

# 웨이브 저어널 베어링의 특성해석 An Analysis of Wave Journal Bearing

서현승\*, 임윤철\*\*

\*연세대학교 기계공학과 대학원

\*\*연세대학교 기계전자공학부

## ABSTRACT

A new bearing concept, the wave journal bearing, has been developed to improve the steady and dynamic performance of a hydrodynamic journal bearing. This concept features a wave in inner 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 relatively 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 starting point of the wave relative to the applied load. The wave journal bearing, especially for the twisted one, offers better stability than the plain journal bearing under all eccentricity and all wave to load orientation.

Key words : Wave journal bearing, load, stability.

## 1. 서론

최근 회전계는 고속화, 소형화 및 우수한 진동특성 그리고 상품화를 위한 저가격화가 요구된다. 이러한 높은 요구 조건들을 만족시키기 위해 볼베어링을 저널베어링으로 대체하는 흐름이 증가하고 있다. 그러나 일반적인 플레인 저널베어링은 기본 구조상 여러 종류의 진동모드가 발생한다. 이를 극복하기 위한 대안으로, 1960년대부터 플레인 저널베어링의 표면에 구멍(holes)이나 로브(lobes), 빗살무늬(herringbone-groove)를 더하여 저널베어링의 안정성을 향상시키려는 노력이 계속되어왔다.[1-3]

1990년대에 와서 플레인 저널베어링의 성능을 향상시키기 위한 새로운 방법으로 베어링의 안지름에 물결무늬(waves)를 주는 웨이브저널베어링이 개발되었는데 이들의

해석과 실험은 모두 압축성유체를 사용한 경우이다.[4-5] 본 연구에서는 비압축성 유체를 사용할 경우 얻을 수 있는 웨이브저널베어링의 특성을 수치해석을 통해 구하였다. 그리고 물결무늬를 축방향으로 비틀었을 경우 나타나는 베어링의 성능변화를 살펴보았다.

## 2. 해석

### 2.1 지배방정식

웨이브 저널베어링(Fig. 1)의 간극은 다음과 같이 표현된다.

$$h = h_o + h_w = c + e \cos(\theta) + e_w \cos[n_w(\theta + \alpha)] \quad (1)$$

$c$ 는 반지름 방향의 간극(clearance)이며, 웨이브베어링에서는 베어링의 평균 반지름과 회전축 반지름간의 차이로 나타낸다.  $e$ 는 편심량,  $e_w$ 은 웨이브의 진폭,  $n_w$ 는 웨이브의 개수이며,  $\alpha$ 는 웨이브의 시작점과 Line of Centers사이의 각도이다.  $\gamma$ 는 웨이브위치각(wave position angle)으로, 웨이브의 시작점과 작용하중의 방향 사이의 각도를 말한다.

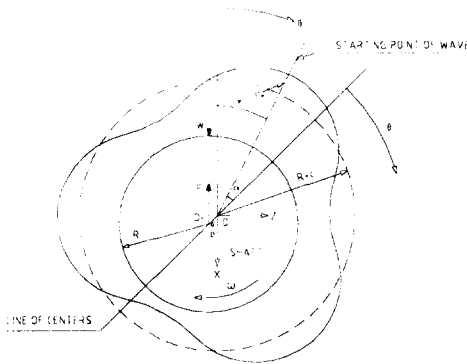


Fig. 1 The 3-waves and truly plain bearing geometry

웨이브의 진폭은 일반적으로 반지름방향의 간극,  $c$ 의 0.2에서 0.6 배 정도이다. 웨이브를 축방향으로 비튼 비틀린 웨이브저널베어링의 간극은 웨이브저널베어링의 간극을 축방향에 따라 원주방향으로 이동시킴으로서 얻을 수 있다. 따라서 주어진 형상에 대한 간극의 모양은 결정되며 축방향에 대한 간극의 변화율,  $\frac{\partial h}{\partial y}$ ,은 수치적으로 주어질 수 있다.

Steady state에서의 압력분포를 얻기 위해, 저널베어링의 경우 점성이 일정하며 비압축성 유체에 대한 레이놀즈 방정식을 이용한다.

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

여기에서  $R$ 는 베어링의 반지름이며,  $\omega$ 는 저널의 회전각속도이다. 베어링의 강성계수와 댐핑계수는 회전축의 미소변위에 의한 압력의 미소변동분을 고려한 섭동법(perturbation method)을 사용하여 구할 수 있다.[6]

$$p = p_o + p_x \Delta x + p_z \Delta z + p_{x'} \Delta x' + p_{z'} \Delta z' \quad (3)$$

여기서

$$\begin{aligned} p_o &= (p_o) \\ p_x &= \left( \frac{\partial p}{\partial x} \right)_o, \quad p_z = \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_o \\ p_{x'} &= \left( \frac{\partial p}{\partial x'} \right)_o, \quad p_{z'} = \left( \frac{\partial p}{\partial z'} \right)_o \end{aligned} \quad (4)$$

이다. 저널의 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{Bmatrix} w_x \\ w_z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} (w_x)_o \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} k_{xx} & k_{xz} \\ k_{zx} & k_{zz} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta z \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} c_{xx} & c_{xz} \\ c_{zx} & c_{zz} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{z} \end{Bmatrix} \quad (5)$$

여기서  $k$ 와  $c$ 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} k_{xx} &= \left( \frac{\partial w_x}{\partial x} \right)_o, \quad k_{xz} = \left( \frac{\partial w_x}{\partial z} \right)_o, \quad k_{zx} = \left( \frac{\partial w_z}{\partial x} \right)_o, \quad k_{zz} = \left( \frac{\partial w_z}{\partial z} \right)_o \\ c_{xx} &= \left( \frac{\partial w_x}{\partial \dot{x}} \right)_o, \quad c_{xz} = \left( \frac{\partial w_x}{\partial \dot{z}} \right)_o, \quad c_{zx} = \left( \frac{\partial w_z}{\partial \dot{x}} \right)_o, \quad c_{zz} = \left( \frac{\partial w_z}{\partial \dot{z}} \right)_o \end{aligned} \quad (6)$$

식(3)의  $p_x, p_z, p_{x'}, p_{z'}$ 를 베어링 면적에 대해 적분한 것이 베어링의 반발력,  $w_x, w_z$  이므로, 식(5)에서  $k$ 와  $c$ 를 구할 수 있다.  $p_o$ 는 steady-state의 해이며,  $p_x, p_z, p_{x'}, p_{z'}$ 를 구하기 위해 고정좌표계에 대한 레이놀즈 방정식을 이용한다.

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta'} \left( \frac{h^3}{12 \mu_o} \frac{\partial p}{\partial \theta'} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h^3}{12 \mu_o} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{\omega}{2} \frac{\partial h}{\partial \theta'} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (7)$$

미소변위에 의한 간극의 변화는 다음과 같다.

$$h = h_o + \Delta x \cos \theta' + \Delta z \sin \theta' \quad (8)$$

$$\frac{dh}{dt} = \Delta \dot{x} \cos \theta' + \Delta \dot{z} \sin \theta'$$

$h_o = c + e_o \cos(\theta' - \phi_o) + e_w \cos[n_w(\theta' - \phi_o + \alpha)]$ 이다. 이제 식(3)과 식(8)을 식(7)에 대입하여  $O(1)$ ,  $O(\Delta x)$ ,  $O(\Delta z)$ ,  $O(\Delta \dot{x})$ ,  $O(\Delta \dot{z})$  각 항에 대해 정리하면  $p_x$ ,  $p_z$ ,  $p_{x'}$ ,  $p_{z'}$ 에 대한 방정식을 얻을 수 있다. 이 식들을 matrix 형태로 표현하면 식(9)와 같다. 웨이브가 축방향으로 비틀린 경우를 고려하기 위해 축방향에 대한 간극의 기울기,  $\frac{\partial h}{\partial y}$ , 가 관련된 항을 포함시켰다.

$$\left[ \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta'} \left( \frac{h_o^3}{12 \mu_o} \frac{\partial}{\partial \theta'} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h_o^3}{12 \mu_o} \frac{\partial}{\partial y} \right) \right] \begin{pmatrix} p_o \\ p_x \\ p_z \\ p_{x'} \\ p_{z'} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\omega}{2} \frac{\partial h_o}{\partial \theta'} \\ -\frac{h_o^3}{4 \mu} \left[ \frac{1}{R^2} \frac{\partial p_o}{\partial \theta'} \frac{\partial}{\partial \theta'} \left( \frac{\cos \theta'}{h_o} \right) + \frac{\partial p_o}{\partial y} \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\cos \theta'}{h_o} \right) \right] \\ \frac{\omega}{2} \left( \cos \theta' - \frac{3 \sin \theta'}{h_o} \frac{\partial h_o}{\partial \theta'} \right) \\ -\frac{h_o^3}{4 \mu} \left[ \frac{1}{R^2} \frac{\partial p_o}{\partial \theta'} \frac{\partial}{\partial \theta'} \left( \frac{\sin \theta'}{h_o} \right) + \frac{\partial p_o}{\partial y} \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\sin \theta'}{h_o} \right) \right] \\ \cos \theta' \\ \sin \theta' \end{pmatrix} \quad (9)$$

식(2)로부터  $p_o$  는 알고 있으므로  $p_x$ ,  $p_z$ ,  $p_{x'}$ ,  $p_{z'}$  를 구할 수 있다. 식(2)와 식(9)를 풀기위한 경계조건은 각각 다음과 같다.

$$p = 1 \quad \text{at } y = 0, 1$$

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

$$\frac{\partial p}{\partial \theta} = 0, \quad p = 1 \quad \text{at } p < 1$$

$$p_x = p_z = p_{x'} = p_{z'} = 0 \quad \text{at } y = 0, 1$$

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

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

$$p_{x'}(\theta') = p_{x'}(\theta' + 2\pi)$$

$$p_{z'}(\theta') = p_{z'}(\theta' + 2\pi)$$

(10)

## 2.2 안정성 판별 해석

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

$$\begin{aligned} m \Delta \ddot{x} &= w_x \\ m \Delta \ddot{z} &= w_z \end{aligned} \quad (11)$$

식(6)를 사용하면,

$$\begin{pmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta \ddot{x} \\ \Delta \ddot{z} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} c_{xx} & c_{xz} \\ c_{zx} & c_{zz} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{z} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_{xx} & k_{xz} \\ k_{zx} & k_{zz} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta x \\ \Delta z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (12)$$

여기서 강성계수,  $k$ 와 댐핑계수,  $c$ 는 다음과 같은 식으로 무차원화 할 수 있다. 여기서  $D$ 는 베어링의 지름,  $L$ 은 베어링의 길이,  $p_a$ 는 주위압력이다.

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} K_{xx} & K_{xz} \\ K_{zx} & K_{zz} \end{pmatrix} &= \frac{c}{p_a L D} \begin{pmatrix} k_{xx} & k_{xz} \\ k_{zx} & k_{zz} \end{pmatrix} \\ \begin{pmatrix} C_{xx} & C_{xz} \\ C_{zx} & C_{zz} \end{pmatrix} &= \frac{c \omega}{p_a L D} \begin{pmatrix} c_{xx} & c_{xz} \\ c_{zx} & c_{zz} \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (13)$$

식(12)의 해를 다음과 같이 가정할 수 있다.

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

여기서  $\bar{\Omega} = -\bar{\Omega}_d + i\bar{\Omega}_v$ 이다. 이를 식(12)에 대입하여 정리하면,

$$\begin{Bmatrix} M_a + \bar{\Omega} C_{xx} + K_{xx} & \bar{\Omega} C_{xz} + K_{xz} \\ \bar{\Omega} C_{zx} + K_{zx} & M_a + \bar{\Omega} C_{zz} + K_{zz} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} x_h \\ z_h \end{Bmatrix} e^{\bar{\Omega} t \omega} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (15)$$

여기서  $M_a = \frac{cm\Omega^2}{p_a LD}$ ,  $\bar{\Omega} = \frac{\Omega}{\omega}$ 이다. 식(14)에서  $\bar{\Omega}_d$ 가 0일 때를 베어링이 불안정해지는 시점이라고 생각할 수 있으므로, 식(15)에서 무차원 질량변수(dimensionless critical mass parameter),  $(M_a)_{cr}$ ,와 무차원 속도변수(dimensionless speed parameter),  $(\bar{\Omega}_v)_{cr}$ ,를 구할 수 있다.[6-7]

$$\begin{aligned} (M_a)_{cr} &= \frac{cm\Omega_{cr}^2}{p_a LD} \\ (\bar{\Omega}_v)_{cr} &= \frac{\Omega_{cr}}{\omega} \end{aligned} \quad (16)$$

### 2.3 수치해석

식(2)와, 식(9)의 무차원화된 방정식을 유한차분법(FDM)을 사용하여 차분화하였다. 모든 미분항은 second order central differencing 된 식을 사용하였고, 주어진 경계조건에 대해 구해진 차분식들을 ADI-method를 사용하여 반복계산을 통해 해를 구하였다. 주어진 수렴조건을 만족하면, 각 노드에서 구해진 압력값을 수치적분하여 무차원화된 반경방향 힘과 접선방향 힘, 자세각, 강성계수, 댐핑계수를 구하였다.

## 3. 결과 및 고찰

### 3.1 압력분포

베어링의 압력분포는 웨이브에 의해 매우 큰 영향을 받는다. 웨이브 진폭비가 0.2인 세 개의 웨이브를 가진 웨이브저널베어링은 편심율이 0일 때 세 개의 압력 최대상승점을 갖는다.(Fig. 2) 이는 플레인 베어링과는 매우 다르다. 이런 웨이브베어링의 압력분포는 플레인베어링에 비해 동심부근에서의 높은 강성과 안정성을 가져온다.

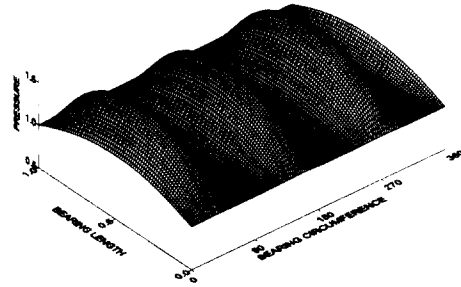


Fig. 2 Pressure distribution for a 3-waves bearing.  $e_w/c=0.2$  and  $\epsilon = 0$ .

### 3.2 베어링의 자세각과 하중지지능력

플레인과 웨이브베어링의 하중지지능력을 비교하기 위해 같은 편심율( $\epsilon=0.2$ )인 경우를 생각한다. 웨이브저널베어링의 하중지지능력은 편심율, 웨이브위치각, 그리고 웨이브 진폭비에 의해 결정된다. Figure 3에서 세 개의 웨이브를 가진 경우, 웨이브진폭비를 달리하며 웨이브위치각에 따른 베어링의 하중지지능력을 구하였다. 웨이브 진폭비가 커질수록 높은 하중을 지지할 수 있으며 이러한 하중지지능력은 웨이브위치각에 따라 최대값과 최소값을 갖는다. 따라서

웨이브에 따른 효과를 최대 하기 위해서는 웨이브위치각을 신중히 결정해야 한다. 여기서 베어링의 하중지지능력은 무차원하중,  $F$ 를 사용하여 나타내었다.

$$F = \frac{f}{p_a L D} \quad (17)$$

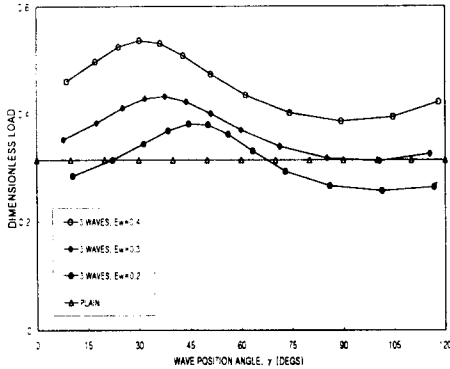


Fig. 3  $F$  vs.  $\gamma$  of various  $e_w/c$  3-waves,  $\epsilon$  is 0.2 and  $L/D=1$ .

3개의 웨이브를 갖는 경우 하중지지능력을 최대 하기 위한  $\gamma$  값은 결정된다. 이 값은  $\alpha$ 가 0일 때에 해당한다. Figure 1에서,

$$\phi = \alpha + \gamma \quad (18)$$

이므로 3개의 웨이브를 갖는 베어링에서 최대 하중을 지지하기 위한 웨이브위치각은 자세각과 같아진다. 따라서 웨이브가 3개일 경우,  $\alpha$ 가 0일 때 편심율에 따른 자세각으로  $\gamma$ 를 결정하면 최대의 하중지지능력을 보인다. 3개의 웨이브가 있을 경우  $\alpha$ 가 0이고 웨이브진폭비가 0.2, 0.4 일 때 편심율에 대한 자세각을 Fig. 4에 나타내었다.

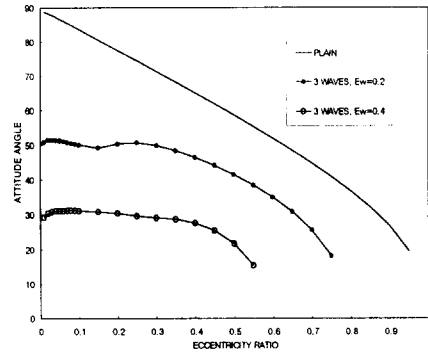


Fig. 4  $\epsilon$  vs.  $\phi$  of a 3-waves and a plain bearing.  $e_w/c$  is 0.2 and 0.4.  $\alpha=0$  and  $L/D=1$ .

웨이브 개수의 증가에 따른 하중지지능력의 변화를 Fig. 5에 나타내었다. 웨이브의 개수가 4개 이상이 되면 작용하는 하중방향에 상관없이 거의 일정한 하중을 지지할 수 있으나, 3개의 웨이브를 가질 때에 비해 지지할 수 있는 최대하중은 작아진다.

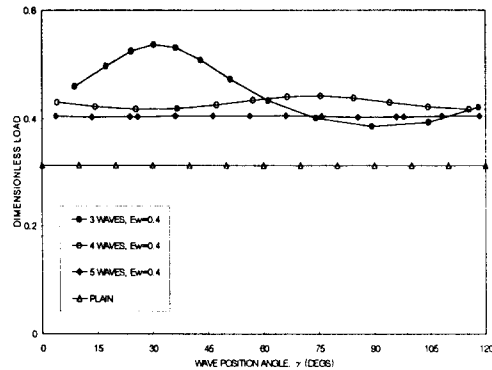
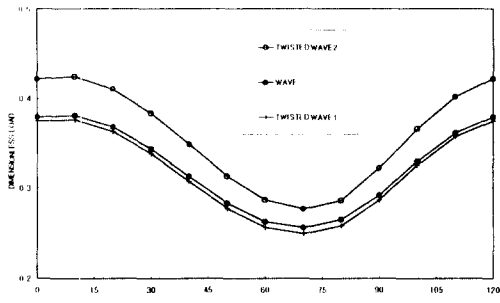


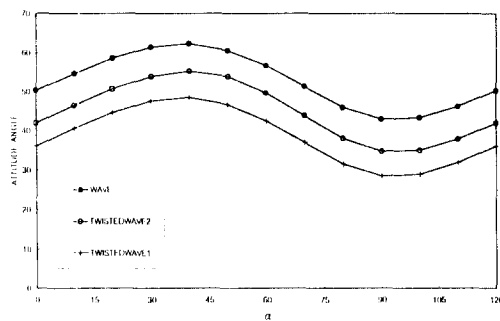
Fig. 5  $F$  vs.  $\gamma$  of various wave numbers.  $e_w/c$  is 0.4,  $\epsilon$  is 0.2 and  $L/D=1$ .

웨이브베어링에서, 웨이브를 축방향으로 한 방향으로 비틀 경우(twisted-wave 1)와 빗살무늬모양으로 비틀었을 경우(twisted-

wave 2), 두가지에 대해 자세각과 하중의 변화를 Fig. 6 에 나타내었다. 웨이브 진폭비는 0.2이고, 편심율은 0.2이다. 웨이브베어링의 비틀린 각도는  $y$ 가 0 일 때를 기준으로 twisted-wave 1는 축방향에 따라 시계방향으로 30도이며, twisted-wave 2의 경우는 축길이의 반은 시계방향으로 15도, 나머지는 반시계방향으로 15도 비틀어 빗살무늬 모양을 갖게 하였다. 모든  $\alpha$  값에 대해, twisted-wave 1의 경우 자세각과 하중은 줄어들며, twisted-wave 2의 경우는 자세각은 줄어들고 하중은 증가한다.



(a)  $F$  vs.  $\alpha$  for a 3-waves and twisted-wave 1, 2

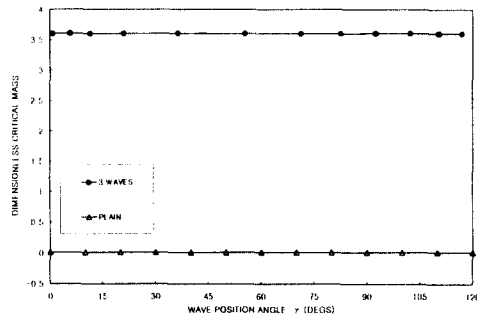


(b)  $\Phi$  vs.  $\alpha$  for a 3-waves and twisted-wave 1, 2

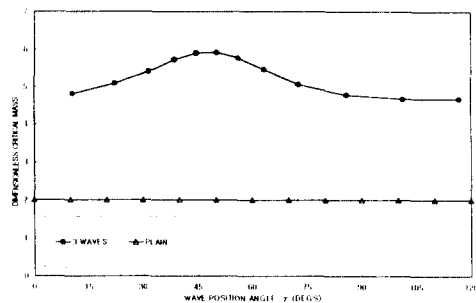
Fig. 6  $F$  and  $\Phi$  vs.  $\alpha$  for a 3-waves and twisted-wave 1, 2  
 $e_w/c$  is 0.2 and  $\epsilon$  is 0.2.

### 3.3 베어링의 안정성

식(16)의 무차원 질량변수를 사용하여 베어링의 안정성을 판별하였다. 편심율이 각각 0.001과 0.2일 때, 웨이브진폭비가 0.2인 웨이브베어링의 웨이브위치각에 따른 무차원 질량변수와 플레인베어링의 경우를 Fig. 7 에 나타내었다. 제시된 모든 범위에서 웨이브베어링은 플레인베어링과 비교하여 보다 안정함을 보여준다. 그리고 적당한 웨이브위치각을 결정함으로써 웨이브베어링의 안정성을 최대로 할 수 있다.



(a)  $\epsilon = 0.001$



(b)  $\epsilon = 0.2$

Fig. 7 Dimensionless critical mass vs.  $\gamma$  of a 3-waves and plain bearing.  
 $e_w/c$  is 0.2 and  $L/D=1$ .

Figure 3 과 Fig. 7로부터 3개의 웨이브를 가진 웨이브베어링은, 최대의 하중지지능력을 갖는 웨이브위치가와 최대의 안정성판별계수를 갖는 웨이브위치가이 같다는 것을 알 수 있다. 즉  $\alpha$ 가 0일 때 최대의 정적, 동적성능을 가진다.  $\alpha$ 가 0일 때 편심율에 대한 웨이브베어링의 무차원 질량변수를 플레인베어링과 비교한 것을 Fig. 8에 나타내었다.

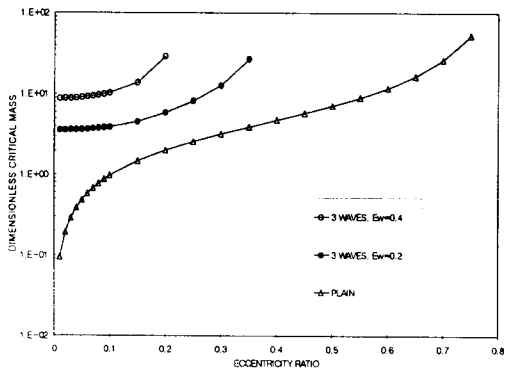


Fig. 8 Dimensionless critical mass vs.  $\epsilon$  of a 3-waves and plain bearing.  $\alpha = 0$  and  $L/D=1$ .

Figure 9에서 twisted-wave 1, 2의 경우에 대한 무차원 질량변수를 웨이브베어링과 비교하였다. 편심율은 0.2이다. 무차원 질량변수는 twisted-wave 1의 경우 웨이브베어링에 비해 나빠지나, twisted-wave 2의 경우는 나아진 결과를 보여준다. 이 두가지 경우에서 비튼 각도를 증가시켜가며 구한 무차원질량변수를 Fig. 10에 나타내었다. 한 방향으로 비튼 twisted-wave 1의 경우 비튼 각도가 증가할수록 안정성은 낮아지나, 빗살무늬 모양으로 비튼 twisted-wave 2의 경우, 45도 부근에서 최대의 안정성을 나타내었다.

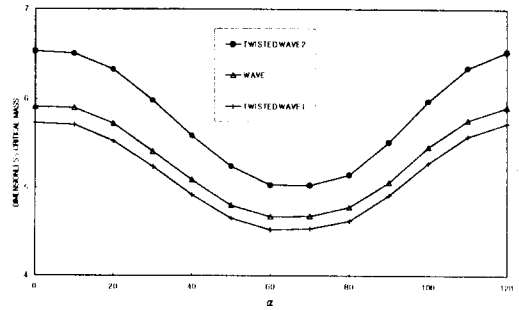


Fig. 9 Dimensionless critical mass vs.  $\alpha$  for a 3-waves and twisted-wave 1, 2.  $e_w/c$  is 0.2.

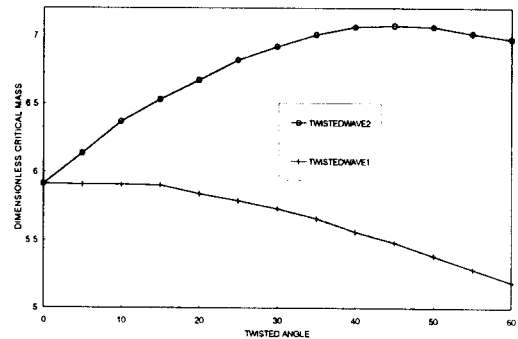


Fig. 10 Dimensionless critical mass vs. twisted angle for a twisted-wave 1, 2.  $e_w/c$  is 0.2.

#### 4. 결론

비압축성유체를 사용한 경우 웨이브베어링의 특징들이 플레인베어링과 비교되었다. 웨이브베어링은 베어링안정성을 높이기 위한 다른 여러 베어링과 비교하여 비교적 간단한 형상을 가지며, 양방향회전이 가능하다. 세 개의 웨이브를 가진 웨이브베어링에 대해 웨이브위치가에 따른 베어링의 정적, 동적 특성을 분석하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. 베어링에 웨이브형상을 더함으로서 플레인베어링에 비해 하중지지능력과 안정성을 높일 수 있다.
2. 웨이브베어링의 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. 세 개의 웨이브를 가진 웨이브베어링의 경우  $\alpha$ 가 0 이 되도록 웨이브위치각을 결정하면 베어링은 최대의 정적, 동적성능을 갖는다.
4. 웨이브베어링의 개수가 4개 이상이면 주어진 하중방향에 상관없이 일정한 하중지지능력을 보이지만, 3개의 웨이브일 때 얻을 수 있는 최대값보다는 작다.
5. 웨이브베어링은 플레인베어링에 비해 모든 조건에서 나은 안정성을 갖는다.
6. 세 개의 웨이브를 갖는 웨이브베어링을 축방향에 대해 한 쪽 방향으로 비튼 형상의 베어링의 경우, 웨이브베어링에 비해 자세각과 하중지지능력, 안정성은 모두 낮아진다.
7. 세 개의 웨이브를 갖는 웨이브베어링의 간극을 축방향에 대해 빗살무늬 형상으로 비튼 경우 웨이브베어링에 비해 자세각은 줄어들며 하중지지능력과 안정성은 높아진다. 비튼 각도가 증가함에 따라 베어링의 안정성이 최대로 되는 각도가 존재한다.

## 5. 참고문헌

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, 86, 2, pp.505-512, 1963

3. 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

3. Bootsma, J., 1975, "Liquid-Lubricated Spiral Groove Journal Bearings," Thesis, Technological University, Delft, The Netherland.

4. Florin. D., 1995, "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

5. James. W., Florin. D., and Harold. E. Jr., 1995, "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

6. Lund, J. W., 1987, "Review of the Concept of Dynamic Coefficients for Fluid Film Journal Bearings," ASME, Journal of Tribology, Vol. 109, pp.37-41

7. 강경필, 임윤철, 1996, "오일윤활 원호홈 단면 저어널 베어링에 대한 수치해석", 대한기계학회 춘계학술대회