대한기계학회 2001년도 춘계학술대회논문집 C pp. 299~304 KSME 01S332

열유체 윤활해석에 의한 표면 거칠기가 마찰거동에 미치는 영향 고찰

김준현 * · 김성걸 ** · 김주현 ***

The Influence of Surface Roughness on Thermohydrodynamic Analysis

Joon Hyun Kim, Seong Keol Kim and Joo-Hyun Kim

Key Words : Thermohydrodynamic (THD-열유체 역학), Journal Bearing (저널 베어링), Lubrication (윤활), Surface Roughness (표면 거칠기), Gaussian Distribution (가우스 분포).

Abstract

An approach is developed for parametric investigation of the influence of the surface roughness on thermohydrodynamic analysis with film conditions which systemically occur in journal bearings. A parametric investigation is performed for predicting the bearing behaviors such as pressure and temperature distributions in lubricating films between the stationary and moving surfaces determined by absorbed layers and interfaces on the statistical method for rough surface with Gaussian distribution. The layers expressing the effects of surface roughness are expressed as functions of the standard deviations (σ) of each surface and surface orientation (j) to explain the flow patterns between both rough surfaces. The coupled effect of surface roughness and shear zone dependency on hydrodynamic pressure and temperature has been found by solving the present model in non-contact mode and contact mode, respectively.

기호설명

A	면적
a	공칭 면적
B	회전자 길이, πD
D	회전자 반경
d	접촉 변형 크기
F_i	적분 연산자
h	표면 분리 간격
$\hat{h}$	공칭 표면 분리간격, $\hat{h}=C(1+\varepsilon\cos\theta)$
j	표면 거칠기의 방향성
L	회전자 폭
n	표면 돌출부의 거칠기의 밀도
p	압력
r	표면돌출부의 거칠기의 반지름
T	온도
U	시스템 구현속도
u, v, w	분 방향 속도
ε	곡률
θ	각도
δ	표면 거칠기의 크기
η	상호접촉 시 계면까지 평균 거리
f	마찰 계수
σ_1, σ_2	표준편차, $(\sigma^2=\sigma_1^2+\sigma_2^2)$
$\psi(\delta_i)$	δ_i의 확률밀도 함수
Γ_i	상수

* 국민대학교 기계..자동차 공학부 (자동차대학원)
** 국민대학교 기계..자동차 공학부 (자동차대학원)
*** 국민대학교 기계..자동차 공학부

1. 서 론

미세구조의 시스템이 이루는 박막층에서 작용하는 윤활거동의 현상은 일반적으로 윤활작용과 부분적인 표면의 미세 돌기부가 갖는 표면적 성질로 인해 상호관계의 복잡한 양상으로 나타난다. 이와 관련된 모델링 작업에서 유막의 두께가 돌기 높이의 크기와 같은 차원일 때는 표면의 거칠기

정도에 따라 윤활거동에 미치는 영향에 대한 고찰의 필요성은 절대적이라 할 수 있다. 더욱이 오늘날 미소 또는 극 미소정밀기계의 비약적인 개발 및 작동과 관련하여 이러한 주제는 최근 수년간에 걸쳐 빈번하게 다루어지고 있다. 특히 불규칙으로 분포되는 표면 거칠기의 존재를 설명하는 평균적인 흐름의 양에 관한 Pressure Flow Factor 를 레이널즈식에 적용시킨 Cheng 의 접근 방법을 Christensen 의 표면 돌출부의 방향성을 고려한 통계적인 방법에 추가하여 당면한 문제점을 해석하고자 많은 연구 결과들이 지속적으로 발표되고 있다 [1-4]. 두 물체를 분리하고 있는 유막 두께가 표면 거칠기의 크기와 같은 차원으로 주어질 때 거칠기의 영향은 유체 흐름에 미치는 가장 중요한 인자로서 작용하게 되는데 이러한 차원을 가지는 영역에서 윤활작용을 받는 시스템의 거동은 집중적으로 박막 내 유체 흐름의 전단작용과 심한 전단작용에 의한 점성 마찰의 열 발생 효과 그리고 전단흐름의 형태와 관련되는 계면과 인접하고 있는 표면 거칠기의 형상에 따른 고체의 부분접촉에 따라 달라진다. 따라서 본 연구는 정규분포특성을 갖는 거친 표면구조가 윤활작용을 받는 시스템의 동적 거동에 미치는 영향을 열 유체 윤활 해석방법에 입각하여 모델링하여 매개변수적으로 해석하고자 한다. 또한 표면 거칠기에 의한 흐름조건을 통계적인 방법으로 고정자의 표면과 운동자의 표면사이에 형성되는 각각의 흐름 특성이 다른 윤활층 내에서 거동하는 유체 흐름을 예측하여 표면 거칠기의 영향을 설명하고자 한다.

2. 이론적 전개

2.1 Thermohydrodynamic 레이놀즈식의 가정

대표적인 고정자와 회전자의 상호운동 메커니즘을 갖는 저널 베어링의 편심작용에 의한 좁은 지역의 두 표면 사이 거칠기 모습에 기인한 단면상의 확률분포를 Fig. 1 에서 보여주고 있다. 여기서 불규칙하게 분포하고 있는 표면 거칠기의 크기 δ_i 는 각기 σ_1 와 σ_2 의 표준편차를 가지는 Gauss 정규분포로서 나타내어진다. 이러한 표면 거칠기를 갖는 분포를 고려한 두 표면 사이의 간격에 대한 표현은 다음과 같다;

$$h_T(x,y) = \hat{h} + \delta_1(x,y) + \delta_2(x,y) \qquad (1)$$

여기서 $\hat{h} = C(1+\varepsilon\cos\theta)$ 는 공칭 표면사이의 간격을 나타낸다. 평균적 크기의 표면 거칠기를 포함하는 형태로서 표면사이의 두께인 필름 두께는 다음의 형태로 주어진다 :

$$h = \hat{h} + 2\left[\int_{-\infty}^{0^-}\delta_1\psi(\delta_1)d\delta_1 + \int_{0^+}^{\infty^+}\delta_2\psi(\delta_2)d\delta_2\right] \qquad (2)$$

여기서 $\psi(\delta_i)$ 는 δ_i 의 확률밀도 함수이다. 이러한 평균표면 거칠기의 존재를 고려한 THD 해석을 기초로 하여 기존의 접근 방법 [6]과 동등한 흐름의 모델을 세우기 위하여, 박막인 윤활유체의 일부는 운동자 표면 거칠기의 굴곡 내에서 일정한 층을 형성하면서 회전자와 동일한 속도로서 이동하게 된다. 한편 또 다른 유체의 일부는 고정자 표면 거칠기의 굴곡에서 일정한 형태의 층을 유지하면서 정체된다. 나머지 유체는 이러한 상호 작용에 의해 형성되는 고정층의 영향권 바깥인 내부중심권으로 밀려나 shearing 작용을 갖는 유체로서 유동하게 된다. 필름 간격인 h 가 표면 거칠기 (편차-σ_1, σ_2)의 크기 차원으로 줄어든다면 표면 거칠기는 전술 한 바와 같이 각기 표면 가까이 고정층들을 형성하여 상대적으로 필름의 두께 방향의 중앙부위에 형성되는 매우 좁은 전단영역을 갖게 하여 전체 흐름의 형태를 Rheological 성향으로 바꾸는 지대한 영향을 줌으로써 야기되는 심한 전단작용은 실제 베어링 성능계산에 많은 정도의 차이를 가져 다 준다. 표면 거칠기 파라메터인 h/σ 비율이 낮은 경우, 윤활 유체가 높은 shearing 율을 겪게 되는 전단 변이영역은 거칠기의 확률 밀도상 표준편차가 표면에서 형성되는 층의 크기를 넘어서지 못하는 것으로 하는 통계적인 도구를 이용하여 가정한다. 따라서 필름층 내에서 흐름의 성질을 달리하는 유체 계면 조건은 다음과 같이 설정된다.

$$\begin{cases} SL \in prob(-\sigma_2 + h/2 < z < h/2) : \text{stationary - layer} \\ ML \in prob(-h/2 < z < \sigma_1 - h/2) : \text{moving - layer} \\ SZ \in prob(\sigma_1 - h/2 < z < -\sigma_2 + h/2) : \text{shear - zone} \end{cases} \qquad (3)$$

여기서 $\sigma_1^2 = \int_{-\infty}^{0^-}\delta_1^2\psi(\delta_1)d\delta_1$ and $\sigma_2^2 = \int_{-\infty}^{\infty^+}\delta_2^2\psi(\delta_2)d\delta_2$

식 (3)은 1 개의 랜덤 변수 X 로 구성된 표면 거칠기의 랜덤생성을 가지고 거칠기에 의한 각 흐름의 영역을 표현한 내용으로서 여기에 보다 자세하게 거칠기의 표면상에서 형성되는 줄무늬의 방향성에 관한 표현을 주기 위해서 길이 방향과 폭 방향에 있어서 결합밀도를 가지는 상관랜덤 변수 X 와 Y 를 통계적으로 독립한 2 개의 Gauss 랜덤 변수로 본다면 σ_X^2 , σ_Y^2 그리고 상관계수 υ에 의해 이루지는 밀도 분포의 각도, θ 와 흐름 방향 x 와 폭 방향 y 에서 각각 요철부분의 평균 길이 λ_x 와 λ_y 의 비율로서 2 차원적 흐름 진행 방향과 형성되는 표면 거칠기의 등방성 및 이방성에 대한 줄무늬 방향을 표현할 수 있다.

$$j_i = \left(\frac{\lambda_x}{\lambda_y}\right)_i - \cot\theta \;\Rightarrow\; \begin{cases} j_i = \infty \\ j_i = 0 \quad on \\ j_i = 1 \end{cases} \begin{cases} longitudinal \\ transverse \\ isotropic \end{cases} \quad (4)$$

여기서 $\theta = \frac{1}{2}\tan^{-1}\left[\frac{2\upsilon\sigma_X\sigma_Y}{\sigma_X^2-\sigma_Y^2}\right]$ $\begin{cases} \theta = \pi/4 \leftarrow \sigma_X = \sigma_Y \\ \theta = 0 \leftarrow \sigma_X >> \sigma_Y \\ \theta = \pi/2 \leftarrow \sigma_X << \sigma_Y \end{cases}$

표면 돌기부의 방향성에 기인한 j_i 에 따라 윤활유체는 흐름의 진행에 적지않은 영향을 갖게 된다. 이러한 방향성의 요인은 거칠기의 정규분포 형태로 계면을 결정하는 부분에 상수 Γ_i 에 의해 간접적으로 관여할 것으로 보인다. 다만 여기서는 등방성을 표현하는 $j_i = 1$ 의 값을 채택하고 일반적으로 다음과 같이 나타낸다.

$$\begin{cases} SL \in prob\left[-\sigma_2\left(1+\Gamma_2\left\{\tanh j_2 - 1\right\}\right) + h/2 < z < 0^+\right] \\ ML \in prob\left[0^- < z < \sigma_1\left(1+\Gamma_1\left\{\tanh j_1 - 1\right\}\right) - h/2\right] \\ SZ \in 1 - prob(SL) - prob(ML) \end{cases} \quad (5)$$

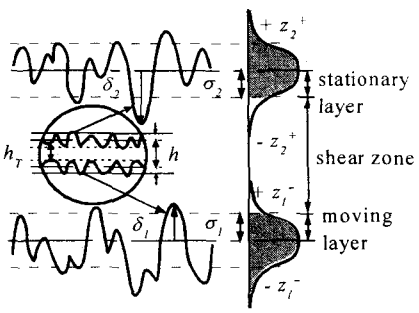


Fig. 1 Surface profile and probability density function for surface for showing number of points in the idealized model.

2.2 Thermohydrodynamic 레이놀즈식의 발전

앞 절에서 제시한 모델은 표면 거칠기에 의한 열적인 영향을 고려하는 저널 베어링이나 Bush-Shaft 와 같은 시스템의 윤활작용에 개념적으로 적용되어질 수 있으며 동 모델을 근거로 한 THD 윤활해석을 위한 이론적 전개와 수치적 계산을 위한 좌표계는 Fig. 2 에 설명되고 있다. 첫째로, shear 영역 내에서 유체의 속도 분포를 구현하기 위하여 연속 함수식으로 압력, 점성 그리고 베어링 시스템의 기하학적 구도의 관계로서 다음과 같이 표현된다.

$u = U[1-B] + A\frac{\partial p}{\partial x_s}$, $v = A\frac{\partial p}{\partial y_s}$, 그리고

$$w = -\left(\frac{\partial^2 p}{\partial x_s^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y_s^2}\right)\int_0^{z_s} A\,dz_s + U\int_0^{z_s}\frac{\partial B}{\partial x_s}\,dz_s$$

$$-\frac{\partial p}{\partial x_s}\int_0^{z_s}\frac{\partial A}{\partial x_s}\,dz_s - \frac{\partial p}{\partial y_s}\int_0^{z_s}\frac{\partial A}{\partial y_s}\,dz_s \quad (6)$$

where $G_0 = \int_0^{h_s}\frac{1}{\mu}\,dz$, $G_1 = \int_0^{h_s}\frac{z}{\mu}\,dz$,

$$A = \int_0^{z_s}\frac{z}{\mu}\,dz - \frac{G_1}{G_0}\int_0^{z_s}\frac{1}{\mu}\,dz, \quad B = \int_0^{z_s}\frac{1}{\mu}\,dz \Big/ G_0.$$

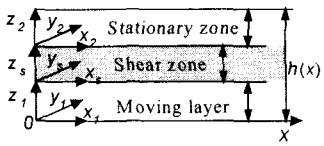


Fig. 2 The computational domain of the multi-layered films in the finite system.

이와 같이 설정된 모델링에 근거로 각각의 정체영역과 균일 속도 흐름영역에서 적용되는 주된 조건은 다음과 같다:

$$u_1 = U, \quad u_2 = 0, \quad v_2 = \frac{\partial u_1}{\partial z_1} = \frac{\partial u_2}{\partial z_2} = \frac{\partial v_1}{\partial z_1} = \frac{\partial v_2}{\partial z_2} = 0. \quad (7)$$

둘째로, 표면 거칠기의 평균 크기에 근거로 필름층의 두께를 결정하고 여기에 흐름의 양에 관한 Pressure Flow Factor 를 추가하여 압력분포를 계산하는 기존의 평균화한 레이널즈식과 유사하게 여기서는 별도로 거칠기의 정규분포 조건에 의해 결정되는 각각의 흐름 형태에 따라 정해지는 속도 분포식과 에너지식과 관련 지어져 고려된다. 따라서 비정상 상태와 비압축 상태의 뉴턴 유체를 전제로 열팽창 항을 갖는 일반화된 레이널즈식은 다음과 같이 나타난다 [6]:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left[F_2\frac{\partial p}{\partial x}\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[F_2\frac{\partial p}{\partial y}\right] = U\frac{\partial}{\partial x}\left[\frac{F_3}{F_0}\right] + \int_0^h \frac{\partial \rho}{\partial t}dz \quad (8)$$

where $\int_0^h \frac{\partial \rho}{\partial t}dz = \frac{\rho}{\partial t}\left[\int_0^h\left\{-\alpha\partial T + \frac{1}{\beta}\partial p\right\}dz\right]$, $F_0 = \int_0^h \frac{1}{\mu}\,dz$,

$F_1 = \int_0^h \frac{z}{\mu}\,dz$, $F_2 = \int_0^h \frac{\rho z}{\mu}\left(z - \frac{F_1}{F_0}\right)dz$, $F_3 = \int_0^h \frac{\rho z}{\mu}dz$.

셋째로 윤활유체의 중앙 shear 영역인 필름층 내에서 온도분포는 다음과 같이 주어지는 에너지식에 의해서 결정 되어진다. (단, shearing 영역을 제외한 다른 영역에서는 공통적으로 $\nabla\mathbf{u} = 0$, $q' = 0$ 이고 균일속도 흐름영역에서는 $\mathbf{u} = U$, 그리고 정체 영역에서는 $\mathbf{u} = 0$로써 설정)

$$\rho c_p\frac{\mathbf{D}T}{\mathbf{D}t} = \nabla\cdot(k\nabla T) + \beta T\mathbf{u}\nabla p + \mu\left[\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2\right] + q' \quad (9)$$

여기서 식 (9)에서 우변 셋째 항은 유체간의 shearing 작용을 가질 때 점성에 의해 열원이 되는 항으로써 내부 shear 영역에서 발생된다. 반면 마찰열원이 되는 우변 마지막 항은 주로 유체 흐름의 shear 영역 내부에서는 일어날 수 없으나 여기서 제시한 모델의 적용을 위해서 Fig. 3 에서 도식한 바와 같이 양 표면 거칠기의 돌출 부위로 인한 상호 부분접촉 형태로써 미소 접촉면 위에 형성되는 고체간의 접촉이 표면 거칠기의 크기인 σ_i 의 3 배 크기보다 작은 shear 영역의 중앙 접촉점들의 압축 변형된 돌출 평균선의 계면 (m_i)을 따라 발생되는 것으로 본다. 이러한 상호 접촉 계면을 이루는 평균선에서 발생되는 열원은 상호 표면 돌출부의 접촉에 의해 형성되는 변형크기와 속도, 접촉압력, 그리고 마찰계수에 결정된다.

$$q' = fUp_c\frac{dA}{dV} \qquad (\mathrm{W/m^3}) \qquad (10)$$

식 (10)은 미소 표면면적 dA 에 상당하는 거칠기의 미소 접촉돌출부 접촉 결과로서 미소체적 dV 에 미치는 마찰적 손실량을 나타낸다. 표면 거칠기의 상호 접촉작용에 의해 돌출부위의 상부가 일부 관통되는 평균 깊이 d 는 한 돌출부위가 공칭분리 m 를 이루는 어떤 지점에서 접촉되어 있을 때의 확률을 이용하여 표현할 수 있다. 그리고 이 값은 $m_i>(\sigma_i+d_j)$ 의 조건을 충족시킴으로써 표면 거칠기의 크기가 필름의 두께와 같은 차원을 유지할 때 THD 해석의 적용 가능한 범위를 유지 하는데 사용된다.

$$d_j = \int_{m_i^{\pm}}^{\infty^{\pm}} (\delta_i - m_i)^2 \psi(\delta_i)\, d\delta_i \qquad (11)$$

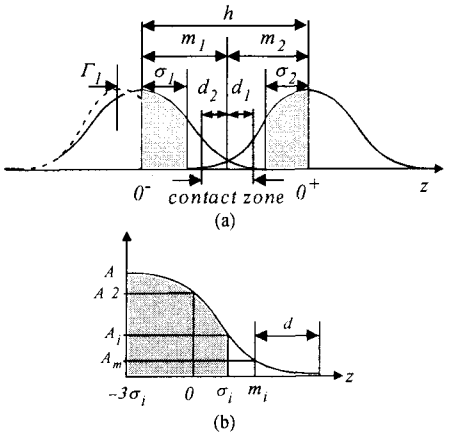


Fig. 3 Probability density surfaces for contact or near contacting surfaces

또한 상호 돌출부의 부분접촉 시 적용되는 식 (10)에서 적용된 접촉넓이와 평균접촉 압력은 다음과 같다.

$$\frac{dA}{da} = (\pi n r\sigma)\int_{\bar{\eta}}^{\infty}(s-\bar{\eta})\psi(s)ds = \frac{\text{real area}}{\text{nominal area}} \qquad (12)$$

$$\frac{dP_c}{da} = \left(\frac{4}{3}nEr^{1/2}\sigma^{3/2}\right)\int_{\bar{\eta}}^{\infty}(s-\bar{\eta})^{3/2}\psi(s)ds \qquad (13)$$

따라서 shear 영역에서 발생되는 열은 표면 거칠기에 의한 유체 거동의 전단작용과 그리고 상호작용에 의한 부분접촉의 계면에서 일어난다. 거칠기의 파라메터로써 결정되는 각 영역에서 적용되는 에너지 방정식과 관련되는 유체와 유체의 계면에서 적용되어지는 온도 경계조건은 다음과 같이 간단히 주어진다 [7].

$$\begin{cases} T_s(0,y_s,z_s) = T_0, \left.\dfrac{\partial T_s}{\partial x_s}\right|_{x_s=B} = \left.\dfrac{\partial T_s}{\partial y_s}\right|_{y_s=0} = \left.\dfrac{\partial T_s}{\partial y_s}\right|_{y_s=L} = 0 \\ \left.\dfrac{\partial T_s}{\partial z_s}\right|_{z_s=0} = \left.\dfrac{\partial T_1}{\partial z_1}\right|_{z_1=h_1}, \left.\dfrac{\partial T_s}{\partial z_s}\right|_{z_s=h_s} = \left.\dfrac{\partial T_2}{\partial z_2}\right|_{z_2=0} \end{cases} \qquad (14)$$

균일 속도영역을 갖는 층에서 적용되는 온도 경계조건은 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{cases} T_1(0,y_1,z_1) = T_1(x_1,y_1,0) = T_0 \\ \left.\dfrac{\partial T_1}{\partial z_1}\right|_{z_1=h_1} = \left.\dfrac{\partial T_s}{\partial z_s}\right|_{z_s=0}, \left.\dfrac{\partial T_1}{\partial x_1}\right|_{x_1=B} = \left.\dfrac{\partial T_1}{\partial y_1}\right|_{y_1=0} = \left.\dfrac{\partial T_1}{\partial y_1}\right|_{y_1=L} = 0 \end{cases} \qquad (15)$$

정체되는 영역을 갖는 층에서 관련되는 온도 경계조건은 다음과 같이 표현되어 진다.

$$\begin{cases} T_2(0,y_2,z_2) = T_0, \left.\dfrac{\partial T_2}{\partial z_2}\right|_{z_2=0} = \left.\dfrac{\partial T_s}{\partial z_s}\right|_{z_s=h_s} \\ \left.\dfrac{\partial T_2}{\partial x_2}\right|_{x_2=h} = \left.\dfrac{\partial T_2}{\partial x_2}\right|_{x_2=B} = \left.\dfrac{\partial T_2}{\partial y_2}\right|_{y_2=0} = \left.\dfrac{\partial T_2}{\partial y_2}\right|_{y_2=L} = 0 \end{cases} \qquad (16)$$

점성은 온도만으로 구성되는 다음의 지수관계를 따르는 형태의 실험식으로 주어지는 것으로 본다.

$$\mu = \mu_0 e^{-\gamma T_0(T-T_0)} \qquad (17)$$

고려되는 모델을 위하여 소개된 식 (5)에서 식 (17)까지의 지배방정식과 이와 관련된 경계조건은 수치해석상의 다음 변수에 의해 무차원화 된다.

$$\begin{cases} \bar{T} = \dfrac{T}{T_0}, \bar{\mu} = \dfrac{\mu}{\mu_0}, \bar{h} = \dfrac{h}{h_0}, \bar{\mathbf{u}} = \dfrac{\mathbf{u}}{U}, \bar{\eta} = \dfrac{d}{\sigma}, s = \dfrac{m}{\sigma} \\ \bar{x} = \dfrac{x}{B}, \bar{y} = \dfrac{y}{B}, \bar{z} = \dfrac{z}{h}, \bar{p} = \dfrac{p h_0^{\,2}}{\mu_0 UB}, \bar{t} = \dfrac{t}{(B/U)} \end{cases} \qquad (18)$$

3. 수치 해법

평균 표면거칠기를 고려하여 채택된 식 (8)의 타원형 편미분방정식인 레이놀즈식은 수치해법 적용을 위해 이산화되어 유한차분화한 형태에서 정리하면 다음의 최종적인 형태로 나타난다.

$$\xi_1 \bar{p}_{i+1,j} + \xi_2 \bar{p}_{i-1,j} + \xi_3 \bar{p}_{i,j+1} + \xi_4 \bar{p}_{i,j-1} + \xi_5 \bar{p}_{i,j} = \xi_6 \quad (19)$$

여기서 ξ_i (i = 1, 2,..., 6)는 유한차분화한 후 각 절점에서 무차원 압력을 기준으로 정리된 계수에 해당된다. 식 (20) 형태의 이산화식은 SOR 방법에 의해 계산되었다. 또한 윤활 필름층의 각 영역별로 적용되어지는 포물형 편미방정식인 에너지식 (9)는 유한차분화하여 정리하면 다음의 형태를 얻을 수 있다.

$$\bar{T}_i = \Lambda_1 \bar{T} + \Lambda_2 \bar{T} + \Lambda_3 \bar{T} + \Lambda_0 \quad (20)$$

여기서 Λ_i (i=1, 2, 3)는 선형 계산자이다. 각 항을 구성하고 있는 선형계산자와 상수격인 마지막 항 Λ_0 은 ADI 방법을 적용하기 위하여 정리된 형태이다. 필름층을 이루는 계산영역은 중앙 shear 영역부분이 조밀한 100x20x60 로 격자화 하였다..

4. 결과 및 고찰

수치적 계산을 위한 기본적 데이터는 사전 수행된 연구 결과로부터 얻었으며 Table 1 에 정리 제시하였다. 계산 과정은 파라메터인 h/σ이 비교적 낮은 조건에서 거칠기의 확률적 분포가 최고 $3\sigma_t$ 를 갖는 부분을 전후로 접촉과 비접촉을 갖는 윤활작용으로 구분하여 실시되었다.

Table 1 Journal bearing data for [4-6]

Parameter	Symbol	Value	Unit
Journal radius	R	36	10^{-3} m
Bearing length	L	10, 21, 42, 72	10^{-3} m
Radial bearing clearance	C	0.100	10^{-3} m
Eccentricity	ε	0.9	
Inlet temperature	T	40	℃
Lubricant viscosity	μ	0.0277	Pa-s
Lub. thermal conductivity	K	0.13	W/m-K
Lubricant density	ρ	860	kg/m^3
Thermo-viscosity coeff.	γ	0.0298	1/℃
Specific heat	c_p	2000	J/kg-K
Shaft speed	N	500~2000	rpm
Young modulus	E	2.1	10^{11} Pa
Bulk modulus	β	1.517	10^9 N/m^2
Thermal expansion	α	0.019	m/m-K

4.1 비접촉 모드, $\sum d_i \sim 0$

공칭 간격위로 존재하는 거칠기의 σ_t 크기에 상응하는 흐름의 모델에 따른 일반적인 THD 해석이

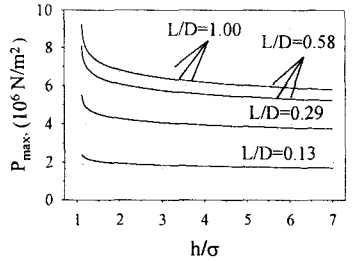


Fig. 4 Effect of surface roughness on the maximum pressure with different L/D ratios, R=36 x 10^{-3} m, C=100 x 10^{-6} m, ε=0.9, T_0=40 °C, N=1000 RPM

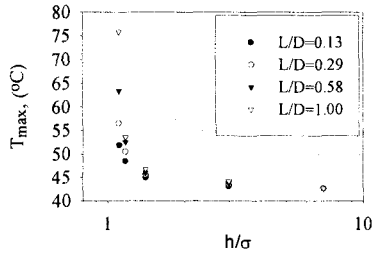
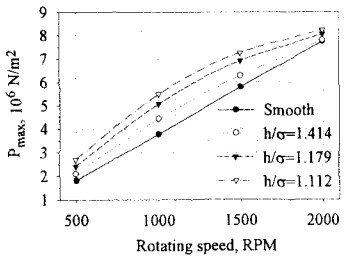


Fig. 5 Effect of surface roughness on the maximum temperature with different L/D ratios, R=36 x 10^{-3} m, C=100 x 10^{-6} m, ε=0.9, T_0=40 °C, N=1000 RPM

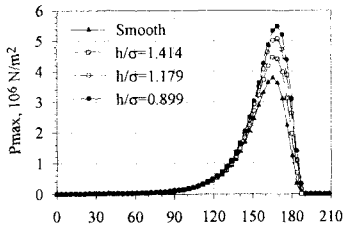
이루어졌다. 파라메터인 h/σ의 증감에 있어서 L/D 비율에 따른 시스템 폭의 변화를 주었을 때 해석 결과는 Figs. 4-5 에 주어지고 있다. 이 결과를 놓고 볼 때 필름층의 두께가 거칠기의 크기에 가까울수록 압력 상승에 미치는 영향은 크다. 특히 h/σ의 비율이 1 에 가까울수록 그리고 L/D 비율이 큰 폭인 시스템일수록 상승 효과는 급속히 일어남을 알 수가 있다. 같은 조건이 주어졌을 때 온도 상승에 있어서도 유사한 결과가 나타남을 볼 수가 있다. L/D=1 인 시스템에서는 h/σ의 비율이 1.112 일 때 표면이 평평한 경우에 비해 무려 2 배 가까이 증가되었다. 반면 평면의 조건일 경우에는 어떠한 시스템의 폭에 관계없이 일정한 것이 흥미롭다. Fig. 6 은 L/D=0.29 인 시스템에서 h/σ의 비율을 1.5 이내 범위로 유지하고 얻은 결과로써 동일한 시스템 구조의 조건에서 최대 압력이 회전자의 속도에 따라 형성되는 결과에서 h/σ의 비율이 낮음에 따라 최대압력이 회전자 속도의 제곱근 관계로 증가한다는 사실을 알 수 있고 Fig. 6-b 는 유체 흐름 방향에 있어서 압력 분포를 나타내고 있다. Fig. 6-c 는 각 영역의 두께 무차원화 비율에 따라 상응되는 온도의 분포를 나타내고 있다.

4.2 접촉 모드, $\sum d_i > 0$

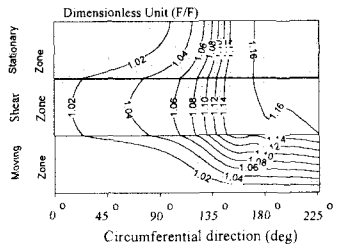
중앙 접촉 계면을 따라 미소 열원이 주어질 때 표면 거칠기가 베어링 부하에 미치는 영향은 Fig. 7 에서 간접적으로 설명된다. 여기서 거칠기 파라



(a)



(b)



(c)

Fig. 6 (a) Journal bearing pressure speed characteristics, **(b)** Pressure distribution for various surface roughness parameters along the centreline of the journal bearing in the direction of sliding motion, **(c)** Dimensionless temperature distribution at the mid plane in the sliding direction, R=36 x 10^{-3} m, L=21 x 10^{-3} m ,C=100 x 10^{-6} m, ε=0.9, T_0=40 °C, N=1000-2000 RPM

메터인 h/σ의 증가와 함께 평균 거칠기의 변형 정도에 따라 형성되는 압력의 계산을 위해 $nr\sigma$~0.05, σ/r~0.029 이 적용되었다. 미소 변형된 정도 (d/σ)의 깊이가 0.01 에서 0.3 까지 진행되었을 때의 결과이다. 접촉 부위의 변형 깊이가 클수록 이와 함께 동반하는 평균 접촉압력의 증가는 마찰열원의 상승을 유발하게 되고 그 이유로 베어링의 부하 능력에 영향을 미치게 된다. 또한 파라메터인 h/σ의 증가는 그만큼 평균 접촉 계면이 각각 $3\sigma_i$에 다가가는 상향 이동을 함으로써 접촉부위의 면적 축소와 함께 평균 접촉압력은 감소한다.

5. 결 론

본 논문에서 제시한 새로운 접근 방법은 거칠기의

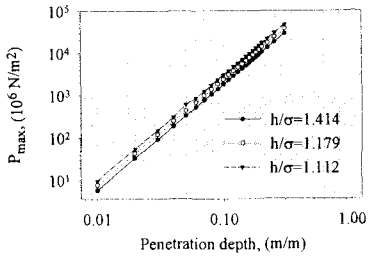


Fig. 7 Average contact pressure for various surface roughness parameters along the centreline in the narrow zone of the journal bearing, R=36 x 10^{-3} m, L=21 x 10^{-3} m ,C=100 x 10^{-6} m, ε=0.9, T_0=40 °C, N=1000-2000 RPM

표면 특성을 나타내는 함수관계인 파라메터 (편차, peklenik 수) 로서 shear 영역을 결정짓는데 근거를 두고 표면층에서 고정자와 같이 정체되거나 회전자와 더불어 흐름을 갖는 유체 유동장을 적절하게 모델링하여 혼합윤활 영역의 범주에 있는 거친 표면을 가진 저널 베어링에서 뉴톤성의 층류거동을 해석하였다. 결과적으로, 첫째, Pressure Flow Factor를 이용한 평균화한 레이놀즈식을 사용 대신에 일반 레이놀즈식을 거칠기 형태에 따른 흐름의 변형을 표현한 속도식과 에너지식과의 결합 형태인 THD 해석으로 제시하였으며, 둘째로, 표면의 거침 정도에 따른 파라메터의 변화에 따라 윤활 층 내부 전단작용이나 부분 마찰 정도 크기에 의해 부하 능력에 영향을 미치는 것으로 나타났다. 셋째로, 이러한 복합 영향은 혼합윤활 영역 가까울수록 두드러지고 후막 영역권으로 다가갈수록 비뉴턴 성향에서 뉴턴성의 유체거동으로 지배되는 영역이 확장됨에 따라 소멸되는 것으로 본다.

참고문헌

(1) H. Christence and K. Tonder, 1973, "The Hydrodynamic Lubrication of Rough Journal Bearings," *J. Lub. Tech.* vol. 79, pp. 166-171

(2) N. Patir and H. S. Cheng, 1978, "An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication," *J. Lub. Tech.*, vol. 100, pp. 12-17

(3) *H. Hashimoto, 1996, "Thermohydrodynamic Analysis of High-Speed Journal Bearings With Surface Roughness," J. Trib.*, vol. 118, pp. 698-701

(4) J. Ramesh, B. C. Majumdar, and N. S. Rao, 1997, "Thermohydrodynamic Analysis of Submerged Oil Journal Bearings Considering Surface Roughness Effects," *J. Trib.*, vol. 119, pp. 100-106

(5) M. Fillon, J-C. Bligoud, and J. Frene, 1992, "Experimental Study of Tilting-Pad Journal Bearings-Comparison With Theoretical Thermoelastohydrodynamic Results," *J. Trib.*, vol. 114, pp. 579-588

(6) J. H. Kim and A. A. Seireg, 2000, "Thermohydrodynamic Lubrication Analysis Incorporating Bingham Rheological Model," *J. Trib.*, vol. 122, pp. 137-146