

多孔率變化에 의한 Porous metal bearing의 性能 特性에 對한 研究

鄭 善 謨

서울대학교 機械設計學科

(접수 : 1985. 8. 20)

Study on the Characteristic Performance of Porous metal bearing by Various Porosity

Sun Mo Chung

Seoul National University Engineering College

(Received : August 20, 1985)

요 약

含油베어링의 성능특징과 多孔率사이에는 어떤 관계가 있다. 그 관계를 뚜렷하게 하기 위하여 이 論文에서는 數值解析과 실험을 통하여 그 관계를 규명하였다. 수치해석과 실험결과는 잘 일치되며 多孔率의 증가에 따라 姿勢角과 마찰인자가 증가하는데 多孔率의 증가에 따라 負荷容量은 감소한다는 것을 보여 주고 있다.

ABSTRACT

There is a certain relation between the performance characteristics of the porous metal bearing and the porosity.

Since the relation is not explicit, author tried to investigate it by numerical analysis and experiment.

The analysis and experiment show that the load carrying capacity decreases as porosity increases while attitude angle and friction parameter increase as porosity increases.

NOMENCLATURE

Amni	: coefficients	e	: eccentricity
b	: breadth of bearing	h	: thickness of film
Bni	: coefficients	H	: wall thickness
c	: radial clearance	P	: pressure in film region
Cmn	: coefficients	P*	: pressure in matrix region
d	: diameter of journal	q	: velocity of lubricant in matrix

r	: radius of journal
s	: Sommerfeld Number
V_0	: radial velocity at $y=H$
U	: peripheral velocity
W	: load capacity
∇^2	: laplace operator
ϵ	: eccentricity ratio
η	: absolute viscosity
θ	: angular distance from line of centers
μ	: friction coefficient
Ψ	: permeability
ψ	: permeability parameter
ϕ	: attitude angle

I. 序 論

多孔質 베어링은 장기간 윤활유를 공급하지 않아도 좋은 운전상태를 보이는 장점을 가지고 있다. 또한 윤활유의 공급조건이 좋지 않아서 보통의 베어링을 사용할 수 없는 곳에 적합한 장점이 있으며, 제작 공법, 성분비의 조절, 경제성등의 면에서도 많은 잇점을 가지고 있다.

다공질 베어링은 설치한 축이 회전을 하게 되면 구멍틈에 함입되어 있던 윤활유가 새어나와서 hydrodynamic film을 유지하게 된다.

다공질 베어링은 사용범위는 넓으나, 그의 해석과 설계를 시작한 것은 오래되지 않는다.

Morgan⁽²⁾과 Cameron⁽²⁾이 짧은 베어링에 관한 해석을 한 후, Morgan, Stainsby가 이를 실험적으로 입증하였다. 그 후 Rouleau가 모든 경계조건을 만족시킬 수 있는 해석으로 발전시켜 놓았고, Murti⁽¹⁾는 이 해를 베어링 함유층만의 윤활유의 3차원 유동을 고려하여 확장시켜 놓았다. Rhodes와 Rouleau는 양단이 밀봉된

짧은 베어링의 해를 구하여 놓았으며, 또한 Partial Porous Journal Bearing의 해도 구하였다.⁽¹⁾

최근에 Capone은 Cameron-Morgan의 방법으로 접근하여 긴 베어링의 해를 구하였고, Murti는 Rhodes-Rouleau의 방법으로 접근하여 같은 해를 구하였다.⁽¹⁾

이 논문에서는 짧은 베어링이나 긴 베어링의 가정조건 아래서가 아닌 有限 길이를 가진 베어링 (finite-bearing)으로서의 해석을 하였다. 해석방법은 Murti의 방법에 따라 접근하였다.

유한 길이의 베어링에 관한 정확한 해 (exact solution)가 Murti에 의하여 구하여져 있으나 본 논문의 해가 훨씬 실제적인 적으로 알려져 있다.

해석에 의하여 각기 다른 permeability parameter와 편심률에 관한 Sommerfeld 수, 마찰계수인자, attitude angle을 구하여서 TABLE을 이루었다.

실험에서는 앞의 해석의 산출치와의 비교검토를 의도하였다. 해석에서는 permeability parameter를 사용한 반면 실험에서는 현재의 기재로써 permeability를 측정할 수가 없어서 porosity parameter와 비교할 수가 없었다. 여기에서는 Morgan의 porosity와 permeability의 상관 관계를 사용하여 해석과의 permeability에 따른 테이블을 구성하듯 porosity에 따른 Sommerfeld수, 마찰계수 인자를 배열하였다.

현재 다공질 베어링에 관한 논문의 체제중 실험과 해석을 동시에 수행한 논문은 거의 없는 것으로 조사되었다. 이것은 실제적인 제작상에서 permeability, 표면粗滑度, 오일 함유량과 같은 특성을 임의로 조절하는 데에서 많은 난점을 포함하고 있기 때문이다.⁽³⁾ 이러한 어려운 점으로 인하여 이 실험에서 얻어진 결과치들이 동일

한 조건 밑의 다공질 베어링의 보편적인 자료는 될 수가 없다. 이 논문 목적은 특성인자의 변화에 따르는 경향성의 조사에서 한정을 하기로 한다.

II. 기본 이론의 解析

2 - 1 다공질 베어링의 物理的 特性

a. porosity

Porosity는

$$f = 1 - \frac{\rho}{\rho_0} \dots\dots\dots (1)$$

where f : porosity

ρ : density

ρ_0 : density of the metal in the non-porous form

으로 주어진다.

b. oil content

$$\text{oil content} = \frac{\text{volume of oil}}{\text{volume of the pore part}} \dots\dots\dots (2)$$

c. I. F. (impregnation factor)

$$I. F. = \frac{\text{oil content}}{\text{porosity}} \dots\dots\dots (3)$$

d. Permeability

구멍틈 (pore)의 크기와 porosity에 의하여 정하여지며, Darcy의 법칙에 의하여 정의된다.

$$w = - \frac{\partial P}{\partial Z} \cdot \frac{\Phi}{\eta} \dots\dots\dots (4)$$

where w : Z 방향속도

$\partial P / \partial Z$: pressure gradient

η : absolute viscosity

Φ : permeability (cm²)

실제로 permeability는 다음 방법으로 측정한다.

$$\Phi = \left(\frac{Q}{\delta p} \cdot \frac{\eta}{L \cdot 2\pi} \right) \cdot \ln \left(+ \frac{2H}{D} \right) \dots\dots\dots (5)$$

where Q : volume flow rate

δp : pressure drop

η : absolute viscosity

H : Wall thickness

D : bore diameter

L : length

Φ : permeability

사용유체로는 공기를 가장 많이 사용한다.

porosity와 permeability는 채널의 굴곡성과 공극의 형상에 관계가 있기는 하나 두 요소의 로그값이 직선 비례한다는 사실이 알려져 있다.

2 - 2 하이드로다이나믹 상태에서 이 多孔 質 베어링의 運轉에 대한 解析

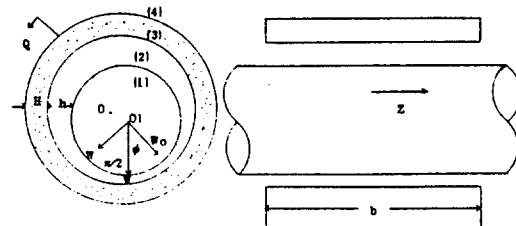


Fig 1. Free body diagram of finite Porous betal bearing

그림은 finite porous bearing이다. 베어링의 다공층은 homogeneous하고 isotropic하다고 가정한다.

이때 다공층의 潤滑油는 Darcy의 식을 만족시킨다.

$$\bar{q} = - \frac{\Phi}{\eta} \nabla^* \dots\dots\dots (6)$$

(1)에 多孔層으로 들어가는 潤滑油의 속도 v°

$$v^{\circ} = - \frac{\Phi}{\eta} \frac{\partial p^*}{\partial y} \quad y = H \dots\dots\dots (7)$$

이다.

연속 방정식은

$$\nabla \cdot \bar{q} = 0 \dots\dots\dots (8)$$

(6)을 (8)에 대입하면 p^* 는 라플라스식을 만족시킴을 알게 된다.

$$\nabla^2 p^* = 0 \quad \dots\dots\dots (9)$$

고체 베어링에서의 레이노즐 方程式은 다공층에서의 조건을 만족시켜야 하며, 이렇게 수정된 식을 修正된 레이노즐方程式이라 한다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial yz} \right) = \frac{U}{2} \frac{dh}{dx} - v \quad \dots\dots\dots (10)$$

(7)을 (10)에 대입하여

$$\frac{x}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{U}{2} \frac{dh}{dx} + \frac{\Phi}{\eta} \cdot \frac{\partial p^*}{\partial y} \Big|_{y=h} \quad \dots\dots\dots (11)$$

p^* 에 관한 境界條件은

$$p^*(x, y, \pm b/2) = 0 \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$\frac{\partial p^*}{\partial z}(x, y, 0) = 0 \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$\frac{\partial p^*}{\partial y}(x, 0, z) = 0 \quad \dots\dots\dots (14)$$

p 에 관한 境界條件은

$$p(x, \pm b/2) = 0 \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$\frac{\partial p}{\partial \eta}(x, 0) = 0 \quad \dots\dots\dots (16)$$

베어링층과 油膜의 壓力은 접촉면에서 연속이어야 하므로

$$p^*(x, H, z) = p(x, z) \quad \dots\dots\dots (17)$$

○ 풀이

경계조건을 만족하는 p^* 의 행렬은

$$p^* = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} C_{mn} \sin m\theta \cos m \beta_{mn} y \cos \gamma_n z \quad \dots\dots\dots (18)$$

$$\beta_{mn} = \left(\frac{m^2}{r^2} + \gamma_n^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad \dots\dots\dots (19)$$

$$\gamma_n = (2n-1)\pi/b$$

로 잡는다.

(17)에서의 조건을 사용하여

$$p = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} C_{mn} \cosh \beta_{mn} H \sin m\theta \cos \gamma_n z \quad \dots\dots\dots (20)$$

$$\left. \frac{\partial p^*}{\partial y} \right|_{y=H} = H = \sum_m \sum_n C_{mn} \beta_{mn} \sinh \beta_{mn} H \sin m\theta \cos \gamma_n z \quad \dots\dots\dots (21)$$

(20), (21)을 (11)에 대입하여 Residual $L(p)$ 를 구한다.

$h = C(1 + \epsilon \cos \theta)$ 를 대입하면

$$L(p) = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(C^3 (1 + \epsilon \cos \theta)^3 \sum_m \sum_n C_{mn} \cosh \beta_{mn} H r \cdot m \cos m\theta \cos \gamma_n z \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left[C^3 (1 + \epsilon \cos \theta)^3 \sum_m \sum_n C_{mn} \cosh \beta_{mn} H \gamma_n \sin m\theta \cdot \sin \gamma_n z \right] - 12\Phi \left[\sum_m \sum_n C_{mn} \beta_{mn} \sinh \beta_{mn} \cdot H \sin m\theta \cos \gamma_n z \right] + 6(\eta U/r) C \cdot \epsilon \sin \theta \quad \dots\dots\dots (22)$$

$L(p)$ 가 0이 된다는 것은 행렬의 모든 항들과 orthogonal하여야 한다는 것과 같은 의미를 갖는다.

$$\int_{\theta=0}^{\pi} \int_{z=0}^{b/2} L(p) \sin i\theta \cos \gamma_j z \, dz \, d\theta = 0, \quad \dots\dots\dots (23)$$

(여기서, $i=1, 2, 3, \dots, j=1, 2, 3, \dots$)

(22)들 (23)에 대입한다. 여기에서 $\cos \gamma_n z$ 과 $\cos \gamma_j z$ 는 이 영역에서 orthogonal하다는 것을 주목한다. 그러므로 z 에 관하여 적분한 후 간단히 하면,

$$\sum_{m=1}^{\infty} C_{mn} \left\{ \int_0^{\pi} \cosh \beta_{mn} H \left[\frac{\partial}{\partial \theta} \left((1 + \epsilon \cos \theta)^3 \cdot m \cos m\theta \right) \right] \sin i\theta \, d\theta - \int_0^{\pi} r^2 (2n-1) \pi / b^2 \cdot \cosh \beta_{mn} H (1 + \epsilon \cos \theta)^3 \sin m\theta \sin i\theta \, d\theta - \int_0^{\pi} 12\Phi \frac{b}{H} \frac{d}{b} \frac{r^2}{2} \beta_{mn} \sinh \beta_{mn} H \sin m\theta \sin i\theta \, d\theta \right\}$$

$$= \frac{4(-1)^{n-1}}{(2n-1)\pi} \cdot \frac{6\eta U\gamma}{C^2} \int_0^\pi (-\epsilon \sin \theta \, d\theta \dots \dots (24)$$

(여기서, $i=1, 2, 3, \dots$)

(24)는 다음과 같이 간단히 쓸 수 있다.

$$\sum_{m=1}^{\infty} C_{mn} \int_0^\pi f_{mn}(\theta) \sin i\theta \, d\theta$$

$$= \frac{4(-1)^{n+1}}{(2n-1)\pi} \cdot \frac{6\eta U_r}{C^2} \int_0^\pi g(\theta) \sin i\theta \, d\theta \dots (25)$$

where $f_{mn}(\theta) = \cosh \beta_{mn} H \left\{ \frac{\partial}{\partial \theta} (1 + \epsilon \cos \theta)^3 \right.$
 $\left. m \cos m\theta \right\} - r^2 (2n-1) \pi / b^3 \cosh \beta_{mn} H (1$

$$+ \epsilon \cos \theta)^3 \sin m\theta - 12 \Psi \frac{b}{H} \cdot \frac{d}{b} \cdot \frac{r}{2} \beta_{mn} \sinh$$

$$\cdot \beta_{mn} H \sin m\theta \dots \dots \dots (26)$$

$$g(\theta) = -\epsilon \sin \theta \dots \dots \dots (27)$$

여기에서

$$A_{mni} = \int_0^\pi f_{mn}(\theta) \sin i\theta \, d\theta \dots \dots \dots (28)$$

$$B_{ni} = \frac{4(-1)^{n+1}}{(2n-1)\pi} \cdot \frac{6\eta U_r}{C^2} \int_0^\pi g(\theta) \sin i\theta \, d\theta$$

$$\dots \dots \dots (29)$$

로 놓으면,

$$\sum_{m=1}^{\infty} C_{mn} A_{mni} = B_{ni} \text{가 된다.} \dots \dots \dots (30)$$

여기에서 C_{mn} 이 구하여야 할 상수이다.

완전해를 구하려면 무한차까지의 연립방정식이 필요하다.

$$m=1, \dots, M$$

$$n=1, \dots, N \text{ 까지의 어떤 수까지로 한정}$$

을 한다.

2-3 컴퓨터援用解析

해석을 위하여서 $M=6, N=2$ 로 하였더니 C_{mn} 의 수치는 그 안에서 거의 대부분의 경우에 0에 수렴하여 감을 알 수 있었다.

논문에서 사용되는 베어링의 규격조건을 넣어 주고서 $\Psi=0.001$ 에서 1.0까지의 네 경우와

$\epsilon=0.2, 0.4, 0.6, 0.8$ 의 네 경우의 조합, 즉 16경우의 성능특성을 조사하려 하였기에 16경우의 각 12Cmn이 필요하게 되었다.

이를 풀기 위하여는 (30)식에서,

$$\sum_{m=1}^6 A_{mni} C_{mn} = B_{ni}$$

$n=1, 2$ 에서 각각

($m=1, 6$), ($i=1, 6$)인 6元1次 연립 방정식을 풀어야 하고, 결국 32개의 6元1次 연립방정식을 풀게 된다.

이를 풀기 위하여 KIST의 CYBER 174기종의 전산기를 사용하였다.

2-4 베어링의 특성치

$$w\pi/2 = 2 \int_{\theta=0}^{\theta=\pi} \int_{z=0}^{z=b} p \sin r \, d\theta \, dz \dots \dots \dots (31)$$

$$w_0 = 2 \int_{\theta=0}^{\theta=\pi} \int_{z=0}^{z=b/2} p \cos \theta \, r \, d\theta \, dz \dots (32)$$

Sommerfeld수

$$S = \frac{W}{\eta U b} \cdot \left(\frac{c}{r} \right)^2 \dots \dots \dots (33)$$

앞의 (2)와 계속 연결시키려면 (31), (32)에 (20)을 대입하여 적분을 수행한다.

$$W\pi/2 = \sum_{n=1}^2 C_{1n} \cosh \beta_{mn} H \cdot r \cdot b \frac{(-1)^{n+1}}{(2n-1)} \dots (34)$$

$$W_0 = -\frac{2}{\pi} \sum_{m=2}^6 \sum_{n=1}^2 C_{mn} \cosh \beta_{mn} H \cdot r \cdot b$$

$$\frac{(-1)^{n+1} m (1 + (-1)^m)}{(2n-1) (m^2-1)} \dots \dots \dots (35)$$

$$S \sin \phi = \frac{W\pi/2}{\eta U b} \cdot \left(\frac{c}{r} \right)$$

$$= \frac{c^2}{\eta U \gamma} \cdot \sum_{n=1}^2 \bar{C}_{1n} \frac{(-1)^{n+1}}{(2n-1)} \dots \dots \dots (36)$$

$$S \cos \phi = \frac{c^2}{\eta U} \cdot \left(-\frac{2}{\pi} \right) \sum_{m=2}^6 \sum_{n=1}^2 \bar{C}_{mn}$$

$$\cdot \frac{(-1)^{n+1} m (1 + (-1)^m)}{(2n-1) (m^2-1)} \dots \dots \dots (37)$$

where $\bar{C}_{mn} = C_{mn} \cosh \beta_{mn} H$

$$S = [(S \sin \phi)^2 + (S \cos \phi)^2]^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (38)$$

Attitude angle

$$\phi = \arctan (W \pi / 2 / W_0) \dots\dots\dots (39)$$

coefficient of friction

$$F = \frac{\mu r}{c} = \frac{2\pi}{S(1-\epsilon^2)^{\frac{1}{2}}} + \frac{\epsilon}{2} \sin \phi \dots\dots\dots (40)$$

수치해석을 이용하여 위의 변수들을 뽑을 때에 program을 두번 짜는 작업을 \bar{C}_{mn} 이라는 Coeff, Matrix를 이용하여 한번으로 바꾸어 주었다.

Ⅲ. 實 驗

3 - 1 實 驗 裝 置

실험기로서 서울工大 윤활시험실에 설치한 TOKYO METER CO의 JOURNAL BEARING

DEMONSTRATION APPARATUS를 사용하였다. 이 실험기는 원래 저널베어링의 실험용으로 고안되었으나, 볼 베어링이나 롤러 베어링도 실험할 수 있도록 고안되어 있다.

Fig. 2.는 실험장치의 개념도이다. 실험베어링을 장치한 후 축을 회전시키며 수직하중을 가하여 마찰 토크와 베어링, 윤활유의 온도를 측정하여 베어링의 성능특성을 연구할 수 있도록 되어 있다. Fig.2.의 (TEST BEARING DRIVE DEVICE)안에 설치된 축에 네 개 한조의 베어링이 들어가게 되어 있다. 이 때 외부의 공기 압축기와 연결된 기압 베어링 하중 발생기의 실린더로써 베어링에 수직하중을 가하며, 현가장치로써 그 외의 모든 하중요인을 제거할 수 있도록 되어 있다. 이 때의 하중은 기압 조절 지시기에 표시되며, 5 kg/cm²까지의 하중을

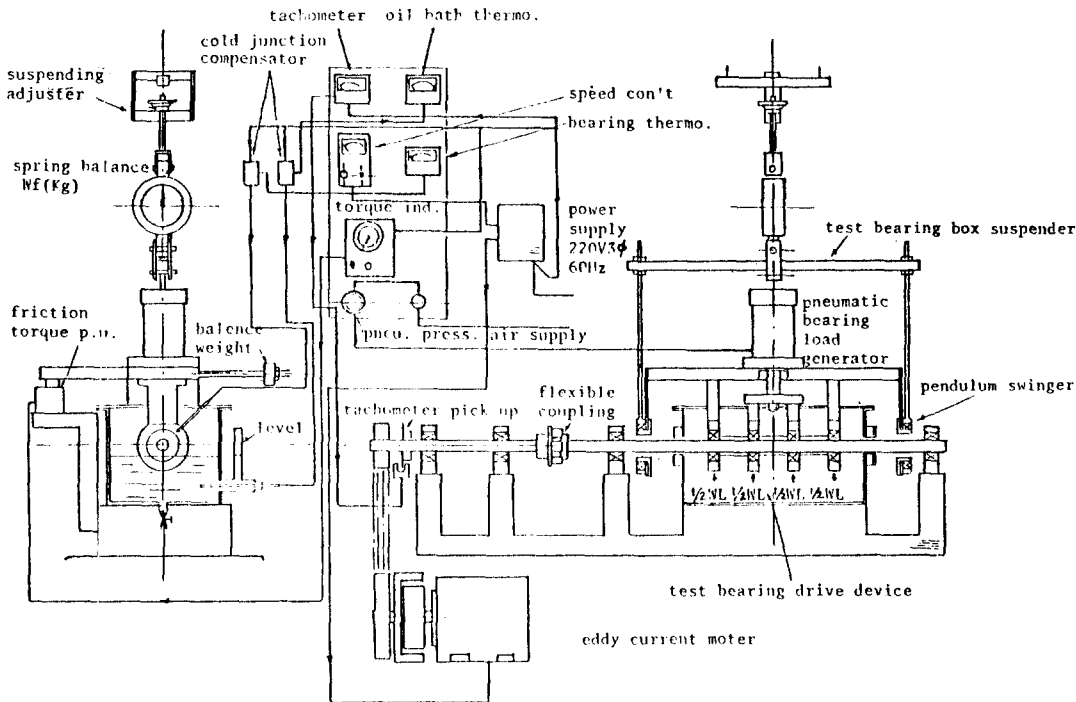


Fig 2. Journal Bearing Demonstration Apparatus

걸 수 있도록 되어 있으며, 이는 한 개의 베어링에 113.5kg의 하중을 가할 수 있음을 의미한다. 이 시험기는 EDDY CURRENT식 무단 변속 모우터로 축을 회전시키게 되어 있으며, 5000 rpm까지 올려 줄 수 있도록 되어 있다. 이러한 장치에서 베어링 부싱에 철-콘스탄탄 열전대를 꽂아 베어링과 윤활유의 온도특성을 조사할 수 있으며, 마찰 토오크 픽업의 로오드 셀로써 마찰토오크를 잴 수 있게 되어 있다. 이 때에 도축의 다른 부분의 마찰 토오크 요인을 제거하고 실험 베어링만의 마찰 토오크를 측정할 수 있도록 되어 있다.

3-2 試片의 製作

다공질 베어링은 분말 야금법에 의하여 제조된다. 이것은 소결 합금이 porosity등의 특유한 성질을 가지고 있으며, 또한 경제적인 제조법이 가능하기 때문이다. 우선 금속분말을 필요한 비율로 혼합한 후 정해진 형상대로 10~35ton/in² 정도의 압력에서 성형한다. 그리고 800°~1000°C에서 소결을 시킨 후 다시 한 번 압축하여, 찌그러짐을 없애주고, 치수를 보정하여 준다. 마지막으로 진공상태에서 潤滑油를 함입시킨다.

본 실험용 베어링은 광진산업에 주문하여 제작한 것으로, 밀도와 이에 따른 proosity가 다른 세조의 베어링을 사용하였다. 모든 형상치수는 동일하게 제작되었다.

베어링의 규격은 다음과 같다.

clearance $C=0.002\text{cm}$

두께 $H=2.25\text{cm}$

폭 $b=2.1\text{cm}$

직경 $OD=8.0\text{cm}$

$ID=3.5\text{cm}$

TABLE 1. DESIGN SPECIFICATION OF THE TEST BEARING

	BEARING I	BEARING II	BEARING III
Cu %	90	90	5
Fe %	0	0	95
Sn %	10	10	0
Density	6.5g/cm ³	7g/cm ³	5.25g/cm ³
Porosity	0.26	0.21	0.33

3-3 實驗方法

Fig. 2의 실험장치처럼 실험용 베어링 네 개 한 조를 장치한다. 여기에서 가장 중요한 것은 축과 베어링의 간극을 일정하게 하여 주는 일이다. 네 개의 베어링이 한 조로 되어 있으므로 특히 조심하여야 한다.

실험에 들어가기 이전에 베어링이 미리 하중을 받지 않도록 현가장치를 사용하여 부수장치의 중량을 제거시켜 주고, 장치할 때 생길수 있는 토오크가 실험시의 토오크 값에 加算되지 않도록 게이지의 영점을 조절하여 준다.

실험에 앞서 無負荷로 축을 회전시켜 보아 장치가 완전하게 組立되어 있는 지를 검토한다.

실험에서 실험자가 가변시킬 수 있는 변수는 회전수와 하중이다.

이 실험에서는 정확성을 가하기 위하여 두가지의 실험법을 사용하였다.

하중을 固定시킨 후 회전수를 변화시키는 방법과 회전수를 固定시킨 후 하중을 변화시키는 방법이다.

전자의 방법에서는 한 하중에 고정시킨 후 rpm을 250에서부터 일정한 간격으로 올리는 방법을 이용하였으며, 후자에서는 rpm을 고정시키고 하중을 0.125kg/cm²간격으로 올려주는 방법

을 이용하였다. 각(rpm×하중)의 상태에서 마찰토크와 베어링 온도를 기록하여 준다.

실험 중 가장 중요한 작업의 하나는 steady state의 추정이다. 한(rpm×하중)의 상태에서 다른 상태로 넘어가면 그에 따라 온도와 마찰 토크가 이동하여 간다. 이 새로운 상태에서의 steady state의 추정은 15분간에 温度上昇률 1℃以下, 마찰 계수의 변화량이 그 최대치의 1%以下일 때로 규정하였다.

IV. 解析, 實驗의 結果 및 考察

4-1 解析에 대하여

4-1-1 해석의 결과

해석에서는 시편의 형상치수와 設計變數(b/d, H/b)를 짜여진 電算 프로그램에 入力한 후에 Permeability를 0.001에서 1.0까지, 편심율을 0.2에서 0.8까지 변화시키면서, 그에 따르는 좀머펠트 수, 마찰계수, 姿勢角의 값을 구하여 TABLE 2. 에 도시하였다.

TABLE 2. CHARACTERISTICS OF THE TEST BEARING BY THE ANALYSIS

ϵ	ψ	Ψ			
		0.001	0.01	0.1	1.0
0.2	S	0.466	0.449	0.33	0.09
	F	24.905	25.873	35.239	122.164
	ψ	75.486	75.972	79.404	86.717
0.4	S	1.257	1.173	0.742	0.19
	F	8.749	9.371	14.807	57.912
	ψ	61.090	62.375	70.046	83.654
0.6	S	1.372	2.826	1.302	0.295
	F	3.010	3.601	7.795	35.769
	ψ	46.748	49.980	63.064	80.962
0.8	S	13.308	7.017	2.004	0.38
	F	0.695	1.317	4.614	24.569
	ψ	32.560	41.299	58.981	78.692

4-1-2 解析의 結果에 대한 考察

Fig. 3에서 Fig. 5까지에 TABLE 2의 결과에 따른 特性值의 변화가 도시되어 있다. 이를 보면 Permeability가 증가함에 따라 Sommerfeld Number로 표시되는 하중용량(Load Capacity)은 감소되며, 이에 반하여 마찰 계수와 姿勢角은 증가함을 알 수 있다.

① Sommerfeld No.

Fig. 6에 ϵ 에 따른 Sommerfeld No. 가 도시

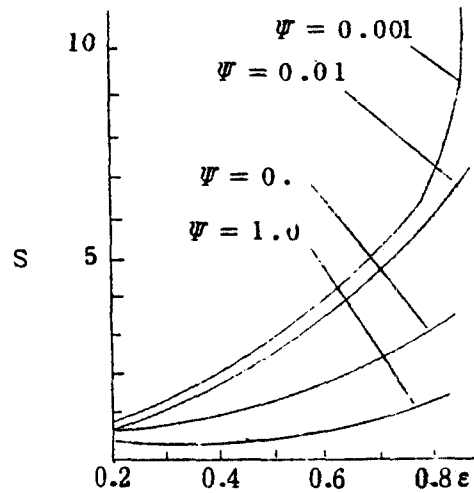


Fig. 3 Sommerfeld Number vs. Eccentricity Ratio

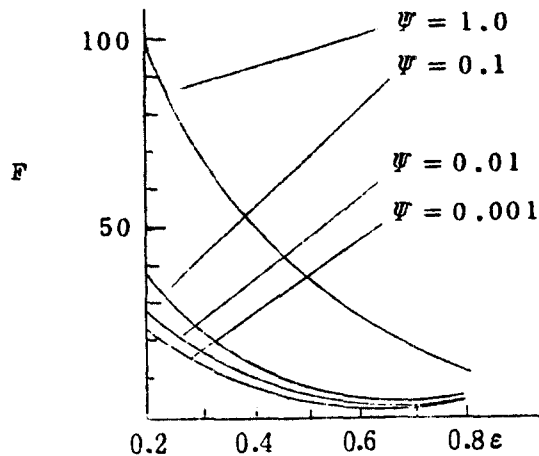


Fig. 4 Friction Parameter vs. Eccentricity Ratio

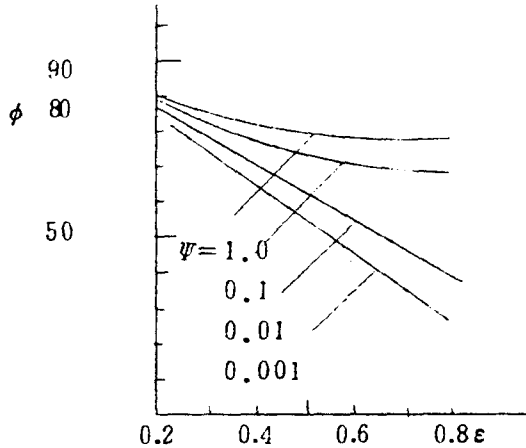


Fig. 5 Attitude Angle vs. Eccentricity Ratio

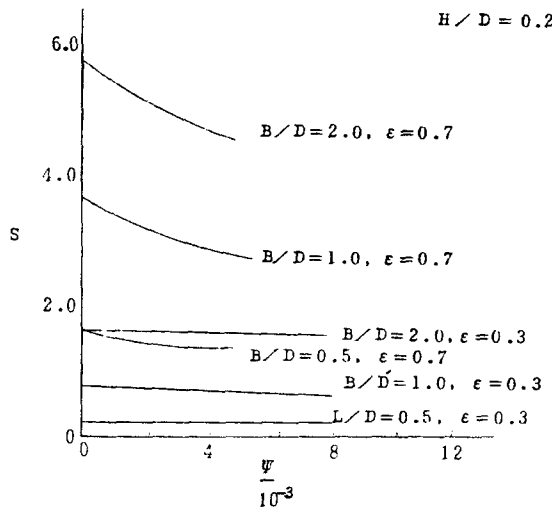


Fig. 6. Sommerfeld Number vs. Permeability Parameter for various L/D and ϵ ratio (Ref. 8)

되어 있다. ϵ 이 작을 때에는 기울기가 작은 음수의 값을 갖는다.

ϵ 이 커지면 그에 따라 film의 central pressure가 높아지는 것을 의미하므로 이에 따라 다공층과의 사이에서의 엔드 리키지(end leakage)가 반경 방향으로 일어난다.

이때 permeability가 엔드 리키지가 커질 수 있

는 조건이 되므로 이에 따라 윤활유의 다공층으로의 누설량이 많아진다.

이 다공질 베어링에서의 누설량은 보통 저널 베어링의 엔드 리키지 혹은 side leakage (사이드 리키지)와 같은 성격을 갖는 것으로서 두 가지 성질 간에서 비례함수를 추출하여 낼 수도 있게 된다.

또 permeability가 작아지면 Sommerfeld No.가 증가하는 그러한 경향을 가지므로 permeability가 어느 정도의 값으로 작아지면 보통의 저널 베어링과 같은 성능특성을 갖는 것을 유추하여 낼 수도 있다.

실제로 TABLE 3를 보면 보통 저널 베어링은 0.01일 때의 실험베어링과 비슷한 Sommerfeld number를 갖게 됨을 알 수 있다.

Murti⁽¹⁾는 permeability parameter가 0.01 부근의 값을 가질 때, 보통 저널 베어링과 근사한 Sommerfeld number를 갖는다고 보고 하였다.⁽²⁾ 즉, permeability parameter가 작아질수록 하중용량(Load capacity)는 커지게 된다. 반면, permeability parameter가 커지면 sommerfeld number가 감소하고, 마찰력이 증가하나, 함유량이 증가함에 따라自力 윤활 능력이 증대하고, 무급유 운전시간이 늘어나므로 다공질 베어링의 설계 시에는 이 두 상반되는 성질을 그 목적에 따라 조절할 필요가 있다.

TABLE 3. Sommerfeld Numbers for an Impermeable finite Bearing taken from Ref. (b/d=1.0)

Eccentricity Ratio	Sommerfeld. Number
0.2	0.4824
0.4	1.145
0.6	2.467
0.8	6.920

② 마찰 계수

Fig 4는 마찰 계수가 permeability의 증가와 함께 증가함을 보여준다.

이것은 마찰에 의한 손실이 항상 다공질 베어링의 경우에 보통 저널 베어링보다 크다는 것을 지적하여 준다.

다공질에서 다공층과 油膜사이의 접촉면에서의 윤활유의 Slip현상을 마찰에 큰 영향은 주지 않는 것으로 생각하여 왔으므로 같은 형상에서 전단력으로 소모되는 힘은 보통 저널 베어링과 다공질 베어링의 경우, 같다고 볼 수 있다. 여기서, Porous matrix(다공층)안에서 압력 분포에 따른 高压領域에서 低压영역으로 윤활유가 이동하는 데에 소모되는 에너지를 생각하여 볼 수가 있다. 이 반경방향으로의 유량이동으로 인하여 마찰 토오크가 증가하고 이에 따라 마찰 계수도 증가하게 된다.

Permeability가 커서 함유량이 커질수록 마찰 계수가 증가하게 될 것을 알 수가 있다. Fig. 4를 Fig. 3, Fig. 5와 비교하면, ϵ 이 작을 때에는 S와 姿勢角은 Permeability의 영향을 작게 받으나, 마찰계수는 큰 영향을 받음을 알 수 있다.

③ 姿勢角

낮은 ϵ 에서 Attitude은 Sommerfeld Number처럼 permeability의 영향을 거의 받지 않음을 알 수 있다. ϵ 이 커지면 Permeability의 영향은 점점 커지게 된다. 베어링의 일정한 점에서 관찰하면, 사이드 리키지(Side Leakage)로 누설되는 윤활유의 量은 Permeability가 증가함에 따라 보통 저널 베어링에서의 量보다 점점 작아지게 된다.

그러므로 permeability가 증가하면 사이드 리키지와 그에 따르는 영향은 줄어들게 된다. 그

런데 그 영향중의 가장 중요한 하나가 姿勢角이므로, 우리는 permeability의 증가에 따라 姿勢角의 증가를 예측할 수가 있게된다. 특히 ϵ 이 커서 베어링 중앙부분의 압력이 높아질 때에 이 현상이 더욱 명확할 것을 예측할 수가 있다. 이러한 예측은 Fig. 5에서 다시 확인할 수 있다.

4 - 2 實驗結果에 대하여

4 - 2 - 1 實驗結果

실험에서의 변수인 回轉數, 負荷 온도, 마찰 토오크로써 PV factor, 온도에 따른 점도, 마찰 계수의 인자를 계산해 낼 수 있었다.

PV factor는 이 실험에서 중요한 인자는 아니나 열전달의 측면에서 베어링이 적당한 조건으로 운전되고 있는가를 조사하기 위한 인자이었다. Morgan은 최적 PV치를 10,000~25,000 psi·ft/min이하라고 하였으며, 최대 PV치를 50,000으로 논술한 바 이 실험에서의 대부분은 최적치의 아래에서 실험되었음을 알 수 있었다.

이 이후의 모든 계산은 무단위 변수를 만들기 위한 조작이며, 이는 해석과의 비교를 위해서이다. 해석의 식(28)에서 Sommerfeld수는

$$S = \frac{W}{\eta U b} \left(\frac{c}{r} \right)^2 \dots\dots\dots(41)$$

으로 나타났다.

溫度에 따른 粘土를 ASTM 점도-온도 선도에서 찾아 내어, 다른 주어진 변수들과 함께 S를 계산하는데 사용된다.

$$W = \text{LOAD} \cdot 45.4/2 \text{ (kg 중)}$$

$$= 22.7 \cdot 9.8 \cdot 10^5 \cdot \text{LOAD (dyne)} \dots\dots(42)$$

$$U = n(\text{rpm}) \cdot \pi \cdot D(\text{cm})$$

$$= 0.183 \cdot n(\text{cm/sec}) \dots\dots\dots(43)$$

여기에서 W를 dyne으로 계산한 것은 무단위

수 S를 구하기 위한 것으로 절대 점도 η 의 단위가 poise (dyne·sec/cm²) 이기 때문이다.

마찰변수는(friction parameter)는

$$F = \mu r / C \dots\dots\dots(44)$$

로 주어진다.

실험에서의 데이터는 각기 다른 Porosity 를 갖는 베어링의 성능특성을 비교하고, 해석의 데이터와 비교하기 위하여 TABLE 4. 과 같은

작업을 한 후 그 결과를 TABLE 5. 에 도시하였다.

TABLE 4. DATA CONTROLLINGPROCESS

rpm	U	LOAD	TORQUE	PV	$\mu\eta$	S
rpm	LOAD	$\mu r / C$	S			

TABLE 5. CHARACTERISTICS OF THE TEST BEARINGS BY THE EXPERIMENT

rpm × LOAD		BEARING I	BEARING II	BEARING III
250 × 0.25	FRICITION PARAMET	119.00	77.00	130.00
	Som. No.	0.12	0.36	0.08
500 × 0.25	FR. PA.	92.75	70.00	117.25
	Som. No.	0.06	0.09	0.03
500 × 0.5	FR. PA.	66.5	77.00	99.3
	Som. No.	0.14	0.25	0.08
500 × 0.75	FR. PA.	74.44	66.5	85.3
	Som. No.	0.28	0.63	0.34
500 × 1.0	FR. PA.	75.08	72.19	83.04
	Som. No.	0.38	0.51	0.19
750 × 0.25	FR. PA.	69.3	70.0	-
	Som. No.	0.08	0.11	
750 × 0.5	FR. PA.	69.3	77.0	80.0
	Som. No.	0.16	0.26	0.12
750 × 0.75	FR. PA.	34.66	-	38.7
	Som. No.	0.29		0.04
750 × 1.0	FR. PA.	38.5	-	51.4
	Som. No.	0.33		0.27

rpm × LOAD		BEARING I	BEARING II	BEARING III
900 × 0.25	FR. PA.	38.5	-	51.4
	Som. No.	0.08		0.23
1000 × 0.25	FR. PA.	23.1	57.76	51.4
	Som. No.	0.08	0.09	0.23
1000 × 0.5	FR. PA.	38.5	68.26	47.1
	Som. No.	0.16	0.22	0.03
1000 × 0.75	FR. PA.	66.5	60.90	73.1
	Som. No.	0.35	0.33	0.13
1000 × 1.0	FR. PA.	113.75	-	51.73
	Som. No.	0.08		0.03
1250 × 0.25	FR. PA.	12.25	12.75	15.4
	Som. No.	0.17	0.08	0.04
1250 × 0.5	FR. PA.	12.25	12.25	16.4
	Som. No.	0.19	0.25	0.12
1250 × 0.75	FR. PA.	12.25	16.63	18.72
	Fom. No.	0.17	0.31	0.13
1250 × 1.0	FR. PA.	7.88	-	12.53
	Som. No.	0.46		0.34

※ '—' means that data is not available because the test apparatus is overloaded.

4-2-2 實驗의 結果에 대한 考察

실험에서는, porosity가 II, I, III의 순서로 크므로, 해석의 결과로 예측한 바에 의하면 Sommerfeld는 한(rpm × load)의 상태에서 II > I > III의 순서로 배열되어야 한다. 그리고 friction parameter와 attitude angle은 III > I > II의 순서로 배열되어야 한다. 이러한 기준으로 TABLE 5.의 실험결과를 관찰하여 보면 몇 경우의 誤差 것을 보여 주고 있다.

4-3 解析과 實驗結果의 연관 考察

TABLE 6.에 해석과 실험에서 얻은 값들의 최대치와 최소치를 정리하였다. 여기에서 보면 실험 베어링들은 1.0 혹은 그 이상의 permeability parameter를 갖는 것으로 추정을 할수 있다. 21% Fig porosity의 경우 Sommerfeld Y-umber와 마찰 계수에서, 1.0의 permeability보다 약간 작은 값에서의 해석치와 거의 일치함을 보여 주며, 26%, 33%의 경우에는 1.0보다 큰 값에서의 특정치와 일치하게 됨을 보여준다. 그러나 같은 Sommerfeld Number에 관한 해석과

TABLE 6. RANGE OF THE VALUES OF ANALYSIS AND EXPERIMENT

解 析

PERMEABILITY 0.001	S	0.466 - 13.308
	F	0.695 - 24.905
	ϕ	32.560 - 75.486
0.01	S	0.449 - 7.017
	F	1.317 - 25.873
	ϕ	41.299 - 75.972
0.1	S	0.33 - 2.004
	F	4.614 - 35.279
	ϕ	58.981 - 79.404
1.0	S	0.09 - 0.38
	F	24.509 - 122.164
	ϕ	78.692 - 86.717

实 験

POROSITY 21%	S	0.09 - 0.51
	F	12.25 - 77.0
26%	S	0.06 - 0.46
	F	7.88 - 119.0
33%	S	0.03 - 0.34
	F	12.53 - 130.0

실험에서의 마찰계수의 값을 비교하면, 항상 실험에서의 값이 작은 경향을 가지며 특히 최소치에서 이러한 점은 두드러진다.

porous Bearing의 실험시에 해석과의 비교에서 얻을 수 있는 추정치들을 그 규격의 보편적 특정치로 추정하는 데에는 많은 난 점이 있다. 가령 본 실험에서 26%의 Porosity를 갖는 베어링이 1.0의 Permeability를 갖는다고 하여 모든 26%의 porosity의 베어링이 1.0의 permeability를 갖지는 않는다. 재료의 고유한 성질에 의한 다공질의 潤滑油 통로 형상의 차이, 粒子의 굵기, 또한 표면조도의 차이등 해석에서 고려하

지 않은 많은 문제들이 있기 때문이다. 이러한 고유의 성질의 차이는 베어링의 특정치에 명확한 영향을 끼치나, 그러한 관계에 관한 정확한 식의 제시는 다공질 베어링의 연구에서 속제로 남아 있다.

V. 結 論

- 1) porosity가 증가함에 따라 Sommerfeld' Number는 감소한다.
- 2) porosity가 증가함에 따라 마찰계수와 자세각(姿勢角)은 증가한다.
- 3) Sommerfeld Number와 자세각(姿勢角)은 편심율이 작을 때에는 porosity(permeability)의 영향을 거의 받지 않으며, 편심율이 커짐에 따라 큰 영향을 받으며, 마찰계수는 이와 반대되는 경향을 보인다.
- 4) 실험베어링 중 porosity가 21%인 베어링은 permeability parameter가 1.0보다 약간 작은 값으로 추정되었으며, 26%와 33%인 베어링은 1.0보다 큰 값으로 推定되었다.
- 5) porosity가 증가하면 다공질 베어링의 성능 특성은 현저히 低下되나, 많은 潤滑油를 함유함으로 인하여 자력유효능력이 향상되므로, 설계시 그 목적에 따라, 相反되는 두 성질을 조절하여야 할 것이다.

REFERENCE

1. P. R. K. Murti : Wear. 26(1973) 95 - 104
2. A. Cameron : Principles of Lubrication (1967) 542 - 560
3. C. Cusano, R. M. Phelan Journal of Lubrication Thchnologie (1973) April 173 - 180
4. D. D. Fuller; Theory and Practice of

- Lubrication 394, 192 - 222
5. A. Cameron : Basic Lubrication Theory (1970) chapter 11
 6. N. Tipei : Theory of Lubrication (1962)
 7. F. Hildebrand : Methods of Applied Mathematics (1972) Chapter 2.
 8. B. R. Reason, D. Dyer : A Numerical Solution for the Hydrodynamic Lubrication of a Finite Porous Bearing Proc. Instn Mech. Eng. Vol 187 7/73 71 - 78