

변화하는 밀도와 비열을 고려한 고속 저어널 베어링의 열유체 윤회해석 I
- 축 속도 영향

전상명* · 장시열**

Thermohydrodynamic Lubrication Analysis of High Speed Journal Bearing Considering Variable Density and Specific Heat: Part I – Shaft Speed Effect

Sang Myung Chun and Siyoul Jang

Key Words : Turbulent Reynolds and energy equations(난류 레이놀드 및 에너지 방정식), Variable density(변동밀도), Variable specific heat(변동비열), Flow mixing(흐름혼합), Convective heat transfer(대류열전달)

Abstract

Under the condition of variable density and specific heat, maximum pressure, maximum temperature, bearing load, friction and side leakage in high-speed journal bearing operation are examined. The results are compared with the calculation results under the conditions of constant density and specific heat, and variable density and constant specific heat. It is found that the condition of variable density and specific heat play important roles in determining friction and load of journal bearing at high speed operation.

기호설명

- c = radial clearance between journal and its bearing (m)
- C_p = specific heat of lubricant (kJ/kg°C)
- D = bearing diameter (m)
- 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 = non-dimensional film thickness $= h/c$
- $H_{ht, st}$ = convective heat transfer coefficient at bush and shaft (W/m²°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)
- $q_{ht, st}$ = turbulent heat transfer to the bush and shaft (W)

- Q_{st} = lubricant side leakage (m³/s)
- \bar{Q}_{st} = non-dimensional lubricant side leakage (Q_{st} / NcR^2)
- R = journal bearing radius (m)
- \bar{T} = mean temperature for turbulent flow (°C)
- \bar{T}^* = non-dimensional mean temperature $= \frac{\rho C_p (c/R)^2}{2\pi\mu_o N} (\bar{T} - T_m)$
- T_m = inlet temperature (°C)
- T_b = temperature of the bush (°C)
- T_s = temperature of the shaft (°C)
- U = speed of journal (m/s)
- W = applied load
- \bar{W} = non-dimensional load parameter $= (\frac{W}{LD} (\frac{c}{R})^2 (\frac{L}{D}) / (\mu_o N))$
- x, z = coordinates of circumferential and axial directions, respectively
- θ, \bar{z} = non-dimensional coordinates $(\theta = x/R, \bar{z} = z/R)$
- α = viscosity-temperature coefficient(1/°C)
- ε = eccentricity ratio $= e/c$
- μ = lubricant viscosity (Pa.s)

μ_0 = inlet lubricant viscosity (Pa.s)

$$\bar{\mu} = \mu / \mu_0$$

ρ = lubricant density (kg/m³)

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

1. 서론

난류운동은 마찰의 증가를 일으키며 유체내의 압력과 온도의 변화를 초래하는데, 이는 국부 레이놀즈 수가 천이점에 도달하면 일어난다. 일반적으로 난류운동은 고속의 유체흐름에서 일어나며, 회전 베어링 내에서는 오일 유막 두께(h)에 대한 레이놀즈 수가 약 2000 을 넘으면 유동이 불안정하여 결국 난류유동이 발생한다. 더 나아가 난류유동은 베어링 틈새가 큰 대형베어링에서 및 저동점도를 갖는 유체흐름에서 쉽게 일어날 수 있다. 한편, 고속으로 운전 시 마찰이 증가하며 유막 내 온도가 급 상승할 뿐 아니라 베어링 내 유막의 온도 분포의 편차가 심할 수 있다. 그러나 이러한 온도 편차가 심한 고온을 유발하는 고속 유막 베어링의 설계 시 일반적으로 온도에 따른 밀도의 변화와 비열의 변화를 고려하지 않아왔다.

회전 베어링과 연계된 난류발생에 관한 확증은 1950 년 Wilcock[1]의 일련의 실험을 통해 베어링 성능에 대한 난류 유동의 영향이 입증된 후이다. 한편 난류 유회에 대한 기본 이론은 여러 학자[2-7]에 의해 정립되었으며, 이러한 이론은 여러 학자[8-10]에 의해 그들의 연구 목적에 따라 해석적 또는 수치해석적으로 다루어졌으나, 그들은 열유체 유회 문제를 다루는데 있어서 일정한 밀도와 비열을 사용하였다.

본 논문에서는 축 방향 유회를 갖는 베어링이 고속 회전 시, 베어링 벽으로의 대류 열전달 조건[11]과 더불어 주입유와 재순환유의 혼합이 이루지는 조건[12]을 고려할 때, 밀도와 비열을 주입온도에서의 값으로 일정하다고 보았을 경우와 베어링 내 유막의 실 온도영향에 의해 변하는 경우의 유회 해석 결과를 비교 조사하였으며, 베어링 고속운전 시 난류 유회 해석을 하기위해 보편적으로 사용되어 왔던 밀도와 비열의 일정 조건으로 가정하는 것에 대한 신뢰성을 검토하였다.

2. 이론

2.1 지배방정식

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

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

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

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

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

이차원 정상상태 난류 에너지 방정식은 다음과 같이 표현될 수 있다[5-7].

$$\rho \left\{ \left(\frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{\mu} G_x \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) \frac{\partial(c_s \bar{T})}{\partial x} - \frac{h^3}{\mu} G_z \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \frac{\partial(c_s \bar{T})}{\partial z} \right\} = \tau_{sx} U + \frac{h'}{\mu} \left\{ G_x \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right)^2 + G_z \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right)^2 \right\} - (q_{sx} + q_{sz}) \quad (4)$$

여기서,

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

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

여기서 H_{sx} 와 H_{sz} [13]의 값은 Table 1 에 명기된 값을 사용하였다.

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 밀도(kg/m³)는 식(6)과 같은 온도와의 관계를 갖고 있으며, 동점도(cst)는 온도와 식(7)과 같은 이중 자연로그 함수관계를 갖고 있다[14].

$$\rho = 0.0361(a - 0.000354 T_r) \bullet 27680, \quad (6)$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = 10^{10} \left(\frac{h - \log_{10}(T_r)}{c} \right) - 0.6. \quad (7)$$

여기서 T_i 와 T_o 은 각각 화씨온도와 랭킨온도를 나타낸다. 그리고 a, b, c 는 오일의 종류에 따라 다른 상수 값을 갖는다. 본 연구의 대상 오일에 대해서 0.9070, 9.8500, 3.5180 을 사용하였다. 또한 오일에 대한 비열 C_p (J/kg. °C)는 섭씨온도 T_c 에 대해 다음과 같이 변한다[15].

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

유막두께, h,는 베어링 좌표계[12]로부터 다음과 같이 표현될 수 있다.

* 국민대학교 자동차공학 전문대학원

** 국민대학교 자동차공학 전문대학원

$$h = c(1 + \varepsilon \cos(\theta - \varphi)) \quad (9)$$

2.2 경계 조건

베어링 내 유막의 압력과 온도 경계조건은 다음과 같다.

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

$$\bar{p}_{z=\pm L/2} = 0 \quad (10)$$

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.

$$\bar{p} = \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} = 0 \text{ at } \theta = \theta^* \quad (11)$$

온도 경계조건으로는 베어링 양쪽 측면에서 축방향 주위로 전달되는 열이 없다고 보았다.

$$\left(\frac{\partial T}{\partial z}\right)_{z=\pm L/2} = 0 \quad (12)$$

또한 본 논문에서 취급된 온도관련 경계조건은 다음과 같다. 즉, 베어링과 축 벽면의 온도는 일정한 상태에서 베어링과 축 벽면으로의 열전달을 고려하였으며, 주입 홈의 온도는 주입유 온도와 원주 방향으로 재순환하여 돌아오는 재순환유의 온도와의 혼합온도로 보았다. 순환유와 주입유의 혼합현상에 대한 개념도는 Fig. 1에 나타나 있으며 혼합온도의 표현식은 다음과 같다.

$$T_{mix} = \frac{(Q_m - Q_c)T_m + L_c Q_{rec} T_{rec}}{(Q_m - Q_c) + L_c Q_{rec}} \quad (13)$$

여기서 L_c 는 유막의 수축율(contraction ratio) [16]로 다음과 같이 정의된다.

$$L_c(\theta) = \frac{\int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{h(\theta, z)} u(\theta^*, z) dy dz}{\int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{h(\theta, z)} u(\theta, z) dy dz} \quad (14)$$

이 유막 수축율은 캐비테이션 지역 내에서 베어링 벽의 유효 유막폭을 나타낸다. 따라서 캐비테이션 지역에서 줄어든 실 유막 폭 때문에 베어링 벽으로의 열전달 계수는 유막 수축율에 의하여 보정되어야 한다. 그 표현식은 다음과 같다.

$$H_b = L_c H_{bo} + (1 - L_c) H_{bc} \quad (15)$$

2.3 무차원 베어링 하중, 마찰력, 유량

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.

$$\bar{W}_c = \frac{W_c}{LD} \left(\frac{c}{R}\right)^2 \left(\frac{L}{D}\right)^2 \mu_o N = -\frac{1}{4} \int_0^{2\pi} \int_{-L/D}^{L/D} \bar{p} \cos \theta d\bar{z} d\theta \quad (16a)$$

그리고

$$\bar{W}_p = \frac{W_p}{LD} \left(\frac{c}{R}\right)^2 \left(\frac{L}{D}\right)^2 \mu_o N = \frac{1}{4} \int_0^{2\pi} \int_{-L/D}^{L/D} \bar{p} \sin \theta d\bar{z} d\theta \quad (16b)$$

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

$$\bar{W} = \sqrt{\bar{W}_c^2 + \bar{W}_p^2} \quad (16c)$$

베어링 내 난류유동에 대해 유막 축소율을 고려한 점성 마찰력의 무차원화 된 표현은 다음과 같다.

$$\bar{F}_t = \frac{F_t}{LD} \left(\frac{c}{R}\right) \left(\frac{L}{D}\right)^2 \mu_o N = \frac{1}{4} \int_0^{2\pi} \int_{-L/D}^{L/D} \left(G_x \frac{H}{2} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} + \bar{\tau}_c \bar{\mu} \frac{2\pi}{H} \right) \bar{z} d\bar{z} d\theta \quad (17)$$

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, 즉 공급유량은 다음과 같이 표시된다.

$$\bar{Q}_s = \frac{Q_s}{NcR} = \int_0^{2\pi} G_z \frac{H^3}{\mu} \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} \Big|_{z=\pm L/D} d\theta \quad (18)$$

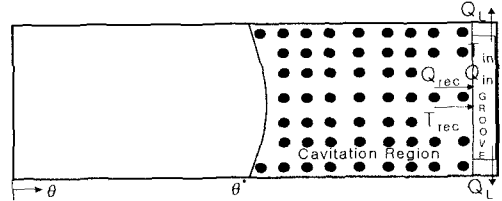


Fig. 1 Diagram of lubricant flow, with Q_m the inlet oil flow rate, Q_{rc} the re-circulating flow rate and Q_c the side oil flow rate going through groove land. θ^* is the angle of the beginning of the cavitation region.

3. 수치해석

레이놀즈 방정식은 무차원화 한 후 중앙 차분 기법(central difference scheme)을 적용하였고, 에너지 방정식은 무차원화 한 후에 원주방향으로는 후방 차분기법(backward difference scheme)을 적용하고, 축방향으로는 베어링 중앙으로부터 아래쪽은 전방 차분기법(forward difference scheme), 위쪽은 후방 차분기법을 적용하였다. 유사 난류인자를 포함하는 난류 레이놀즈 방정식 및 에너지 방정식의 유한차분 수식은 이완상수(relaxation factor)를 적용하여 풀었다. Reynolds 방정식을 풀기위해서는 1보다 크고 2보다 작은 이완상수가 사용되었고 에너지 방정식을 풀기위해서는 0보다 크고 1보다 작

은 이완상수를 사용하였다. 본 연구를 위해 사용한 격자 크기는 일정 간격의 43x15(원주방향 x 축방향)이다.

4. 결과 및 고찰

본 장에서는 축 방향 유효함을 갖는 고속으로 회전 되는 유막 베어링의 난류 운동 조건에서의 베어링 벽으로의 대류 열전달 조건과 주입유와 재순환유의 혼합이 이루지는 조건 하에서 밀도와 비열을 주입온도에서의 값으로 일정하다고 보았을 경우와 베어링 내 실 온도의 영향에 의해 변하는 경우의 유효 해석 결과를 비교 조사하여 유효 해석 시 밀도와 비열의 일정 조건으로 가정하는 것에 대한 신뢰성을 검토하였다. 즉, 고속 베어링에 대하여 다음과 같은 세가지 조건이 베어링 내 물리적 현상에 미치는 영향을 조사하여 보았다.

- 조건 1 오일의 밀도와 비열이 일정한 조건
- 조건 2 오일밀도는 변하나 비열은 일정한 조건
- 조건 3 오일의 밀도와 비열이 모두 변하는 조건

본 논문의 계산을 위해 사용된 수치해석 모델의 신뢰도는 Chun의 논문[11]을 통해 검증된 바 있으며, 본 연구의 대상이 되는 베어링의 형상 치수 및 유효율 물성치는 Table 1에 요약되어 있다.

Table 1 Journal Bearing Operating Conditions

Bearing Diameter	$D = 73.6 \text{ mm}$
L/D Ratio	0.5
c/R Ratio	0.0039837
Eccentricity Ratio	$\epsilon = 0.65$
Rotational Speed	$N = 20,000\text{-}80,000 \text{ rpm}$
Lubricant Viscosity at 40°C	$\mu_o = 0.0206 \text{ Pa}\cdot\text{s}$
Lubricant Density at 40°C	$\rho_o = 869.53 \text{ Kg/m}^3$
Lubricant Specific Heat at 40°C	$C_o = 1968.75 \text{ J/kg}\cdot\text{°C}$
Convective Heat Transfer Coefficient of Lubricant to Bush	$H_{w,b} = 7700 \text{ W/m}^2\cdot\text{°C}$
Convective Heat Transfer Coefficient of Gas(Air) to Bush	$H_{w,g} = 2400 \text{ W/m}^2\cdot\text{°C}$
Convective Heat Transfer Coefficient of Lubricant to Shaft	$H_{w,s} = 7700 \text{ W/m}^2\cdot\text{°C}$
Bush and Shaft Temperature	$T_{b,s} = 45\text{°C}$
Inlet Lubricant Temperature	$T_m = 40\text{°C}$
Inlet Lubricant Pressure	$P_m = 0.7 \times 10^5 \text{ Pa}$
Axial Groove Width	17.1° (2 grids size)

본 해석 결과 베어링 중심부에서의 압력분포는 Fig. 2와 같다. 40000 rpm에서는 밀도와 비열의 변화에 대한 고려가 압력분포에 큰 영향을 미치지 않았으나, 속도가 증가하여 80000 rpm인 경우에는 밀도와 비열 일정 조건(조건 1)에서의 압력분

포보다 밀도만 변하는 경우(조건 2)는 최고 17.6%가 떨어졌으며, 밀도와 비열이 다 변하는 경우(조건 3)는 최고 10.6%까지 떨어졌다. 조건 1의 압력분포는 밀도가 변하는 조건 2의 값보다 온도 고려에 따른 오일의 밀도 감소로 압력저하가 일어났으며, 비열까지 변하는 조건 3의 경우는 조건 2의 압력분포보다 증가하였는데 이는 온도 증가에 따른 비열의 변화를 고려하였기 때문으로 비열의 증가로 오일의 온도가 떨어졌기 때문이다.

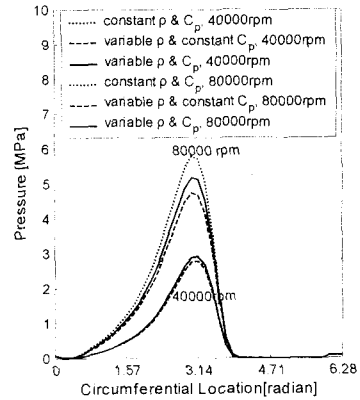


Fig. 2 Pressure distribution of bearing mid-plane for an aligned bearing

또한 베어링 중심부의 온도분포는 Fig. 3에 나타난 바와 같으며, 40000 rpm에서는 밀도 및 비열의 변화가 온도 변화에 미치는 효과는 크지 않으나, 80000 rpm에서는 밀도만 변하는 경우(조건 2)는 밀도 및 비열이 일정한 경우(조건 1)의 온도 분포보다 약 20-25°C 낮게 나타났으며, 밀도와 비열이 다 변하는 경우(조건 3)의 온도 변화는 밀도 및 비열이 일정한 경우(조건 1)에 비하여 전 영역에서 약 70-90°C 정도 낮게 나타났다. 참고로 본 연구를 위해 적용한 오일은 인화점이 약 220°C 정도인 데 80000 rpm으로 회전시 세가지 조건의 경우 모두 인화점을 넘어섰으며 이와 같은 극 고속에서는 사용하지 않는 것이 바람직하다. 더구나 밀도와 비열의 변화를 고려치 않을 경우는 그 온도가 크게 과장되게 계산되어 질 수 있는 것을 볼 수 있다. 따라서, 회전수가 증가할 수록 밀도와 비열의 변화를 고려한 해석이 요구된다.

베어링 내부 오일의 압력 분포 및 온도 분포의 결과는 베어링 내부 오일 내 점도 변화(Fig. 4), 밀도 변화(Fig. 5) 및 비열 변화(Fig. 6)의 상호 작용에 의한 것이라 볼 수 있다. 우선 Fig. 4에 나타난 베어링 내 오일 점도 분포의 변화에 따르면, 80000rpm에서 밀도와 비열이 일정한 경우(조건 1)의 점도는 밀도만 변하는 경우(조건 2)에 약 20%

낮아졌으나, 밀도와 비열이 다 변하는 경우(조건 3)는 오히려 약 6% 높아졌다. 또한 40000rpm 에서는 각각 약 5% 낮아졌고, 약 4% 높아졌다. 이는 밀도만 변하는 경우(조건 2)는 적은 온도 감소에 의한 약간의 점도 증가가 있으나 동점도에 낮아진 밀도를 곱하여 절대점도를 얻기 때문에 그 값은 밀도와 비열 일정 조건(조건 1)에서 보다 낮은 쪽으로 변화하였으며, 밀도와 비열이 다 변하는 경우(조건 3)는 비열의 증가로 인한 큰 온도 감소로 인하여 점도가 대폭 증가하여, 비록 동점도를 낮아진 밀도로 곱하여 절대점도를 얻는다 해도 그 값이 밀도 및 비열 일정 조건(조건 1)에서의 절대점도 보다 증가하게 된다.

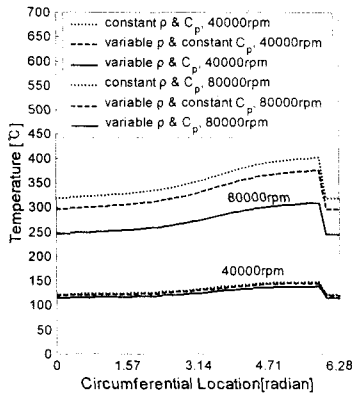


Fig. 3 Temperature distribution of bearing mid-plane for an aligned bearing

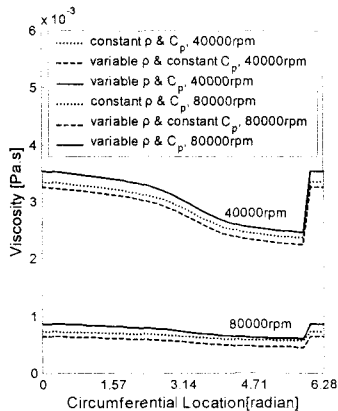


Fig. 4 Viscosity distribution of bearing mid-plane for an aligned bearing

Fig. 5 은 베어링 내 오일의 밀도 분포를 나타내며, 80000 rpm 에서는 밀도만 변하는 경우(조건 2)의 그 변화량은 일정 밀도(조건 1)의 결과와 비교 시 베어링 내 오일의 온도 상승으로 인해 최고 약 25%까지 낮아졌으며 밀도와 비열이 모두 변하는

경우(조건 3)에는 최고 약 20%까지 떨어졌다. 40000 rpm 에서는 각각의 경우 밀도 값의 변화량은 적었으며 최고 약 8%와 7%이내였다.

베어링 내 오일의 비열분포는 Fig. 6 에 나타난 바와 같다. 즉, 80000 rpm 에서는 밀도와 비열이 모두 변하는 경우(조건 3)의 비열 값은 일정 비열 경우(조건 1 과 조건 2)보다 최고 약 59%까지 증가했으며, 40000 rpm 에서는 최고 약 22%까지 증가했다. 이는 비열이 오일 온도의 함수이기 때문이며 속도 증가에 따라 비열이 증가한 이유는 속도 증가에 따른 온도 증가 때문이다.

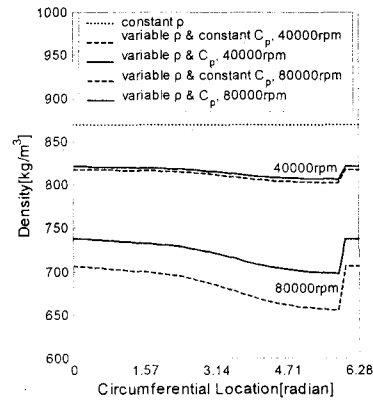


Fig. 5 Density distribution of bearing mid-plane for an aligned bearing

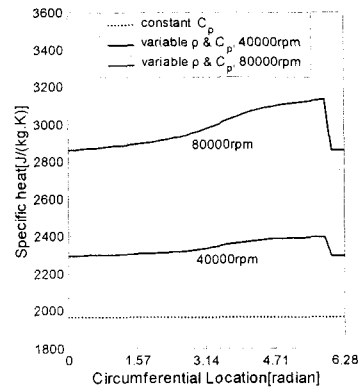


Fig. 6 Specific heat distribution of bearing mid-plane for an aligned bearing

마지막으로 축의 경사가 없는 경우, 축 회전수에 따른 베어링 동력 손실 및 베어링 하중의 변화량과 베어링 유막의 최고 압력과 최고 온도에 대한 변화값을 Fig. 7 와 Fig. 8 을 통해 알아 보고자 한다. 위의 결과들과 마찬가지로 고 회전수 일수록 밀도 및 비열의 변화를 무시할 수 없다는 결과를 볼 수 있다. 즉, 80000 rpm 에서는 동력 손실에 있어서 변화량은 조건 1 과 조건 2 사이에서 22%

감소 했으며, 조건 1 과 조건 3 사이에서는 15% 감소 했다. 한편 베어링 하중은 각각 21%와 10% 감소했다.

또한 80000 rpm 에서 최고 압력 및 최고 온도는 조건 1 과 조건 2 를 비교시에는 각각 최고 18%와 6% 낮아졌으며, 조건 1 과 조건 3 를 비교시는 최고 23%와 11% 낮게 나타났다.

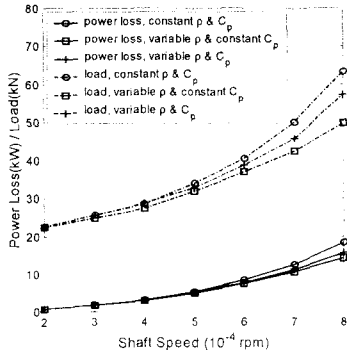


Fig. 7 Load capacity and power loss vs. shaft speed for an aligned bearing

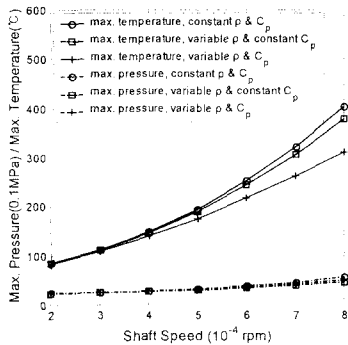


Fig. 8 Maximum pressure and temperature vs. shaft speed for an aligned bearing

5. 결론

본 해석 결과를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 속도가 증가할수록 베어링 로드와 동력 손실 계산 시 밀도 및 비열의 변화의 고려를 무시할 수 없다.

2. 고속에서는 밀도와 비열의 변화를 고려치 않을 경우 실 오일의 사용온도 범위를 넘는 결과를 초래할 수 있다.

참고문헌

(1) Wilcock, D. F., 1950, "Turbulence in High Speed Journal Bearing," *Trans. of the ASME*, Vol. 72, pp. 825-834.

(2) Constantinescu, V. N., 1965, "Theory of Turbulent Lubrication," *Proc. Int. Symp. on Lubrication and Wear*, University of Houston, pp. 153-213.

(3) 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.

(4) Taylor, C. M., 1969-1970, "Turbulent Lubrication Theory Applied to Fluid Film Bearing Design," *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, Vol. 184, Part 3L, pp. 40-47.

(5) Constantinescu, V. N., 1973, "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.

(6) Safar, Z. and Szeri, A. Z., 1974, "Thermohydrodynamic Lubrication in Laminar and Turbulent Regimes," *Trans. of the ASME, J. of Lubrication Technology*, Vol. 96, pp. 48-57.

(7) Szeri, A. Z., 1980, *Tribology: Friction, Lubrication and Wear*, Chapter 5, "Turbulence, Inertia, and Thermal Effects in Fluid Film Bearings," Hemisphere Publishing Corp., New York, pp. 229-294.

(8) Suganami, T. and Szeri, A. Z., 1979, "A Thermohydrodynamic Analysis of Journal Bearings," *Trans. of the ASME, J. of Lubrication Technology*, Vol. 101, pp. 21-27.

(9) Suganami, T. and Szeri, A. Z., 1979, "A Parametric Study of Journal Bearing Performance: The 80 deg Partial Arc Bearing," *Trans. of the ASME, J. of Lubrication Technology*, Vol. 101, pp. 486-491.

(10) Medwell, J. O. and Bunce, J. K., 1980, "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., pp. 56-64.

(11) Chun, S. M. and Jang, S., 2000, "A Study on Thermohydrodynamic Turbulent Lubrication of High Speed Journal Bearing Considering Thermal Conditions on Walls," *Journal of the KSTLE*, Vol. 16, No. 3, pp. 208-217.

(12) Chun, S. M. and Lalas, D. P., 1992, "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.

(13) Gazley, C. Jr., 1958, "Heat-Transfer Characteristics of the Rotational Axial Flow Between Concentric Cylinders," *Trans. of the ASME*, Vol. 80, pp. 79-90.

(14) Lin, H. S., 1981, "Viscosity of Motor Oil," Federal Mogul, Engineering Report.

(15) Holman, J. P., 1986, *Heat Transfer*, McGraw-Hill, Inc., New York, pp. 641.

(16) Boncompain, R., Fillon, M. and Frene, J., 1986, "Analysis of Thermal Effects in Hydrodynamic Bearings," *Trans. of the ASME*, Vol. 108, pp. 219-224.