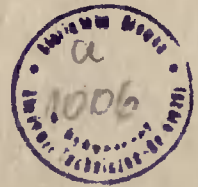


AKADEMIA TECHNICZNO-ROLNICZA
IM. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH
W BYDGOSZCZY

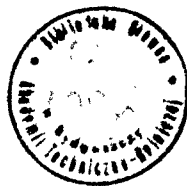
ZESZYTY NAUKOWE NR 124

MECHANIKA 27



BYDGOSZCZ — 1985

AKADEMIA TECHNICZNO-ROLNICZA
IM. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH
W BYDGOSZCZY



ZESZYTY NAUKOWE NR 124 /

MECHANIKA 27

BYDGOSZCZ — 1985

PRZEWODNICZĄCY KOMITETU REDAKCYJNEGO

doc. dr hab. Juliusz Skonieczny

REDAKTOR NAUKOWY

doc. dr inż. Krzysztof Wernerowski

OPRACOWANIE REDAKCYJNE I TECHNICZNE

mgr Anna Zawadzka, Zbigniew Gackowski

Wydano za zgodą Rektora
Akademii Techniczno-Rolniczej
w Bydgoszczy

ISSN 0208-6395

WYDAWNICTWO UCZELNIANE AKADEMII TECHNICZNO-ROLNICZEJ W BYDGOSZCZY

Wyd. I. Nakład 100+50 egz. Ark. wyd. 2,9. Ark. druk. 3,75. Papier druk. kl. V B1. Oddano do druku 21 XII 84 r. Druk ukończono w styczniu 1985 r. Zam. nr 607/84. MNSzWIT TR F-6/283 Cena zł 35,--
Uczelniany Zakład Małej Poligrafii ATR

SPIS TREŚCI

Str.

1. Stanisław Smarzyński - Regeneracja wirnika podajnika niskiego ciśnienia	5
2. Stanisław Smarzyński, Zbigniew Sosnowski - Analiza wadliwości złączy spawanych w wybranych zakładach produkcyjnych	9
3. Krzysztof Wernerowski - Morfologiczne projektowanie łożysk i przewodnic przepływowych	21
4. Krzysztof Wernerowski - Parametryczne odwzorowanie, dekompozycja i analiza systemowa łożysk gazowych	29
5. Bogdan Zastempowski - Łożysko hydrostatyczne wzdłużne ze stałym sumarycznym natężeniem przepływu	37
6. Bogdan Zastempowski - Wpływ lepkości oleju na sztywność łożysk hydrostatycznych	49



Stanisław Smarzyński

REGENERACJA WIRNIKA PODAJNIKA NISKIEGO CIŚNIENIA

W artykule przedstawiono możliwość regeneracji wirnika metodami spawalniczymi w warunkach krajowych. Zaproponowane rozwiązanie technologiczne eliminuje potrzebę dokonywania regeneracji u zagranicznego producenta.

1. WSTĘP

Podajnik niskiego ciśnienia, produkowany przez norweską firmę Kamyrr, służy do podawania zrzębków sosnowych ze strefy bezciśnieniowej do strefy ciśnieniowej /ciśnienie pary około 0,12-0,15 MPa/. Podajnik pracuje na początku produkcyjnego ciągu celulozy sosnowej.

Wewnątrz podajnika podczas pracy panuje temperatura 393 K, a wirnik wykonuje maksymalnie 20 obr./min. Podajnik niskiego ciśnienia posiada możliwość regulacji luzu /wzdłuż osi/ podczas pracy, za pomocą śruby regulacyjnej. Całkowity przesuw wirnika wzdłuż osi w korpusie wynosi 80 mm, a odpowiednie dopasowanie się elementów współpracujących /zewnątrzna powierzchnia wirnika i wewnętrzna powierzchnia tulei korpusu/ zapewnia ich stożkowatość, która jest równa 1:20. Z danych eksploatacyjnych wynika, iż średnio dwa razy w miesiącu dokonywana jest korekcja szczelności wirnika przez wsunięcie go wzdłuż osi w głąb korpusu. Całkowity zakres regulacji zostaje wykorzystany po około 1,5 rocznej eksploatacji podajnika. Do regulacji podajnika przystępuje się w momencie gdy następuje przelot pary ze strefy ciśnieniowej. Następuje wówczas spadek obciążenia silnika napędowego, rejestrowany na amperomierzu.

Elementami najszybciej zużywającymi się w podajniku, a tym samym najczęściej poddawanych regeneracji są: tuleja wewnętrzna korpusu i powierzchnia zewnętrzna wirnika.

Regeneracja tulei polega na stoczeniu, a następnie szlifowaniu zużytej powierzchni /nierówności powierzchni, wżery, pęknięcia, miejscowe ubytki materiału/.

Wirnik podajnika niskiego ciśnienia może być regenerowany dopiero po poprzedniej regeneracji tulei oraz po przeprowadzeniu analizy wymiarowej, która ma na celu ustalenie odpowiedniej grubości warstwy napawanej. Regeneracja odbywa się przez napawanie na całym obwodzie i na całej długości wirnika.

Wirnik podajnika niskiego ciśnienia produkowany jest w Szwecji ze staliwa o symbolu SIS 1305. Staliwo to ma następujący skład chemiczny i własności mechaniczne:

C = 0,18%	Re min. = 230 N/mm ² .
Si = 0,4%	R _m = 450 ÷ 600 N/mm ² .
Mn = 0,6%	HB = 131 ÷ 175
P _{max} = 0,04%; S _{max} = 0,04 %	

Powierzchnia zewnętrzna nowego wirnika pokryta jest specjalnym stopem zapewniającym odpowiednie własności ślizgowe, antykorozyjne oraz odporność na ścieranie.

Dotychczas podajnik był wysyłany celem regeneracji do Norwegii, gdzie w firmie Kamyr /między innymi wirnik/ był regenerowany poprzez gazowe napawanie pałeczkami Castolin 185 F. Pałeczki te są przeznaczone do gazowego napawania stali i staliwa brązem. Szczególnie pałeczki te przydatne są do napawania powierzchni roboczych pomp, cylindrów i walców.

Przeprowadzona chemiczna analiza kierunkowa wykazała następujący skład chemiczny warstwy wierzchniej wirnika po napawaniu za granicą:

Al = 14 ÷ 15%
Cu = 80%
Fe = 3 ÷ 5%

2. WYBÓR METODY NAPAWANIA WIRNIKA PODAJNIKA NISKIEGO CIŚNIENIA CELEM REGENERACJI

Przy wyborze metody napawania kierowano się zasadą dostosowania metody do rodzaju elementu maszynowego, uwzględniając poza tym metalurgię procesu, technologię nakładania powłok i obróbkę na gotowo oraz efektywność ekonomiczną procesu regeneracji.

Podczas analizy charakterystyk różnych metod napawania brano pod uwagę przede wszystkim aktualne możliwości wykonawcze zakładu, który zlecił opracowanie technologii napawania oraz przyszłościowe zamierzenia, dotyczące wprowadzania nowych technik spawalniczych.

Obecnie w zakładzie wykorzystana jest w pracach spawalniczych tylko metoda spawania i napawania ręcznego /elektrycznie i gazowo/ oraz metoda metalizacji natryskowej. Napawanie wykonano łukowo ręcznie stosując elektrodę EB 1.55 do wypełnienia dużych ubytków materiałowych, a elektrodę ECuSn7 do wykonania warstwy roboczej. Pozwoliło to na obniżenie kosztów materiałowych regeneracji.

Za zastosowaniem napawania ręcznego przemawiały także inne względy. Można do nich zaliczyć między innymi: obecne umiejętności pracowników wydziału mechanicznego, w szczególności spawaczy, w zakresie regeneracji elementów maszyn, łatwiejszy dobór materiałów dodatkowych do napawania wirnika /możliwość otrzymania napoi o żądanym składzie chemicznym i własnościach mechanicznych / w porównaniu z innymi metodami napawania, większe możliwości obserwacji i kontroli procesu napawania, a także koszty ogólne

procesu napawania.

Jako metodę, która miałaby zastosowanie przy regeneracji wirnika w przyszłości, wybrano napawanie pod topnikiem. Na wybór tej metody miały głównie wpływ takie względy jak: jakość otrzymywanych napoin, duża wydajność procesu napawania, możliwość uzyskiwania napoin o szerokim zakresie trwałości /100-500 HB/. Poza tym metoda napawania łukiem krytym miała by zastosowanie przy regeneracji innych części maszyn, szczególnie dużych wałów i cylindrów, które są częściami maszyn papierniczych najszybciej zużywającymi się w procesie produkcyjnym.

Opracowano dwie technologie napawania wirnika jako rozwiązania wariantowe. Technologie te dostosowano do możliwości wykonawczych zakładu oraz do krajowych możliwości zaopatrzeniowych /materiały dodatkowe, sprzęt spawalniczy/.

Z przeprowadzonej analizy wynika, że regeneracja podajnika niskiego ciśnienia w warunkach zakładowych, przy zastosowaniu krajowych materiałów spawalniczych do napawania, jest opłacalna nawet przy pięciokrotnej regeneracji, w porównaniu do kosztów jakie powstają w przypadku regeneracji przeprowadzonej w norweskiej firmie Kamyr.

Strefę napawania w regenerowanym wirniku poddano oględzinom zewnętrznym i nie stwierdzono wad spawalniczych. Po zamontowaniu, wirnik pracował w normalnych warunkach produkcyjnych bezawaryjnie, co potwierdziło skuteczność zastosowanej metody regeneracji.

REGENERATION OF LOW PREASSURE FEEDER ROTOR

Summary

Possibilities of rotor regeneration with the use of welding methods under Polish industry conditions were presented in this paper. A technological solution given in the paper eliminates the need of regenerating rotors by foreign manufacturers.

РЕГЕНЕРАЦИЯ РОТОРА ПОДАВАТЕЛЯ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Резюме

В работе представлена возможность регенерации ротора подавателя сварочными методами в условиях ПНР. Предложенное технологическое решение исключает необходимость выполнения регенерации за границей.



Stanisław Smarzyński
Zbigniew Sosnowski

ANALIZA WADLIWOŚCI ZŁĄCZY SPAWANYCH W WYBRANYCH
ZAKŁADACH PRODUKCYJNYCH

W artykule przedstawiono wpływ niektórych czynników na jakość spoin. Ustalono zależność pomiędzy gatunkiem i grubością materiału, metodą spawania, rodzajem spoiny a wadliwością złącza z uwzględnieniem rodzaju wady. Wykazano wpływ ilości produkowanych wytworów oraz ciągłości produkcji na jakość spoin. Stwierdzono różnice między kwalifikacjami formalnymi i rzeczywistymi u poszczególnych spawaczy.

1. WSTĘP

W ostatnim dwudziestolecu prowadzono w różnych krajach badania nad wadliwością spoin i jej przyczynami [1,2,3,4,5,6,7,8,9,10]. Przeważnie były to prace analizujące wpływ jednego z wielu czynników na jakość spoiny [1,2,3,4,7]. Próby określenia wadliwości spoin od zespołu ściśle określonych czynników były podejmowane bardzo rzadko [5,6,8,9,10]. W pracy [5] określono w sposób ilościowy stopień ważności czynników technologicznych, mających bezpośredni wpływ na jakość spoin.

Wpływ miejsca zajarzenia łuku, gatunku stali, skrzyżowania spoin, pozycji spawania na wadliwość złącza, przedstawiono w pracach [6,8]. Nie stwierdzono większej wadliwości na skrzyżowaniach spoin w porównaniu ze spoinami poza skrzyżowaniami oraz określono zależność jakości spoin od pozycji spawania [6,8].

Badania te oparte zostały na wynikach kontroli radiograficznej badanych złączy.

W przeprowadzonych badaniach nie uwzględniono jednak rodzaju wad.

2. CEL BADAŃ

Celem podjętych badań było określenie jakości spoin w zależności od zespołu czynników wpływających na jakość złącza przy uwzględnieniu rodzaju wad, na podstawie dokumentacji z kontroli radiograficznej spoin.

3. PROGRAM I ZAKRES BADAŃ

Badania przeprowadzono na losowo wybranych różnych wytworach produkowanych w trzech różnych zakładach, w których produkcja wytworów spawanych jest produkcją podstawową i podlega odbiorowi przez dozór techniczny.

Analizie poddano następujące czynniki wpływające na wadliwość spoin: rodzaj konstrukcji, gatunek i grubość materiału, układ spoin czołowych, klasę wadliwości złącza oraz długość serii. Uwzględniono prócz tego: stan powierzchni, sposób przygotowania brzegów do spawania, dokładność przygotowania brzegów, dostęp do spoiny, sposób wycięcia grani, ilość układanych ściągów i warstw, stan i rodzaj spoiwa użytego do wykonania spoiny i podpawania, kształt spoiny, pozycję spawania, miejsce pracy, oświetlenie, wentylację, rusztowanie, wiatr, wilgotność, temperaturę w miejscu pracy, staż pracy i kategorię spawacza, sprzęt podstawowy i jego stan techniczny, sprzęt pomocniczy i jego stan techniczny, stan sprzętu ochronnego, rodzaj obróbki cieplnej, metodę kontroli, stan przyrządów i urządzeń kontrolnych, rodzaj prądu spawania. Wymienione czynniki określono na podstawie dokumentacji, informacji otrzymanych od głównego spawalnika zakładu oraz na podstawie własnych obserwacji.

Jakość złącza określano na podstawie analizy protokołów z badań radiograficznych. Wszystkie badane radiogramy były oceniane na podstawie normy PN-74/M-69772. Analizę dokonano w oparciu o przyjęty procentowy wskaźnik wadliwości spoin "w", obliczony na podstawie wzoru:

$$w = \frac{L}{N} \cdot 100 \%$$

gdzie:

L - sumaryczna długość wad w badanej spoinie w m

N - całkowita długość prześwietlonej spoiny w m

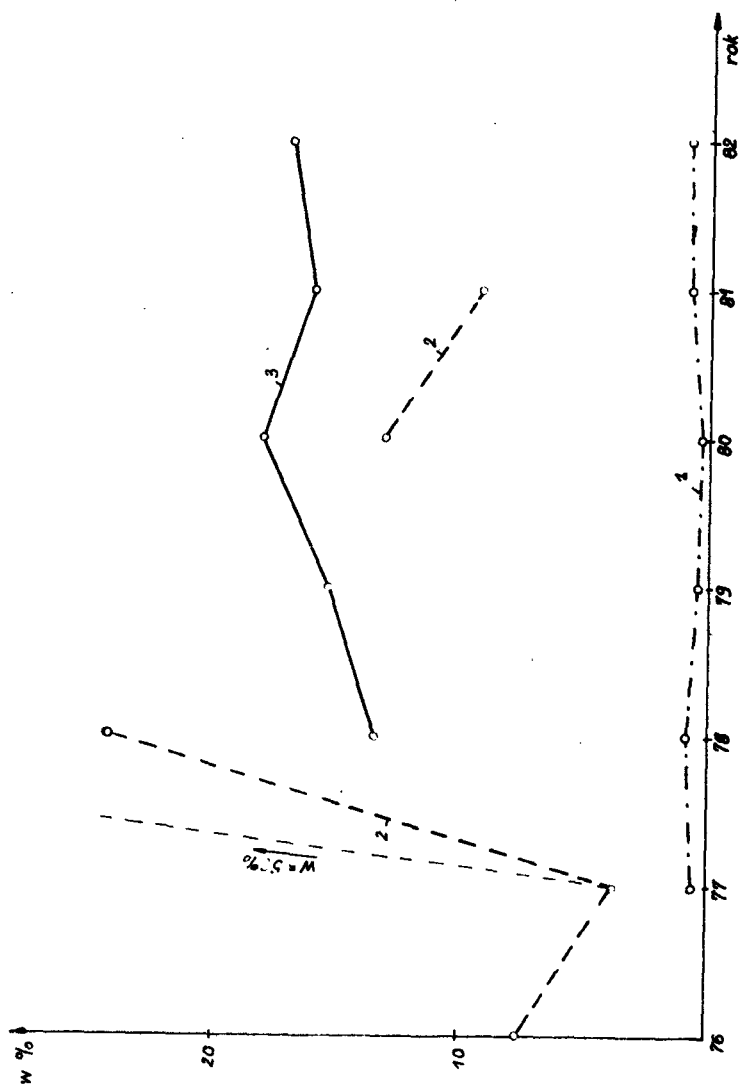
W zakładach, w których przeprowadzano badania, spawanie realizowane było w halach produkcyjnych o podobnych warunkach pracy, to znaczy: wentylacja i oświetlenie ogólne dobre, ciepło, bezwietrznie, sucho. Spoiny wykonano w pozycji podłojnej ręcznie przy użyciu spawarek prądu stałego lub automatycznie pod topnikiem.

Analizie poddano 7782 radiogramy. W zakładzie pierwszym 5813 radiogramów, w drugim 1465 radiogramów, a w trzecim 504 radiogramy.

W zakładzie pierwszym wykonuje się kotły parowe, w zakładzie drugim piece obrotowe i młyny, a w trzecim zbiorniki ciśnieniowe, w tym także ze spawalnej stali kwasoodpornej.

4. WYNIKI BADAŃ

Na rysunku 1 przedstawiono rozkład wskaźnika wadliwości "w" obliczonego dla badanych zakładów w poszczególnych latach. Wartość wskaźnika



Rys.1. Procentowy wskaźnik wadliwości spoin "w" w badanych trzech zakładach produkcyjnych w latach 1976-1982

wadliwości jest różna dla różnych zakładów, a w zakładach 2 i 3 także różna w poszczególnych latach. Szczególnie dotyczy to zakładu nr 2, w którym produkcja analizowanego wytworu przebiegała z przerwami.

Najwyższą jakość produkcji uzyskano w zakładzie nr 1. Zakład ten charakteryzuje się dużą powtarzalnością produkowanych wytworów wykonywanych ze stali dobrze spawalnych /St 36K/ o grubościach do 10 mm. Spoiny układa się łukowo ręcznie. Jakość spoin w tym zakładzie kształtuje się jednak różnie w różnych latach i kwartałach, co przedstawiono graficznie na rysunku 2.

Najwyższa wadliwość wystąpiła w tych kwartałach, kiedy podejmowano na nowo produkcję wytworów po przerwie. Najniższą wadliwość uzyskano przy niewielkiej długości wykonywanej spoiny.

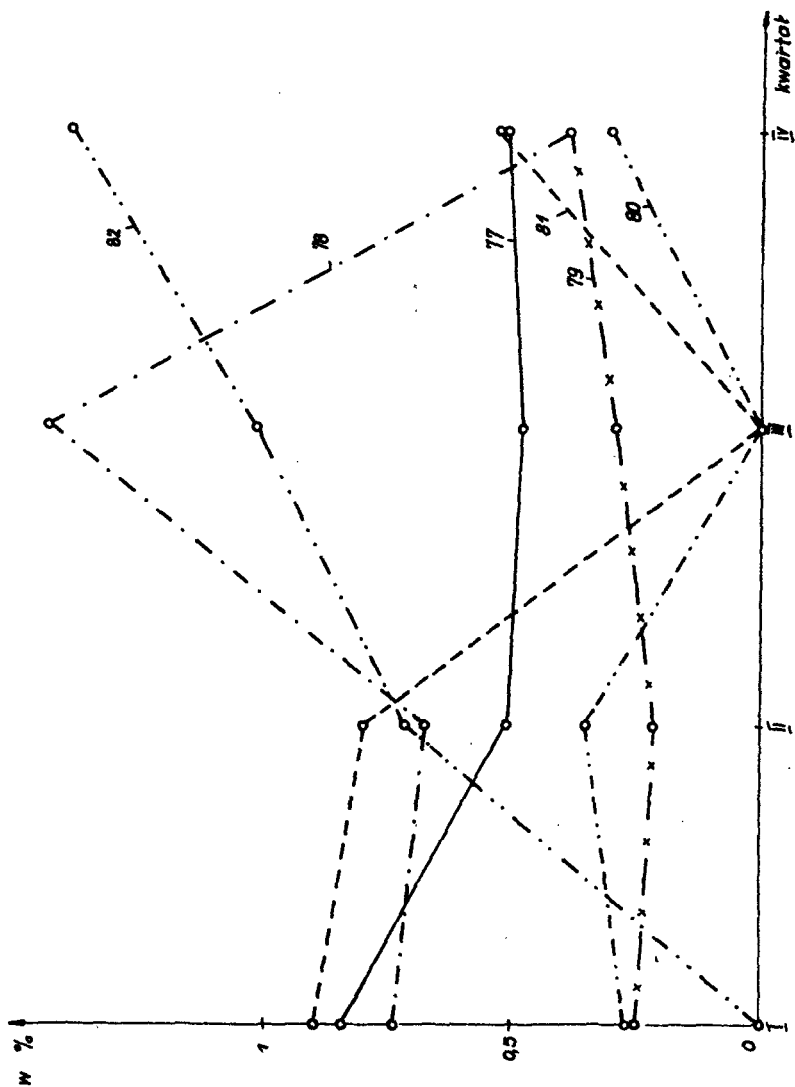
Na rysunku 3 przedstawiono jakość spoin wykonanych przez trzech spawaczy o tych samych kwalifikacjach formalnych, wykonujących ten sam wytwór. Z rysunku 3 wynika, że wadliwość spoin zależy w dużym stopniu od predyspozycji spawacza oraz to, że przerwy w pracy przy wykonywaniu określonego wytworu w przypadku niektórych spawaczy powodują znaczny wzrost wadliwości /w skrajnych przypadkach o 1700%/. Stwierdzić należy także, że między poszczególnymi spawaczami występują dysproporcje między kwalifikacjami formalnymi a rzeczywistymi.

W zakładzie nr 2 średnia wieloletnia wartość procentowego wskaźnika wadliwości "w" odbiega znacznie od wielkości średniej wieloletniej wskaźnika "w" w zakładzie nr 1. Zakład nr 2 charakteryzuje się produkcją jednostkową. Wytwory wykonuje się ze spawalnych stali węglowych do grubości 25 mm ręcznie, a powyżej tej grubości automatycznie łukiem krytym. Znaczny wzrost wskaźnika wadliwości "w" w roku 1978 został spowodowany nieprawidłowym dobraniem gatunku elektrody w stosunku do spawanego materiału rodzimego. Po zmianie elektrody wartość wskaźnika wadliwości "w" zmniejszyła się o 50% w stosunku do pierwotnej wartości /rys.1/.

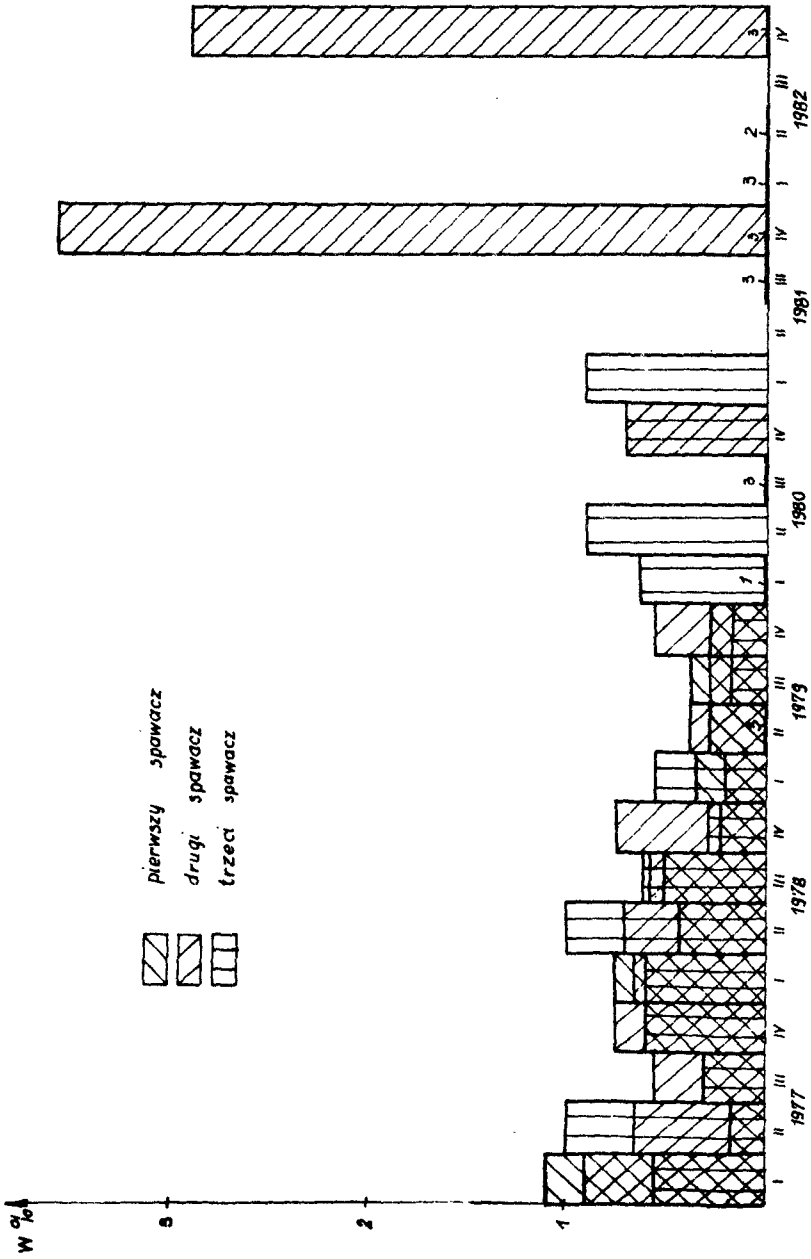
Najwyższą średnią wieloletnią wartością wskaźnika wadliwości "w" charakteryzuje się produkcja w zakładzie nr 3 /rys.1/. Podstawowym sposobem spawania w tym zakładzie jest spawanie łukowe ręczne zbiorników ze stali węglowej oraz stali 1H18N9T. Udział stali stopowej w produkcji jest najwyższy spośród badanych zakładów. Produkcja ma charakter jednostkowy.

Badano także wadliwość spoiny w zależności od jej kształtu i grubości spawanej łukowo ręcznie stali węglowej /rys.4/. Ustalono, że dla każdej grubości spawanego materiału wartość wskaźnika wadliwości "w" dla spoiny czołowej obwodowej jest wyższa w porównaniu do spoiny czołowej wzdłużnej i wzrasta ze wzrostem grubości blachy. Prawdliwość ta występuje we wszystkich trzech badanych zakładach.

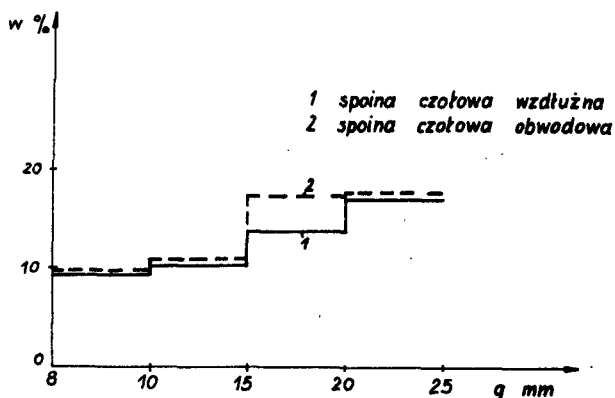
Badano także nasilenie występowania określonego rodzaju wady w spoinie. Stwierdzono, że we wszystkich zakładach długość spoiny z pęcherzami, niezależnie od grubości materiału, w porównaniu z długością spoiny z innymi wadami, jest największa i zmniejsza się w miarę wzrostu grubości materiału /rys.5/.



Rys. 2. Procentowy wskaźnik wadliwości spoin "w" w zakładzie nr 1 w poszczególnych kwartałach i latach

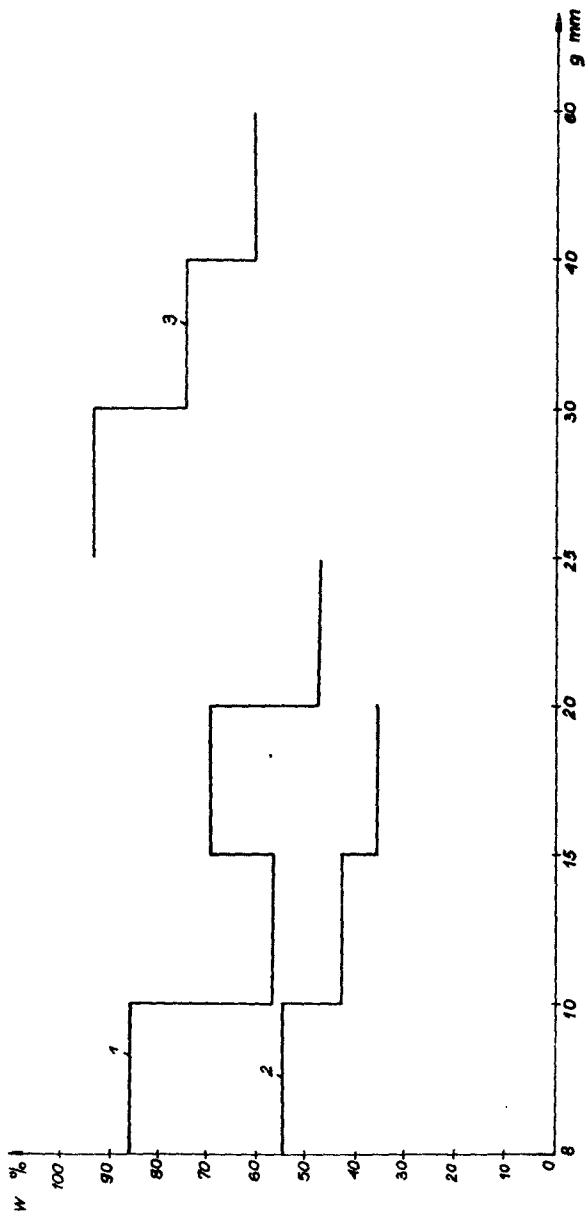


Rys. 3. Procentowy wskaźnik wadliwości spoin "w" dla trzech spawaczy o jednakowych kwalifikacjach formalnych, wykonujących te same wytwory w zakładzie nr 1, w poszczególnych kwartałach i latach

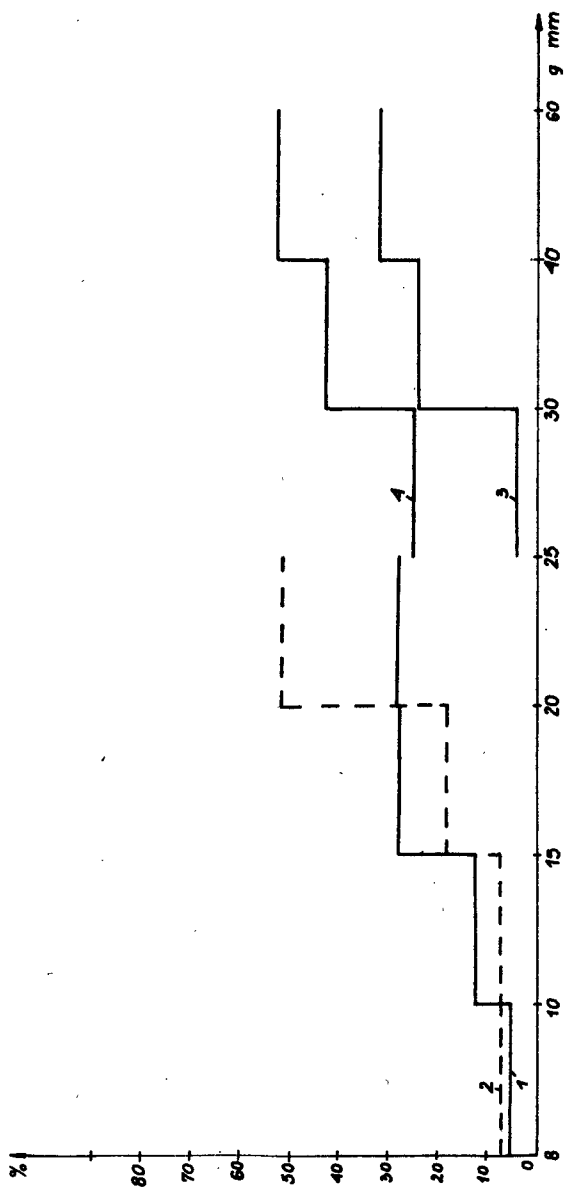


Rys.4. Wartość procentowego wskaźnika wadliwości "w" w zależności od rodzaju spoiny czołowej i grubości spawanej łukowo ręcznie stali węglowej dla trzech zakładów

Ze wzrostem grubości spawanego materiału wzrasta natomiast długość spoiny z wtrąceniem stałym, zarówno przy spawaniu łukowym ręcznym jak i przy automatycznym pod topnikiem /rys.6/. Stwierdzono również, że przy spawaniu automatycznym pod topnikiem długość spoiny z wtrąceniem stałym jest większa dla spoiny czołowej obwodowej w porównaniu ze spoiną czołową wzdłużną. Przy spawaniu łukowym ręcznym prawidłowość ta jest analogiczna, przy czym dochodzą jeszcze pozostałe wady, szczególnie wady zewnętrzne, które przy wykonywaniu spoin obwodowych występują częściej niż przy wzdłużnych.



Rys.5. Procentowy udział długości spoiny czołowej wzdłużnej z wadami typu B w stosunku do długości spoiny z innymi wadami, w zależności od rodzaju i grubości spawanego materiału oraz metody spawania w trzech zakładach, 1--stal węglowa spawanie łukowe ręczne, 2--stal stopowa, spawanie łukowe ręczne, 3--stal węglowa, spawanie automatyczne pod topnikiem



Rys. 6. Procentowy udział spoiny czołowej wzdłużnej i obwodowej z wadami typu wtrącenia stałe B do długości spoiny z pozostałymi wadami, w zależności od grubości materiału spawanego i metody spawania w trzech zakładach, 1-spoina czołowa wzdłużna, spawanie łukowe ręczne, 2- spoina czołowa obwodowa, spawanie łukowe ręczne, 3-spoina czołowa wzdłużna, spawanie automatyczne pod topnikiem, 4-spoina czołowa obwodowa, spawanie automatyczne pod topnikiem

5. WNIOSKI

1. W badanych zakładach panowały podobne warunki pracy dla spawaczy.
2. W badanych zakładach procentowy wskaźnik wadliwości "w" był różny w różnych latach i kwartałach przy niezmiennych warunkach spawania i niezmiennym się w zasadniczy sposób profilu produkcyjnym.
3. Głównym czynnikiem, który powoduje wzrost procentowego wskaźnika wadliwości "w" jest czynnik ludzki. Przy niezmiennych warunkach produkcyjnych i nie zmienionym profilu produkcyjnym stwierdzono znaczne różnice w wielkości wskaźnika "w" dla poszczególnych spawaczy.
4. Stwierdzono, że przy tych samych kwalifikacjach formalnych występują między poszczególnymi spawaczami różnice w kwalifikacjach rzeczywistych, określonych na podstawie jakości wykonywanych złączy produkcyjnych badanych radiograficznie dla tych samych wytworów.
5. Analizowany procentowy wskaźnik wadliwości "w" rośnie w sposób szczególny wtedy, kiedy nie ma ciągłości w produkcji określonego wytworu. Produkcja w długich seriach tych samych wytworów wpływa na zmniejszenie wskaźnika wadliwości "w".
6. W badanych zakładach procentowy wskaźnik wadliwości "w" zależy także od gatunku i grubości spawanych materiałów oraz od rodzaju złącza i metody spawania.
7. W badanych zakładach zaznaczył się wzrost wskaźnika "w" przy spawaniu stali stopowych w porównaniu ze spawaniem stali węglowych.
8. Najczęściej występującą wadą są pęcherze gazowe, przy czym rzadziej występuje ta wada przy spawaniu materiałów grubszych.
9. Ze wzrostem grubości spawanego materiału rośnie liczba wad wywołanych wtrącaniem stałym.

LITERATURA

- [1] Bezbach D.K.: Swojstwa swarnych soedinenij wpolennych dugowej swarkoj na wetr. Swaročnoe proizwodstwo nr 3/68
- [2] Bezbach D.K.: Wlijanie globiny rozdelki kromok na glubinu proplawle - nija pri swarke pod fljusom. Swaročnoe proizwodstwo nr 4/79
- [3] Dobke S., Zajac A.: Spawanie konstrukcji stalowych w temperaturach ujemnych. Przegląd spawalnictwa nr 5/77
- [4] Emelianow I.L.: Wlijanie sworočnogo toka formirowanie obratnoj strony odnostonnnych šwow. Swaročnoe proizwodstwo nr 4/79
- [5] Ishida M: Statietical Study on Radigraphic Inspection of Welds. Proceedings of the Third Internationel Conference on Nondestructive Testing. Tokyo, Osaka 1960
- [6] Ishii Y: Statisticol Study on Radiography of Steel Constructions. Zeszyty Problemowe Nauki Polskiej. XXVI, 1965, Materiały z konferencji PAN na temat nieniszczących metod badania materiałów, Warszawa, maj 1961
- [7] Mandelberg S.L. i inni: Wlijanie rozpolženije tokoprowoda na formirowanie šwow pri odnodugowej swarke. Awtomatičeskaja swarka nr 1/79

- [8] Nekanda-Trepka L., Więckowski Z.: Wpływ niektórych czynników technologicznych na wadliwość spoin. Przegląd spawalnictwa nr 5/69
- [9] Smarzyński S.: Konstrukcja, kontrola, spawacz. Próba określenia współzależności. Przegląd spawalnictwa nr 7/76
- [10] Szydlik W.: Czynniki warunkujące jakość konstrukcji spawanych. Przegląd spawalnictwa nr 11/80

ANALYSIS OF WELDED JOINTS DEFECTIVENESS IN SELECTED PRODUCTION ENTERPRISES

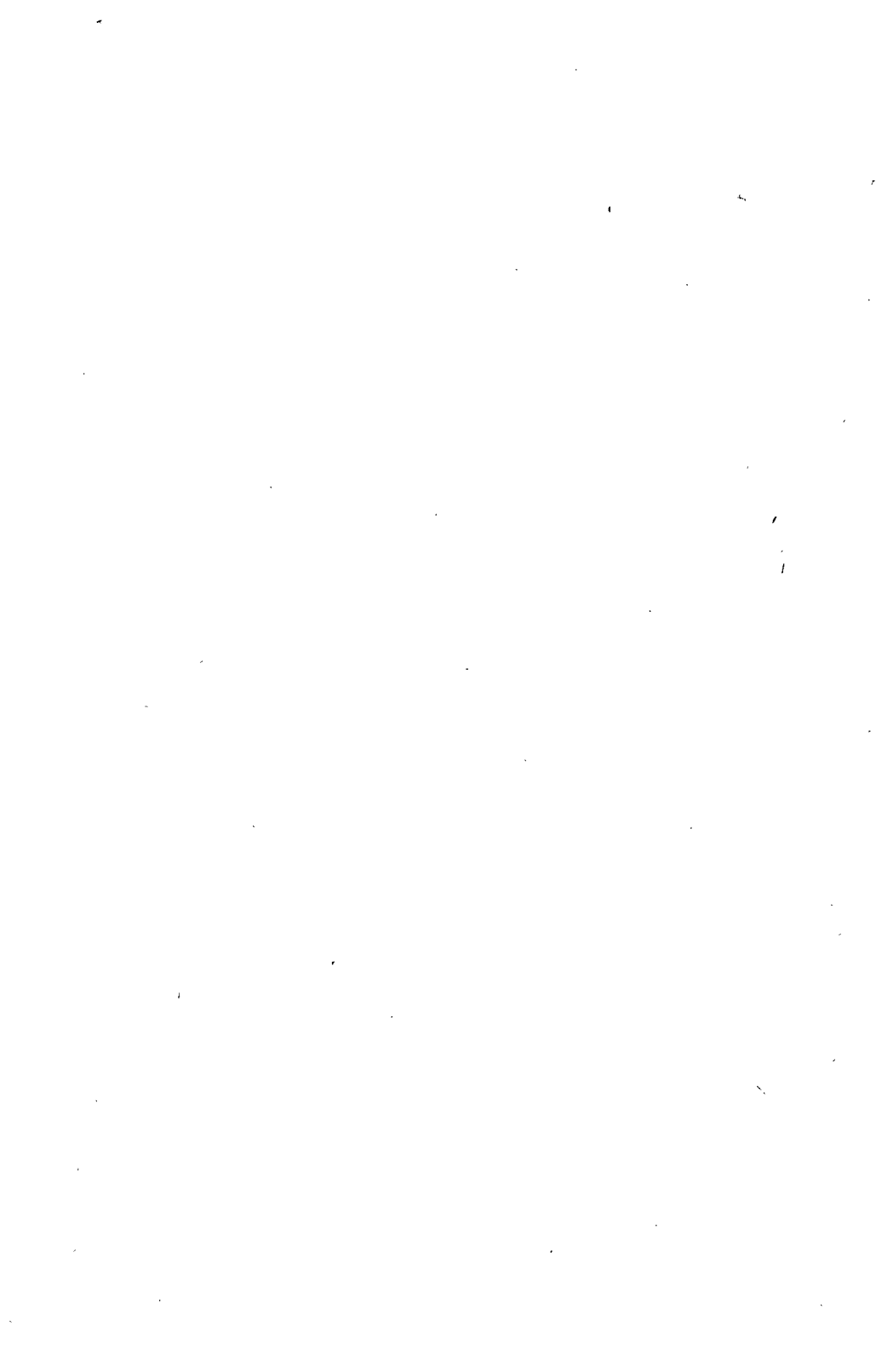
Summary

The influence of some factors on fusion quality was presented in this paper. The authors depicted a dependence of a kind of material and its thickness, method of welding, kind of fusion and defectiveness of the joint including a kind of defects. The influence of products quality and production continuity on quality of fusions was also pointed out. Differences between formal and real qualifications of individual welders were noticed.

АНАЛИЗ ДЕФЕКТОВ СВАРОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА НЕКОТОРЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ

Резюме

В работе представлено влияние некоторых факторов на качество швов. Установлена зависимость между сортом и толщиной материала, методом сварки, видом шва, а дефектностью соединения с учетом вида дефекта. Указано влияние количества выпускаемых деталей и непрерывности производства на качество швов. Установлена разница между формальными и реальными профессиональными квалификациями у отдельных сварщиков.



Krzysztof Wernerowski

MORFOLOGICZNE PROJEKTOWANIE ŁOŻYSK I PROWADNIC PRZEPŁYWOWYCH

Zrealizowano ogólną analizę systemową procesu projektowania łożysk i prowadnic przepływowych. Zastosowano właściwe tablice morfologiczne i karty strukturalne. Metoda morfologiczna zapewnia wszechstronną analizę i syntezę projektowania łożysk oraz prowadnic przepływowych maszyn.

1. WSTEP

Nowoczesna metoda projektowania polega na wszechstronnej analizie wszystkich czynników oraz parametrów. Tylko ujęcie systemowe [1] zapewnia właściwe projektowanie łożysk i prowadnic przepływowych. Proces o charakterze projektowo-konstrukcyjnym musi uwzględniać analizę koncepcyjną, obliczenia, konstrukcję, zagadnienia technologiczne, eksploatacyjne i ekonomiczne.

Łożyska gazowe są nową dziedziną techniki. Dla rozwijającego się działu nauki zastosowanie metody morfologicznej [1] jest szczególnie uzasadnione. Poszukuje się wariantów rozwiązania zadania konstrukcyjnego metodą macierzową. Łożyska i prowadnice przepływowe [4 - 10] można stosować w budowie maszyn i urządzeń mechanicznych. Tablice morfologiczne umożliwiają ogólne poszukiwania wariantu rozwiązania. Analiza kart strukturalnych była podstawą szczegółowego doboru cech nowych rozwiązań łożysk oraz prowadnic przepływowych maszyn i urządzeń mechanicznych.

2. ZASTOSOWANIE TABLIC MORFOLOGICZNYCH

Ustalenie właściwego i realnego wariantu rozwiązania łożyska lub prowadnicy z przepływowym filmem smarującym jest zagadnieniem złożonym. Naturalne, spontaniczne rozwiązania są często fragmentaryczne i w pewnych przypadkach czasochłonne.

Tablice morfologiczne /tab.1,2/ określają koncepcje łożysk i prowadnic przepływowych wynikające z stosowanego tarcia oraz kształtów.

Działanie dynamiczne jest wyraźnie ograniczone. Najczęściej stosuje się konstrukcje gazostatyczne zasilane sprężonym czynnikiem smarującym. Istnieją rozwiązania zasilające punktowe, komorowe lub przez warstwę porowatą. Korzystne jest działanie hybrydowe czyli dynamiczno-statyczne.

Tablica morfologiczna koncepcji łożysk przepływowych

A hydrostatyczne	B hydrauliczne hybrydowe	C gazostatyczne	D gazowe hybrydowe	Rodzaj tarcia	E
				Kształt	
AE	BE	CE	DE	poprzeczne walcowe bezkomorowe	E
AF	BF	CF	DF	poprzeczne walcowe komorowe	F
-	-	CG	DG	poprzeczne walcowe porowate	G
AH	BH	-	-	poprzeczne z wahliwymi płytkami panwiowymi	H
-	-	CI	DI	poprzeczne z rowkami	I
AJ	BJ	CJ	DJ	wzdłużne bezkomorowe	J
AK	BK	CK	DK	wzdłużne komorowe	K
-	-	CL	DL	wzdłużne porowate	L
-	-	CM	DM	wzdłużne z rowkami	M
AN	BN	CN	DN	poprzeczno-wzdłużne walcowe bezkomorowe	N
AO	BO	CO	DO	poprzeczno-wzdłużne walcowe komorowe	O
-	-	CP	DP	poprzeczno-wzdłużne walcowe porowate	P
AQ	BQ	-	-	poprzeczno-wzdłużne walcowe z wahliwymi płytkami	Q
AR	-	CR	-	stożkowe	R
AS	BS	CS	DS	kuliste	S
-	-	CT	DT	foliowe	T

Geometria łożyskowań przepływowych uwzględnia różne kształty /tab.1/. Uwzględniono aktualną klasyfikację dotyczącą elementów maszyn.

Prowadnice przepływowe są bardzo zbliżone do właściwych łożysk. Stosuje się rozwiązania prostoliniowe prostokątne, trójkątne - płaskie, trapezowe, kołowe - płaskie. Można też kształtować prowadnice w ujęciu otwartym lub zamkniętym. Prowadnice obrotowe mogą pracować z wyższą prędkością.

Z tablic morfologicznych /tab.1,2/ można wybrać właściwą koncepcję rozwiązania zadania projektowego łożyska lub prowadnicy z olejowym lub gazowym filtrem nośnym.

Tabela 2

Tablica morfologiczna koncepcji prowadnic przepływowych

A	B	C	D	Rodzaj tarcia kształt	
hydrostatycz- ne	hydrauliczne hybrydowe	gazostatycz- ne	gazowe hybrydowe		
AE	-	CE	-	trójkątne symetryczne zewnętrzne bezkomorowe	E
AF	-	CF	-	trójkątne symetryczne zewnętrzne komorowe	F
AG	-	CG	-	trójkątne symetryczne wewnętrzne bezkomorowe	G
AH	-	CH	-	trójkątne symetryczne wewnętrzne komorowe	H
AI	-	CI	-	trójkątne niesymetryczne zewnętrzne bezkomorowe	I
AJ	-	CJ	-	trójkątne niesymetryczne wewnętrzne komo- rowe	J
AK	-	CK		trójkątne niesymetryczne wewnętrzne bez- komorowe	K
AL	-	CL	-	trójkątne niesymetryczne wewnętrzne komo- rowe	L
AM	BM	CM	DM	prostokątne zewnętrzne bezkomorowe	M
AN	BN	CN	DN	prostokątne zewnętrzne komorowe	N
AO	BO	CO	DO	prostokątne wewnętrzne bezkomorowe	O
AP	BP	CP	DP	prostokątne wewnętrzne komorowe	P
AQ	-	CQ	-	trapezowe zewnętrzne bezkomorowe	Q
AR	-	CR	-	trapezowe zewnętrzne komorowe	R
AS	-	CS	-	trapezowe wewnętrzne bezkomorowe	S
AT	-	CT	-	trapezowe wewnętrzne komorowe	T
AU	-	CU	-	kołowe zewnętrzne bezkomorowe	U
AV	-	CV	-	kołowe zewnętrzne komorowe	V
AW	-	CW	-	kołowe wewnętrzne bezkomorowe	W
AX	-	CX	-	wielokątne wewnętrzne bezkomorowe	X
AY	-	CY	-	wielokątne wewnętrzne komorowe	Y

3. ANALIZA KART STRUKTURALNYCH

Podstawą szczegółowej analizy koncepcyjnej możliwości projektowych w zakresie łożysk i prowadnic przepływowych są karty strukturalne określające zależności /tab.3,4/ między cechami. Uwzględniono rodzaj ruchu, kierunek obciążenia i rodzaj tarcia.

W zakresie projektowania łożysk przepływowych /tab.3/ istotne są kształty czopa, panewek oraz doprowadzenia czynnika smarowego. Sposób zasilania komór jest bardzo ważny dla rozwiązań hydrostatycznych oraz hydraulicznych. Stały przepływ jest kosztowny, zapewnia jednak w zakresie dużych obciążeń sztywność większą i jest stosowany w maszynach ciężkich. W budowie prowadnic przepływowych /tab.4/ korzystny jest kształt prostokątny. Nieznaczne momenty przechyłowe mogą działać na prowadnice hydrauliczne otwarte. Natomiast w przypadku znacznych wartości momentów przechyłowych konieczne są rozwiązania zamknięte.

Z aktualnej metodyki podstaw konstrukcji maszyn wynika klasyfikacja omawianych elementów maszyn.

Karty strukturalne są istotnym uzupełnieniem tablic morfologicznych łożysk i prowadnic przepływowych.

Ilość rozwiązań dla kart strukturalnych /tab.3,4/ jest bardzo duża. Wylimitowanie zależności nie występujących w rzeczywistości tylko częściowo zmniejsza zakres połączeń.

Bardzo istotne są również zagadnienia technologiczne i eksploatacyjne. Wykonanie pewnych elementów funkcjonalnych jest stosunkowo trudne. Wahliwe płytki lub spiralne rowki dla łożysk gazodynamicznych są złożonym zagadnieniem technologicznym. Zasilająca warstwa porowata może być kłopotliwa w eksploatacji.

Grubość filmu gazowego jest mała i oderwane części warstwy porowatej mogą uszkodzić łożysko lub prowadnicę.

Najczęściej stosuje się geometrię walcową. Analiza karty strukturalnej zapewnia właściwe połączenie elementów funkcjonalnych.

Tabela 3

Karta strukturalna do projektowania łożysk przepływowych

Lp.	Cechy ogólne	Cechy szczególne					
		1	2	3	4	5	6
a.	Rodzaj ruchu	obrotowy czopa w jednym kierunku	obrotowy czopa w dwóch kierunkach	wahadłowy czopa	obrotowy panwi w jednym kierunku	obrotowy panwi w dwóch kierunkach	wahadłowy panwi
b.	Kierunek obciążenia	poprzeczny o stałym kierunku	wzdłużny	poprzeczny o wzdłużnym stałym kierunku	poprzeczny o zmiennym kierunku	poprzeczny o wzdłużnym zmiennym kierunku	-
c.	Rodzaj tarcia	hydrostatyczne	hydrauliczne hybrydowe	gazostatyczne	gazowe hybrydowe	-	-
d.	Kształt czopa	walcowy	stożkowy	kulisty	beczkowy	tarczowy	globoidalny
e.	Kształt panewki	tuleja stała	tuleja wahliwa	tuleja pływająca	segment	tarcza	folia lub taśma
f.	Kształt doprowadzenia czynnika smarowego	otwór	kilka otworów	warstwa porowata	rowek	komora	zespół komór
g.	Sposób zasilania komór	o stałym przepływie	o zmiennym przepływie	z wypływem dwukierunkowym	z wypływem jednokierunkowym	z zasileniem przez stałe	z zasileniem przez łożyski regulowane
h.	Liczba powierzchni nośnych	jedna	dwie	trzy	cztery	pięć	wiele

Tabela 4

Karta strukturalna do projektowania przewodnic przepływowch

Lp.	Cechy ogólne	Cechy szczególne					
		1	2	3	4	5	6
a.	Rodzaj ruchu	prostoliniowy	obrotowy w jednym kierunku	obrotowy w dwóch kierunkach	obrotowy wahadłowy	-	-
b.	Kierunek obciążenia i wielkość	poprzeczny o stałym kierunku	poprzeczny o zmiennym kierunku	nieznaczące momenty przechyłowe	znaczące momenty przechyłowe	-	-
c.	Rodzaj tarcia	hydrostatyczne	hidrauliczne hybrydowe	gazostaticzne	gazowe hybrydowe	-	-
d.	Kształt	trójkątne symetryczne otwarte	trójkątne niesymetryczne otwarte	prostokątne otwarte lub zamknięte	trapezowe zamknięte	kołowe zamknięte	wielokątne zamknięte
e.	Kształt doprowadzenia czynnika smarnego	otwór	kilka otworów	warstwa porowata	rowek	komora	zespół komór
f.	Umieszczenie doprowadzenia czynnika smarnego	przez stół	przez łożę	-	-	-	-
g.	Sposób zasilania komór	o stałym przepływie	o zmiennym przepływie	z dławikami stałymi	z dławikami stosowanymi w funkcji obciążenia	z dławikami stosowanymi w funkcji prze-mieszczeń	-

4. WNIOSKI

1. Dla nowych rozwiązań naukowo-technicznych istotne znaczenie posiada metoda morfologiczna.
2. Łożysko i prowadnice przepływowe są rozwijającym działem mechaniki. Konieczne jest systemowe projektowanie w ujęciu morfologicznym.
3. Opracowane tablice morfologiczne koncepcji łożysk i prowadnic przepływowych dla maszyn oraz urządzeń mechanicznych są realnym potwierdzeniem logiki metody. Zaproponowane układy ułatwiają wybór ogólnej koncepcji rozwiązania.
4. Wykonane karty strukturalne są rozwinięciem i ulepszeniem tablic morfologicznych. Zwrócenie uwagi w procesie twórczego myślenia na rzeczowe powiązania działania i elementów funkcjonalnych posiada duże znaczenie dla właściwej metodologii projektowania łożyska i prowadnic z olejowym lub gazowym filmem nośnym.

LITERATURA

- [1] Lenkiewicz W., Markowski B.: Poszukiwania rozwiązania zadania projektowego metodą morfologiczną. Materiały seminaryjne Szkoły Metodologii Konstruowania Maszyn, cz. III, Rydzyna 1982
- [2] Rohatyński R.: Wstęp do teorii systemów maszynowych. Materiały seminaryjne Szkoły Metodologii Konstruowania Maszyn, cz.II, Rydzyna 1982
- [3] Tarnowski W.: Metodyka wyboru rozwiązań konstrukcyjnych. Materiały seminaryjne Szkoły Metodologii Konstruowania Maszyn, cz.V, Rydzyna 1982
- [4] Wernerowski K.: Analiza sztywności wzdłużnych łożysk gazowych. Technika Smarownicza - Trybologia, nr 4-5/1980
- [5] Wernerowski K.: Badania ciśnienia warstwy nośnej metodą szeregów potęgowych w gazowym łożysku poprzecznym. Bydgoskie Towarzystwo Naukowe, Mechanika XIII, PWN, Warszawa - Poznań 1981
- [6] Wernerowski K.: Badania łożysk gazowych. Materiały Sympozjum, Naukowe Problemy Konstrukcji, Technologii i Eksploatacji Maszyn, cz.II, Bydgoszcz 1977
- [7] Wernerowski K.: Ciśnienie czynnika nośnego poprzecznego łożyska gazowego. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, PAN nr 1/45/1981
- [8] Wernerowski K.: Optymalizacja łożysk przepływowych. Przegląd Mechaniczny, nr 17/1982
- [9] Wernerowski K.: Sztywność poprzecznych łożysk gazowych. Technika Smarownicza - Trybologia, nr 2/1979
- [10] Wernerowski K.: Zasada obliczania płytowych, prostokątnych łożysk gazowych. Technika Smarownicza - Trybologia, nr 3/1979
- [11] Ziemia S.: Zagadnienia metodologii konstruowania maszyn. Materiały seminaryjne Szkoły Metodologii Konstruowania Maszyn, cz.I, Rydzyna 1982

MORPHOLOGICAL DESIGN OF BEARINGS AND SHEARS WITH LUBRICANT FLOW

Summary

A general system analysis of bearings and shears design process was made. Proper morphological and structural cards were applied. A morphological method enables a versatile analysis and design synthesis of machine bearings and shears with lubricant flow.

МОРФОЛОГИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРОТОЧНЫХ ПОДШИПНИКОВ И ПРОТОЧНЫХ НАПРАВЛЯЮЩИХ
Резюме

В работе представлен общий системный анализ процесса проектирования подшипников и направляющих механики жидкости. Применены соответствующие морфологические таблицы и структуральные карты. Морфологический метод гарантирует всесторонний анализ и синтез проектирования подшипников и проточных направляющих машин.

Krzysztof Wernerowski

PARAMETRYCZNE ODWZOROWANIE, DEKOMPOZYCJA I ANALIZA SYSTEMOWA
ŁOŻYSK GAZOWYCH

W artykule przedstawiono odwzorowanie i dekompozycję systemu łożyska gazowego. Wykonano analizę parametrów podstawowych funkcji procesów, zależności uzupełniających, własnych kryteriów zużycia i nośności. Opracowano syntetyczną macierz binarną hybrydowego łożyska gazowego.

1. WSTĘP

Zorganizowana złożoność łożyska gazowego tworzy system. Uporządkowany zbiór układów i relacji określających oddziaływania między nimi jest systemem tribologicznym [3].

Działanie "statycznych" lub dynamicznych łożysk gazowych jest uporządkowanym zbiorem stanów [2,4,7,8]. Istotne są zagadnienia dotyczące zasilania i zużycia warstwy wierzchniej. Szczególnie podczas rozruchu, losowych przeciążeń i hamowania, ważne jest zużycie [9,11].

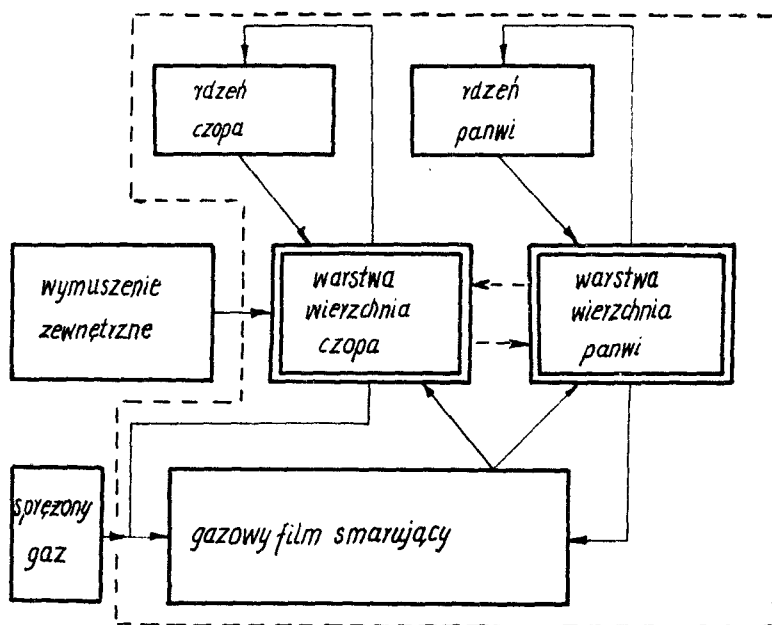
Wnikliwe parametryczne odwzorowanie, dekompozycja i analiza systemowa łożyska gazowego umożliwia właściwe projektowanie i optymalizację nowoczesnych konstrukcji.

2. SYSTEMY TRIBOLOGICZNE ŁOŻYSK GAZOWYCH

Bardzo istotnym zagadnieniem jest podział eksploatacji łożysk gazowych na pracę z tarcie płynnym lub mieszanym. W pewnych przypadkach może nawet wystąpić tarcie suche.

Podczas eksploatacji z tarcie płynnym /rys.1/ zużycie jest minimalne. Rdzenie są w pełni chronione przez warstwy wierzchnie. Sprężony gaz zapewnia właściwą grubość gazowego filmu smarującego. Wymuszenie zewnętrzne działające na warstwę wierzchnią czopa nie przekracza wartości dopuszczalnej.

Duża wartość siły wymuszającej /rys.1/ bardzo zmienia działanie. Podczas rozruchu lub hamowania może występować zmniejszenie zasilania sprężonym czynnikiem smarującym. Wówczas pojawia się bezpośrednie działanie warstw wierzchnich czopa i panwi. Złożony proces zużycia jest podstawowym kryterium doboru materiałów. Najdoskonalsze warstwy tlenków lub azo -



Rys.1. System tribologiczny łożyska gazostatycznego dla eksploatacji z tarciami płynnym

tków wytrzymują do 2000 cykli eksploatacyjnych /rozruchów i hamowań/.

3. SYNTEZA PARAMETRÓW

Analizowany układ składa się z elementów

$$A = \{a_i\} \quad (1)$$

i cech stanu

$$B = \{b_j\} \quad (2)$$

Określono podzbiór /tab.1/ charakterystyk podstawowych funkcji oraz procesów

$$C = \{c_j\} \quad (3)$$

Są one istotne dla działania hybrydowego łożyska gazowego. Rozwiązanie hybrydowe posiada cechy "statyczne" i dynamiczne.

Tabela 1

Charakterystyki łożyska hybrydowego

Symbol	Opis parametru
c_j	
c_1	"statyczne" ciśnienie gazowego filmu smarującego
c_2	dynamiczne ciśnienie gazowego filmu smarującego
c_3	nośność

Procesy funkcjonowania są konieczne dla realizacji charakterystyk i tworzą podzbiór

$$E = \{e_j\} \quad (4)$$

Tabela 2

Podzbiór procesów

Symbol	Opis parametru
e_j	
e_1	zużycie sprężonego gazu
e_2	zużycie ściernie
e_3	grubość filmu nośnego - tarcie płynne lub suche

Równocześnie występują zjawiska pomocnicze

$$F = \{f_j\} \quad (5)$$

o mniejszym znaczeniu

Tabela 3

Funkcje drugorzędne

Symbol	Opis parametru
f_j	
f_1	stopień zanieczyszczenia układu osuszającego gaz
f_2	stopień zanieczyszczenia filtra
f_3	powierzchniowa warstwa tlenków

Łożysko posiada również kryteria własne

$$G = \{g_j\} \quad (6)$$

o znaczeniu strukturalnym i konstrukcyjnym.

Tabela 4

Podzbiór kryteriów własnych

Symbol	Opis parametru
g_j	
g_1	dynamiczny współczynnik tarcia gazowego
g_2	temperatura

Istotne znaczenie posiada określenie podzbioru przekroczenia dopuszczalnych parametrów lub uszkodzeń łożyska gazowego

$$H = \{h_j\} \quad (7)$$

Tabela 5

Przekroczenie dopuszczalnych wartości funkcji

Symbol	Opis zmian
h_j	
h_1	odkształcenie sprężyste całości
h_2	odkształcenie plastyczne całości
h_3	rysy
h_4	pęknięcia powierzchniowe
h_5	wgniecenie produktów zużycia
h_6	ubytek materiału
h_7	zmiana kształtu
h_8	brak "statycznej" nośności gazowego filmu smarującego
h_9	brak gazodynamicznej nośności warstwy nośnej

Dla związku między elementami podano informację

$$X_{ij} = 1 \quad (8)$$

oraz w przypadkach braku zależności

$$X_{ij} = 0 \quad (9)$$

Macierz incydencji jest syntetycznym ujęciem działania.

Tabela 6

Macierz binarna typowego hybrydowego łożyska gazowego w określonych warunkach pracy

Symbole	c ₁	c ₂	c ₃	e ₁	e ₂	e ₃	f ₁	f ₂	f ₃	g ₁	g ₂	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄	h ₄	h ₆	h ₇	h ₈	h ₉	
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	21
1																					
c ₁	0	0	0	1	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
c ₂	0	0	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
c ₃	0	0	0	1	0	1	0	0	0	1	0	1	1	0	0	0	0	0	1	1	1
e ₁	1	0	1	0	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
e ₂	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
e ₃	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1
f ₁	1	0	0	1	1	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
f ₂	1	0	0	1	1	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
f ₃	0	1	1	0	1	1	0	0	0	1	1	0	0	0	0	1	0	0	0	1	0
g ₁	0	1	1	0	1	1	1	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
g ₂	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
h ₁	1	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1
h ₂	1	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
h ₃	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0
h ₄	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0
h ₅	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0
h ₆	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0
h ₇	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0
h ₈	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0
h ₉	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0

Na podstawie wszechstronnej analizy zbioru relacji można wykonać diagnozę eksploatacyjną konstrukcji łożysk gazowych

4. PRZYKŁADY

Zrealizowano analizę macierzy incydencji pracy hybrydowego łożyska gazowego w warunkach tarcia płynnego:

tab. 1 - $c_1, c_2, c_3,$

tab. 2 - $e_1, e_3,$

tab. 3 - $f_1, f_2,$

tab. 4 - $g_1,$

tab. 5 - $h_1.$

Na podstawie tab. 6 oraz [3,8,9] stwierdzono poprawne incydencje

$c_1 \rightarrow e_1, f_1, f_2, h_9 \rightarrow 1$

$c_2 \rightarrow e_3, g_1, h_8 \rightarrow 1$

$c_3 \rightarrow e_1, e_3, g_1, h_1 \rightarrow 1$

...

Tarcie suche podczas eksploatacji hybrydowego łożyska gazowego świadczy o wyraźnym zagrożeniu:

tab. 2 - $e_2, e_3,$

tab. 3 - $f_3,$

tab. 4 - $g_2,$

tab. 5 - $h_1 \div h_9.$

Analizując incydencje /tab.6/ określono zależności

$c_2 \rightarrow h_9 \rightarrow 1$

$c_3 \rightarrow h_3, g_2, h_1 \div h_3, h_5 \div h_9 \rightarrow 1$

...

5. WNIOSKI

1. Łożyska gazowe, zwłaszcza hybrydowe zalicza się do systemów o dużej ilości parametrów. Zastosowanie macierzy binarnej zapewnia określenie związków między elementami łożyska i ułatwia projektowanie z optymalizacją.
2. Parametryczne odwzorowanie, dekompozycję i analizę systemową hybrydowych łożysk gazowych można również stosować dla konstrukcji "statycznych" i dynamicznych.

LITERATURA

- [1] Gross W.A.: Gas Film Lubrication. J.Wiley and Sons, New York, London 1962
- [2] Hayerman J.L.: Gas Bearing Failure as a Result of Surface Erosion. Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology, April 1974
- [3] Hebda M., Wachal A.: Trybologia. WNT, Warszawa 1980
- [4] Kamala V.: The Hybrid Isothermal Air Lubricated Journal Bearing. Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology, vol.101, October 1979

- [5] Kazimierski Z., Krysiński J.: Łożyskowanie gazowe i napędy mikroturbinowe. WNT, Warszawa 1981
- [6] Kowalczyk B.: Macierze i ich zastosowanie. WNT, Warszawa 1976
- [7] Lehman R.: Erfahrung mit Luftlagern. Feingerätetechnik nr 4/1960
- [8] Lund J.W.: The Hydrostatic Gas Journal Bearing with Journal Rotation and Vibration. ASME Journal of Basic Engineering, vol.86, June 1964
- [9] Solski P., Ziemia S.: Zagadnienia tarcia suchego. PWN, Warszawa 1965
- [10] Wernerowski K.: Ciśnienie czynnika nośnego poprzecznego łożyska gazowego. Zagadnienie Eksploatacji Maszyn, nr 1/45/, 1981
- [11] Ziemia S., Lenkiewicz W.: Tarcie - systematyka pojęć, aktualny stan rozwoju teorii. Sympozjum n.t.: "Problemy tarcia i zużycie", Zakopane 1967

REPRESENTATION, DECOMPOSITION AND SYSTEM ANALYSIS OF GAS BEARINGS
PARAMETERS

Summary

The paper presents a representation and decomposition of a gas bearing system. An analysis of basic parameters, wear and load capacity was made. A synthetic matrix of hybrid gas bearings was presented.

ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ ОТБРАЖЕНИЕ, ДЕКОМПОЗИЦИЯ И СИСТЕМНЫЙ АНАЛИЗ ГАЗОВЫХ ПОДШИПНИКОВ

Резюме

В работе представлено отображение и декомпозиция системы газового подшипника. проведен анализ основных параметров (функции процессов, дополнительных зависимостей, собственных критериев износа и подъемной силы). Разработана синтетическая матрица гибридного газового подшипника.

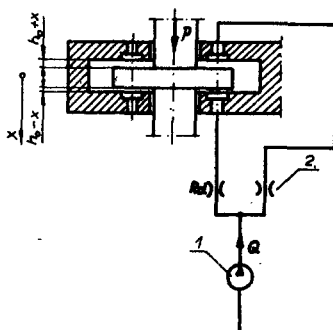
Bogdan Zastempowski

ŁOŻYSKO HYDROSTATYCZNE WZDŁUŻNE
ZE STAŁYM SUMARYCZNYM NATEŻENIEM PRZEPŁYWU

W artykule poddano analizie łożysko hydrostatyczne wzdluzne dwustronne ze stalym sumarycznym natezeniem przeplywu. Wyznaczono sztywnosc statyczna, noznosc oraz straty mocy zasilania. Dokonano optymalizacji parametrów łożyska.

1. WSTEP

Ze znanych sposobów zasilania łożysk hydrostatycznych najmniej znana jest struktura / $\sum Q = \text{const}$ / o stalym sumarycznym natezeniu przeplywu [3] /rys.1/. Komory łożysk hydrostatycznych zasilane są jednà pompà wyporo-



Rys.1. Łożysko hydrostatyczne wzdluzne o strukturze zasilania $\sum Q = \text{const}$

wà /1/. Taka struktura zasilania wymaga zainstalowania pomiędzy komorami łożyska /3/ a pompà /1/ zaworów dławiczych /2/.

Najbardziej znane i rozpowszechnione są dwie struktury zasilania:

- ze stalym ciśnieniem zasilania / $p_z = \text{const}$ /,

- ze stalym natezeniem przeplywu przez każdà komorę / $Q = \text{const}$ /.

Struktura $p_z = \text{const}$ różni się od struktury przedstawionej na rys.1 tym, że pompa zblokowana jest zaworem przelewowym. Struktura zasilania $p_z = \text{const}$ jest szczegółowo opisana w literaturze [1,2,3,4,5,6]. Ma ona zastosowanie dla małych łożysk hydrostatycznych, w których straty mocy na zaworach

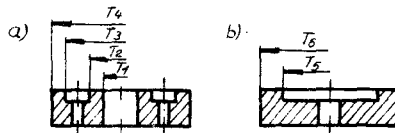
dławiących i zaworze przelewowym są mało znaczące.

W strukturze $Q = \text{const}$ każda komora łożyska zasilana jest oddzielną pompą. Możliwe jest również zasilanie komór z pompy wielosekcyjnej. Taki układ zasilania nie wymaga zaworów dławiących. Struktura $Q = \text{const}$ jest również szczegółowo opisana w literaturze [1,2,4,6]. Ma ona zastosowanie w dużych łożyskach hydrostatycznych, gdzie koszt związany z zainstalowaniem oddzielnych pomp dla każdej komory, rekompensowany jest brakiem straty mocy na zaworach dławiących i zaworze przelewowym.

Struktura zasilania $\sum Q = \text{const}$ /rys.1/, w porównaniu ze strukturą $p_z = \text{const}$, charakteryzuje się brakiem straty mocy na zaworze przelewowym. Na rys.1 nie zaznaczono zaworu bezpieczeństwa w celu wyraźnego podkreślenia różnicy między strukturą $\sum Q = \text{const}$ a $p_z = \text{const}$.

2. PARAMETRY SZCZELINY ŁOŻYSKA

Powierzchnie oporowe łożysk hydrostatycznych wzdłużnych mają najczęściej komory pierścieniowe /rys.2a/ lub kołowe /rys.2b/. Do podstawow-



Rys.2. Powierzchnie oporowe łożysk hydrostatycznych

wych parametrów szczeliny łożyska należą: opór hydrauliczny R_s i powierzchnia efektywna F_e [4]

$$R_s = \frac{6\mu}{\pi h^3} \frac{1}{\frac{1}{\ln \frac{r_2}{r_1}} + \frac{1}{\ln \frac{r_4}{r_3}}}, \quad R_s = \frac{6\mu}{\pi h^3} \ln \frac{r_6}{r_5} \quad (1)$$

$$F_e = \frac{\pi}{2} \left(\frac{r_4^2 - r_3^2}{\ln \frac{r_4}{r_3}} - \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \right), \quad F_e = \frac{\pi}{2} \frac{r_6^2 - r_5^2}{\ln \frac{r_6}{r_5}} \quad (2)$$

gdzie:

μ - lepkość dynamiczna oleju

h - wysokość szczeliny łożyska

3. SZTYWNOŚĆ STATYCZNA ŁOŻYSKA Z ZAWORAMI DŁAWIĄCYMI TYPU KAPILARA

Analizę sztywności statycznej łożyska hydrostatycznego o strukturze zasilania $\sum Q = \text{const}$ przeprowadzono dla łożyska wzdłużnego dwustronnego /rys.1/ z zaworami dławiaczami typu kapilara i diafragma. Przepływ ustalony przez szczeliny łożyska i zawory dławiacze typu kapilara daje następujący układ równań:

$$\frac{P_z - P_1}{R_d} - \frac{P_1}{R_{s1}} = 0 \quad (3)$$

$$\frac{P_z - P_2}{R_d} - \frac{P_2}{R_{s2}} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{P_1}{R_{s1}} + \frac{P_2}{R_{s2}} = Q \quad (5)$$

gdzie:

- Q - natężenie przepływu, generowane przez pompę wporową
- P_z - ciśnienie zasilania, przy stałym natężeniu przepływu Q zależne od przemieszczenia wału
- P_1, P_2 - ciśnienia w komorach łożyska
- R_{s1}, R_{s2} - opory hydrauliczne szczeli łożyska
- R_d - opór hydrauliczny zaworu dławiaczego typu kapilara

Opory hydrauliczne górnej i dolnej szczeliny łożyska /rys.1/, w funkcji przemieszczenia wału, można opisać następującymi równaniami:

$$R_{s1} = \frac{R_{so}}{\left(1 + \frac{x}{h_o}\right)^3} \quad (6)$$

$$R_{s2} = \frac{R_{so}}{\left(1 - \frac{x}{h_o}\right)^3} \quad (7)$$

gdzie:

- x - przemieszczenie wału
- h_o - wysokość szczeliny łożyska dla środkowego położenia wału względem obu powierzchni oporowych /przy $x = 0$ /
- R_{so} - opór hydrauliczny szczeliny łożyska /1/ dla $h = h_o$

Wprowadzając zależności (6,7) do równań (3,4,5) otrzymuje się nieliniowy układ równań opisujący ustalony przepływ oleju w łożysku

$$\frac{p_z - p_1}{R_d} - \frac{p_1}{R_{so}} / 1 + \frac{x}{h_o} / 3 = 0 \quad (8)$$

$$\frac{p_z - p_2}{R_d} - \frac{p_2}{R_{so}} / 1 - \frac{x}{h_o} / 3 = 0 \quad (9)$$

$$\frac{p_1}{R_{so}} / 1 + \frac{x}{h_o} / 3 + \frac{p_2}{R_{so}} / 1 - \frac{x}{h_o} / 3 = Q \quad (10)$$

W celu wyznaczenia sztywności początkowej łożyska /sztywności dla $x = 0$ /, zlineryzowany zostanie powyższy układ równań w otoczeniu punktu $x = 0$, $p_1 = p_2 = p_o$

$$\frac{p_z - p_1}{R_d} - \frac{p_1}{R_{so}} - \frac{3p_o}{R_{so}h_o} x = 0 \quad (11)$$

$$\frac{p_z - p_2}{R_d} - \frac{p_2}{R_{so}} + \frac{3p_o}{R_{so}h_o} x = 0 \quad (12)$$

gdzie:

p_o - ciśnienie w komorach łożyska dla $x = 0$

Do analizy sztywności łożyska, dla szczególnego przypadku $x = 0$, zbędne okazuje się równanie (10), które nie zostało uwzględnione przy liniaryzacji. Równanie (10) jest natomiast niezbędne przy analizie sztywności łożyska, gdy wał zostanie wstępnie przemieszczony względem położenia symetrycznego.

Ciśnienie p_o powiązane jest z natężeniem przepływu Q i oporem R_{so} następującą zależnością

$$p_o = \frac{1}{2} QR_{so} \quad (13)$$

Odejmując stronami równania (11) i (12) otrzymuje się

$$p_2 - p_1 = \frac{6p_o}{h_o} \frac{R_d}{R_d + R_{so}} x \quad (14)$$

Po uwzględnieniu zależności (13), różnica ciśnień w komorach łożyska dla małych przemieszczeń wału x wyniesie

$$P_2 - P_1 = \frac{3Q}{h_0} \frac{R_d R_{so}}{R_d + R_{so}} x \quad (15)$$

Równanie statyczne równowagi sił działających na wał

$$/P_2 - P_1/F_e = P \quad (16)$$

gdzie:

P - siła działająca na wał

F_e - powierzchnia efektywna łożyska (2)

Porównanie zależności (15) i (16) doprowadza do następującej zależności na sztywność początkową k_0 łożyska wzdłużnego dwustronnego, o strukturze zasilania $\sum Q = \text{const}$, z zaworami dławiącymi typu kapilara

$$k_0 = \frac{3QF_e}{h_0} \frac{R_d R_{so}}{R_d + R_{so}} \quad (17)$$

Wprowadzono pojęcie współczynnika β ciśnienia komorowego

$$\beta = \frac{P_0}{P_{z0}} \quad (18)$$

gdzie:

P_{z0} - ciśnienie zasilania dla $x = 0$

Teoretycznie możliwy przedział zmienności $\beta = 0 \div 1$. Dla $x=0$ równanie natężeń przepływu ma szczególnie prostą postać

$$\frac{P_{z0} - P_0}{R_d} = \frac{P_0}{R_{so}} \quad (19)$$

Zależność pomiędzy oporem hydraulicznym kapilary R_d , szczeliny R_{so} i współczynnikiem β , uzyskana z połączenia równań (18) i (19), wynosi

$$R_d = \frac{1 - \beta}{\beta} R_{so} \quad (20)$$

Po podstawieniu równania (20) do (17), otrzymano inną równoważną postać zależności na sztywność początkową łożyska k_0 z dławikami kapilarnymi

$$k_0 = 3/1 - \beta / \frac{QR_{so}F_e}{h_0} \quad (21)$$

4. SZTYWNOŚĆ STATYCZNA ŁOŻYSKA Z ZAWORAMI DŁAWIĄCYMI TYPU DIAFRAGMA

Przepływ ustalony przez szczeliny łożyska i zawory dławiące typu diafragma daje następujący nieliniowy układ równań:

$$C_d \sqrt{p_z - p_1} - \frac{p_1}{R_{SO}} \left(1 + \frac{x}{h_o}\right)^3 = 0 \quad (22)$$

$$C_d \sqrt{p_z - p_2} - \frac{p_2}{R_{SO}} \left(1 - \frac{x}{h_o}\right)^3 = 0 \quad (23)$$

$$\frac{p_1}{R_{SO}} \left(1 + \frac{x}{h_o}\right)^3 + \frac{p_2}{R_{SO}} \left(1 - \frac{x}{h_o}\right)^3 = Q \quad (24)$$

gdzie:

C_d - stała diafragmy

Powyższy układ równań jest analogiczny do układu (8 - 10). Po zlinearyzowaniu w otoczeniu punktu $x = 0$, $p_1 = p_2 = p_o$, $p_z = p_{zo}$ otrzymano następujący liniowy układ równań:

$$C_d \sqrt{p_{zo} - p_o} + \frac{C_d p_z - p_{zo}}{2 \sqrt{p_{zo} - p_o}} - \frac{C_d p_1 - p_o}{2 \sqrt{p_{zo} - p_o}} - \frac{p_1}{R_{SO}} - \frac{3p_o}{R_{SO}} \frac{x}{h_o} = 0 \quad (25)$$

$$C_d \sqrt{p_{zo} - p_o} + \frac{C_d p_z - p_{zo}}{2 \sqrt{p_{zo} - p_o}} - \frac{C_d p_2 - p_o}{2 \sqrt{p_{zo} - p_o}} - \frac{p_2}{R_{SO}} + \frac{3p_o}{R_{SO}} \frac{x}{h_o} = 0 \quad (26)$$

Podobnie jak poprzednio nie uwzględniono tutaj równania (24), które przy analizie sztywności początkowej łożyska jest zbędne. Dla $x = 0$ równanie przepływu ma szczególnie prostą postać

$$C_d \sqrt{p_{zo} - p_o} - \frac{p_o}{R_{SO}} = 0 \quad (27)$$

Przekształcając równanie (27) i wykorzystując pojęcie współczynnika ciśnienia β (18), otrzymano zależność

$$\frac{c_d}{\sqrt{p_{z0} - p_0}} = \frac{\beta}{1 - \beta} \frac{1}{R_{SO}} \quad (28)$$

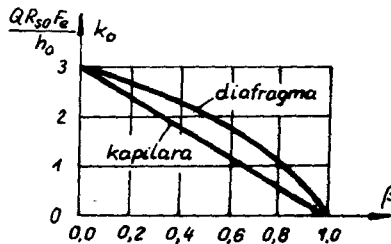
Odejmując stronami równania (25) i (26) oraz uwzględniając zależności (13) i (28), różnica ciśnień w komorach łożyska dla małych przemieszczeń wału x wynosi

$$p_2 - p_1 = \frac{6/1 - \beta}{2 - \beta} \frac{QR_{SO}}{h_0} x \quad (29)$$

Porównując powyższą zależność z równaniem równowagi sił 16 otrzymano zależność na sztywność początkową k_0 łożyska wzdłużnego dwustronnego z warunkami dławiącymi typu diafragma

$$k_0 = \frac{6/1 - \beta}{2 - \beta} \frac{QR_{SO} F_e}{h_0} \quad (30)$$

Łożyiska z dławikami diafragmowymi charakteryzują się większą sztywnością /rys.3/ niż łożyska z kapilarami o takich samych parametrach R_{SO} , F_e , h_0 i Q . Analogicznie przy strukturze zasilania $p_2 = \text{const}$ łożyska z dławicami



Rys.3. Sztywność początkowa łożyska hydrostatycznego wzdłużnego w funkcji współczynnika ciśnienia komorowego β

kami diafragmowymi mają również większą sztywność [2,4].

Maksymalną sztywność posiadają łożyska o bardzo małych wartościach współczynnika β /rys.3/. Założenie jednak bardzo małych wartości β wiąże się z przyjęciem w układzie zasilania zaworów dławjących o bardzo dużych oporach hydraulicznych. Prowadzi to do znacznych strat mocy zasilania. Dlatego dobór optymalnej wartości współczynnika β tylko na podstawie sztywności k_0 , przy strukturze zasilania $\sum Q = \text{const}$, jest niemożliwy.

5. MOC ZASILANIA. OPTIMALIZACJA WSPÓŁCZYNNIKA β

Moc hydrauliczna N potrzebna do zasilania łożyska hydrostatycznego dla $x = 0$ wynosi

$$N = p_{z0} Q \quad (31)$$

a po uwzględnieniu (13) i (18)

$$N = \frac{Q^2 R_{so}}{2 \beta} \quad (32)$$

Szczególnie interesujące jest powiązanie mocy N ze sztywnością k_o (21,29). Otrzymuje się wówczas :

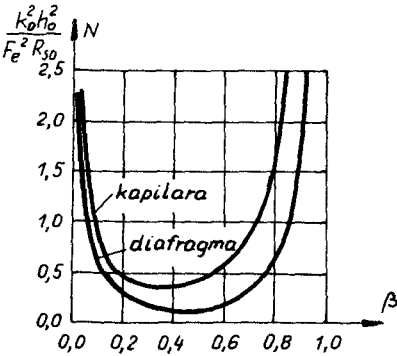
- dla kapilary

$$N = \frac{1}{18 \beta / 1 - \beta^2} \frac{k_o^2 h_o^2}{F_e^2 R_{so}} \quad (33)$$

- dla diafragmy

$$N = \frac{1 - \beta^2}{72 \beta / 1 - \beta^2} \frac{k_o^2 h_o^2}{F_e^2 R_{so}} \quad (34)$$

Równania (33) i (34) umożliwiają optymalizację współczynnika ciśnienia komorowego β . Jako kryterium optymalizacji należy przyjąć minimum straty mocy zasilania.



Rys.4. Straty mocy zasilania w łożysku hydrostatycznym wzdłużnym w funkcji współczynnika ciśnienia komorowego β

Moc zasilania przyjmuje minimalne wartości:

- dla kapilary

$$\beta = \frac{1}{3} \quad (35)$$

- dla diafragmy

$$\beta = 0,4384 \quad (36)$$

Sztywność początkowa łożyska oraz strata mocy zasilania dla optymalnych wartości wynoszą:

- dla kapilary

$$k_o = 2 \frac{QR_{so} F_e}{h_o} \quad (37)$$

$$N = 0,375 \frac{k_o^2 h_o^2}{F_e^2 R_{so}} \quad (38)$$

- dla diafragmy

$$k_o = 2,158 \frac{QR_{so} F_e}{h_o} \quad (39)$$

$$N = 0,245 \frac{k_o^2 h_o^2}{F_e^2 R_{so}} \quad (40)$$

Sztynność początkowa łożyska z dławikami diafragmowymi jest nieznacznie wyższa niż z kapilarami. Korzystniejsze energetycznie są układy z zaworami diafragmowymi.

6. OPTIMALNE PARAMETRY ZAWOROW DŁAWIĄCYCH

Opór hydrauliczny R_d zaworu dławiącego typu kapilara oraz stałą C_d diafragmy należy tak dobierać, aby w położeniu środkowym wału względem powierzchni oporowych łożyska, współczynnik ciśnienia komorowego był odpowiednio równy $\beta = \frac{1}{3}$ - dla kapilary i $\beta = 0,4384$ - dla diafragmy.

Optymalna wartość oporu hydraulicznego R_d (20) zaworu dławiącego typu kapilara wynosi:

$$R_d = 2 R_{so} \quad (41)$$

Natomiast optymalną wartość stałej diafragmy C_d otrzymuje się przez skształcając układ zależności (27,13,18) do postaci

$$C_d = \sqrt{\frac{\beta}{2(1-\beta)}} \sqrt{\frac{Q}{R_{so}}} \quad (42)$$

Po podstawieniu $\beta = 0,4384$

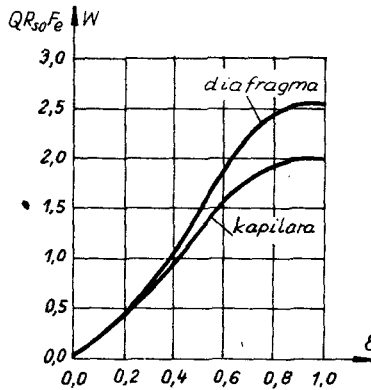
$$C_d = 0,6248 \sqrt{\frac{Q}{R_{so}}} \quad (43)$$

7. NOŚNOŚĆ ŁOŻYSKA. SZTYWNOŚĆ ŁOŻYSKA PRZY WSTĘPNYM PRZEMIESZCZENIU WAŻU

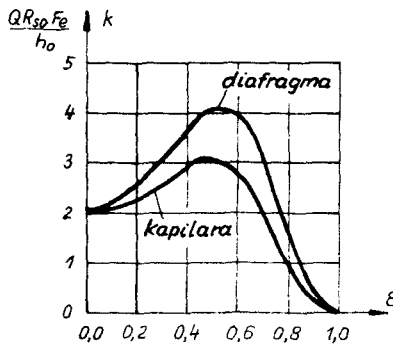
Analityczna zależność na nośność i sztywność łożyska w funkcji przemieszczenia względnego ϵ

$$\epsilon = \frac{x}{h_0} \quad (44)$$

byłaby bardzo złożona. Dlatego funkcje te wyznaczono numerycznie na EMC, rozwiązując odpowiednie układy równań [8,9,10,16] i [22,23,24,16]. Wyznaczoną numerycznie, dla optymalnych wartości β , nośność i sztywność łożyska przedstawiono na rys. 5 i 6.



Rys.5. Nośność łożyska hydrostatycznego wzdłużnego w funkcji przemieszczenia względnego ϵ



Rys.6. Sztywność łożyska hydrostatycznego wzdłużnego w funkcji przemieszczenia względnego ϵ

Nośność i sztywność łożyska z dławikami diafragmowymi, w całym zakresie przemieszczeń względnych ϵ , jest wyższa niż łożyska z dławikami kapilarnymi. Maksymalną sztywność łożyska osiągną przy przemieszczeniu względnym $\epsilon = 0,5$.

8. WNIOSKI

1. Łożyska hydrostatyczne o strukturze zasilania $\sum Q = \text{const}$ charakteryzują się wyższą sprawnością energetyczną niż o strukturze $p_2 = \text{const}$ i niższą od łożysk o strukturze $Q = \text{const}$.
2. Maksymalną sztywność początkową łożyska uzyskuje się dla bardzo małych wartości współczynnika ciśnienia komorowego β . Wiąże się to jednak ze znacznymi stratami mocy w układzie zasilania łożyska.
3. Za kryterium optymalizacji współczynnika ciśnienia komorowego β należy przyjąć minimum strat mocy zasilania. Optymalne wartości β wynoszą dla układu:
 - z kapilarem - $\beta = \frac{1}{3}$,
 - z diafragmami - $\beta = 0,4384$.
4. Optymalna wartość oporu hydraulicznego zaworu dławiącego typu kapilara powinna wynosić

$$R_d = 2 R_{so}$$

a optymalna wartość stałej C_d dławika typu diafragma

$$C_d = 0,6248 \sqrt{\frac{Q}{R_{so}}}$$

5. Łożyska z zaworami dławiącymi typu diafragma charakteryzują się większą sztywnością oraz większą sprawnością energetyczną niż łożyska z zaworami dławiącymi typu kapilara.
6. Łożysko osiąga maksymalną sztywność przy przemieszczeniu względnym wału $\epsilon \approx 0,5$.

LITERATURA

- [1] Hapek K.: Analiza sztywności statycznej hydrostatycznych podpór płaskich o zmiennym natężeniu przepływu. Archiwum Budowy Maszyn nr 3/1965
- [2] Hapek K.: Łożyska hydrostatyczne. Przegląd Mechaniczny nr 1/1972
- [3] Kwapisz L.: Tendencje rozwojowe łożyskowania hydrostatycznego. Konferencja - Łożyskowanie Gazowe i Hydrostatyczne, Łódź 1981
- [4] Rippel G.: Projektowanie gidrostatičeskich podšipnikov. Mašinostro - enie, Moskwa 1963
- [5] Zastempowski B.: Model dynamiczny hydrostatycznego łożyska wzdłużnego. Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, Wisła 1979
- [6] Zastempowski B.: Wpływ ściśliwości oleju na własności dynamiczne łożysk hydrostatycznych. Sympozjon Modelowanie w Mechanice, Wisła 1981

THURST HYDROSTATIC BEARING WITH CONSTANT TOTAL RATE OF FLOW

Summary

In this paper, an analysis of the double-sided thrust hydrostatic bearing with constant total rate of flow was presented. Static stiffness, load capacity and hydraulic power loss were determined. An optimization of bearing parameters was made.

ГИДРОСТАТИЧЕСКИЙ ПРОДОЛЬНЫЙ ПОДШИПНИК С ПОСТОЯННЫМ СУММАРНЫМ ОБЪЕМНЫМ РАСХОДОМ

Резюме

В статье проанализирован гидростатический продольный подшипник с постоянным суммарным объемом расхода. Определена статическая жесткость, грузоподъемность и потери мощности питания. Проведена оптимализация параметров подшипника.

Bogdan Zastempowski

WPLYW LEPKOŚCI OLEJU NA SZTYWNOŚĆ ŁOŻYSK HYDROSTATYCZNYCH

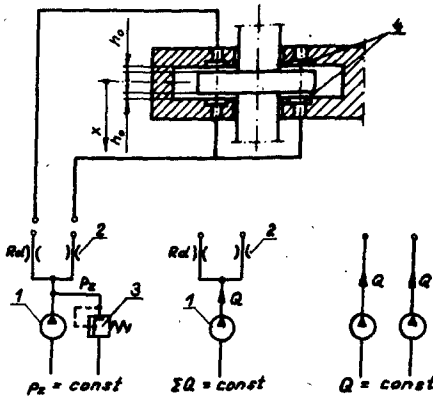
W artykule przedstawiony został wpływ lepkości oleju na sztywność wzdłużnego łożyska hydrostatycznego. Przeprowadzono w nim analizę różnych układów zasilania łożyska z zaworami dławiącymi typu kapilara i diafragma.

1. WSTĘP

Komory łożysk hydrostatycznych zasilane mogą być układami hydraulicznymi o różnych strukturach [1,2,3]:

- układ ze stałym ciśnieniem zasilania $p_z = \text{const}$,
- układ ze stałym sumarycznym natężeniem przepływu $\sum Q = \text{const}$,
- układ ze stałym natężeniem przepływu przez każdą komorę $Q = \text{const}$.

Struktury zasilania $p_z = \text{const}$ i $\sum Q = \text{const}$ /rys.1/ wymagają zainstalowa-



Rys.1. Struktury zasilania łożysk hydrostatycznych

nia pomiędzy komorami łożysk /4/ a pompą /1/ zaworów dławjących /2/. Na rysunku 1 zaznaczono zawór przelewowy /3/ przy strukturze $p_z = \text{const}$. Pomiędzy natomiast zawory bezpieczeństwa, aby w ten sposób wyraźnie podkreślić różnice między przedstawionymi strukturami zasilania.

Wpływ lepkości oleju na sztywność łożyska hydrostatycznego wzdłużnego analizowany będzie w odniesieniu do trzech przedstawionych powyżej struktur zasilania. Różnorodność konstrukcyjną zaworów dławiących uwzględniono przez wprowadzenie zaworów dławiących modelowych typu kapilara i diafragma.

Dla oceny zmiany lepkości oleju wprowadzono bezwymiarowy współczynnik $\frac{\mu}{\mu_0}$

gdzie:

μ - rzeczywista lepkość dynamiczna oleju

μ_0 - lepkość dynamiczna oleju w stanie równowagi cieplnej układu zasilania łożyska

Z analizy wykresów lepkości typowych olejów mineralnych używanych w układach hydraulicznych wynika, że w początkowym okresie rozruchu, gdy olej w układzie zasilania łożyska jest zimny, wartość współczynnika zmienności lepkości oleju może wynosić $\frac{\mu}{\mu_0} = 10$. W miarę wzrostu temperatury oleju stosunek $\frac{\mu}{\mu_0}$ maleje, dążąc do $\frac{\mu}{\mu_0} = 1$ w stanie równowagi cieplnej układu. Tak duże zmiany współczynnika $\frac{\mu}{\mu_0}$ mogą być przyczyną znacznych zmian w sztywności łożysk hydrostatycznych.

2. STRUKTURA ZASILANIA $p_z = \text{const}$

Sztywność początkowa k_0 łożyska hydrostatycznego wzdłużnego dwustronnego wynosi [1, 3]:

- dla kapilary

$$k_0 = 6 \beta / 1 - \beta / \frac{F_e P_z}{h_0} \quad (1)$$

- dla diafragmy

$$k_0 = \frac{12 \beta / 1 - \beta}{2 - \beta} \frac{F_e P_z}{h_0} \quad (2)$$

gdzie:

P_z - ciśnienie zasilania

F_e - powierzchnia efektywna łożyska [3, 5]

h_0 - wysokość szczeliny łożyska przy $x = 0$ /rys.1/

β - współczynnik ciśnienia komorowego

$$\beta = \frac{P_0}{P_z} \quad (3)$$

P_0 - ciśnienie w komorze łożyska przy symetrycznym położeniu wału względem powierzchni oporowych łożyska $/x = 0/$

Optymalne wartości współczynnika β otrzymuje się poszukując maksimum funkcji (1) i (2). Wynoszą one odpowiednio [1]:

- dla kapilary

$$\beta = 0,5 \quad (4)$$

- dla diafragmy

$$\beta = 0,5858 \quad (5)$$

Równania natężeń przepływu mają postać:

- dla kapilary

$$\frac{P_z - P_o}{R_d} = \frac{P_o}{R_s} \quad (6)$$

- dla diafragmy

$$c_d \sqrt{P_z - P_o} = \frac{P_o}{R_s} \quad (7)$$

gdzie:

R_d - opór hydrauliczny kapilary

c_d - stała diafragmy

R_s - opór hydrauliczny szczeliny łożyska [3,5]

Opory hadrauliczne R_d i R_s mają zmienną wartość w funkcji lepkości oleju:

$$R_d = \frac{\mu}{\mu_o} R_{du} \quad (8)$$

$$R_s = \frac{\mu}{\mu_o} R_{su} \quad (9)$$

gdzie:

R_{du} , R_{su} - opory hydrauliczne kapilary i szczeliny łożyska w stanie równowagi cieplnej układu zasilania

Przekształcając zależności (6) i (7) z uwzględnieniem (3), otrzymano:

- dla kapilary

$$R_d = \frac{1 - \beta}{\beta} R_s \quad (10)$$

- dla diafragmy

$$c_d = \frac{\beta}{\sqrt{1 - \beta}} \frac{\sqrt{P_z}}{R_s} \quad (11)$$

Z zależności (10) i (11) wyznaczono optymalne wartości R_d i c_d przyjmując optymalne wartości współczynnika β (4) i (5):

$$R_d = R_s \quad \text{lub} \quad R_{du} = R_{su} \quad (12)$$

$$c_d = 0,9102 \frac{\sqrt{p_z}}{R_{su}} \quad (13)$$

Przy obliczaniu wartości optymalnej c_d (13) należy uwzględnić opór hydrauliczny R_{su} dla warunków równowagi cieplnej układu zasilania. Podstawiając do równań (10) i (11) odpowiednio równania (12) i (13) otrzymano zależności na współczynnik β w funkcji $\frac{\mu}{\mu_0}$:

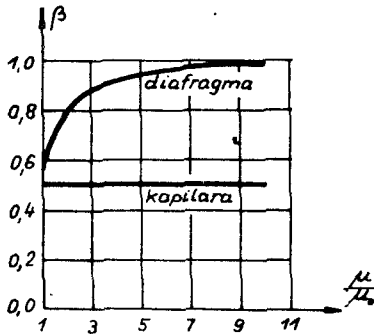
- dla kapilary

$$\beta = 0,5 \quad (14)$$

- dla diafragmy [4]

$$\beta = 0,4142 \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^2 \left(\sqrt{1 + \frac{4,828}{\left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^2}} - 1 \right) \quad (15)$$

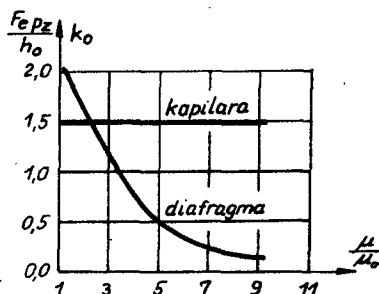
W przypadku kapilar wartości współczynnika ciśnienia komorowego β /rys.2/ jest stała /równa wartości optymalnej/ w całym zakresie zmian $\frac{\mu}{\mu_0}$.



Rys.2. Współczynnik ciśnienia komorowego β przy strukturze zasilania $p_z = \text{const}$

Współczynnik β dla diafragmy przyjmuje wartość optymalną / $\beta = 0,5858$ / w stanie równowagi cieplnej / $\frac{\mu}{\mu_0} = 1$ /, a następnie zwiększa się ze wzrostem współczynnika $\frac{\mu}{\mu_0}$ /rys.2/. Podstawiając zależności (14) i (15) odpowiednio do równań (1) i (2), otrzymano sztywność początkową łożyska w funkcji współczynnika zmian lepkości oleju $\frac{\mu}{\mu_0}$ /rys.3/. Sztywność łożyska z kapilarami nie zależy od zmian lepkości i wynosi

$$k_o = 1,5 \frac{F_e p_z}{h_o} \quad (16)$$



Rys.3. Sztywność łożyska hydrostatycznego wzdłużnego o strukturze zasilania $p_z = \text{const}$

Możliwe w warunkach eksploatacyjnych zmiany współczynnika $\frac{\mu}{\mu_0}$ wiążą się z znacznym /rys.3/ obniżeniem sztywności łożyska z dławikami diafragmowymi. Łożyska te osiągają maksymalną sztywność dla $\frac{\mu}{\mu_0} = 1$

$$k_0 = 2,059 \frac{F_e p_z}{h_0} \quad (17)$$

W układzie zasilania o strukturze $p_z = \text{const}$ korzystniejsze są zawory kapilarne, mimo że łożyska z diafragmami charakteryzują się większą sztywnością. Stosowanie kapilar pozwala na uzyskanie stałej sztywności łożyska niezależnie od zmian lepkości oleju.

3. STRUKTURA ZASILANIA $\sum Q = \text{const}$

Sztywność początkowa k_0 łożyska wzdłużnego dwustronnego przy tej strukturze zasilania wynosi [5]:

- dla kapilary

$$k_0 = 3/1 - \beta / \frac{QR_s F_e}{h_0} \quad (18)$$

- dla diafragmy

$$k_0 = 6 \frac{1 - \beta}{2 - \beta} \frac{QR_s F_e}{h_0} \quad (19)$$

gdzie:

Q - objętościowe natężenie przepływu generowane przez pompę wyporową

Optymalne wartości współczynnika β otrzymuje się przy wyznaczaniu minimum strat mocy zasilania [5]:

- dla kapilary

$$\beta = \frac{1}{3} \quad (20)$$

- dla diafragmy

$$\beta = 0,4384 \quad (21)$$

Równania natężeń przepływu mają identyczną postać jak przy strukturze $p_z = \text{const}$ (6) i (7). Ważne jest również przy strukturze $\sum Q = \text{const}$ równanie (10). Zależność (11), na stałą diafragmy c_d , musi zostać przekształcona. Nie może występować w niej ciśnienie zasilania p_z , które w strukturze $\sum Q = \text{const}$ jest zmienne.

Przy symetrycznym położeniu wału względem powierzchni oporowych

$$\frac{p_o}{R_s} = \frac{Q}{2} \quad (22)$$

Wykorzystując oznaczenie (3), mamy

$$p_z = \frac{QR_s}{2\beta} \quad (23)$$

a po podstawieniu do (11)

$$c_d = \sqrt{\frac{\beta}{2(1-\beta)}} \sqrt{\frac{Q}{R_s}} \quad (24)$$

Z zależności (10) i (24), przyjmując optymalne wartości β (20) i (21), wyznaczono optymalne wartości R_d i c_d :

$$R_d = 2R_s \quad \text{lub} \quad R_{du} = 2R_{su} \quad (25)$$

$$c_d = 0,6248 \sqrt{\frac{Q}{R_{su}}} \quad (26)$$

Przy obliczaniu wartości optymalnej c_d należy uwzględnić opór hydrauliczny R_{su} dla warunków równowagi cieplnej układu zasilania.

Podstawiając do równań (10) i (24) odpowiednio równania (25) i (26) otrzymano zależność na współczynnik β w funkcji $\frac{\mu}{\mu_o}$:

- dla kapilary

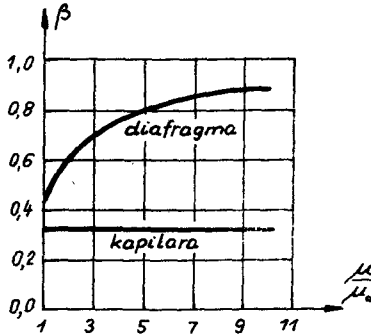
$$\beta = \frac{1}{3} \quad (27)$$

- dla diafragmy

$$\beta = \frac{1}{1 + \frac{1,2808}{\frac{\mu}{\mu_0}}} \quad (28)$$

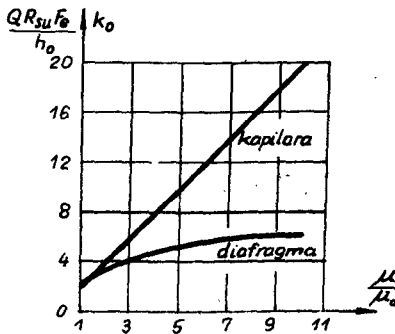
Analogicznie, jak przy strukturze $p_z = \text{const}$, wartość współczynnika β dla kapilary /rys.4/ jest stała i równa wartości optymalnej w całym zakresie zmian $\frac{\mu}{\mu_0}$. Współczynnik ciśnienia komorowego β dla diafragmy przyjmuje wartość optymalną / $\beta = 0,4384$ / w stanie równowagi cieplnej $\frac{\mu}{\mu_0} = 1$, a następnie zwiększa się ze wzrostem współczynnika $\frac{\mu}{\mu_0}$.

Podstawiając zależności (27) i (28) odpowiednio do równań (18) i (19) otrzymano sztywność początkową łożyska w funkcji współczynnika zmiany lep-



Rys.4. Współczynnik ciśnienia komorowego β przy strukturze zasilania $\sum Q = \text{const}$

kości $\frac{\mu}{\mu_0}$ /rys.5/. Możliwe w warunkach eksploatacyjnych zmiany współczyn-



Rys.5. Sztywność łożyska hydrostatycznego wzdłużnego o strukturze zasilania $\sum Q = \text{const}$

nika $\frac{\mu}{\mu_0}$ wiążą się ze znacznym wzrostem sztywności łożyska z dławikami kapilarnymi

$$k_0 = 3 \frac{\mu}{\mu} \frac{QR_{su} F_e}{h} \quad (29)$$

Łożyiska z diafragmami charakteryzują się znacznie mniejszym wzrostem sztywności w funkcji $\frac{\mu}{\mu_0}$ /rys.5/.

W przypadku stosowania w układzie zasilania o strukturze $\sum Q = \text{const}$ zaworów kapilarnych, w niekorzystnych warunkach eksploatacyjnych /duże wartości $\frac{\mu}{\mu_0}$ /, następowałyby nawet dziesięciokrotny /rys.5/ wzrost sztywności łożyska. Optymalną wartość sztywności powinno posiadać łożysko w warunkach równowagi cieplnej układu zasilania / $\frac{\mu}{\mu_0} = 1$ /. Nieuzasadniony znaczny wzrost sztywności wiązałyby się ze wzrostem:

- mocy zasilania,
- ciśnienia zasilania,
- wzrostem skłonności łożyska do niestatecznej pracy.

W układzie zasilania o strukturze $\sum Q = \text{const}$, odwrotnie niż przy strukturze $p_z = \text{const}$, korzystniejsze jest stosowanie zaworów dławiących typu diafragma.

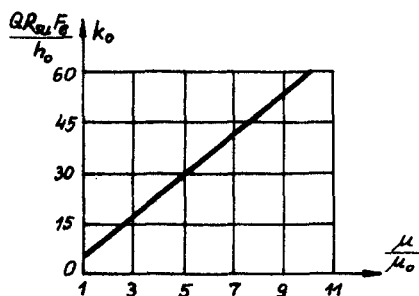
4. STRUKTURA ZASILANIA $Q = \text{const}$

Sztywność początkowa łożyska hydrostatycznego wzdłużnego dwustronnego o tej strukturze zasilania wynosi [3]

$$k_0 = 6 \frac{QR_s F_e}{h_0} \quad (30)$$

Uwzględniając równanie (9) otrzymano zależność na sztywność k_0 łożyska /rys.6/ w funkcji współczynnika $\frac{\mu}{\mu_0}$

$$k_0 = 6 \frac{\mu}{\mu_0} \frac{QR_{su} F_e}{h_0} \quad (31)$$



Rys.6. Sztywność łożyska hydrostatycznego wzdłużnego o strukturze zasilania $Q = \text{const}$

Otrzymano zależność na k_0 podobną do (29). Łożyisko o strukturze zasilania $Q = \text{const}$, przy zmianie lepkości oleju, wykazuje analogiczne wa-

dy, jak łożysko o strukturze $\sum Q = \text{const}$ z dławikami kapilarnymi. Szczególnie niebezpieczny jest znaczny wzrost ciśnienia zasilania spowodowany wzrostem $\frac{\mu}{\mu_0}$, który może spowodować otwarcie zaworu bezpieczeństwa. Otwarcie zaworu bezpieczeństwa przy tej strukturze zasilania wiąże się z nagłą utratą nośności łożyska hydrostatycznego.

5. WNIOSKI

1. Stosowanie zaworów dławiących z przepływem turbuletnym /typu diafragma/, przy strukturze zasilania $p_z = \text{const}$, wiąże się ze znacznym obniżeniem sztywności łożyska przy dużych wartościach $\frac{\mu}{\mu_0}$.
2. Dla struktury zasilania $p_z = \text{const}$ najkorzystniejsze są zawory dławiące z przepływem laminarnym /kapilary, dławiki śrubowe [4] dławiki szczelinowe/. Sztywność łożyska jest niezależna wówczas od zmian lepkości oleju i jest tylko nieznacznie mniejsza od maksymalnej sztywności analogicznego łożyska z dławikami diafragmowymi.
3. Przy strukturze zasilania $\sum Q = \text{const}$, bez względu na rodzaj stosowanych zaworów dławiących, sztywność łożyska wzrasta przy wzroście współczynnika $\frac{\mu}{\mu_0}$.
4. Dla struktury zasilania $\sum Q = \text{const}$ korzystniejsze są zawory dławiące typu diafragma. Sztywność łożyska z diafragmami w mniejszym stopniu uzależniona jest od zmian lepkości oleju, niż w przypadku stosowania zaworów kapilarnych.
5. Znaczny wzrost sztywności łożyska ponad wartość przyjętą w warunkach równowagi cieplnej $\frac{\mu}{\mu_0} = 1$ wiąże się ze wzrostem mocy zasilania, ciśnienia zasilania oraz skłonnością łożyska do niestaczejnej pracy.
6. Sztywność łożyska o strukturze zasilania $Q = \text{const}$, w funkcji współczynnika $\frac{\mu}{\mu_0}$, zmienia się podobnie jak przy strukturze $\sum Q = \text{const}$ z zaworami kapilarnymi. Przy strukturze $Q = \text{const}$ nagły wzrost ciśnienia zasilania, spowodowany wzrostem $\frac{\mu}{\mu_0}$, może spowodować otwarcie zaworu bezpieczeństwa i utratę nośności przez łożysko.

LITERATURA

- [1] Hapek K.: Analiza sztywności statycznej hydrostatycznych podpór płaskich o zmiennym natężeniu przepływu. Archiwum Budowy Maszyn nr 3/1965
- [2] Hapek K.: Łożysko hydrostatyczne. Przegląd Mechaniczny nr 1/1972
- [3] Rippeł G.: Proektirovanie gidrostatyčeskich podšipnikov. Mašinostroenie, Moskva 1963
- [4] Zastempowski B.: Badania przepływu oleju przez dławik śrubowy. Praca doktorska, Politechnika Gdańska, Gdańsk 1982
- [5] Zastempowski B.: Łożysko hydrostatyczne wzdłużne ze stałym sumarycznym natężeniem przepływu. Mechanika nr 27, Akademia Techniczno-Rolnicza, Bydgoszcz 1984

EFFECT OF OIL VISCOSITY ON STIFFNESS OF HYDROSTATIC BEARING

Summary

An effect of oil viscosity on stiffness of the thrust hydrostatic bearing was presented in this paper. An analysis of several kinds of bearing supply systems with throttle valves of capillary and diaphragm type was made.

ВЛИЯНИЕ ВЯЗКОСТИ МАСЛА НА ЖЕСТКОСТЬ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ

Резюме

В статье представлено влияние вязкости масла на жесткость продольного гидростатического подшипника. Проведен анализ разных схем питания подшипника с дросселями капиллярного и диафрагмового типа.

Biblioteka Główna ATR
w Bydgoszczy

Cz

1006

27

1985