

加壓給油狀態의 저어널베어링에서의 油膜破斷에 關한 研究

金敬雄·文尤植*

韓國科學技術院 生産工學科

* (株) 油公

A Study on the Cavitation in a Journal Bearing with Pressurized Lubricant Supply.

Kyung-Woong Kim, Woo-Sik Moon*

Dept. of Prod. Eng., Korea Advanced Institute of Science and Technology.

* Yukong Limited.

Abstract

An experimental investigation is carried out to study the cavitation in a journal bearing with pressurized lubricant supply. Visual observations are performed at various shaft speeds and supply pressure levels. Oil film pressure is measured at various shaft speeds under the submerged condition.

Results from visual observations show that the extent of cavitation is reduced as supply pressure increases. The film pressure measurements indicate the occurrence of a negative pressure loop upstream of the cavitation region and a constant cavitation pressure through the cavitation region.

1. 서 론

Sliding 베어링의 윤활막 내부에서 발생하는 압력에 관하여 1886년 O. Reynolds 가 소위 Reynolds 방정식을 발표한 후 현재까지 윤활문제의 기초방정식 및 문제의 취급방법은 거의 확립됐다고 볼 수 있으나 경제조건에는 아직 문제점이 많다고 말할 수 있으며, 많은 논의가 있어 왔다.^{1,2)} Sommerfeld 는 1904년에 부압영역에서

유막파단이 일어나지 않는다는 가정하에서 무한장 베어링에 대한 압력 분포를 얻었으나, 편심율이 클 때에는 큰 부압이 발생하여 유체에 인장력이 작용하게 되기 때때로 물리적으로 문제가 있다. Gumbel은 1914년에 Sommerfeld 가 구한 압력분포에서 단지 부압지역을 무시함으로써 부압이 나타나지 않는 압력 분포를 얻었다. 그러나 이 조건은 베어링 진극이 가장 좋은 위치에서 유량 연속을 만족하지 못한다. 유량

연속을 만족하기 위해서 1931년 및 1933년에 Swift와 Stieber가 각각 유막파단이 일어나는 지점에서 압력구배는 영이고 캐비티 내부의 압력은 일정이라는 경계조건을 제시하였다. 그러나 실험에 의해 알려진 캐비티 앞 부분의 부압 지역을 앞에서 소개한 경계 조건들로서는 나타내지 못한다. Floberg는 1965년에 모든 유체가 캐비티들 사이로만 흐른다는 가정 하에서 캐비티 앞부분의 부압 지역을 얻을 수 있고 캐비티 모양을 정하는 경계조건을 제시하였다.³⁾ 그후 Coyne과 Elrod^{4,5)}는 표면 장력까지 고려한 경계조건을 제시했는데 이 조건은 무한장베어링에만 적용할 수 있는 것이다.

한편 윤활유는 베어링 한 쪽에서 다소 가압된 상태에서 공급되어 베어링 간극을 지나 다른 쪽으로 배유되는 경우가 있다. 이러한 방식의 베어링은 원주 급유 홈이 있는 베어링으로 부터 반쪽 만을 취한 형태이다. 이때 배유측은 윤활유가 차있는 경우도 있고 그렇지 않은 경우도 있다. Pan^{6,7)}은 침유 저어널 베어링과 가압 급유 저어널 베어링에 대해서 급유 압력이 높아지면 캐비테이션 발생이 억제되고 캐비테이션 발생이 줄어 든다는 것을 계산하였다. Etsion과

Ludwing⁸⁾은 침유 저어널베어링에 대한 가시화와 유막압력 측정을 통하여 이때까지 이론 계산에서 일정하다고 가정해오던 캐비티 내의 압력이 원주방향으로 변한다고 주장하였다. Nau⁹⁾는 시일 유막에 대하여 두가지의 캐비테이션 현상을 구별하였다. 하나는 세퍼레이션 캐비테이션으로서 저압측이 주위 공기에 노출되어 있는 경우의 캐비테이션을 말하고, 다른 하나는 리거먼트 캐비테이션으로서 저압측이 침유된 경우의 캐비테이션을 말한다.

본연구에서는 가압 급유 저어널베어링에 대하여 저어널베어링을 가시화하여 캐비테이션의 시작 및 끝지역을 세밀히 관찰하고 저어널베어링의 배유측의 침유 여부에 따른 캐비테이션의 형태 변화와 급유 압력의 크기와 축 회전수에 따른 캐비테이션 지역의 형상·변화를 관찰하고, 유막과 캐비테이션 지역의 압력을 측정하여 가압급유 저어널베어링의 유막파단에 관해 실험적으로 연구 하기로 한다.

2. 실험장치

Fig. 1은 실험장치의 개략도이며 저어널베어

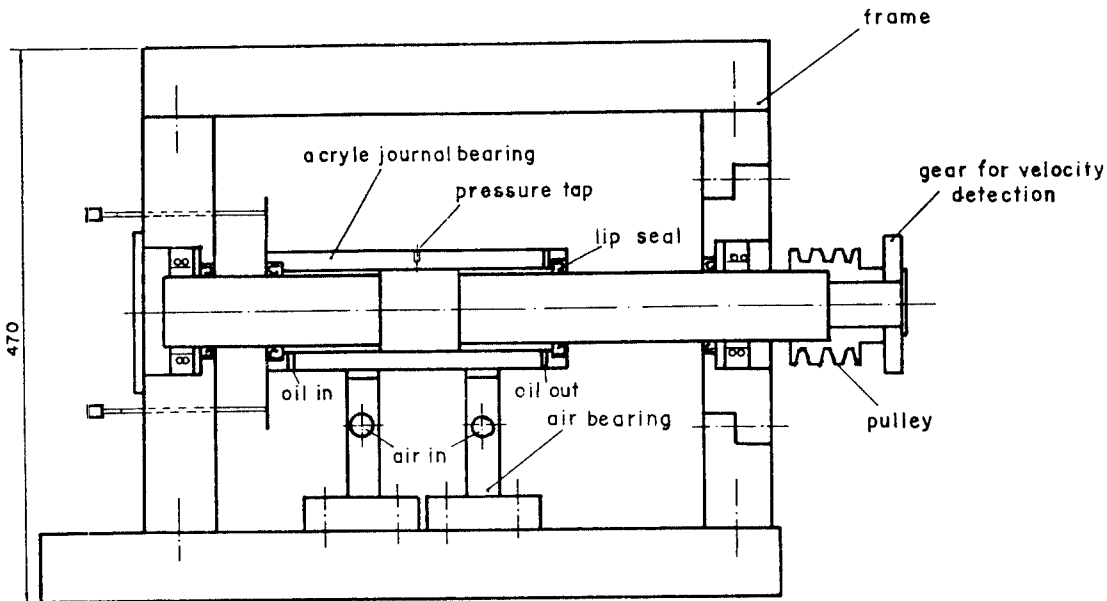


Fig. 1. Experimental apparatus.

링, 축, 프레임 및 공기 베어링 등으로 구성되어 있다. 캐비테이션을 연구하기 위해 사용될 저어널 베어링은 실험 장치의 중앙 부분에 있으며, 내경은 70.35mm이고 베어링 간극은 0.175mm이다. 베어링은 베어링 내의 윤활유의 흐름을 가시화하기 위해서 아크릴 (PMMA)로 제작하였고 압력 측정을 위한 압력 변환기가 설치되어 있다. 축은 양 옆의 볼베어링을 통해 프레임에서 지지되며 축의 오른 쪽에 고정되는 풀리에 의해 동력을 전달받아 회전한다.

축의 재질은 S45C이고 중간에는 지름 70mm, 길이 70mm의 윤활면이 있고 한쪽에 회전 속도 측정용의 치차가 고정되어 있다. 저어널베어링은 프레임의 밑판 위에 고정된 두 개의 공기 베어링에 의해 하중을 받도록 되어 있다. 윤활유는 ISO VG 10에 상당하는 것을 사용하였으며 급유온도는 28~30°C이다.

가시화에 대한 실험은 배유측이 침유된 경우와 침유되지 않은 경우일 때에 각각 회전속도는 500~2000 rpm 급유압력은 0~4 kgf/cm²의 조건 하에서 행하였으며, 배유측이 침유되고 있으나 급유는 가압되지 않은 상태에서 회전 속도가 500~2000 rpm인 경우에 유막 및 캐비테이션 지역의 압력을 측정하였다.

본 연구에서 말하는 모든 압력은 대기압에 대한 게이지 압력이다. 또 캐비테이션은 베어링에서 부압이 발생하여 유막이 파단되면서 공동이 발생하는 현상이고, 캐비테이션 지역은 캐비테이션이 일어나는 지역 전체를 말하고, 캐비티는 캐비테이션 지역에서 공동이 있는 지역 하나 하나를 뜻하고, 스트리머는 캐비티와 캐비티의 경계에 있는 유체막을 의미한다.

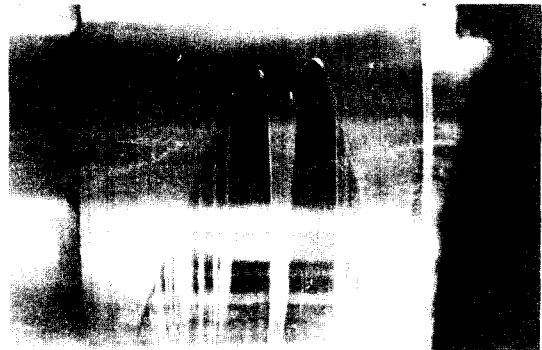
3. 결과 및 고찰

Fig. 2~7은 축회전 속도 1000 rpm 일때 침유된 경우와 침유되지 않은 경우에 대해 캐비테이션 지역을 찍은 사진들이며 평균 편심율은 0.67 이고 그림에서 위쪽 화살표는 축의 회전 방향을 나타낸다.

Fig. 2는 $P_s=0$ kgf/cm² 일 때 캐비테이션 지역의 뒷부분을 찍은 사진이며 캐비티와 스트리



(a) Submerged condition.



(b) Unsubmerged condition

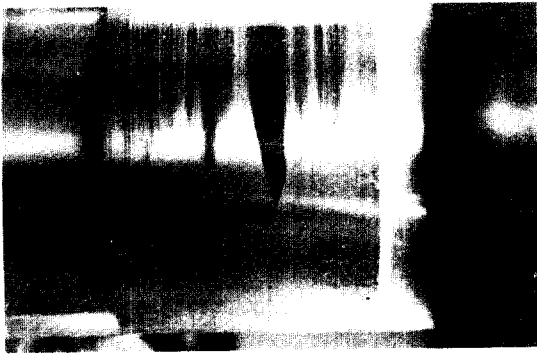
Fig. 2. Catitation end region.

$P_s=0$ kgf/cm², $N=1,000$ rpm.

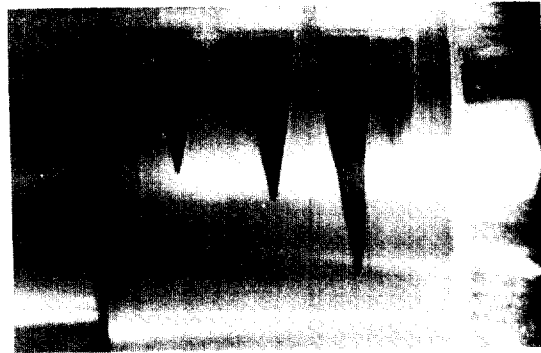
머리를 볼 수 있다. 캐비테이션 지역은 (a) 에서는 축 방향으로 대칭이 되지만 (b)에서는 배유 측으로 치우치고 배유쪽에 공기의 함입이 있다. 이 함입은 베어링 간극이 원주 방향으로 커짐에 따라 스트리머의 폭이 좁아지게되어 외부 공기가 들어오기 때문에 생긴다.

Fig. 3은 $P_s=0$ kgf/cm² 일 때 캐비테이션 지역의 앞부분을 찍은 사진이다. 캐비테이션 지역의 앞부분(그림에서 캐비테이션 지역의 밑부분)을 볼때 (b)에서는 배유측에 가까이 있는 캐비티가 원주 방향으로 밀려서 위치하나(a)에서는 그러한 경향이 없다.

사진으로는 볼 수 없지만 관찰한 바에 따르면 캐비티는 축방향으로 불규칙적으로 흔들리고 움직이는데 이에따라 스트리머들도 축방향으로 흔들리거나 움직이고 파괴되기도 한다. 캐비티

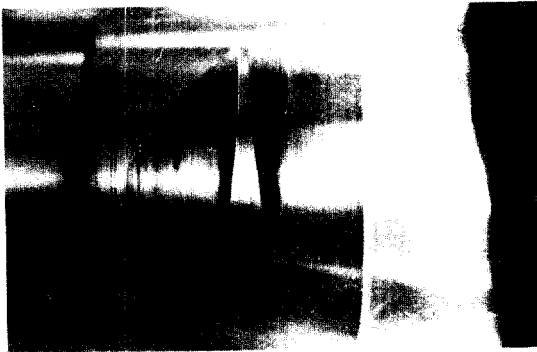


(a) Submerged condition.

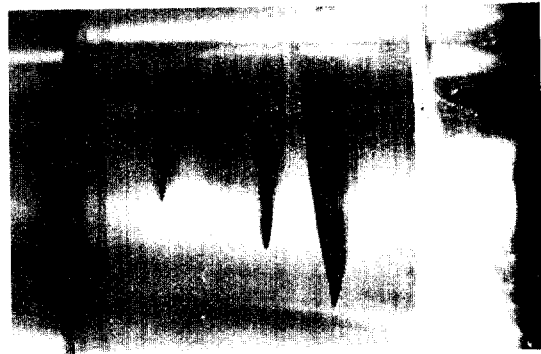


(b) Unsubmerged condition

Fig. 3. Cavitation start region. $P_s = 0 \text{ kgf/cm}^2$, $N = 1,000 \text{ rpm}$.

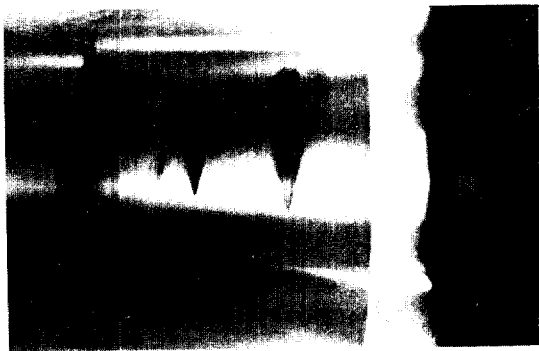


(a) Submerged condition.

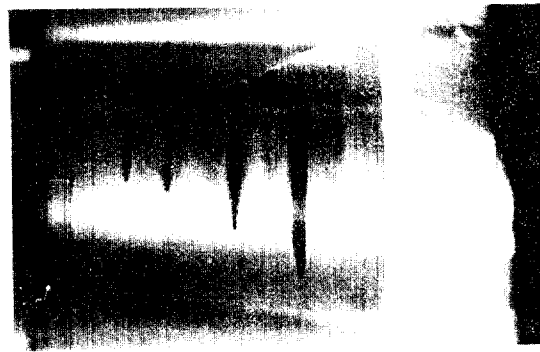


(b) Unsubmerged condition

Fig. 4. Cavitation region. $P_s = 1 \text{ kgf/cm}^2$, $N = 1,000 \text{ rpm}$.



(a) Submerged condition.



(b) Unsubmerged condition

Fig. 5. Cavitation region. $P_s = 2 \text{ kgf/cm}^2$, $N = 1,000 \text{ rpm}$.

이선 지역의 앞부분이 불안정한 것은 베어링에서 부압지역이 안정되어 있지않고 변동하기 때문인데 이는 다음과 같은 유막 파괴 과정을 생

각함으로써 설명된다. 부압이 일단 발생되면, Sommerfeld의 압력 분포에 가깝게 되도록 최소 압력은 불안정한 값에 도달할 때 까지 감소

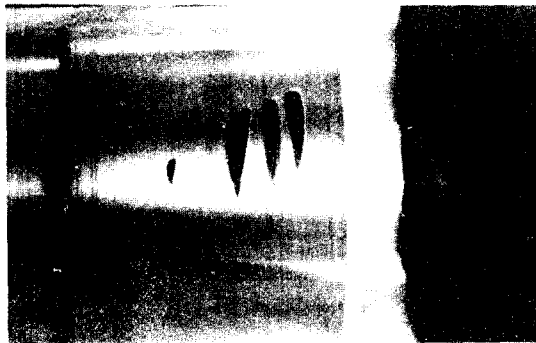
하게 된다. 최소압력이 불안정한 값에 이르렀을 기름에 녹아있던 공기가 빠져나와 캐비티를 이루고 유막은 파괴된다. 그다음 부압 지역은 저음 상태로 돌아간다.

Figs. 4, 5는 $P_s = 1$ 및 $P_s = 2 \text{ kgf/cm}^2$ 일 때의 캐비테이션 지역의 사진이다. (a)와 (b) 모두에서 $P_s = 0 \text{ kgf/cm}^2$ 로 부터 음압 압력을 서서히 높이면 캐비테이션 지역의 일부분은 변하지 않고 뒷부분과 흡유측으로 부터 캐비테이션 지역이 줄어들기 시작하여 $P_s = 1 \text{ kgf/cm}^2$ 이 되면 Fig. 4와 같이 $P_s = 2 \text{ kgf/cm}^2$ 이 되면 Fig. 5와 같이 흡유측으로 치우친 형상이 된다. 이때 음압 압력을 증가시킬때 따라 캐비티내의 공기는 캐비테이션 지역의 뒷부분의 강계선을 따라서 캐비티로 부터 흡유측으로 빠져나간다. 캐비티 각각의 형상은 $P_s = 0 \text{ kgf/cm}^2$ 일 때로부터

뒷부분을 잃은 형태이다. 캐비테이션 지역의 일부분에 대해서는 그림 9에서와 마찬가지로 (b)에서 흡유측에 가까이 있는 캐비티가 원주방향으로 앞서지 위치한다.

Figs. 6, 7은 $P_s = 3$ 및 $P_s = 4 \text{ kgf/cm}^2$ 일 때의 캐비테이션 지역의 사진이다. 음압 압력을 더 높임에 따라 캐비티의 공기는 흡유측으로 빠져나가기 그림과 같이 작아지고 스트리머의 폭이 두꺼워진다.

Fig. 8에서 볼 수 있듯이 캐비테이션 지역 내에서 흡유측을 스트리머로써 흐르기도 하지만, 스트리머는 각에서 축에 붙어 흐르기도 한다. 스트리머는 사진에 있는 유계의 두께는 관찰에 의하면 직 방향으로 일정하지 않는데, 이는 캐비티가 직 방향으로 불규칙적으로 움직이기 때문에 일어나고 스트리머의 파괴와 원주방향으로



(a) Submerged condition.

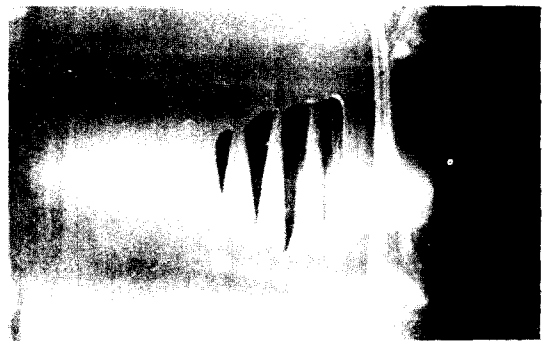


(b) Unsubmerged condition

Fig. 6. Cavitation region. $P_s = 3 \text{ kgf/cm}^2$, $N = 1,000 \text{ rpm}$.



(a) Submerged condition.



(b) Unsubmerged condition

Fig. 7. Cavitation region. $P_s = 4 \text{ kgf/cm}^2$, $N = 1,000 \text{ rpm}$.

로 베어링 간극이 확대됨에 따라 일어나는 폭이 가는 스트리머의 파괴 때문이다.

Fig. 8의 캐비티 끝 지역에서와 같이 윤활유가 불규칙적으로 축의 회전 방향과는 반대로 흐르는 역류 현상을 관찰할 수 있는데 이는 캐비테이션이 끝난 다음의 급격한 압력 증가 때문이라고 생각된다.

또, 캐비티 내부는 침유된 경우에서는 윤활부에 녹아있던 공기가 압력이 낮아져 포화압력에

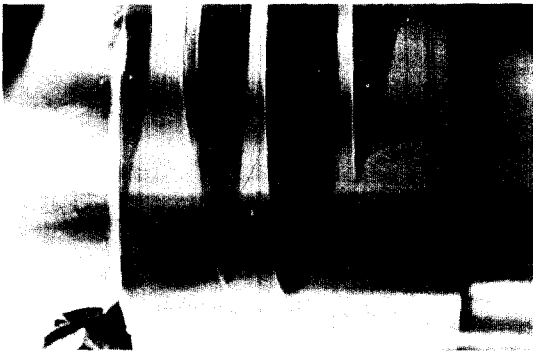


Fig. 8. Cavitation end region showing back flow.

Table 1. The angular length of cavitation region(°)

(a) Submerged condition

Ps, kgf/cm ²	N, rpm			
	500	1,000	1,500	2,000
0	200	210	230	230
1	140	160	170	170
2	100	110	140	140
3	60	70	100	120

(b) Unsubmerged condition

Ps, kgf/cm ²	N, rpm			
	500	1,000	1,500	2,000
0	230	250	260	260
1	170	180	190	190
2	120	130	140	150
3	80	90	100	120

도달함에 따라 빠져나와 이루어 지지만 침유되지 않은 경우에는 여기에 더하여 외부의 공기도 포함하고 있다고 생각된다.

Table 1은 배유축이 침유된 경우와 침유되지 않은 경우일 때, 각 축회전수와 급유압력에 따른 캐비티의 원주방향 길이를 보여준다.

Figs. 9-a, b, c 및 d는 저어널 베어링의 축방향으로 중앙 부분에서 원주 방향의 압력 분포와 무한 소폭 베어링의 가정하에서 Half-Sommerfeld 경계 조건을 이용한 압력 분포의 이론치를 나타낸다. 각각의 축회전 속도에 대해서 최고 압력, 최소 압력, 캐비테이션의 시작 및 끝 지역의 개략적인 위치는 start와 end로써 표시하고, 최고 압력과 최소 압력은 max와 min으로 나타낸다.

θ 에 따라 베어링 간극이 좁아지는 지역($\theta = 0 \sim 180^\circ$)에서 압력은 증가하기 시작하여 최고 압력에 도달하고 다시 감소하게 되며, 베어링 간극이 넓어지는 지역($\theta = 180^\circ \sim 0^\circ$)에서 압력은 계속 감소하여 부압이 되며 최소 압력에 도달한 후 곧이어 캐비테이션이 일어난다. 캐비테이션 지역 내에서 압력은 캐비테이션의 시작 및 끝부분 이외에서는 거의 일정하고 캐비테이션은 수렴지역의 어느 정도까지 계속된다.

이론치와 측정치를 비교해보면, $\theta = 0^\circ$ 에서 시작하여 압력이 증가하는 지역에서 압력 증가 경향이 일치하고, 최고 압력의 위치는 대체로 일치하며, 최고 압력의 크기도 그림 9-a를 제외하고는 잘 맞고 있다. 그러나, Half-Sommerfeld 경계조건을 이용한 이론치는 부압 지역을 나타낼 수 없고, 캐비테이션 지역도 일치하지 않으며, 정압 지역에서도 전체적으로 볼 때 측정치와 차이가 난다.

Figs. 9-a와 b의 경우에는 캐비티의 끝 부분에서 역류 현상이 일어나지 않고 캐비티가 끝난 후에 압력은 서서히 증가하며, Figs. 9-c와 d의 경우에는 역류 현상이 크게 발생하고 캐비티가 끝난 후에 압력은 급격히 증가한다. 이는 캐비테이션 지역 내의 역류현상은 캐비티가 끝난 뒤의 압력증가에 의한다는 사실을 뒷받침해준다.

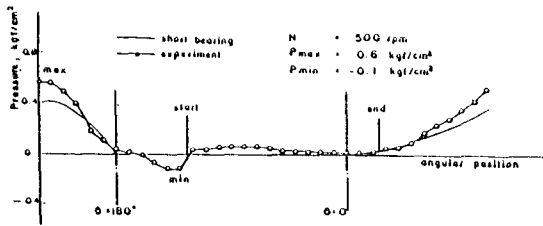


Fig. 9 - a. Oil film pressure distribution.
 $P_s = 0 \text{ kgf/cm}^2, z/L = 0.5, \epsilon = 0.27.$

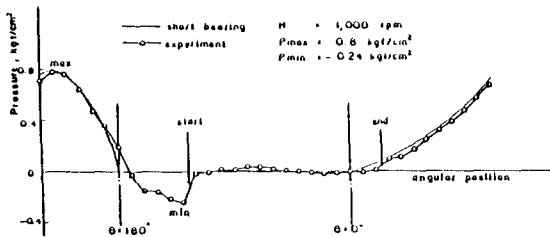


Fig. 9 - b.

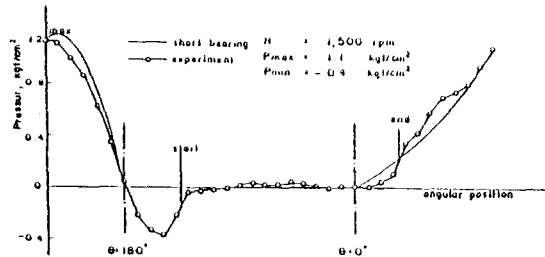


Fig. 9 - c.

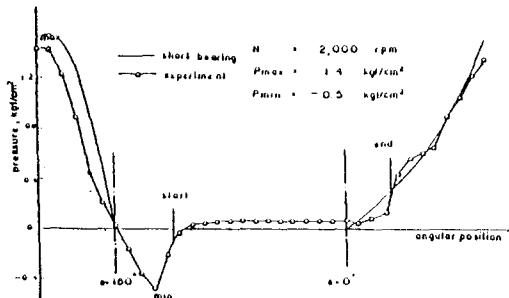


Fig. 9 - d.

다음에는 역류 현상이 일어나기 위한 캐비티 뒷 지역의 압력구배를 근사적으로 계산해본다. Fig. 10은 캐비티의 뒷지역을 보여주며 비압축

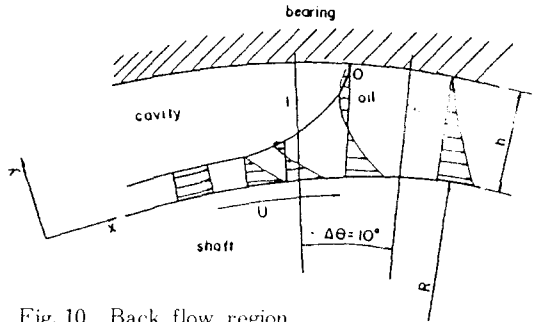


Fig. 10. Back flow region.

성 점성유체의 2차원 정상 유동을 가정하면, x 방향의 속도와 속도 구배는 다음과 같다.

$$u = -\frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (hy - y^2) + U \frac{h-y}{h}$$

$$\frac{du}{dy} = -\frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (h-2y) - \frac{U}{h}$$

O 점에서 속도 구배 $(du/dy)_{y=h_0}$ 가 양의 값을 가질 때 부터 역류가 일어난다고 생각한다. 즉,

$$\left(\frac{du}{dy}\right)_{y=h_0} = \frac{h_0}{2\mu} \left(\frac{dp}{dx}\right)_0 - \frac{U}{h_0} > 0$$

그러므로, $\left(\frac{dp}{dx}\right)_0 > \frac{2\mu U}{h_0^2}$ (1)

일때 캐비티의 뒷 지역에서 역류가 일어난다.

Fig. 10에서 1과 2의 압력차를 ΔP 라 두면, 식 (1)은 근사적으로 다음과 같이 된다.

$$\Delta P > \frac{2\mu U}{h_0^2} \Delta X$$

여기서, $\Delta X \approx \frac{R\Delta\theta}{2}$ 및 $h_0 = C(1 + \epsilon \cos \theta)$ 를 취한다.

계산결과를 측정치와 비교해 보면 Figs.9 - a, b의 경우에는 ΔP 가 계산치보다 작고 역류현상이 발생하지 않으며, Figs.9 - c, d의 경우에는 ΔP 가 계산치 보다 크고 역류현상이 발생하여 계산결과와 잘 일치한다.

4. 결 론

가압 압유 저어널베어링의 유막파단에 대하여

윤활유의 흐름의 가시화 및 윤활유막의 압력 측정을 통하여 실험적으로 연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 캐비테이션 지역은 급유·압력이 가해짐에 따라 뒷지역과 급유측부터 작아지기 시작하여 배유쪽으로 치우친 형태가 된다.

(2) 베어링의 침유 여부에 따라 캐비테이션 지역의 크기와 모양이 바뀌는데 침유된 경우일 때 가 캐비테이션 지역이 작아진다.

(3) 캐비테이션 지역 내에서 윤활유는 스트리머로 흐르기도 하고 스트리머들 사이에서 축에 붙어 흐르기도 한다. 이때 스트리머들 사이의 유체는 두께가 일정하지 않다.

(4) 베어링이 침유된 경우의 캐비티는 윤활유에서 빠져나온 공기만으로 이루어지지만 침유되지 않은 경우는 외부의 공기도 포함하고 있다.

(5) 유막 압력 측정 결과에 의하면 캐비티의 앞에 부압 지역이 존재하고 캐비티내의 압력은 거의 일정하다.

줄어 및 약어 해설

D	저어널 직경
L	축방향 베어링 길이
N	축 회전수, rpm
P	유막 압력 (대기압에 대한 게이지 압력), kgf/cm ²
Ps	급유 압력 (대기압에 대한 게이지 압력), kgf/cm ²
R	저어널 반경 : 저항
T	표면 장력 : 절대 온도
U	표면 미끄럼 속도
c	반경 간극
e	편심양
h	유막두께
u	x 방향의 속도
x, y	직각 좌표계
z	축방향 좌표
$\epsilon = e/c$	편심율
μ	절대 점도
θ	저어널 베어링에서 원주방향 좌표
ν	동점도

참 고 문 헌

- 1) Cameron, A. ; The Principles of Lubrication, John Wiley & Sons Inc. 1966
- 2) Pinkus, O. ; Theory of Hydrodynamic Lubrication. McGraw-Hill. 1961.
- 3) Floberg, L. " On Hydrodynamic Lubrication with Special Reference to Sub-cavity Pressure and Number of Streamers in Cavitation Region." Acta Poly. Scand., ME19, 1965.
4. Coyne, J. C. & Elrod, H. G. "Conditions for the Rupture of a Lubricating Film, Part 1: Theoretical Model." Trans. ASME, F, 1970, pp. 451-456.
- 5) Coyne, J. C. & Elrod, H. G. "Conditions for the Rupture of a Lubricating Film, Part 2: New Boundary Conditions for the Reynolds Equation." Trans. ASME, F, 1971, pp. 156-167.
- 6) Pan, C.H.T. "An Improved Short Bearing Analysis for the Submerged Operation of Plane Journal Bearings and Squeeze-Film Dampers." Trans. ASME, F, 1980, pp. 320-332.
7. Pan, C.H.T. & Ibrahim, R.A. (1981) "Cavitation in a Short Bearing with Pressurized Lubricant Supply." Trans. ASME, F, 1981, pp. 337-349.
- 8) Etsion, I. & Ludwig, L.P. "Observation of Pressure Variation in the Cavitation Region of Submerged Journal Bearings." Trans. ASME, F, 1982, pp. 157-163.
- 9) Nau, B.S. "Observation and Analysis of Mechanical Seal Film Characteristics. Trans. ASME, F, 1980, pp. 341-347.
- 10) Yoo, H.S. "Non-Newtonian Aspects in Full Film Lubrication." ph. D. Thesis, State Univ. of Ghent, 1982.