną $\gamma_{lmin}=\beta_l$, zaś z drugiej kątem β_s , opisującym nerkę ssawną, wówczas kąt γ_l przyjmuje wartość maksymalną $\gamma_{lmax}=360^\circ-\beta_s$. Otrzymuje się obszar możliwych wartości powierzchni kompensacji f_l , przy uwzględnieniu warunków konstrukcyjnych. Nanosząc te warunki na rys.44., uzyskuje się obszar w postaci prostokąta o bokach $(\gamma_{lmax}-\gamma_{lmin})$ i $(r_{cmax}-r_{cmin})$.

Uwzględniając dwa opisane wyżej ograniczenia, tzn. ze względu na wartość siły dociskającej P_d oraz na warunki konstrukcyjne otrzymuje się obszar wymaganych wartości wymiarów powierzchni kompensacji f_l (obszar zakreskowany).



Rys. 44. Zależność promienia r_c w funkcji kąta γ_1

5.4.2.2. Współrzędna x_d środka ciężkości powierzchni

Współrzedną środka ciężkości x_d powierzchni kompensacji f_l wyznacza się korzystając z równań momentów statycznych, podstawowych powierzchni f' , f'' i f''' względem osi układu współrzędnych XOY .

$$S_{yf_l} = S_{yf'} - S_{yf''} + S_{yf'''} , \quad (5.45)$$

gdzie:

$$S_{yf'''} = f''' \cdot x''' . \quad (5.46)$$

Po podstawieniu zależności (5.36) oraz (5.46) do wyrażenia (5.45) oraz po przekształceniach uzyskuje się:

$$x_d = \frac{f' \cdot x' - f'' \cdot x'' + f''' \cdot x'''}{f' - f'' + f'''} . \quad (5.47)$$

Współrzedna x''' powierzchni f''' wynosi:

$$x''' = \frac{2 \cdot (r_c^3 - r_b^3) \cdot \sin \frac{\gamma_2}{2}}{3 \cdot (r_c^2 - r_b^2) \cdot \frac{\gamma_2}{2}} . \quad (5.48)$$

Po podstawieniu (5.32), (5.38), (5.42) oraz (5.48) do wyrażenia (5.47) oraz po przekształceniach otrzymuje się:

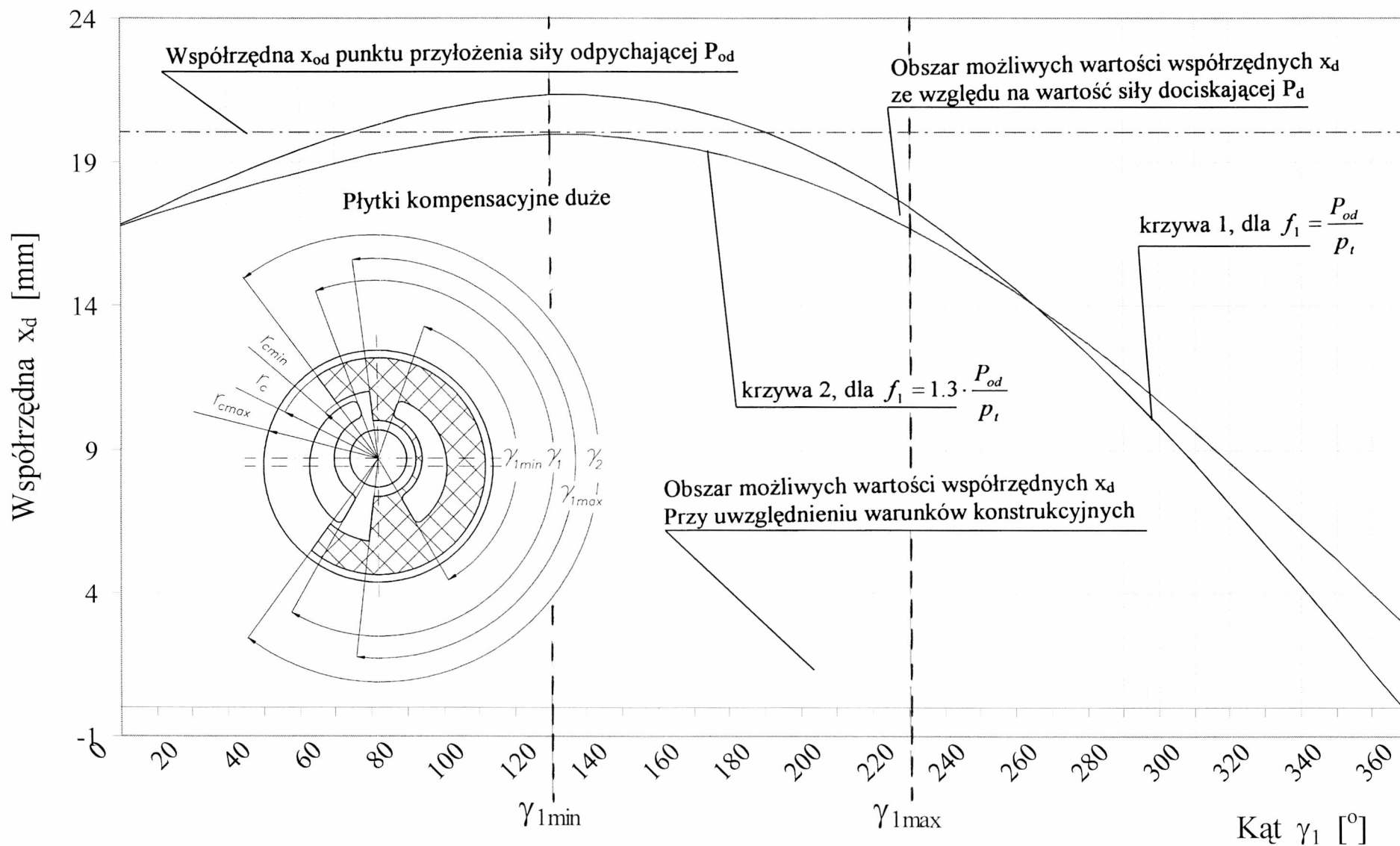
$$x_d = \frac{2}{3} \cdot \frac{2 \cdot (r_b^3 - r_a^3) \cdot \sin \frac{\gamma_1}{2} - (r_2^{*3} - r_3^3) \cdot \sin \beta_l \cdot \cos \left(\frac{\beta_l}{2} - \Theta \right) + 2 \cdot (r_c^3 - r_b^3) \cdot \sin \frac{\gamma_2}{2}}{\gamma_1 \cdot (r_b^2 - r_a^2) - \beta_l \cdot (r_2^{*2} - r_3^2) + \gamma_2 \cdot (r_c^2 - r_b^2)} . \quad (5.49)$$

Uwzględniając zależność (5.43), wyrażenie (5.49) przyjmuje następującą postać:

$$x_d = \frac{2 \cdot (r_b^3 - r_a^3) \cdot \sin \frac{\gamma_1}{2} - (r_2^{*3} - r_3^3) \cdot \sin \beta_l \cdot \cos \left(\frac{\beta_l}{2} - \Theta \right) + 2 \cdot (r_c^3 - r_b^3) \cdot \sin \frac{\gamma_2}{2}}{3 \cdot f_l} . \quad (5.50)$$

Dodanie powierzchni w kształcie litery „C” do powierzchni pierścieniowej ma na celu przesunięcie współrzędnej x_d w kierunku początku układu współrzędnych XOY . Na rys.45., przedstawiono współrzedną x_d w funkcji kąta γ_l , przy założonych wartościach kąta γ_2 oraz promienia r_b . Wykres ten sporządzono w oparciu o wymiary płytek kompensacyjnych o dużych gabarytach oraz powierzchni f_l (wariant 1), które podano w tab.5.3 i tab.5.4.

Podobnie podstawiając do równania (5.50) równanie (5.30) otrzymuje się obszar możliwych wartości współrzędnych x_d ze względu na wartość siły dociskającej P_d , który ograniczają krzywa 1 i krzywa 2.



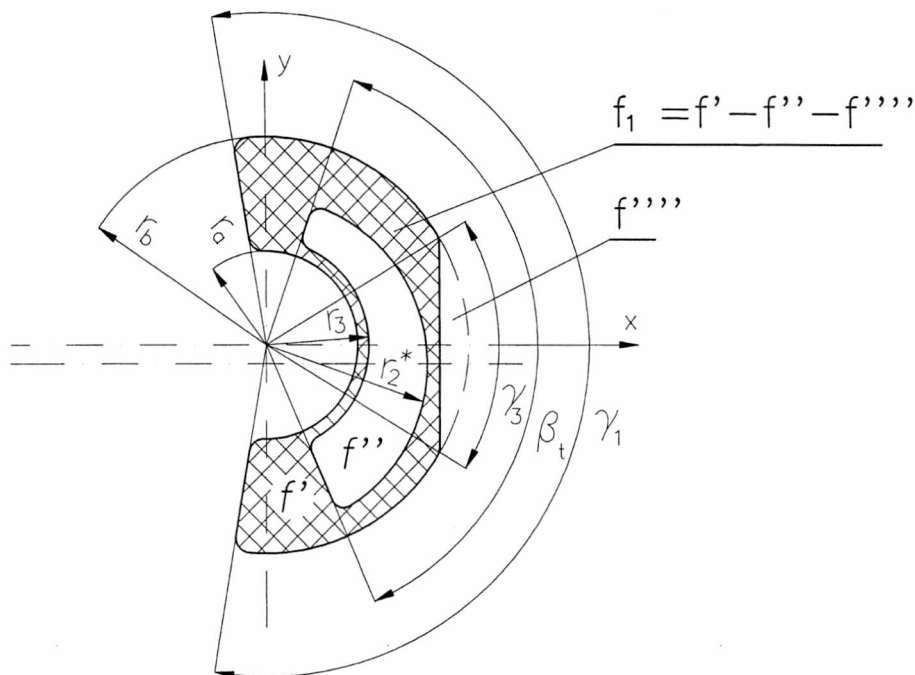
Rys.45. Zależność współrzędnej x_d w funkcji kąta γ_1

Konstrukcyjne ograniczenie w kształtowaniu i rozmieszczeniu powierzchni f_l (a więc dobierania wartości współrzędnej x_d i kąta γ_l), na zewnętrznej stronie płytek kompensacyjnych, jest identyczne jak dla powierzchni pierścieniowej.

Dodatkowo na rys.45., naniesiono współrzędną x_{od} siły odpychającej P_{od} w postaci linii poziomej. Zwiększanie wartości kąta γ_1 powoduje zmniejszanie wartości współrzędnej x_d oraz jej przybliżanie do współrzędnej x_{od} . Dla tej powierzchni możliwe jest pokrywanie się współrzędnej x_d siły dociskającej P_d ze współrzędną x_{od} siły odpychającej P_{od} .

5.4.3. Powierzchnia pierścieniowa ze ścięciem

5.4.3.1. Pole powierzchni



Rys.46. Powierzchnia pierścieniowa ze ścięciem

Kształt powierzchni pierścieniowej przedstawionej na rys.38., zmniejszono o wycinek kołowy, opisany promieniem r_b oraz kątem γ_3 (rys.46.). Zatem f_l wynosi:

$$f_1 = f' - f'' - f''' , \quad (5.51)$$

gdzie:

$$f''' = \frac{(\gamma_3 - \sin \gamma_3) \cdot r_b^2}{2}. \quad (5.52)$$

Po podstawieniu (5.32) oraz (5.52) do wyrażenia (5.51) oraz po przekształceniach otrzymuje się:

$$f_1 = \frac{\gamma_1 \cdot (r_b^2 - r_a^2) - \beta_l \cdot (r_2^{*2} - r_3^2)}{2} - \frac{(\gamma_3 - \sin \gamma_3) \cdot r_b^2}{2}. \quad (5.53)$$

Przekształcając wyrażenie (5.53) można przedstawić promień r_b w zależności od kąta γ_l .

$$r_b = \sqrt{\frac{2 \cdot f_1 + \beta_l \cdot (r_2^{*2} - r_3^2) + \gamma_1 \cdot r_a^2}{\gamma_1 + \gamma_3 - \sin \gamma_3}} \quad (5.54)$$

Opis powierzchni kompensacji f_l przedstawionej na rys.46., powiększył się dodatkowo o jeden parametr - kąt γ_3 w porównaniu z powierzchnią pierścieniową przedstawioną na rys.38. Na rys.47., pokazano zależność promienia r_b w funkcji kąta γ_l , czyli $r_b=f(\gamma_l)$, przy założonej wartości kąta γ_3 . Wykres ten sporządzono w oparciu o wymiary płytek kompensacyjnych, o dużych gabarytach, oraz powierzchni f_l (wariant 1), które zestawiono w tab.5.3 i tab.5.4.

Podobnie, jak dla powierzchni pierścieniowej, zwiększanie wartości kąta γ_l powoduje zmniejszanie wartości promienia r_b .

Podstawiając do równania (5.54) równanie (5.30) otrzymuje się obszar możliwych rozwiązań wartości wymiarów powierzchni f_l ze względu na wartość siły dociskającej P_d , który ograniczają krzywa 1 i krzywa 2.

Konstrukcyjne ograniczenie w kształtowaniu powierzchni f_l (a więc dobierania wartości promienia r_b i kąta γ_l) na zewnętrznej stronie płytek kompensacyjnych jest identyczne jak dla powierzchni pierścieniowej.

Uwzględniając dwa opisane wyżej ograniczenia, tzn. ze względu na wartość docisku realizowanego za pomocą siły dociskającej P_d oraz na warunki konstrukcyjne otrzymuje się obszar wymaganych wartości wymiarów powierzchni kompensacji f_l (obszar zakreskowany).

5.4.3.2. Współrzędna x_d środka ciężkości powierzchni

Współrzędną środka ciężkości x_d powierzchni kompensacji f_l wyznacza się korzystając z równań momentów statycznych podstawowych powierzchni f' , f'' i f''' względem osi układu współrzędnych XOY .

$$S_{yf_1} = S_{yf'} - S_{yf''} - S_{yf'''} , \quad (5.55)$$

gdzie:

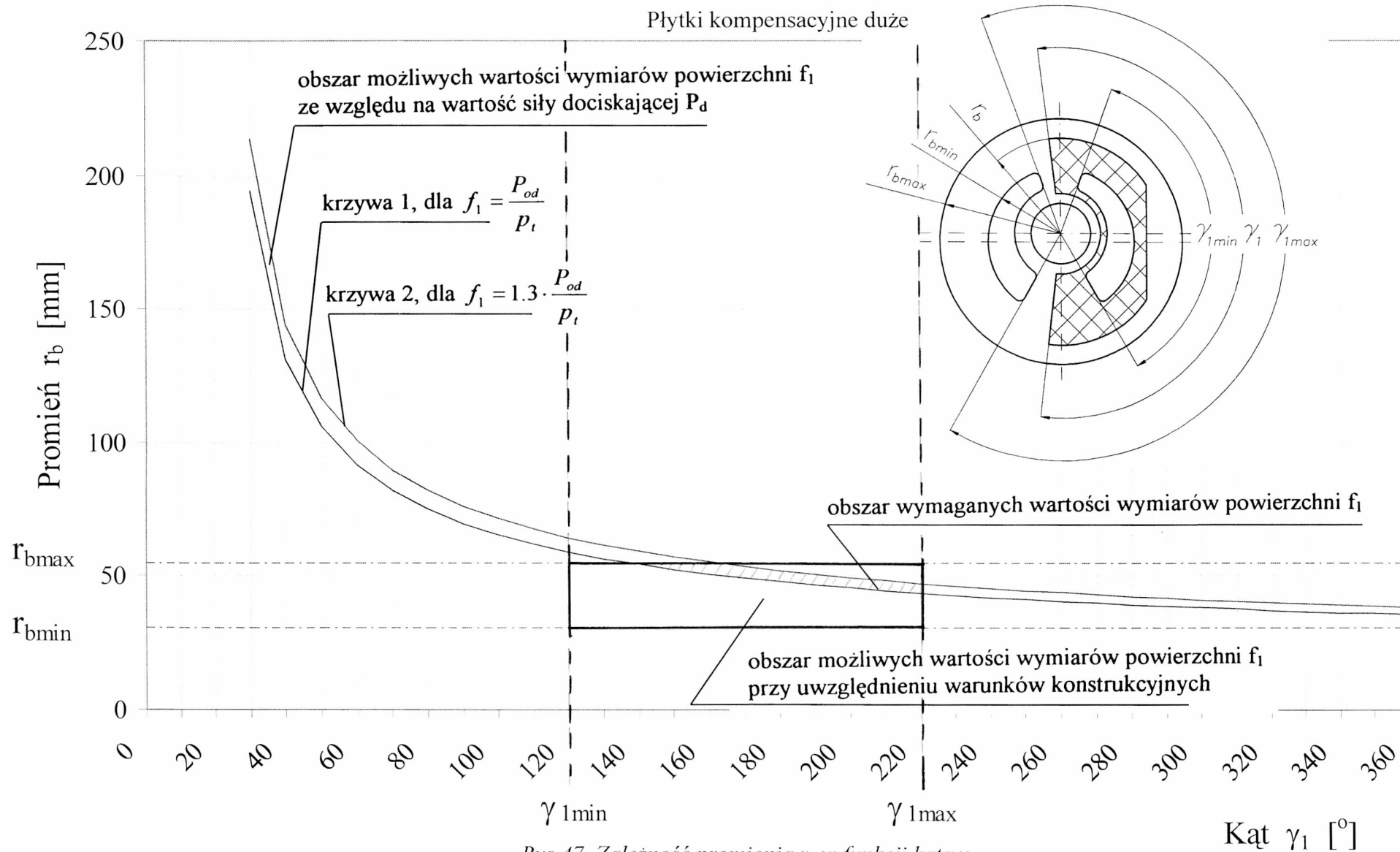
$$S_{yf'''} = f''' \cdot x''' . \quad (5.56)$$

Po podstawieniu zależności (5.36) oraz (5.56) do wyrażenia (5.55) oraz po przekształceniach uzyskuje się:

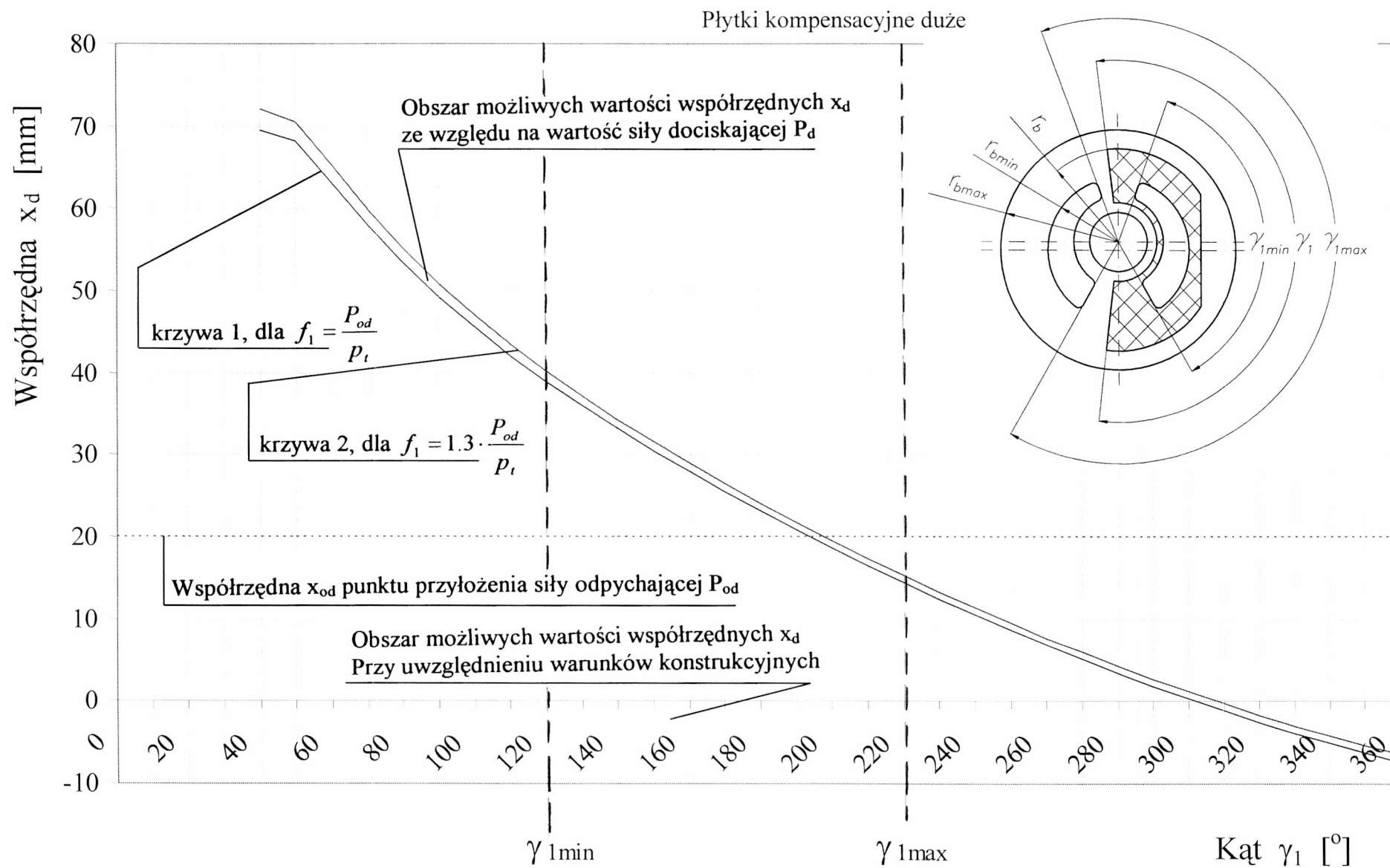
$$x_d = \frac{f' \cdot x' - f'' \cdot x'' - f''' \cdot x'''}{f' - f'' - f'''} . \quad (5.57)$$

Współrzędna x''' powierzchni f''' wynosi:

$$x''' = \frac{4 \cdot r_b \cdot \sin^3 \frac{\gamma_3}{2}}{3 \cdot (\gamma_3 - \sin \gamma_3)} . \quad (5.58)$$



Rys.47. Zależność promienia r_b w funkcji kąta γ_1



Rys.48. Zależność współrzędnej x_d w funkcji kąta γ_1

5. Podstawy projektowania kompensacji luzów osiowych w pompie gerotorowej

Po podstawieniu (5.32), (5.38), (5.52) oraz (5.58) do wyrażenia (5.57) oraz po przekształceniach otrzymuje się:

$$x_d = \frac{2}{3} \cdot \frac{2 \cdot (r_b^3 - r_a^3) \cdot \sin \frac{\gamma_1}{2} - (r_2^{*3} - r_3^3) \cdot \sin \beta_l \cdot \cos \left(\frac{\beta_l}{2} - \Theta \right) - 2 \cdot r_b^3 \cdot \sin^3 \frac{\gamma_3}{2}}{\gamma_1 \cdot (r_b^2 - r_a^2) - \beta_l \cdot (r_2^{*2} - r_3^2) - (\gamma_3 - \sin \gamma_3) \cdot r_b^2}. \quad (5.59)$$

Uwzględniając zależność (5.53), wyrażenie (5.59) przyjmuje następującą postać:

$$x_d = \frac{2 \cdot (r_b^3 - r_a^3) \cdot \sin \frac{\gamma_1}{2} - (r_2^{*3} - r_3^3) \cdot \sin \beta_l \cdot \cos \left(\frac{\beta_l}{2} - \Theta \right) - 2 \cdot r_b^3 \cdot \sin^3 \frac{\gamma_3}{2}}{3 \cdot f_1}. \quad (5.60)$$

Zmiana kształtu powierzchni pierścieniowej (rys.38.) poprzez odjęcie wycinka kołowego, opisanego promieniem r_b oraz kątem γ_3 , podobnie jak dodanie powierzchni w kształcie litery „C” do powierzchni pierścieniowej (rys.44.), ma na celu przesunięcie współrzędnej x_d w kierunku początku układu współrzędnych XOY . Na rys.48., pokazano współrzędną x_d w funkcji kąta γ_l , przy założonej wartości kąta γ_3 . Wykres ten sporządzono w oparciu o wymiary płytek kompensacyjnych, o dużych gabarytach, oraz powierzchni f_l (wariant 1), które podano w tab.5.3 i tab.5.4.

Zwiększanie wartości kąta γ_l powoduje zmniejszanie wartości współrzędnej x_d oraz przybliżanie jej do współrzędnej x_{od} .

Podobnie podstawiając do równania (5.60) równanie (5.30) otrzymuje się obszar możliwych wartości współrzędnych x_d ze względu na wartość siły dociskającej P_d , który ograniczają krzywa 1 i krzywa 2.

Konstrukcyjne ograniczenie w kształtowaniu i rozmieszczeniu powierzchni f_l (a więc dobierania wartości współrzędnej x_d i kąta γ_l), na zewnętrznej stronie płytek kompensacyjnych, jest identyczne jak dla powierzchni pierścieniowej.

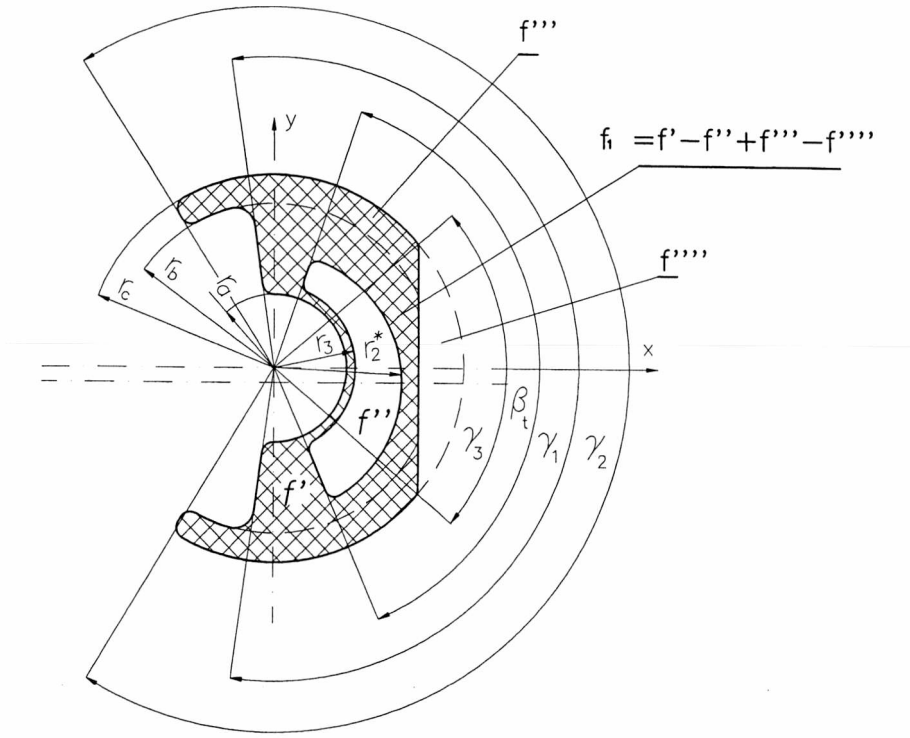
Dodatkowo na rys.48., naniesiono współrzędną x_{od} siły odpychającej P_{od} w postaci linii poziomej. Zwiększanie wartości kąta γ_l powoduje zmniejszanie wartości współrzędnej x_d oraz jej przybliżanie do współrzędnej x_{od} . W przypadku stosowania tej powierzchni kompensacji f_l można uzyskać współosiowość działania siły dociskającej P_d i siły odpychającej P_{od} .

5.4.4. Powierzchnia pierścieniowa z wąsami i ze ścięciem

5.4.4.1. Pole powierzchni

Do kształtu powierzchni pierścieniowej przedstawionej na rys.38., dodano powierzchnię w kształcie litery „C”, opisaną promieniami r_b , r_c oraz kątem γ_2 , a także odjęto wycinek kołowy, opisany promieniem r_b oraz kątem γ_3 . Jak z rys.49., wynika jest to połączenie dwóch sposobów na przesunięcie środka ciężkości powierzchni kompensacji f_l w kierunku początku układu współrzędnych XOY opisanych w punkcie 5.4.2 oraz punkcie 5.4.3. Zatem, opis powierzchni f_l przyjmuje następującą postać:

$$f_l = f' - f'' + f''' - f'''' \quad (5.61)$$



Rys.49. Powierzchnia pierścieniowa z wąsami i ze ścięciem

Podstawiając (5.32), (5.42), (5.52) do wyrażenia (5.61) oraz dokonując przekształceń otrzymuje się:

$$f_l = \frac{\gamma_1 \cdot (r_b^2 - r_a^2) - \beta_t \cdot (r_2^{*2} - r_3^2)}{2} + \frac{\gamma_2 \cdot (r_c^2 - r_b^2)}{2} - \frac{(\gamma_3 - \sin \gamma_3) \cdot r_b^2}{2} \quad (5.62)$$

Parametrami, których wartości można dobierać podczas projektowania powierzchni kompensacji f_l są: promień r_b , r_c oraz kąty γ_1 , γ_2 , γ_3 .

Przekształcając wyrażenie (5.62) można przedstawić promień r_c w zależności od kąta γ_1 .

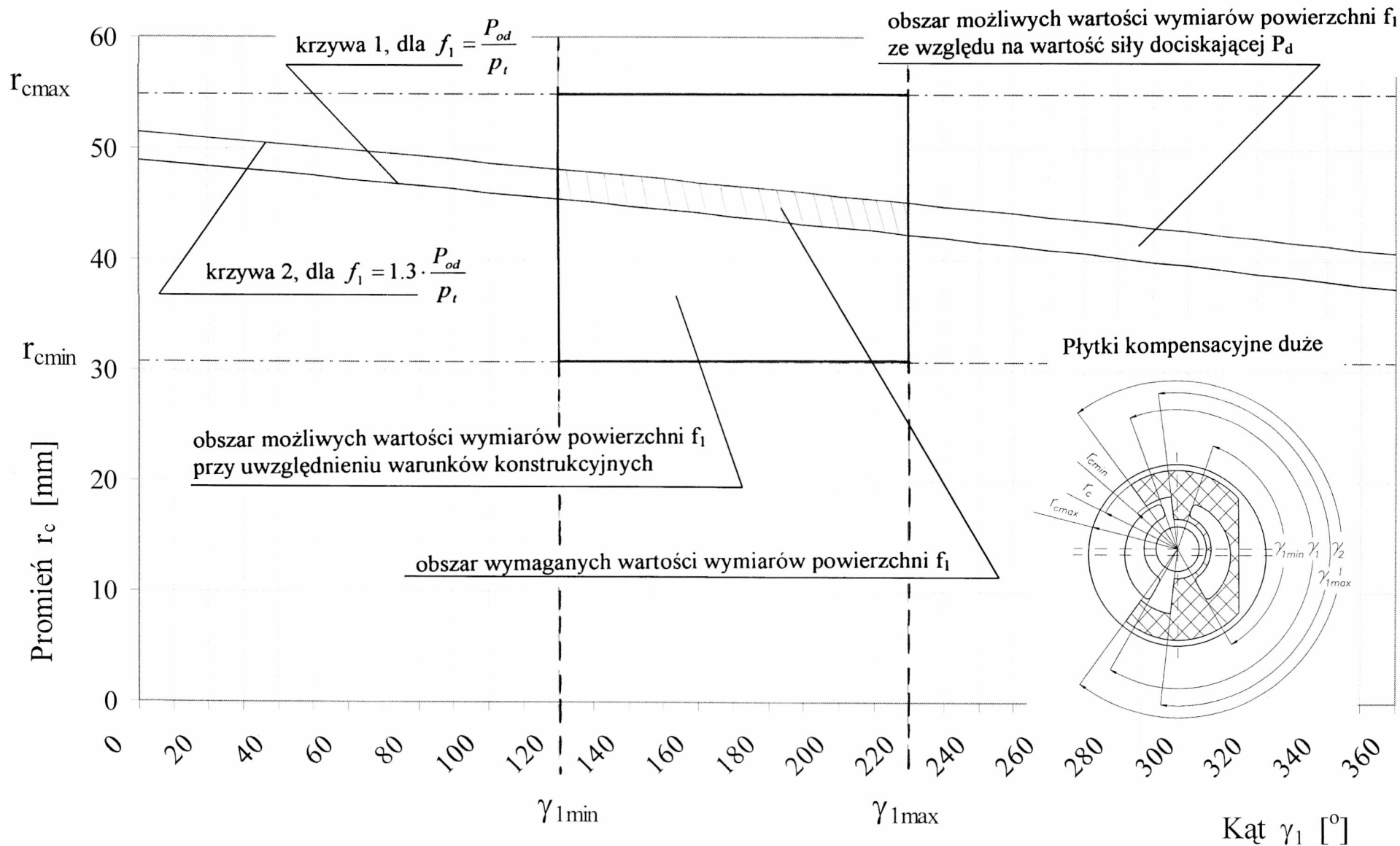
$$r_c = \sqrt{\frac{\gamma_1 \cdot (r_b^2 - r_a^2) + \beta_t \cdot (r_2^{*2} - r_3^2) + (\gamma_2 - \gamma_3 + \sin \gamma_3) \cdot r_b^2}{\gamma_2}} \quad (5.63)$$

Na rys.50., przedstawiono zależność promienia r_c w funkcji kąta γ_1 , przy ustalonych wartościach promienia r_b oraz kątów γ_2 i γ_3 . Wykres ten sporządzono w oparciu o wymiary płytek kompensacyjnych, o dużych gabarytach, oraz powierzchni f_l (wariant 1), które podano w tab.5.3 i tab.5.4.

Podobnie, jak dla powierzchni pierścieniowej z wąsami (rys.44.), zwiększanie wartości kąta γ_1 powoduje zmniejszanie się wartości promienia r_c .

Podstawiając do równania (5.63) równanie (5.30) otrzymuje się obszar możliwych wartości wymiarów powierzchni f_l ze względu na wartość siły dociskającej P_d , który ograniczają krzywa 1 i krzywa 2.

Konstrukcyjne ograniczenie w kształtowaniu powierzchni f_l (a więc dobierania wartości promienia r_b i kąta γ_1), na zewnętrznej stronie płytek kompensacyjnych, jest identyczne jak dla powierzchni pierścieniowej z wąsami.



Rys. 50. Zależność promienia r_c w funkcji kąta γ_1

5. Podstawy projektowania kompensacji luzów osiowych w pompie gerotorowej

Uwzględniając dwa opisane wyżej ograniczenia, tzn. ze względu na wartość docisku realizowanego za pomocą siły dociskającej P_d oraz na warunki konstrukcyjne otrzymuje się obszar wymaganych rozwiązań wartości wymiarów powierzchni kompensacji f_l (obszar zakresowany na rys.50.).

5.4.4.2. Współrzędna x_d środka ciężkości powierzchni

Współrzędna środka ciężkości x_d powierzchni kompensacji f_l wyznacza się korzystając z równań momentów statycznych, podstawowych powierzchni f' , f'' , f''' i f'''' względem osi układu współrzędnych XOY .

$$S_{yf_l} = S_{yf'} - S_{yf''} + S_{yf'''} - S_{yf''''} \quad (5.64)$$

Po podstawieniu (5.36), (5.46), (5.56) do zależności (5.64) oraz po przekształceniach otrzymuje się:

$$x_d = \frac{f' \cdot x' - f'' \cdot x'' + f''' \cdot x''' - f'''' \cdot x''''}{f' - f'' + f''' - f''''} \quad (5.65)$$

Po podstawieniu (5.32), (5.38), (5.42), (5.48), (5.52) i (5.58) do zależności (5.65) oraz po przekształceniach otrzymuje się:

$$x_d = \frac{2}{3} \cdot \frac{2 \cdot (r_b^3 - r_a^3) \cdot \sin \frac{\gamma_1}{2} - (r_2^{*3} - r_3^3) \cdot \sin \beta_l \cdot \cos \left(\frac{\beta_l}{2} - \Theta \right) + 2 \cdot (r_c^3 - r_b^3) \cdot \sin \frac{\gamma_2}{2} - 2 \cdot r_b^3 \cdot \sin^3 \frac{\gamma_3}{2}}{\gamma_1 \cdot (r_b^2 - r_a^2) - \beta_l \cdot (r_2^{*2} - r_3^2) + \gamma_2 \cdot (r_c^2 - r_b^2) - (\gamma_3 - \sin \gamma_3) \cdot r_b^2} \quad (5.66)$$

Uwzględniając zależność (5.62), wyrażenie (5.66) przyjmuje następującą postać:

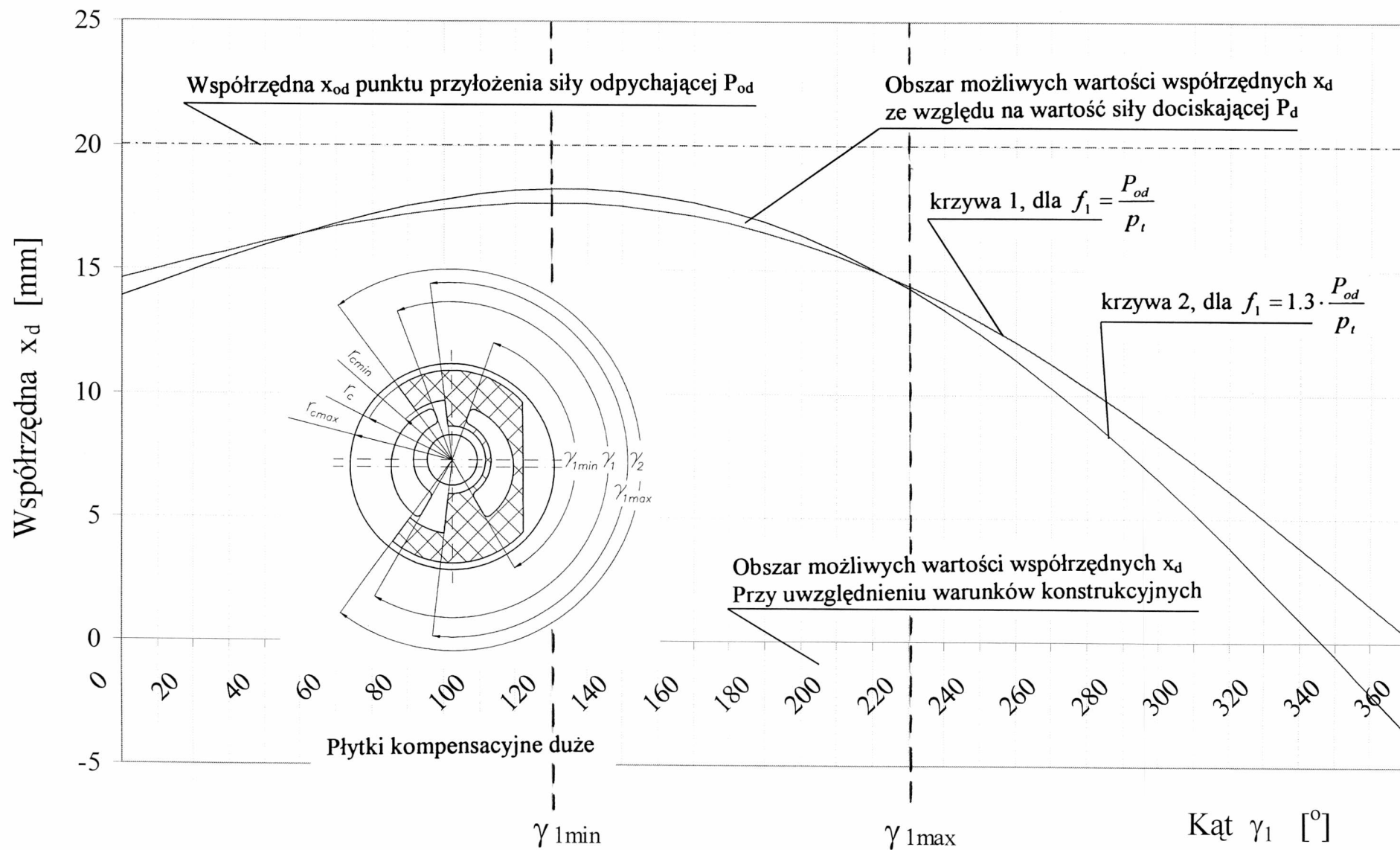
$$x_d = \frac{2 \cdot (r_b^3 - r_a^3) \cdot \sin \frac{\gamma_1}{2} - (r_2^{*3} - r_3^3) \cdot \sin \beta_l \cdot \cos \left(\frac{\beta_l}{2} - \Theta \right) + 2 \cdot (r_c^3 - r_b^3) \cdot \sin \frac{\gamma_2}{2} - 2 \cdot r_b^3 \cdot \sin^3 \frac{\gamma_3}{2}}{3 \cdot f_l} \quad (5.67)$$

Na rys.51., pokazano współrzędną x_d w funkcji kąta γ_l , przy założonej wartości kąta γ_3 . Wykres ten sporządzono w oparciu o wymiary płytek kompensacyjnych, o dużych gabarytach, oraz powierzchni f_l (wariant 1), które zestawiono w tab.5.3 i tab.5.4.

Zwiększanie wartości kąta γ_l powoduje zmniejszanie wartości współrzędnej x_d oraz przybliżanie jej do współrzędnej x_{od} .

Podobnie podstawiając do równania (5.67) równanie (5.30) otrzymuje się obszar możliwych wartości współrzędnych x_d ze względu na wartość siły dociskającej P_d , który ograniczają krzywa 1 i krzywa 2.

Konstrukcyjne ograniczenie w kształtowaniu i rozmieszczeniu powierzchni f_l (a więc dobierania wartości współrzędnej x_d i kąta γ_l), na zewnętrznej stronie płytek kompensacyjnych, jest identyczne jak dla powierzchni pierścieniowej (rys.38.).



Rys.51. Zależność współrzędnej x_d w funkcji kąta γ_1

Dodatkowo na rys.51., naniesiono współrzędną x_{od} siły odpychającej P_{od} w postaci linii poziomej. Zwiększanie wartości kąta γ_1 powoduje zmniejszanie wartości współrzędnej x_d oraz jej przybliżanie do współrzędnej x_{od} . W przypadku powierzchni możliwe jest pokrywanie się współrzędnej x_d siły dociskającej P_d ze współrzędną x_{od} siły odpychającej P_{od} .

Zaletą tej powierzchni jest możliwość regulacji położenia współrzędnej x_d jej środka ciężkości na dwa sposoby: poprzez zmianę kąta γ_2 oraz kąta γ_3 .

Zwiększanie wartości kątów γ_2 i γ_3 powoduje przybliżanie współrzędnej x_d w kierunku początku układu współrzędnych, zaś ich zmniejszanie powoduje jej odsunięcie, co przedstawiono dla poszczególnych przypadków w punkcie 5.4.2 i w punkcie 5.4.3.

5.5. Wybór kształtu i wymiarów powierzchni kompensacji f_I

Wykorzystując podstawy projektowania kompensacji luzów osiowych w pompach gerotorowych można ustalić:

- koncepcję rozwiązania kompensacji luzów osiowych;
- kształt powierzchni kompensacji f_I ;
- wartość siły dociskającej P_d i jej stosunek do siły odpychającej P_{od} ;
- stopień niewspółosiowości działania sił dociskającej P_d i odpychającej P_{od} .

Najtrafniejszą koncepcją wydaje się być kompensacja dwustronna z wykorzystaniem płytek kompensacyjnych. Ocenia się, że jest to proste i skuteczne rozwiązanie. Przyjęto przy tym dwa warianty rozwiązań konstrukcyjnych kompensacji luzów osiowych, tzn.:

- wariant 1, współpracy niebezpośredniej za pomocą płytek, tzw. dużych;
- wariant 2, współpracy bezpośredniej za pomocą płytek, tzw. małych.

Rozważono cztery podstawowe kształty powierzchni kompensacji f_I , dla których ustalono wymagane obszary wymiarów, uwzględniające spełnienie warunków kompensacji oraz konstrukcyjnych. Jak widać z wykresów, spełnienie tych warunków możliwe jest w ograniczonym zakresie. Ostateczna weryfikacja tych warunków oraz ustalenie stopnia ich ważności, a w następstwie tego możliwości ich zastosowania w pompie gerotorowej jest możliwe jedynie na drodze eksperymentalnej. Do dalszych prac konstrukcyjnych i badawczych wytypowano dwa kształty powierzchni f_I :

- powierzchnię pierścieniową;
- powierzchnię pierścieniową ze ścięciem.

Dają one możliwość badania wpływu wartości siły P_d oraz stopnia nie pokrywania się linii działania sił P_d i P_{od} w szerokim zakresie. Ponadto mają one prosty i zwarty kształt, co umożliwia zastosowanie ogólnie dostępnych uszczelk do obrysu tych powierzchni.

Pozostałe rozważane kształty powierzchni, tzn.:

- powierzchnia pierścieniowa z wąsami;
- powierzchnia pierścieniowa z wąsami i ze ścięciem

ocenia się jako mniej przydatne, gdyż mają bardziej złożony kształt oraz układ opisujących je parametrów. Powierzchnie te są większe i umożliwiają realizację większych sił dociskających P_d w stosunku do siły odpychającej P_{od} , czyli dla $P_d/P_{od} > 1.2$. Z tych względów można je z powodzeniem stosować w pompach i silnikach wielkogabarytowych, charakteryzujących się dużymi wydajnościami (chłonnościami).

5. Podstawy projektowania kompensacji luzów osiowych w pompie gerotorowej

Jak stwierdzono wyżej, ostateczny wybór rozwiązania konstrukcyjnego kompensacji luzów osiowych w pompie gerotorowej możliwy jest po uwzględnieniu badań eksperymentalnych. W związku z tym:

- zaprojektowano eksperymentalną pompę gerotorową z kompensacją luzów osiowych;
- przeprowadzono badania tej jednostki w celu ustalenia wpływu rozwiązania konstrukcyjnego, wartość stosunku sił dociskających P_d i odpychających P_{od} , stopnia niewspółosiowości działania tych sił oraz warunków eksploatacyjnych na skuteczność kompensacji.

Skuteczność oddziaływania tych czynników będzie mierzona wzrostem sprawności objętościowej η_v i całkowitej η . Należy także zwrócić uwagę na sprawność hydrauliczno-mechaniczną η_{h-m} . Jej wartość nie powinna ulec gwałtownemu obniżeniu na skutek zastosowania kompensacji luzów osiowych.

6

Konstrukcja i badania eksperymentalne pompy gerotorowej z kompensacją luzów osiowych

6.1. Konstrukcja pompy gerotorowej z kompensacją luzów osiowych

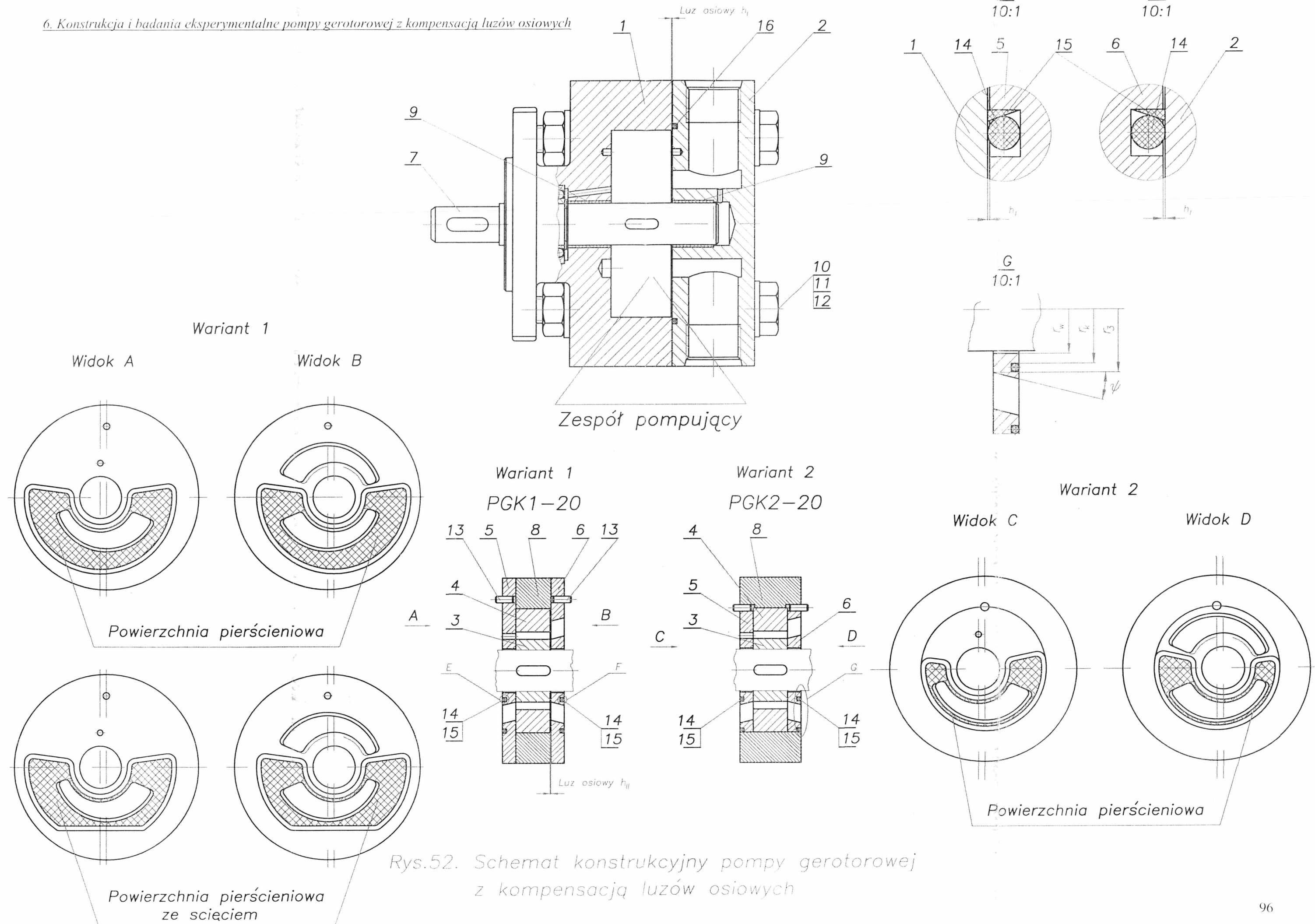
Wykorzystując pompę gerotorową PG-20, przedstawioną na rys.15., i opisaną w punkcie 2 opracowano konstrukcję pompy gerotorowej PGK-20 z kompensacją luzów osiowych. Jej budowę przedstawiono na rys.52. Składa się ona z dwóch korpusów: przedniego 1 i tylnego 2 skreślonych za pomocą śrub 10. Korpus przedni 1 tej pompy powstał w wyniku połączenia korpusu przedniego 1 i środkowego 2 pompy PG-20 (rys.15.). Takie połączenie ze sobą korpusów powoduje, że konstrukcja pompy PGK-20 jest sztywniejsza niż pompy PG-20. Jednak główna różnica między pompą PG-20 a PGK-20 polega na tym, że do pompy PGK-20 wprowadzono układ kompensacji, zrealizowany za pomocą płytek kompensacyjnych 5, 6.

Zgodnie z przyjętą koncepcją kompensacji luzów osiowych (punkt 5.2) założono dwa warianty konstrukcyjne kompensacji luzów osiowych, tzn. wariant 1 z płytkami dużymi i wariant 2 z płytkami małymi. Korpus przedni 1 pompy PGK-20 został tak zaprojektowany, że w jego gnieździe można umieścić zespół pompujący (składający się z kół zębatych 3, 4, płytek kompensacyjnych 5, 6 oraz pierścienia 8) wykonany wg obu wymienionych wariantów. W zależności od zastosowanego wariantu przyjęto symbol pompy. I tak pompie, w której zastosowano wariant 1 kompensacji luzów osiowych nadano symbol PGK1-20, a pompę z wariantem 2 nazwano PGK2-20.

Pozostałe elementy pompy PGK-20 pozostają takie same jak w pompie PG-20. Jedynie długość wałka 7 jest powiększona o grubość płytek kompensacyjnych 5, 6. Na wale 7 za pomocą wpustu osadzony jest zespół kół cykloidalnych 3, 4. Wał ten obraca się w łożyskach ślizgowych 9 osadzonych w korpusie przednim 1 i tylnym 2.

Na powierzchniach zewnętrznych płytek 5, 6 zgodnie z teoretycznymi podstawami kształtowania powierzchni kompensacji f_1 opisanymi w punkcie 5.4 wyznaczono powierzchnię pierścieniową (rys.37.) i pierścieniową ze ścięciem (rys.45.). Przy czym dla wariantu 1 zastosowanego w pompie PGK1-20 wyznaczono obie te powierzchnie (rys.52., widok „A” i „B”), natomiast dla wariantu 2 zastosowanego w pompie PGK2-20 wyznaczono jedynie powierzchnię pierścieniową (rys.52., widok „C” i „D”). Innych kształtów powierzchni kompensacji f_1 nie dało się w tym przypadku zastosować ze względu na brak miejsca. Powierzchnie te ograniczono uszczelkami 14 typu „O” umieszczonymi w rowkach. Zabezpieczając się przed wciskaniem uszczelki 14 w szczelinę o wysokości h_1 wprowadzono pierścień „oporowy” 15 (rys.52., szczegół „E” i „F”) o przekroju klinowym i wykonane z teflonu. Nastąpiły również trudności w umieszczeniu rowka w płytkach kompensacyjnych 5, 6 między krawędzią otworu pod wał, opisanego promieniem r_w , a krawędzią otworu, o nerkowatym kształcie, opisanego promieniem r_3 (rys.52., szczegół „G”). Należy bowiem założyć, że odległość między krawędzią rowka, ograniczającego powierzchnię f_1 , a krawędzią otworu pod wał powinna wynosić co najmniej 2mm. Mniejsza odległość może grozić uszkodzeniem rowka, a w konsekwencji zakłóceniem działania kompensacji. W związku z tym, otwory, o nerkowatym kształcie, w obu płytkach wykonano pod kątem ψ uzyskując w ten sposób, na zewnętrznej stronie tych płytek, obszar umożliwiający umieszczenie rowka pod uszczelkę w bezpiecznej odległości od krawędzi otworu pod wał. Jednakże pociąga to za sobą również zmianę promieni r_2^* i r_3 , opisujących nerki rozdzielacza tarczowego umieszczonego w korpusie tylnym 2 pompy gerotorowej z kompensacją luzów osiowych.

Pompy PGK1-20 i PGK2-20 charakteryzują się taką samą wydajnością właściwą $q=20.86\text{cm}^3/\text{obr}$, przewidziane są do pracy ciągłej przy ciśnieniu $p_f=16\text{MPa}$ oraz w zakresie prędkości obrotowej wałka $n=750\div 2200\text{obr}/\text{min}$ i temperaturze czynnika roboczego $t=25, 50^\circ\text{C}$. W obu konstrukcjach założono luz osiowy (montażowy) $h_f=(0.07\div 0.11)\cdot 10^{-3}\text{m}$.



Rys.52. Schemat konstrukcyjny pompy gerotorowej z kompensacją luzów osiowych

Przedstawiona pompa gerotorowa z kompensacją luzów osiowych jest konstrukcją oryginalną. Podobnych pomp nie spotyka się ani w literaturze przedmiotu [10, 11, 13, 18, 19, 29], ani też na rynku maszyn hydraulicznych. Oryginalność i twórczy charakter potwierdzony jest zgłoszeniem w Urzędzie Patentowym RP pt.: „Pompa gerotorowa i sposób kompensacji luzów w pompie gerotorowej”, nr P 321 078 z dnia 09.07.1997.

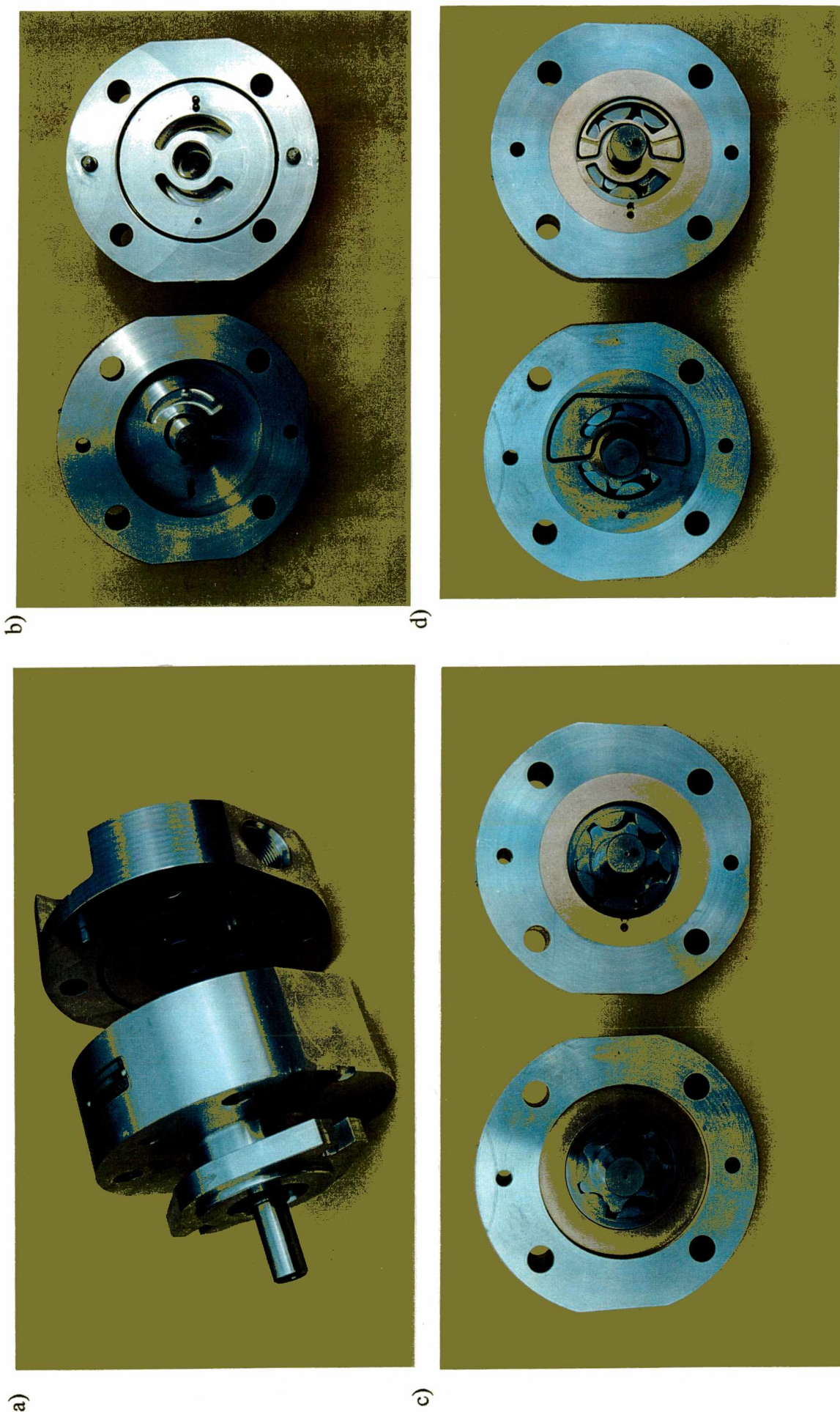
Na podstawie opracowanej przez autora dokumentacji technicznej i z pomocą technologiczną PZL-Hydral Wrocław wykonano model pompy gerotorowej z kompensacją luzów osiowych o symbolu PGK-20. Na rys.53., pokazano jej widok ogólny.



Rys.53. Widok ogólny modelu pompy gerotorowej z kompensacją luzów osiowych

Pompę w trakcie poszczególnych faz montażu pokazano na rys.54. Tak więc na rys.54a., przedstawiono widok zewnętrzny korpusu przedniego i tylnego, zaś na rys.54b., ich widoki wewnętrzne. Odpowiednio, w korpusie przednim widać gniazdo, zaś na powierzchni tylnego kanały nerkowe i rozdzielające je mostki. Z kolei na rys.54c., pokazano zespoły kół zębatach cykloidalnych umieszczone w pierścieniu łożyskowym w gnieździe korpusu przedniego. Po lewej stronie rysunku widać zespół pompujący wykonany wg wariantu 1 przeznaczony do współpracy z dużymi płytkami, zaś po prawej wg wariantu 2 przeznaczony do współpracy z małymi płytkami. Ostatecznie na rys.54d., przedstawiono pompy z zamontowanymi płytkami kompensacyjnymi dużymi i małymi. Po lewej stronie rysunku widać, że płytki duże współpracują całą czołową powierzchnią z powierzchnią boczną kół i pierścienia łożyskowego, zaś po prawej stronie rysunku widać, że powierzchnie czołowe płytek małych współpracują jedynie z powierzchnią czołową kół zębatach. Płytki duże (rys.55a. i rys.55b.) zastosowano w pompie PGK1-20, a małe (rys.55c.) w PGK2-20. Na rys.54d., widać także powierzchnie kompensacji f_1 ograniczone pierścieniami uszczelniającymi typu „O”.

Korpusy pompy wykonano ze stopu aluminium o symbolu PA-6, koła zębata ze stali stopowej 18HGT, a pierścień łożyskowy i płytki kompensacyjne z brązu B1010. Powierzchnie płytek kompensacyjnych (współpracujących z zespołem kół cykloidalnych) pokryto indym w celu zmniejszenia tarcia podczas rozruchu pompy, wówczas gdy do szczeliny osiowej pomiędzy płytki a zespół kół cykloidalnych nie wpłynął jeszcze czynnik roboczy, zapewniający smarowanie współpracujących ze sobą powierzchni.



Rys. 54. Model pompy gerotorowej z kompensacją luzów osiowych podczas poszczególnych faz montażu
 a) widok zewnętrzny korpusu przedniego i tylnego, b) widok wewnętrzny korpusu przedniego i tylnego, c) widok zespołu kół cykloidalnych
 umieszczonych w korpusie przednim, d) widok płytek kompensacyjnych umieszczonych w korpusie przednim

b)



a)



c)



Rys. 55. Widok płytek kompensacyjnych

- a) płytki duże z pierścieniową powierzchnią kompensacji f_1 ,
- b) płytki duże z pierścieniową ze ścięciem powierzchnią kompensacji f_1 ,
- c) płytki małe z pierścieniową powierzchnią kompensacji f_1 ,

6.2. Program badań

Zgodnie z wnioskami wynikającymi z analiz teoretycznych (punkt 5.5) należało przeprowadzić badania eksperymentalne pompy gerotorowej z kompensacją luzów osiowych mające na celu określenie wpływu:

- rozwiązania konstrukcyjnego kompensacji luzów osiowych;
- stosunku siły dociskającej P_d do siły odpychającej P_{od} , czyli P_d/P_{od} ;
- stopnia niewspółosiowości działania tych sił, czyli x_d-x_{od} ;
- parametrów eksploatacyjnych tj.: prędkości obrotowej n i temperatury t czynnika roboczego

na skuteczność kompensacji luzów osiowych. Miarą wpływu tych czynników na skuteczność kompensacji luzów osiowych będą zmiany wartości sprawności objętościowej η_V , hydrauliczno-mechanicznej η_{h-m} i całkowitej η pompy.

Podstawową rolę odgrywają tu badania nad wariantem rozwiązania konstrukcyjnego. Należy stwierdzić, czy korzystniejsze jest stosowanie płytek dużych-wariant 1 (rys.52., rys.54c. i rys.54d.), które mają ograniczony zakres dosunięcia do czół kół zębatych, czy też płytek małych-wariant 2 (rys.52., rys.54c. i rys.54d.), które mają możliwość bezpośredniej współpracy z tymi kołami.

Jednocześnie należało ocenić możliwość przemieszczania się dużych i małych płytek w korpusie przednim pompy i ich współpracę z innymi elementami, np. rozdzielaczem. Badania dotyczące tego zagadnienia należało prowadzić montując pompę z płytkami dużymi albo małymi, a następnie określać charakterystyki sprawności tych pomp.

Bardzo istotny wpływ na pracę pompy ma stosunek sił dociskającej P_d i odpychającej P_{od} , czyli P_d/P_{od} . Jak podano w punkcie 5.1 dokładną wartość tego stosunku ustala się na drodze doświadczalnej. Przy ustalonej wartości siły odpychającej P_{od} , wartość siły dociskającej P_d zależy wprost proporcjonalnie do wartości powierzchni kompensacji f_l , umieszczonej na płytce kompensacyjnej. Tę z kolei zgodnie z równaniami (5.33), (5.53) można kształtować albo przez zmianę promienia r_b , albo też kąta γ_l .

W przypadku płytek dużych, stosowanych w 1 wariantcie konstrukcyjnym, który zastosowano w pompie PGK1-20, zmieniano wartość promienia r_b , przy ustalonej wartości kąta γ_l . Oczywiście zgodnie z wykresami przedstawionymi na rys.38. i rys.46., należy wartości te dobrać z obszarów wymaganych wartości wymiarów powierzchni kompensacji f_l . W związku z tym, w tab.6.1 zestawiono wartości stosunków sił P_d/P_{od} i wiążące się z tym wartości wymiarów, opisujących pierścieniową powierzchnię kompensacji f_l . Z kolei, w tab.6.3 zestawiono te same parametry, lecz w odniesieniu do powierzchni pierścieniowej ze ścięciem.

W przypadku płytek małych, stosowanych w 2 wariantcie konstrukcyjnym kompensacji luzów osiowych, które zastosowano w pompie PGK2-20, zmianę wartości powierzchni kompensacji f_l uzyskiwano poprzez zmianę wartości kąta γ_l , przy ustalonej wartości promienia r_b . W tab.6.5 zestawiono wartości stosunków sił P_d/P_{od} i związane z tym wymiary, opisujące pierścieniową powierzchnię kompensacji f_l stosowaną dla płytek małych. Powierzchni pierścieniowej ze ścięciem nie można było zastosować w przypadku małych płytek ze względu na brak miejsca.

Badania dotyczące wpływu stosunku sił P_d/P_{od} należy prowadzić w ten sposób, że w pompie eksperymentalnej montuje się kolejne zestawy płytek kompensacyjnych i określa charakterystyki sprawności pomp.

Tab.6.1. Wartości stosunków sił P_d/P_{od} oraz parametrów, opisujących powierzchnie f_1 dla pompy PGK1-20 z powierzchnią pierścieniową

Lp.	Stosunek sił $\frac{P_d}{P_{od}} = \frac{f_1}{f_2}$	f_1	f_2	r_a	r_b	r_2	r_3	φ_t	γ_1
		$\cdot 10^{-6} \text{m}^2$	$\cdot 10^{-6} \text{m}^2$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$	°	°
1.	1.01	1925.2	1906.1	17.7	43.1	33.0	21.0	130	196
2.	1.04	1982.3			43.5				
3.	1.10	2096.7			44.2				
4.	1.27	2420.7			46.3				
5.	1.32	2516.1			46.9				

Tab.6.2. Współrzędne x_d, y_d siły P_d oraz x_{od}, y_{od} siły P_{od} dla pompy PGK1-20 z powierzchnią pierścieniową

Lp.	Stosunek sił $\frac{P_d}{P_{od}} = \frac{f_1}{f_2}$	x_{od}	y_{od}	x_d	y_d	$x_d - x_{od}$	$y_d - y_{od}$
		$\cdot 10^{-3} \text{m}$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$
1.	1.01	20.08	0.00	22.13	0.00	2.06	0.00
2.	1.04			22.22	0.00	2.14	0.00
3.	1.10			22.38	0.00	2.30	0.00
4.	1.27			22.90	0.00	2.82	0.00
5.	1.32			23.05	0.00	2.97	0.00

Tab.6.3. Wartości stosunków sił P_d/P_{od} oraz parametrów, opisujących powierzchnie f_1 dla pompy PGK1-20 z powierzchnią pierścieniową ze ścięciem

Lp.	Stosunek sił $\frac{P_d}{P_{od}} = \frac{f_1}{f_2}$	f_1	f_2	r_a	r_b	r_2	r_3	φ_t	γ_1	γ_2
		$\cdot 10^{-6} \text{m}^2$	$\cdot 10^{-6} \text{m}^2$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$	°	°	°
1.	1.01	1925.2	1906.1	17.7	45.0	33.0	21.0	130	196	71
2.	1.04	1982.3			45.8					74
3.	1.10	2096.7			46.7					77

Tab.6.4. Współrzędne x_d, y_d siły P_d oraz x_{od}, y_{od} siły P_{od} dla pompy PGK1-20 z powierzchnią pierścieniową ze ścięciem

Lp.	Stosunek sił $\frac{P_d}{P_{od}} = \frac{f_1}{f_2}$	x_{od}	y_{od}	x_d	y_d	$x_d - x_{od}$	$y_d - y_{od}$
		$\cdot 10^{-3} \text{m}$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$
1.	1.01	20.08	0.00	19.82	0.00	-0.26	0.00
2.	1.04			19.72	0.00	-0.36	0.00
3.	1.10			19.57	0.00	-0.51	0.00

Tab.6.5. Wartości stosunków sił P_d/P_{od} oraz parametrów, opisujących powierzchnie f_1 dla pompy PGK2-20 z powierzchnią pierścieniową

Lp.	Stosunek sił $\frac{P_d}{P_{od}} = \frac{f_1}{f_2}$	f_1	f_2	r_a	r_b	r_2	r_3	φ_t	γ_1
		$\cdot 10^{-6} \text{m}^2$	$\cdot 10^{-6} \text{m}^2$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$	o	o
1.	1.00	790.26	790.26	17.7	35.7	33.0	21.0	130	180
2.	1.17	924.60							196
3.	1.25	987.82							203

Tab.6.6. Współrzędne x_d, y_d siły P_d oraz x_{od}, y_{od} siły P_{od} dla pompy PGK2-20 z powierzchnią pierścieniową

Lp.	Stosunek sił $\frac{P_d}{P_{od}} = \frac{f_1}{f_2}$	x_{od}	y_{od}	x_d	y_d	$x_d - x_{od}$	$y_d - y_{od}$
		$\cdot 10^{-3} \text{m}$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$	$\cdot 10^{-3} \text{m}$
1.	1.00	10.28	0.00	25.27	0.00	14.99	0.00
2.	1.17			21.34	0.00	11.06	0.00
3.	1.25			20.15	0.00	9.87	0.00

Poprawę skuteczności działania kompensacji luzów osiowych można osiągnąć wówczas, gdy siła dociskająca P_d i odpychająca P_{od} działają wzdłuż jednej prostej, tzn. spełnione jest równanie (5.5). Z analizy teoretycznej przeprowadzonej w punkcie 5.3 wynika, że siła P_{od} działa w osi OX . Wynika to z symetrycznego rozkładu obszarów i stref ciśnieniowych względem tej osi. Odpowiednio kształt powierzchni kompensacji f_1 dobrano w taki sposób, aby była ona również symetryczna względem osi OX . W związku z tym, $y_{od}=y_d=0 \cdot 10^{-3} \text{m}$.

W tej sytuacji, aby spełnić warunek współosiowości działania sił P_d i P_{od} wystarczy doprowadzić do pokrycia się ich współrzędnych $x_d=x_{od}$. W praktyce wypełnienie tego warunku jest często niemożliwe i trzeba się zadowolić jedynie zbliżeniem obu współrzędnych, czyli otrzymuje się pewną niewspółosiowość x_d-x_{od} . Należy zatem, przeprowadzić analizę w jakim stopniu ta niewspółosiowość wpływa na skuteczność kompensacji w pompie gerotorowej. Analizę tę należy przeprowadzić korzystając z wyników badań wpływu stosunku sił P_d/P_{od} , lecz wykorzystując te wyniki pod innym kątem.

Rozszerzając tab.6.1, tab.6.3 i tab.6.5 należy określić jak dla przyjętych wcześniej wartości stosunków sił P_d/P_{od} kształtują się współrzędne x_d i x_{od} punktów ich przyłożenia, a w rezultacie ich niewspółosiowość x_d-x_{od} . Odpowiednie zestawienia tych wartości dla płytek dużych z pierścieniową powierzchnią kompensacji f_1 oraz pierścieniową ze ścięciem przedstawiono w tab.6.2 i tab.6.4. Natomiast wartości tych współrzędnych dla płytek małych z pierścieniową powierzchnią kompensacji f_1 przedstawiono w tab.6.6.

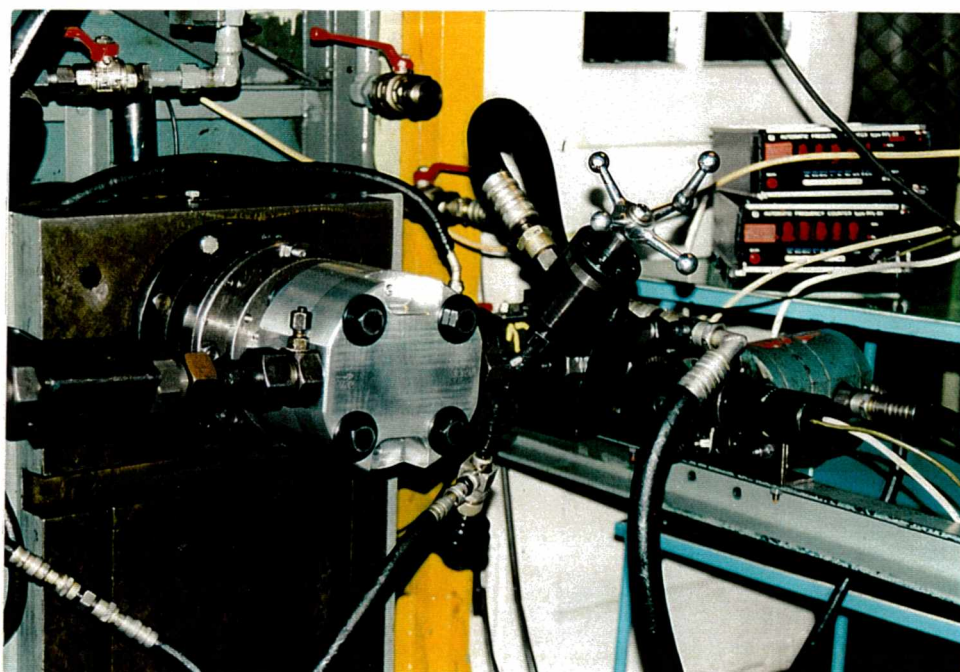
Porównując otrzymane uprzednio charakterystyki sprawności pomp, w których zastosowano płytki o tym samym stosunku sił P_d/P_{od} , lecz różnych kształtach i wymiarach powierzchni kompensacji f_1 , a tym samym różnych współrzędnych x_d i x_{od} można określić wpływ stopnia niewspółosiowości na skuteczność kompensacji luzów osiowych.

Pompę gerotorową z kompensacją luzów osiowych należało również przebadać w możliwie szerokim zakresie parametrów eksploatacyjnych, głównie prędkości obrotowej n i tem-

peratury t czynnika roboczego. Należy sprawdzić, czy będzie ona poprawnie pracować i osiągać założone parametry oraz, czy kompensacja luzów osiowych okaże się skuteczna. W związku z tym, pompę eksperymentalną PGK-20 montowaną w różnych wariantach i odmianach konstrukcyjnych należy każdorazowo badać w zakresie ciśnienia tłoczenia $p_t=0\div16\text{MPa}$, prędkości obrotowych $n=750\div2200\text{obr/min}$ oraz przy temperaturach czynnika roboczego Hydraul 40 $t=25, 50^\circ\text{C}$.

6.3. Przebieg badań

Eksperymentalne badania pompy gerotorowej z kompensacją luzów osiowych przeprowadzono na stanowisku badawczym w PZL-Hydral Wrocław, którego schemat przedstawiono na rys.17. Widok zamontowanej pompy na stanowisku badawczym pokazano na rys.56. Podczas badań pomp PGK1-20 i PGK2-20 wyznaczano te same charakterystyki sprawności jak dla pompy PG-20, które są opisane w punkcie 2 i dlatego aparatura użyta do tych pomiarów nie uległa zmianie.



Rys.56. Widok stanowiska badawczego wraz z zamontowaną pompą gerotorową z kompensacją luzów osiowych

Po zmontowaniu pompy z zespołem pompującym, wykonanym wg wariantu 1 lub 2 rozwiązania konstrukcyjnego kompensacji luzów osiowych i sprawdzeniu jej działania, przystąpiono do jej docierania. Pompy kolejno montowano na stanowisku, dokonywano ich rozruchu, stopniowo zwiększając prędkość obrotową n wałka napędowego do wartości $n=2200\text{obr/min}$. Przy każdej ustalonej prędkości n przeprowadzano ich docieranie zwiększając stopniowo co 2MPa ciśnienie tłoczenia w zakresie $p_t=0\div16\text{MPa}$, przy czym dla każdej kolejnej wartości ciśnienia pompa pracowała ok. 3min. Docieranie przeprowadzono przy dwóch temperaturach oleju hydraulicznego 40 równych $t=25, 50^\circ\text{C}$. Łączny czas docierania (pracy wstępnej) jednej pompy wynosił ok. 5h. Podczas docierania, przy prędkości obrotowej $n=1500\text{obr/min}$ dokonywano kontrolnego pomiaru wydajności Q badanej pompy.

Podczas docierania, pompy PGK1-20 i PGK2-20 pracowały stabilnie, bez drgań w całym zakresie prędkości obrotowych n , ciśnienia p_t i temperatur t . Jedynie w pompie PGK1-20 w której zastosowano płytki duże z pierścieniową powierzchnią kompensacji f_l i siłą docisku $P_d=1.27$ i $1.32P_{od}$ następowało znaczne nagrzewanie się jej korpusów już w temperaturze $t=25^\circ\text{C}$. Z pomiarów wynikało, że wydajność pompy Q zdecydowanie malała wraz ze zwiększającym się obciążeniem p_t badanej pompy i przy ciśnieniach $p_t > 10\text{MPa}$ była porównywalna z wydajnością pompy PG-20 bez kompensacji. W związku z brakiem poprawy charakterystyki wydajności zaniechano dalszych badań pompy PGK1-20, w której zastosowano płytki kompensacyjne dociskane siłą $P_d=1.27; 1.32P_{od}$. Zagadnienie to omówiono w dalszej części pracy.

Następnie po zakończeniu docierania, przeprowadzono badania pomp w założonych zakresach prędkości obrotowych $n=750\div 2200\text{obr/min}$, dla ciśnień roboczych $p_t=0\div 16\text{MPa}$ oraz przy temperaturach oleju hydraulicznego 40 równych $t=25, 50^\circ\text{C}$. W pompie z zespołem pompującym, wykonanym wg założonego wariantu kompensacji luzów osiowych, płytki kompensacyjne dociskano siłą P_d , której wartość jest określona w tab.6.1, tab.6.3 i tab.6.5, a stopień niewspółosiowości działania sił P_d i P_{od} ustalony wg wartości podanych w tab.6.2, tab.6.4 i tab.6.6.

Po przeprowadzeniu badań następował demontaż badanych pomp i ocena współpracujących ze sobą części.

6.4. Wyniki badań

W wyniku badań eksperymentalnych wyznaczono podstawowe charakterystyki pomp, tzn. charakterystyki sprawności objętościowej, hydrauliczno-mechanicznej oraz całkowitej w zależności od ciśnienia p_t , czyli $\eta_v=f(p_t)$, $\eta_{h-m}=f(p_t)$ i $\eta=f(p_t)$. Zestawiono je na rys.57. Charakterystyki te zgodnie z założonym programem badań wyznaczono dla dwóch pomp, tzn. PGK1-20 z płytkami dużymi (wariant 1) i PGK2-20 z płytkami małymi (wariant 2). W przypadku pompy PGK1-20 przedstawiono wyniki badań pompy, w której zastosowano płytki z pierścieniową powierzchnią kompensacji f_l oraz pierścieniową ze ścięciem. Natomiast w przypadku pompy PGK2-20 przedstawiono jedynie wyniki badań pompy z płytkami, na których umieszczono pierścieniową powierzchnią kompensacji f_l .

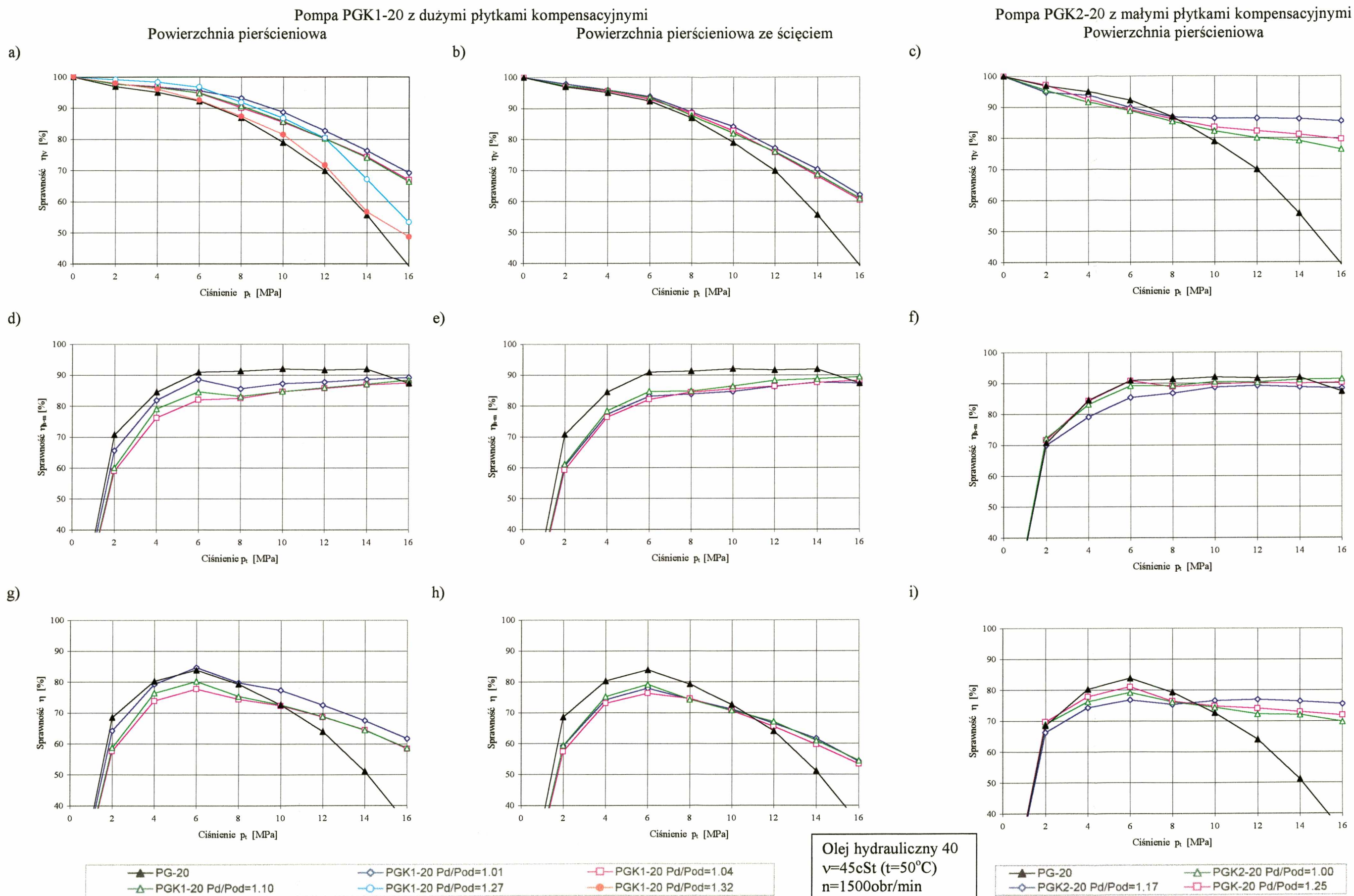
Z kolei dla poszczególnych kształtów powierzchni f_l zastosowanych w pompach PGK1-20 i PGK2-20 przedstawiono charakterystyki sprawności w zależności od zmieniającego się stosunku sił dociskającej P_d i odpychającej P_{od} , czyli P_d/P_{od} .

Na wykresach tych naniesiono także charakterystyki sprawności pompy gerotorowej PG-20 bez kompensacji luzów osiowych, aby móc dokonać porównań z pompami PGK1-20 i PGK2-20, w których zastosowano kompensację luzów osiowych.

Na rys.58. i rys.59., zestawiono charakterystyki sprawności badanych pomp uwzględniając wpływ prędkości obrotowej n i temperatury t czynnika roboczego.

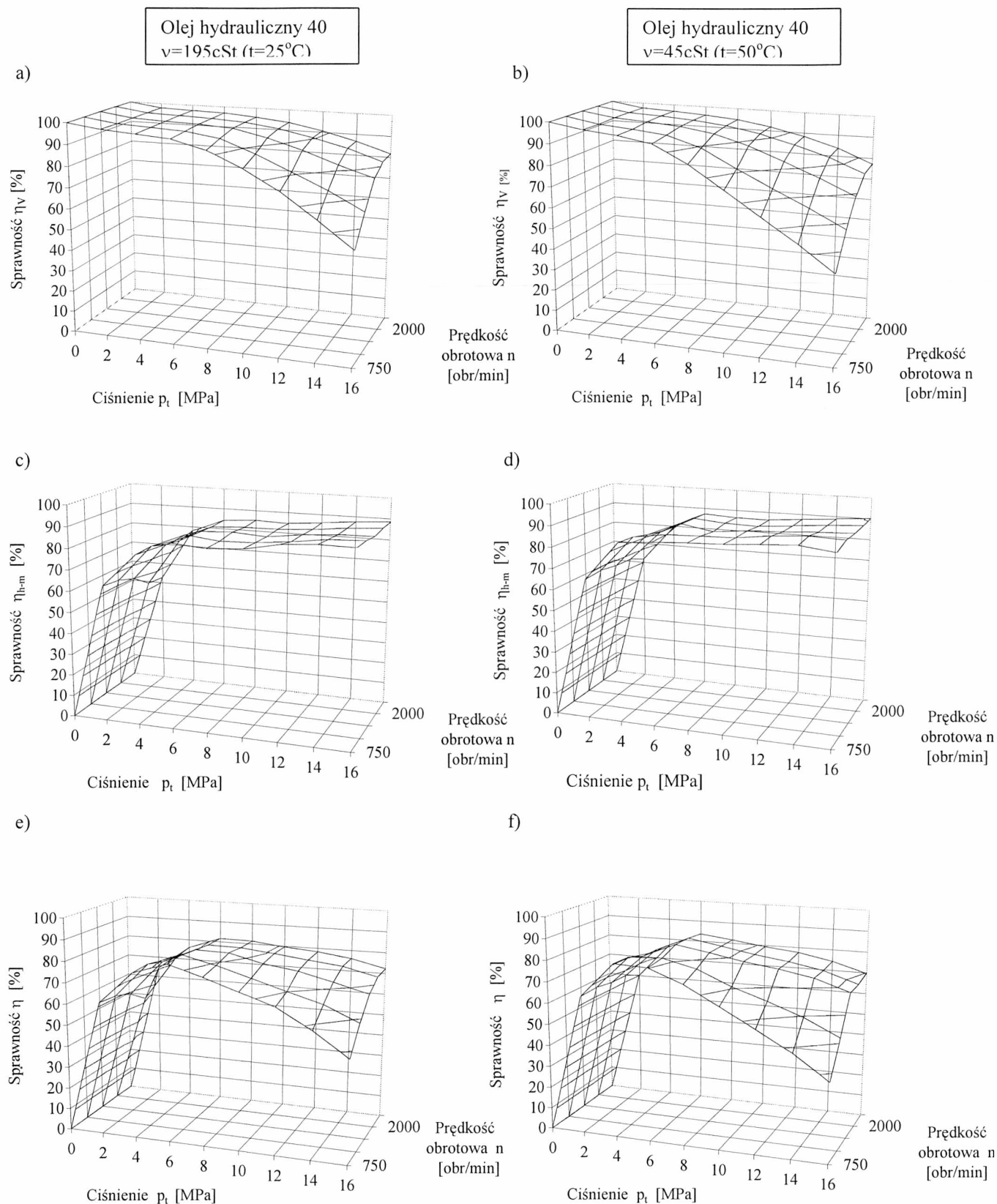
Z analizy przedstawionych charakterystyk sprawności wynika, że zastosowanie w pompie gerotorowej kompensacji luzów osiowych doprowadziło do znacznego podwyższenia jej sprawności objętościowej η_v i całkowitej η . Poprawa ta nastąpiła zarówno w przypadku pompy z dużymi płytkami (wariant 1) o symbolu PGK1-20 jak też z małymi (wariant 2) PGK2-20 oraz, przy różnych wartościach stosunku sił P_d/P_{od} i w różnych warunkach eksploatacyjnych.

Omówienie wpływu poszczególnych czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na skuteczność kompensacji luzów osiowych dokonano poniżej.



Rys.57. Charakterystyki sprawności pomp PGK1-20 i PGK2-20

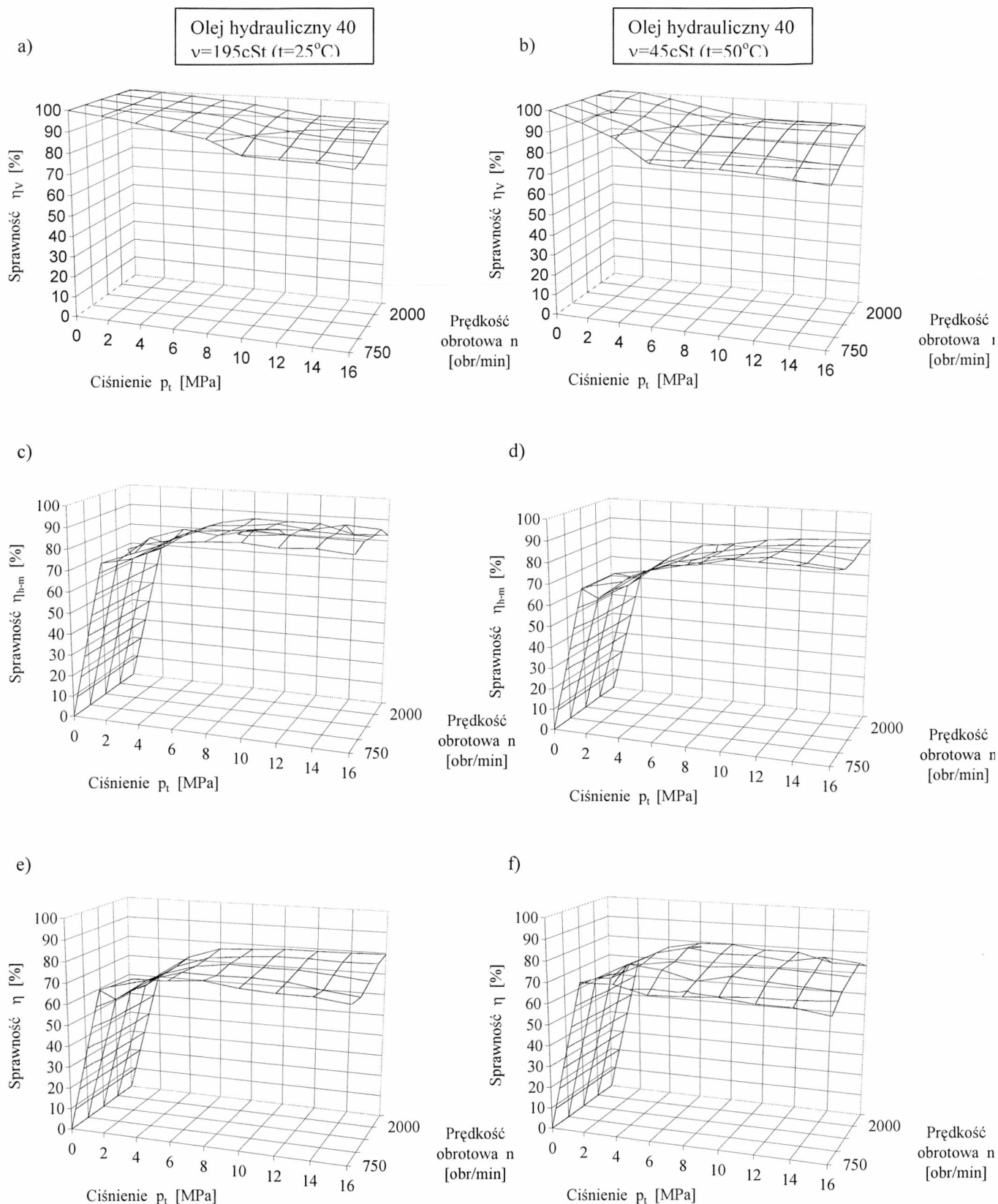
a), b), c) sprawność objętościowa η_v , d), e), f) sprawność hydrauliczno-mechaniczna η_{h-m} , g), h), i) sprawność całkowita η



Rys.58. Wpływ czynników eksploatacyjnych na pompę PGK1-20 z powierzchnią pierścieniową, $P_d=1.01P_{od}$

a), b) sprawność objętościowa η_v , c), d) sprawność hydrauliczno-mechaniczna η_{h-m} ,
e), f) sprawność całkowita η

6. Konstrukcja i badania eksperymentalne pompy gerotorowej z kompensacją luzów osiowych



Rys.59 Wpływ czynników eksploatacyjnych na pracę pompy PGK2-20 z powierzchnią pierścieniową, $P_d=1.17P_{od}$

a), b) sprawność objętościowa η_v , c), d) sprawność hydrauliczno-mechaniczna η_{h-m} ,
e), f) sprawność całkowita η

6.4.1. Wpływ rozwiązania konstrukcyjnego kompensacji luzów osiowych

Rozpatrując wpływ rozwiązania konstrukcyjnego kompensacji luzów osiowych na sprawności pompy gerotorowej zauważa się następujące prawidłowości. Sprawność objętościowa η_V w przypadku obu pomp, tzn. pompy PGK1-20 z dużymi płytkami, jak też pompy PGK2-20 z małymi płytkami wyraźnie wzrasta w stosunku do sprawności pompy PG-20 bez kompensacji luzów osiowych (rys.57a., rys.57b., rys.57c.). Dla pompy PGK1-20 przyrost sprawności wynosił o ok. 23÷30%, zaś dla pompy PGK2-20 o ok. 40÷46%, przy uzyskanym ciśnieniu roboczym $p_r=16\text{MPa}$, prędkości obrotowej $n=1500\text{obr/min}$ i temperaturze czynnika roboczego $t=50^\circ\text{C}$.

Zastosowanie rozwiązania z małymi płytkami kompensacyjnymi umożliwia bezpośrednią współpracę z czołami zespołu kół cykloidalnych, a przez to uzyskanie minimalnej szczeliny osiowej w pompie. Stosowanie płytek dużych, które mają ograniczony zakres dosunięcia nie pozwala na zmniejszenie szczeliny osiowej poniżej wartości luzu wstępnego, wynikającego z różnicy szerokości zespołu kół zębatych oraz pierścienia łożyskowego (rys.53.). Analiza współpracy płytek z pierścieniem oraz korpusami pompy, jak też obserwacja pracy pompy, nasuwają spostrzeżenie, że łatwiej przemieszczają się (dosuwają i odsuwają od kół zębatych) płytki małe o mniejszych wymiarach i masie. W rezultacie kompensacja szczeliny osiowej w pompie z małymi płytkami może zachodzić łatwiej i z większą efektywnością. Zatarcie powierzchni płytek kompensacyjnych współpracujących z zespołem kół zębatych nie wystąpiło. Zastosowanie kompensacji luzów osiowych w badanych pompach PGK1-20 i PGK2-20 spowodowało nieznaczny spadek sprawności hydrauliczno-mechanicznej η_{h-m} w stosunku do sprawności pompy PG-20 (rys.57d., rys.57e., rys.57f.). Występuje to szczególnie w zakresie niższych ciśnień tłoczenia i sprawność η_{h-m} jest wtedy niższa o ok. 5%. Przy maksymalnym ciśnieniu roboczym $p_r=16\text{MPa}$ sprawność η_{h-m} pomp PGK1-20 i PGK2-20 rośnie i jest równa sprawności pompy PG-20. Wynosi ona ok. $\eta_{h-m}=90\%$. Przyczyną pewnego obniżenia sprawności hydraulicznej są zwiększone opory ruchu zespołu kół cykloidalnych ograniczonego zaciskającymi się płytkami kompensacyjnymi. Szczególnie w początkowej fazie pracy, przy niższych ciśnieniach, możliwe jest nawet tarcie mieszane zanim, przy wzroście ciśnienia przejdzie się do tarcia płynnego. Opis tych zjawisk wykracza poza zakres pracy.

Generalnie jednak współpraca płytek małych zastosowanych w pompie PGK2-20 jest korzystniejsza, a uzyskane sprawności η_{h-m} wyższe.

Zauważa się także, że cały układ kanałów wewnętrznych w pompach PGK1-20 i PGK2-20 był prawidłowo zaprojektowany, a wprowadzenie płytek kompensacyjnych do konstrukcji pompy nie zakłóciło przepływu czynnika roboczego ze strony ssawnej na tłoczną. Świadczą o tym zwiększone sprawności objętościowe η_V oraz tylko nieznaczne obniżenie sprawności hydrauliczno-mechanicznej η_{h-m} .

Sprawność całkowita η w przypadku obu pomp PGK1-20 i PGK2-20 jest również znacznie wyższa niż w pompie PG-20 (rys.57g., rys.57h., rys.57i.). Dla pompy PGK1-20 przyrost sprawności η wyniósł o ok. 21÷28%, a dla pompy PGK2-20 o ok. 36÷40%, przy uzyskanym ciśnieniu roboczym $p_r=16\text{MPa}$, prędkości obrotowej $n=1500\text{obr/min}$ i temperaturze czynnika roboczego $t=50^\circ\text{C}$.

Jak wiadomo sprawność całkowita η jest iloczynem sprawności objętościowej η_V i hydrauliczno-mechanicznej η_{h-m} . W tej sytuacji, gdy znacznej poprawie uległa sprawność objętościowa η_V badanych pomp, a sprawność hydrauliczno-mechaniczna η_{h-m} pozostała na nieznacznie tylko obniżonym poziomie to, sprawność całkowita η okazała się wysoka.

Chcąc określić ostatecznie wpływ rozwiązania konstrukcyjnego kompensacji luzów osiowych na skuteczność procesu kompensacji stwierdza się, że zdecydowanie lepsze jest stosowanie małych płytek kompensacyjnych z możliwością bezpośredniej współpracy z czo-

łami zespołu kół zębatach. Nie zauważono przy tym niebezpieczeństwa zatarcia płytek kompensacyjnych. Stosowanie płytek kompensacyjnych, o dużych gabarytach i ograniczonym dosunięciu do czoł zespołu kół, jest mniej korzystne.

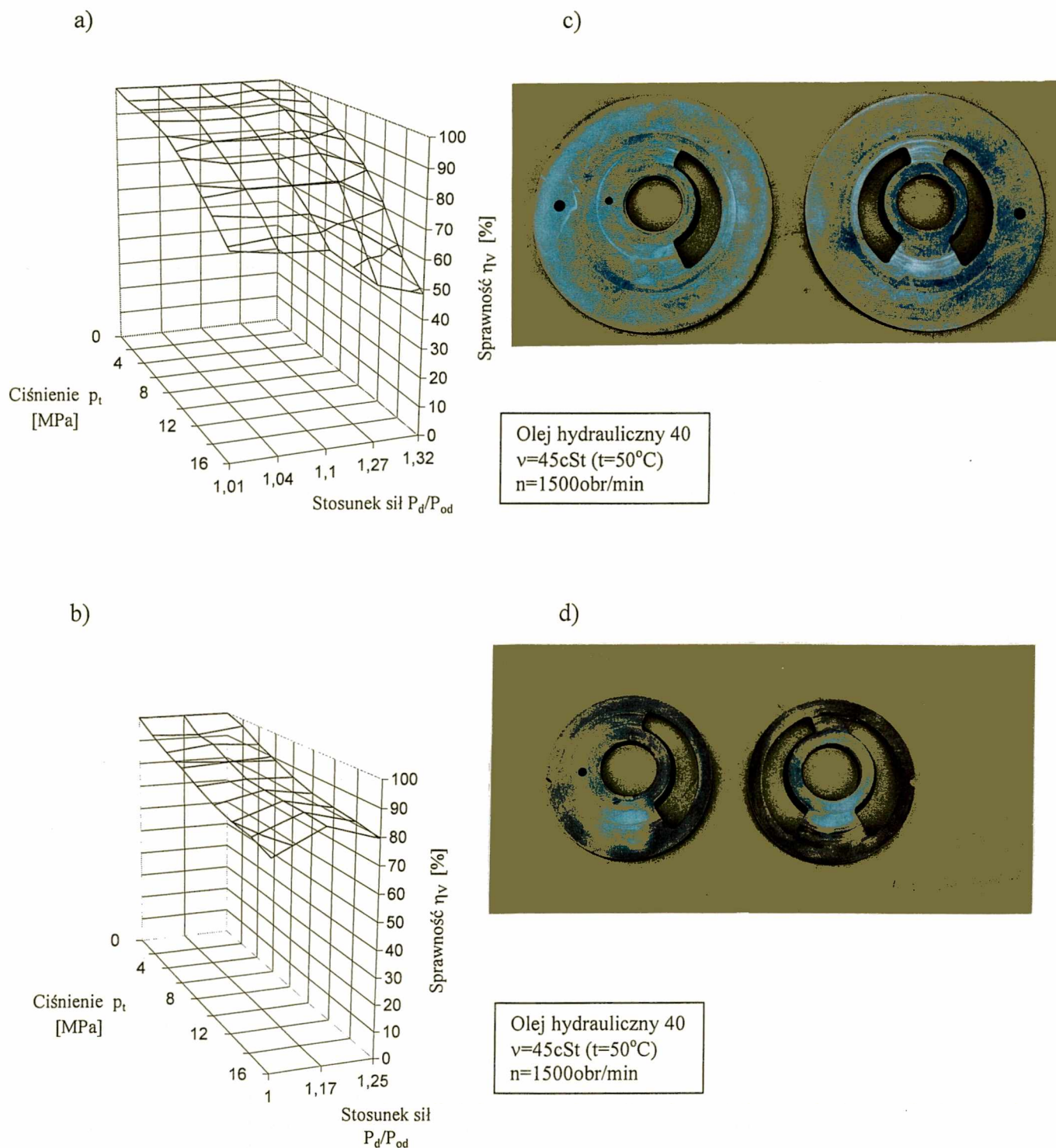
6.4.2. Wpływ stosunku siły dociskającej P_d do siły odpychającej P_{od}

Rozpatrując wpływ stosunku siły dociskającej P_d do siły odpychającej P_{od} , czyli P_d/P_{od} na efektywność kompensacji luzów osiowych można sformułować następujące wnioski. Zarówno w pompie PGK1-20, z płytkami dużymi, jak też w pompie PGK2-20, z małymi płytkami, sprawność objętościowa η_V zmienia się wraz ze wzrostem stosunku sił P_d/P_{od} (rys.57a., rys.57b., rys.57c.). W każdej pompie jednak przyjmuje to specyficzny charakter. W związku z tym zagadnienie to, rozpatrzono na dodatkowych wykresach przedstawionych na rys.60. Dla pompy PGK1-20, z dużymi płytkami i pierścieniową powierzchnią kompensacji f_1 , najwyższą sprawność η_V uzyskuje się w warunkach, gdy stosunek sił $P_d/P_{od}=1.01$ i wynosi ona ok. $\eta_V=69\%$, przy ciśnieniu roboczym $p_r=16\text{MPa}$ (rys.60a.). Gdy stosuje się większe wartości stosunku sił $P_d/P_{od}=1.10, 1.27, 1.32$ to, sprawność zdecydowanie maleje, a praca pompy staje się niestabilna, co objawia się szybkimi wzrostami temperatury jej korpusów. Stwierdza się zatem, że w przypadku pompy, z dużymi płytkami, najlepsze efekty kompensacji luzów osiowych uzyskuje się stosując nieznaczną siłę dociskającą P_d w stosunku do siły odpychającej P_{od} , czyli gdy $P_d/P_{od}=1.01\div 1.04$. Płytki kompensacyjne są wtedy dosunięte do powierzchni czołowych pierścienia łożyskowego i ograniczają szczelinę osiową w pompie (rys.53.). Współpraca zespołu kół zębatach i płytek kompensacyjnych nie jest blokowana i jak widać na rys.60c., nie ma oznak zatarcia na powierzchniach płytek. Jest to jednak mimo wszystko zbyt duża szczelina i sprawność η_V pompy jest niezadowolająca. Gdy zwiększy się siłę docisku P_d ponad wartość stosunku $P_d/P_{od}>1.1$ to, płytki odkształcają się sprężysto powodując powstawanie szczeliny o ściankach nierównoległych, a przez to niekontrolowany przepływ czynnika roboczego przez tę szczelinę.

Dla pompy PGK2-20, z małymi płytkami, najwyższą sprawność η_V uzyskuje się w warunkach, gdy stosunek sił przyjmuje wartość $P_d/P_{od}=1.17$. Wynosi ona ok. $\eta_V=85\%$, przy ciśnieniu roboczym $p_r=16\text{MPa}$ (rys.60b.). Przy mniejszych i większych wartościach stosunku sił $P_d/P_{od}=1$ oraz $P_d/P_{od}=1.25$ sprawność η_V maleje choć przyjmuje i tak wyższe wartości niż w pompie PGK1-20, z dużymi płytkami. Jak więc widać najlepsze efekty z punktu widzenia kompensacji uzyskuje się dla średnich wartości $P_d/P_{od}=1.17$. W tej sytuacji, docisk płytek kompensacyjnych jest skuteczny i minimalizuje szczelinę osiową a jednocześnie nie ogranicza się ruchu zespołu kół zębatach. Jak widać na rys.60d., nie ma także w tej sytuacji oznak zatarcia na powierzchniach płytek kompensacyjnych. Mniejszy docisk płytek kompensacyjnych nie zapewnia wystarczająco małej szczeliny osiowej w pompie. Większy zaś, przy stosunkowo dużej niewspółosiowości sił P_d i P_{od} może być zaczątkiem powstawania nierównoległej szczeliny i zwiększonych przez nią przepływów czynnika roboczego.

Rozpatrując sprawność hydrauliczno-mechaniczną η_{h-m} dla obu badanych pomp, tzn. PGK1-20 i PGK2-20 zauważa się, że zmiana wartości stosunku sił P_d/P_{od} nie ma istotnego wpływu na tą sprawność (rys.57d., rys.57e., rys.57f.). Mimo, że wzrasta siła docisku P_d nie dochodzi do kontaktu powierzchni zespołu kół zębatach z powierzchniami płytek kompensacyjnych i opory ruchu pozostają na stałym poziomie. Poświadczą to wygląd powierzchni płytek kompensacyjnych (rys.60c., rys.60d.).

Sprawność całkowita η , jak podano wyżej, jest iloczynem sprawności objętościowej η_V i hydrauliczno-mechanicznej η_{h-m} . Ponieważ sprawność η_{h-m} praktycznie nie zależy od stosunku sił P_d/P_{od} , w tej sytuacji sprawność całkowita η zależy od tego stosunku sił tak jak sprawność objętościowa η_V (rys.57g., rys.57h., rys.57i.).



Rys.60. Wpływ stosunku sił P_d/P_{od} na sprawność objętościową η_v
 a) pompy PGK1-20, b) pompy PGK2-20, c), d) widok płytek kompensacyjnych

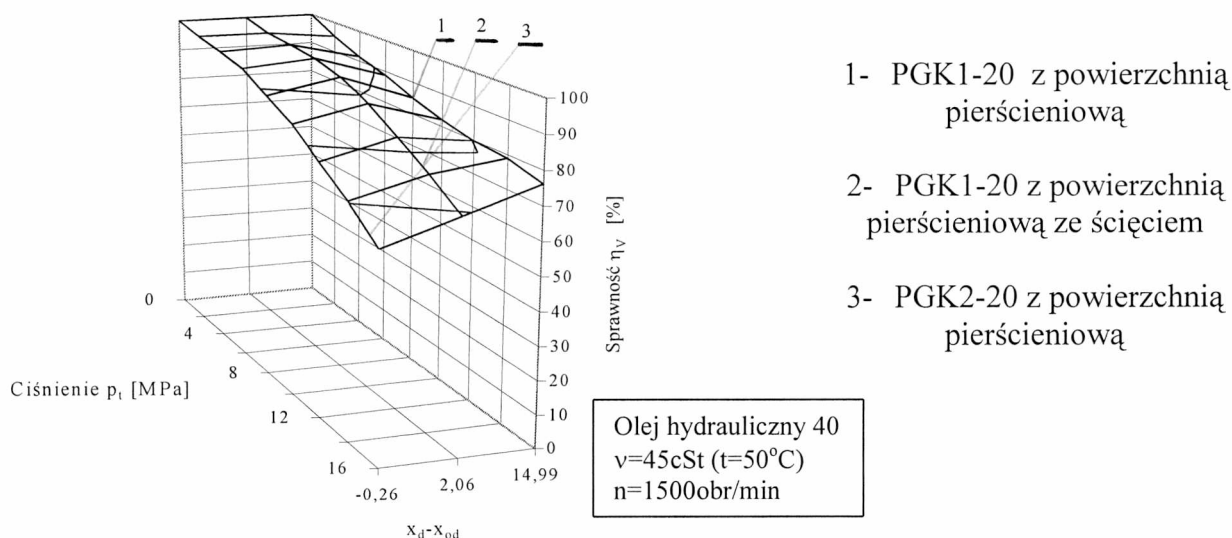
Dokonując oceny wpływu stosunku sił P_d/P_{od} na efektywność kompensacji luzów osiowych widać, że w ramach przyjętego rozwiązania konstrukcyjnego kompensacji luzów osiowych należy każdorazowo wyznaczyć eksperymentalnie wartość tego stosunku.

6.4.3. Wpływ stopnia niewspółosiowości działania sił P_d i P_{od}

Zgodnie z programem badań, wpływ stopnia niewspółosiowości działania sił P_d i P_{od} można w przybliżony sposób przeanalizować wykorzystując dotychczasowe wyniki badań (rys.57.) oraz odpowiednie dane konstrukcyjne zestawione w tab.6.2, tab.6.4 i tab.6.6. W związku z tym, opracowano wykresy przedstawione na rys.61. Rozważono w tym przypadku trzy charakterystyczne konstrukcje, tzn.

- pompę PGK1-20, z płytkami dużymi i pierścieniową powierzchnią kompensacji f_I ;
- pompę PGK1-20, z płytkami dużymi i pierścieniową ze ścięciem powierzchnią kompensacji f_I ;
- pompę PGK2-20, z płytkami małymi i pierścieniową powierzchnią kompensacji f_I .

Stosunek sił dociskających P_d i odpychających P_{od} był w każdym przypadku taki sam i wynosił $P_d/P_{od}=1.01$. Jednakże, różne kształty i wymiary tych powierzchni powodowały, że zmieniały się współrzędne x_d punktu przyłożenia siły P_d oraz x_{od} siły P_{od} , a przez to niewspółosiowość działania tych sił, czyli x_d-x_{od} . Oznacza to praktycznie, że płytki kompensacyjne były dociskane do powierzchni zespołu kół zębatych siłą P_d o takiej samej wartości, lecz przyłożoną w różnych punktach. Na rys.61., powiązano ze sobą sprawności objętościowe η_v badanych pomp ze niewspółosiowością x_d-x_{od} .



Rys.61. Wpływ stopnia niewspółosiowości x_d-x_{od} na sprawność objętościową η_v

Jak widać, wyniki nie są jednoznaczne. Wbrew oczekiwaniom przybliżanie do siebie punktów przyłożenia siły dociskającej P_d i odpychającej P_{od} nie doprowadziło do podwyższenia sprawności η_v pompy, czyli skuteczności działania kompensacji luzów osiowych. W pompach PGK1-20 zmiana niewspółosiowości x_d-x_{od} , w zakresie $x_d-x_{od}=(-0.26\div 2.06)\cdot 10^{-3}\text{m}$ nie spowodowała istotnej zmiany sprawności objętościowej η_v . Sugeruje to, że bardziej istotny jest dobór wartości siły P_d niż dokładne pokrywanie się ich punktów przyłożenia. Znajduje to pewne potwierdzenie w przypadku pompy PGK2-20. Jak widać na rys.61., sprawność η_v pompy jest stosunkowo wysoka pomimo dużej niewspółosiowości $x_d-x_{od}=14.99\cdot 10^{-3}\text{m}$.

W wyniku dalszych analiz stwierdzono również, że niewspółosiowość x_d-x_{od} nie wpływa w istotny sposób na sprawność hydrauliczno-mechaniczną η_{h-m} i całkowitą η .

Podsumowując stwierdza się, że przy optymalnym doborze rozwiązania konstrukcyjnego kompensacji luzów osiowych i doborze wartości stosunku sił P_d/P_{od} ich niewspółosiowość x_d-x_{od} ma mniejszy wpływ na skuteczność kompensacji luzów osiowych.

6.4.4. Wpływ parametrów eksploatacyjnych, tj. prędkości obrotowej n i temperatury t czynnika roboczego

Na podstawie przeprowadzonych badań pomp PGK1-20 i PGK2-20, ustalono również wpływ parametrów eksploatacyjnych, tzn.: prędkości obrotowej n wałka napędowego i temperatury t czynnika roboczego na sprawność tych pomp. Dla wszystkich badanych pomp wpływ parametrów eksploatacyjnych na uzyskane sprawności η_V , η_{h-m} i η jest podobny. W związku z tym, przeanalizowano charakterystyki sprawności dla wybranego (najlepszego) rozwiązania konstrukcyjnego kompensacji luzów osiowych. Na rys.58., przedstawiono charakterystyki sprawności dla pompy PGK1-20, z dużymi płytkami kompensacyjnymi i pierścieniową powierzchnią kompensacji f_I , w której stosunek sił $P_d/P_{od}=1.01$. Natomiast na rys.59., pokazano charakterystyki sprawności dla pompy PGK2-20, z małymi płytkami kompensacyjnymi i pierścieniową powierzchnią kompensacji f_I , w której stosunek sił $P_d/P_{od}=1.17$.

Wzrost prędkości obrotowej n powoduje dla obu badanych pomp podwyższenie sprawności objętościowej η_V (rys.58a., rys.58b. i rys.59a., rys.59b.). Tak więc przykładowo, przy ciśnieniu roboczym $p_r=16\text{MPa}$ oraz ustalonej temperaturze czynnika roboczego wynoszącej $t=50^\circ\text{C}$ zwiększenie prędkości obrotowej, w zakresie $n=750\div 1500\text{obr/min}$, spowodowało wzrost sprawności η_V dla pompy PGK1-20 średnio o ok. 27%, a dla pompy PGK2-20 o ok. 10%.

Rozpatrując wpływ temperatury t czynnika roboczego na sprawność η_V obu pomp zauważa się tendencję odwrotną. A mianowicie, wzrost temperatury t w zakresie $t=25\div 50^\circ\text{C}$ powoduje spadek sprawności η_V pomp PGK1-20 i PGK2-20. Zatem, przy ciśnieniu roboczym $p_r=16\text{MPa}$ i prędkości obrotowej $n=1500\text{obr/min}$ sprawność η_V dla pompy PGK1-20 zmalała o ok. 8%, a dla pompy PGK2-20 o ok. 3%. Jest to spowodowane zmniejszeniem lepkości czynnika roboczego μ , a w rezultacie następuje wzrost przecieków wewnętrznych w badanych pompach.

Analizując charakterystyki sprawności hydrauliczno-mechanicznej η_{h-m} dla obu badanych pomp zauważa się, że zmiana prędkości obrotowej n nie ma istotnego wpływu na te sprawności (rys.58c, rys.58d. i rys.59c., rys.59d.). Mimo, że wzrasta prędkość wirujących kół zębatach to, opory ruchu pozostają na stałym poziomie.

W przypadku wpływu temperatury t czynnika roboczego widać, że nieznacznie rośnie sprawność η_{h-m} dla pomp PGK1-20 i PGK2-20 wraz z podwyższaniem temperatury t . I tak, dla pompy PGK1-20 sprawność ta wzrosła o ok. 2%, a dla pompy PGK2-20 o ok. 5%. Jest to wynikiem tego, że zmniejszenie lepkości czynnika roboczego μ wraz ze wzrostem jego temperatury t zapewnia lepsze smarowanie powierzchni współpracujących ze sobą zespołu kół zębatach i płytek kompensacyjnych. Zatem, zmniejszeniu ulegają opory ruchu tych elementów.

Wpływ prędkości obrotowej n na sprawność całkowitą η dla obu pomp, przy braku wpływu tej prędkości na sprawność η_{h-m} , jest taki sam jak na sprawność η_V tych pomp. A mianowicie, sprawność η rośnie wraz ze wzrostem prędkości obrotowej n (rys.58e, rys.58f. i rys.59e., rys.59f.). Zatem, przy ciśnieniu roboczym $p_r=16\text{MPa}$, temperaturze czynnika roboczego $t=50^\circ\text{C}$, w zakresie prędkości $n=750\div 1500\text{obr/min}$ sprawność η dla pompy PGK1-20 wzrosła o ok. 25%, a dla pompy PGK2-20 o ok. 10%.

Natomiast rozpatrując wpływ temperatury t czynnika roboczego na sprawność η pomp PGK1-20 i PGK2-20 zauważa się, że maleje ona wraz ze wzrostem temperatury t . Tak więc, przy ciśnieniu roboczym $p_r=16\text{MPa}$, prędkości obrotowej $n=1500\text{obr/min}$ i w zakresie temperatur $t=25\div 50^\circ\text{C}$ nastąpił spadek sprawności η dla pompy PGK1-20 o ok. 6%, a dla pompy PGK2-20 o ok. 2%. Mimo, że w tych warunkach eksploatacyjnych sprawność η_{h-m} obu pomp rośnie, to jednak sprawność η maleje, gdyż ich sprawność η_V zdecydowanie maleje. Zatem,

stwierdza się, że sprawność η obu pomp zależy w większym stopniu od ich sprawności η_V niż sprawności η_{h-m} .

Podsumowując, wpływ czynników eksploatacyjnych, tzn. prędkości obrotowej n i temperatury t czynnika roboczego na charakterystyki sprawności badanych pomp stwierdza się, że pompy PGK1-20 i PGK2-20 powinny pracować z prędkościami obrotowymi $n > 1000 \text{ obr/min}$ i w zakresie temperatur t czynnika roboczego wynoszących $t = 25 \div 50^\circ\text{C}$.

6.5. Podsumowanie wyników badań

Po przeprowadzeniu badań ogólnie można zauważyć, że wprowadzenie kompensacji luzów osiowych do pompy gerotorowej powiększyło w znaczny sposób sprawność objętościową η_V i całkowitą η (rys.57). Rozpatrując wpływ:

- rozwiązania konstrukcyjnego kompensacji luzów osiowych;
 - stosunku siły dociskającej P_d do siły odpychającej P_{od} , czyli P_d/P_{od} ;
 - stopnia niewspółosiowości działania tych sił, czyli x_d-x_{od} ;
 - parametrów eksploatacyjnych tj.: prędkość obrotowa n i temperatura t czynnika roboczego
- na efektywność kompensacji luzów osiowych zauważa się, że decydujące znacznie ma wybór odpowiedniego rozwiązania konstrukcyjnego. Zdecydowanie wyższymi sprawnościami η_V i η charakteryzowała się pompa PGK2-2,0 z małymi płytkami kompensacyjnymi, niż pompa PGK1-20, z dużymi płytkami kompensacyjnymi.

W ramach danego rozwiązania konstrukcyjnego kompensacji luzów osiowych sprawność η_V i η zmienia się wraz ze wzrostem stosunku sił P_d/P_{od} . Jednak w każdej pompie przyjmuje to specyficzny charakter. W przypadku pompy PGK1-20 najwyższe sprawności η_V i η uzyskuje się wówczas, gdy stosuje się stosunek sił $P_d/P_{od} = 1.01 \div 1.04$. Przy wyższych wartościach stosunku sił $P_d/P_{od} = 1.1$; 1.27 i 1.32 obie te sprawności zdecydowanie maleją (rys.60.). Natomiast w przypadku pompy PGK2-20 najlepsze efekty kompensacji luzów osiowych osiągnięto dla średnich wartości stosunku sił $P_d/P_{od} = 1.17$. Przy mniejszych i większych wartościach tego stosunku $P_d/P_{od} = 1$ oraz 1.25 sprawność η_V i η maleje, ale mimo to przyjmuje wyższe wartości niż w pompie PGK1-20 (rys.60.).

Przy optymalnym doborze rozwiązania konstrukcyjnego kompensacji luzów osiowych i doborze wartości stosunku sił P_d/P_{od} ich niewspółosiowość x_d-x_{od} ma mniejszy wpływ na skuteczność kompensacji luzów osiowych. Otrzymane wyniki nie są jednoznaczne. Wbrew oczekiwaniom przybliżanie do siebie punktów przyłożenia siły P_d i P_{od} nie doprowadziło do podwyższenia sprawności η_V i η pompy. W pompie PGK1-20 zmiana niewspółosiowości w zakresie $x_d-x_{od} = (-0.26 \div 2.06) \cdot 10^{-3} \text{ m}$ nie spowodowała istotnej zmiany sprawności objętościowej η_V i całkowitej η (rys.61.). Sugeruje to, że bardziej istotny jest dobór wartości siły P_d niż dokładne pokrywanie się ich punktów przyłożenia. Znajduje to pewne potwierdzenie w przypadku pompy PGK2-20, gdyż sprawność η_V i η tej pompy jest stosunkowo wysoka pomimo dużej niewspółosiowości $x_d-x_{od} = 14.99 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ (rys.61.).

Rozpatrując wpływ wyżej opisanych czynników na sprawność hydrauliczno-mechaniczną η_{h-m} badanych pomp stwierdza się, że wprowadzenie kompensacji luzów osiowych do pompy gerotorowej nieznacznie obniżyło jej sprawność η_{h-m} , zwłaszcza przy niższych ciśnieniach roboczych $p_r < 10 \text{ MPa}$ (rys.57.). Porównując obie pompy wydaje się, że współpraca małych płytek kompensacyjnych stosowanych w pompie PGK2-20 jest korzystniejsza niż dużych płytek kompensacyjnych użytych w pompie PGK1-20, gdyż uzyskane wartości sprawności η_{h-m} dla pompy PGK2-20 są nieco wyższe od pompy PGK1-20. Nie stwierdzono wpływu stosunku sił P_d/P_{od} oraz stopnia niewspółosiowości ich działania x_d-x_{od} na sprawność η_{h-m} obu badanych pomp.

Analizując wpływ czynników eksploatacyjnych, tj. prędkości obrotowej n i temperatury t czynnika roboczego na charakterystyki sprawności badanych pomp stwierdza się, że pompy PGK1-20 i PGK2-20 powinny pracować z prędkościami obrotowymi $n > 1000 \text{ obr/min}$ i w zakresie temperatur t czynnika roboczego wynoszących $t = 25 \div 50^\circ\text{C}$ (rys.58. i rys.59.).

Po przeprowadzeniu badań każdej pompy z odpowiednim kompletem płytek kompensacyjnych, pompy zdemontowano i dokonano przeglądu współpracujących części. Stwierdzono ślady współpracy powierzchni czołowych kół zębatych z powierzchniami wewnętrznymi płytek kompensacyjnych, co przedstawia rys.60. Na powierzchniach płytek kompensacyjnych, ślady współpracy są wyraźne, rozmieszczone równomiernie na całej powierzchni płytek, co świadczy o dobrej współpracy ze sobą tych elementów.

7

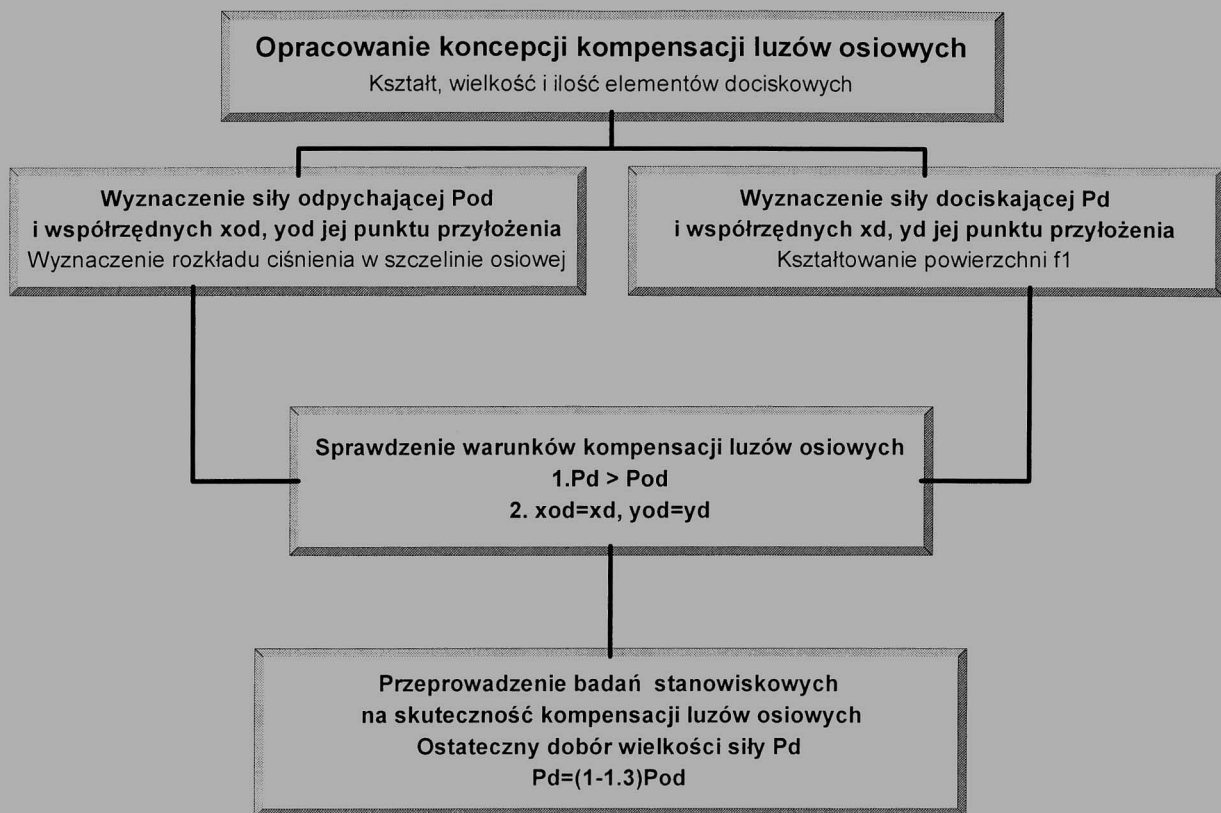
Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonych badań oraz analizy uzyskanych wyników stwierdzono, że wprowadzenie kompensacji luzów osiowych w pompie gerotorowej spowodowało znaczne podwyższenie sprawności objętościowej η_v (rys.57a., rys.57b., rys.57c.) oraz całkowitej η (rys.57g., rys.57h., rys.57i.) w stosunku do pompy bez kompensacji luzów osiowych. Zatem postawiona teza na początku pracy (punkt 3) została udowodniona.

Jednocześnie sprawności hydrauliczno-mechaniczne η_{h-m} w obu pompach są porównywalne, co sygnalizuje, że wprowadzona kompensacja luzów osiowych nie powoduje zwiększonych oporów ruchu elementów wirujących w pompie.

W wyniku realizacji pracy doktorskiej sformułowano następujące uwagi i wnioski szczególne:

1. Przeprowadzono analizę konstrukcji, technologii i wyników badań wstępnych typoszeregu pomp gerotorowych PG-10, 20, 40, opracowanego w Instytucie Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, i stwierdzono, że są to konstrukcje rozwojowe na tle innych typów pomp zębatych. Mają one stosunkowo najprostszą i najbardziej zwartą konstrukcję o małej liczbie części, małych gabarytach i masie. Zastosowanie zazębienia wewnętrznego, cykloidalnego umożliwia osiągnięcie dużej wydajności Q_t w stosunku do gabarytów i masy własnej. Jednocześnie pompy te pracują z bardzo małą pulsacją wydajności δ . Jednakże stwierdzono, że pompy gerotorowe nie spełniają wszystkich założeń. Badany typoszereg pomp PG charakteryzował się zwiększonymi stratami objętościowymi ΔQ przy ciśnieniach roboczych $p_r > 10 \text{ MPa}$.
2. Przeprowadzono teoretyczno-eksperymentalną analizę przepływu czynnika roboczego przez kanały i szczeliny wewnętrzne pompy i stwierdzono, że decydującą przyczyną powstawania strat objętościowych jest niekontrolowany przepływ przez szczelinę osiową pompy. Opracowano model przepływu czynnika roboczego przez szczelinę osiową, z którego wynika, że wysokość szczeliny osiowej h_o decyduje w zasadniczym stopniu o wartości tego przepływu, a zatem o stratach objętościowych w pompie.
3. Aby obniżyć straty objętościowe w szczelinie osiowej, wprowadzono kompensację luzów osiowych do pomp gerotorowych. Kompensacja luzów osiowych pozwala na opanowanie i zminimalizowanie przepływu czynnika roboczego przez szczelinę osiową poprzez zachowanie stałej wysokości h_o tej szczeliny, niezależnie od działającego ciśnienia roboczego p_r . Rozwiązanie to, tzn. wprowadzenie kompensacji luzów osiowych do pompy gerotorowej, ma charakter nowatorski i jest potwierdzone zgłoszeniem w Urzędzie Patentowym RP pt.: „Pompa gerotorowa i sposób kompensacji luzów w pompie gerotorowej”. Nr P 321 078 z dnia 09.07.1997.
4. Teoretycznym uzasadnieniem takiego pomysłu było opracowanie podstaw projektowania kompensacji luzów osiowych w pompach gerotorowych oraz odpowiedniej instrukcji projektowej w tym zakresie. Zasadnicze kroki projektowania przedstawiono na rys.62. Przedstawione podstawy projektowania kompensacji luzów osiowych w pompach gerotorowych są ogólne (uniwersalne), gdyż do wyznaczenia wyrażeń opisujących siłę odpychającą P_{od} i dociskającą P_d oraz współrzędnych ich punktu przyłożenia zastosowano parametry opisujące konstrukcję rozdzielacza tarczowego, która jest ściśle powiązana z geometrią zazębienia i zasadą działania pompy. Zatem mogą być stosowane w pompach gerotorowych, w których zastosowano zazębienie opisane układem parametrów z, m, λ, v o dowolnych wartościach.



Rys.62 Instrukcja projektowania kompensacji luzów osiowych w pompie gerotorowej

5. Wykorzystując te podstawy teoretyczne, zaprojektowano i wykonano eksperymentalną pompę gerotorową z kompensacją luzów osiowych o symbolu PGK-20.
6. Przeprowadzone badania pompy PGK-20, wg programu badań przedstawionego w punkcie 6.2, umożliwiły ustalenie wpływu:
 - rozwiązania konstrukcyjnego kompensacji luzów osiowych;
 - stosunku siły dociskającej P_d do odpychającej P_{od} ;
 - stopnia niewspółosiowości działania sił P_d i P_{od}
 na efektywność kompensacji luzów osiowych, mierzoną wartością sprawności objętościowej η_v , hydrauliczno-mechanicznej η_{h-m} oraz całkowitej η .

Rozpatrując wpływ rozwiązania konstrukcyjnego kompensacji luzów osiowych stwierdzono, że rozwiązanie konstrukcyjne z dużymi płytkami kompensacyjnymi, zastosowane w pompie typu PGK1-20, jest mniej korzystne niż rozwiązanie konstrukcyjne zastosowane w pompie PGK2-20, charakteryzujące się małymi płytkami. Przyjęcie wstępnie minimalnej szczeliny osiowej, mające konstrukcyjnie zapobiec zatarciu pompy PGK1-20, okazało się podczas badań nieprzydatne i dodatkowo spowodowało zwiększenie strat objętościowych. Tłumaczy się to tym, że w przypadku płytek kompensacyjnych o większych gabarytach powiększają się wymiary szczelin osiowych, wartości sił odpychających P_{od} i w rezultacie trudniej jest je później kontrolować odpowiednimi powierzchniami kompensacji f_1 . W przypadku płytek o małych wymiarach i stykających się bezpośrednio z czółami zespołu kół cykloidalnych nie wystąpiło niebezpieczeństwo zatarcia pompy. Otrzyma-

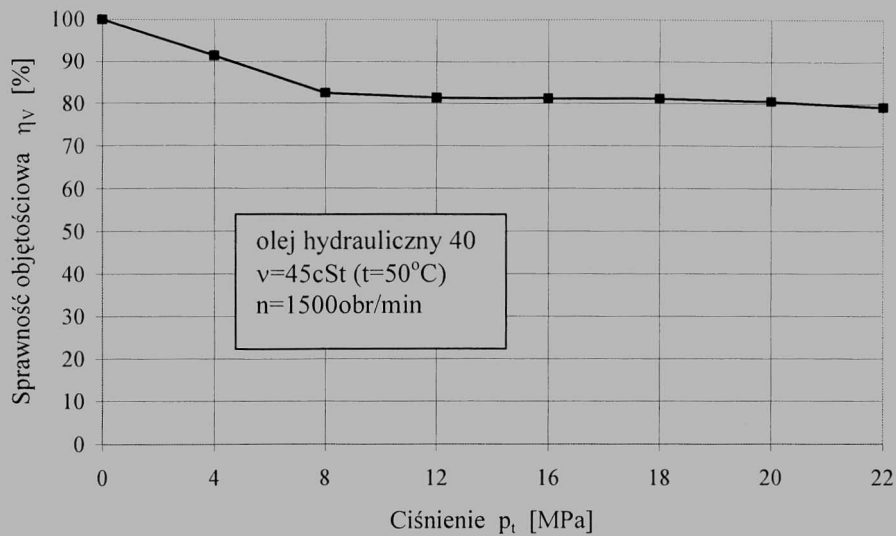
no mniejsze wymiary szczelin osiowych, wartości sił dociskających P_d oraz powierzchni f_l . Jak wykazały badania, rozwiązanie kompensacji luzów osiowych z małymi płytkami jest rozwiązaniem korzystniejszym.

Rozpatrując wpływ stosunku sił P_d/P_{od} stwierdzono, że sprawność objętościowa η_V i całkowita η obu badanych pomp zmienia się wraz ze wzrostem tego stosunku sił. Jednak w każdej pompie przyjmuje to specyficzny charakter. W przypadku pompy PGK1-20 najwyższe sprawności η_V i η uzyskuje się wówczas, gdy stosuje się stosunek sił $P_d/P_{od}=1.01\div 1.04$. Przy wyższych wartościach stosunku sił $P_d/P_{od}=1.1$; 1.27 i 1.32 obie te sprawności zdecydowanie maleją. Natomiast w przypadku pompy PGK2-20 najlepsze efekty kompensacji luzów osiowych osiągnięto dla średnich wartości stosunku sił $P_d/P_{od}=1.17$. Przy mniejszych i większych wartościach tego stosunku $P_d/P_{od}=1$ oraz 1.25 sprawność η_V i η maleje, ale mimo to przyjmuje wyższe wartości niż w pompie PGK1-20. Natomiast stosunek sił P_d/P_{od} nie ma praktycznie żadnego wpływu na sprawność hydrauliczno-mechaniczną obu pomp, co może świadczyć o dobrej współpracy powierzchni płytek kompensacyjnych z zespołem kół cykloidalnych przy założonych wartościach stosunku sił P_d/P_{od} .

Rozpatrując wpływ stopnia niewspółosiowości x_d-x_{od} stwierdzono, że nie jest on jednoznaczny. Wbrew oczekiwaniom, przybliżanie do siebie punktów przyłożenia siły P_d i P_{od} nie doprowadziło do podwyższenia sprawności η_V i η pompy. W pompie PGK1-20 zmiana niewspółosiowości x_d-x_{od} w zakresie $x_d-x_{od}=(-0.26\div 2.06)\cdot 10^{-3}\text{m}$ nie spowodowała istotnej zmiany sprawności objętościowej η_V i całkowitej η . Sugeruje to, że bardziej istotny jest dobór wartości siły P_d niż dokładne pokrywanie się ich punktów przyłożenia. Znajduje to pewne potwierdzenie w przypadku pompy PGK2-20, gdyż sprawność η_V i η tej pompy jest stosunkowo wysoka, pomimo dużej niewspółosiowości $x_d-x_{od}=14.99\cdot 10^{-3}\text{m}$. W wyniku dalszych analiz stwierdzono również, że niewspółosiowość x_d-x_{od} nie wpływa w istotny sposób na sprawność hydrauliczno-mechaniczną η_{h-m} obu pomp.

Rozpatrując wpływ czynników eksploatacyjnych, tj. prędkości obrotowej n i temperatury t czynnika roboczego stwierdzono, że pompy PGK1-20 i PGK2-20 powinny pracować z prędkościami obrotowymi $n>1000\text{obr/min}$ i w zakresie temperatur t czynnika roboczego wynoszących $t=25\div 50^\circ\text{C}$.

7. Podsumowując powyższe wnioski należy stwierdzić, że decydujące znaczenie na efektywność kompensacji luzów osiowych ma wybór właściwego rozwiązania konstrukcyjnego kompensacji luzów osiowych. W tym przypadku wyższymi charakterystykami sprawności charakteryzowała się pompa PGK2-20, w której zastosowano małe płytki kompensacyjne. Następnie, w ramach danego rozwiązania konstrukcyjnego kompensacji luzów osiowych, należy dobrać wartość stosunku sił P_d/P_{od} , dla którego sprawności pompy są najwyższe. Przy optymalnym doborze rozwiązania konstrukcyjnego kompensacji luzów osiowych i doborze wartości stosunku sił P_d/P_{od} niewspółosiowość ich działania x_d-x_{od} ma mniejszy wpływ na skuteczność kompensacji luzów osiowych.
8. Na zakończenie badań eksperymentalnych zmontowano pompę PGK2-20 z płytkami kompensacyjnymi dającymi najlepsze rezultaty (stosunek sił $P_d/P_{od}=1.17$), sprawdzono pracę pompy przy ciśnieniach $p_r=16\text{MPa}$. Otrzymano podaną niżej (rys.63.) charakterystykę sprawności objętościowej η_V .



Rys.63 Sprawność objętościowa η_v pompy PGK2-20

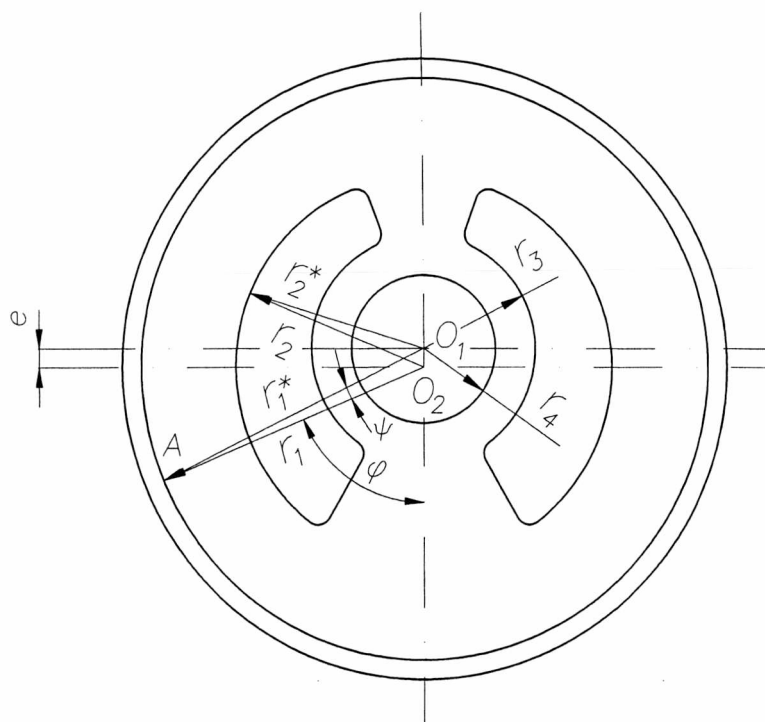
9. Zaprojektowany, wykonany i przebadany model pompy gerotorowej z PGK2-20 stał się podstawą do rozpoczęcia prac nad nowym typoszeregiem pomp gerotorowych PGK-10, 20, 40 z kompensacją luzów osiowych. Nawiązano w tym zakresie współpracę z PZL-Hydral. Prace nad jego rozwojem trwają.

Literatura

1. Arbogast, F.: *IPN - Neue, sichellose Innenzahnradpumpe mit Radialkompensation* - Oelhydraulik und Pneumatik, nr 4/1994.
2. Becher, D., Rausch, F.: *Zweiflankendichtung mindert Volumenstrompulsation an Außenzahnradpumpen* - Oelhydraulik und Pneumatik, nr 2/1997.
3. Beck, Th.: *Jean Leurechon (1591 bis 1670)* Z.d. VDJ, d 45 (1901), s.1498.
4. Bednarczyk, S., Stryczek, J.: *Badania prototypów pomp gerotorowych PG-10,20,40*, Konferencja Naukowo-Techniczna „Napędy i Sterowanie Hydrauliczne'96”, Wrocław-Szklarska Poręba, czerwiec 1996.
5. Bednarczyk, S., Stryczek, J.: *Teoretyczno-doświadczalne badania przepływów przez kanały wewnętrzne w pompie gerotorowej*, III Konferencja Naukowa „Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn”, Wrocław-Szklarska Poręba 1997.
6. Bednarczyk, S., Pietrus, H., Stryczek, J.: *Pompa gerotorowa i sposób kompensacji luzów w pompie gerotorowej*. Zgłoszenie w Urzędzie Patentowym nr P 321 078 z dnia 09.07.1997.
7. Bednarczyk, S.: *Pompa gerotorowa z kompensacją luzów osiowych*, Konferencja Naukowo-Techniczna „Napędy i Sterowanie Hydrauliczne'99”, Wrocław-Polanica Zdrój, maj 1999.
8. Butschek, J.: *High pressure internal gear pumps* - Hydraulic Pneumatic Mechanical Power 31 (1985), Nr 362.
9. Dorflinger, C., Reinke, E.: *Innenzahnradpumpen: Einstufig auf 345 bar* - Oelhydraulik und Pneumatik, nr 10/1997.
10. Findeisen, D. u. F.: *Ol-Hydraulik*, Wyd. IV. Berlin, Springer 1994.
11. Garbacik, A.: *Studium projektowania układów hydraulicznych*. Wyd. I. Ossolineum 1997.
12. Hamann, Z.: *Pompy gerotorowe – Narada naukowo-techniczna n.t. Pompy, silniki i przekładnie w hydrostatycznych układach napędowych*, Wrocław, 1995.
13. Ivantysyn, J. u. M.: *Hydrostatische Pumpen und Motoren. Konstruktion und Berechnung*, Vogel 1993.
14. Jankowski, L., Stryczek, J.: *Siły międzyzębne w zazębieniu cykloidalnym* - Przegląd Mechaniczny, nr 8/1998.
15. Katalog firmy Bucher: *Bucher-Innenzahnradpumpe „System Truninger”*.
16. Katalog firmy Casappa: *O.K., mit Schwungununterbrochen Vorwatts. Kappa*.
17. Katalog firmy Voith: *Voith-Hochdruck-Innenzahnradpumpen Typ IPH*.
18. Kollek, W., Maćkiewicz, J.: *Teoria i obliczanie pomp zębatych. Kadłuby i układy napięte*

wstępnie. Ossolineum 1999.

19. Osiecki, A.: *Hydrostatyczny napęd maszyn*. WNT, Warszawa 1998.
20. Ruf, W.: *Filter als Schlusselement für Qualität* - Oelhydraulik und Pneumatik, nr 31/1987.
21. Scholler, K.: *Die Ring-Rotor-Pumpe ein geräuscharmer Hydrogenerator* - Oelhydraulik und Pneumatik, nr 5/1974.
22. Schwuchow, D.: *Sonderverzahnungen für Zahnradpumpen mit minimaler Volumenstrompulsation*. Dissertation. Universität Stuttgart, 1996.
23. Stryczek, J.: *Cycloidal gears in design of gear pumps and motors* - Archiwum Budowy Maszyn, 1990, vol.XXXVI, z.1-2.
24. Stryczek, J.: *Hydraulic machines with cycloidal gearing* - Archiwum Budowy Maszyn, 1996, vol.XLIII, z.1.
25. Stryczek, J.: *Podstawowe problemy projektowania pomp gerotorowych* - Sterowanie i Napęd Hydrauliczny, nr 3/1993.
26. Stryczek, J.: *Principles of the design of cycloidal gears in hydraulic machinery* - Archiwum Budowy Maszyn, 1990, vol.XXXVI, z.3.
27. Stryczek, J.: *Stan obecny i tendencje rozwojowe w budowie hydraulicznych maszyn gerotorowych i orbitalnych* - Przegląd Mechaniczny, nr 3/1998.
28. Stryczek, J.: *Zazębienia cykloidalne w budowie pomp i silników zębatych*, Monografie Politechniki Wrocławskiej, nr 61/1991.
29. Stryczek, S.: *Napęd hydrostatyczny. Elementy i Układy*, WNT, Warszawa 1984.



Rys.A1. Promienie r opisujące rozdzielacz tarczowy

Z konstrukcji rozdzielacza tarczowego pompy gerotorowej (punkt 2.1) wynika, że promienie r_1 i r_2 są zaczepione w punkcie O_2 , a promienie r_3 i r_4 w punkcie O_1 , co przedstawiono na rys.A1. Zatem występują dwa układy odniesienia: XO_1Y i XO_2Y . Przy tworzeniu matematycznego modelu przepływu czynnika roboczego przez szczelinę osiową w pompie gerotorowej należy przyjąć jeden, wspólny układ odniesienia. Przyjęto układ XO_1Y , gdyż jest on układem symetrii dla pompy gerotorowej. W związku z tym należy wyznaczyć promienie r_1 i r_2 względem tego układu. Dla tych promieni, wyznaczonych względem układu XO_1Y , przyjęto odpowiednio oznaczenia: r_1^* i r_2^* .

Z trójkąta O_1AO_2 (rys.A1) wynika zależność:

$$r_1 = r_1^* \cdot \cos \Psi + e \cdot \cos(180^\circ - \varphi). \quad (\text{A1.1})$$

Ponieważ $\cos(180^\circ - \varphi) = -\cos \varphi$, zaś kąt Ψ ma bardzo małe wartości, dla którego $\cos \Psi = 1$, więc równanie (A1.1) można zapisać:

$$r_1 = r_1^* - e \cdot \cos \varphi. \quad (\text{A1.2})$$

Po przekształceniu tego równania otrzymuje się:

$$r_1^* = r_1 + e \cdot \cos \varphi. \quad (\text{A1.3})$$

Postępując podobnie można wyznaczyć promień r_2^* , otrzymuje się zatem:

$$r_2^* = r_2 + e \cdot \cos \varphi. \quad (\text{A1.4})$$

