FlowFactor를 이용한 볼베어링의 탄성유체윤활해석

이병욱[†] · 문석만 · 김태완* · 조용주[‡]

부산대학교 기계공학부

*부경대학교 기계공학부

EHL Analysis of Ball Bearing for Rough Surface With the FlowFactor

ByungWook Lee[†], Seokman Moon, Taewan Kim* and Yongjoo Cho[‡]

Graduate School, Dept. of Mechanical Engineering, Pusan National University

Dept. of Mechanical Engineering, PuKyong National University

*Dept. of Mechanical Engineering, Pusan National University

(Received August 20, 2011; Revised October 31, 2011; Accepted November 5, 2011)

Abstract – The purpose of this paper is to analyze and discuss the effects of surface roughness by comparing the elastohydrodynamic lubrication(EHL) analysis of smooth surface and rough surface as the ball bearing. In order to do this, The average flow model is adapted for the interaction of the flow rheology of lubricant and surface roughness. The average Reynolds equation and the related flow factor which describes the coupled effects of surface roughness and flow rheology, the viscosity-pressure and density-pressure relations equations, the elastic deformation equation, and the force balance equation are solved simultaneously. The results show that effects of surface roughness on the film thickness and pressure distribution should be considered especially in EHL contact problems.

Keywords – elastohydrodynamic lubrication(EHL, 탄성유체윤활), average reynolds equation(평균레이놀즈 방정식), flow factor(유동계수), surface roughness(표면거칠기), ball bearing(볼베어링)

1. 서 론

베어링은 모든 기계장치에 널리 사용되며, 기계시스템의 필수요소이다. 이러한 베어링의 설계기술은 핵심적인 기반 기술이며 베어링의 파손은 곧 기계시스템 전체의 파손이 될 만큼 높은 신뢰성이 요구되는 기술이다. 베어링의 높은 신뢰성과 장수명을 위해서는 볼과 궤도를 사이의 윤활상태에 의해 크게 영향을 받는다. 유막 두께가 표면 돌기들의 높이와 비슷한 혼합 윤활 상황에서는, 유막에서 발생하는 압력은 거칠기에 매우 민감한 영향을 받는다. 표면 거칠기를 고려한 윤활 해석은 1960년대부터 꾸준히 연구되어져 왔다. 확률 개념

의 소개로 윤활에서 표면 거칠기의 효과에 대한 연구는 더욱 활발히 이루어져 왔다[1]. Christensen & Tonder[2]는 방향성을 가지는 두 거친 표면에 대해 Reynolds Equation을 적용시켰고, 미끄럼과 저어널 베어링 윤활 해석에 이 식을 이용했다. Patir & Cheng [3,4]은 Flow simulation을 통해 일반적인 거칠기를 가지는 표면에도 적용 가능한 average Reynolds equation을 유도하였다. Teale & Lebeck[5]은 average flow model을 이용하여 기존의 논문과 달리 corner point method를 이용하여 flow factor를 계산하였다. Lund & Tonder[6]은 average flow model을 이용한 해석에서 경계조건의 영향에 대한 연구를 수행하였다.

이처럼 혼합 윤활 영역에서 표면 특성에 대한 분석은 트라이볼로지 문제와 함께 윤활해석에서도 매우 중

[†]주저자 : lbu777@pusan.ac.kr

[‡]책임저자 : yjcho@pusan.ac.kr

Fig. 1. The geometry of model problems.

요하다. 유막 두께가 돌기 높이 크기와 비슷하고 부분적으로 돌기간의 접촉으로 인한 돌기간의 상호 작용을 일으키게 되는 혼합 윤활 영역에서는 표면이 매끄럽다는 가정은 타당하지 않으며 거칠기 효과가 고려되어야만 한다. 따라서 혼합 윤활 영역에서 운전되는 기계 요소의 윤활 현상을 예측하기 위하여 거칠기 영향을 고려한 윤활 해석 모델이 필요하다.

따라서 본논문에서는 거칠기 영향을 고려하기 위해 유동계수(ϕ , ϕ_s)를 구한 후 이를 이용하여 평균레이놀즈 방정식을 수치적으로 풀어 볼베어링에 적용하여 구점촉시의 평균유막압력 및 유막을 구하였다. 또한 기존의 매끄러운 표면의 탄성유체윤활해석에 의한 결과와 비교함으로써 거칠기영향을 보여주려고 하였다.

2. 이 론

2-1. 해석모델

Fig. 1은 본논문에서 해석하고자 하는 볼베어링의 형상을 나타낸 그림으로 (a)는 실제 볼베어링 형상을 나타낸 그림이고, (b)는 해석을 위해 수치적으로 생성한 표면거칠기이다. 그리고 (c)는 볼과 궤도륜의 표면을 탄성체인 볼과 강체인 평판으로 상당시킨 그림을 나타낸다.

2-2. 평균레이놀즈방정식

본 연구에서 표면거칠기 영향을 고려하기 위해 유동계수가 적용된 평균 레이놀즈 방정식은 사용하였는데

식(1)과 같다

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\phi_y \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} \right) = 12 \bar{u} \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 12 u_s \sigma \frac{\partial \rho \phi}{\partial x} \quad (1)$$

여기서, $\bar{u} = \frac{u_1 + u_2}{2}$ (평균속도)

$$u_s = \frac{u_1 - u_2}{2} \quad (\text{미끄럼속도})$$

식 (1)를 풀기 위하여 다음과 같은 Reynolds경계 조건을 적용하였다.

$$p = 0 \quad \text{at } x_{in}$$

$$p = \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad \text{at } x_{out} \quad (2)$$

2-2-1. 점도-압력관계

윤활제가 높은 압력을 받게 되면 점도는 압력의 영향에 의하여 변화하게 된다. 본 논문에서는 Roelands가 제시한 점도-압력 관계식을 적용한다.

$$\eta = \eta_0 \left(\frac{\eta_x}{\eta_0} \right)^{1 - (1 + p/c_p)^Z}$$

$$\eta_\infty = 6.31 \times 10^{-5} \text{Ns/m}^2$$

$$c_p = 1.96 \times 10^8 \text{Nm}^2 \quad (3)$$

여기에서 p 는 압력, η_0 는 대기압 상태($p=0$)에서의 점도이고 Z 는 점도-압력 지수이다. η 및 η_0 의 단위는 $[\text{Ns/m}^2]$ 이고, 압력 p 의 단위는 $[\text{N/m}^2]$ 이다.

2-2-2. 밀도-압력관계

윤활유의 밀도-압력 관계는 Dowson과 Higginson이 제시한 다음의 관계식을 적용한다.

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} \right) \quad (4)$$

여기에서 ρ_0 는 대기압 상태($p=0$)에서의 밀도이다.

2-2-3. 하중관계식

$$W = \iint p dx dy \quad (5)$$

여기서 p 는 전체해석영역에 대한 압력이고, 이압력에 의한 합력은 외부하중과 평형을 이루어야 한다.

Fig. 2. The model problem for simulation.

2-3. 압력 유동 계수 ϕ_x, ϕ_y

유동 계수는 Fig. 2에 도시되어 있는 바와 같이 전체 윤활영역에 비해서는 매우 작지만 많은 돌기들을 포함하고 있는 미소 베어링 면적 $L_x \times L_y$ 에서의 수치 시뮬레이션을 통해 얻을 수 있다.

압력유동계수(pressure flow factor) ϕ_x, ϕ_y 는 매끄러운 표면의 평균 압력 유량에 대한 거친 표면의 평균 압력 유량의 비를 의미한다. 압력 유동 계수 ϕ_x 를 얻기 위해 레이놀즈 방정식으로부터 순수 구름 조건 ($U_1 = U_2 = \bar{U}$)을 가정하여 다음의 식을 유도할 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{hr^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h_r^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \bar{U} \frac{\partial h_r}{\partial x} + \frac{\partial h_r}{\partial t} \quad (6)$$

여기서 hr 는 국부 유막 두께로서 거친 두 표면사이의 공칭유막두께 h 와 표면 거칠기 δ_1 및 δ_2 의 합으로 정의된다.

$$h_r = h + \delta_1 + \delta_2 \quad (h = \text{constant}) \quad (7)$$

ϕ_x 를 구하기 위한 경계조건은 다음과 같다.

- 1) $p = p_A$ at $x = 0$
- 2) $p = p_B$ at $x = L_x$
- 3) $\frac{\partial p}{\partial y} = 0$ at $y = 0, y = L_y$

4) No flow at contact points

주어진 경계조건을 적용하고 식 (6)을 수치적으로 풀어 압력을 계산하고 평균단위 유량을 계산함으로써 다음 식과 같은 압력유동계수를 얻을 수 있다.

$$\phi_x = \frac{\frac{1}{L_y} \int_0^{L_y} \left(\frac{h_r^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dy}{\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x}} \quad (8)$$

여기서, $\partial \bar{p} / \partial x = (p_B - p_A) / L_x$ 이다. ϕ_y 도 ϕ_x 를 구하는 과정과 동일한 방법에 의해서 구할 수 있으며 표면의 돌기들이 등방성일 경우 같은 값을 가지게 된다.

2-4. 전단 유동 계수 ϕ_s

전단 유동 계수 ϕ_s 는 미끄럼 운동하는 표면의 거칠기로 인한 추가적 유동을 고려한 계수이다. ϕ_s 를 구하기 위해서 압력 유동 계수에서 사용된 모델 베어링을 이용하며 동일한 가정을 적용하고 구름 속도를 $0(U_1 = -U_2 = U_s/2)$ 으로 가정하면 다음의 식을 유도할 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h_r^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h_r^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{\partial h_r}{\partial t} \quad (9)$$

여기서 U_s 는 미끄럼 속도이다. 식 (9)에 다음과 같은 경계조건을 적용하여 풀면 압력을 구할 수 있고 평균 유량은 국부 유량을 평균함으로써 식 (6)과 같이 나타낼 수 있다.

- 1) $p = p_A$ at $x = 0, x = L_x$
- 2) $\frac{\partial p}{\partial y} = 0$ at $y = 0, x = L_y$
- 3) No flow at contact points

식 (9)에서 평균 압력 구배와 구름 속도가 0(zero)이므로 미끄럼으로 인한 추가적인 유량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\bar{q}_x = \frac{1}{L_x L_y} \int_0^{L_x} \int_0^{L_y} \left(-\frac{h_r^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dx dy \quad (10)$$

미끄럼으로 인한 추가적인 유량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\bar{q}_x = \frac{U_s}{2} \sigma \phi_s \quad (11)$$

따라서 전단유동계수 ϕ_s 는 다음과 같다.

Fig. 3. Result graphs of pressure flow factor (ϕ_x) from elastic body.

Fig. 4. Result graphs of shear stress factor (ϕ_s) from elastic body.

$$\phi_s = \frac{2}{U_s \sigma L_x L_y} \int_0^{L_x} \int_0^{L_y} \left(-\frac{h_r^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dx dy \quad (12)$$

2-5. 유동계수 해석결과

해석결과 Λ (유막계수) 값의 변화에 따른 유동계수 ϕ_x , ϕ_s 값은 Fig. 3 과 Fig. 4와 같이 구해진다. ϕ_x 는 (유막계수)가 커질수록 1에 가까워지는 것을 알 수 있고 ϕ_s 는 Λ (유막계수)가 커질수록 0에 가까워지는 것을 알 수 있다. 이것은 Λ (유막계수)가 증가함에 따라 표면 거칠기의 영향이 감소함을 나타낸다.

3. 해석결과

본 연구에서 표면거칠기 영향을 고려하고자 Fig. 3 과 Fig. 4에 나타난 것처럼 Λ (유막계수)값의 변화에 따라 압력유동계수(ϕ_x)와 전단유동계수(ϕ_s)를 구한후

Table 1. Analysis condition

Viscosity of Lubricant	$41.0 \times 10^{-3} \text{ [Ns/m}^2\text{]}$
Density of Lubricant	$861.6 \text{ [Kg/m}^3\text{]}$
Viscosity-Pressure Index	0.4
Viscosity-Pressure Factor	$22.0 \times 10^{-9} \text{ [m}^2\text{/N]}$
Maximum Vertical Load	35.5 [N]
Rolling Velocity	2 m/s

(a) 3-D pressure distribution of Smooth surface

(b) 3-D pressure distribution of rough Surface

Fig. 5. EHL analysis result for ball on disk with smooth and rough surface.

Patir & Chang에 의해 유도되어진 평균레이놀즈 방정식에 적용하여 수치해석적으로 풀어 평균압력과 평균유막두께를 구하였다. 해석에 적용된 표면형상은 Fig. 1 (b)와 같이 수치적으로 생성된 표면[Kurtosis3]을 사용하였다. 그리고 동일한 조건을 적용 후 매끄러운 표면에서 해석을 수행하여 구해진 유막압력과 유막두께를 구하여 거칠기가 고려된 결과와 비교하였다. 해석에 사용된 파라미터로서 구의 직경 19 mm, 구의 재질은 탄성계수 210 Gpa, 프와송비 0.3인 강이며 이에 대응하는 디스크의 재질은 탄성계수 70 Gpa, 프와송비 0.25인 유리이다. 구의 구름속도는 2 m/s, 작용하중은 35.5 N을 가하였다. 윤활제는 광유로서 점도는 41 cP,

Fig. 6. Central film profiles in rolling direction.

Fig. 7 Central film profiles in rolling direction.

밀도는 861.6 kg/m^3 , 점도-압력 계수는 0.4이다.

Fig. 5는 3-D 유막압력분포를 나타낸 그림이다. Fig. 5(a)는 매끄러운 표면에서의 EHL해석결과 구해진 압력분포이고 Fig. 5(b)는 FlowFactor(유동계수)가 적용된 즉 거칠기 효과가 고려된 EHL해석에 의한 압력분포를 나타낸 그림이다.

Fig. 6, Fig. 7에 구름방향 매끄러운 표면의 유막프로파일, 압력분포와 거친면의 유막프로파일, 압력분포를 각각 비교하여 나타내었다. 최소 유막두께는 매끄러운 표면의 경우 약 293 nm , 거친 표면의 경우는 약 97 nm 로 표면거칠기의 영향으로 인해 거친표면이 매끄러운 표면의 유막두께보다 낮은 유막두께를 가지는 것을 확인할수 있었다.

4. 결 론

본 연구에서는 평균레이놀즈 방정식에 FlowFactor를 적용하여 혼합윤활상태에서 볼베어링의 표면거칠기 효

과를 알아보려고 하였다.

1. Λ (유막계수)값의 변화에 따른 압력유동계수(ϕ), 전단 유동계수(ϕ_s)값을 구하였다.

2. 유동계수값을 적용한 평균레이놀즈방정식을 이용하여 수치해석적으로 풀어 거친면의 EHL 해석결과(평균압력, 평균유막두께)를 도출하였다.

3. 매끄러운표면의 EHL해석과 거친면의 EHL해석 결과를 비교함으로써 표면거칠기 효과를 확인 할 수 있었다.

기호설명

h	nominal film thickness (compliance)
h_T	local film thickness
σ	root mean square roughness
p	hydrodynamic pressure
$\bar{p}$	mean hydrodynamic pressure
u_1, u_2	velocity(x direction) of surfaces 1, 2
$\bar{u}$	$1/2(u_1 + u_2)$ rolling velocity
$\bar{u}_s$	$1/2(u_1 - u_2)$ sliding velocity
ϕ_x	pressure flow factors
ϕ_s	shear flow factor
Λ	film parameter
η	absolute viscosity
η_0	absolute viscosity of the lubricant at atmosphere pressure
ρ	density of the lubricant
ρ_0	density of the lubricant at atmosphere pressure

후 기

본 연구는 교육과학기술부와 한국연구재단의 지역혁신인력양성사업으로 수행된 연구결과임.

참고문헌

1. Tzeng, S.T. and Saibel, "Surface Roughness Effect on Slider Bearing Lubrication", *ASLE, Trans*, Vol 10, p. 334, 1967.
2. H. Christensen and K. Tonder, "The Hydrodynamic Lubrication of Rough Journal Bearings", *ASME, J. Lubri. Tech*, pp. 166-172, 1973.
3. Patir, N. and Cheng, H. S., "An average Flow Model

- for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial hydrodynamic Lubrication", *ASME, J. Lubri. Tech.*, Vol. 100, pp. 12-17, 1978.
4. Patir, N. and Cheng, H. S. "Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces", *ASME, J. Lubri. Tech.*, Vol. 101, pp. 220-230, 1979.
 5. J. L. Teal and A.O. Lebeck, "An Evaluation of the Average Flow Model[1] for Surface Roughness Effects in Lubrication", *ASME, Journal of Tribology*, Vol. 102, pp. 360-367, 1980.
 6. L. Lundberg and K. Tonder, "Pressure and Shear Flow in a Rough Hydrodynamic Bearing, Flow Factor Calculation", *ASME, Journal of Tribology*, Vol. 119, pp. 549-555, 1997.
 7. 강민호, 김태완, 구영필, 조용주, "Kurtosis 변화에 따른 Pressure Flow factor에 관한 연구", *윤활학회 제31회 춘계학술대회 논문집*, pp. 243-250, 2000.