

다양한 열전달 경계조건을 고려한 고속 저어널 베어링의 난류 열 유체 운할 연구

전상명 • 장시열

국민대학교 자동차공학 전문대학원

A Study on Thermohydrodynamic Turbulent Lubrication of High Speed Journal Bearing Considering Various Thermal Conditions on Walls

Sang Myung Chun and Siyoul Jang

Graduate School of Automotive Engineering at Kookmin University

Abstract - Turbulence on the journal bearing operation is examined. And the thermal variability is studied for isothermal, convective and adiabatic conditions on the walls within some degree of journal misalignment. An efficient algorithm for the solution of the coupled turbulent Reynolds and energy equations is used to examine the effects of the various factors. The calculation data of turbulent analysis are compared with the ones of laminar analysis. Heat convection is found to play but a small role in determining friction and load. The friction distribution patterns through inside a journal bearing now appear different with high values at the front part of the bearing due to the high speed and low temperature, and a sudden decrease past the pressure maximum.

Key words - Turbulent Reynolds and energy equations, Isothermal, convective and adiabatic conditions on the walls

1. 서 론

난류운동은 마찰의 증가를 일으키며 유체내의 압력과 온도의 변화를 초래하는데, 이는 국부 레이놀드 수가 천이점에 도달하면 일어난다. 일반적으로 난류운동은 고속의 유체흐름에서 일어나며, 회전 베어링 내에서는 오일 유막 두께(h)에 대한 레이놀즈 수가 약 2000을 넘으면 유동이 불안정하여 결국 난류유동이 발생한다. 이러한 예로는 엔진의 터보차저 베어링 내에서의 유동을 들 수 있다. 더 나아가 난류유동은 베어링 틈새가 큰 대형베어링 및 저 동점도를 갖는 유체흐름에서도 일어날 수 있다. 실제로 근래에 와서는 마찰을 줄이기 위해 과거보다 동점도가 낮은 윤활유를 쓰는 경향이 있다.

회전 베어링과 연계된 난류발생에 관한 확증은 1965년 Wilcock[1]의 일련의 실험 통해 베어링 성능에 대한 난류 유동의 영향이 입증된 후이다. 한편 난류 운할에 대한 기본 이론은 여러 학자[2-7]에 의해 정립되었으며, 1998년[8]에는 표면조도의 효과를 고려한 난류운할로도 확장되었다. 또한 이러한 이론은 여러 학자[9-12]에 의해 그들의 연구 목적에 따라 해석적 또는 수치해석적으로 다루어졌다. 특히, Saganami와 Szeri[9]는 난류운할 해석에 있어서 베어링 축으로의 단열 조건에 의한 해석 값이 실험에 의한 측정값에 근접한다는 것을 밝혔다. 본 논문에서는 고속 베어링 벽면에서의 다양한 열 경계조건, 즉 등온조건, 대류열전달조건 및 단열조건에서의 베어링 성능에 미치는 영향을 조사하였다. 또한 한정된 범위 내에서 베어링 기밀음에 대한 영향도 평가하였다.

본 논문에서는 난류 조건 하에 유막 내의 유동을 지배하는 레이놀즈 방정식의 유도를 위해 벽면근처에서는 "Law of Wall"에 근거한 매개변수인 평균 속도를 적용하였다. 이 방법은 베어링 유막 내 난류 거동을 잘 표현할 수 있는 시험적 근거가 많은 매우 설득력 있는 개념적 접근이다. 따라서 난류요소제 대한 상수는 실험에 근거한 curve-fitted값[4,5]을 사용하였다. 또한 난류 조건 하에서 유막 내의 온도를 지배하는 에너지 방정식의 유도를 위해서는 겉보기 난동열플럭스(apparent turbulent heat flux)는 에디확산율(eddy diffusivity)에 의해 정의되었으며, 난동열전도율(turbulent thermal conductivity)은 난류프란틀수(turbulent Prandtl number)를 포함하는 항이 사용 되었다. 또한 전단응력에 대한 난류인자는 실험값에 근거한 curve-fitted값[4,5]을 사용하였다.

2. 이 론

2.1 지배방정식

난류 유동 조건에서 각 상태량의 순간 값들은 시간적인 평균

값과 변동값의 합계로서 표시하며[14] 미소 시간 간격에서의 변동 성분의 시간평균값은 영이므로 결과적으로 각 변수들은 시간평균값에 의해 표현된다. 단, 2개의 변동성분을 곱한 것의 시간 평균값은 영이 아니며 별도의 시간평균값으로 표시된다. 본 논문에서는 액체 윤활유에 대한 밀도는 일정하다고 가정하였다.

위의 난류 개념 하에 정적하중을 받는 유한 폭 베어링의 2차원 비압축성 뉴턴유체의 난류 레이놀즈 방정식[2,3]은 다음과 같이 표현되어질 수 있다.

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

여기서 G_x 와 G_z 의 값은 $1,000 \leq Re \leq 30,000$ 범위 내에서 다음과 같이 주어진다[4,5].

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

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

2차원 정상상태 비압축성 뉴턴유체의 난류 에너지 방정식은 다음과 같이 표현될 수 있다[5-7].

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

여기서,

$$q_{rx} = H_{rx} (\bar{T} - T_s)$$

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

여기서 H_{sr} 와 H_{sv} [15]의 값은 TABLE 1에 명기되어있다.

레이놀즈수 $1,000 \leq Re \leq 30,000$ 범위 내에서, $\bar{\tau}_c (= \tau_c / \frac{\mu U}{h})$ 값은 다음과 같이 표시되어진다[4,5].

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

오일의 점도는 아래와 같이 온도와 지수 함수관계를 갖고 있다고 보았다.

$$\mu = \mu_o \exp(-\alpha(\bar{T} - T_m)) \quad (6)$$

유막두께, h,는 베어링 좌표계[16]로부터 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$h = c(1 + \epsilon \cos(\theta - \phi)) \quad (7)$$

베어링 기울기(degree of misalignment), D_m [17]은 다음과 같이 정의되어진다.

$$D_m = \eta_e / \eta_m \quad (8)$$

여기서, η_e 는 베어링 끝 단에서의 기울기 비(misalignment ratio)이다. η_m 은 η_e 의 최대값이다.

2.2 경계조건

베어링 내 유막의 압력과 온도 경계조건은 다음과 같다.

유한 길이의 베어링 양쪽 측면에서의 압력은 대기 압력과 같다고 가정한다. 즉, 게이지압력으로 0이다.

$$\bar{p}_{z=\pm L/2} = 0 \quad (9)$$

그리고 주입 홈에서의 윤활유 압력은 주입 윤활유의 압력과 같다고 보았다. 또한 윤활유의 유막의 압력은 항상 대기의 압력보다 높다고 본다. 유막의 붕괴가 시작되는 지점의 압력 경계조건은 다음과 같다.

$$\bar{p} = \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} = 0 \text{ at } \theta = \theta^* \quad (10)$$

온도 경계조건으로는 베어링 양쪽 측면에서 축 방향 주위로 전도되는 열이 없다고 보았다.

$$\left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z=\pm L/2} = 0 \quad (11)$$

또한 윤활유 주입홈에서의 온도는 낮은 주입윤활유 온도와 순환되어 돌아오는 순환유 온도의 혼합온도[16]로 보았다.

2.3 수치해석 수식

무차원 레이놀즈 방정식에 중앙차분법(central difference scheme)을 적용하여 정리하면 다음과 같은 식을 얻는다.

$$\bar{P}_{(i,j)} = \bar{B}_{o(i,j)} + \bar{B}_{1(i,j)}(\bar{P}_{(i+1,j)} + \bar{P}_{(i-1,j)}) + \bar{B}_{2(i,j)}(\bar{P}_{(i,j+1)} + \bar{P}_{(i,j-1)}) \quad (13)$$

여기서,

$$\bar{B}_{o(i,j)} = -12 \pi \frac{\mu}{H^{3/2}} \frac{\partial H}{\partial \theta} / \left\{ \frac{2}{(\Delta \theta)^2} + \frac{2}{(\Delta z)^2} - \bar{\lambda}(\theta, \bar{z}) \right\}$$

$$\bar{B}_{1(i,j)} = 1 / \left\{ (\Delta \theta)^2 \left(\frac{2}{(\Delta \theta)^2} + \frac{2}{(\Delta z)^2} - \bar{\lambda}(\theta, \bar{z}) \right) \right\}$$

그리고

$$\bar{B}_{2(i,j)} = 1 / \left\{ (\Delta z)^2 \left(\frac{2}{(\Delta \theta)^2} + \frac{2}{(\Delta z)^2} - \bar{\lambda}(\theta, \bar{z}) \right) \right\}$$

에너지 방정식을 무차원화 한 후에 원주방향으로는 후방차분법(backward difference scheme)을 적용하고, 축방향으로는 베어링 중앙으로부터 아래쪽은 전방차분법(forward difference scheme), 위쪽은 후방차분기법을 적용하여 정리하면 다음과 같은 식을 얻는다.

$$\bar{T}_{(i,j)} = \bar{C}_{o(i,j)} + \bar{C}_{1(i,j)}\bar{T}_{(i-1,j)} + \bar{C}_{2(i,j)}\bar{T}_{(i,j+1)}$$

$$\text{for } -L/D \leq \bar{z} < 0 \quad (14a)$$

$$\bar{T}_{(i,j)} = \bar{C}_{o2(i,j)} + \bar{C}_{12(i,j)}\bar{T}_{(i-1,j)} + \bar{C}_{22(i,j)}\bar{T}_{(i,j-1)}$$

$$\text{for } 0 \leq \bar{z} \leq L/D \quad (14b)$$

여기서,

$$\bar{C}_{o(i,j)} = \frac{\bar{E}_{(i,j)}}{D_{2(i,j)}}$$

$$\bar{C}_{o2(i,j)} = \frac{\bar{E}_{(i,j)}}{D_{2(i,j)}}$$

$$\bar{C}_{11(i,j)} = \frac{H^2}{\mu \Delta \theta} \left(1 - \frac{H^2}{\pi \mu} G_x \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) / \bar{D}_{1(i,j)}$$

$$\bar{C}_{12(i,j)} = \frac{H^2}{\mu \Delta \theta} \left(1 - \frac{H^2}{\pi \mu} G_x \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) / \bar{D}_{2(i,j)}$$

$$\bar{C}_{21(i,j)} = \frac{H^2}{\mu \Delta z} \left(1 - \frac{H^2}{\pi \mu} G_x \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} \right) / \bar{D}_{1(i,j)}$$

$$\bar{C}_{22(i,j)} = \frac{H^2}{\mu \Delta z} \left(1 - \frac{H^2}{\pi \mu} G_x \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} \right) / \bar{D}_{2(i,j)}$$

$$\bar{D}_{1(i,j)} = \frac{H^2}{\mu} \left\{ \left(1 - \frac{H^2}{\pi \mu} G_x \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) \frac{1}{\Delta \theta} + \frac{H^2}{\pi \mu} G_x \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} \frac{1}{\Delta z} + \frac{(H_{sr} + H_{sv})}{\rho C_p \pi N h c} \right\}$$

$$\bar{D}_{2(i,j)} = \frac{H^2}{\mu} \left\{ \left(1 - \frac{H^2}{\pi \mu} G_x \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) \frac{1}{\Delta \theta} - \frac{H^2}{\pi \mu} G_x \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} \frac{1}{\Delta z} + \frac{(H_{sr} + H_{sv})}{\rho C_p \pi N h c} \right\}$$

그리고

$$\bar{E}_{(i,j)} = 2 \left\{ \bar{\tau}_c + \frac{H^2}{4 \pi^2 \mu^2} \left(G_x \left(\frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right)^2 + G_z \left(\frac{\partial \bar{P}}{\partial z} \right)^2 \right) \right\} + \frac{H}{\mu \rho C_p \pi N h c} (H_{sr} \bar{T}_s + H_{sv} \bar{T}_v)$$

위의 유사 난류인자를 포함하는 난류 레이놀즈 방정식 및 에너지 방정식의 유한차분수식은 SOR(successive-over-relaxation) 기법을 이용하여 풀었다.

2.4 베어링 하중과 마찰력과 유량 계산

베어링의 성능을 파악하기 위한 주요 인자는 베어링의 부하량과 마찰로 인한 손실 그리고 유막을 보전하기 위해 필요한 공급 유량 등이다. 이러한 값들의 무차원화된 표현은 다음과 같다.

무차원 베어링 하중의 베어링 중심선에 대한 수평 수직 성분은 \bar{W}_c 와 \bar{W}_p 이다.

$$\bar{W}_c = \frac{W_c}{LD} \left(\frac{c}{R} \right)^2 \left(\frac{L}{D} \right) / \mu_o N = -\frac{1}{4} \int_0^{L/D} \int_{-\theta}^{\theta} \bar{P} \cos \theta d\bar{z} d\theta \quad (15a)$$

그리고

$$\bar{W}_p = \frac{W_p}{LD} \left(\frac{c}{R} \right)^2 \left(\frac{L}{D} \right) / \mu_o N = \frac{1}{4} \int_0^{L/D} \int_{-\theta}^{\theta} \bar{P} \sin \theta d\bar{z} d\theta \quad (15b)$$

이로부터 전체하중, \bar{W} , 는 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$\bar{W} = \sqrt{\bar{W}_c^2 + \bar{W}_p^2} \quad (15c)$$

베어링 내 난류유동에 대해 유막 축소율을 고려한 점성 마찰력의 무차원화된 표현[18]은 다음과 같다.

$$\bar{F}_c = \frac{F_c}{LD} \left(\frac{c}{R} \right) \left(\frac{L}{D} \right) / \mu_o N = \frac{1}{4} \int_0^{L/D} \int_{-\theta}^{\theta} \left(G_x \frac{H}{2} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} + \bar{\tau}_c \mu \frac{2\pi}{H} \right) d\bar{z} d\theta \quad (16)$$

마찰 토크는 점성 마찰력에 베어링 반경을 곱한 값이며, 마찰 동력 손실은 점성 마찰력에 베어링 축 속도를 곱한 값으로 나타낼 수 있다.

마지막으로 베어링 내 난류유동으로 인한 측면 유량 손실[18], 즉 공급유량은 다음과 같이 표시된다.

$$\bar{Q}_s = \frac{Q_s}{NcR^2} = \int_0^{2\pi} G_z \frac{H^3}{\mu} \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} \Big|_{\bar{z}=\pm L/D} d\theta \quad (17)$$

2.5 계산 절차

계산의 빠른 수렴을 위하여 레이놀즈 방정식을 등온조건에서 풀고, 이것을 초기값으로 하여 레이놀즈 방정식과 에너지 방정식을 함께 풀었다. 오일 주입온도가 베어링 내 온도보다 상대적으로 낮기 때문에, 계산의 수렴을 증진시키기 위하여 윤활유의 점도를 등온조건인 낮은 값으로부터 실제 값으로 점차 접근시켜 나갔다. 계산된 압력과 온도 분포를 이용하여 베어링 부하량 및 마찰력과 측면 유량을 방정식 15c, 16, 17로부터 계산하였다. 본 연구를 위해 사용한

격자 크기는 일정 간격의 43x15(원주방향x축방향)이다.

3. 결과 및 고찰

본 장에서는 축 방향 윤활홀을 갖는 유막 베어링의 난류 운동 조건에서의 등온조건, 대류열전달조건, 단열조건 등의 열 경계조건 효과를 조사하고자 한다. 앞에서 언급했듯이, Suganami[9]의 연구결과 두꺼운 난류 유막에 대해서는 단열조건하의 계산결과가 실험결과와 근접하는 좋은 방법이라는 것을 밝혔다. 따라서 단열조건 하의 계산결과와 다른 열 경계조건의 수치해석 계산결과의 비교를 통하여 그 결과를 확인하고자 한다.

3.1 수치해석 결과 비교

본 연구의 대상이 되는 베어링의 형상 치수 및 윤활유 물성치는 TABLE 1에 요약되어 있다. 본 논문의 계산을 위해 사용된 수치해석 모델의 신뢰도를 검토하기 위해 Medwell[12]의 결과와 비교하였다. Medwell이 적용한 베어링은 2개의 축 방향 윤활 홈(90도와 270도에서 각 20도의 윤활 홈 폭을 갖음)을 갖는다. 그는 두꺼운 유막(약 150 μm)을 갖는 베어링에 적합한 단열 조건을 사용하였으며, 윤활 홈의 압력은 주입압력과 같다고 보았다. 나머지 조건은 TABLE 1과 같다. 단, 점도와 온도와의 관계를 본 연구에서는 Reynolds의 지수함수로 표시하였고, Medwell은 Walther의 이중 지수함수로 표시하였다. Fig. 1에서는 본 연구의 결과인 베어링 축 속도에 따른 베어링 하중과 동력 손실을 Medwell의 결과와 비교하였다. 베어링 하중에 있어서 두 결과는 잘 일치한다고 볼 수 있다. 한편 동력 손실에 대한 두 결과의 오차는 평균 약 15% 정도를 나타내고 있으나 그 경향은 일치한다. 따라서 본 논문의 수치해석 모델은 본 연구의 목적인 열 경계조건에 따른 계산결과와의 비교 분석에 적합하다고 판단된다.

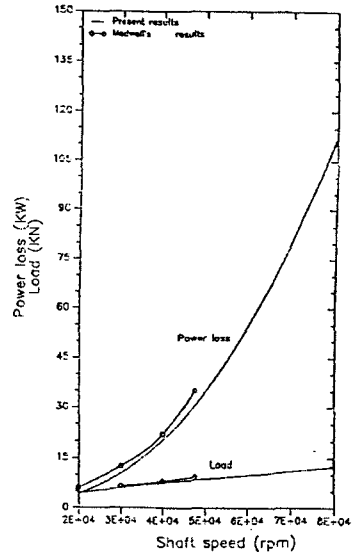


Fig. 1 Load capacity and power loss vs. shaft speed comparing with Medwell's results for an aligned and two-axial grooved bearing under the operating conditions of TABLE 1 and adiabatic constraints

TABLE 1. Journal Bearing Operating Conditions

Bearing Parameter	D = 73.6 mm
L/D Ratio	0.5
c/R Ratio	0.0039837
Eccentricity Ratio	$\epsilon = 0.65$
Rotational Speed	N = 40,000 rpm
Lubricant Viscosity at 40 °C	$\mu_0 = 0.0236$ Pa.s
Temperature-viscosity Coefficient	$\alpha = 0.028$ °C ⁻¹
Lubricant Density at 40 °C	$\rho = 860$ Kg/m ³
Lubricant Specific Heat	$C_o = 2000$ J/Kg °C
Convective Heat Transfer Coefficient of Lubricant to Bush	$H_{br} = 7700$ W/m ² °C
Convective Heat Transfer Coefficient of Lubricant to Shaft	$H_{st} = 7700$ W/m ² °C
Bush and Shaft Temperature	$T_{b,s} = 45$ °C
Inlet Lubricant Temperature	$T_m = 40$ °C
Inlet Lubricant Pressure	$P_m = 0.7 \times 10^5$ Pa
Axial Groove Width	17.1deg(2 grids size)

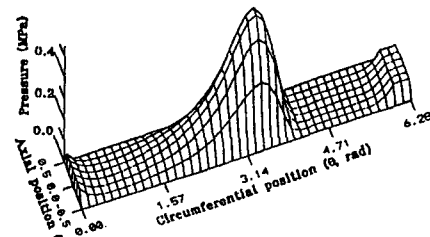
TABLE 2. Non-dimensional load, friction and axial leakage, as well as the maximum film pressure(in MPa) and temperature (in °C) for an aligned bearing with an axial groove

Boundary Conditions	Case #1 (Isothermal)	Case #2 (Adiabatic)	Case #3 (Convective)
Load	2.38	1.22	1.24
Friction	17.22	10.50	10.63
Axial Leakage	0.32	0.34	0.34
Max. Oil Pressure	13.51	6.33	6.45
Max. Oil Temperature	40.0	112.17	106.48

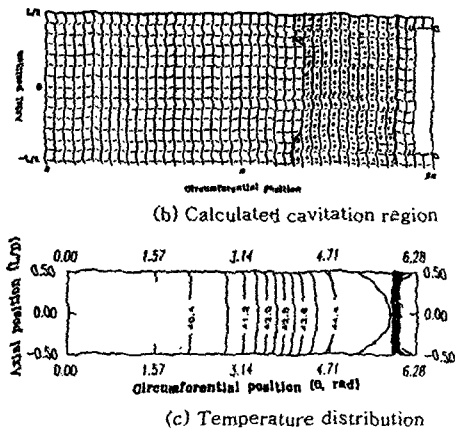
3.2 난류 효과 분석

TABLE 2에서는 TABLE 1의 운전 조건 하에서 기윤유가 없는 베어링내의 무차원 베어링 하중과 무차원 마찰력과 무차원 측면 유량 손실과 최대 유막 압력 및 최대 온도를 기술하였다. 본 테이블에 나타난 현상은 측면 유량을 제외한 다른 결과는 등온조건하의 계산 결과가 2가지 다른 열 경계조건과 비교시 약 2배 크게 나타내고 있다. 그러나 대류열전달조건과 단열조건 하의 결과의 차이는 매우 작게 나타나고 있다. 그러므로 난류 윤활 해석에 있어서 단열조건하에서의 계산결과로 나타나는 오차는 무시할 수 있다고 본다. 그러나 주입 온도를 전체 유막두께의 온도로 가정하는 등온조건하의 계산 값은 큰 오차를 유발하며 난류 유막 해석에 적용이 곤란하다고 본다.

Fig. 2와 Fig. 3에서는 참고자료인 층류조건에 대하여, Fig. 4와 Fig. 5에서는 난류조건에 대하여 TABLE 1의 운전조건 하에서 단열 조건 적용 시 유막 내의 압력과 온도와 마찰력의 분포를 도시하였다. 난류조건하의 유막 내 최대 압력은 베어링 축의 기울음이 있는 경우이거나 없는 경우이거나 마찬가지로 층류조건하의 최대 압력보다 10배 이상 크게 나타났으며, 최대 온도는 2배 이상 크게 나타났다. 또한 이러한 온도증가로 인해 난류조건 하에서 캐비테이션 지역은 윤활홈 쪽으로 연장 되었다(Figs. 2b, 3b, 4b and 5b 참조). 난류 조건 하에서 베어링 앞 부분의 양 측면 온도 분포는 급격히 증가했는데, 이는 고속에 의한 높은 마찰을 때문이다. 그러나 윤활 홈내의 온도는 여전히 주입온도 근처에 있으며 이는 축방향 윤활 홈의 경우는 그 형상으로 인하여 순환되어 돌아온 순환 윤활유와 낮은 주입 윤활유 혼합할 때 주입 윤활유가 더 큰 역할을 하기 때문이다.



(a) Pressure distribution



(d) Non-dimensional friction distribution
 Fig. 2 Calculation results for laminar flow (2,000 rpm) and adiabatic constraints with aligned condition

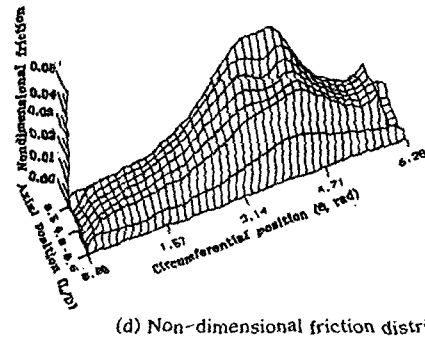
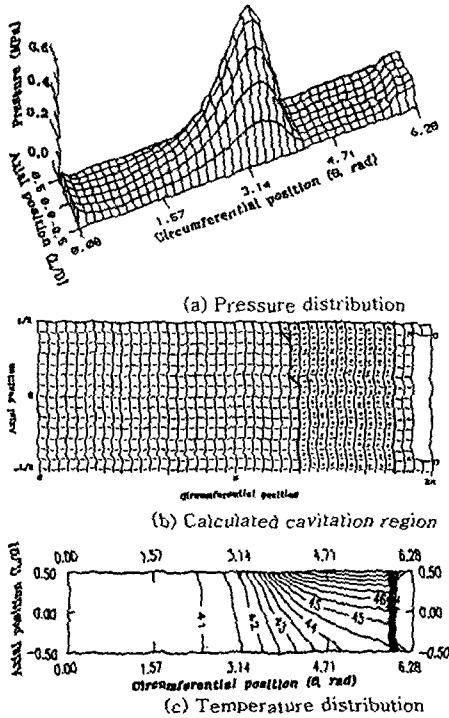


Fig. 3 The calculated results for laminar flow (2,000 rpm) and adiabatic constraints but misaligned with $D_m=0.4$ & $\phi = 0^\circ$

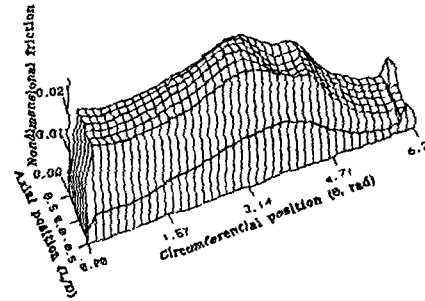
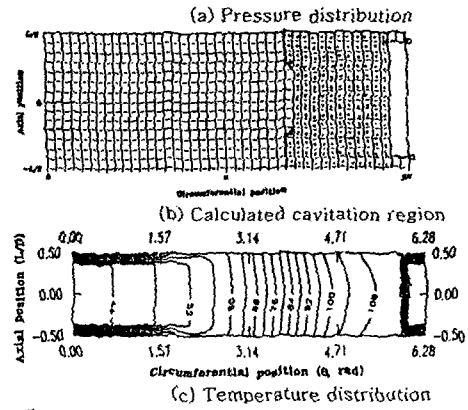
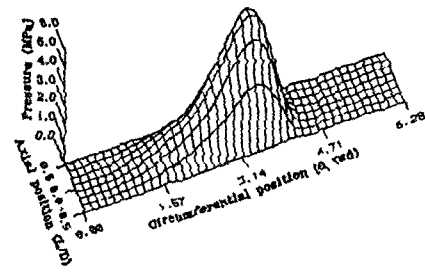
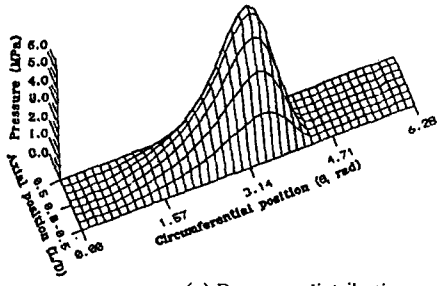
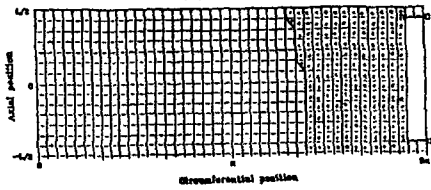


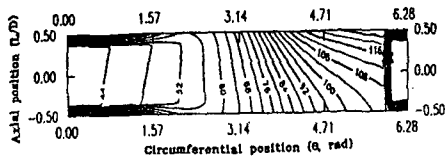
Fig. 4 The calculated results for turbulent flow (40,000 rpm) and adiabatic constraints with aligned condition



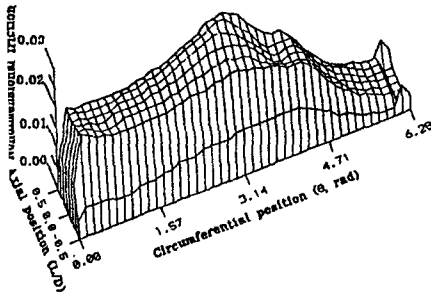
(a) Pressure distribution



(b) Calculated cavitation region



(c) Temperature distribution



(d) Non-dimensional friction distribution

Fig. 5 The calculated results for turbulent flow (40,000 rpm) and adiabatic constraints but misaligned with $D_m = 0.4$ & $\phi = 0^\circ$

난류 조건하의 무차원 마찰력은 베어링 축 속도가 40,000rpm 에 대한 것이며, 난류조건하의 무차원 마찰력은 2000rpm일 때의 값이다. 베어링 축 속도는 무차원 마찰력을 결정하는 요소 중 하나에 불과하므로 속도로 인한 난류조건과 층류조건에 대한 무차원 마찰력에는 큰 차이를 볼 수 없으나, 실 마찰력의 값은 층류조건과 비교시 난류조건에서 20배까지 증가하는 것을 볼 수 있다. 이와 같이 난류를 유발하는 고속의 베어링 축 속도는 층류 조건의 결과와 비교시 베어링의 앞 부분에서 고 마찰 유발시키며, 베어링 내의 후면 부분에서의 마찰력 분포는 고온으로 인하여 오히려 급격히 떨어지는 경향이 있다.

기름이 없는 경우인 Fig. 4와 비교시 베어링 축의 기울기가 존재할 때는 Fig. 5에서와 같이 최소 유막이 존재하는 부위의 제한된 지역에서 온도의 증가가 나타난다. 그러나 최고 압력과 마찰력의 변화는 극히 작게 나타났다. 여기서 Fig. 5에 적용된 베어링 축의 기울기는 기울기(degree of misalignment)가 $D_m = 0.4$ 이며 기울음각(misalignment angle)은 $\phi = 0^\circ$ 이다. 한편 예상한 대로 케비테이션 시작선은 축의 기울기를 좇아 이동되었으며, 마찰력의 분포도 층류조건에서 보다는 심하지 않으나 축의 기울음 방향을 따라 약간 틀렸다.

Fig. 6에서는 베어링 축이 기울기를 갖는 경우($D_m = 0.4$, $\phi = 0^\circ$)와 안 갖는 경우에 대해 두 가지 다른 주입 압력 하에서의 평균 속도 분포를 도시하였다. 본 축 방향 윤활 홈에서의 고 주입력과 저 주입 압력으로 인한 윤활유의 흐름은 윤활 홈 내에서는

차이가 보이나 그 외의 지역에서는 차이가 작다. 또한 최소 유막 두께 부위의 근처에서 축의 기울음 방향으로 약간 흐름이 변형된 것을 볼 수 있으나 심하지는 않다. 이것은 고속의 원주 방향속도는 축 방향 흐름의 변화에 대한 의미를 상쇄시키기 때문이다.



Fig. 6a Misaligned bearing ($D_m = 0.4$, $\phi = 0^\circ$, $P_{in} = 0.07$ MPa)



Fig. 6b Aligned bearing, $P_{in} = 0.3$ MPa



Fig. 6c Aligned bearing, $P_{in} = 0.07$ MPa

Fig. 6 Average velocity fields of the lubricant for an adiabatic constraints with 40,000 rpm

Fig. 7a에서는 베어링 벽면으로의 단열 경계조건하의 속도의 변화에 따른 동력 손실과 베어링 하중 능력을 도시하였다. 예상하는 대로 축의 속도가 증가 할수록 베어링 하중과 동력 손실은 증가하고 있다. 그러나 베어링 하중의 증가는 동력 손실의 증가에 비해 상대적으로 작게 나타났다. 이것은 Fig. 7b에서 나타난 바와 같이 베어링 내 최고 압력은 축 속도의 증가에 따라 크게 증가하지 않은 반면 최고 온도는 크게 증가하는 것을 볼 때 의외의 결과이다. 일반적으로 축 속도에 따라 마찰력이 크게 좌우된다고 하지만 높은 온도 증가로 실질상으로 매우 낮은 윤활유 점도를 유발시키기 때문에 동력 손실에 있어서 작은 변화를 기대할 수 있다. 그러나 본 연구결과

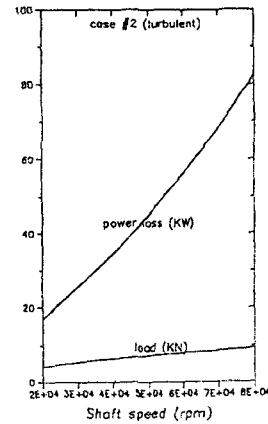


Fig. 7a Load capacity and power loss vs. shaft speed for an aligned bearing and adiabatic constraints

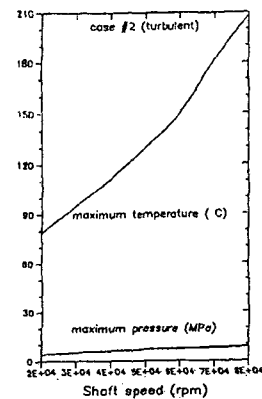


Fig. 7b Maximum pressure and temperature vs. shaft speed for an aligned bearing and adiabatic constraints

난류조건에서 베어링 마찰 손실의 지배적인 요인은 베어링 축의 속도인 것으로 나타났다.

4. 결론

본 난류 윤활 조건의 고속 저어널 베어링의 연구로부터 실제 자연현상에 가까운 베어링 벽으로의 대류열전달 조건을 적용한 해석 결과는 베어링 벽면에서의 단열 조건을 적용한 경우의 결과와 비교적 큰 차이가 없음을 알았다. 그러나 상대적으로 단열 경계조건이 그 적용이 쉽다. 그러므로 계산상의 편의에 의해 단열 조건은 고속 베어링 설계 목적을 위해 훨씬 유리하다. 본 연구 결과 난류조건에서 베어링 마찰 손실의 가장 지배적인 요인은 베어링 축의 속도, 즉 고속 조건이다. 저어널 베어링 내의 전단응력 분포는 층류조건과 달리 베어링의 앞 부분에서 높게 나타났으며 베어링 내의 고압력 지점을 지난 후부터 온도 증가로 인해 따라 급격히 줄어든다. 축 방향 윤활유 주입 홈에서는 윤활유의 주입유와 순환유의 혼합 현상의 고려는 윤활유 주입홈 내의 온도변화에 큰 작용을 하지 않는다.

향후 여러가지 형태의 윤활유 주입홈에 대한 윤활유의 혼합현상과 베어링 축의 고 기율기 상태를 고려한 난류 레이놀즈 방정식과 에너지방정식을 함께 다룰 수 있는 좀더 효율적인 수치해석적 모델의 개발 요구된다.

NOMENCLATURE

c = radial clearance between journal and its bearing (m)
 C_p = specific heat of lubricant (KJ/Kg $^{\circ}C$)
 D_o = bearing diameter (m)
 D_m = degree of misalignment (the percentage reduction of minimum film thickness at the bearing ends)
 e = eccentricity (the offset distance between journal and bearing centers)
 F = friction force
 \bar{F} = non-dimensional friction force = $(F/LD)(c/R)/(\mu_o N)(L/D)$
 h = oil film thickness (m)
 H = nondimensional film thickness = h/c
 $H_{br,sh}$ = convective heat transfer coefficient at bush and shaft ($W/m^2^{\circ}C$)
 K = thermal conductivity of the fluid ($W/m^{\circ}C$)
 L = bearing length (m)
 N = rotational speed (rpm)
 \bar{p} = mean pressure for turbulent flow (Pa)
 \bar{P} = non-dimensional mean pressure ($\bar{p}(c/R)^2 / \mu_o N$)
 \bar{P} = non-dimensional effective pressure ($H^{3/2} \bar{p} / \mu^{1/2}$)
 P_{in} = inlet pressure (Pa)
 $q_{br,sh}$ = turbulent heat transfer to the bush and shaft (W)
 Q_{sl} = lubricant side leakage (m^3/s)
 \bar{Q}_{sl} = non-dimensional lubricant side leakage ($Q_{sl} / \mu_o N c$)
 R = journal bearing radius (m)
 \bar{T} = mean temperature for turbulent flow ($^{\circ}C$)
 \bar{T} = non-dimensional mean temperature = $\frac{\rho C_p (c/R)^2}{2\pi \mu_o N} (\bar{T} - T_m)$
 T_{in} = inlet temperature ($^{\circ}C$)
 T_b = temperature of the bush ($^{\circ}C$)
 T_s = temperature of the shaft ($^{\circ}C$)
 U = speed of journal (m/sec)
 W = applied load
 \bar{W} = nondimensional load parameter = $(\frac{W}{LD})(\frac{c}{R})^2 (\frac{L}{D}) / (\mu_o N)$
 x, z = coordinator of circumferential and axial directions, respectively
 $\bar{\theta}, \bar{z}$ = nondimensional coordinates ($\bar{\theta} = x/R, \bar{z} = z/R$)
 α = viscosity-temperature coefficient ($1/^{\circ}C$)
 ϵ = eccentricity ratio = e/c
 μ = lubricant viscosity (Pa.s)
 μ_o = inlet lubricant viscosity (Pa.s)
 $\bar{\mu} = \mu / \mu_o$
 ρ = lubricant density (Kg/m^3)
 ϕ = misalignment directional angle, i.e., the angle between the plane of the misalignment and the axial

plane containing the load vector
 ϕ = attitude angle, i.e., angle between the line of centers and the axial plane containing the load vector

참고 문헌

- (1) Wilcock, D. F., "Turbulence in High Speed Journal Bearing," *Trans. of the ASME*, Vol. 72, 1950, pp. 825-834.
- (2) Constantinescu, V. N., "Theory of Turbulent Lubrication," *Proc. Int. Symp. on Lubrication and Wear*, University of Houston, 1965, pp. 153-213.
- (3) Ng, C. W. and Pan, C. H. T., "A Linearized Turbulent Lubrication Theory," *Trans. of the ASME, J. of Basic Engineering*, Vol. 87, 1965, pp. 675-688.
- (4) Taylor, C. M., "Turbulent Lubrication Theory Applied to fluid Film Bearing Design," *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, Vol. 184, Part 3L, 1969-1970, pp. 40-47.
- (5) 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, 1973, pp. 147-154.
- (6) Safar, Z. and Szeri, A. Z., "Thermohydrodynamic Lubrication in Laminar and Turbulent Regimes," *Trans. of the ASME, J. of Lubrication Technology*, Vol. 96, 1974, pp. 48-57.
- (7) Szeri, A. Z., *Tribology: Friction, Lubrication and Wear*, Chapter 5, "Turbulence, Inertia, and Thermal Effects in Fluid Film Bearings," Hemisphere Publishing Corp., 1980, pp. 229-294.
- (8) Hashimoto, H., "Thermohydrodynamic Lubrication Theory for Turbulent Journal Bearings with Surface Roughness (1st Report, Modified Energy Equation and Adiabatic Approximate Solution)," *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Part C, Vol. 57, No. 539, Jul. 1991, pp. 2414-2421.
- (9) Suganami, T. and Szeri, A. Z., "A Thermohydrodynamic Analysis of Journal Bearings," *Trans. of the ASME, J. of Lubrication Technology*, Vol. 101, 1979, pp. 21-27.
- (10) Suganami, T. and Szeri, A. Z., "A Parametric Study of Journal Bearing Performance: The 80 deg Partial Arc Bearing," *Trans. of the ASME, J. of Lubrication Technology*, Vol. 101, 1979, pp. 486-491.
- (11) Medwell, J. O. and Bunce, J. K., "The Influence of Bearing Inlet Conditions on Bush Temperature Fields," *Proceedings of the 6th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Thermal Effects in Tribology*, Published by Mech. Eng. Publ. Ltd., 1980, pp. 56-64.
- (12) Medwell, J. O. and Gethin, D. T., "Synthesis of Thermal Effects in Misaligned Hydrodynamic Journal Bearings," *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, Vol. 6, 1986, pp. 445-458.
- (13) Safar, Z. and Raid, M. S. M., "Prediction of the Coefficient of Friction of a Misaligned Turbulent Flow Journal Bearing," *Tribology International*, Vol. 21, 1988, pp. 15-19.
- (14) Cebeci, T. and Smith, A. M. O., *Analysis of Turbulent Boundary Layers*, Academic Press Inc., Chapter 1-3, 1974.
- (15) Gazley, C. Jr., "Heat-Transfer Characteristics of the Rotational Axial Flow Between Concentric Cylinders," *Trans. of the ASME*, Vol. 80, Jan. 1958, pp. 79-90.
- (16) S. M. Chun and D. P. Lalas, "Parametric Study of Inlet Oil Temperature and Pressure for a Half-Circumferential Grooved Journal Bearing," *STLE Preprint No. 89-AM-2B-3*, Presented at the 44th Annual Meeting, In Atlanta, Georgia, May 1-4, 1989, pp. 1-12.
- (17) Smalley, A. J. and McCallion, H., "The effect of Journal Misalignment on Performance of a Journal Bearing under Steady Running Conditions," *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, Vol. 181, Part 3B, 1966-1967, pp. 45-54.
- (18) Booser, E. R., *Handbook of Lubrication (Theory and Practice of Tribology)*, Volume II, Theory and Design, CRC Press, Inc., 1984, pp. 73-79.