

파형이 있는 슬라이더 베어링의 윤활효과

왕일군*, 진도훈**, 윤문철#

(#, * 부경대학교, **지브텍(주))

Lubrication effect of slider bearing with wavy surface

Il-Gun Wang*, Do-Hun Chin**, Moon-Chul Yoon#

(Received 21 August 2014; received in revised form 29 September 2014; accepted 11 October 2014)

ABSTRACT

The influence of sine wave striated surface roughness on load carrying capacity of a bearing is studied for thin film effect of slider bearing. A Reynolds equation appropriate for slider bearing is used in this paper for analysis and it is discussed using finite difference method of central difference scheme. For a slider bearing with sine wave simple roughness form, several parameters such as pressure, load capacity and shear stress of the bearing can be obtained and also this results can be stored in sequential data file for latter analysis. After all, their distribution can be displayed and analyzed easily by using the matlab GUI technique. The parameters such as amplitude, number of waviness and slope of the surface are used for discussing the load carrying capacity of the rectangular bearing. The results reported in this paper should be applied to the other slider bearing such as rectangular or round embossed surface of slider bearing.

Key Words : Lubrication(윤활), Pressure distribution(압력분포), Reynolds equation(레이놀즈 방정식), Finite difference method(유한차분법)

1. 서 론

일반적으로 미끄럼 베어링의 모델링과 해석에 있어서 표면에 조도가 있으나 이를 무시하여 해석하고 있다. 그러나 보다 실제적인 베어링 특성 분석을 위해서는 표면의 조도를 고려하여 이에 대한 해석을 할 필요가 있다. 이러한 표면 조도는 가공 정밀도에 따라 달리 나타나 이것이 베어링 표면을 구성 할 수 있다. 최근 들어 베어링 간극이 감소함

에 따라 표면조도가 윤활효과에 미치는 영향이 크다고 할 수 있으며 따라서 이에 대한 관심이 급속히 증가하고 있으며 더불어 표면조도가 베어링 설계에 고려 대상이 되고 있다. 조도를 고려한 베어링 연구는 1970 년대에 들어 시작되었고 Chow와 Saibel^[1]은 1차원 랜덤 조도(random roughness)를 고려하여 부하용량(Load carrying capacity)에 미치는 효과에 대하여 연구하였다. H. Christen^[2]은 조도의 형상을 가정하여 유막두께 및 압력을 평균화한 값을 고려한 레이놀즈 편미분방정식을 유도하여 통계학적으로 해석하였다. 이후 Tonder는 유한 폭 베어링에서 이를 적용하여 해석하였고 Patir와 Cheng^[3]은 전단유동인자(shear flow factor)를 고려한 2차원 조도 영향에 대하여 연구하였다.

* School of Mechanical Design Engineering, PKNU

Corresponding Author :

School of Mechanical Automotive Engineering, PKNU

E-mail : mcyeon@pknu.ac.kr

** JIB Tech Co., Ltd., R&D Team.

이후 Teale와 Lebeck^[4]은 유동인자가 일정하지 않다는 것을 밝혔다. 이후 White^[5]가 양상불 평균유효방정식을 가정하여 이를 해석하여 얇은 유막인 경우 부하용량에 있어서 방향과 크기가 Christen과 Tonder의 이론결과가 다르다는 것을 발표하였다. 조도형상에서 있어서도 그 파형을 Fourier series로 전개하여 해석을 하였다. 그러나 이런 연구의 문제점은 실제 계산상의 곤란성으로서 레이놀즈 편미분방정식을 적분하는데 있다. 국내에서도 J. H. Shin^[6,7] 등이 최근 정현파 조도의 베어링 면에 대하여 연구를 하였고 일부 결과를 보여줬다.

본 연구에서는 베어링 표면 조도의 형상을 정현파로 가정하여 이 파형이 유효효과에 미치는 영향에 대하여 연구하고자한다. 특히 부하용량에 대하여 조도의 조건이 어떻게 영향을 미치는가를 밝히려고 하였고 사용한 수치해석방법으로는 유한차분법(Finite difference method)과 SOR(successive over relaxation)법을 사용하여 수치해석 프로그램을 작성하였고, 이 결과를 쉽게 해석하기 위해 매트랩(matlab) GUI 기능을 사용하여 프로그래밍을 하였으며 각 조건에서 베어링 유효효과를 쉽게 해석할 수 있도록 하였다. 이때 수치해석결과인 유막형상, 압력분포, 유량, 전단력을 각 x, y 위치에서 쉽게 입체형상으로 볼 수 있도록 하였고 2차원적, 3차원적인 결과를 보면서 이런 분포를 쉽게 분석할 수 있다.

2. 이론 및 수치해석

2.1 표면조도의 기본특성

Fig.1은 위의 슬라이더 면에만 파형의 조도가 있고 주행 면에는 조도가 없는 평활한 유한 폭 슬라이더 베어링을 표현한 것으로 작동유효유가 등은 이고 점성의 변화가 없는 비압축성 유체라고 가정하면 무차원 레이놀즈 방정식은 다음과 같다.^[1-7]

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{B^2}{L^2} \frac{\partial}{\partial Y} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial Y} \right) = \Lambda \frac{\partial H}{\partial X} \quad (1)$$

여기서,

$$P = \frac{p}{p_a}, H = \frac{h}{h_0}, \quad (2)$$

$$X = \frac{x}{L}, Y = \frac{y}{B}, \Lambda = \frac{6\mu UB}{p_a h_0^2}$$

상부 슬라이더는 고정되어 있고 하부의 베어링은 정상상태의 속도 U 로 움직이고 있다고 보고 유효유는 모든 곳에 충분히 가해져서 작동되어지고 있으며 유효유의 온도는 일정하다고 가정한다. 일반적으로 슬라이더 베어링의 주변경계 조건은 $P_a = 1$ 기압($1 \text{ atm} = 1.01325 \text{ bar}$)로 한다. 베어링 부하용량은 압력평균치를 전체면적으로 나눈 값으로 하면

$$W = \frac{1}{LB} \int_0^L \int_0^B p \, dx \, dy \quad (3)$$

주행방향으로의 전단응력 τ 는

$$\tau = \frac{1}{2} h \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu U}{h} \quad (4)$$

평균마찰력은

$$F = \frac{1}{LB} \int_0^L \int_0^B \tau \, dx \, dy \quad (5)$$

2.2 베어링 표면의 기본특성

본 연구에서 적용한 베어링 표면의 형태는 단순화하여 횡방향조도 및 종방향조도의 두 가지 형태로 하여 베어링특성을 분석한다.

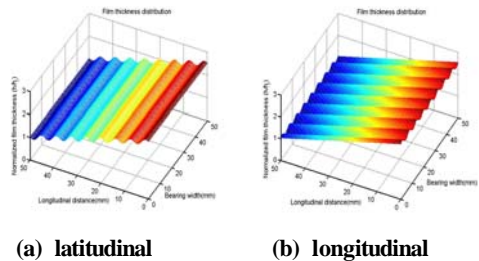


Fig. 1 Slider bearing with wavy surface (Nx=8)

슬라이더는 Fig. 1(a)와 같이 주행 방향과 수직인 방향으로 정현파 파형의 줄무늬가 나 있는 형태의 표면조도와 또한 Fig. 1(b)와 같이 주행방향과 평행한 방향으로 줄무늬가 난 형태로서 이때의 유막 두께 식은 다음과 같이 각각 표현된다.

$$h = h_o + s(1-x) + A \cdot \sin(2n\pi x + \beta) \quad (6)$$

$$h = h_o + s(1-y) + A \cdot \sin(2n\pi y) \quad (7)$$

2.3 표면조도의 기본특성

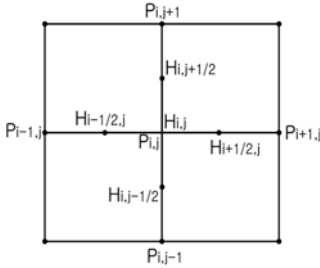


Fig. 2 Discretization of slider bearing

Fig. 2는 Fig. 1 슬라이더 베어링의 국부 베어링 표면을 사각형의 요소로 차분화한 단위그룹을 나타낸 그림이다. 이를 지배하는 레이놀즈 편미분방정식의 해를 구하기 위해 유한차분형 방정식을 x 및 y 방향의 미소 항 Δx 및 Δy 를 이용하여 중앙차분법(central difference scheme)으로 표시할 수 있고 레이놀즈방정식을 풀기 위해서는 Fig. 2와 같다. 베어링 표면의 한 요소에서 질점을 택하여 이를 고려한 무차원 레이놀즈 방정식 (1)의 각각의 항은

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial X} \right) = \frac{1}{\Delta X} \left(H^3_{i+\frac{1}{2},j} \frac{P_{i+1,j} - P_{i,j}}{\Delta X} - H^3_{i-\frac{1}{2},j} \frac{P_{i,j} - P_{i-1,j}}{\Delta X} \right) \quad (8)$$

$$\frac{B^2}{L^2} \frac{\partial}{\partial Y} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial Y} \right) = \frac{1}{\Delta Y} \left(H^3_{i,\frac{j+1}{2}} \frac{P_{i,j+1} - P_{i,j}}{\Delta Y} - H^3_{i,\frac{j-1}{2}} \frac{P_{i,j} - P_{i,j-1}}{\Delta Y} \right) \frac{B^2}{L^2} \quad (9)$$

$$\frac{\partial H}{\partial X} = \frac{H_{i+\frac{1}{2},j} - H_{i-\frac{1}{2},j}}{\Delta X} \quad (10)$$

이 되고 이 식들을 식 (1)에 대입하여 $P_{i,j}$ 에 대하여 풀어 정리하면

$$P_{i,j} = a_o + a_1 P_{i+1,j} + a_2 P_{i-1,j} + a_3 P_{i,j+1} + a_4 P_{i,j-1} \quad (11)$$

식 (11)와 같이 나타낼 수 있다. 여기서 a_o, a_1, a_2, a_3, a_4 를 알 수 있으면 Fig. 2에서 중앙 질점(i, j)에서의 압력 $P_{i,j}$ 는 주변의 4개의 압력으로 식으로 표현되어 구할 수 있고 x, y 방향으로 N_x 와 N_y 점이 각각 있는 경우 각 질점에서 식을 갖게 되고 $N_x \times N_y$ 개의 연립방정식이 유도 되어 이 방정식은 반복법(iterative method)에 의하여 반복수행하여 풀 수 있다. 반복 계산은 오차가 주어진 값 ϵ 보다 작아질 때 까지 수행하며 만족하는 수렴 해를 구할 수 있고 그 해를 만족하는 조건은 상대오차 백분율로 나타내어 정지 오차기준 값에서 멈추면 되고 그 기준은 다음 식으로 할 수 있다.

$$\frac{\sum_{j=1}^{N_y} \sum_{i=1}^{N_x} |P_{i,j}^k - P_{i,j}^{k-1}|}{\sum_{j=1}^{N_y} \sum_{i=1}^{N_x} P_{i,j}^k} < \epsilon \quad (12)$$

여기서, k 는 반복횟수다. 유한차분형의 불연속 방정식은 SOR 반복법을 사용하여 풀 수 있다.

$$P_{i,j}^{k+1} = P_{i,j}^k + \omega (a_o + a_1 P_{i+1,j}^k + a_2 P_{i-1,j}^k + a_3 P_{i,j+1}^k + a_4 P_{i,j-1}^k) \quad (13)$$

여기서 ω 는 이완계수(relaxation factor)이며 수렴을 빠르게 하는 적절한 값의 선택이 필요하다.^[6-10]

3. 윤활특성 고찰

3.1 횡방향 정현파 파형 베어링면의 특성

수치해석을 위하여 베어링면의 경계조건이 주어 져야하며 본 연구에서는 대기압의 조건인 $P = 1$

로 하여 수치해석을 하였고 표면조도의 크기, 경사 정도 및 주어진 베어링면에서의 종방향 정현파 파형 수에 의한 압력 및 부하용량 등의 거동상태를 분석하고자 하였다. Fig. 1 은 $h_o = 0.01 \text{ mm}$, $m(h_1/h_o) = 2.5$, 파형의 수가 10개, 파형 진폭을 0.0001 mm 로 하여 유한폭 및 무한폭 슬라이더 베어링의 압력분포 형상을 구한 것이다. $L/W = 50$ 인 경우는 Fig. 1(a)와 같이 폭이 매우 좁은 경우로 폭이 상대적으로 좁아 압력의 누수가 심하게 나타나는 것을 알 수 있고 압력의 누수로 전체 부하용량이 작게 나타나게 됨을 알 수 있다(Fig. 1(b)).

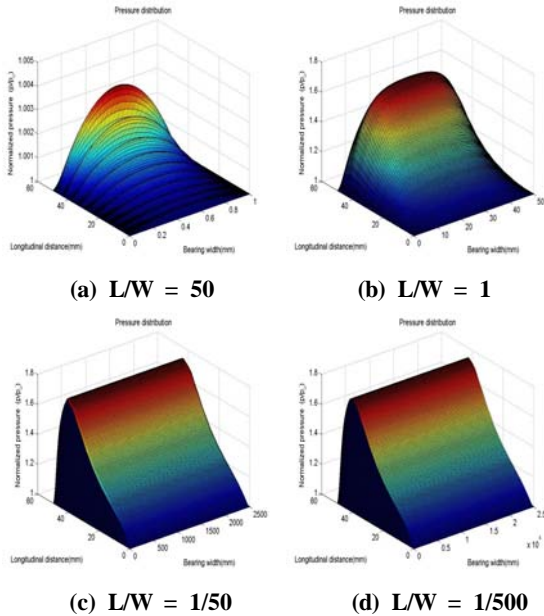


Fig. 1 Pressure distribution of length to width ratio(L/W) of slider bearing

$L/W = 1$ 인 경우는 슬라이더 폭 방향으로 중심부는 어느 정도 안쪽까지는 평편하게 압력 분포가 유지되나 양경계면 쪽에서는 압력이 급격히 떨어지는 것을 알 수 있다. $L/W = 50$ 및 $L/W = 500$ 은 점점 무한폭에 가까운 베어링 특성을 나타내어 폭 방향의 압력강하의 영향은 줄어드는 것을 알 수 있다. 특히 L/W 의 비가 50 이상에서는 폭 방향의 압력강하의 영향은 무관함을 보여주고 있다(Fig. 1(c),(d)). 무한평판의 경우가 무차원 압력분포의 증가의 거의 없었으며 그 모양은 거의 비슷하였고

단지 폭의 길이가 길므로 미치는 부하용량은 폭에 비례하여 나타나게 되는 것을 알 수 있다.

3.2 경사구배에 따른 베어링 압력특성

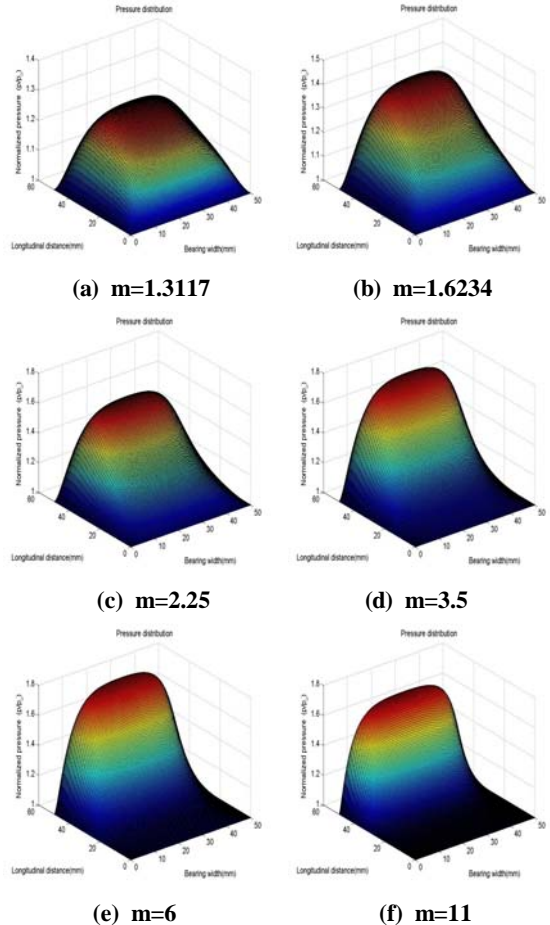
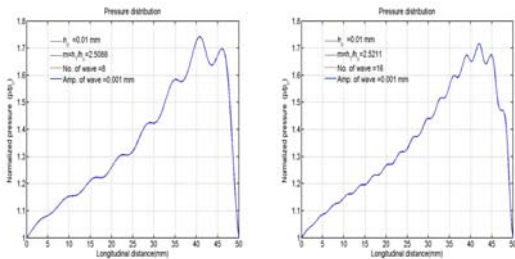


Fig. 2 Pressure distribution of the slider bearing according to its slope

Fig. 2 는 $L=50 \text{ mm}$ 이고 $L/W = 1$ 인 유한 폭 슬라이더 베어링의 압력분포 형상을 경사정도에 따라 구한 것이다. $h_o = 0.01 \text{ mm}$, 파형 진폭이 없는 평편한 베어링에서 경사의 정도를 나타내는 $m(h_1/h_o)$ 의 값을 1.3117에서 11 까지의 범위에서 베어링의 압력분포를 구한 것이다. 평균 압력분포의량은 $m = 2.25$ 의 경우 가장 크게 나타나고 m 이 그 이상이 되면 오히려 줄어드는 것을 볼 수 있었



(a) N = 8

(b) N = 16

Fig. 3 Pressure distribution of the center line of slider bearing with latitude sine wave roughness

고 따라서 최대 평균압력분포와 비례하는 부하용량의 최대치를 나타내는 m 있어 최대의 부하용량을 나타내는 적절한 경사도 m 의 선택이 필요하고 본 연구의 조건에서는 최대의 부하용량이 $m = 2.25$ 정도에서 나타났다. 이 m 의 위치는 표면조도의 정현파의 크기나 위상에 따라라도 달리 나오며 Fig. 2는 표면조도가 없는 경우로 정현파 파형의 진폭이 커지면 m 의 위치가 그다지 변하지 않음을 알 수 있다.

Fig. 3은 $L/W=1$ 인 유한 폭 슬라이더 베어링의 압력분포 형상을 유한 폭 베어링 내에 있게 되는 정현파 파형의 개수에 따른 압력분포 곡선을 나타낸 것이다. 정현파 파형의 개수 정도를 나타내는 $N=8$ 과 $N=16$ 개인 경우 Fig. 3(a) 와 Fig. 3(b)로 각각 나타났고 파형이 없는 평편한 경우 Fig. 3(c)와 같이 나타났다. 부하용량과 비례하여 나타나는 평균 압력분포의 양은 $m = 2 \sim 2.5$ 의 경우 가장 크게 나타나고 파형 수는 2개 ~ 3개의 경우 가장 크게 나타나고 파형이 증가함에 따라 부하용량은 오히려 줄어드는 것을 볼 수 있었다. 이것은 파형이 적은 경우는 파형이 경사도에 바로 영향을 미치는 베어링 형상이 되기 때문이라고 사료된다. 따라서 평균압력 분포 량과 비례하는 부하용량은 파형수가 2개, 경사도는 $m = 2 \sim 2.5$ 인 슬라이더 베어링에서 최대의 부하용량을 나타낼 수 있음을 알 수 있었고 본 연구의 해석조건에서는 경사도 $m = 2.5$ 에서 최대의 부하용량이 나타났다.

Fig. 4는 $h_0=0.01$ mm, $m(h_1/h_0)=2.5272$, 파형의 수

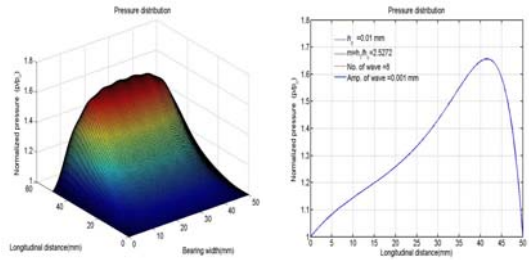
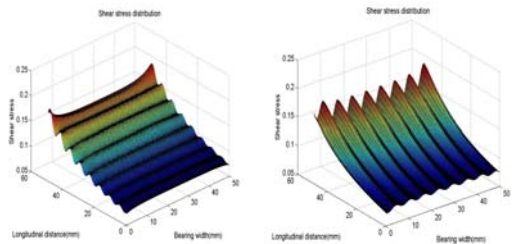


Fig. 4 Pressure distribution of the center line of slider bearing with longitudinal sine wave roughness



(a) for latitude

(b) for longitude

Fig. 5 Shear stress distribution of slider bearing for eight wave number

가 $N=8$ 개, 파형 진폭을 0.0001 mm 로 하여 $L/W = 1$ 인 유한 폭 슬라이더 베어링의 압력분포를 나타내며 베어링 내에 있는 종 방향 정현파 파형의 개수가 $n = 8$ 인 경우의 압력분포를 나타내고 있다. 평균 압력분포의 양은 파형 수 N 이 비교적 큰 경우에는 그 개수에 따라서 그다지 크게 차이가 나타나지 않았고 따라서 평균압력분포와 비례하는 부하용량도 그다지 큰 변화가 없음을 알 수 있었다.

Fig. 5는 $L/W=1$ 인 유한 폭 슬라이더 베어링에서 $h_0=0.01$ mm, $m(h_1/h_0)=2.5088$, 파형의 수가 $N=8$ 개, 파형 진폭을 0.0001 mm 로 하여 횡 방향 과 종 방향 파형 표면에서 전단응력분포 형상을 구한 것으로 정현파의 방향과 개수에 따라서 전단응력분포 형상도 나타나는 것을 알 수 있다. 전단응력은 출구부근 쪽에서 크게 분포하게 되고 또 파형 형상에 따라 분포함을 알 수 있다.

3.3 경사구배에 따른 부하용량

Fig. 6 은 $h_o=0.01$ mm, 파형의 수가 $N=8$ 개, 파형 진폭을 0.0001 mm 로 하여 $L/W = 1$ 인 횡 방향 정현파와 파형의 형상이 있는 유한 폭 슬라이더 베어링의 경사도에 따른 부하용량을 나타낸 것이다. 경사도($(h_1-h_o)/L$)가 증가함에 따라 급격히 커지며 경사도 0.0003 즉, $m=2.5$ 에서 가장 크게 나타났고 이후 점차 줄어드는 것을 보여주고 있다. 또한 $L/W = 1$ 인 종 방향 정현파와 파형의 조도가 있는 유한 폭 슬라이더 베어링의 경사도에 따른 부하용량도 Fig. 6과 거의 일치하여 나타났으며 따라서 조도의 방향은 그다지 명함을 미치지 않았고 경사도가 증가함에 따라 급격히 변화하고 $m=2.5$ 부근에서 가장 크게 나타난 후 점차 줄어드는 것을 보여주고 있다.

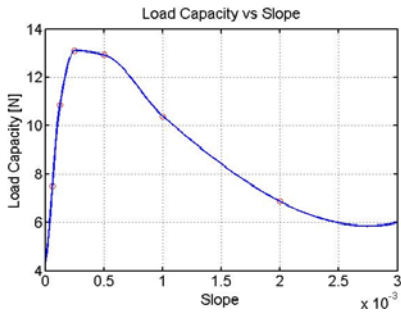


Fig. 6 Load capacity of slider bearing with latitudinal wave roughness according to slope

3.4 정현파와 파형 진폭에 따른 윤활 특성

Fig. 7 은 $h_o=0.01$ mm, $m=2.5$, 파형의 수가 $N=10$ 개 로 하여 $L/W = 1$ 인 횡 방향 정현파와 파형의 베어링 면에서 파형진폭에 따라 유한 폭 슬라이더 베어링의 압력분포를 나타낸 것이다. 파형의 진폭이 증가함에 따라 압력분포의 크기가 커지며 따라서 주어진 경사도 범위에서는 부하용량이 증가하는 것을 Fig. 8 에서 알 수 있다. 파형 갯수가 작은 베어링 면에서는 진폭이 매우 커지면 부압이 작용되는 부분이 커지고 오히려 부하용량이 작아질 수 있음을 알 수 있다. 따라서 부하용량을 크게 하기 위해서는 적절한 진폭의 조도를 베어링 면에 구성

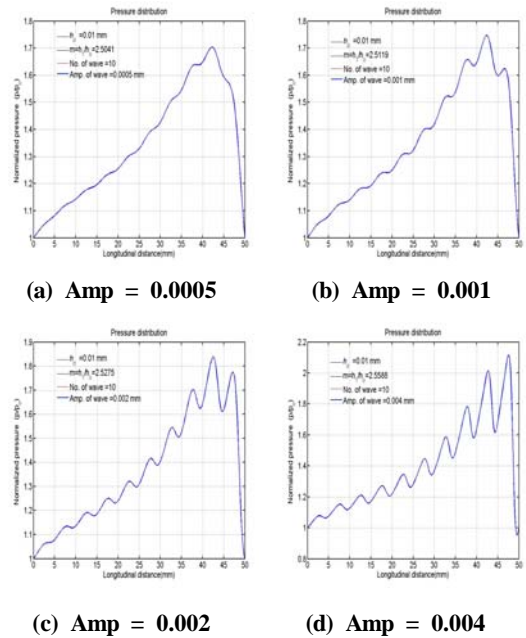


Fig. 7 Pressure distribution of the slider bearing according to amplitude of sine wave(latitudinal)

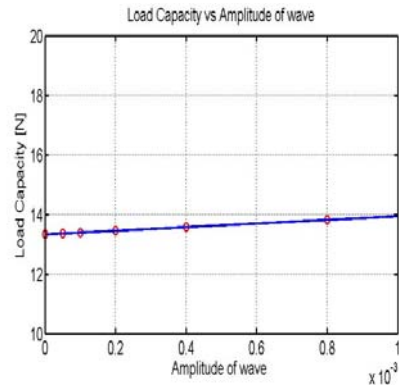


Fig. 8 Load capacity of slider bearing with latitudinal wave roughness according to amplitude

하는 것이 바람직하다고 할 수 있다. 그리고 끝단에서의 조도형상이 정압과 부압을 나타낼 수 있으므로 이러한 부압의 영향을 고려한 표면형상을 만들어 주는 것이 필요하다.

3.5 표면 파형의 수에 따른 윤활 특성

Fig. 9는 $h_o=0.01$ mm, $m=2.5$, 파형 진폭을 0.0001 mm 로 하여 횡 방향 정현파 파형의 개수 N 에 따른 $L/W=1$ 인 슬라이더 베어링의 압력분포를 나타 낸 것이다. 파형의 개수 N 이 증가함에 따라 압력 분포의 모양이 Fig. 9(a) ~ Fig. 9(e)와 같이 표현 할 수 있고 파형의 개수 N 이 커질수록 부하용량은 증가하다가 감소하며 부하용량이 파형이 없는 베어링의 부하용량 13.3 N 에 수렴하게 되는 것을 알 수 있었다. 이런 현상은 Fig. 10 에서 자세히 볼 수 있다. 따라서 부하용량을 크게 하기 위해서는 최대의 부하용량이 나오는 적절한 조도 수를 베어링 면에 구성하여 는 것이 바람직하다고 할 때 2개가 적절함을 알 수 있다. 진폭의 개수는 압력분포 형상의 섭동 개수의 정도를 결정하고 있다.

섭동에 의한 압력 변동은 부압이 생기지 않는 범위의 진폭을 만들어 주어야 부하용량을 높일 수 있고 적절한 파형수를 선택하여야 최대의 부하용량을 얻을 수 있다. 그러나 파형수가 너무 커지면 베어링 표면의 실제 제작도 문제이고 실제로 부하

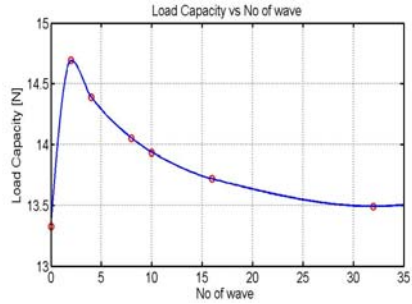


Fig. 10 Load capacity of slider bearing according to number of wave roughness

용량을 얻을 수 있다. 그러나 파형수가 너무 커지면 베어링 표면의 실제 제작도 문제이고 실제로 부하용량을 증가시키는 효과가 없으므로 파형 개수를 20개 이상은 파형이 없는 베어링 면과 유사한 부하용량 밖에는 얻을 수 없다고 사료된다. 따라서 파형의 수는 어느 이상이 되면 파형이 없는 매끈한 베어링 면의 윤활효과와 같이 나타나는 것을 알 수 있다. 베어링 면 조도의 파형 수가 증가할수록 부하용량은 수렴 값이 13.3 N 로 되었다. 또 조도의 위상은 조도의 산수가 증가할수록 부하용량에 큰 영향을 미치지 않았다.

결 론

1. 횡 방향 파형을 갖는 슬라이더 베어링의 경우 경사도가 약 0.00025($m=2.24$) 정도의 경사에서 부하용량이 가장 크다. 따라서 부하용량을 가장 크게 나타내는 경사면의 유지가 베어링의 부하용량을 크게 할 수 있는 조건이다. 파형의 진폭이 증가함에 따라 부하용량이 약간 증가하는 효과는 있으나 그 증가 정도는 그다지 크지가 않다.
2. 횡 방향 파형을 갖는 슬라이더 베어링의 경우 파형의 수는 개수가 $N=2\sim3$ 개 정도에서 가장 크게 나타나며 이는 압력분포가 가장 큰 베어링 출구 쪽의 경사를 약간 증가시켜 최대의 부하용량을 나타내는 경사면을 형성해 주

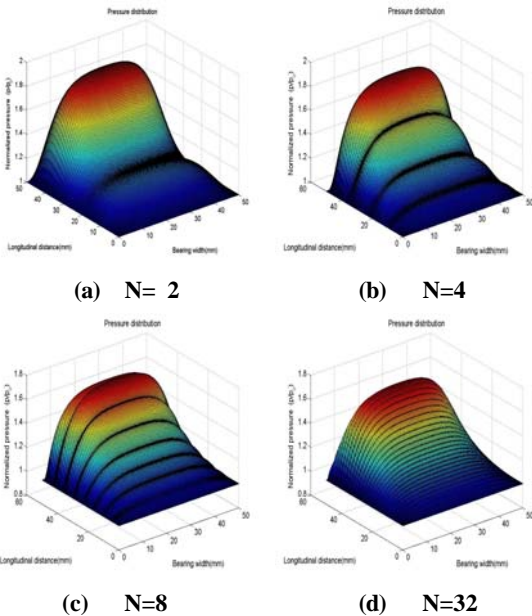


Fig. 9 Pressure distribution of the slider bearing according to number of sine wave

는 효과 때문에 나타나고 이때 부하용량이 가장 크다.

3. 부하용량을 증가시키기 위해서 파형의 개수는 $N = 20$ 이상으로 할 필요는 없다. 진폭이 작은 경우 파형의 개수가 많아질수록 파형이 없는 슬라이더 베어링 효과와 같게 나타난다.
4. 파형의 진폭이 상대적으로 작아지고 직교조도의 산수 N 이 증가하면 횡 방향 조도에 의한 압력분포는 국부적인 섭동효과를 갖는 분포를 하며, 극단적으로 증가하면 표면조도가 없는 경우처럼 압력이 분포한다.
5. 베어링 미끄럼 속도가 증가할수록 최고압력이 발생하는 지점은, 평판의 속도 진행 길이방향으로는 출구부근으로 베어링 폭 방향으로는 베어링 폭의 중심으로 이동한다.

후 기

본 연구는 2014년도“산업통상자원부”, “한국산업기술진흥원”, “동남지역사업평가원”의 “광역경제권 선도산업 육성사업”으로 수행된 연구결과입니다.

REFERENCES

- (1) Chow, P. L. and Saibel, E. A., "On the Roughness Effects to Hydrodynamic Lubrication," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 100, No. 2, pp. 176-179, 1978.
- (2) Christensen, H. and Tonder, K., "The Hydrodynamic Lubrication of Rough Bearing Surfaces of Finite Width," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 93, No. 3, pp. 344, 1971.
- (3) Patir, N., and Cheng, H. S., " An Average Flow Model for Determining Effects of Three Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication", ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 100, No. 1, pp. 12-17, 1978.
- (4) Teale, J. L. and Lebeck, A. O., " An Evaluation of the Average Flow Model for Surface Roughness Effects in Lubrication," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 102, No. 3, pp. 360-367, 1980.
- (5) White, J. W., " Surface Roughness Effects on the Load Carrying Capacity of very Thin Compressible Lubricating Films", ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 102, No. 4, pp. 445-451, 1980.
- (6) J. H. Shin, G. C. Lee, J. W. Park, B. S. Kang and K. W. Kim, "Study on the Load_carrying Capacity of Finite-Width Slider Bearing with Wavy Surface," Journal of KSTLE, Vol. 29, No. 1, pp. 13-18, 2013.
- (7) J. H. Shin, B. S. Kang and K. W. Kim, "Surface Lay effects on the Lubrication Characteristics in the Valve Part of a Swash-plate Type Axial Piston Pump," Journal of KSTLE, Vol. 28, No. 1, pp. 12-18, 2012.
- (8) Elrod, H. G., " A General Theory for laminar Lubrication with Reynolds Roughness," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 101, No. 1, pp. 8-14, 1979.
- (9) Anno, J. N., Walowit, J. A. and Allen, C. M., "Microasperity Lubrication," ASME Journal of Lubrication Technology, Series F, Vol. 90, No. 2, pp. 351-355, 1968.
- (10) Burton, R. A., " Effects of Two-dimensional, Sinusoidal Roughness on the Load Support Characteristics of a Lubricant Film," Journal of Basic Engineering, Trans. ASME, Series D., Vol. 84, No. 2, pp. 258-264, 1963.
- (11) Rhow, S. K. and Elord, H. G., "The Effects on Bearing Load-Carrying Capacity of Two-Sided Striated Roughness," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 96, No. 4, pp. 554-560, 1974.
- (12) Elord, H. G., "Thin-Film Lubrication Theory for Newtonian Fluids with Surfaces possessing Striated Roughness or Grooving," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 95, No. 4, pp. 484-489, 1973.