

Surface Topography를 이용한 평행 스러스트 베어링의 혼합윤활 해석

이동길 · 임윤철*

연세대학교 대학원 기계공학과

*연세대학교 기계전자공학부

Mixed Lubrication Analysis of Parallel Thrust Bearing by Surface Topography

Dong-Gil Lee and Yoon-Chul Rhim*

Graduate School, Yonsei Univ.

*School of Electrical and Mechanical Eng, Yonsei Univ.

Abstract—Effects of surface roughness on bearing performances are investigated numerically in this study, especially for the parallel thrust bearing. Although mating surfaces are parallel and separated by thin fluid film, the pressure distribution is formed due to asperities. Model surface is generated numerically with given autocorrelation function and some surface profile parameters. Then the average Reynolds equation is applied to predict the effects of surface roughness between hydrodynamic and mixed lubrication regimes. In this equation, flow factors are defined as correction terms to smooth out high frequency surface roughness. The correlation length is proposed to get the minimum load for the parallel thrust bearing for various sliding conditions.

Key words—Mixed lubrication, autocorrelation function, parallel thrust bearing, surface roughness, surface topography.

1. 서 론

베어링을 설계하거나 해석할 때 상대운동하는 두 표면이 매우 얇은 유막에 의해 분리되거나 혹은 서로 접촉한다 하더라도 많은 경우 그 표면의 거칠기의 영향은 고려하지 않았다. 그러나 요즘의 기계들이 초고속, 초정밀, 고신뢰성을 추구하며 고온, 고압 또는 진공과 같은 특수한 환경에서 운전되는 등 극한적인 조건에서 사용될 경우 베어링에서의 표면 거칠기가 기계성능에 미치는 영향을 간단히 무시할 수는 없다. 이 경우 표면의 구조와 특성에 대한 해석은 마찰 및 마멸문제와 함께 윤활 해석에 있어서도 매우 중요하며 표면 거칠기의 영향을 고려하여 베어링 문제를 해석할 때에는 지금까지와는 다른 관점에서 윤활 해석이 이루어져야 한다.

표면 거칠기를 고려한 베어링의 해석방법은 몇몇 연구자에 의하여 기본적인 개념이 제안되었다. 1970년대 후반에 Patir 와 Cheng[1-2]은 표면 거칠기의 영향을 고려한 Average Reynolds equation을 제시하였다. 이 논문에서 Patir 와 Cheng은 방향성을 갖는 표면에 대하여 flow factor[1,2]를 정의하였으며 이로부터 표면의 평균 압력분포를 구하였다. 또한, Tripp[3]은 Green 함수를 이용한 섭동법을 사용하여 flow factor를 구하는 방법을 제시하였으며 Hu and Zheng[4]은 flow factor가 경계조건과 수치해석상의 격자구조에 따라 다른 결과가 나타날 수 있음을 밝혀냈다. 한편 flow factor를 이용한 방법은 두 종류의 다른 유체가 혼합된 경우에도 적용할 수 있으며 Li[5]는 거친 표면에서 혼합유체의 평균압력분포를 구하였다.

Nayak[6]은 랜덤프로세스 이론을 도입하여 표면 거

칠기의 확률분포적 특성을 연구하였으며 Whitehouse, Patir 등은 표면을 수학적으로 모델링하는 방법에 통계처리 기법을 적용하였다[7,8].

본 연구에서는 여러 표면 거칠기 파라미터로 정의되는 표면을 통계적인 방법을 사용하여 수치적으로 모델링하고, 이를 Average Reynolds equation에 적용하였으며 평행 스투스트 베어링을 해석 대상으로 한 경우 최대의 부하성능을 얻을 수 있는 표면의 형상을 예측하였다.

2. 이론해석

2.1 표면 거칠기 파라미터

표면의 거칠은 정도를 정량화한 파라미터 중 Rq(root mean square)는 서론에서 언급한 표면 거칠기를 고려한 베어링의 연구[1-5]에서 가장 많이 사용하는 파라미터이다. 그러나 거칠기 파라미터는 그 외

에도 여러 가지가 있으며 Rq값만으로 표면의 상태를 결정하기는 불충분하다. 그러므로 가능한 한 많은 파라미터를 고려함으로써 표면의 구조를 보다 더 정확하게 나타낼 수 있다. 해석에 앞서 표면 거칠기 파라미터를 정리하면 Table 1과 같다.

여기서 Z_i 는 평균선으로부터 거친 표면까지의 거리이고 $\psi(z)$ 는 확률밀도함수이며 $2L$ 은 기준길이이다. 본 논문에서는 거칠기 파라미터를 2차원에서 3차원으로 확장하였다. 즉 Z_{ij} 는 각각 x 및 y방향으로 i 및 j번째 노드에서 평균면으로부터 거친 표면까지의 거리이다.

여기서 파라미터를 다시 분류하면 Ra, Rq, Rz, Rc, Ry는 profile parameters, HSC는 spacing parameter, Δa , Δq , λa , λq 는 hybrid parameters 그리고 Sk, Ku는 probability parameters로 나눌 수 있다[6].

2.2 Surface modeling

표면의 거칠기를 지배방정식에 대입하기에 앞서 먼

Table 1. 2-D surface roughness parameter

Parameter	Definition
Ra(Arithmetic Average)	$\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N Z_i = 2 \int_0^{\infty} z \bar{\varphi} dz$
Rq(Root MeanSquare)	$\left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (Z_i)^2 \right)^{1/2} = \left(\int_{-\infty}^{\infty} z^2 \bar{\varphi} dz \right)^{1/2}$
Rmax(Maximum peak to valley height)	$\max(z) - \min(z)$
Rz(Ten point height of irregularities)	$\frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 (Z_{pi}) + \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 (Z_{vi})$
Δa (Arithmetic mean slope)	$\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^{N-1} \left\{ \tan^{-1} \left \frac{\Delta Z_i}{\Delta X_i} \right \right\}$
Δq (Root Mean Square slope)	$\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^{N-1} \left\{ \tan^{-1} \left(\left \frac{\Delta Z_i}{\Delta X_i} \right \right)^2 \right\}^{1/2}$
λa (Average wavelength)	$360 \times \frac{Ra}{\Delta a}$
λq (Root Mean Square of wavelength)	$360 \times \frac{Rq}{\Delta q}$
Sk(Skewness)	$\frac{1}{Rq^3} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N Z_i^3 = \frac{1}{Rq^3} \int_{-\infty}^{\infty} z^3 \bar{\varphi} dz$
Ku(Kurtosis)	$\frac{1}{Rq^4} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N Z_i^4 = \frac{1}{Rq^4} \int_{-\infty}^{\infty} z^4 \bar{\varphi} dz$
HSC(High Spot Count)	Count peaks (0-50%) of the Ry

저 표면에 대한 정보가 있어야 한다. 가장 많이 알려져 있는 표면조도 측정장치인 촉침식 방법을 비롯한 대부분의 장비는 시편 전체의 면적보다는 일부분에 대한 정보만을 제공한다. 따라서 표면 전체에 대한 정보를 얻기 위해서는 수학적으로 표면을 모델링하여야 한다. 수학적으로 표면을 모델링하는 방법은 auto-correlation function(ACF)을 이용한 랜덤프로세스 이론[8]에 기초를 둔다. 즉 임의의 거칠기를 갖는 표면을 만들기 위해 R_q 를 이외에도 표면의 방향성을 나타내는 correlation length를 가정하여 표면을 모델링한다. 공간 변수에 대한 ACF의 정의는 다음과 같다[8,9].

$$\begin{aligned} R(\lambda_x, \lambda_y) &= E[Z(x, y), Z(x+\lambda_x, y+\lambda_y)] \\ E: \text{averaging operator, } \lambda_x, \lambda_y: \text{delay length} \\ R(0, 0) &= \sigma^2 \end{aligned} \quad (1)$$

이를 수치해석에 적합하도록 x 및 y 방향으로의 노드번호인 i, j 로 다시 표현하면 식(2)와 같이 된다.

$$\begin{aligned} R_{p,q} &= R(p\Delta x, q\Delta y) = E(Z_{ij}, Z_{i+p, j+q}) \\ &= \frac{1}{(N-p)(M-q)} \sum_{i=1}^{N-p} \sum_{j=1}^{M-q} Z_{ij} Z_{i+p, j+q} \\ &= \sum_{k=1}^{n-p-m-q} \sum_{l=1}^m a_{ki} a_{k+p, l+q} \\ p &= 0, 1, 2, \dots, n-1 \quad q = 0, 1, 2, \dots, m-1 \\ R_{p,q} &= 0, \text{ if } p \geq n, q \geq m \end{aligned} \quad (2)$$

여기서 Z_{ij} 는 다음과 같이 가정된다[8].

$$Z_{i,j} = \sum_{k=1}^n \sum_{l=1}^m a_{ki} \eta_{i+k, j+l} \quad i=1, 2, \dots, N \quad j=1, 2, \dots, M \quad (3)$$

$$\begin{aligned} [Z_{ij}] &= [N \times M], [R_{p,q}] = [n \times m] \\ E(\eta_{ij}, \eta_{kl}) &= 1, \text{ if } i=k, j=l \\ &= 0, \text{ otherwise} \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 η_{ij} 는 다음과 같다.

$$\eta_{ij}[(N+n) \times (M+m)]: \text{ zero mean, unit standard deviation}$$

위의 식(4)와 같이 표현되는 이유는 대부분의 표면에서 거칠기가 표준(Gaussian)분포를 이루기 때문이다.

식(2)는 $a_{ki} [n \times m]$ 을 풀기 위한 비선형 방정식으로

서, Newton 반복법에 의해 결정된다. 그리고 최초로 $R_{p,q}=0$ 가 될 때의 x 및 y 방향으로의 delay length를 각각 λ_x^* , λ_y^* 라고 하면 correlation length ratio, γ 는 다음과 같이 정의된다[2].

$$\lambda_x^* = n\Delta x, \lambda_y^* = n\Delta y, \frac{\lambda_x^*}{\lambda_y^*} = \frac{n}{m} \quad \text{if } \Delta f = \Delta y \quad (5)$$

ACF는 표면 거칠기 높이의 주기성을 말해주는 함수로써 delay length가 증가함에 따라 점차 감소하여 0에 수렴한다. 따라서 본 논문에서는 다음과 같이 C를 양의 상수라고 할 때 지수적으로 감소하는 함수로 가정하였다.

$$R_{p,q} = \exp \left[-C \left\{ \left(\frac{p}{n} \right)^2 + \left(\frac{q}{m} \right)^2 \right\}^{1/2} \right] \quad (6)$$

식(6)을 식(2)에 대입하여 비선형 방정식의 해, a_{ki} 를 구한 후 식(3)에 대입하여 Z_{ij} 를 구한다.

2.3 지배 방정식

표면 거칠기를 고려한 레이놀즈 방정식은 다음과 같이 유도하였다. Fig. 1과 같은 임의의 표면에 대한 검사체적에서 면적 $dx dy$ 는 전체 베어링 면적에 비해서는 매우 작으나 그 안에는 많은 요철이 포함되어 있다고 가정한다. 미끄럼운동이 x 방향으로 발생할 때 단위 길이 당 x 및 y 방향으로의 유량 q_x 및 q_y 는 식(7)과 같다.

$$\begin{aligned} q_x &= \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{U_1 + U_2}{2} h \\ q_x &= \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \end{aligned} \quad (7)$$

여기서 평균유량 \bar{q}_x, \bar{q}_y 는 정의에 의해 식(8)과 같이 정리된다.

$$\begin{aligned} \bar{q}_x &= \frac{1}{\Delta y} \int_y^{y+\Delta y} q_x dy = \frac{1}{\Delta y} \int_y^{y+\Delta y} \left(-\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{U_1 + U_2}{2} h \right) dy \\ &= -\phi_x \frac{h_o^3}{12\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \left(\frac{U_1 + U_2}{2} \bar{h} + \frac{U_1 - U_2}{2} \sigma \phi_x \right) \\ \bar{q}_y &= \frac{1}{\Delta x} \int_x^{x+\Delta x} q_y dx = \frac{1}{\Delta x} \int_x^{x+\Delta x} \left(-\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dx \\ &= -\phi_y \frac{h_o^3}{12\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} \end{aligned} \quad (8)$$

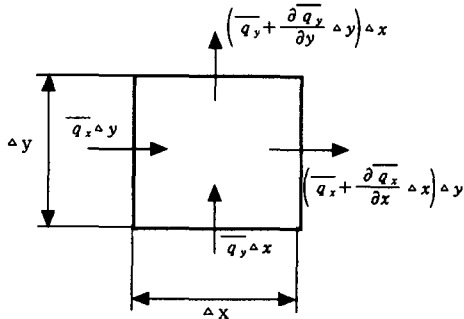


Fig. 1. Control volume for average flow.

요철이 없는 표면에 대한 압력분포와 거칠기를 가진 표면에 대한 압력분포를 비교하기 위해 pressure flow factor ϕ_x, ϕ_y [1,2]를 도입하였고 ϕ_s 는 슬라이딩하는 표면의 거칠기로 인한 추가적 유동을 고려한 shear flow factor[2]이다. 대부분의 공학적 표면에서 거칠기 값은 랜덤한 성질을 갖고 있으며 이러한 표면에서 얻어지는 국부적인 압력 또한 랜덤한 성질을 갖고 있다고 볼 수 있다. 따라서 평균유량 \bar{q}_x, \bar{q}_y 를 이용하여 검사체적에 대한 질량보존법칙을 식(9)와 같이 적용하여 average Reynolds equation을 유도함으로써 거칠기가 고려된 표면에 대한 평균 압력분포를 얻을 수 있다.

$$\left(\bar{q}_x + \frac{\partial \bar{q}_x}{\partial x} \Delta x\right) \Delta y - \bar{q}_x \Delta y + \left(\bar{q}_y + \frac{\partial \bar{q}_y}{\partial y} \Delta y\right) \Delta x - \bar{q}_y \Delta x = \Delta x \Delta y \frac{\partial \bar{h}}{\partial t} \quad (9)$$

식(9)를 정리하면 아래와 같다.

$$\frac{\partial \bar{q}_x}{\partial x} + \frac{\partial \bar{q}_y}{\partial y} = \frac{\partial \bar{h}}{\partial t} \quad (10)$$

식(8)의 결과를 이용하여 식(10)에 대입하면 다음과 같은 Average Reynolds equation이 유도된다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \frac{h_o^3}{12\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\phi_y \frac{h_o^3}{12\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} \right) = \left(\frac{U_1 + U_2}{2} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} + \frac{U_1 - U_2}{2} \sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial x} \right) + \frac{\partial \bar{h}}{\partial t} \quad (11)$$

여기서 h_o 는 공칭유막두께로써 두 표면의 평균면 사이의 거리이며 일정하다. σ 는 표면 1과 표면 2에서의 Rq 를 각각 Rq_1, Rq_2 라고 했을 때 다음과 같다

$$\sigma = Rq = \sqrt{R_1^2 + R_2^2} \quad (12)$$

한편, ϕ_x, ϕ_y 및 ϕ_s 는 표면의 거칠기 파라미터인 Rq 와 correlation length ratio 값 γ 에 의해서 다음과 같다[2].

$$\begin{aligned} \phi_x &= 1 - C e^{-rH} \text{ for } \gamma \leq 1 \\ \phi_x &= 1 + C H^{rH} \text{ for } \gamma > 1 \\ \phi_s &= V_{r1} \Phi_{s1}(h_o/Rq, \gamma) - V_{r2} \Phi_{s2}(h_o/Rq, \gamma) \end{aligned} \quad (13)$$

여기서 $H=h_o/Rq$, C 와 r 은 상수이며 γ 는 식(5)에 의해서 정의된 방향성을 나타내는 파라미터로써 다음과 같이 구분된다[1].

- $\gamma \approx 1$: isotropic surface
- $\gamma \gg 1$: longitudinal surface
- $\gamma \ll 1$: transverse surface

본 논문에서는 flow factor를 구하기 위해 경험식(13)을 사용했으며 상수 C 와 r 은 Patir 와 Cheng[2]의 결과를 이용했다. 만약, 거칠기가 없는 매끄러운 표면이라면, $\phi_x, \phi_y \rightarrow 1, \phi_s \rightarrow 0$ 이 되어 식(11)은 일반적인 Reynolds equation이 된다.

2.4 수치해석

Average Reynolds equation에서 표면1과 표면2의 슬라이딩 속도를 각각 $U_1(=U)$ 과 $U_2(=0)$ 라 하고, 두 표면의 거칠기 형상이 비슷하다면 $\partial \phi_s / \partial x$ 를 무시할 수 있다[2]. 따라서 식(11)을 압착(squeeze)이 없는 등온, 비압축성 유동에 대해서 식(14)와 같은 무차원 변수를 사용하여 표현하면 식(15)와 같다.

$$\begin{aligned} X &= \frac{x}{Lx}, Y = \frac{y}{Ly}, \bar{H} = \frac{\bar{h}}{h_o}, Z_1 = \frac{z_1}{h_o}, Z_2 = \frac{z_2}{h_o} \\ \bar{P} &= \frac{(\bar{p} - p_o) h_o^2}{\mu U L}, W = \frac{\bar{w} h_o^2}{\mu U L^3}, F = \frac{\bar{F} h_o^2}{\mu U L^3} \\ L &= \sqrt{Lx^2 + Ly^2} \end{aligned} \quad (14)$$

$$\frac{\partial^2 \bar{P}}{\partial X^2} + \left(\frac{\phi_x}{\phi_y} \right) \left(\frac{Ly}{Lx} \right) \frac{\partial^2 \bar{P}}{\partial Y^2} = \left(\frac{6Lx \partial \bar{H}}{L \phi_x \partial X} \right) \quad (15)$$

Fig. 2와 같은 베어링 형상에서 경계조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} P &= P_A \text{ along } x=0, P = P_B \text{ along } x=Lx \\ P &= P_C \text{ along } y=0, P = P_D \text{ along } y=Ly \end{aligned}$$

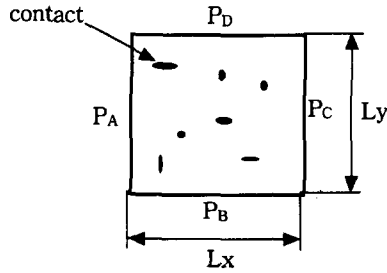


Fig. 2. boundary condition.

식(15)로부터 무차원 평균동압 \bar{P} 를 구한 후 \bar{P} 를 적분하여 무차원 평균지지하중 W 를 구한다.

혼합유희상태에서는 두 표면의 요철이 부분적으로 접촉하며 접촉된 부분에서는 유량이 흐르지 않는 상태가 된다. Average Reynolds equation은 이러한 접촉으로 발생하는 film의 변화가 적은 혼합유희상태에 대하여 적용이 가능하므로 $h_0/\sigma > 3$ 인 경우에 대하여 해석하였고[2] 두 표면의 거칠기가 포함된 유막두께 h 가 음수인 경우에 대하여 그 값을 $h=0$ 으로 설정하였으며 이러한 영역이 전체 수치해석 면적에 대하여 매우 적다고 가정하였다.

한편, 표면요철에 의해서 발생하는 수평방향의 힘은 유체의 점성에 의한 마찰력, 요철에 작용하는 국소압력에 의한 힘, 그리고 베어링의 간극 변화에 따른 평균압력에 의한 힘의 세 가지 유형으로 분류할 수 있다. 이들 중에서 간극변화에 따른 힘은 평행 슬러스트의 경우에는 고려하지 않아도 된다. 따라서 전체 수평방향의 힘은 식(16)과 같이 표현할 수 있다.

$$F_{11} = -\iint_A \frac{\mu(U_1 - U_2)}{h} [(\phi_f - \phi_{fs}) + 2V_{r1}\phi_{fs}] dx dy \quad (16)$$

$$F_{12} = +\iint_A \frac{\mu(U_1 - U_2)}{h} [(\phi_f + \phi_{fs}) - 2V_{r2}\phi_{fs}] dx dy$$

$$\phi_f = h\sigma E(1/h)$$

$$\phi_{fs} = A_3 H^{\alpha_4} e^{-\alpha_5 H + \alpha_6 H^2}, \text{ for } 0.5 \leq H \leq 7.0$$

$$\phi_{fs} = 0, \text{ for } H > 7.0, H = h/\sigma$$

여기서 E 는 Expectancy operator로써

$$E(x) = \int_{-\infty}^{\infty} x f(x) dx$$

와 같이 정의되며[9], A_3 , α_4 , α_5 및 α_6 는 표면 거칠기에 따른 상수이고 F_{11} 과 F_{12} 는 각각 표면1과 표면2

에 작용하는 수평방향의 힘이며 $f(x)$ 는 x 에 대한 확률밀도함수이다.

3. 결 과

3.1 파라미터에 따른 표면 모델링

표면을 모델링 하기 위하여 가정한 파라미터는 Rq 와 x 및 y 방향으로의 correlation length, λ_x , λ_y 그리고 $\gamma = \lambda_x/\lambda_y$ 이다. Fig. 3에서 제시한 파라미터 값은 가정한 값이므로 수치해석에서 계산된 값과는 약 0.1~2(%)의 상대오차가 있다. Fig. 3(a)는 $\gamma=1$ 이므로 isotropic한 표면에 가깝다. 그러나 Fig. 3(b)는 $\gamma=0.1$ 이므로 transverse 표면이어서 x - z 단면에서 요철은 뚜렷이 보이거나 y - z 단면의 요철은 x - z 단면보다 뚜렷하지

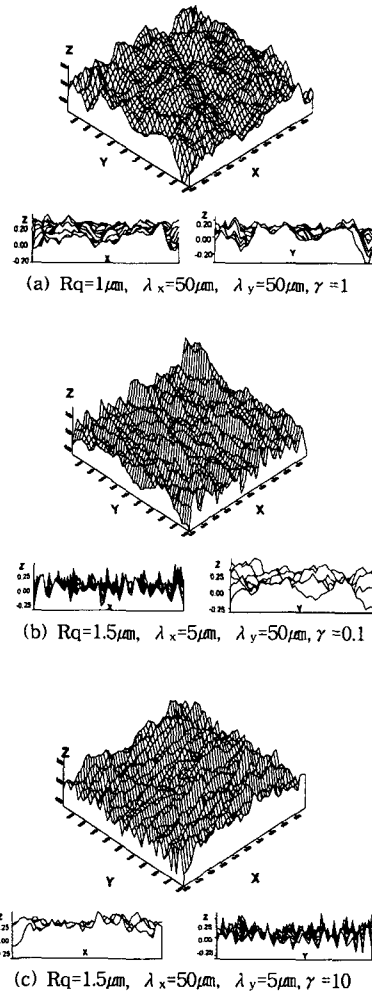


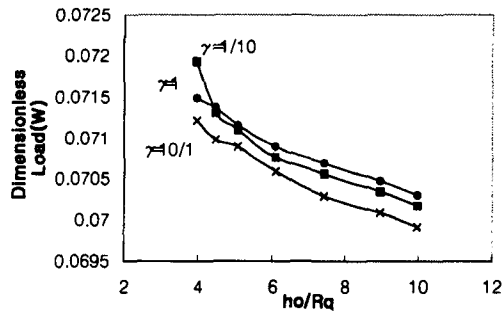
Fig. 3. Generated surface profile.

못하다. Fig. 3(c)는 Fig. 3(b)의 결과와 반대의 경우로써 longitudinal 표면의 특성을 갖고 있다. 만약, λ_x , λ_y 의 값이 dx, dy와 같다면 표면 거칠기의 주된 구조를 모델링할 수 있으며 λ_x , λ_y 값이 dx, dy값의 10 배이면 짧은 wavelength를 갖는 표면을 모델링할 수 있다[7]. 즉 correlation length의 길이는 표면의 전체적인 구조에 영향을 미치며 그에 따라 윤활상태도 바뀐다. 본 연구에서도 Rq , λ_x , λ_y , γ 의 변화에 따라 서로 다른 구조의 표면을 얻을 수 있었다.

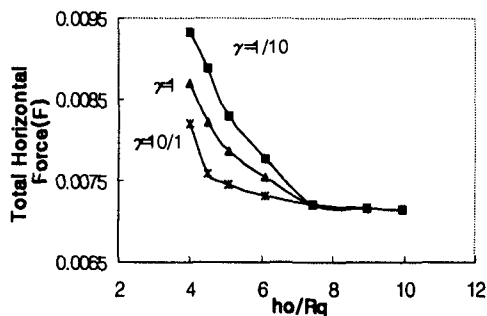
3.2 무차원 하중 및 수평방향 힘

수치해석을 통하여 평행 스러스트 표면의 Rq 와 그 밖의 파라미터 변화에 따른 베어링의 무차원 하중지능력과 무차원 수평방향의 힘을 비교하였다. 또한 두 표면의 거칠기가 다른 경우 및 표면의 방향성에 따른 특징을 살펴보았다.

Fig. 4에서 표면2는 $Rq=1 \mu m$, $h_o=10 \mu m$ 이고 두 표면의 γ 가 같을 때 표면1의 Rq 값 변화에 따라 무



(a) Dimensionless load variation w.r.t. h_o/Rq



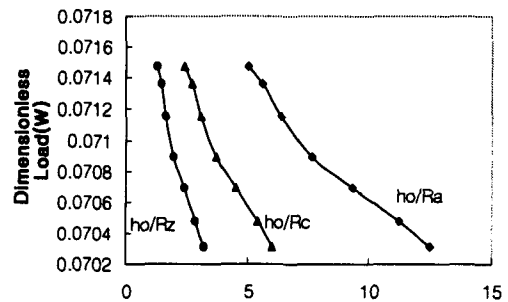
(b) Horizontal force variation w.r.t. h_o/Rq
 Fig. 4. Force variation due to surface roughness for correlation length ratio.

차원 하중과 무차원 수평방향 힘을 비교하였다. 하중은 h_o/Rq 가 증가하면 감소하는 경향을 보여주었다.

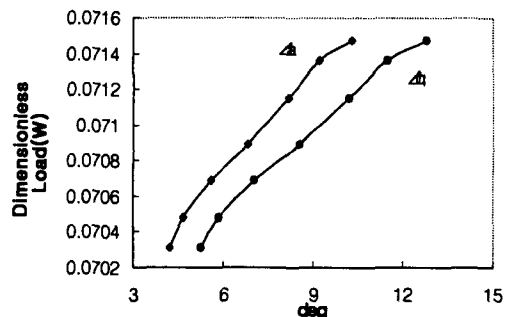
Fig. 5는 두 표면이 모두 $\gamma=1$ 이고 표면2가 $Rq=1.0 \mu m$, $h_o=10 \mu m$ 로 일정할 때 표면1의 파라미터 변화에 따른 결과이다. Fig. 5에서 보는 바와 같이 Ra , Rc , Rz 와 하중과의 관계는 Rq 와 하중과의 관계와 경향이 같았다.

이상의 결과에서 볼 때 Rq 값이 감소하면서 매끄러운 표면을 가진 베어링의 결과에 가까워지므로 압력분포가 경계압력에 수렴하여 무차원하중이 '0'에 수렴한다고 할 수 있다.

Fig. 6은 표면1과 표면2가 $Rq=1 \mu m$ 이고 $h_o=15 \mu m$ 일 때 두 표면이 서로 다른 γ 를 갖는 경우에 대하여 무차원하중을 계산한 결과이다. Fig. 6에서 슬라이딩 표면이 longitudinal일 때가 고정된 표면이 longitudinal인 경우보다 하중이 더 작으나, 슬라이딩 표면이 transverse인 경우에는 고정된 표면이 transverse인 경우보다 하중이 조금 더 크다는 것을 알 수 있다. 두 표면이 모두 isotropic일 때, 하중은 최소가 되었다.



(a) Dimensionless load variation w.r.t. surface profile parameters



(b) Dimensionless load variation w.r.t. d/eq
 Fig. 5. Dimensionless load vs. surface parameters.

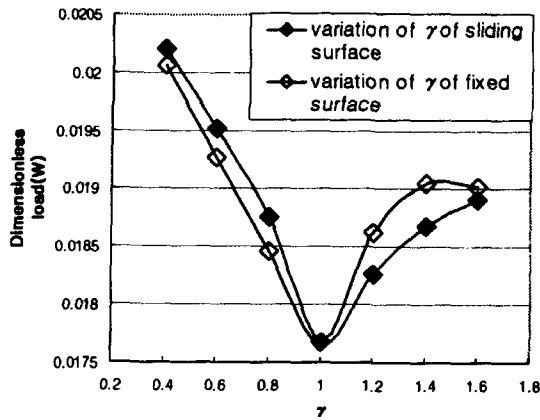
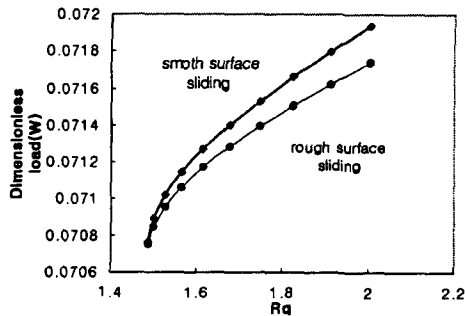
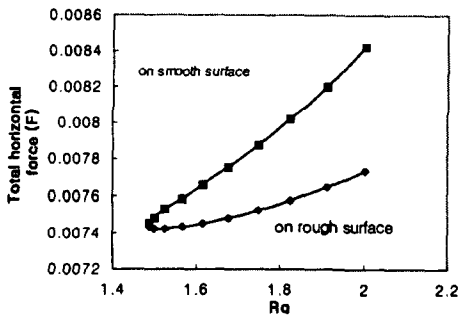


Fig. 6. Dimensionless load w.r.t. correlation length ratio.



(a) Dimensionless load variation w.r.t. Rq



(b) Horizontal force variation w.r.t. Rq

Fig. 7. Force variations according to the roughness of both sliding and fixed surface.

Fig. 7(a)와 (b)는 표면 1과 표면 2가 각각 $\gamma=1$ 이고 각 표면의 Rq_1, Rq_2 는 $0.1-2.0 \mu m$ 까지 $0.1 \mu m$ 씩 변화를 주었다. 이때 Rq 는 식(12)에 의해서 계산된 값이다.

두 표면이 서로 다른 거칠기를 가질 때, 하중은 매

끄러운 표면이 슬라이딩 할 경우가 거친 표면이 슬라이딩 할 때 보다 더 크며 매끄러운 표면에서의 수평방향 힘이 거친 표면에서의 수평방향 힘보다 더 크다. 이것은 상대적으로 거친 표면이 움직이면 매끄러운 표면이 움직일 때보다 표면 요철의 영향으로 인해 추가적인 유동이 더 많이 발생하고 유동손실이 증가하여 하중은 감소하며 매끄러운 표면의 경우 점성저항의 증가로 인하여 수평방향 힘이 증가하기 때문이라고 볼 수 있다.

4. 결 론

주어진 Rq 와 correlation length를 이용하여 표면을 수학적으로 모델링할 수 있었다. 비록, 두 표면이 거시적으로는 평행하여도 표면 거칠기로 인하여 간극에서의 국소유량이 변하고 국부적인 압력이 발생하여서 표면 전체에 걸쳐 평균압력분포가 형성되며 이로부터 지지하중이 계산되었다.

Rq 를 포함한 surface profile parameter값이 감소할수록 매끄러운 표면에 가까워지므로 하중과 수평방향 힘은 감소하였으며 고정된 표면과 슬라이딩하는 표면에서 correlation length의 영향으로 하중이 최소가 되는 조건은 두 표면이 모두 isotropic할 때임을 밝혔다.

후 기

본 연구는 한국과학재단지정 정보저장기연구센터의 지원(과제번호 : 1999G0303)을 받아 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Patir N. and Cheng H. S., "An Average Flow model for Determining Effect of three dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication," ASME, J.Lubri.Tech. Vol. 100, pp 12-17, 1978
2. Patir N. and Cheng H. S., "Application of Average Flow model to Lubrication Between Rough Sliding Surface," ASME, J. Lubri. Tech. Vol 101, pp 220-230, 1979
3. J. H. Tripp, "Surface Roughness Effect on Hydrodynamic Lubrication: The Flow Factor Method," ASME, J. of Lubr. Tech. Vol 105, pp 458-465, 1983
4. Hu Yuanzhong and Zheng Lingqing, "Some Aspects

- of Determining the Flow Factors," ASME, J. of Tribology, Vol 111, pp 525-531, 1989
5. Wang-Long Li, "Surface Roughness Effect in hydrodynamic Lubrication Involving the Mixture of two Fluids," ASME, J of Trib. Vol. 120, pp 772-780, 1998
 6. Nayak, P. R., "Random Process model of Rough Surface," ASME J. Lub. Tech. Vol 93, pp 398-407, 1971
 7. Whitehouse, D. J. "Handbook of Surface Metrology," Inst. of Physics Publishing, Bristol and Philadelphia,
 8. Nadir Patir, "A Numerical Procedure for Random Generation of Rough Surface," Wear, Vol 47, pp 263-277, 1978
 9. Bernald J. Hamrock, "Fundamentals of Fluid Film Lubrication," Mc-GrawHill,
 10. Christensen H. and Tonder K., "The Hydrodynamic Lubrication of Rough Bearing of Finite Width," Trans. ASME, J. Lubr. Teh., Vol. 93, pp 324-330, 1971
 11. Gu Xinjian and Huang Yiyun, "The Modeling and Simulation of Rough Surface," Wear, Vol 137, pp 275-285, 1990