

## 일정하중 운전조건 하에서 공기혼입이 터보차저 저어널베어링의 성능에 미치는 영향

전상명<sup>\*</sup>

호서대학교 자동차공학과

### Aeration Effects on the Performance of Turbocharger Journal Bearing under Constant Load Operating Condition

Sang Myung Chun<sup>†</sup>

Dept. of Automotive Engineering, Hoseo University

**Abstract** – Turbocharger bearings are under the circumstance of high temperature, moreover rotated at high speed. It is necessary to be designed overcoming the high temperature. So the type of oil inlet port, the inlet oil temperature and the sort of engine oil should be designed, controlled and selected carefully in order to reduce the bearing inside temperature. In this study, the influence of aerated oil on a high-speed journal bearing is also examined by using the classical thermohydrodynamic lubrication theory coupled with analytical models for viscosity and density of air-oil mixture in fluid-film bearing. Convection to the walls and mixing with supply oil and re-circulating oil are considered. The considered parameters for the study of bubbly lubrication are oil inlet port's type, oil aeration level and shaft speed. It is found that the type of oil inlet ports and shaft speed play important roles in determining the temperature and pressure distribution, then the friction in a journal bearing at high speed operation. Also, the results show that, under extremely high shaft speed, the high shear effects on aerated oil and the high temperature effects are canceled out each other. So, the bearing load and friction show almost no difference between the aerated oil and pure oil.

**Key words** – aerated oil(공기혼입 오일), high-speed journal bearing(고속저어널베어링), turbulent reynolds and energy equations(난류 레이놀즈 및 에너지 방정식), oil inlet port(오일 주입구).

## 1. 서 론

자동차 터보차저의 축은 보통 최대 100,000~150,000 rpm까지 회전한다. 이러한 고속 상태에서, 두 개의 작은 저어널베어링이 오일 주입구를 통하여 공급되는 윤활유에 의해 얇은 막을 형성하여 축을 지탱한다. 또한 주입 윤활유는 축의 마찰을 줄이고 축과 터보차저의 일부분의 온도를 낮추는 작용도 한다. 그러나 베어링은 매우 작으면서 고속으로 회전하기 때문에 쉽게 고온환경에 도달하여 운전되어진다. 그러므로 이러한 베어링은 내구 측면에서 정밀하게 설계되어야 한다. 더 나아가 이러한 높은 온도환경에서는 점도에 민감하기 때

문에 엔진오일의 선택도 중요하다. 따라서 몇가지 매개 변수와 공기혼입조건이 베어링의 성능에 미치는 영향을 수치해석 적으로 조사하고자 한다.

고속베어링 내의 난류는 국부 레이놀즈수가 천이영역에 도달함에 따라 발생하게 되며, 이러한 난류는 마찰을 증가시키며 윤활유 내의 압력과 온도를 현저하게 변화시킨다. 일반적으로, 레이놀즈 수가 2000 이상에 도달하면 유체가 불안정하게 되어 베어링 내에 난류가 일어난다. 또한 큰 베어링 틈새를 가지고 있는 대형베어링이나 낮은 점도를 가지고 있는 유체 흐름에서도 난류가 쉽게 일어난다. 한편, 고속베어링 내의 난류상황 하에서는 마찰의 증가로 유막의 온도가 급하게 증가할 수 있고, 유막 내 온도 변화도 클 수가 있다. 그러므로

<sup>\*</sup>주저자 · 책임저자 : sangmchun@hanmail.net

이러한 가혹한 온도조건에 있는 고속 유막베어링의 설계를 위해서는 온도가 변화함에 따라 밀도 및 비열의 변화를 고려해야한다[1].

베어링과 관련한 난류 연구의 시작은 일련의 실험[2]에 의하여 베어링 성능에 대한 난류의 영향을 발견한 후부터이다. 기초 난류유허이론은 여러 연구자[3-8]에 의해 전개되었으며, 그들은 유허유를 비압축성 순수 오일로서 다루었다.

한편, 공기-오일 혼합유체에 대한 간단한 실험관계식[9]이 공기-오일 체적율을 사용하여 얻어졌다.

또한 한 연구자는 공기혼입오일을 등점성으로 취급하여 밀도에 대한 기포의 표면장력의 영향을 연구하였고, 공기혼입률에 의하여 베어링 하중이 거의 영향을 받지 않았음을 보였다[10].

환상 패드 트러스트 베어링에 대해 단순 밀도 및 점도 모델[11]을 사용한 연구자도 있었다. 여기서 온도효과를 고려하였으며, 공기혼입률이 하중능력에 거의 효과가 없었다는 것을 보였다.

나아가 공기혼입오일이 비 뉴턴유체라고 보고 확장 레이놀즈방정식[12]을 유도하였으며, Hayward's[9]의 점도모델과 유사한 점도모델이 유도되었다. 베어링 압력은 초기에는 공기혼입률에 따라 증가하였으나, 유허유가 기체와 유사한 거동을 하기 시작하는 매우 높은 공기혼입률에서는 오히려 감소하였다.

공기혼입오일의 점도에 관한 해석적인 모델을 유도하기 위한 첫번째 노력은 Nikolajsen[13]에 의해 발표되었다. 이 모델은 함유된 공기 기포의 표면장력으로 인한 공기혼입수준의 증가로 점도가 증가한다는 것을 예측하였다. 이렇게 예측된 점도증가는 Hayward[9]의 실험적 입증에 의해 확인되었다. 이에 상당하는 공기혼입오일의 밀도 모델도 발표되었다[13]. 이는 베어링이 길다는 가정 하에서 공기혼입오일을 1차원 레이놀즈 방정식에 적용하는 혼합이론이다[14]. 그러나 에너지 방정식은 고려하지 못하였다.

공기혼입오일로 유허되는 베어링의 성능을 예측하는 문제는 두가지 다른 방법으로 접근되어 질 수 있다. 그 하나는 공기혼입오일에 대한 유허 점도 및 밀도를 유도하여 기존의 레이놀즈 방정식에 적용하여 베어링 성능을 예측하는 것[13]이며, 다른 하나는 순수오일 자체의 점도를 변형된 레이놀즈 방정식에 적용하여 공기혼입오일에 대해 보정하는 방법[12]이다.

최근 연구논문[15]에서는 Nikolajsen의 점도 및 밀도 모델[13]을 기존의 레이놀즈 방정식과 에너지 방정식

과 함께 이용하여 축방향 유허율을 가진 고속 저어널 베어링에 적용하여 공기혼입이 그 성능에 미치는 영향을 수치해석적으로 예측하였다. 또한 베어링 벽으로의 대류열전달 조건과 케비테이션 지역의 오일감소율과 오일 주입구에서 주입되는 오일과 순환되는 오일과의 혼합 등[16-18]을 함께 고려하였다.

본 논문에서는 실험 데이터에 근거한 베어링 벽과 축에서의 온도경계조건을 사용하였고, 또한 위에서 언급한 온도에 따라 변화하는 밀도 및 비열의 고려와 공기혼입의 영향과 베어링 벽으로의 열전달과 케비테이션 지역의 오일감소율과 오일주입구에서의 주입오일과 순환오일의 혼합을 고려하였다.

한편 설계 매개변수로서는 주입구의 형상과 공기혼입을 수준과 축의 속도 등을 고려하였고, 일정 하중 조건에서 이러한 매개변수가 유막 내의 온도 및 압력 변화에 미치는 영향을 조사했으며, 마찰 손실과 요구되는 유량 등도 함께 조사되었다.

## 2. 적용 이론

### 2-1. 터보차저베어링의 유허환경특성

터보차저는 연소실로부터 배기되는 고온의 배기가스를 이용하기 때문에 매우 높은 열부하를 받는다. 참고로 배기가스의 온도는 750°C 이상까지도 도달하며, 이로부터 터빈 날개는 600°C 이상까지 도달한다. 이러한 고온 상황 하에서도 주입 유허유는 터빈 축을 지지하고 있는 베어링을 안전하게 유허해야하고 회전으로 인해 발생하는 열을 제거하는 역할을 해야한다. 그러므로, 터보차저를 부착한 엔진에 대해서는 자연흡기방식의 엔진에 사용되는 엔진오일과는 다른 고성능 엔진오일이 사용되어지고 있다. 즉, 열화에 의한 점도증가와 오일 내 퇴적물 등을 막아 오일이 잘 흐르게 하기 위

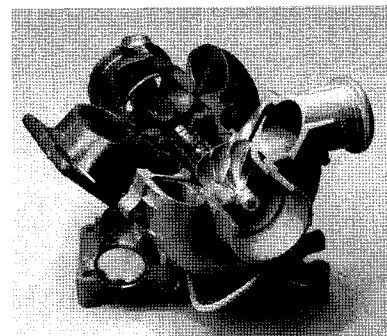


Fig. 1. The cutting view of turbocharger.

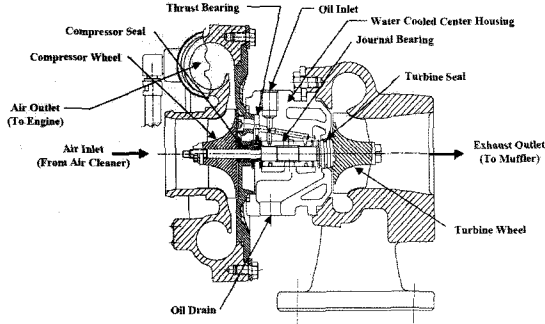


Fig. 2. The cross sectional drawing of turbocharger.

해 개선된 열안정성과 산화안정성과 청정분산성이 요구된다. 또한 증발로 인해서 오일의 소모를 막기위하여 증발성이 요구된다.

한편 본 연구에서 고려된 터보차저의 형상은 Fig. 1 과 Fig. 2와 같다. 정상적인 운전조건 하에서 주물로 주조된 터보차저 본체의 온도는 200~250°C까지 올라가며 주입오일의 온도는 80~100°C정도이다. 주입 오일이 베어링 내를 통과한 후 오일 온도는 120~140°C 까지 올라간다. 두 베어링 사이의 축 중간영역이 베어링 안으로부터 흘러나오는 오일에 노출되어 있어 축 온도는 주입 오일의 온도보다 20~40°C 정도 높게 나타난다. 베어링 부시의 온도도 축의 온도와 같은 수준으로 나타났다. 한편 주입오일의 압력은 보통 3.5~4.5 bar 정도이다.

2-2. 난류유희이론 및 공기혼입특성

정적인 하중이 작용하는 유한 폭을 갖는 저어널 베어링에 대한 레이놀즈 방정식[3,4]은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{\mu} G_x \frac{\partial \bar{p}_g}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\rho h^3}{\mu} G_z \frac{\partial \bar{p}_g}{\partial z} \right) = \frac{U \partial(\rho h)}{2 \partial x} \quad (1)$$

레이놀즈 수의 범위가 1,000 ≤ Re ≤ 30,000 영역에서 난류유사인자인  $G_x$ 와  $G_z$ 의 적절한 표현[5,6]은 다음과 같은 식으로 주어진다.

$$G_x = \frac{1}{12 + 0.0136 \left( \frac{hU}{v} \right)^{0.9}} \quad (2)$$

$$G_z = \frac{1}{12 + 0.0043 \left( \frac{hU}{v} \right)^{0.96}} \quad (3)$$

난류 조건하에서 베어링 벽으로의 열전달을 고려한 정상상태 2차원 에너지 방정식[6-8]은 다음과 같이 표

현되어진다.

$$\rho \left\{ \left( \frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{\mu} G_x \frac{\partial \bar{p}_g}{\partial x} \right) \frac{\partial (C_p \bar{T})}{\partial x} - \frac{h^3}{\mu} G_z \frac{\partial \bar{p}_g}{\partial z} \frac{\partial (C_p \bar{T})}{\partial z} \right\} = \tau_c U + \frac{h^3}{\mu} \left\{ G_x \left( \frac{\partial \bar{p}_g}{\partial x} \right)^2 + G_z \left( \frac{\partial \bar{p}_g}{\partial z} \right)^2 \right\} - (q_{sT} + q_{bT}) \quad (4)$$

여기서,  $q_{sT} = H_{sT}(\bar{T} - T_s)$

$q_{bT} = H_{bT}(\bar{T} - T_b)$

열전달계수  $H_{sT}$ 와  $H_{bT}$ [19]의 값은 Table 1에 주어졌다.

레이놀즈 수의 범위가 1,000 ≤ Re ≤ 30,000 영역에서 난류유사인자  $\bar{\tau}_c = \tau_c \frac{\mu U}{h}$ 의 적절한 표현[5,6]은 다음과 같다.

$$\bar{\tau}_c = 1 + 0.0012 \left( \frac{\rho U h}{\mu} \right)^{0.94} \quad (5)$$

순수오일의 밀도(kg/m<sup>3</sup>) 및 동점도(cst)는 방정식 (6)과 (7)로 표현될 수 있다. 여기서, 상수  $aa$ 와  $bb$ 와  $cc$ 는 오일의 SAE등급에 따라 다르다[20].

$$\rho_{oil} = 0.0361(aa - 0.000354\tau_T) \cdot 27682, \quad (6)$$

$$\nu_{oil} = \mu_{oil} / \rho_{oil} = 10^{10(bb - c \log_{10}(\tau_T))} - 0.6. \quad (7)$$

위 식들에서, 온도를 나타내는  $T_f$ 와  $T_s$ 는 각각 화씨 온도 및 랭킨온도를 나타낸다. 본 연구에서 고려된 유희유에 대해  $aa$ 와  $bb$ 와  $cc$ 는 각각 0.9186, 9.0850, 3.2034이다. 그리고  $C_p$ 는 오일의 비열 (J/kg. °C)이며 섭씨온도로 표현되는 다음의 관계식[21]을 적용하였다.

$$C_p = 1796 + \frac{691}{160} T_c \quad (8)$$

공기혼입오일에 대한 밀도(kg/m<sup>3</sup>) 및 절대점도(Pa.s)는 아래와 같이 표현될 수 있다[13]. 여기서는 무차원 밀도로 표현했으며 다음과 같다.

$$\bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_{oil}} = \frac{(1 + \delta) \left( \bar{p}_{oil} + 2 \frac{\bar{\sigma}}{r} \right)}{\delta + \bar{p}_{oil} + 2 \frac{\bar{\sigma}}{r}}, \quad (9)$$

여기서,  $\delta = \frac{m_{air}}{m_{oil}} = \frac{(\bar{p}_{oil})_{in} + 2\bar{\sigma}/r_{in}}{3 \left( \frac{r_{in}}{d_{in}} \right) - 1}$ ,  $\bar{r} = \frac{r}{c}$ ,

$\bar{\sigma} = \sigma / (\rho_{oil} \bar{R} T c)$ ,  $\bar{p} = \bar{p} / (\rho_{oil} \bar{R} T)$ .  $\bar{r}$  은 다항식  $\bar{p}_{oil} \bar{r}^3 + 2\bar{\sigma} \bar{r}^2 - [(\bar{p}_{oil})_m + 2\bar{\sigma} / \bar{r}_m] \bar{r}_m^3 = 0$  에 대한 0과  $\bar{r}_m$  사이의 실근이다. 그리고  $c$  는 표준 틈새이다.  $T$  는 오일의 절대 온도 켈빈이다.  $\rho_{oil}$  는 순수오일의 밀도이고,  $\sigma$  는 공기방울의 표면장력(N/m)이며,  $\bar{R}$  (J/kg K)은 가스상수이다.

무차원 점도[13]는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\bar{\mu} = \frac{\mu}{\mu_{oil}} = \bar{\mu}_1 + \bar{\mu}_2 \tag{10}$$

여기서,  $\bar{\mu}_1 = \frac{\mu_1}{\mu_{oil}} = \frac{\bar{\rho}}{1 + \delta}$ ,

$$\bar{\mu}_2 = \frac{\mu_2}{\mu_{oil}} = \Gamma \bar{h}_m^{3/2} / (\sqrt{\bar{h}}), \quad \Gamma = \frac{\pi^2 \sigma}{\sqrt{2} \mu_{oil} U_{r_{in}}^2} \left[ \frac{r_{in}}{d_{in}} \right]^3,$$

$$\bar{h} = \frac{h}{c}, \quad \bar{d} = \frac{d}{c}.$$

그리고  $U$ 는 베어링 축 속도이고,  $d$ 는 공기방울 사이의 거리이다.  $\bar{\mu}_1$ 는 공기방울의 미약한 점도로 인한 점도감소를 나타내며,  $\bar{\mu}_2$ 는 공기방울의 표면장력으로 인한 점도증가를 나타낸다.  $\bar{r}_m / \bar{d}_m$ 는 Fig. 3에 나타난 바와 같은 오일 내 공기혼입수준을 나타낸다.

공기체적율은 오일 내 공기혼입수준을 표현하는 그림에 대한 기하학적 측면에서 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$V = \frac{4\pi}{3A^3} \tag{11}$$

여기서,  $A = 1 + [2(\bar{r} / \bar{d})_m] + 1$ .

여기서 주의 할 것은 밀도 방정식(9)와 점도 방정식(10)은 오일유막의 절대 압력  $\bar{p}$ 이 적용되고, 반면에 레이놀즈 방정식(1)과 에너지 방정식(4)에는 게이지 압력  $\bar{p}_g$ 이 적용되어진다는 것이다.

유막두께,  $h$ [16]는 다음과 같이 표현되어질 수 있다.

$$h = c(1 + \epsilon \cos(\theta - \varphi)) \tag{12}$$

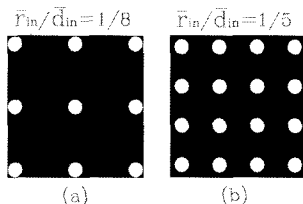


Fig. 3. Oil aeration levels.

2-3. 경계조건

유한 길이 베어링의 끝 단에서의 게이지 압력은 주위 온도와 같다고 보았고 다음과 같이 0으로 놓았다.

$$\bar{p}_{z=\pm L/2} = 0 \tag{13}$$

케비테이션이 일어나기 시작하는 유막과피 시작점에서의 압력 경계조건은 다음과 같다.

$$\bar{p} = \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} = 0 \text{ at } \theta = \theta^* \tag{14}$$

베어링 끝단에서는 축방향으로 주위에 전달되는 열 전달은 없다고 보는 것이 합리적이다. 즉, 주위로 흘러 나온 오일의 온도는 베어링의 끝단의 온도와 같다고 보았다. 따라서,

$$q_{z=\pm L/2} = 0. \tag{15}$$

본 연구에서 고려된 여러 주입구에 대해서 주입오일과 순환되어 만나는 오일간 혼합조건에 대해서는 Fig. 4에 보여진 바와 같은 채 순환 오일과 주입오일 사이의 혼합온도로써 주입구 오일 온도를 가정하였다. 그 자세한 표현식은 다음과 같다.

$$T_{mix} = \frac{(Q_{in} - Q_L) T_{in} + L_c Q_{rec} T_{rec}}{(Q_{in} - Q_L) + L_c Q_{rec}}. \tag{16}$$

여기서  $L_c$ 는 아래와 같이 정의된 유막 수축비(contraction ratio)[17]이다.

$$L_c(\theta) = \frac{\int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{\mu(\theta, z)} u(\theta', z) dy dz}{\int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{\mu(\theta, z)} u(\theta, z) dy dz}. \tag{17}$$

이 수축비는 케비테이션 영역에서 부시 표면에 형성되는 유효 유막 폭으로 유막형성량을 조절하는 역할을 한다. 따라서 열전달계수는 다음과 같이 보정되어 표현될 수 있다.

$$H_b = L_c H_{bo}^* + (1 - L_c) H_{bg}. \tag{18}$$

여기서  $H_{bo}^*$ 는 공기혼입오일에 대한 혼합열전달계수로서 공기체적비( $V$ )로 표현하면  $H_{bo}^* = H_{bo}(1 - V) + H_{bg}V$ 와 같다.

본 연구에서 고려한 케비테이션 모델은 Fig. 4[15]와 같으며, 보통 수 개의 가는 오일 띠를 형성하며 축 표면에서는 오일로 완전히 덮혀 있다. 오일에 섞여 있는 공기방울은 질서있게 정렬되어 있다고 보았으며 공기방울의 크기는 압력에 따라 변한다고 보았다. 또한 가

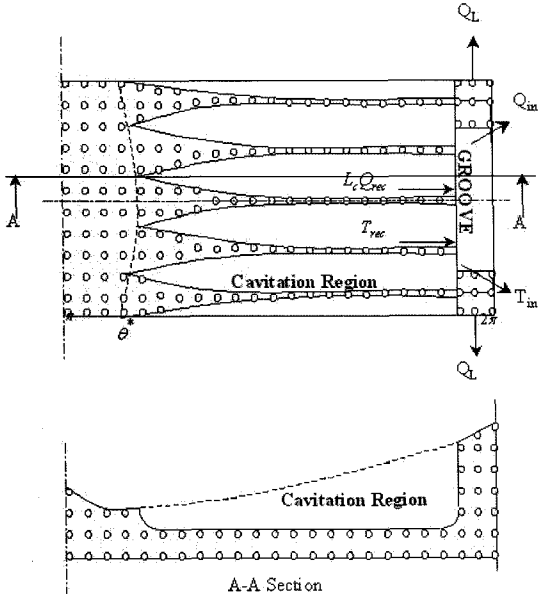


Fig. 4. Diagram of lubricant flow, with  $Q_{in}$  the inlet oil flow rate,  $L_c Q_{rec}$  the re-circulating flow rate and  $Q_s$  the side oil flow rate going through groove land.  $\delta^*$  is the angle of the beginning of the cavitation region.

는 오일 띠를 내에서도 공기방울들은 균일하게 분포되어 있다고 보았다. 캐비테이션 지역에서의 공기의 온도는 공기혼합오일의 온도와 같다고 보았다. 캐비테이션 영역의 게이지 압력은 앞에서 언급한 대로 0으로 보았다.

그러므로 베어링 내 공기가 혼합된 유체흐름에 대한 난류취급에 대해서, 공기혼입오일은 물리적 특성이 혼합 점도 및 혼합 밀도와 같은 값을 갖는 또다른 순수 오일로 보았고, 비열은 순수오일의 비열과 같다고 보았다. 그러나 베어링 벽으로의 열전달은 오일 및 공기로부터 열전달을 따로 고려하였다.

본 연구에서는 Fig. 5에 보여진 두 가지 형상의 오일 주입구가 고려되었다. 즉, 축방향 주입홈과 4개의 원형 주입구를 가진 두 경우이다. 수치해석상의 편의를 위해 원형 주입구는 유사 면적을 갖는 사각형 주입구로 대신하였다.

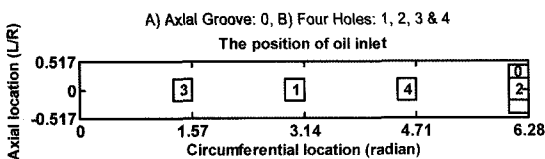


Fig. 5. Various types of oil inlet port.

2-4. 무차원 매개변수 계산

무차원 하중의 각 성분인  $\bar{W}_c$  와  $\bar{W}_p$  는 각각 베어링 중심선에 대한 수평인 성분과 수직인 성분이며 다음과 같다.

$$\bar{W}_c = \frac{W_c}{LD} \left( \frac{c}{R} \right) \left( \frac{L}{D} \right) / \mu_o N = -\frac{1}{4} \int_0^{2\pi} \int_{-L/D}^{L/D} P \cos \theta d\bar{z} d\theta \quad (19a)$$

$$\bar{W}_p = \frac{W_p}{LD} \left( \frac{c}{R} \right) \left( \frac{L}{D} \right) / \mu_o N = \frac{1}{4} \int_0^{2\pi} \int_{-L/D}^{L/D} P \sin \theta d\bar{z} d\theta \quad (19b)$$

합성 무차원 하중,  $\bar{W}$  는 다음과 같이 표현된다.

$$\bar{W} = \sqrt{(\bar{W}_c^2 + \bar{W}_p^2)} \quad (19c)$$

난류 흐름에 대한 무차원 마찰력은 다음과 같이 표현되어 진다.

$$\bar{F}_t = \frac{F_t}{LD} \left( \frac{c}{R} \right) \left( \frac{L}{D} \right) / \mu_o N = \frac{1}{4} \int_0^{2\pi} \int_{-L/D}^{L/D} \left( G_x \frac{H \partial \bar{p}}{2 \partial \theta} + \bar{\tau}_x \mu \frac{-2\pi}{H} \right) d\bar{z} d\theta \quad (20)$$

마찰 토크는 마찰력에 베어링 반경을 곱한 값과 같으며 마찰동력손실은 마찰력에 베어링 축 속도를 곱하면 얻어진다.

난류흐름에 대한 무차원 유출유량은 무차원 주입 유량과 같으며 다음과 같이 표현된다.

$$\bar{Q}_{oi} = \frac{Q_{oi}}{NcR^2} = \int_0^{2\pi} -G_x \frac{H^2 \partial \bar{p}}{\mu \partial z} \Big|_{\bar{z}=\pm L/D} d\theta \quad (21)$$

2-5. 계산방법

난류 유사인자를 갖고 있는 난류 레이놀즈 방정식과 에너지 방정식은 이완인자를 사용하여 유한차분법으로 풀었다. 여기서 레이놀즈 방정식은 가중이완인자(over-relaxation factors)를 적용하여 풀었으며 에너지 방정식은 저감이완인자(under-relaxation factors)를 이용하여 풀었다. 무차원 레이놀즈 방정식에 중앙차분기법(central difference technique)을 적용하였으며, 무차원 에너지 방정식은 원주방향으로는 후방차분기법(backward difference technique)과 축방향으로는 하부쪽은 후방차분기법 및 상부쪽은 전방차분기법(forward difference technique)을 적용하였다.

캐비테이션 영역에서 유한차분모델을 만들기 위해서 오일 띠의 전체 합한 폭이 z 방향의 총 격자(mesh) 수로 나누어졌고, 이때 나누어서 얻은 가는 오일 띠는 각 절점(node)에 할당했다. 그러므로 오일 띠는 각 절점에 존재한다고 가정하였다.

본 연구에서 사용한 격자수는 49×17 절점에 상당하

**Table 1. Journal bearing operating conditions**

Bearing diameter	$D=7.85$ mm
Bearing length	$L=4.06$ mm
Radial clearance	$C=10$ $\mu$ m
Rotational speed	$N=10,000-150,000$ rpm
Lubricant viscosity at 40°C (Oil A)	$\mu_0=0.0646$ Pa.s
Lubricant density at 40°C (Oil A)	$\rho_0=881.08$ Kg/m <sup>3</sup>
Surface tension	$\sigma=0.0365$ N/m
Lubricant specific Heat at 40°C	$C_{s0}=1968.75$ J/kg°C
Convective heat transfer coefficient of lubricant to bush	$H_{bot}=8700$ W/m <sup>2</sup> °C
Convective heat transfer coefficient of air to bush	$H_{bgt}=3400$ W/m <sup>2</sup> °C
Convective heat transfer coefficient of lubricant to shaft	$H_{st}=8700$ W/m <sup>2</sup> °C
Bush and shaft temperature	$T_{b,s}=140^\circ\text{C}@150,000$ rpm
Inlet lubricant temperature	$T_m=100^\circ\text{C}$
Inlet lubricant pressure	$P_m=4.0 \times 10^5$ Pa
Circumferential width of an axial groove	$7.5^\circ(1$ grid size) $\times 2$

는 격자를 갖는다. 각 방향으로 두배 더 세밀한 격자를 적용하여 보았으나 계산결과에는 큰 차이가 없었다. 또한 온도와 압력이 급하게 변하는 부위를 정밀히 계산하기 위해 변화하는 격자를 적용하였으나 그 계산결과에도 큰 차이가 없었다.

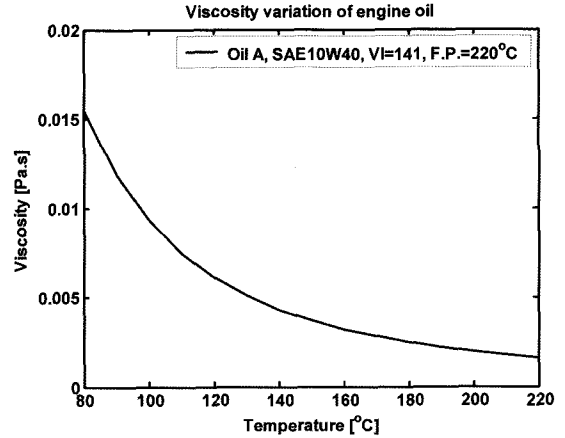
계산된 온도와 압력분포로부터 무차원 베어링 하중과 마찰력과 유출유량이 방정식 (19c)와 (20)과 (21)에 의해 계산되어 졌다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3-1. 베어링 및 엔진오일의 제원

베어링 형상 및 운전조건과 윤활유 물성에 대한 자료는 Table 1에 요약되어 있다. 본 연구에서 사용된 수치해석 모델에 대한 기본 알고리즘은 Chun[18]에 의하여 그 계산결과가 검증되었다.

다이나모미터에서 WOT조건에서 엔진을 운전시에 오

**Fig. 6. Engine oil viscosity at various temperatures.**

일팬 내 엔진오일의 공기체적율은 엔진속도에 따라 변화한다. 앞서서도 언급한바와 같이 공기혼입오일에 대한 공기체적율은 공기혼입수준으로도 나타낼 수 있다.

엔진오일이 엔진오일 필터를 지난 후, 오일 내의 공기방울의 반지름은 대기압 상태에서 약 0.02 mm (20  $\mu$ m) 정도이다.

본 연구에서 공기혼입수준,  $\bar{r}_{in}/\bar{d}_{in}$ 는 1/12, 1/10, 1/8, 1/7, 1/6 그리고 1/5에 대해서 조사하였다. 이는 다양한 운전조건을 고려한 것이다. 이러한 공기혼입수준은 공기체적율, V로는 0.0122, 0.0194, 0.0335, 0.0460, 0.0655 그리고 0.0977로 나타낼 수 있다. 그리고 대기압 상태 하에서 주입구에서 공기방울의 크기,  $r_m$ 은 20  $\mu$ m 한가지 값만 고려하였다.

한편 사용된 엔진오일(Oil A)의 점도는 Fig. 6에 도시되어 있다. 오일의 등급은 SAE 10W40이며, 점도지수는 141이고 인화점(flash point)은 220°C이다.

#### 3-2. 오일 주입구의 형상에 따른 영향

일정하중 운전조건 하에서 두가지 주입구(축방향 주입구 및 4개의 원형 주입구)에 대해 축 속도가 150000 rpm일 때 본 수치해석에 의해서 계산된 베어링 중앙에서의 압력과 온도 분포는 Fig. 7에서 Fig. 10에 도시되었다. 축방향 오일주입구를 갖는 경우에 베어링 중앙에서의 공기혼입오일 내의 유막압력은 90°와 180° 사이에서 0.334 MPa까지 이르렀고 온도는 순수오일과 비교하여 3.4~10.8°C 감소하였다. 원형 주입구가 4개인 경우에는 베어링 중앙에서의 공기혼입오일 내의 유막압력은 0.48 MPa까지 이르렀고 온도는 순수오일과 비교하여 2°C 감소하였다. 축방향 주입구를 갖는 경

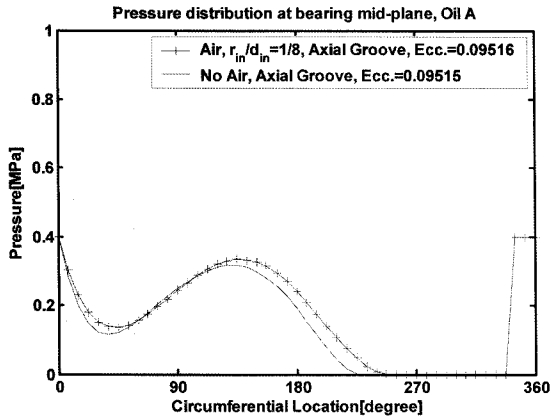


Fig. 7. Pressure distribution at the middle of a bearing plane, Oil A @ 150,000 rpm.

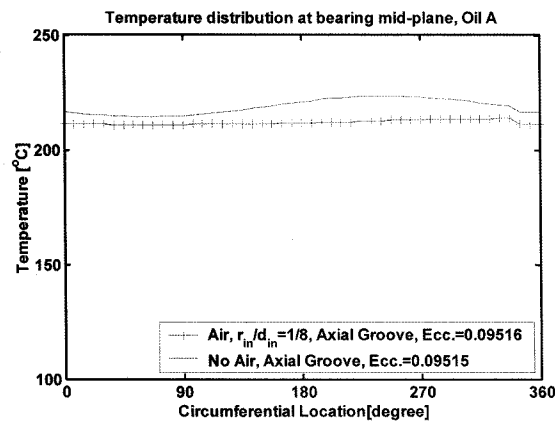


Fig. 8. Temperature distribution at the middle of a bearing plane, Oil A @ 150,000 rpm.

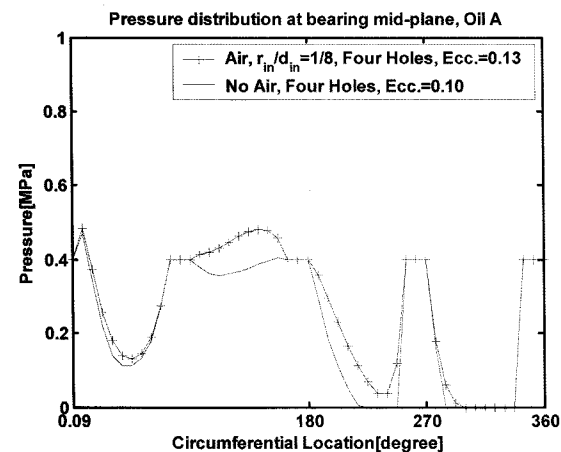


Fig. 9. Pressure distribution at the middle of a bearing plane, Oil A @ 150,000 rpm.

우와 원형 주입구 4개를 갖는 경우의 평균온도 차를 비교하면 약 50°C 정도로, 4개의 원형 주입구를 갖는 경우가 낮은 온도 분포를 얻을 수 있었다.

더 나아가, 일정하중 운전조건에서 무차원 하중은 0.020로 일정하고, 무차원 마찰력은 축방향 주입구를 갖는 경우, 오일 내 공기혼입으로 인하여 2.105에서 2.313으로 증가하였고, 무차원 유출유량은 0.117에서 0.111로 줄어 들었다. 이러한 변화는 공기혼입오일 내의 온도변화가 순수오일에서의 온도변화보다 떨어져서 공기방울의 전단응력이 증가했기 때문에 마찰력의 증가로 나타났다.

원형 오일주입구를 4개 갖는 경우, 일정하중 운전조건에서 무차원 마찰은 2.588에서 2.580으로 감소하였으

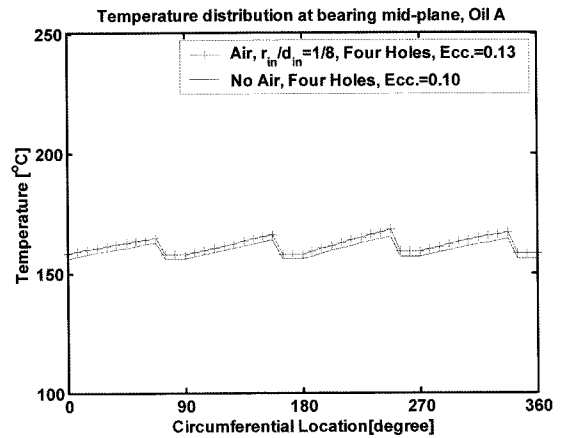


Fig. 10. Temperature distribution at the middle of a bearing plane, Oil A @ 150,000 rpm.

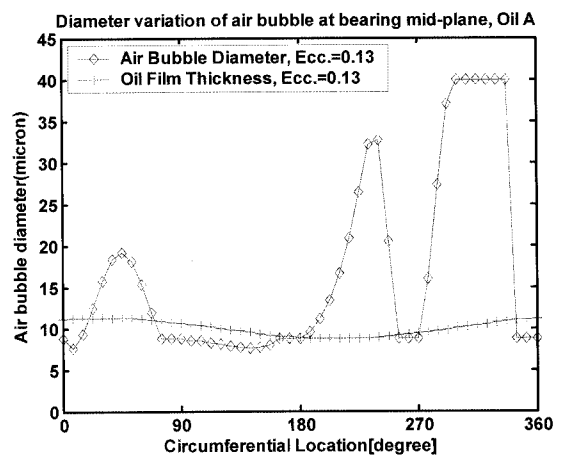


Fig. 11. Diameter variation of air bubble at the middle of a bearing plane with four holes, Oil A @ 150,000 rpm &  $r_{in}/d_{in}=1/8$ .

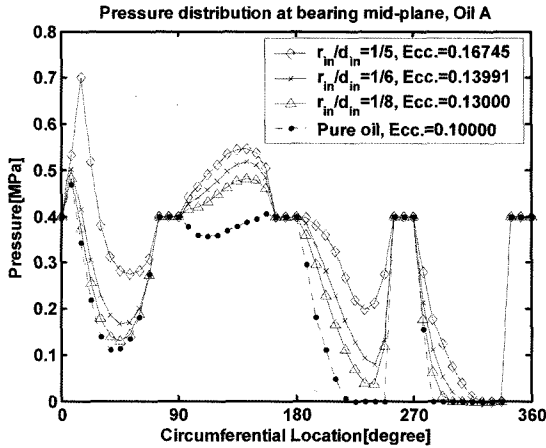


Fig. 12. Pressure distribution at the middle of a bearing plane, Oil A @ 150,000rpm.

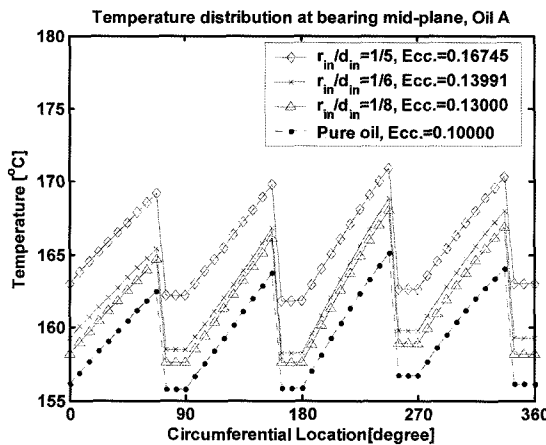


Fig. 13. Temperature distribution at the middle of a bearing plane, Oil A @ 150,000 rpm.

며 무차원 유출유량은 0.332에서 0.342로 증가하였다. 여기서 공기혼입오일의 온도 변화는 순수오일의 경우보다 증가하는 것을 나타냈다. 그러므로 공기방울의 전단응력은 줄어들어 마찰력이 줄어들었기 때문이다.

원주방향을 따라 나타는 베어링 틈새 내의 공기방울의 지름변화는 Fig. 11에 도시되었다. 대기압 상태에서 오일 주입구에서의 공기방울의 반지름은 20  $\mu\text{m}$ 로 가정하였기 때문에 게이지 압력으로 0.4 MPa인 오일 주입구의 압력 하에서의 공기방울 반지름은 8.76  $\mu\text{m}$ 까지 줄어든다. 베어링 압력이 낮은 지역에서는 공기방울의 지름이 실지 베어링 틈새보다 크다는 것을 볼 수 있다. 캐비테이션 지역에서는 공기방울의 지름이 다시 40.00  $\mu\text{m}$ 까지 회복되는 것을 볼 수 있다. 이 지름은 캐비테

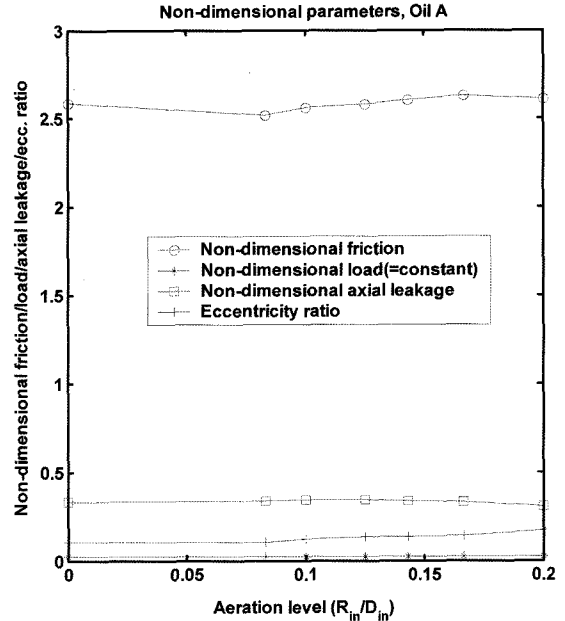


Fig. 14. Non-dimensional parameters' distribution, Oil A @ 150,000 rpm.

이션 지역에서의 실지 베어링 틈새 범위인 10.20~10.82  $\mu\text{m}$ 보다 훨씬 큰 값이다. 본 연구에서는 낮은 압력지역에서는 공기방울은 원형일 때와 같은 체적을 갖는 찌그러진 형태로 존재한다고 보았으나, 물리적으로 압력 계산에 고려치는 못했다.

### 3-3. 공기혼입수준에 따른 영향

원형 주입구가 4개 있는 경우 유막 내의 압력 및 온도분포는 Fig. 12와 Fig. 13에 도시되어 있다. 일정하중 운전조건 하에서 축속도가 150,000 rpm일 때, 공기혼입수준이 증가함에 따라 압력과 온도는 점차 증가함을 나타내고 있다. 특별히 공기혼입수준이 1/5 (9.8 체적%)인 경우, 베어링 앞부분에서 압력이 급하게 증가함을 볼 수 있다. 이 경우 온도는 공기혼입수준이 1/6 (6.6 체적%)경우 보다 4°C 증가함을 볼 수 있다. 이것은 높은 공기혼입수준에서 공기방울의 전단력이 유막유회에서 보다 큰 역할을 하기 때문이다.

일정하중 운전조건하에서 공기혼입수준 변화에 따른 무차원 매개변수의 변화 값이 Fig. 14에 나타나 있다. 공기혼입수준이 1/12에서 무차원 마찰력은 순수오일의 값보다 약간 감소하였다. 이것은 압력분포는 거의 같으나 순수오일의 점도가 낮은 온도로 인해 증가했기 때문이다. 그 후로는 공기혼입수준이 증가함에 따라 마



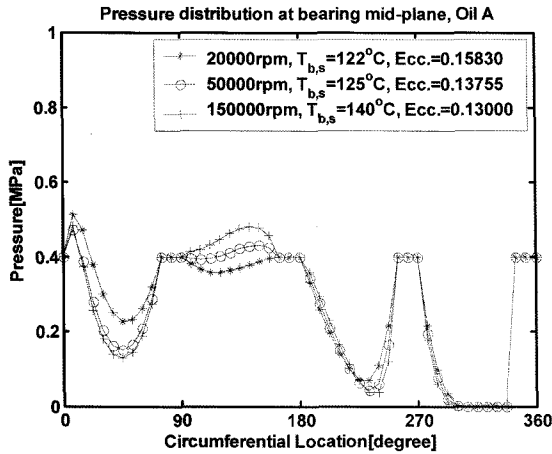


Fig. 15. Pressure distribution at the middle of a bearing plane at various shaft revolutions, Oil A,  $r_{in}/d_{in} = 1/8$ .

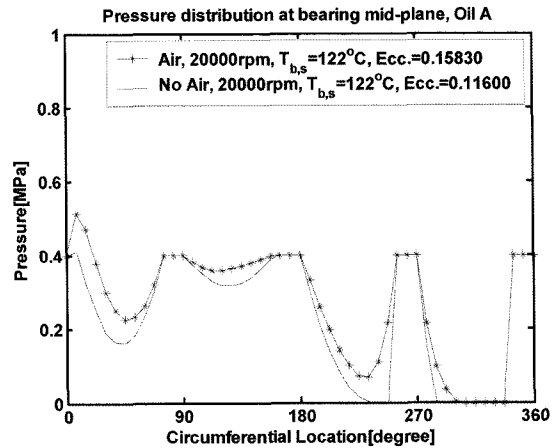
찰력이 증가한다. 그러나 공기혼입수준이 1/5일 때, 무차원 마찰력은 높은 온도 증가로 다시 줄어들었다. 한편 무차원 유출유량은 공기혼입수준이 변함에 따라 미미하게 변화했으며, 베어링 편심율은 공기혼입율이 증가함에 따라 증가하고 있음을 나타내고 있다.

### 3-4. 베어링 축 속도에 따른 영향

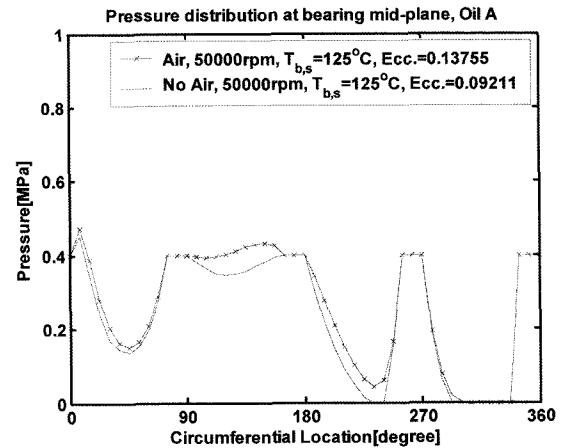
일정하중 운전조건하에서 베어링 축의 속도가 변할 때 유막의 압력과 온도 분포는 Fig. 15에서 Fig. 17에 나타나 있다. 또한 순수오일과 공기혼입오일에 대한 계산결과를 비교한 그림이 Fig. 16과 Fig. 17에 도시했다. 축 속도가 150,000 rpm일 때 두 가지 경우의 압력분포의 비교는 이미 Fig. 9에 도시되어 있다.

베어링의 전단부에서의 유막압력은 축 속도가 증가함에 따라 감소하고 있다. 그러나 중간부에서는 반대로 증가하고 있음을 볼 수 있다. 축 속도가 증가함에 따라 유막온도 증가는 더 커지는 것으로 나타났다. 예를들어, 축 속도가 50,000 rpm에서 150,000 rpm로 증가함에 따라 온도증가는 45°C 정도 였다. 한편, 축 속도가 20,000 rpm에서 50,000 rpm로 증가함에 따라 온도증가는 12°C 정도 였다. 순수오일과 공기혼입오일을 비교할 때, 공기혼입오일 내의 유막 압력과 온도는 순수오일에서보다 증가하였다.

순수오일과 공기혼입오일에 대하여 일정하중 운전조건 하에서 계산된 무차원 매개변수들의 값은 Fig. 18에 도시되었다. 여기서, 베어링 부시와 축의 온도,  $T_{b,s}$ 는 축 속도 20,000, 50,000, 70,000, 100,000, 130,000와



(a) 20,000rpm



(b) 50,000rpm

Fig. 16. Pressure distribution at the middle of a bearing plane at various shaft revolutions, Oil A, No air &  $r_{in}/d_{in} = 1/8$ .

150,000 rpm에서 각각 122, 125, 128, 131, 135와 140°C이다. 보는 바와같이 비록 베어링하중이 일정하지만, 무차원 베어링하중이 축 속도가 증가함에 따라 감소하는 것을 볼 수 있는데, 이는 무차원 하중 매개변수를 나타내는 수식의 분모에 축 속도가 있기 때문이다. 축 속도가 증가함에 따라, 무차원 마찰력과 편심율이 낮은 회전속도에는 감소하고 있으나 높은 회전속도에서는 약간 증가하고 있다. 그리고 무차원 유출유량은 축 속도가 50,000 rpm 이하인 경우를 제외하고는 증가하고 있다. 축 속도가 20,000 rpm에서는 공기혼입오일의 무차원 마찰력은 순수오일에서 보다 증가하는 것으로 나타났고, 무차원 유출유량은 낮게 나타났다. 이는 공기혼입오일의 유막압력이 순수오일에서 보다

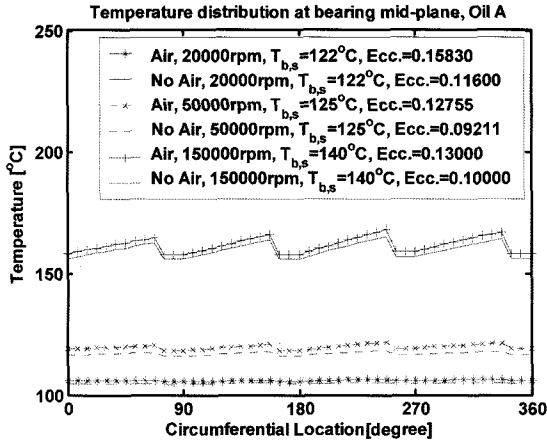


Fig. 17. Temperature distribution at the middle of a bearing plane at various shaft revolutions, Oil A, No air &  $r_{in}/d_{in} = 1/8$ .

매우 높게 나타났기 때문이다. 그러나 온도 변화는 비교적 작게 나타났다. 축 속도가 150,000 rpm과 같이 매우 높을 때는 공기혼입오일에 나타나는 고 전단 효과와 고온 효과가 서로 상쇄되어, 공기혼입오일과 순수오일 사이의 베어링 마찰력의 차이는 매우 작게 나타난다.

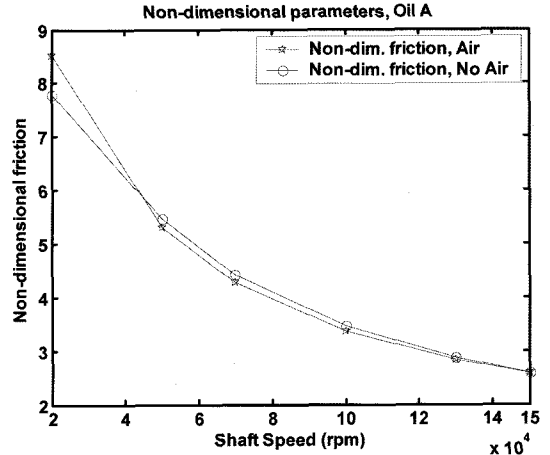
#### 4. 결 론

본 연구 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

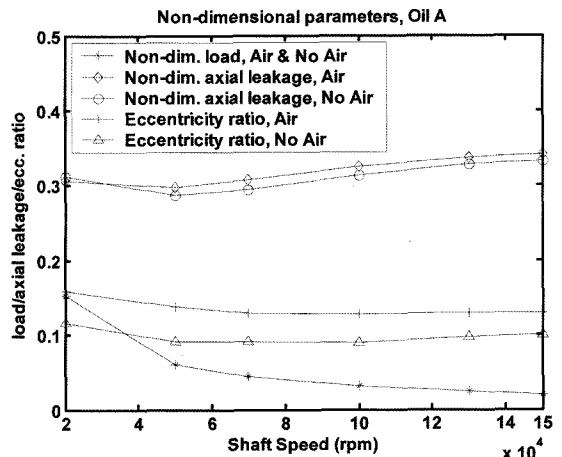
첫째, 일정하중 운전조건하에서, 원형 주입구를 4개 갖는 경우가 축방향으로 한 개의 오일주입구를 갖는 경우보다 오일 온도를 낮출 수 있다는 것을 알았다. 축방향 오일 주입구를 갖는 경우에, 공기혼입오일 내의 온도는 순수오일에서 보다 떨어졌으나, 원형 오일 주입구를 4개 갖는 경우에는 공기혼입오일의 온도가 순수오일에서보다 높게 나타났다.

둘째, 일정하중 운전조건 하에서, 축 속도가 150,000 rpm일 경우, 공기혼입수준이 증가함에 따라 일반적인 경우와 마찬가지로 압력과 온도가 증가하였다.

셋째, 축 속도가 20,000 rpm과 같은 비교적 낮은 속도에서는 공기혼입오일의 무차원 마찰력은 순수오일에서 보다 높게 나타났다. 이는 공기혼입오일의 압력분포가 순수오일에서 보다 높기 때문이다. 축 속도가 150,000 rpm과 같이 매우 높을 때에는 공기혼입오일 내의 고 전단효과와 고온효과가 서로 상쇄되어 베어링 마찰력이 공기혼입오일과 순수오일 사이에서 거의 차



(a) Non-dimensional friction



(b) Non-dimensional load/ axial leakage/ eccentricity ratio

Fig. 18. Non-dimensional parameters' distribution, Oil A, No air &  $r_{in}/d_{in} = 1/8$ .

이가 없게 나타났다.

#### 기호설명

- $c$  : radial clearance between journal and its bearing (m)
- $C_p$  : specific heat of lubricant (kJ/kg°C)
- $d$  : distance between two bubbles (m)
- $d_{in}$  : distance between two bubbles initially at inlet (m)
- $\bar{d}$  : non-dimensional distance between two bubbles  $=d/c$

$\bar{d}_{in}$ : non-dimensional distance between two bubbles at inlet condition= $d_{in}/c$	$R$ : journal bearing radius (m)
$D$ : bearing diameter (m)	$\bar{T}$ : mean temperature for turbulent flow ( $^{\circ}C$ )
$e$ : eccentricity (the offset distance between journal and bearing centers)	$\bar{\bar{T}}$ : non-dimensional mean temperature = $\frac{\rho C_o (c/R)^2}{2\pi\mu_o N} (\bar{T} - T_{in})$
$F$ : friction force	$T_{in}$ : inlet oil temperature ( $^{\circ}C$ )
$\bar{F}$ : non-dimensional friction force= $(F/LD)(c/R)/(\mu_o N)(L/D)$	$T_b$ : temperature of the bush ( $^{\circ}C$ )
$h$ : oil film thickness (m)	$T_s$ : temperature of the shaft ( $^{\circ}C$ )
$\bar{h}$ : non-dimensional film thickness= $h/c$	$T_f$ : Fahrenheit temperature ( $^{\circ}F$ )
$h_{in}$ : oil film thickness at inlet (m)	$T_r$ : Rankin temperature ( $^{\circ}R$ )
$\bar{h}_{in}$ : non-dimensional film thickness at inlet= $h_{in}/c$	$T_{rec}$ : re-circulating temperature at the leading edge of a groove
$H_{bT,sT}$ : convective heat transfer coefficient at bush and shaft ( $W/m^2\text{C}$ )	$U$ : speed of journal (m/s)
$L$ : bearing length (m)	$V$ : air volume fraction
$L_c$ : contraction ratio of oil film at the cavitation region	$\bar{W}$ : applied load
$N$ : rotational speed (rpm)	$\bar{\bar{W}}$ : non-dimensional load parameter = $\left(\frac{W}{LD}\left(\frac{c}{R}\right)^2\left(\frac{L}{D}\right)/(\mu_o N)\right)$
$\bar{p}$ : mean absolute pressure for turbulent flow (Pa)	$x, z$ : coordinates of circumferential and axial directions, respectively
$\bar{p}_g$ : mean gage pressure for turbulent flow (Pa)	$\theta, \bar{z}$ : non-dimensional coordinates ( $\theta = x/R, \bar{z} = z/R$ )
$\bar{\bar{p}}$ : $\bar{p}/(\rho_{oil}RT)$	$\delta$ : air/oil mass ratio
$\bar{P}$ : non-dimensional mean pressure ( $\bar{p}_g(c/R)^2/\mu_o N$ )	$\varepsilon$ : eccentricity ratio = $e/c$
$\bar{\bar{P}}$ : non-dimensional effective pressure ( $H^3\bar{P}/\bar{\mu}^{1/2}$ )	$\mu$ : aerated oil viscosity (Pa.s)
$P_{in}$ : inlet gage pressure (Pa)	$\mu_o$ : inlet aerated oil viscosity (Pa.s)
$q_{bT,sT}$ : turbulent heat transfer to the bush and shaft (W)	$\mu_{oil}$ : pure oil viscosity (Pa.s)
$Q_{in}$ : inlet oil flow rate	$\bar{\mu}$ : $\mu/\mu_{oil}$
$Q_L$ : side oil flow rate going through groove lands	$\rho$ : aerated oil density ( $kg/m^3$ )
$Q_{rec}$ : re-circulating flow rate at the beginning of the cavitation region	$\rho_{oil}$ : pure oil density ( $kg/m^3$ )
$Q_{st}$ : lubricant side leakage ( $m^3/s$ )	$\bar{\rho}$ : non-dimensional density = $\rho/\rho_{oil}$
$\bar{Q}_{st}$ : non-dimensional lubricant side leakage ( $Q_{st}/NcR^2$ )	$\sigma$ : surface tension of air bubble (N/m)
$r$ : bubble radius (m)	$\bar{\sigma}$ : $\sigma/(\rho_{oil}RTc)$
$r_{in}$ : bubble radius at inlet under atmospheric pressure (m)	$\nu$ : aerated oil kinematic viscosity (cSt)
$\bar{r}$ : non-dimensional bubble radius = $\frac{r}{c}$	$\nu_{oil}$ : pure oil kinematic viscosity (cSt)
$\bar{r}_{in}$ : non-dimensional bubble radius at inlet under atmospheric pressure = $r_{in}/c$	$\varphi$ : attitude angle, i.e., angle between the line of centers and the axial plane containing the load vector

참고 문헌

1. Chun, S. M., "Thermohydrodynamic Lubrication Analysis of High-Speed Journal Bearing Considering Variable Density and Variable Specific Heat,"

- Tribology International, Vol. 37, No. 5, pp. 405-413, 2004.
2. Wilcock, D. F., "Turbulence in High Speed Journal Bearing," *Trans. of the ASME*, Vol. 72, pp. 825-834, 1950.
  3. Constantinescu, V. N., "Theory of Turbulent Lubrication," *Proc. Int. Symp. on Lubrication and Wear*, University of Houston, pp. 153-213, 1965.
  4. Ng, C. W. and Pan, C. H. T., 1965, "A Linearized Turbulent Lubrication Theory," *Trans. of the ASME, J. of Basic Engineering*, Vol. 87, pp. 675-688.
  5. Taylor, C. M., "Turbulent Lubrication Theory Applied to Fluid Film Bearing Design," *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, Vol. 184, Part 3L, pp. 40-47, 1969-1970.
  6. Constantinescu, V. N., "Basic Relationships in Turbulent Lubrication and Their Extension to Include Thermal Effects," *Trans. of the ASME, J. of Lubrication Technology*, Vol. 95, pp. 147-154, 1973.
  7. Safar, Z. and Szeri, A. Z., "Thermohydrodynamic Lubrication in Laminar and Turbulent Regimes," *Trans. of the ASME, J. of Lubrication Technology*, Vol. 96, pp. 48-57, 1974.
  8. Szeri, A. Z., *Tribology: Friction, Lubrication and Wear*, Chapter 5, "Turbulence, Inertia, and Thermal Effects in Fluid Film Bearings," Hemisphere Publishing Corp., pp. 229-294, 1980.
  9. Hayward, A. T. J., "The viscosity of bubbly Oil", *National Engineering Laboratory, Fluids Report No. 99*, Glasgow, U. K., 1961.
  10. Smith, E. H., "The Influence of Surface Tension on Bearings Lubricated With Bubbly Liquids", *Trans. of the ASME, Jour. of Lub. Tech.*, Vol. 102, pp. 91-96, 1980.
  11. Abdel-Latif, L. A., Peeken, H. and Benner, J., "Thermohydrodynamic Analysis of Trust-Bearing With Circular Pads Running on Bubbly Oil (BTHD-Theory)", *Trans. of the ASME, Jour. of Trib.*, Vol. 107, pp. 527-537, 1985.
  12. Chamniprasart, K., Al-Sharif, A., Rajagopal, K. R. and Szeri, A. Z., "Lubrication with Binary Mixtures: Bubbly Oil", *Trans. of the ASME, Jour. of Trib.*, Vol. 115, pp. 253-260, 1993.
  13. Nikolajsen, J. L., 1999, "Viscosity and Density Models for Aerated Oil in Fluid-Film Bearings," *STLE, Tribology Transactions*, Vol. 42, No. 1, pp. 186-191.
  14. Nikolajsen, J. L., "The Effect of Aerated Oil on the Load Capacity of Plain Journal Bearing," *STLE, Tribology Transactions*, Vol. 42, No. 1, pp. 58-62, 1999.
  15. Chun, S. M., "A Parametric Study on Bubble Lubrication of High-Speed Journal Bearings," *Tribology International*, Vol. 35, No. 1, pp. 1-13, 2002.
  16. Chun, S. M. and Lalas, D. P., "Parametric Study of Inlet Oil Temperature and Pressure for a Half-Circumferential Grooved Journal Bearing," *STLE Tribology Transaction*, Vol. 35, No. 2, pp. 213-224, 1992.
  17. Boncompain, R., Fillon, M. and Frene, J., "Analysis of Thermal Effects in Hydrodynamic Bearings," *Trans. of the ASME, Jour. of Trib.*, Vol. 108, pp. 219-224, 1986.
  18. Chun, S. M., "Study on Mixing Flow Effects in a High-Speed Journal Bearing," *Tribology International*, Vol. 34, No. 6, pp. 397-405, 2001.
  19. Gazley, C. Jr., "Heat-Transfer Characteristics of the Rotational Axial Flow Between Concentric Cylinders," *Trans. of the ASME*, Vol. 80, No.1, pp. 79-90, 1958.
  20. Lin, H. S., "Viscosity of Motor Oil," *Federal Mogul, Engineering Report*, 1981.
  21. Holman, J. P., *Heat Transfer*, McGraw-Hill, Inc., pp. 641, 1986.