윤활유의 공기 혼입에 따른 동하중 조건에서의 저널 궤적에 관한 연구

박영환 · 장시열

국민대학교 자동차 공학 전문대학원

A Study on the Locus of Dynamically-Loaded Journal Bearing with Aerated Lubricant

Younghwan Park · Siyoul Jang

Graduate School of Automotive Engineering at Kookmin University

ABSTRACT

Journal locus with aerated lubricant is analyzed under the dynamic loading condition. In this analysis, we have found that aerated lubricant influences two major factors on the film formation. One is the density variation of the lubricant due to the volume change by the bubbles and the other is the viscosity changes of the lubricant due to the surface tension of the bubble. Those two major factors surprisingly increase the load capacity in certain ranges of bubble sizes and densities. Modified Reynolds' equation is developed with the consideration of aerated ratio in the lubricant and journal locus is computed with Mobility method with the computation of two dimensional pressure distribution over the bearing area.

Key words - Aeration, Journal Bearing, Lubrication, Mobility Method, Journal Locus

1. 서 론

엔진 윤활 시스템에서 윤활유의 공기 혼입은 자주 발생하는 문제이다. 그 이유는 엔진 구성 요소의 회전운동으로 인하여 윤활유의 비산 작용 때문에 대기압 상태에서 용해된 공기방울이 형성되기도 하며, 작은 틈새 내에서의 상대운동으로 인하여 오일 부족으로 공기가 윤활유로 혼입된다. 그리고 오일 유로와 오일 팬의 구조 등으로 윤활유에 공기가 혼입되는 경우를 많이 볼 수 있다. 이러한 엔진 오일 내에서의 공기 혼입은 윤활유의 점도와 밀도 변화의 특성을 유발한다.

공기 혼입의 형태는 작은 기포 형태인데, 기포의 크기와 개수에 따라 윤활유 전체의 겉보기 점도 (apparent viscosity)와 밀도가 다르게 나타난다. 지금까지 대부분의 연구에서 공기 혼입은 하중지지력의 저하를 가져올 수 있는 바람직하지 못한 윤활 조건으로 취급 되어져 왔다. 그러나 최근의 연구 결과[1]에 따르면 윤활유 내의 공기 함유 조건이 어떤 수준이 되면 기포의 표면 장력에 의한 겉보기 점도의 상승으로 오히려 윤활 유막의 하중 지지력이 증가한다는 것을 보여 주고 있다. 그러나 이러한

연구는 저널 베어링에서 단순히 정하중 조건에서 베어링 폭 방향 압력 구배만을 고려한 해석이기 때문에 실제로 동하중을 받는 시스템에 적용하는 것은 그 한계가 있다.

본 연구에서는 엔진의 주요 운동 부품 중에서 주기적 변동하중을 받는 커넥팅로드 베어링을 대상으로 하여 공기 함유량에 따른 베어링 시스템의 동적 거동을 해석하여 정하중 상태의 조건에서 나타나는 하중지지력의 변화에 대하여 보다 현실적 조건에서 해석하였다. 해석 과정에서 베어링 윤활 유막의 폭 및 원주방향 압력 구배를 모두 고려하였고 베어링 폭과 직경의 비, 기포의 크기, 공기 혼입량 등을 입력 변수로 하였으며 모빌리티 법을 이용하여 저널의 운동 궤적과 윤활 유막의 부하 용량 및 마찰력과 손실 동력을 계산하였다.

2. 이론 해석

2. 1윤활유의 공기 혼입 모델

윤활유에 혼입된 공기로 인한 오일의 점도와 밀도 변화는 다음과 같은 가정을 바탕으로 해석하였다.

1) 혼입된 공기는 이상 기체로 간주한다.
2) 오일 내의 기포들은 서로 부딛혀 하나가 되거나 분리 되지 않으며 항상 일정한 간격을 유지한다.

윤활 유막 내의 공기 혼입 모델을 그림 1에 제시하였다. 여기서 공기의 함유량은 r/d로 표시할 수 있으며 전체 모델에 대한 비율은 $(400\pi/3)(r/d)^3$ [%] 로 나타낼 수 있다.

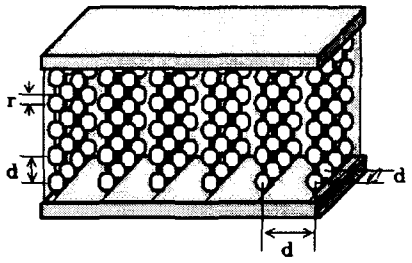

Fig. 1 The Schematic Diagram of Aerated Oil Film

혼입된 공기의 주요 물리적 특성은 기포가 표면적이 가장 작은 형태인 구의 형태로 유지하려는 움직임에 따라 표면 장력의 변화가 발생하는데 있다. 유막과 고체면과의 경계 조건(no slip boundary condition)과 윤활부의 상대 속도에 대하여 기포의 표면적 변화율을 해석적으로 계산하면 표면 장력에 대한 전단력 증가량을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta F_x = 6.1157 r^2 \sigma \left[\frac{1}{h} + \frac{2y-h}{2\mu U} \frac{\partial P}{\partial x} \right] \qquad (1)$$

여기서 r은 기포의 반경이고 σ, μ는 오일의 표면 장력과 점도이며 U는 윤활부의 상대 속도이다. 그림 2에는 전단 유동에 의한 기포의 변형을 표현하고 있다.

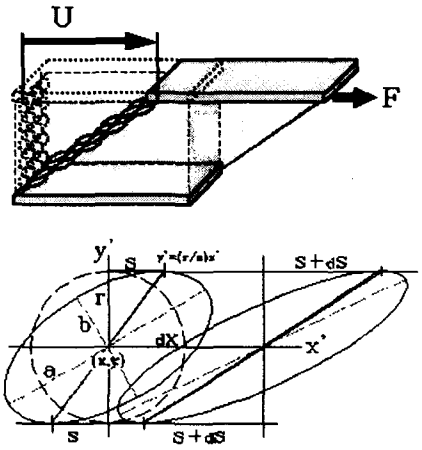

Fig. 2 The Bubble Distortion due to Shear Flow

2.1.1 오일의 밀도

혼입된 공기는 그 양만큼 밀도를 감소시킨다. 대기압 보다 압력이 높은 윤활부에서 무차원화 된 기포의 내부 압력은 다음과 같다.

$$P_{air}^{*} = P_{oil}^{*} + 2\frac{\sigma^{*}}{r^{*}} \tag{2}$$

$$\eta = \frac{m_{air}}{m_{oil}} = \frac{P_{air}^{*}}{\left\{\left(\frac{3}{4\pi}\right)\left(\frac{d_{in}}{r_{in}}\right)^{3} - 1\right\}} \tag{3}$$

공기와 오일의 질량 비는 식(3)과 같이 유도할 수 있으며 첨자 ' in '은 대기압에서의 값을 의미한다. 따라서 공기 혼입 오일의 전체 밀도는 다음과 같이 무차원 값으로 유도할 수 있다.

$$\rho^{*} = \frac{\rho_{aerated_oil}}{\rho_{pure_oil}} = \frac{P_{air}^{*}(1+\eta)}{P_{air}^{*} + \eta} \tag{4}$$

2.1.2 오일의 점도

일반적으로 윤활 영역에서 비압축성 오일의 점도는 온도만의 함수이지만 공기 혼입 오일의 경우에는 온도와 함께 여러 가지 운전 조건의 영향을 받으므로 그 값을 결정하기가 쉽지 않다. 본 연구에서는 공기 혼입 오일의 점도를 두 값으로 나누어 생각하여 그 합을 최종 점도로 간주하였다. 첫째, 윤활 유막이 오일만으로 채워져 있을 때의 체적을 검사체적으로 보면 공기 혼입 오일은 공기가 차지하는 체적만큼 윤활면과의 접촉 면적이 줄어든다.

즉 전체 밀도의 감소량 만큼 점도는 낮아지며 밀도의 변화에 따른 점도는 다음과 같이 나타낼 수 있다[2].

$$\mu_{1}^{*} = \frac{\rho^{*}}{1+\eta} \tag{5}$$

둘째, 가압된 유막에서 상대 속도에 의한 전단 유동 때문에 발생하는 기포의 변형에 반력으로 작용하는 표면 장력이 결과적으로 점도를 향상 시키며 그 값은 다음과 같다.

$$\mu_{2}^{*} = 6.1157\left(\frac{\sigma r^{*2}\xi}{\mu_{oil} U r_{in}^{*3}}\right)\left(\frac{r_{in}^{*}}{d_{in}^{*}}\right)^{3}\sqrt{\frac{h_{in}^{*}}{h^{*}}} \tag{6}$$

$$\xi = 1 + \frac{h(2y-1)}{2\mu_{oil}U}\frac{\partial P}{\partial x}$$

따라서 공기 혼입 오일의 최종 무차원 점도는 전체 밀도 감소에 의한 값과 기포의 표면 장력에 의한 값의 합으로 볼 수 있으며 다음과 같이 표현 된다.

$$\mu^{*} = \mu_{1}^{*} + \mu_{2}^{*} = \left[\frac{\rho^{*}}{1+\eta}\right] + \left[6.1157\left(\frac{\sigma r^{*2}\xi}{\mu_{oil}u_{h}r_{in}^{*3}}\right)\left(\frac{r_{in}^{*}}{d_{in}^{*}}\right)^{3}\sqrt{\frac{h_{in}^{*}}{h^{*}}}\right] \tag{7}$$

2.2 유막 압력과 저널중심 궤적 계산

동하중을 받는 베어링에서 저널 중심의 궤적은 수치해석을 통하여 베어링 면적 전체에서의 유막 압력을 계산한다. 그림 3과 같은 저널 베어링의 기하학적 조건에서 무차원 레이놀즈 방정식은 국부적으로 급격하게 나타나는 압력 구배에 대한 수렴의 안전성을 위하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\Gamma\frac{\partial\Pi}{\partial\theta}\right) + \left(\frac{R}{L}\right)^{2}\frac{\partial}{\partial z^{*}}\left(\Gamma\frac{\partial\Pi}{\partial z^{*}}\right) - \frac{3\Pi}{2h^{*3/2}}\left\{\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\Gamma h^{*1/2}\frac{\partial h^{*}}{\partial\theta}\right)\right\}$$

$$= \left(\frac{6\Lambda(\omega_{a}+\omega_{b})}{h^{*3/2}}\right)\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\rho^{*}h^{*}\right) + \left(\frac{12\Lambda\omega_{a}}{h^{*1/2}}\right)\frac{\partial\rho^{*}}{\partial t^{*}}$$

$$+ \left(\frac{12\Lambda\rho^{*}\omega_{a}}{h^{*3/2}}\right)\left[\frac{d\varepsilon}{dt^{*}}\cos\theta + \varepsilon\frac{d(\phi+\psi)}{dt^{*}}\sin\theta\right] \tag{8}$$

여기서 무차원 값들은 다음과 같다.

$$z^{*} = z/L,\ h^{*} = h/c,\ \Gamma = \frac{\rho^{*}}{\mu^{*}},\ t^{*} = \omega_{a}t,$$

$$p^{*} = p/(F/LD),\ \mu^{*} = \frac{\mu}{\mu_{oil}},\ \rho^{*} = \frac{\rho}{\rho_{oil}},$$

$$\Pi = p^* h^{*(3/2)}, \quad \Lambda = \frac{\mu_{oil} LD}{F}\left(\frac{R}{c}\right)^2$$

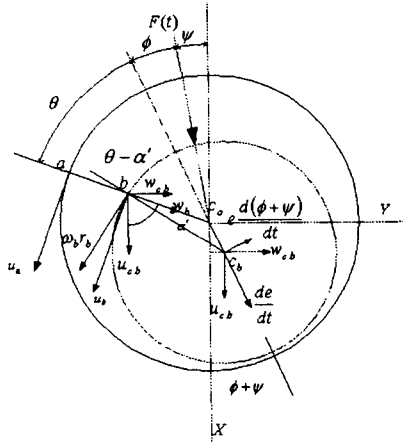

Fig. 3 Film Geometry and Velocity Components in a Dynamically Loaded Journal Bearing

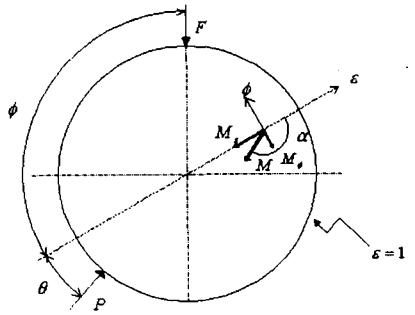

Fig. 4 Representation of Mobility Vector and Its Components

계산되어진 유막 압력을 이용하여 유막에 의한 하중지지력을 모빌리티 값으로 표현한다. 이 방법[3]은 동하중을 받는 저널 베어링 동적 거동을 등가의 정하중 압착 문제로 전환하여, 정하중에서 저널 중심의 임의의 위치에 대한 속도와 압력을 가지고 동하중에서의 중심 궤적 및 최대 유막 압력 등을 구하는 것이다. 본 연구에서는 2 차원 모빌리티법을 이용하여 작용 하중에 대하여 베어링면에 형성된 유막 압력을 레이놀즈 방정식을 해석함으로써 계산할 수 있었다. 이 값을 이용하여 베어링에 가해지는 외력과의 평형조건을 고려한 저널의 중심 위치를 계산하였다.

$$F_\varepsilon = F\cos\phi = -\int_s P\cos\theta\, ds = -W_\varepsilon \tag{9}$$

$$F_\phi = -F\sin\phi = -\int_s P\sin\theta\, ds = -W_\phi$$

모빌리티 값은 식 (10)과 같이 정의되며 각각의 분력은 그림 4 에 나타나 있다.

$$M = \frac{2}{\overline{W}} = \frac{2}{\sqrt{\overline{W}_\varepsilon^{\,2} + \overline{W}_\phi^{\,2}}}$$

$$M_\varepsilon = M\cos\alpha\ , \quad M_\phi = -M\sin\alpha \tag{10}$$

$$\dot{\varepsilon} = \left(\frac{M_\varepsilon}{\Lambda}\right), \quad \varepsilon\left\{\dot{\phi} + \dot{\psi} - \left(\frac{\omega_a + \omega_b}{2}\right)\right\} = \left(\frac{M_\phi}{\Lambda}\right)$$

$$\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\Gamma\frac{\partial\Pi}{\partial\theta}\right) + \left(\frac{R}{L}\right)^2 \frac{\partial}{\partial z^*}\left(\Gamma\frac{\partial\Pi}{\partial z^*}\right) - \frac{3\Pi}{2h^{*3/2}}\left\{\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\Gamma h^{*1/2}\frac{\partial h^*}{\partial\theta}\right)\right\}$$

$$= \left(\frac{6\Lambda(\omega_a+\omega_b)}{h^{*1/2}}\right)\left(\frac{\partial\rho^*}{\partial\theta}\right) + \left(\frac{12\Lambda\omega_a}{h^{*1/2}}\right)\left(\frac{\partial\rho^*}{\partial t^*}\right) + \left(\frac{12\rho^*\omega_a}{h^{*3/2}}\right)M\cos(\theta+\alpha) \tag{11}$$

Table. 1 Geometry and Operating Condition

	Data	Unit
Engine Speed	3000	rpm
Oil Inlet Pressure	1.0	bar
Viscosity(non-aerated oil)	0.0411	Pas
Density(non-aerated oil)	870.0	Kg/m^3
Surface Tension of Oil	0.0365	N/m
Reference Oil Film Thickness	80.0	μm
Temperature of Oil	353.15	K

오일에 의한 베어링 면에서의 마찰력과 손실동력은 다음과 같이 정의 된다.

$$F_{fric} = \iint_A \tau\, dA = \iint_A \left(\frac{h}{2r}\frac{\partial p}{\partial\theta} + \frac{\omega_a - \omega_b}{h}\mu\right) dA \tag{12}$$

$$h_p = F_{fric}\, r\left(\frac{\omega_a + \omega_b}{2}\right) \tag{13}$$

3. 해석 결과

3.1 공기 흡입이 없는 경우

엔진의 운전 조건과 오일의 물성치는 표 1 과 같다. 그림 5 에는 본 해석에 사용된 커넥

팅로드 베어링에 한 사이클동안 가해지는 하중을 커넥팅로드 고정 좌표계로 나타내었다. 윤활유 내에 공기의 혼입이 없는 경우에는 예상했던 것처럼 베어링 폭과 직경의 비가 커질수록 그림 6과 같이 중심의 편심률이 작아지는 경향이 나타났다.

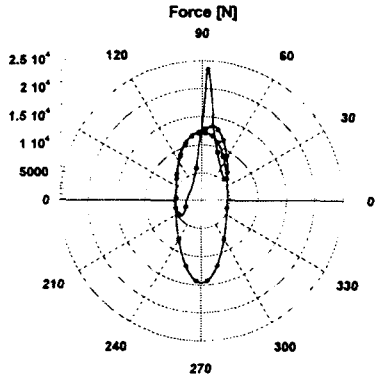

Fig. 5 Load of Connecting-Rod Journal Bearing at 3000rpm

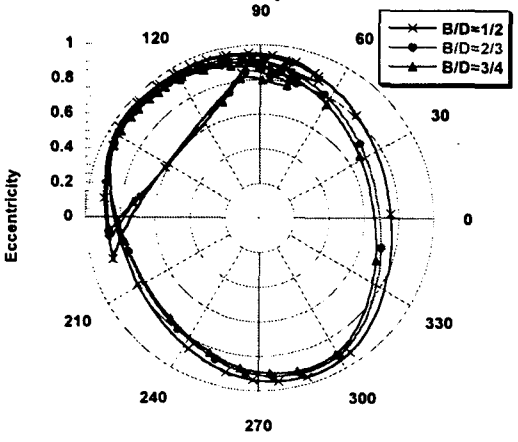

Fig. 6 Locus of Journal for Non-aerated Oil

3.2 공기혼입 오일의 경우

공기 혼입 오일에서는 베어링에 대한 저널의 상대 회전 속도에 의하여 기포의 표면 장력이 점도를 증가 시켜 결과적으로 유막의 하 중 지지력을 향상 시키는 것으로 나타났으며, 그림 7과 같이 공기 혼입량이 많거나 기포의 반경이 작을수록 편심률이 작아짐을 알 수 있다. 또한 점도의 증가량은 편심률에 민감하다. 이러한 결과는 식(6)에 의해서도 유추할 수 있는데, 오일의 점도는 편심률이 큰 경우에 점도 상승에 의한 하중 지지력 증가량이 순수 오일만의 경우와 비교할 때 더 크게 나타난다. 그림 8은 베어링 폭과 직경 비(B/D) 1/2 에서 기포 반경 100 μm, 공기 혼입량 15.5%(r/d=1/3)의 조건에서 유막의 최대 압력을 보여준다.

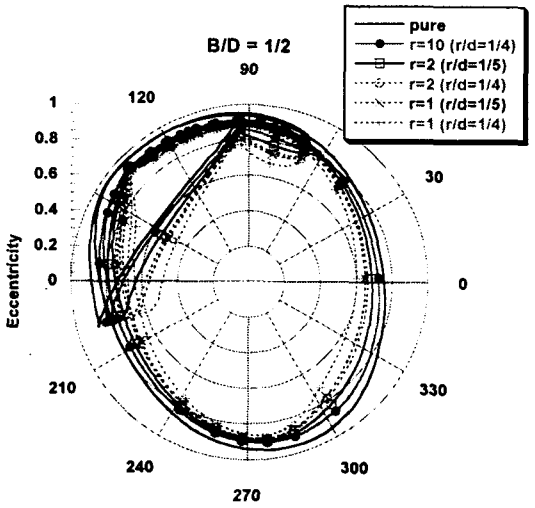

Fig. 7 Locus of Journal for Aerated Oil

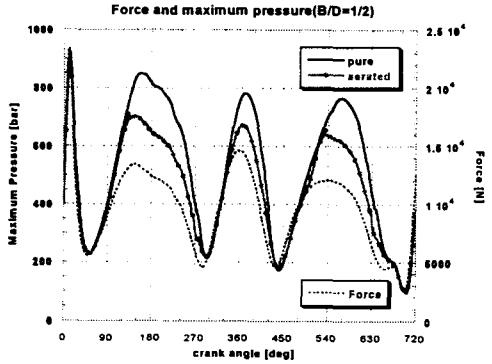

Fig. 8 Force and Maximum Pressure in Fluid Film

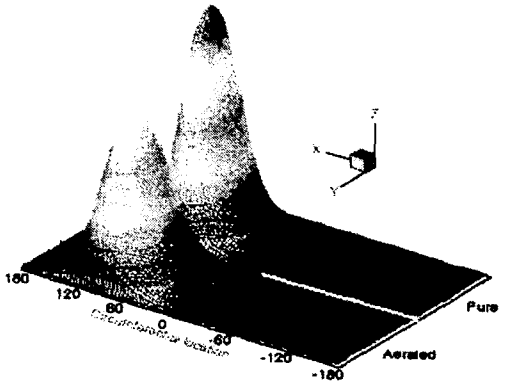

Fig. 9 Pressure distribution in Fluid Film(CA=12°)

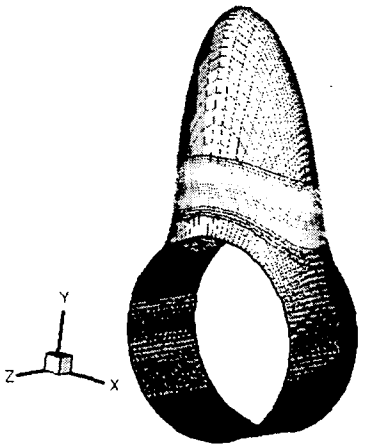

Fig. 10 Pressure distribution of bearing surface

그림 9는 베어링을 펼쳤을 때 B/D=1/2, r=1 μm, r/d=1/4 의 경우(좌측)와 순수 오일에서, 폭 발행정(크랭크각 12°)의 최대 압력 분포이며, 그림 10은 베어링 표면에서 순수 오일의 압력 분포로서 그 최대값이 1000 bar 에 가깝다.

윤활유에 공기가 혼입되면 유막의 최대 압력이 현저히 작아짐을 볼 수 있다. 그러나 동일한 운전 조건에서 공기 혼입 윤활유가 순수 윤활유보다 항상 하중지지력이 크게 나타나는 것은 아니다. 그림 11은 베어링 폭과 직경 비 (B/D) 1/2 에서 기포 반경과 공기 혼입량을 바꾸어가며 구한 궤적을 순수 오일의 경우와 비교한 것이다. 이때 공기 혼입 윤활유가 순수 오일보다 하중지지력이 낮은 구간을 표 2와 그림 12에 나타내었다. 이때 나타나는 공통적인 현상은 작용하중이 상대적으로 작은 구간이기 때문에 기포 반경이 커지면서 윤활유의 전체 밀도가 낮아짐으로써 발생한다. 그림 13에서는 동일한 크기의 기포일 경우 공기 혼입량이 클수록 편심률이 작아짐을 보여준다. 공기 혼입량이 같은 경우 그림 14와 같이 기포의 반경이 작을수록(공기의 전체 표면적이 클수록) 편심률은 감소한다.

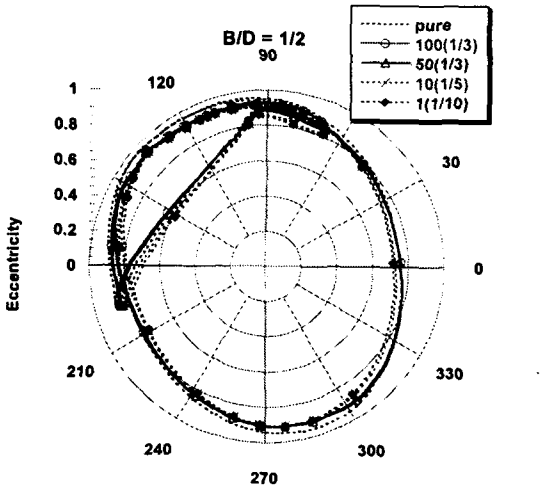

Fig. 11 Limit of Locus for Aerated Oil

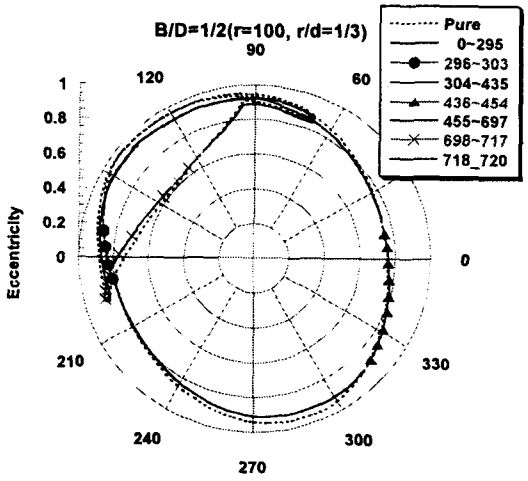

Fig. 12 Excess Region(marking) of Locus for Aerated Oil

Table. 2 Aeration Condition

Bubble Radius[μm]	r/d	Aeration Rate[%]	Excess
1	1/10	0.42	No
10	1/5	3.35	No
50	1/3	15.51	Yes
100	1/3	15.51	Yes

그림 15에서는 기포 반경 1, 2μm에서의 마찰력이 점도 증가에 비례하여 순수 오일의 경우보다 높게 나타나는 것을 볼 수 있으며 그림 16은 마찰력과 손실 동력(PL)을 나타낸다.

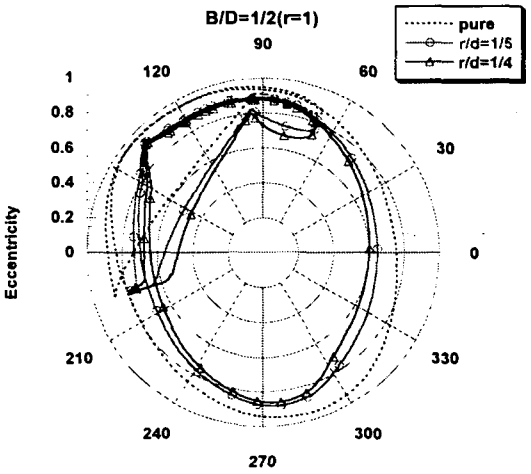

Fig. 13 Locus of Journal for Aerated Oil(r = 1×10^{-6}m)

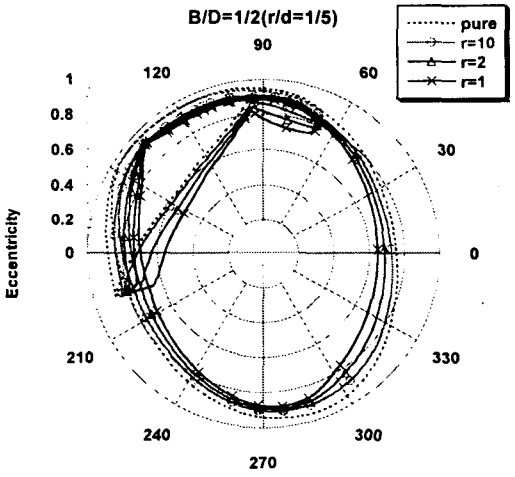

Fig. 14 Locus of Journal for Aerated Oil(r/d=1/5)

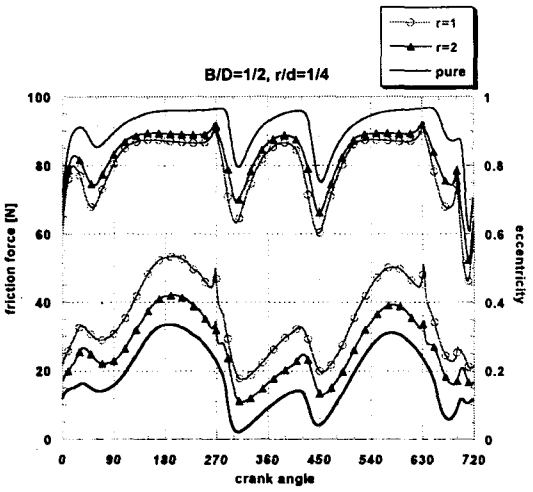

Fig. 15 Friction Force(r/d=1/4)

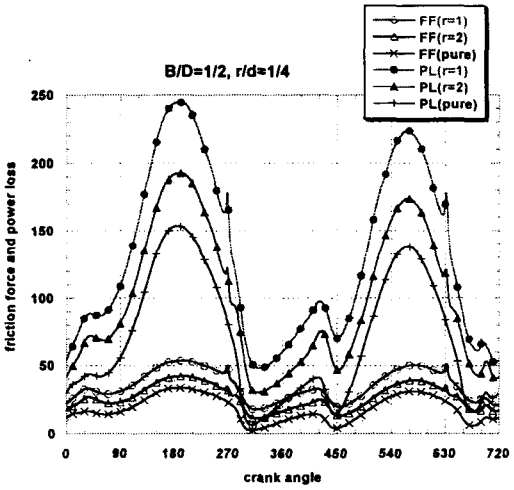

Fig. 16 Power Loss and Friction Force(r/d=1/4)

4. 결 론

본 연구는 윤활유에 혼입된 기포의 크기가 대략 1~1000μm 정도이며 공기량이 전체 윤활유의 약 10% 정도의 범위에서 존재한다는 가정 하에서 동하중을 받는 조건에서 윤활 유막의 거동을 설명하는 이론식을 개발하였다. 이론 서술의 수치해석 결과로 베어링 면에 발생하는 하중지지력과 마찰력 및 동력 손실을

얻을 수 있었으며, 작용 하중과 하중 지지력과의 힘의 평형을 고려하여 저널 중심 궤적을 개선된 모빌리티법을 이용하여 계산하였다.

4.1 오일 내 공기 흔입 조건

1) 윤활유에 공기가 혼입되는 경우 저널의 편심률이 클수록 겉보기 점도가 증가하여 하중 지지력은 순수상태에서 보다 커진다.
2)전체 기포의 표면적이 클수록 표면 장력 의 증가에 의하여 하중 지지력은 증가한다. (동일한 공기 혼입량에서 기포의 반경이 작거나, 반경이 일정할 때 공기 혼입량이 많은 경우)

4.2 저널 베어링 운동 조건

1) 저널의 상대 속도가 상대적으로 너무 작거나 아니면 너무 커지면 기포의 표면장력에 의한 오일의 하중 지지력은 감소한다.
2) 유막에 가해지는 외력이 작을 경우 하중 지지력은 기포의 반경이 작을수록 커진다.

공기 혼입의 한계는 베어링 폭과 직경 비 B/D=1/2, 틈새와 반경 비 c/R=0.0032의 경우 공기 혼입률(r/d=1/3) 15.5% 이하에서 기포의 반경 r=50μm 인 것으로 해석되었으며, 하중 지지력 증가에 의한 마찰력과 동력 손실을 순수 오일과 비교하였을 때 점도 증가량에 비례하여 마찰력과 동력 손실도 증가하는 것으로 나타났다.

Nomenclature

B : width of bearing, m
c : reference clearance, m
D : diameter of bearing, m
d : distance between bubbles, m
e : journal eccentricity, m
F : load of journal, N
F_x : bearing drag force, N
h : oil film thickness, m
m : mass of oil or air, kg
p : absolute pressure of aerated oil film, Pa
R : journal radius, m
r : bubble radius, m
t : time, sec
U : bearing surface speed, m/s
W : bearing load per unit area, N
x, y, z : oil film or bubble coordinates
ε : eccentricity ratio
η : air/oil mass ratio
μ : aerated oil viscosity, Pa s
θ : circumferential oil film coordinate
ρ : aerated oil density, kg/m^3
σ : bubble surface tension, N/m
ω_a, ω_b : angular velocity of bearing and journal, m/s

참 고 문 헌

1) Nikolajsen, J. L., "The effect of Aerated Oil on the Load Capacity of a Plain Journal Bearings", STLE, Tribology Transactions, vol. 42, no. 1, pp. 58 - 62, 1999
2) Nikolajsen, J. L., "Viscosity and Density Models for Aerated Oil in Fluid-Film Bearings," Tribology Transactions, Vol. 42, pp. 186 - 191,

1999

3) Booker, J. f., "Dynamically Loaded Journal Bearing : Mobility Method of Solution", ASME Journal of Basic Engineering, pp. 537 - 546, Sept. 1965

4) Streeter, V. L., Fluid Mechanics, McGraw-Hill, New York, 1958

5) Hamrock, B. J., Fundamentals of Fluid Film Lubrication, McGraw-Hill, Inc., 1994