

오일윤활 빗살무늬 저널 베어링에 대한 정특성 및 안정성 해석

강 경 필* · 임 윤 철**

(1997년 8월 25일 접수)

A Study on the Static and Stability Characteristics of the Oil-Lubricated Herringbone Groove Journal Bearing

Kyung-Phil Kang and Yoon-Chul Rhim

Key Words : Herringbone Groove Journal Bearing(빗살무늬 저널 베어링), Circular Profile Groove(원호홈), Static Characteristics(정특성), Stability Characteristics(안정성)

Abstract

An oil lubricated Herringbone groove journal bearing(HGJB) with eight-circular-profile grooves on the non-rotating bearing surface is analyzed numerically and experimentally. The load carrying capacity, attitude angle, stiffness and damping coefficients are obtained numerically for the various bearing configurations. The onset speed of instability is also examined for the various eccentricity ratios. The configuration parameters of HGJB, such as groove depth ratio, groove width ratio, and groove angle, are dependent on each other because the grooves are generated by using eight small balls rolling over the inner surface of the sleeve with press fit. Therefore, it is not allowed to suggest a set of optimal design parameters such as the one for the rectangular profile HGJB. The overall results from numerical and experimental analysis prove that the circular profile HGJB has an excellent stability characteristics and the higher load carrying capacity than the plain journal bearing.

————— 기호 설명 —————			
c_{ij}, C_{ij}	: 감쇠계수, $C_{ij} = \omega c_{ij} C / F$	m	: 저널질량 [kg]
D	: 베어링지름, [m]	M	: 단위폭당 무차원 체적유량
e, ϵ	: 편심률, $e = C\epsilon$	p, P	: 압력, $p = P_a P$
ϵ_s	: 정상상태 편심률	P_s	: 정상상태 무차원 압력해
f, F	: 무차원 부하용량, $F = f / P_1 L D$, $F = \sqrt{F_r^2 + F_t^2}$	Q	: 무차원 체적유량
F_r, F_t	: 반지름방향 힘, 접선방향 힘	t, τ	: 시간 [sec], $\tau = \omega t$
h, H	: 간극두께 [m], $h = CH$	X, Y, Z	: 고정 3차원 직각좌표계
I, J	: ζ 와 η 방향의 격자번호	$r, \bar{\theta}, z$: 고정 3차원 원동좌표계
k_{ij}, K_{ij}	: 강성계수, $K_{ij} = k_{ij} C / f$	γ	: 홈 형상합수
L	: 베어링길이 [m]	ϕ	: 자세각 [deg]
		σ	: 스퀴즈수 $\sigma = \frac{12\mu\Omega}{p_a} \left(\frac{R}{C}\right)^2$
		ω	: 저널 각속도 [1/sec]
		$\Omega, \bar{\Omega}$: 선회 각속도 [1/sec], $\bar{\Omega} = \Omega / \omega$

*회원, 연세대학교 대학원

**회원, 연세대학교 기계전자공학부

1. 서 론

빗살무늬 저널 베어링은 기존의 플레인 저널 베어링 표면에 빗살무늬 형상의 홈이 가공된 것을 말하며 베어링의 부하가 작을 경우 부하특성 및 회전 안정성을 개선하기 위한 목적으로 개발되었다. 안정성이 뛰어난 여타 베어링에 비해 비교적 가공 및 설치가 용이하여 그의 응용 분야가 넓어져 가고 있는 실정이다. 특히 최근에는 가전제품 및 사무기기 등의 고성능화 추세에 따라 기계요소에서의 고속성 및 신뢰성이 요구되면서 Scanner, VCR, HDD, DVD Drive 등을 중심으로 소형의 정밀회전요소에 적용하는 사례가 늘고 있다.^(1,2)

빗살무늬 베어링에 대한 기존의 연구는 협곡이론에 기초한 해석기법을 사용하여 동심상태에서의 회전 안정성에 중점을 두고 형상설계변수들의 최적값을 제시하였거나,^(3,4) 해석결과에 대한 검증은 위하여 물,⁽⁵⁾ 오일, 그리스,⁽⁶⁾ 공기 또는 가스^(7~10) 등 다양한 윤활제를 사용한 실험을 수행하였고 이로부터 부하특성 및 무부하 운전시의 회전 안정성을 해석하였다. 최근에는 베어링 크기의 소형화에 따른 홈수의 영향을 고찰하기 위하여 협곡이론에서 탈피한 수치해석이 수행되면서 편심률에 따른 정특성 및 동특성 해석 등이 활발히 진행되고 있으나,^(11~13) 정량적으로 이를 검증할만한 실험결과는 전무한 실정이다.

빗살무늬의 가공은 주로 부식방법으로 이루어졌으나 가공성 및 생산성을 고려한 새로운 가공방법이 구상되고 있으며, 특히 베어링 면에 홈을 가공할 경우, 강구를 이용한 가공방법이 최근에 개발되었다. 본 연구에서는 Fig. 1과 같이 원주방향으로 8개의 강구를 볼 베어링의 리테이너와 같은 역할을 하는 기구를 이용하여 공구의 끝단에 위치하게 하고 강구들에 외접하는 원이 베어링의 내경보다 약간 크게 되도록 공구 끝단의 직경을 조절한 후 공구를 직선운동시키면서 동시에 베어링을 적절히 회전시킴으로서 베어링 내면에 빗살무늬의 홈이 가공되도록 하였다. 이 가공방법은 홈의 깊이가 결정된 상태에서 강구의 크기와 꺾임각 조절에 따라 홈폭비가 결정되며, 따라서 홈폭비, 홈깊이비, 꺾임각 사이에는 기하학적으로 연관관계가 성립한다. 즉, 이러한 가공방법을 사용할 경우 가공 메커니즘에 따른 제약조건과 홈의 단면 형상때문에 기존의 부

식방법으로 사각형 단면을 갖는 홈을 가공하였을 경우의 최적형상조건으로 알려져 있는 홈폭비 0.5, 홈깊이비 2.1, 꺾임각 33°인 조건을 사용하여 해석할 수 없다.^(2,13)

이러한 이유로 오일윤활방식의 빗살무늬 저널 베어링을 대상으로 강구를 이용하여 베어링 면에 빗살무늬 홈을 가공 한 경우 제약조건 내에서의 최적형상조건과 정적부하특성 및 강성·감쇠계수를 계산하고 편심률에 따른 안정영역을 제시하여 기존의 사각형 단면의 홈을 갖는 빗살무늬 베어링 및 플레인 베어링과의 특성을 수치해석으로 비교 고찰한 바 있다.⁽¹³⁾

따라서 본 연구에서는 이 경우의 수치해석 결과를 검증하기 위하여 여러 형상조건을 갖는 빗살무늬 베어링을 볼을 사용하여 제작하고 그들의 부하특성 및 불안정시작속도를 측정하여 수치해석 결과와 비교하였다.

2. 이 론

2.1 지배방정식

빗살무늬 저널 베어링과 같이 홈에 의한 간극변화가 심할 경우 레이놀즈방정식에 유한차분법을 적용하면 홈깊이 정도에 따라 수렴이 더디거나 또는 발산하기 쉽다. 이러한 이유로 유한요소법을 사용하거나,^(11,12) 검사체적에 대한 질량유량 보존법칙으로부터 만들어지는 식에 유한차분법을 적용하여 해석한다. 본 연구에서는 후자를 선택하였으며, Fig. 2는 해석영역을 계산이 용이하도록 변환한 좌표계 (ξ, η)에서의 비균일 격자형태를 보여주는데 임의의 위치에서 Fig. 2와 같은 검사체적에 대해 질량유량 보존법칙을 적용하여 다음과 같은 지배방정식을 구성하였다.

$$Q_{\xi n+1} + Q_{\xi n-1} - Q_{\xi n} - Q_{\xi n+1} + Q_{\eta n-1} + Q_{\eta n+1} - Q_{\eta n}$$

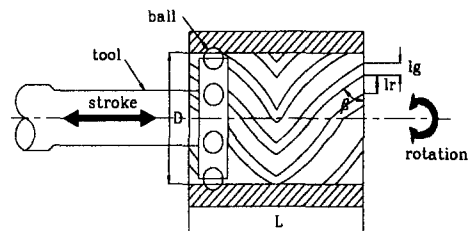


Fig. 1 Schematic of manufacturing process.

$$= \sigma \left(\frac{\Delta \zeta_- + \Delta \zeta_+}{2} \right) \left(\frac{\Delta \eta_- + \Delta \eta_+}{2} \right) \frac{\partial H}{\partial \tau} \quad (1)$$

식 (1)에 다음과 같은 유량과 압력간의 관계식을 대입하고

$$Q_{\zeta n} = M_{\zeta n} \frac{\Delta \zeta}{2 \sin \beta}, \quad Q_{\eta n} = 2\pi \frac{D}{L} M_{\eta n} \frac{\Delta \eta}{2} \quad (2)$$

$$M_{\zeta n} = \cos \beta \left(\frac{D}{L} \right) H^3 \frac{\partial P}{\partial \zeta} - \frac{1}{2\pi \sin \beta} H^3 \frac{\partial P}{\partial \eta} + \Lambda H \sin \beta$$

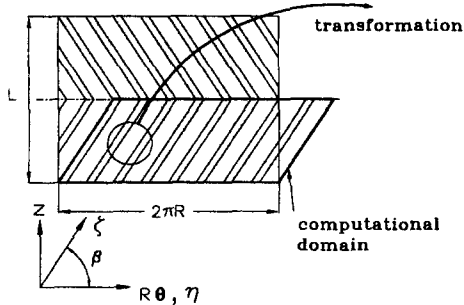
$$M_{\eta n} = - \left(\frac{D}{L} \right) H^3 \frac{\partial P}{\partial \zeta} + \frac{\cot \beta}{2\pi} H^3 \frac{\partial P}{\partial \eta} \quad (3)$$

압력과 간극에 대해 δX , δY 의 위치 변화를 고려한 섭동법을 적용하면

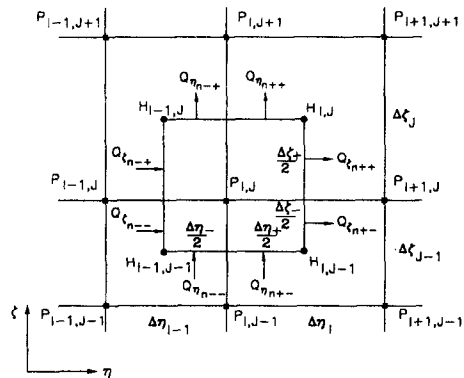
$$P = P_s + \frac{\partial P}{\partial X} \delta X + \frac{\partial P}{\partial Y} \delta Y + \frac{\partial P}{\partial \dot{X}} \delta \dot{X} + \frac{\partial P}{\partial \dot{Y}} \delta \dot{Y}$$

$$H = \gamma + \varepsilon_s \cos(\bar{\theta} - \phi_s) + \delta X \sin \bar{\theta} + \delta Y \cos \bar{\theta} \quad (4)$$

와 같이 표현할 수 있으며, 준평형상태, δX , δY , $\delta \dot{X}$ 및 $\delta \dot{Y}$ 를 포함하는 항으로 정리하면 최종적으



(a) Physical domain



(b) Grid system in transformed domain

Fig. 2 Physical domain and grid system of transformed domain for mass flux balance.

로 다음과 같은 형태의 식이 되는데 이에 관한 자세한 내용은 이미 발표된 바 있다.⁽¹³⁾

$$f(P_s) + \left[f \left(\frac{\partial P}{\partial X} \right) \right] \delta X + \left[f \left(\frac{\partial P}{\partial Y} \right) \right] \delta Y$$

$$+ \left[f \left(\frac{\partial P}{\partial \dot{X}} \right) \right] \delta \dot{Y} + \left[f \left(\frac{\partial P}{\partial \dot{Y}} \right) \right] \delta \dot{Y} = 0 \quad (5)$$

위 식이 만족되기 위해서는 각각의 항이 0이 되어야 한다. 식 (5)의 첫번째 항으로부터는 임의의 편심률에서의 압력분포를 구한 후 반경방향 힘(F_r), 접선방향 힘(F_t), 그리고 자세각(ϕ)을 구하며, 두번째 및 세번째 항으로부터 강성계수(K_{xx} , K_{yy} , K_{xy} , K_{yx}), 네번째 및 다섯번째 항으로부터 감쇠계수(C_{xx} , C_{yy} , C_{xy} , C_{yx})를 각각 구한다.

2.2 안정성 해석

플레인 저널 베어링을 사용하는 회전체의 경우 경부하상태 또는 고속회전시 동심 부근에서 회전주파수의 반에 해당되는 비동기 회전이 쉽게 유발되는데, 이러한 현상을 반주파수 선회(half-frequency whirl), 또는 오일 휠(oil whirl)이라 하며 저널 베어링에서 발생하는 대표적인 불안정현상이다. 이러한 현상을 정량적으로 규명하기 위해 유막에서의 강성 및 감쇠계수를 수치해석으로 구한 후, 다음과 같은 운동방정식을 이용하여 그의 특성해를 구하였다.

$$M_a^2 \begin{pmatrix} \delta \dot{X} \\ \delta \dot{Y} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \delta \dot{X} \\ \delta \dot{Y} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \delta X \\ \delta Y \end{pmatrix} = 0 \quad (6)$$

식 (6)에 대한 homogeneous 해는 복소수를 이용하여 다음과 같이 가정할 수 있으며,

$$\begin{pmatrix} \delta X \\ \delta Y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \delta X_h \\ \delta Y_h \end{pmatrix} \exp^{i\omega_{cr} \tau} \quad (7)$$

이를 식 (6)에 대입하여 정리하면 다음과 같은 두 식을 얻을 수 있다.

$$(M_a)_{cr}^2 \bar{\Omega}_{cr}^2 = \frac{C_{xx} K_{yy} + C_{yy} K_{xx} - C_{xy} K_{xy} - C_{yx} C_{yx}}{C_{xx} + C_{yy}} \quad (8)$$

$$\bar{\Omega}_{cr}^2 = \frac{((M_a)_{cr}^2 \bar{\Omega}_{cr}^2 - K_{xx}) ((M_a)_{cr}^2 \bar{\Omega}_{cr}^2 - K_{yy}) - K_{xy} K_{yx}}{C_{xx} C_{yy} - C_{xy} C_{yx}} \quad (9)$$

위 식에서 먼저 $\bar{\Omega}_{cr}^2$ 을 구한 후 무차원 불안정시각 속도인 $(M_a)_{cr}^2$ 를 구한다.

3. 실험

3.1 실험장치 및 실험방법

Fig. 3에서 보여주는 실험장치는 수직형 회전계로서 강선을 사용하여 베어링 하우징을 위아래에서 당겨 줌으로써 반경방향으로의 운동에 대해 거의 구속이 없도록 베어링 하우징을 설치하였고 외부에

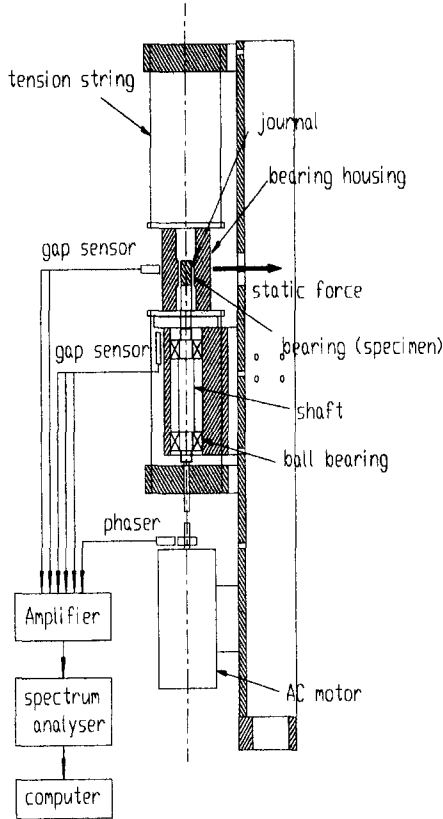


Fig. 3 Schematic of experimental apparatus.

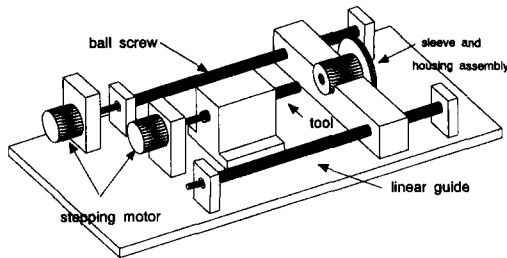


Fig. 4 Device for generating grooves inside the sleeve.

서 반경방향으로 정하중을 줄 수 있도록 구성하였다. 베어링 하우징 아랫면의 운동을 감지하는 3개의 간극센서는 하우징 설치 시에 베어링과 축과의 평행도를 조절하기 위한 것이며 하우징 측면의 운동을 감지하는, 90° 각도를 두고 설치된 2개의 간극센서는 베어링 중심의 움직임을 측정한다. 사용한 오일은 기유에 점도지수 향상제가 첨가된 것으로서, 40°C에서 4.169 cSt의 점도를 갖는다.

정특성 실험은 1,020 rpm에서 최대 16 N의 부하 범위 내에서 부하의 증가와 감소를 반복하면서 베어링 하우징 중심의 편심량을 측정하였으며, 동특성 실험은 최대 5,000 rpm 범위 내에서 수행되었는데 무부하 상태에서 속도를 증가시켜가며, FFT 신호분석과 궤적모양을 관찰하여 불안정현상이 발생될 때의 속도를 확인한 후 300 rpm씩 속도를 증가시키면서 불안정현상이 발생하는 최소 편심량을 측정하였다.

3.2 시편

시편가공장치는 Fig. 4에서 보여주는데 스텝핑 모터 2개를 이용하여 회전운동 및 병진운동의 속도

Table 1 Parameters of herringbone-grooved journal bearings.

Specimen	Groove angle [deg]	Width ratio	Depth ratio
B# 1	11	0.35	1.5
B# 2	21	0.19	
B# 3	37	0.11	

Table 2 Specification of journals and bearings.

Journals	
Diameter	18.990 mm ± 5 μm
Length	20 mm
Material	Bronze
Bearings	
Diameter	20.010 mm ± 5 μm
Length	20 mm
Groove depth	30 μm
Material	Bronze

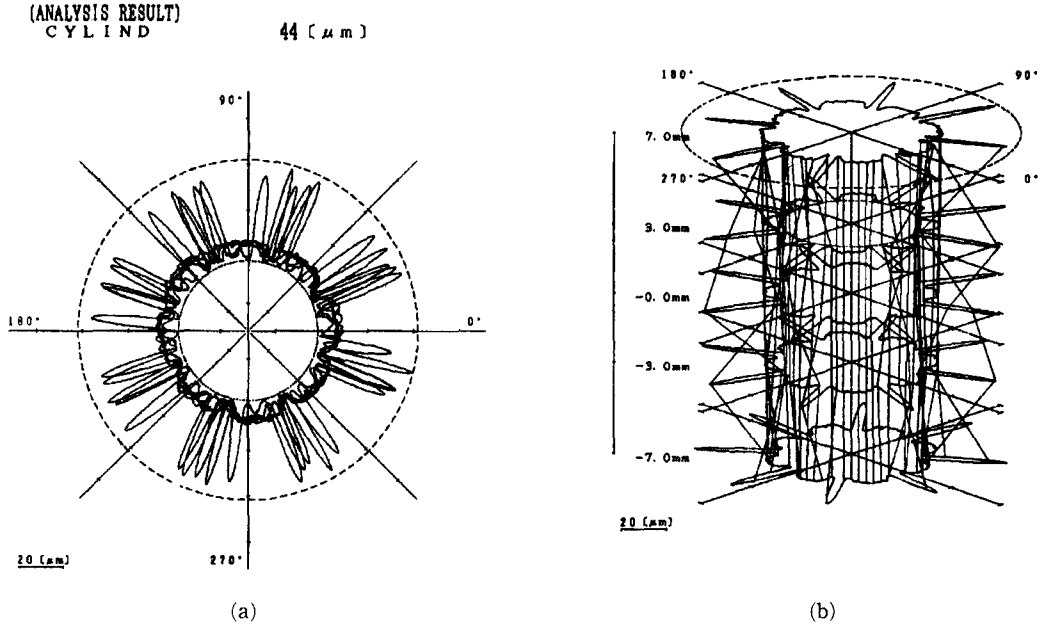


Fig. 5 Measurement of roundness and cylinderness of B# 2

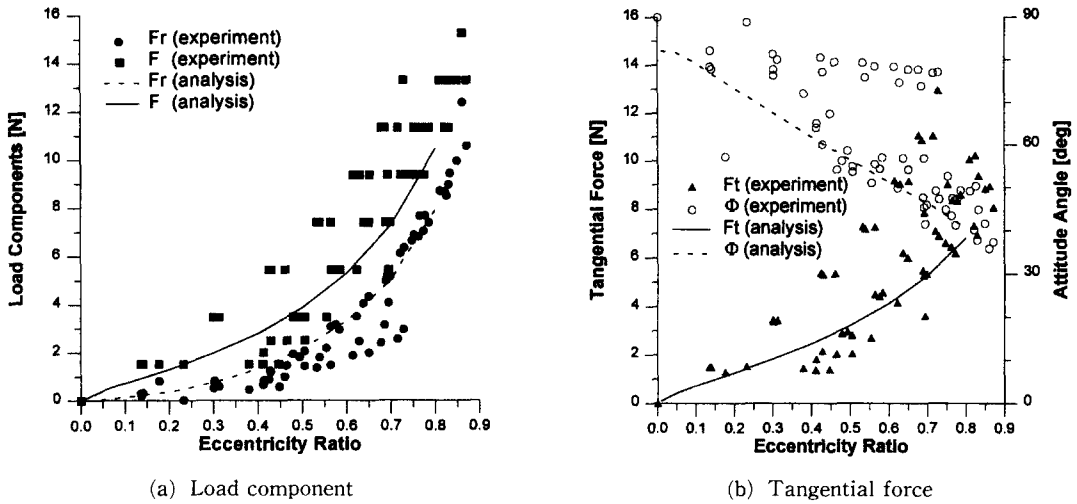
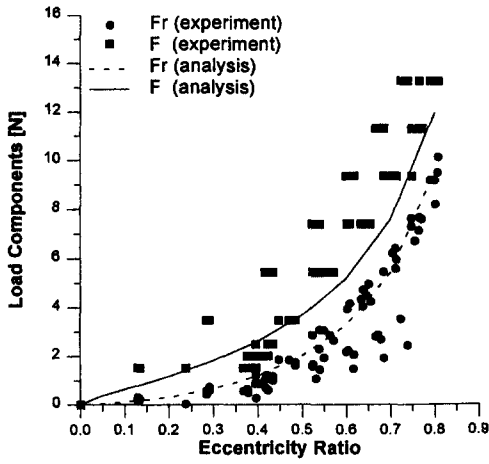


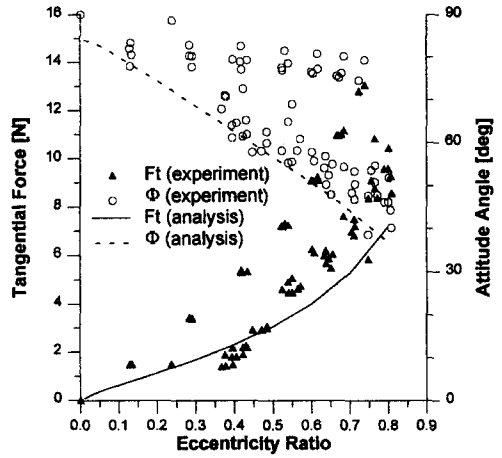
Fig. 6 Static load characteristics vs. eccentricity ratio for type B#1.

를 조절하며, 이들 속도비에 의해 꺾임각이 결정된다. 이를 이용하여 꺾임각 및 흠폭비가 다른 3종류의 시편을 가공하였으며 각각의 형상변수 값은 Table 1에 정리하였고 베어링 및 저널의 치수는 Table 2에 정리하였다. 각 시편들은 진원도 측정장치를 이용하여 진원도 및 원통도를 측정하여 가공정밀도를 확인하였으며 측정결과의 한 예를 Fig. 5에 제시하였다. 강구를 이용하여 베어링 표면을

소성변형시키면서 흠이 가공되기 때문에 불가피하게 버(burr)가 발생하였음을 알 수 있다. 수치해석에서는 베어링 내부 치수의 측정결과를 참조하여 버의 영향을 간극의 형상으로 입력함으로서 수치해석에서의 모델이 실제 실험상태와 가능한 한 같게 되도록 한 후 계산결과를 실험결과와 비교하였다.

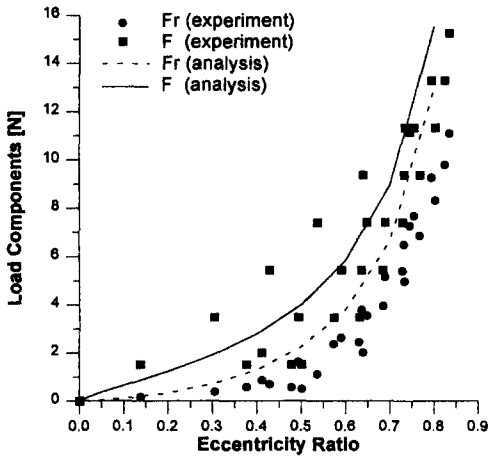


(a) Load component

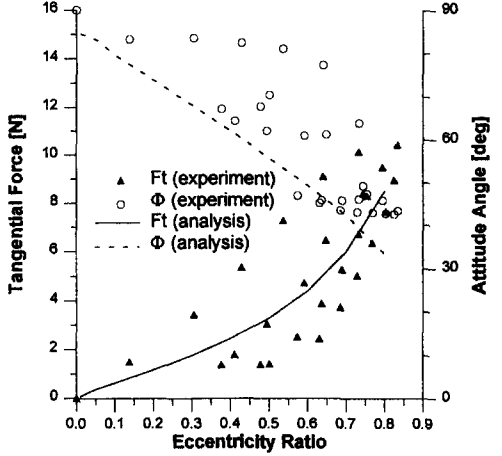


(b) Tangential force

Fig. 7 Static load characteristics vs. eccentricity ratio for type B#2.



(a) Load component



(b) Tangential force

Fig. 8 Static load characteristics vs. eccentricity ratio for type B#3.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 정특성 실험

Fig. 6에서 Fig. 8까지는 공칭간극이 60 μm 인 각 시편에 대하여 편심률 변화에 따른 힘의 성분들과 자세각을 수치해석 결과와 비교하여 나타내었다. 시편들간의 부하특성은 큰 차이를 보이지 않았으며 공통적으로 편심률을 증가시키면서 부하를 측정할 경우 편심률을 감소시키면서 측정한 경우에 비해 다소 큰 부하특성을 보였다.

측정한 합력(F)은 대체로 수치해석 결과와 유사하거나 큰 경향을 보이며 반경방향 힘(F_r)은 편심률이 커질수록 수치해석결과와 일치하였으나 점선방향 힘(F_t)은 전 영역에서 산만한 분포를 보였다. 또한 동일하중에 대해 베어링의 자세각이 베어링의 초기 위치에 의존하는 경향을 보이는데, 결과들이 일관되게 베어링 중심에서부터 부하를 증가시킬 경우 점선방향 힘 및 자세각이 예상과는 달리 크게 나타났으며 큰 편심률에서 부하를 감소시킬 경우에는 수치해석결과와 유사하였다. 이러한 현상은 사용한 오일의 점도가 온도에 따라 상당히 변화하는

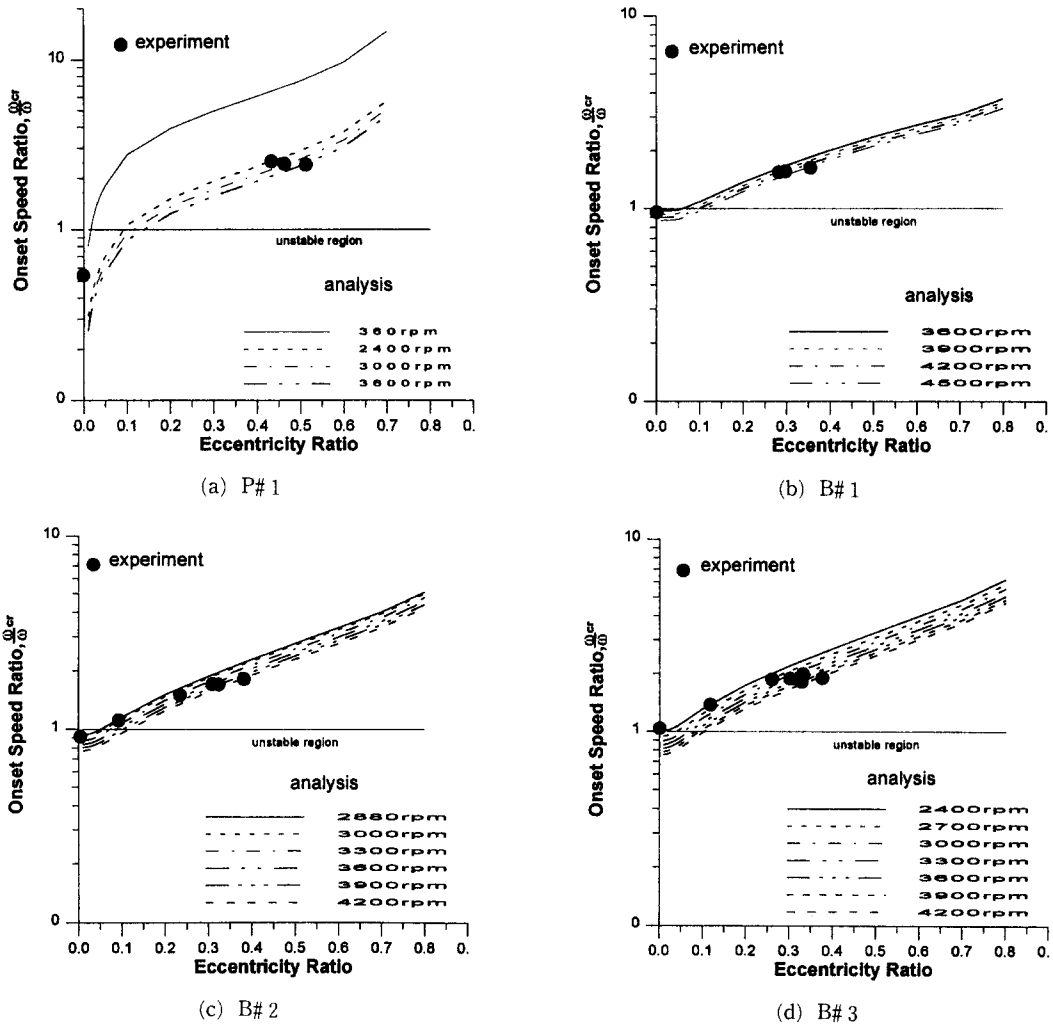


Fig. 9 Onset speed ratio vs. eccentricity ratios for (a) P#1, (b) B#1, (c) B#2 and (d) B#3.

데에 기인하는 것으로 판단되며 실제 빗살무늬 베어링은 작은 편심률에서의 안정성 향상을 목적으로 사용되므로 이러한 영역에서의 정확한 예측을 위해서는 원주방향으로의 점도변화를 고려할 수 있는 열해석이 뒤따라야 할 것으로 사료된다.

4.2 안정성 실험

Fig. 9(a)~9(d)는 공칭간극이 60 μm 인 경우에 대한 각 베어링들의 안정영역을 보여주는데 여러 선들은 각각의 회전속도에서 안정성 해석 결과로부터 구한 불안정시작속도의 비를 나타내며 1 이하의 값을 갖는 곳에서는 불안정함을 나타낸다. 실험을 통하여 확인된 불안정시작속도를 해당 편심률에 대

해 점으로 표시하였는데 오일월이 발생하면 중심위치 파악이 곤란하기 때문에 불안정하기 바로 직전의 데이터로부터 계산하였으므로 실제로는 이보다 수 μm 작은 값을 갖는다. 플레인 베어링(P#1)의 경우 무부하 운전시 360 rpm 부근에서 불안정하였으며 편심률 약 0.5에서는 3,600 rpm에서 불안정하였다. 반면 빗살무늬 베어링들의 경우는 동심상태에서는 2,400~3,600 rpm에서 불안정하였고 편심률 약 0.4에서는 4,200 rpm 부근에서 불안정현상이 발생하였다. 이로부터 편심률 0.5이하의 영역에서는 빗살무늬 홈을 가공하였을 경우 안정영역을 상당히 크게 할 수 있음을 알 수 있다.

공통적인 경향으로 베어링 중심에서의 불안정시

작속도는 실험 및 해석결과가 잘 일치하나 편심된 위치에서는 회전속도 증가에 따른 점도감소로 부하 능력이 감소된 것으로 판단되며 이로 인하여 결과적으로 예측보다 빨리 불안정해졌다.

또한 주목해야 할 현상으로 정특성 해석부분에서 언급한 바와 같이 간극내의 온도분포에 따라 동일 부하에 대해 각기 다른 위치에서 회전할 수 있으며, 편심률이 작은 영역에서는 이러한 이유로 두 위치 사이를 오가는 떨림현상이 발생하기도 하였다. 한편 오일회현상이 발생했을 경우 플레인 베어링과는 달리 빗살무늬 베어링은 감속하거나 부하를 증가시키면 안정회전으로의 회복 능력이 있었다.

5. 결 론

강구를 이용하여 베어링 면에 8개의 원호형 빗살무늬 홈이 가공된 오일윤활방식의 빗살무늬 저널 베어링에 대해 등온조건하에서 40°C 점도를 기준으로 편심률에 따른 정특성과 동특성을 수치해석하였으며 실험을 통하여 해석결과를 검증하였다.

다수의 베어링을 제작하여 부하특성 및 자세각, 불안정 시작속도를 측정 한 결과는 수치해석을 통하여 예측한 결과와 비교적 잘 일치함을 보였으며 이로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 부하에 대한 수치해석 및 실험결과는 서로 잘 일치하며, 자세각에 대한 실험결과는 작은 편심률에서 수치해석결과보다 큰 경향을 보이나 편심률이 커질수록 수치해석 결과와 유사하였다.

(2) 공칭간극이 60 μm 인 시편에서의 불안정시작속도는 무부하 운전시에는 수치해석 결과와 잘 일치하나 편심상태에서는 예측보다 빨리 불안정해졌다. 이는 편심률이 증가함에 따라 간극내의 윤활유의 온도가 국소적으로 상승하고 이에 따라 점도가 급속히 감소함에 따른 영향으로 판단된다.

(3) 빗살무늬 홈을 가공함으로써 편심률 0.5 이하에서는 플레인 베어링에 비하여 상당히 우수한 안정성을 얻을 수 있었다.

후 기

본 연구는 한국과학재단지정 정보저장기기연구센터의 지원(과제번호 : 97K3-0905-02-01-1)을 받아 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Tanaka, K. and Muraki, H., 1991, "Performance of Air-Lubricated Hydrodynamic Bearing Spindles for Laser Scanners," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 113, pp. 609~614.
- (2) 강경필, 1994, "공기윤활 빗살무늬 동압 저널 베어링의 부하특성에 관한 연구," 한국윤활학회지, 제10권, 제1호, pp. 27~34.
- (3) Vohr, J. H. and Chow, C. Y., 1965, "Characteristics of Herringbone-Grooved Gas Lubrication Journal Bearings," *ASME Journal of Basic Engineering*, Vol. 87, pp. 568~578.
- (4) Kawabata, N., Ozawa, Y., Kamaya, S. and Miyake, Y., 1989, "Static Characteristics of the Regular and Reversible Rotation Type Herringbone Grooved Journal Bearing," *Journal of Tribology*, Vol. 111, pp. 484~490.
- (5) Schuller, F. T., 1973, "Experiments on the Stability of Various Water-Lubricated Fixed Geometry Hydrodynamic Journal Bearings at Zero Load," *Journal of Tribology*, pp. 434~446.
- (6) Bootsma, J., 1975, "Liquid-Lubricated Spiral Groove Bearings," Thesis, Technological University, Delft, The Netherlands.
- (7) Malanoski, S. B., 1967, "Experiments on an Ultrastable Gas Journal Bearing," *Journal of Lubrication Technology, Trans ASME, Series F*, Vol. 89, No. 4, pp. 433~438.
- (8) Cunningham, R. E., Fleming, D. P. and Anderson, W. J., 1969, "Experimental Stability Studies of the Herringbone Grooved Gas-Lubricated Journal Bearings," *Journal of Lubrication Technology*, pp. 52~59.
- (9) Cunningham, R. E., Fleming, D. P. and Anderson, W. J., 1971, "Experimental Load Capacity and Power Loss of Herringbone Grooved Gas Lubricated Journal Bearings," *Journal of Lubrication Technology*, pp. 415~422.
- (10) 市原順一, 1987, "ヘリンダボン溝付動壓氣ゾヤナル軸受の安定性に関する研究(第2報, 實驗による検討)," *日本機械學會論文集(C編)*, pp. 2334~2341.

- (11) Kinouchi, K. and Tanaka, K., 1990, "Performance Characteristics of Herringbone Grooved Journal Bearings using a Finite Element Method," *Proc. Japan Intern. Tribology Conf.*, Nagoya, Japan, pp. 935~940.
- (12) Bonneau, D. and Absi, J., 1994, "Analysis of Aerodynamic Journal Bearings with Small Number of Herringbone Grooves by Finite Element Method," *Journal of Tribology*, Vol. 116, pp. 698~704.
- (13) Kyungphil Kang., Yoonchul Rhim and Kiro Sung, 1996, "A Study of the Oil-Lubricated Herringbone-Grooved Journal Bearing-Part 1: Numerical Analysis," *Journal of Tribology*, Vol. 117, pp. 906~911.