

오일윤활 웨이브 저어널 베어링의 특성해석

서현승 · 임윤철*

연세대학교 대학원 기계공학과
*연세대학교 기계전자공학부

A Parametric Study on the Characteristics of the Oil-Lubricated Wave Journal Bearing

Hyun-sung Suh, Yoon-chul Rhim*

Graduate School, Yonsei University
*School of Electrical and Mechanical Engineering, Yonsei University

Abstract—A new bearing concept, the wave journal bearing, has been developed to improve the static and dynamic performance of a hydrodynamic journal bearing. This concept features a wave in bearing surface. Not only straight but also twisted wave journal bearing are investigated numerically. The performances of straight and twisted bearings are compared to a plain journal bearing over a wide range of eccentricity. The bearing load and stability characteristics are dependent on the geometric parameters such as the number of waves, the amplitude and the start point of the wave relative to the applied load direction. The wave journal bearing, especially for the twisted one, offers better stability than the plain journal bearing under all eccentricity and load orientation.

Key words—wave journal bearing, load, twisted wave, stability.

1. 서 론

최근 회전기계는 고속화, 소형화 및 우수한 진동특성 그리고 상품화를 위한 저가격화가 요구된다. 이러한 높은 요구 조건들을 만족시키기 위해 볼베어링을 저어널 베어링으로 대체하는 흐름이 증가하고 있다. 그러나 일반적인 평면 저어널 베어링은 기본 구조상 여러 종류의 진동모드가 발생한다. 이를 극복하기 위한 대안으로, 1960년대부터 저어널 베어링의 표면에 구멍(holes)이나 로브(lobes), 나선형의 홈(spirals), 빗살무늬(herringbone-groove) 등을 더하여 저어널 베어링의 안정성을 향상시키려는 노력이 계속되어왔다[1-3,9].

Mokhtar 등[4]은 저어널의 표면에 미세 요철이 있는 경우 베어링의 정적 특성을 해석하였다. 1990년대에 평면 저어널 베어링의 성능을 향상시키기 위한 새로운 방법으로 베어링의 표면에 물결무늬(wave)를 주는 웨

이브 저어널 베어링이 개발되었다. Dimofte[5,6]는 웨이브 저어널 베어링의 개념을 제시하였으며, 압축성 유체에 대한 웨이브 저어널 베어링의 특성을 해석하고 평면 및 로브 베어링과 비교하였다. 또한 Walker[7] 등은 공기 윤활 웨이브 저어널 베어링에 대한 압력 측정과 안정성 실험을 행하였다. 본 연구에서는 비압축성 유체를 사용할 경우, 웨이브 저어널 베어링의 특성을 수치적으로 해석하였으며 평면 저어널 베어링과 비교하였다. 또한, 이러한 물결무늬를 축 방향으로 비틀었을 경우 나타나는 베어링의 특성 변화를 예측하였다.

2. 해 석

2-1. 지배방정식

웨이브 저어널 베어링(Fig. 1)의 간극은 다음과 같이 표현된다.

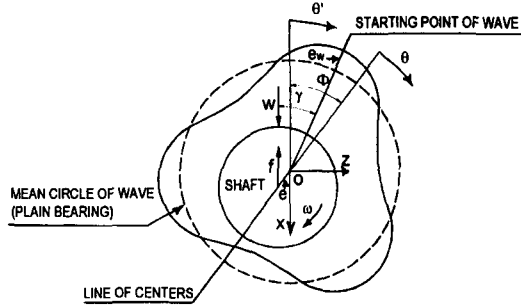


Fig. 1. The 3-wave and plain bearing geometry.

$$h = h_{plain} + h_{wave} = c + e \cos(\theta) + e_w \cos[n_w(\theta + \Phi - \gamma)] \quad (1)$$

c 는 반지름 방향의 틈새(clearance)이며, 웨이브 베어링에서는 베어링의 평균 반지름과 저어널 반지름 사이의 차이로 나타낸다. e 는 편심량, e_w 는 웨이브의 진폭, n_w 는 웨이브의 개수이며, Φ 는 자세각이다. γ 는 웨이브 위치각(wave position angle)으로, 웨이브의 시작점과 작용하중의 방향 사이의 각도를 말한다. 웨이브의 진폭은, 웨이브의 진폭을 간극 c 로 나누어준 웨이브 진폭비, $\epsilon_w(e_w/c)$ 로 나타낸다.

웨이브를 축 방향으로 비튼 비틀린 웨이브 저어널 베어링의 간극은 웨이브에 의한 간극 변화를 축 방향에 따라 원주방향으로 이동시킴으로서 얻을 수 있다. 따라서 주어진 형상에 대한 간극의 모양은 결정되며 축 방향에 대한 틈새 변화율은 다음과 같이 수치적으로 주어질 수 있다.

$$\frac{\partial h}{\partial y} = \frac{h_{i,j+1} - h_{i,j-1}}{2\Delta y} \quad (2)$$

여기서 i 는 원주 방향 노드번호, j 는 축 방향 노드번호이다. 세 개의 웨이브를 가질 경우, 축 방향에 대한 방향으로 비튼 경우(twisted-wave I)와 빗살무늬 모양으로 비틀었을 경우(twisted-wave II)의 형상을 Fig. 2에 나타내었다.

정상상태에서의 압력 분포를 얻기 위해, 저어널 베어링 해석에서 많이 사용하는 점도가 일정하며 비압축성 유체에 대한 레이놀즈 방정식을 이용한다.

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{\omega}{2} \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (3)$$

여기에서 R 은 저어널의 반지름이며, ω 는 저어널의

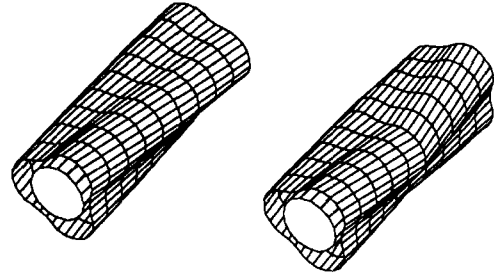


Fig. 2. Twisted-wave bearing geometry.

회전각속도, μ 는 유체의 점도이다. 베어링의 강성계수 k 와 감쇠계수 b 는 회전축의 미소 변위에 의한 압력의 미소 변동 분을 고려한 섭동법(perturbation method)을 사용하여 구할 수 있다[8].

$$p = p_0 + \Delta p \quad (4)$$

여기서

$$\begin{aligned} \Delta p &= p_x \Delta x + p_z \Delta z + p'_x \Delta \dot{x} + p'_z \Delta \dot{z} \\ p_0 &= (p)_0 \\ p_x &= \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_0 & p_z &= \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)_0 \\ p'_x &= \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{x}} \right)_0 & p'_z &= \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{z}} \right)_0 \end{aligned} \quad (5)$$

이다. 베어링 면적에 대해 식 (4)를 적분하여 베어링의 반발력, w_x , w_z 를 구한다. 주어진 좌표축에서 베어링의 반발력은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{Bmatrix} w_x \\ w_z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} (w_x)_0 \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xz} \\ k_{zx} & k_{zz} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta z \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{xx} & b_{xz} \\ b_{zx} & b_{zz} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{z} \end{Bmatrix} \quad (6)$$

여기서 k 와 b 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} k_{xx} &= \left(\frac{\partial w_x}{\partial x} \right)_0, & k_{xz} &= \left(\frac{\partial w_x}{\partial z} \right)_0, \\ k_{zx} &= \left(\frac{\partial w_z}{\partial x} \right)_0, & k_{zz} &= \left(\frac{\partial w_z}{\partial z} \right)_0, \\ b_{xx} &= \left(\frac{\partial w_x}{\partial \dot{x}} \right)_0, & b_{xz} &= \left(\frac{\partial w_x}{\partial \dot{z}} \right)_0, \\ b_{zx} &= \left(\frac{\partial w_z}{\partial \dot{x}} \right)_0, & b_{zz} &= \left(\frac{\partial w_z}{\partial \dot{z}} \right)_0 \end{aligned} \quad (7)$$

식 (4)을 베어링 면적에 대해 적분한 것이 식 (6)과 같으므로 강성계수와 감쇠계수를 구할 수 있다. p_o 는 정상상태에서의 압력이며, p_x, p_z, p'_x, p'_z 를 구하기 위해 고정좌표계에 대한 레이놀즈 방정식을 이용한다.

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{12\mu_o} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{12\mu_o} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{\omega}{2} \frac{\partial h}{\partial \theta} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (8)$$

미소 변위에 의한 틈새의 변화는 다음과 같다.

$$h = h_o + \Delta x \cos \theta + \Delta z \sin \theta$$

$$\frac{dh}{dt} = \Delta \dot{x} \cos \theta + \Delta \dot{z} \sin \theta \quad (9)$$

$h_o = c + e_o \cos(\theta - \Phi_o) + e_w \cos[n_w(\theta - \gamma)]$ 이며, Φ_o 는 정상상태에서의 자세각이다.

식 (4)과 식 (9)를 식 (8)에 대입하여 $O(1), O(\Delta x), O(\Delta z), O(\Delta \dot{x}), O(\Delta \dot{z})$, 각 항에 대해 정리하면 $p_o, p_x, p_z, p'_x, p'_z$ 에 대한 방정식을 얻을 수 있다. 이 식들을 행렬 형태로 표현하면 식 (10)과 같다. 웨이브가 비틀린 경우, 틈새는 축 방향에 대해 변화하므로, 축 방향에 대한 간극의 기울기, $\partial h / \partial y$ 가 관련된 항이 포함되었다.

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h_o^3}{12\mu_o} \frac{\partial}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h_o^3}{12\mu_o} \frac{\partial}{\partial y} \right) \\ \frac{\omega}{2} \frac{\partial h_o}{\partial \theta} \\ - \frac{\omega}{2} \left(\sin \theta + \frac{3 \cos \theta}{h_o} \frac{\partial h_o}{\partial \theta} \right) \\ - \frac{h_o^3}{4\mu} \left[\frac{1}{R^2} \frac{\partial p_o}{\partial \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\cos \theta}{h_o} \right) + \frac{\partial p_o}{\partial y} \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\cos \theta}{h_o} \right) \right] \\ \frac{\omega}{2} \left(\cos \theta - \frac{3 \sin \theta}{h_o} \frac{\partial h_o}{\partial \theta} \right) \\ - \frac{h_o^3}{4\mu} \left[\frac{1}{R^2} \frac{\partial p_o}{\partial \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\sin \theta}{h_o} \right) + \frac{\partial p_o}{\partial y} \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\sin \theta}{h_o} \right) \right] \\ \cos \theta \\ \sin \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_o \\ p_x \\ p_z \\ p'_x \\ p'_z \end{bmatrix} = \quad (10)$$

식 (3)으로부터 p_o 는 알고 있으므로 p_x, p_z, p'_x, p'_z 를 구할 수 있다. 식 (10)을 풀기 위한 경계조건은 각각 다음과 같다.

$$p_o = p_a \quad \text{at } y = 0, L$$

$$p_o(\theta) = p_o(\theta + 2\pi)$$

$$\frac{\partial p_o}{\partial \theta} = 0, \quad p_o = p_a \quad \text{at } p < p_a$$

$$p_x = p_z = p'_x = p'_z = 0 \quad \text{at } y = 0, L$$

$$p_x(\theta) = p_x(\theta + 2\pi)$$

$$p_z(\theta) = p_z(\theta + 2\pi)$$

$$p'_x(\theta) = p'_x(\theta + 2\pi)$$

$$p'_z(\theta) = p'_z(\theta + 2\pi) \quad (11)$$

여기서 p_a 는 대기압이다.

2-2. 안정성 판별 해석

베어링의 반발력을 w_x, w_z 라고 할 때 질량이 m 인 회전축의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m \Delta \ddot{x} = w_x$$

$$m \Delta \ddot{z} = w_z \quad (12)$$

주어진 고정 좌표계에서 식 (7)을 사용하면,

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \ddot{x} \\ \Delta \ddot{z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{xx} & b_{xz} \\ b_{zx} & b_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xz} \\ k_{zx} & k_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (13)$$

이다. 식 (13)의 해를 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_h \\ z_h \end{bmatrix} e^{i\Omega t} \quad (14)$$

여기서 Ω 는 저어널의 회전속도(angular velocity of whirl)이며, $\Omega = -\Omega_d + i\Omega_c$ 이다. 이를 식 (13)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} \overline{\Omega^2} M_a + \overline{\Omega} B_{xx} + K_{xx} & \overline{\Omega} B_{xz} + K_{xz} \\ \overline{\Omega} B_{zx} + K_{zx} & \overline{\Omega^2} M_a + \overline{\Omega} B_{zz} + K_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_h \\ z_h \end{bmatrix} e^{i\Omega t} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (15)$$

여기서

$$M_a = \frac{cm \omega^2}{p_a LD}, \quad \bar{\Omega} = \frac{\Omega}{\omega}$$

$$\begin{Bmatrix} K_{xx} & K_{xz} \\ K_{zx} & K_{zz} \end{Bmatrix} = \frac{c}{p_a LD} \begin{Bmatrix} k_{xx} & k_{xz} \\ k_{zx} & k_{zz} \end{Bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} B_{xx} & B_{xz} \\ B_{zx} & B_{zz} \end{Bmatrix} = \frac{c \omega}{p_a LD} \begin{Bmatrix} b_{xx} & b_{xz} \\ b_{zx} & b_{zz} \end{Bmatrix} \quad (16)$$

이다. D 는 베어링의 지름, L 은 베어링의 길이이다. $\bar{\Omega}$ 가 0일 때를 베어링이 불안정해지는 시점이라고 생각할 수 있으므로, 식 (15)에서 무차원 임계 질량 변수 (dimension-less critical mass parameter), $(M_a)_{cr}$ 를 구할 수 있다[8].

$$(M_a)_{cr} = \left(\frac{cm \omega^2}{p_a LD} \right)_{cr} \quad (17)$$

2-3. 수치해석

식 (3)과 식 (10)을 무차원화한 방정식을 유한차분법(FDM)을 사용하여 차분화하였다. 모든 미분 항은 중앙 차분법을 사용하였고, 주어진 경계조건에 대해 구해진 차분식들을 ADI 법을 사용하여 반복계산을 통해 해를 구하였다. 주어진 수렴조건을 만족하면, 각 노드에서 구해진 압력 값을 수치 적분하여 무차원화된 반경방향 힘과 접선방향 힘, 자세각, 강성계수, 감쇠계수를 구하였다.

3. 결과 및 고찰

다음에 나오는 결과들은 모두 L/D 가 1인 경우이다.

3-1. 압력분포

Fig. 3에서 보듯이 압력분포는 웨이브에 의해 매우 큰 영향을 받는다. 웨이브 진폭비가 0.2인 세 개의 웨이브를 가진 웨이브 저어널 베어링은 편심율이 0일 때 세 개의 최대 압력 상승점을 갖는다. 이는 평면 베어링과는 매우 다르며, 이러한 웨이브 베어링의 압력 분포는 평면 베어링에 비해 동심부근에서의 높은 강성과 안정성을 제공한다. 압력은 무차원화된 압력 P_o 를 사용하여 나타내었다.

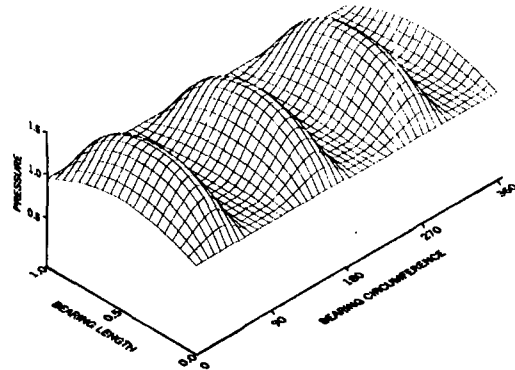


Fig. 3. Pressure distribution for a 3-wave bearing ($\epsilon_w=0.2, \epsilon=0$).

$$P_o = \frac{p_o}{p_a} \quad (18)$$

3-2. 베어링의 자세각과 하중지지능력

평면과 웨이브 베어링의 하중지지능력을 비교하기 위해 같은 편심율($\epsilon=0.2$)인 경우에 대한 결과를 검토한다. 웨이브 저어널 베어링의 하중지지능력은 편심율, 웨이브 위치각, 그리고 웨이브 진폭비에 의해 결정된다. Fig. 4에서 세 개의 웨이브를 가진 경우에 대해 웨이브 진폭비를 달리하며 베어링의 하중지지능력을 구하였다. 웨이브 진폭비가 커질수록 높은 하중을 지지할 수 있으며 이러한 하중지지능력은 웨이브 위치각에 따라 최대값과 최소값을 갖는다. 따라서 웨이브에 따른 효과를 최대로 하기 위해서는 웨이브 위치각을 신중히 결정해야 한다. 여기서 베어링의 하중지지능력은 무차원 하중, F 를 사용하여 나타내었다.

$$F = \frac{f}{p_a LD} \quad (19)$$

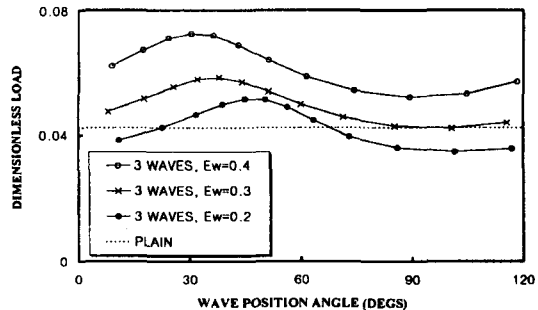


Fig. 4. Load vs. wave position angle of various ϵ_w (3-waves, $\epsilon=0.2$).

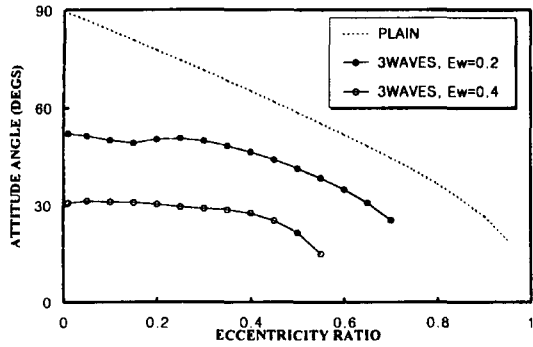


Fig. 5. Attitude angle vs. eccentricity ratio of 3-waves and a plain bearing ($\gamma=\Phi$).

3개의 웨이브를 갖는 경우 하중지지능력을 최대로 하기 위한 γ 값은 결정된다. 이 값은 자세각과 웨이브 위치각이 같을 경우에 해당한다. 즉,

$$\gamma = \Phi \quad (20)$$

일 경우 최대의 하중지지능력을 보인다. 3개의 웨이브를 가지며 $\gamma = \Phi$ 일 때, 편심율에 따른 자세각의 변화를 Fig. 5에 나타내었다. 웨이브 진폭비는 각각 0.2, 0.4이다. 웨이브 진폭비가 커지면 자세각은 줄어든다.

웨이브의 개수에 따른 하중지지능력의 변화를 Fig. 6에 나타내었다. 웨이브의 개수가 증가할수록 작용하는 하중방향에 상관없이 거의 일정한 하중을 지지할 수 있으나, 적은 수의 웨이브를 가질 때에 비해 지지할 수 있는 최대하중은 작아진다. 주어진 최소간극에 해당하는 평면 베어링의 하중지지능력을 점선으로 나타내었다.

웨이브 베어링에서, 세 개의 웨이브를 축 방향으로 일정하게 비튼 경우(twisted-wave I)와 빗살무늬 모양으로 비틀었을 경우(twisted-wave II), 하중지지능력의

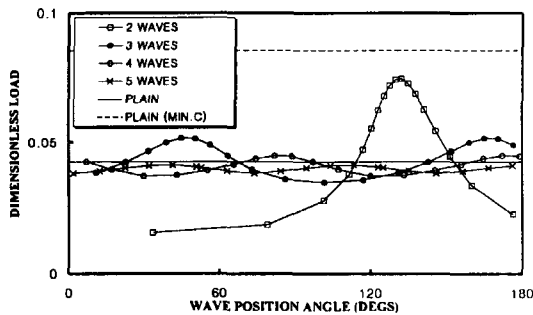


Fig. 6. Load vs. wave position angle of various wave numbers ($\epsilon_w=0.2, \epsilon=0.2$).

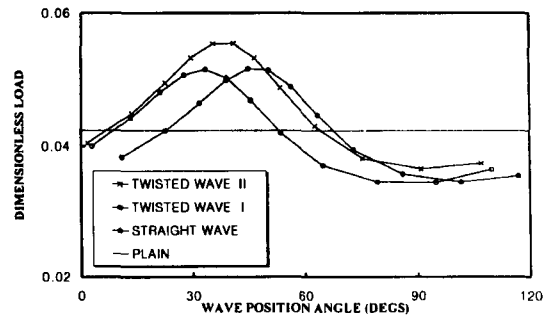


Fig. 7. Load vs. wave position angle of a 3-wave, twisted wave I and II ($\epsilon_w=0.2, \epsilon=0.2$).

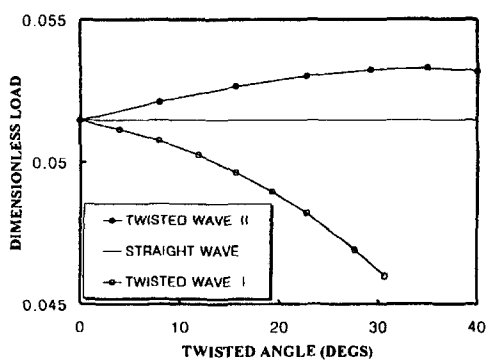
변화를 Fig. 7에 나타내었다. 여기서 웨이브 진폭비는 0.2, 편심율은 0.2이며, twisted-wave I은 웨이브를 축 방향에 대해 시계 방향으로 27.6° 비튼 경우이며, twisted-wave II는 축 길이의 반은 시계 방향으로 27.6°, 나머지는 반시계 방향으로 27.6° 비튼 경우이다. Straight-wave에 비해, twisted-wave I은 지지할 수 있는 최대하중은 약간 줄어든다, twisted-wave II의 경우는 다소 증가한다.

세 개의 웨이브를 가진 웨이브 베어링에서 $\gamma = \Phi$ 일 때, 축 방향으로 비튼 각도를 증가시켜 가며 구한 하중지지능력과 자세각의 변화를 Fig. 8에 나타내었다. Twisted-wave I은 하중지지능력과 자세각 모두 감소하며, twisted-wave II의 경우 하중지지능력은 증가하며 자세각은 감소한다.

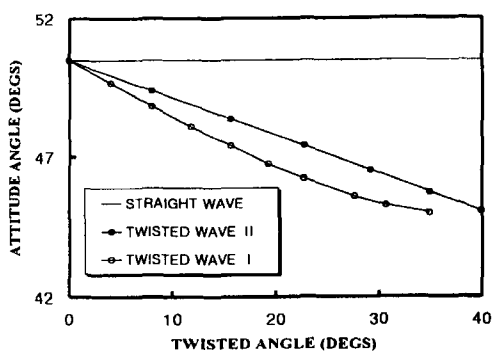
3-3. 베어링의 안정성

식 (17)의 무차원 임계 질량 변수를 사용하여 베어링의 안정성을 판별하였다. 편심율이 0.2일 때, 웨이브 진폭비가 각각 0.2, 0.4인 세 개의 웨이브를 갖는 웨이브 베어링의 웨이브 위치각에 따른 무차원 질량 변수를 Fig. 9에 나타내었다. 제시된 모든 범위에서, 웨이브 베어링은 평면 베어링에 비교하여 보다 안정함을 보여준다. 적당한 웨이브 위치각을 결정함으로써 웨이브 베어링의 안정성을 최대로 할 수 있다.

Fig. 4와 9로부터 세 개의 웨이브를 가진 웨이브 베어링은, 최대의 하중지지능력을 갖는 웨이브 위치각과 최대의 안정성 판별계수를 갖는 웨이브 위치각이 같다는 것을 알 수 있다. 즉 $\gamma = \Phi$ 일 때 최대의 정적, 동적 성능을 가진다. 이때, 편심율에 대한 웨이브 베어링의 무차원 임계 질량 변수를 평면 베어링과 비교



(a) Dimensionless load vs. twisted angle



(b) Attitude angle vs. twisted angle

Fig. 8. Load and attitude angle vs. twisted angle of a 3-wave, twisted-wave I and II ($\epsilon_w=0.2$, $\epsilon=0.2$, $\gamma=\Phi$).

한 것을 Fig. 10에 나타내었다.

Fig. 11에서 웨이브 개수를 증가시키거나 무차원 임계 질량 변수를 비교하였다. 웨이브 진폭비는 0.2이며, 편심율은 0.2이다. 웨이브 개수가 증가하면 하중 방향에 상관없이 거의 일정한 임계값을 나타내며, 주어진 웨이브 진폭비에서 최대의 임계값을 가질 수 있는 경우는 3개의 웨이브가 있을 경우이다. 주어진 최

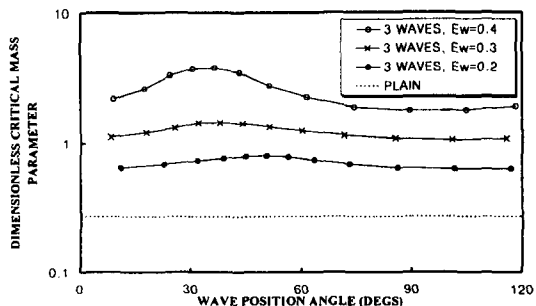


Fig. 9. $(M_{d\sigma})_{cr}$ vs. wave position angle of various ϵ_w (3-waves, $\epsilon=0.2$).

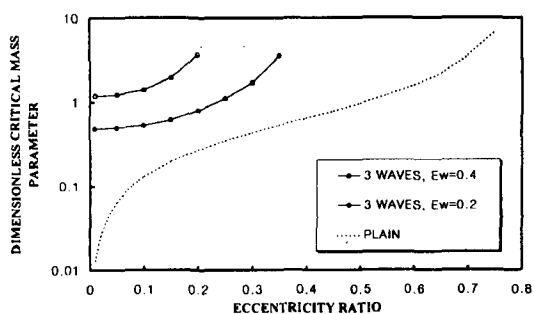


Fig. 10. $(M_{d\sigma})_{cr}$ vs. eccentricity ratio of 3-waves and plain bearing ($\gamma=\Phi$).

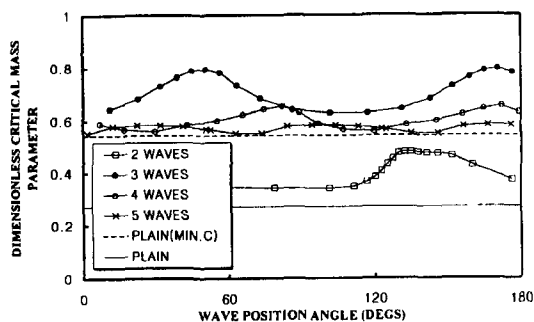


Fig. 11. $(M_{d\sigma})_{cr}$ vs. wave position angle of various wave numbers ($\epsilon_w=0.2$, $\epsilon=0.2$).

소간극에 해당하는 평면 베어링에서의 값을 점선으로 나타내었다.

Fig. 12에서 twisted-wave I, II의 경우에 대한 무차원 임계 질량 변수를 직선 웨이브 베어링과 비교하였다. 웨이브 진폭비는 0.2, 편심율은 0.2이다. 무차원 임계 질량 변수의 최대값은 twisted-wave I의 경우 웨이브 베어링에 비해 감소하나, twisted-wave II의 경우는 증가한 결과를 보여준다.

축 방향으로 웨이브를 비튼 각도를 증가시키거나

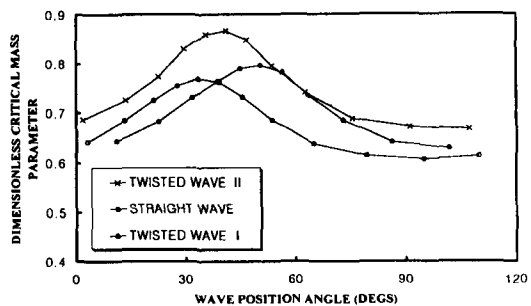


Fig. 12. $(M_{d\sigma})_{cr}$ vs. wave position angle of a 3-wave, twisted-wave I and II ($\epsilon_w=0.2$, $\epsilon=0.2$).

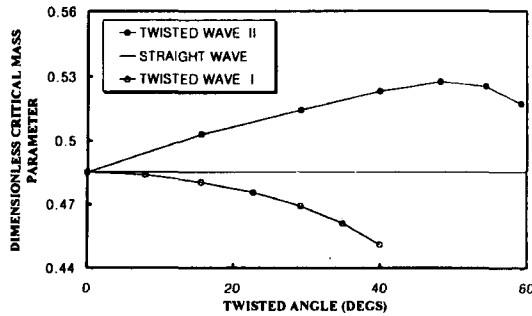


Fig. 13. $(M_a)_{cr}$ vs. twisted angle of twisted-wave I and II ($\epsilon_w=0.2$, $\epsilon=0.01$, $\gamma=\Phi$).

구한 무차원 임계 질량 변수를 Fig. 13에 나타내었다. 편심율은 0.01이다. Twisted-wave I의 경우 비튼 각도가 증가할수록 안정성은 낮아지나, Twisted-wave II의 경우, 50° 부근에서 최대의 안정성을 나타내었다.

4. 결 론

비압축성 유체를 사용한 경우 웨이브 저어널 베어링의 특징들이 평면 저어널 베어링과 비교되었다. 그리고, 웨이브 저어널 베어링 및 비틀린 웨이브 저어널 베어링에 대한 정적, 동적 특성을 해석하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. 베어링 표면을 웨이브 형상으로 만듦으로써 평면 베어링에 비해 하중지지능력과 안정성을 높일 수 있다.
2. 웨이브 베어링의 성능은 웨이브의 진폭에 따라 달라지며, 웨이브의 진폭이 증가할수록 향상된 성능을 보인다.
3. 베어링에 가해지는 하중의 방향에 대한 웨이브의 위치에 따라 베어링의 성능은 달라진다. 따라서 최대의 정적, 동적 성능을 나타내도록 웨이브의 위치를 신중히 결정해야 한다.
4. 웨이브의 개수가 증가할수록 작용하는 하중방향에 상관없이 거의 일정한 하중지지능력과 안정성을 보이나, 적은 수의 웨이브가 있을 경우에 비해 가질 수 있는 최대값은 줄어든다.
5. 세 개의 웨이브를 갖는 웨이브 베어링의 간극을 축 방향에 대해 한 쪽 방향으로 비튼 형상의 베어링의 경우, 웨이브 베어링에 비해 자세각은 낮아지며, 가질 수 있는 하중지지능력과 안정성의 최대값은 줄

어든다.

6. 세 개의 웨이브를 갖는 웨이브 베어링의 간극을 축 방향에 대해 빗살무늬 형상으로 비튼 경우 웨이브 베어링에 비해 자세각은 낮아지며, 가질 수 있는 하중 지지능력과 안정성의 최대값은 증가한다.

후 기

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

참 고 문 헌

1. Sternlicht, B. and Winn, L.W., "On the Load Capacity and Stability of Rotors in Self-Acting Gas Lubricated Plain Cylindrical Journal Bearings," Trans. of ASME, Journal of Basic Eng., Series D, Vol. 86, No. 2, pp. 505-512, 1963.
2. Cunningham, R.E., Fleming, D.P. and Anderson, W.J., "Experimental Stability Studies of the Herringbone Grooved Gas-Lubricated Journal Bearings," Journal of Lubrication Technology, pp. 52-59, 1969.
3. Bootsma, J., "Liquid-Lubricated Spiral Groove Journal Bearings," Thesis, Technological University, Delft, The Netherland, 1975.
4. Mokhtar, M.O.A., Aly, W.Y. and Shawki, G.S.A., "Computer-Aided Study of Journal Bearings With Undulating Surfaces," ASME Trans., Vol. 106, pp. 468-472, 1984.
5. Florin, D., "Wave Journal Bearing with Compressible Lubricant-Part I: The Wave Bearing Concept and a Comparison to the Circular Bearing," STLE Tribology Trans., Vol. 38, pp. 153-160, 1995.
6. Florin, D., "Wave Journal Bearing with Compressible Lubricant-Part II: A Comparison of the Wave Bearing with a Wave-Groove Bearing and a Lobe Bearing," STLE Tribology Trans., Vol. 38, pp. 364-372, 1995.
7. James, W., Florin, D. and Harold, E. Jr., "Wave Journal Bearing: Part II-Experimental Pressure Measurements and Fractional Frequency Whirl Threshold for Wave and Plain Journal Bearings," Proceedings of the Energy-Sources Technology Conference and Exhibition, Houston, TX, USA New York, NY, The American Society of

- Mechanical Engineers, pp. 61-68, 1995.
8. Lund, J.W., "Review of the Concept of Dynamic Coefficients for Fluid Film Journal Bearings," ASME, Journal of Tribology, Vol. 109, pp. 37-41, 1987.
 9. Kang, K., Rhim, Y. and Sung, K., "A Study of the Oil-Lubricated Herringbone-Grooved Journal Bearing-Part I: Numerical Analysis," ASME Journal of Tribology, Vol. 118, pp. 906-911, 1996.