

스파이럴 그루브 형상의 스러스트 베어링의 부하용량 향상을 위한 설계 변수에 대한 연구

강지훈 · 김경웅

한국과학기술원 기계공학과

A Study on Design Parameters to Improve Load Capacity of Spiral Grooved Thrust Bearing

Ji-Hoon Kang and Kyung-Woong Kim

Department of Mechanical Engineering, KAIST

Abstract

A numerical analysis is undertaken to show the influence of bearing design parameters on the load capacity of air lubricated spiral grooved thrust bearing. The governing equation derived from the mass balance is solved by the finite difference method. Optimal values for various design parameters are obtained to maximize the load capacity. The design parameters are the groove angle, the groove width ratio, the groove height ratio, and the seal ratio.

1. 서 론

스파이럴 그루브 스러스트 베어링(Spiral Grooved Thrust Bearing)은 유체의 펌핑효과로 인해 부하지지용량이 크며 안정성이 높은 베어링이다. 그러나 이러한 스파이럴 그루브 스러스트 베어링은 그루브의 면이 아르키메디안 나선형으로 굽어 있는 복잡한 형상을 가지고 있어 해석에 어려움이 있다. 이러한 스파이럴 그루브 스러스트 베어링은 그 형상이 복잡한 만큼 성능에 영향을 미치는 설계 변수들의 수가 많으며 설계변수 값들의 변화에 따라 베어링의 성능은 매우 달라지게 된다. Vohr[1]등은 그루브의 수가 무한히 많다고 가정하여 근사해를 구하는 무한 그루브 이론을 이용하여 스파이럴 그루브 스러스트 베어링의 성능을 해석하였으며, 베어링의 부하용량에 영향을 미치는 설계변수들을 정의하고 부하용량이 최대가 되게 하는 설

계변수들의 값을 제시하였다. James[2] 등은 그루브 면을 따라 적용되는 점프방정식을 도입하여 유한 그루브 수를 가지는 스파이럴 그루브 스러스트 베어링의 성능을 유한 차분법에 의하여 해석하였다. 그리고 Bonneau[3] 등은 유한요소법에 의하여 수치 해석을 수행하고 이 결과를 James[2]의 결과와 비교하였다. 그러나 실제 베어링 제작시에는 기계가공의 오차나 운전환경에 따른 형상의 제약 등에 의해 Vohr[1] 등이 제시해 놓은 설계변수들의 값에 따라서 원하는 성능의 베어링을 제작하기가 어려워지며 최대 부하용량의 값도 변하게 된다.

따라서 본 연구에서는 스파이럴 그루브 스러스트 베어링의 설계변수들의 변화에 따른 부하용량의 변화를 살펴 보았으며 원하는 부하용량의 베어링을 얻기 위한 설계변수들의 허용값을 제시하고자 한다.

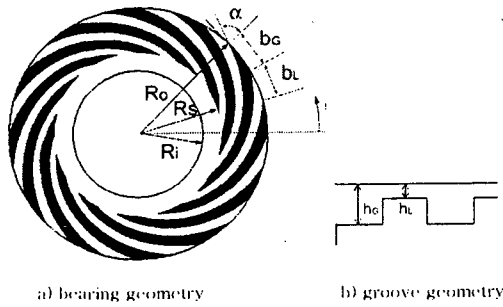


Fig. 1 Schematic of spiral grooved bearing

2. 지배방정식

스파이럴 그루브 스러스트 베어링은 Fig. 1 과 같이 베어링 면에 스파이럴 형상의 그루브가 가공된 스러스트 베어링이다. 베어링의 성능 계산시 고려되는 설계변수는 Fig. 1에 나타난 그루브각(Groove Angle, α), 그루브폭비(Groove Width Ratio, $G = b_i / (b_l + b_i)$), 시일비(Seal Ratio, $(R_o - R_s) / (R_o - R_i)$), 그루브높이비(Groove Height Ratio, $H = h_i / h_l$) 등이 있다.

정상상태의 압축성 유체에 대해 단위 길이 당 통과하는 질량유량은 (r, θ) 좌표계에서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_r = -\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (1)$$

$$M_\theta = -\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{r \partial \theta} + \frac{\rho \omega r h}{2} \quad (2)$$

스파이럴 그루브 스러스트 베어링은 그루브와 랜드 지역이 스파이럴 형태로 경계지

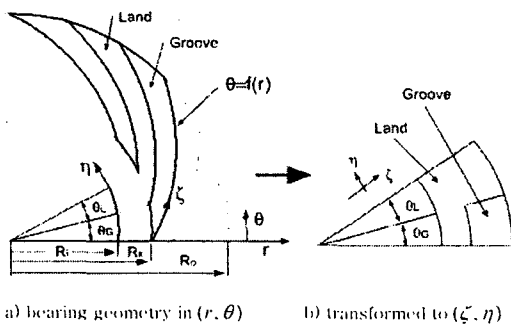


Fig. 2 Coordinate transformation

어져 있기 때문에 그루브 경계를 따라가는 일반 좌표계 (ζ, η) 를 Fig. 2와 같이 설정하여 좌표계의 변환을 이용하여 해석하였다.

(r, θ) 와 (ζ, η) 좌표계 사이의 변환식은 스파이럴의 형태가 아르키메디안 나선이므로 다음과 같다.

$$\zeta = r \quad (3)$$

$$\eta = \theta - f(r) = \theta - \tan \alpha \ln \frac{r}{r_i} \quad (4)$$

좌표 변환된 검사체적에 (Fig. 3) 대해 ζ 방향과 η 방향으로 단위 길이를 통과하는 질량유량을 각각 M_ζ, M_η 라 하면 M_ζ 와 M_η 는 다음과 같이 구해진다.

$$M_\zeta = M_r \quad (5)$$

$$M_\eta = (M_\theta - \tan \alpha M_r) / \sqrt{B} \quad (6)$$

여기서

$$B = 1 + \tan^2 \alpha \quad (7)$$

식(5)와 (6)의 M_ζ, M_η 는 식(3)과 (4)로부터 다음과 같이 ζ 와 η 에 관해 나타낼 수 있다

$$M_\zeta = -\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \zeta} + \tan \alpha \frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\zeta \partial \eta} \quad (8)$$

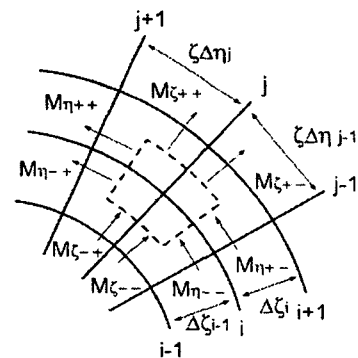


Fig. 3 Control volume and mass flux

$$M_\theta = -\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\zeta \partial \eta} + \frac{\rho \omega r h}{2} \quad (9)$$

베어링 내부의 공기가 이상기체이며 등온이고, 또한 정상 상태라는 가정을 하면 Fig.3의 검사체적에 대한 질량유량 보존식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & (M_{\zeta_{i+1}})\zeta\Delta\eta_i + (M_{\zeta_{i+1}})\zeta\Delta\eta_{i+1} - (M_{\zeta_i})\zeta\Delta\eta_i \\ & - (M_{\zeta_i})\zeta\Delta\eta_{i+1} + (M_{\eta_{i+1}})\Delta\zeta_i + (M_{\zeta_{i+1}})\Delta\zeta_{i+1} \\ & - (M_{\eta_{i+1}})\Delta\zeta_i - (M_{\eta_{i+1}})\Delta\zeta_{i+1} = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

식 (10)에 이상기체의 상태 방정식 $p = \rho RT$ 를 대입하여 질량유량 보존식을 완성할 수 있다.

3. 해석 방법

그루브 수가 12개인 베어링에 대해 그루브와 랜드 지역이 하나씩 붙어 있는 해석 영역에 대하여 반경 방향 및 원주 방향으로 20×40 개의 검사체적을 구성하였다. 식(10)에 이상기체의 방정식 $p = \rho RT$ 를 대입하면 격자점의 압력에 관한 2차 방정식이 나오므로 이것을 풀기 위해 뉴턴-랩슨법을 이용하였다. 사용된 압력 경계조건은 다음과 같다.

$$p|_{r=R} = p|_{r=R} = P_o \quad (11)$$

$$p|_{\eta=0} = p|_{\eta=\theta_i + \theta_i} \quad (12)$$

압력의 수렴조건은 다음과 같다.

$$\frac{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{N_j} |P_{ij}'' - P_{ij}''^{n-1}|}{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{N_j} P_{ij}''} \leq 10^{-4} \quad (13)$$

4. 해석 결과

(1) 시일비의 영향

Fig. 4의 a)는 베어링수(bearing number) $\Lambda = 10.0$, $G = 0.55$ 일 때 S 를 변화시키면서 무차원 부하용량을 서로 다른 그루브각에

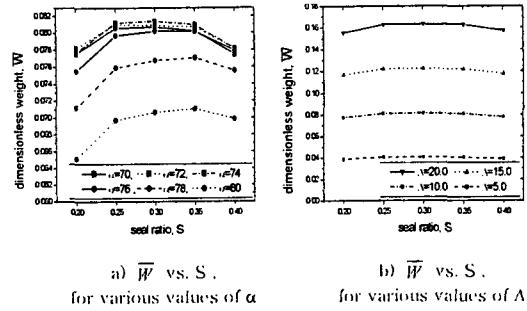


Fig. 4 The effect of Seal ratio

대해 나타낸 것이며, b)는 S 에 따른 무차원 부하용량을 서로 다른 Λ 에 대해 나타낸 것으로 S 값이 그루브각에 관계 없이 0.3일 때 부하용량이 최대가 됨을 알 수 있다. a)의 $\Lambda = 10$, $\alpha = 74^\circ$ 인 경우 S 값의 변화에 따른 부하용량의 감소는 $S = 0.25$ 인 경우 0.2%, $S = 0.35$ 인 경우 0.47%였다.

(2) 그루브폭비와 그루브높이비의 영향

Fig. 5는 시일비 $S = 0.3$, 그루브각 $\alpha = 74^\circ$ 인 경우에 대해, 그루브폭비와 그루브높이비에 따른 무차원 부하용량의 변화를 여러 Λ 값에 대해 나타낸 것이다. 그루브높이비 H 값이 4.0, 그루브폭비 G 값이 0.55일 때 베어링이 최대부하용량을 나타낸다. 계산 결과, H 값이 4.0보다 커지면 부하용량이 작아졌다. c)의 $\Lambda = 10$, $S = 0.3$, $\alpha = 74^\circ$, $H = 4.0$ 인 경우 G 값의 변화에 따른 부하용량의 감소는 $G = 0.50$ 인 경우 0.72%, $G = 0.60$ 인 경우 0.46%였다. 또한 $G = 0.45$ 인 경우 2.4%, $G = 0.65$ 인 경우 1.9%였다

(3) 그루브각의 영향

Fig. 6은 시일비 $S = 0.3$, 그루브폭비 $G = 0.55$ 에 대해 그루브높이비와 그루브각에 따른 무차원 부하용량의 변화를 여러 Λ 값에 대해 나타낸 것이다. 그루브각의 변화에 따라 부하용량이 최대값을 가지는 그루브높

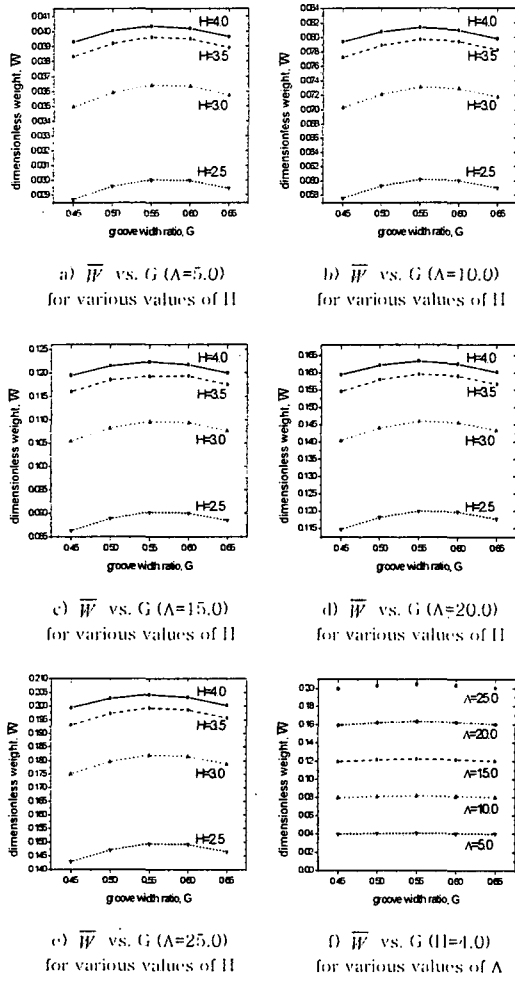


Fig. 5 The effect of groove width ratio

이비의 값이 약간씩 틀려지나, 위에서 계산한 모든 경우에 대해 그루브높이비가 4.0, 그루브각이 74° 일때 베어링이 최대부하용량을 가지게 된다. c)의 $\Lambda=10$, $S=0.3$, $G=0.55$, $\alpha=74^\circ$ 인 경우, H 값의 변화에 따른 부하용량의 감소는 $H=3.5$ 인 경우 2.0%, $H=4.5$ 인 경우 2.3%였다. 또한 $\Lambda=10$, $S=0.3$, $G=0.55$, $H=4.0$ 인 경우, α 값에 따른 부하용량의 변화는 $\alpha=72^\circ$ 인 경우 0.67%, $\alpha=76^\circ$ 인 경우 1.4%였다. 그러나 $H=3.5$, $\alpha=72^\circ$ 인 경우는 부하용량의 감소가 0.59%로 부하용량의 감소량이 오히려 적어짐을 알 수 있다. 이는

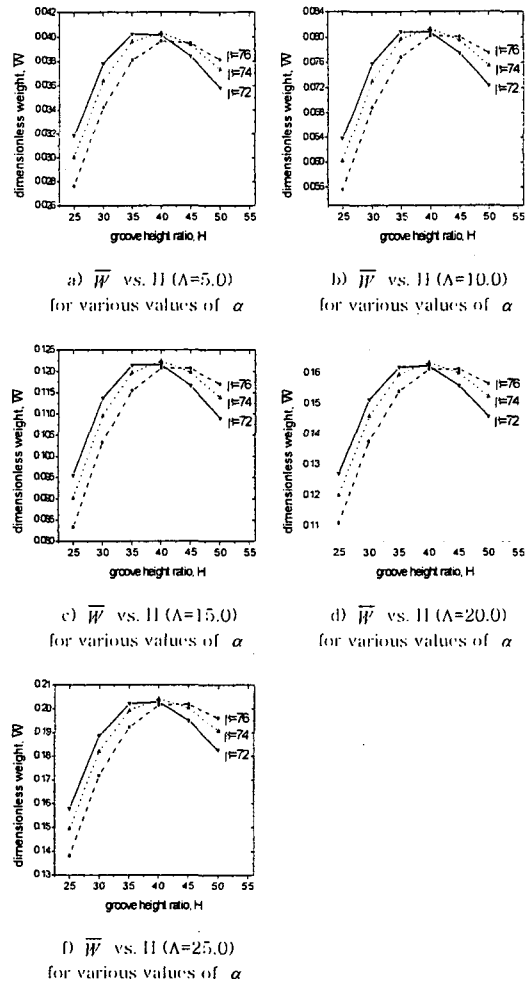


Fig. 6 The effect of groove height ratio

베어링의 설계변수간에 상관관계가 있어 설계변수값들이 최적치로부터 변했을 때, 부하용량의 감소량이 적어지는 조합이 있다는 것을 의미한다.

Fig. 7은 그루브높이비 $H=4.0$, 그루브폭비 $G=0.55$, 시일비 $S=0.3$ 에 대해 그루브각에 따른 무차원 부하용량의 변화를 여러 Λ 에 대해 나타낸 것이다. 그루브각 α 값이 74° 일 때 부하지지용량이 최대가 되며 α 값이 74° 보다 커지거나 작아지면 부하용량이 감소함을 알 수 있다.

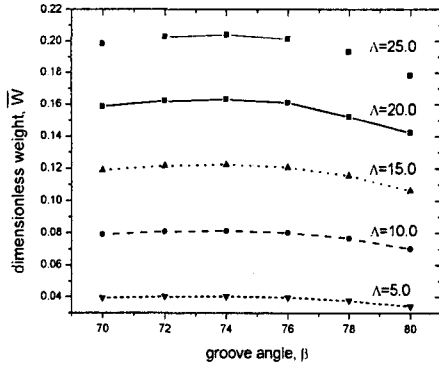


Fig. 7 The effect of groove angle

(4) 베어링수와 무차원 부하용량

Fig. 8은 지금까지 계산한 결과를 이용하여 베어링수 Λ 값이 5.0, 10.0, 15.0, 20.0, 25.0인 경우에 대해 베어링이 가질 수 있는 최대 부하용량을 나타낸 것이다. 그림에서 확인할 수 있듯이 Λ 값이 25.0일 때까지는 최대 부하용량이 Λ 값에 대해 매우 선형적으로 변함을 알 수 있다.

(5) 설계변수들의 변화에 따른 부하용량의 변화

table 1은 설계변수들의 변화에 따른 부하용량의 감소를 나타낸 것이다. 시일비 S 의 영향은 가장 작기 때문에 고려하지 않았다.

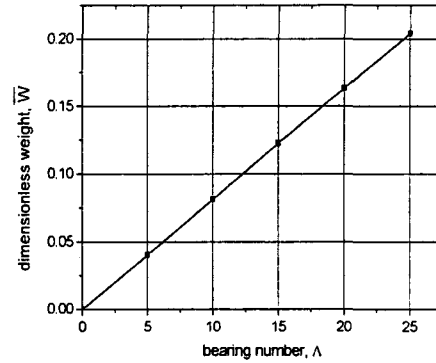


Fig. 8 \bar{W} vs. bearing number Λ

그루브각이 작고 그루브높이비가 커지면 부하용량이 상당히 떨어지는 것을 알 수 있으며 또한 반대로 그루브각이 커지고 그루브높이비가 작아지면 부하용량이 상당히 떨어지는 것을 확인할 수 있다.

5. 결론

(1) 스파이럴 그루브 스러스트 베어링의 부하용량을 계산하기 위한 식을 유도하였다.

(2) 스파이럴 그루브 스러스트 베어링의 부하용량을 최대로 하는 설계변수들의 값을 구하였고, 베어링의 운전조건이 베어링수 $\Lambda = 5.0 \sim 25.0$ 인 경우, $S = 0.3$, $G = 0.55$, $H = 4.0$, $\alpha = 74^\circ$ 일 때 베어링의 부하용량이

Table 1 variation of dimensionless weight as design parameters vary

$H = 3.5$		Groove angle. α ()			
		70	72	74	76
Groove width	0.45	0.079243(-2.60%)	0.078894(-3.03%)	0.077207(-5.10%)	0.073858(-9.22%)
ratio, G	0.50	0.080350(-1.24%)	0.080297(-1.30%)	0.078895(-3.03%)	0.075796(-6.84%)
	0.55	0.080708(-0.80%)	0.080877(-0.59%)	0.079702(-2.04%)	0.076817(-5.58%)
	0.60	0.080098(-1.55%)	0.080431(-1.13%)	0.079437(-2.36%)	0.076743(-5.67%)
	0.65	0.078739(-3.22%)	0.079138(-2.72%)	0.078237(-3.84%)	0.075666(-7.00%)
$H = 4.0$		Groove angle. α ()			
		70	72	74	76
Groove width	0.45	0.078271(-3.80%)	0.079461(-2.33%)	0.079400(-2.41%)	0.077620(-4.59%)
ratio, G	0.50	0.078971(-2.93%)	0.080485(-1.07%)	0.080772(-0.72%)	0.079345(-2.47%)
	0.55	0.079058(-2.83%)	0.080806(-0.68%)	0.081358	0.080211(-1.41%)
	0.60	0.078339(-3.71%)	0.080245(-1.37%)	0.080987(-0.46%)	0.080057(-1.60%)
	0.65	0.077036(-5.31%)	0.078989(-2.91%)	0.079808(-1.91%)	0.078993(-2.91%)
$H = 4.5$		Groove angle. α ()			
		70	72	74	76
Groove width	0.45	0.074286(-8.69%)	0.076723(-5.70%)	0.078142(-3.95%)	0.077988(-4.14%)
ratio, G	0.50	0.074631(-8.27%)	0.077378(-4.89%)	0.079161(-2.70%)	0.079415(-2.39%)
	0.55	0.074502(-8.42%)	0.077466(-4.78%)	0.079516(-2.26%)	0.080080(-1.57%)

최대가 되는 것을 알 수 있었다.

(3) 설계변수 그루브폭비, 그루브높이비, 그루브각의 변화에 대해 부하용량의 변화를 살펴본 결과, 3개의 설계변수들은 서로 상관 관계를 가지며 부하용량에 영향을 준다. 일례로 그루브각이 작고 그루브높이비가 커지면 부하용량이 상당히 떨어지는 것을 알 수 있었으며 또한 반대로 그루브각이 커지고 그루브높이비가 작아지면 부하용량이 상당히 떨어지는 것을 확인할 수 있었다.

후 기

본 연구는 산업자원부 산업기반기술개발사업의 위탁과제로서 지원을 받아 수행되었으며. 관계자 여러분께 감사드립니다.

기호 설명

b_l	land width
b_g	groove width
G	groove width ratio. $b_g / (b_l + b_g)$
h_g	groove height
h_l	land height
h	film thickness
H	groove depth ratio. h_g / h_l
M_r	mass flux in r-direction
M_θ	mass flux in θ -direction
M_ζ	mass flux in ζ -direction
M_η	mass flux in η -direction
r, θ	coordinates of cylindrical coordinate system
R_o	outer radius
R_s	seal radius
R_i	inner radius
p_a	atmosphere pressure
p	pressure in fluid film
S	seal ratio. $(R_o - R_s) / (R_o - R_i)$
W	load capacity
\bar{W}	dimensionless weight. $W / \pi p_a (R_o^2 - R_i^2)$
α	groove angle

Λ	bearing number. $\frac{6\mu\omega}{p_a} \left(\frac{R_o}{h_l} \right)^2$
μ	viscosity
ρ	density
ω	rotating speed
ζ, η	coordinates of transformed coordinate system

참고문헌

1. Vohr, J. H., and Pan, C. H. T., 1963, "On the Spiral-Grooved, Self-Acting Gas Bearings," MTI Technical Report
2. James, D. D., and Potter, A. F., 1967, "Numerical Analysis of Gas Lubricated Spiral Groove Thrust Bearing Compressor," ASME JOURNAL OF LUBRICATION TECHNOLOGY, Vol 89, pp. 439-444.
3. Bonneau, D., Huitric, J., and Tournerie, B., 1993, "Finite Element Analysis of Grooved Gas Thrust Bearings and Grooved Gas Face Seals," ASME JOURNAL OF TRIBOLOGY, Vol. 115, pp. 348-354
4. Malanoski, S. B., and Pan, C. H. T., 1965, "The Static and Dynamic Characteristics of the Spiral-Grooved Thrust Bearing," ASME JOURNAL OF BASIC ENGINEERING, Vol. 87, pp. 541-558
5. Jiasheng Zhu, Kyosuke Ono, 1999, "A Comparison study on the Performance of Four Types of Oil Lubricated Hydrodynamic Thrust Bearings for Hard Disk Spindles," ASME JOURNAL OF TRIBOLOGY, Vol. 121, pp. 114-120