

Wave가 있는 원판형 추력베어링의 윤활특성

박태조*(경상대, 항공기부품RRC), 제태진(한국기계연구원), 이운섭(LG전자)

Lubrication Characteristic of a Disk Type Wavy Thrust Bearing

T. J. Park*(Gyeongsang National Univ., ReCAPT), T. J. Je(KIMM), U. S. Lee(LG Electronics Inc.)

ABSTRACT

This paper presents the lubrication characteristics of a disk type wavy thrust bearing. The hydrodynamic pressure distributions in the fluid film are numerically solved the Reynolds equation and then the bearing load capacity and friction forces acting on the disk are calculated. Especially the effects of number and amplitude of the circumferential waves are investigated for tilted operating conditions. The results showed that the load capacity increases with wave amplitude and optimum wave number exists for given design conditions. Therefore the results can be applied to enhance the lubrication performance of thrust bearing adopted in the scroll compressor.

Key Words : Thrust Bearing(추력 베어링), Lubrication(윤활), Wave(웨이브), Load Capacity(하중지지능력), Friction Force(마찰력)

1. 서론

기계장치에는 추력(thrust force)을 지지하기 위하여 다양한 종류의 베어링(thrust bearing)이 사용하고 있다. 이 중에서 축하중만을 지지하기 위한 원판형 태의 미끄럼 베어링(sliding bearing)은 별도의 부품을 추가하지 않고서도 상대운동을 하는 부품의 면을 이용하므로 설계가 쉽고 제작도 용이하기 때문에 많은 기계부품에서 적용되고 있다. 하지만, 지금까지 원판형 추력베어링에 대하여 수행된 많은 연구에도 불구하고 아직까지 이에 대한 완전한 이해에는 이르지 못하고 있을 뿐만 아니라 새로운 형태의 기계개발에 따라서 설계요구조건도 변화하는 실정이므로 추가적인 연구가 요구되고 있다^[1]. 특히, 최근에는 원판에 반경방향으로 굴곡(wave)^[2]이 있는 윤활면에 대한 연구가 주목을 받고 있다^[2-4]. 즉, 윤활면이 매끈하고 상대운동면과 평행하다면 베어링 운전시에 이론적인 압력(hydrodynamic pressure)발생은 없으므로 이의 윤활특성은 정압 베어링(hydrostatic bearing)과 동일하다. 하지만, 실제에서는 베어링면의 변형과 편심하중의 작용 등의 다양한 원인에 의해서 베어링이 쉽게 틸팅(tilting)되거나 유막의 크기가 달라지므로 윤활유의 쟈기작용(wedge action)에 의한 동압발생에

의하여 하중을 지지할 수 있는 경우가 발생한다.

Safar^[1]와 Younes^[2]는 원판이 각각 틸팅된 경우와 조개껍질(shell) 형상인 경우에 대한 윤활해석을 수행하였지만 해석결과가 미흡하거나 경계조건을 잘못 적용한 결과였다. Zhao 등^[3]은 wave가 4개인 평행한 원판인 경우의 해석을, 박태조 등^[4]은 짜내기(squeeze) 효과를 고려한 해석결과로부터 wave가 유용하다는 사실을 밝혔지만 이에 대한 상세한 결과제시에는 이르지 못하였다.

본 논문에서는 윤활면에 wave를 설계한 원판형 추력베어링이 틸팅상태로 운전하는 경우에 wave의 수와 높이(amplitude)가 베어링 윤활특성에 미치는 영향을 수치해석적으로 조사하고자 한다. 본 논문의 결과는 스크롤 압축기용 추력베어링에도 적용할 수 있으므로 이의 성능향상을 위한 기초자료로 활용할 수 있다^[5].

2. 지배방정식

Fig. 1은 본 논문에서 원판형 추력 베어링의 윤활 특성을 해석하기 위한 좌표계이며, Fig. 2는 wave를 설계한 베어링면을 나타내었다. 이때, 원판은 윗면에 대하여 γ 만큼 기울어진 상태에서 회전운동과 함

께 유막두께방향으로 짜내기 운동을 한다.

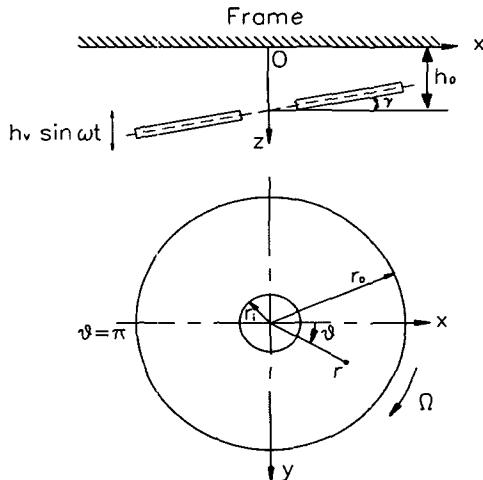


Fig. 1. Geometry of a thrust bearing.

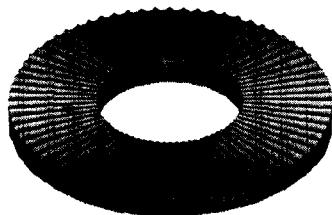


Fig. 2. Shape of disk type wavy thrust bearing.

따라서, 윤활유의 점성작용에 의하여 유막에서 발생하는 압력은 다음의 레이놀즈 방정식을 만족한다.

$$r \frac{\partial}{\partial r} \left(h^3 r \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\mu r^2 \left(\Omega \frac{\partial h}{\partial \theta} - 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad (1)$$

이때, Fig. 1에 나타낸 원판형 추력 베어링에는 원판의 중앙부로 고압의 윤활유가 공급되므로 이를 식으로 표현하면 다음과 같다.

$$p = p_r, \quad 0 \leq r \leq r_i; \quad p = p_a, \quad r = r_o \quad (2)$$

만일, 수치해석시에 간극에서의 압력이 대기압 보다 낮을 경우에는 공동(cavitation)현상이 발생하므로 다음의 레이놀즈의 경계조건을 적용한다.

$$p = \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\partial p}{\partial \theta} = 0 \quad (3)$$

한편, 베어링면의 형상, 틸팅 상태 등에 따라서 유막두께는 다르게 표현된다. Fig. 1과 Fig. 2에 나타낸 것과 같이 표면에 wave가 있는 원판이 틸팅된 경우에 임위위치에서의 유막두께는 다음 식으로 나타낸다.

$$h = h_o + g \sin n\theta - \gamma r \cos \theta + h_v \sin \omega t \quad (4)$$

여기서, g 와 n 은 각각 wave의 높이와 원주방향으로의 개수이다.

베어링의 부하지지능력과 베어링면에 작용하는 마찰력의 크기는 각각 다음 식으로부터 구할 수 있다.

$$w = \int_{r_i}^{r_o} \int_0^{2\pi} p r d\theta dr \quad (5)$$

$$f = \int_{r_i}^{r_o} \int_0^{2\pi} \tau_{r\theta} r d\theta dr \quad (6)$$

3. 수치해석

본 논문에서는 효율적인 수치해석을 위하여 다음과 같은 무차원변수를 도입하였다.

$$\begin{aligned} R &= \frac{r}{r_o}, \quad R_i = \frac{r_i}{r_o}, \quad P = \frac{p - p_a}{p_r - p_a}, \quad H = \frac{h}{h_o}, \\ H_t &= \frac{h_u}{h_o}, \quad G = \frac{g}{h_o}, \quad \varepsilon = \frac{\gamma r_o}{h_o}, \quad \lambda = \frac{6\mu\Omega r_o^2}{(p_r - p_a)h_o^2}, \\ W &= \frac{w}{(p_r - p_a)r_o^2}, \quad F = \frac{f}{(p_r - p_a)h_o r_o} \end{aligned} \quad (7)$$

따라서, 식(1), 식(2) 및 식(4) ~ 식(6)의 무차원화된 표현식을 순서대로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} R \frac{\partial}{\partial R} \left(H^3 R \frac{\partial P}{\partial R} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) &= R^2 \left(\lambda \frac{\partial H}{\partial \theta} - \lambda_s \cos \omega t \right) \\ P &= 1, \quad 0 \leq R \leq R_i; \quad P = 0, \quad R = 1 \end{aligned} \quad (8)$$

$$H = 1 + G \sin n\theta - R\varepsilon \cos \theta + H_v \sin \omega t \quad (10)$$

$$W = \int_{R_i}^1 \int_0^{2\pi} PR d\theta dR \quad (11)$$

$$F = \int_{R_i}^1 \int_0^{2\pi} \left(\frac{H}{2} \frac{\partial P}{\partial \theta} - \frac{\lambda R^2}{6H} \right) d\theta dR \quad (12)$$

본 논문에서는 미지수인 압력 P 를 구하기 위하여 식(8)을 유한차분형태로 바꾼 후 수치해석하였으며, 수치해석과정은 참고문헌[4]과 동일하다.

4. 결과 및 고찰

본 논문에서는 원판형 추력베어링의 윤활특성을 조사하기 위하여 관련된 설계변수중에서 $\lambda = 50$, $R_i = 0.25$ 로 일정하게 두고 베어링면에 설계한 wave의 수와 높이의 변화에 따른 결과를 제시하였다.

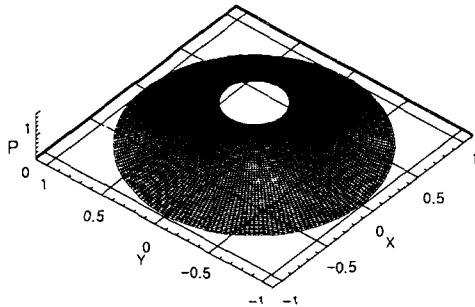


Fig. 3. Pressure profiles. $\epsilon=0.0$, $n=0$.

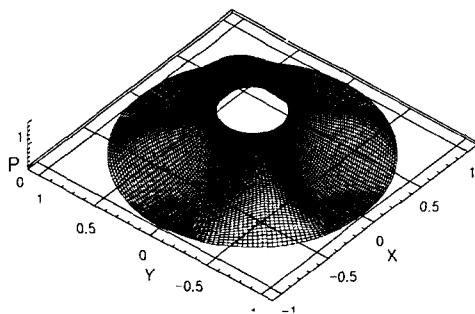


Fig. 4. Pressure profiles. $\epsilon=0.0$, $n=4$, $G=0.1$.

Fig. 3 ~ Fig. 6은 설계조건의 변화에 따른 간극에서의 압력분포를 나타낸 그림이다. Wave가 없는 ($n=0$) 틸팅되지 않은 상태의 추력베어링인 경우에는 유막두께가 변화하지 않으므로 압력은 Fig. 3에 나타낸 것과 같이 원주방향으로 일정하며, 이는 정압 베어링인 경우와 동일하다. 하지만 베어링면에 wave를 설계하면 원주방향으로의 유막두께가 변하게 된다. Fig. 4는 무차원 wave 높이 $G=0.1$ 이고 원주방향으로 wave가 4개인 경우의 압력분포를 나타낸 결과로서 유타유의 작용에 의하여 압력(hydrodynamic pressure)이 발생하므로 원주방향으로의 압력분포는 균일하지 않다. 한편, 원판이 틸팅(tilting)된 상태일 경우에도 유막의 쇄기작용(wedge action)에 의하여

유체압력이 발생하게 된다. Fig. 5는 wave가 없는 원판이 틸팅된 ($\epsilon=0.5$) 경우의 압력분포를 나타낸 결과이다. 원판이 아주 작게 틸팅되었음에도 불구하고 틸팅되지 않은 Fig. 3의 결과와는 큰 차이를 나타내며, 유타유의 급유압력보다도 높은 압력이 발생하고 있다. 또한, 이러한 압력분포는 원판의 틸팅량을 크게 하는 복원력으로 작용하고 있다. 이상의 결과에서, wave의 수와 원판의 틸팅은 발생압력의 분포에 큰 영향을 줄 수 있다는 것을 쉽게 예측할 수 있으며, 이들의 복합효과는 Fig. 6의 결과에서 확인할 수 있다.

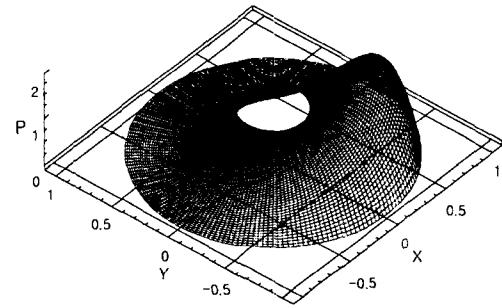


Fig. 5. Pressure profiles. $\epsilon=0.5$, $n=0$.

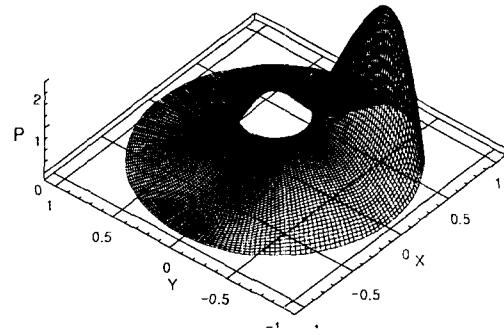


Fig. 6. Pressure profiles. $\epsilon=0.5$, $n=4$, $G=0.1$.

Fig. 7은 원판에 설계한 wave 수에 따른 하중지지 능력의 변화를 나타낸 그림으로 wave 높이 G 와 원판의 틸팅량 ϵ 이 크게 될수록 하중지지능력이 증가하고 있다. 특히, wave 높이와 틸팅에 따라서 하중지지능력이 최대로 되게 하는 wave 수가 존재함을 알 수 있다.

Fig. 8은 4개의 wave를 설계한 원판에서 wave 높이가 하중지지능력 및 원판에 작용하는 마찰력에 미치는 영향을 나타낸 결과로 G 가 커질수록 하중지지 능력과 마찰력은 증가하고 있다. 이러한 결과는 앞에서 제시한 Fig. 3 ~ Fig. 6의 압력분포결과에서 쉽

게 예측할 수 있다. 한편, wave와 털팅으로 인하여 유막이 크게 되는 곳에서는 공동현상이 발생할 수 있으므로 하중지지능력이 직선적으로 증가하지는 않을 것이다. 참고로 Zhao 등^[3]의 해석결과는 직선적인 증가하는 경향을 나타내고 있으므로 본 논문에서의 결과가 보다 정확함을 알 수 있다.

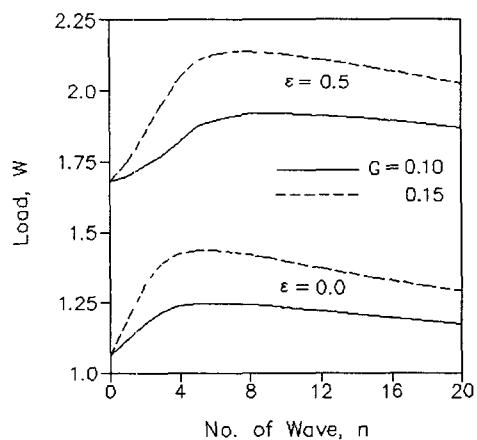


Fig. 7 Effect of wave on bearing load capacity.

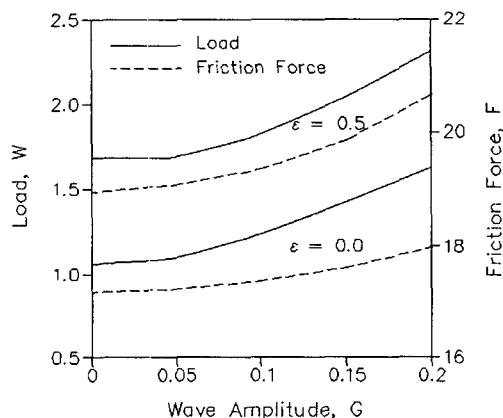


Fig. 8 Effect of wave amplitude on load and friction force. n=4.

이상의 결과에서 제시한 결과에서 알 수 있는 것과 같이 원판형 추력 베어링의 윤활성능을 향상시키기 위해서는 베어링면에 wave를 설계하는 것이 베어링의 하중지지능력을 증대시키기 때문에 효과적임을 알 수 있다. 또한, 운전조건에 따라서 베어링의 하중지지능력을 최대로 하는 wave의 수가 존재하는 사실이 주목할 만한 점이다. 특히, 이러한

결과는 현재 최적의 윤활조건설계에 이르지 못하고 있는 실정인 스크롤 압축기용 추력베어링 설계에 아주 유용한 기초자료로 활용될 수 있을 것으로 기대되며 많은 추가적인 연구를 요한다.

5. 결 론

본 논문에서는 윤활면에 wave를 설계한 원판형 추력베어링이 털팅상태로 운전하는 경우에 대하여 wave의 수와 높이가 베어링의 윤활특성에 미치는 영향을 수치해석적으로 조사하였다. 이 결과, 베어링면에 wave를 설계하는 것이 하중지지능력을 증대시키므로 윤활성능향상을 위해서는 아주 효과적이며, 운전조건에 따라서 이의 크기가 최대로 되게 하는 wave의 수가 존재하였다. 따라서, 본 논문에서 제시한 결과는 원판형 추력베어링의 성능향상에 기여할 것으로 예상되며, 특히 스크롤 압축기의 추력베어링 설계시에 유용한 자료로 사용될 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

이 논문은 과학기술부의 2001년도 기계류부품기술개발사업의 지원에 의하여 연구되었으며, 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Safar, Z. S., 1983, Adiabatic Solution of a Tilted Hydrostatic Thrust Bearing, Wear, vol.84, no.1, pp.133-138.
2. Younes, Y. K., 1991, Dynamic Load Carrying Capacities of a Shell-Shaped Thrust Bearing, Wear, vol.141, no.2, pp.267-278.
3. Zhao, M, Choy, F. K. and Braun, M. J., 2002, Modeling and Analysis of a Wavy Thrust Bearing, Tribology Trans., vol.45, pp.85-93.
4. 박태조, 변기택, 이운섭, 윤경구, 2001, Shell 형상 Thrust Bearing의 윤활특성 해석, 대한설비공학회 학술대회논문집, pp.1126-1130.
5. Kulkarni, S. S., 1990, Scroll Compressor : Thrust Bearing Design under Laminar Conditions, Proc. of Int. Comp. Eng. Conf (Purdue), pp.327-339.