

# 고성능 틸팅패드 추력베어링의 개발

이 경 우\* · 김 종 수\*\*

## A Development of High Performance Tilting-Pad Thrust Bearing

Kyoung-Woo Lee · Jong-Soo Kim

### Abstract

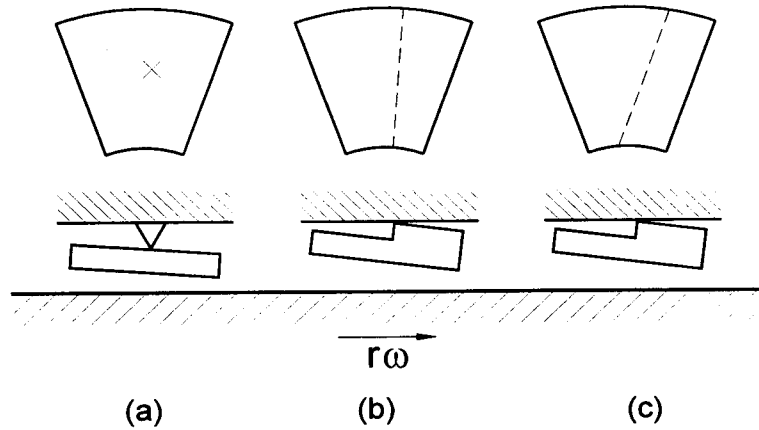
In this work, advanced pivot technique and high performance tilting pad thrust bearing were proposed. The static and dynamic characteristics of proposed bearing were analyzed. The proposed bearing was called 'Parallel Line Pivoted Pad Thrust Bearing(hereinafter referred as PLP thrust bearing)'. Static and dynamic characteristics of PLP thrust bearing were analyzed with inlet pressure and compared with static and dynamic characteristics of conventional tilting pad thrust bearings - Radial line pivoted pad thrust bearing(hereinafter referred as RLP thrust bearing) and point pivoted pad thrust bearing(hereinafter referred as point pivoted type). For more explicit comparison, low pressure turbine thrust bearing built in Korea for turbine propulsion ship and its sea-trial results were used in analysis.

### 1. 서 론

추력베어링은 선박의 추진축계, 원심펌프, 수직 수력발전기 등과 같이 회전하는 축에서 발생하는 축방향의 하중을 지지해주는 기계요소이다. 추력베어링에는 여러 가지 종류가 있지만, 고성능이 요구되는 운전조건에서는 여러 가지 이유로 해서 틸팅패드 추력베어링이 주로 사용되고 있으며, 틸팅패드 추력베어링은 패드를 지지하는 방법에 따라 포인트 피벗식 추력베어링과 라인 피벗식 추력베어링으로 나뉜다. 지금까지의 연구 결과들을 살펴보면 모든 방향으로 틸팅운동이 가능한 포인트 피벗식 추력베어링이 라

\* 한국해양대학교 기계공학과 석사과정 윤활공학 전공

\*\* 한국해양대학교 기계냉동자동차공학부 부교수



(a) point pivoted type, (b) RLP thrust bearing, (c) PLP thrust bearing.  
Fig. 1-1 Three types of tilting pad thrust bearing.

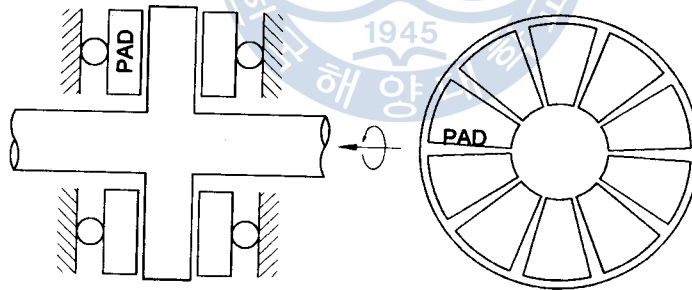


Fig. 1-2 Schematic assembly of tilting pad thrust bearing.

인 피벗식 추력베어링보다 성능이 뛰어난 것으로 보고되어 있다.[1], [2]

그러나, 포인트 피벗식 추력베어링은 설계·제작상의 여러 가지 어려움 때문에 라인 피벗식 추력베어링에 비해 상당히 고가이다. 그러므로, 비교적 고성능을 필요로 하지 않는 저속·경하중의 경우에는 라인 피벗식 추력베어링을 사용하고 있고, 고속·고하중의 경우에는 포인트 피벗식 추력베어링이 사용된다.

틸팅패드 추력베어링의 성능해석 시에 고려해야할 운전조건으로는 선단압력, 패드의 변형, 유막 내의 온도변화 등이 있지만, 본 연구에서는 선단압력만을 고려하였으며, 틸팅패드 추력베어링의 가장 중요한 성능인자인 하중지지능력과 최소유막두께가 최대가 되는 조건을 최적설계조건으로 가정하였다.

틸팅패드 추력베어링의 하중지지능력이 최대가 되는 조건은 Etsion[3]과 Kim&Kim[4]에 의해 보고되었다. Etsion과 Kim&Kim의 연구결과에 의하면 틸팅패드 추력베어링에서 패드의 출구부가 회전원판과 평행하게 될 때 하중지지능력이 최대가 된다고 보고하고 있다.

Fig. 1-1의 (a)와 (b)는 각각 포인트 피벗식 추력베어링(point pivoted type)과 방사형 라인 피벗식 추력베어링(RLP thrust bearing)을 나타내는 것이고, (c)는 비방사형 라인 피벗식 추력베어링(Non-radial line pivoted pad thrust bearing)을 나타낸 것으로, 본 연구에서 Etsion과 Kim&Kim이 제시한 조건을 이용하여 제안하는 틸팅패드 추력베어링은 비방사형 라인 피벗식 추력베어링의 특수한 형태이며, 새로이 제안되는 이 틸팅패드 추력베어링을 평행라인 피벗식 추력베어링(PLP thrust bearing)이라고 부르기로 하였으며, 이것은 Etsion과 Kim&Kim이 제시한 하중지지능력이 최대가 되는 조건을 항상 만족할 수 있도록 피벗라인을 패드의 출구부와 평행하게 되도록 고안된 것이다. 그리고, 평행라인 피벗식 추력베어링에 대해서는 Lee, Kim&Jei[5]가 선단압력을 고려하지 않은 조건으로 성능해석을 수행하여 보고한 바가 있다.

그러므로, 본 연구에서는 평행라인 피벗식 추력베어링과 방사형 라인 피벗식 추력베어링에 대하여 선단압력을 고려하여 정특성 및 동특성을 해석하였으며 그 결과를 포인트 피벗식 추력베어링의 결과와 비교하여 보았으며, 명확한 성능비교를 위해 국내에서 건조된 터빈선박에 사용된 틸팅패드 추력베어링의 재원을 선정하여 사용하였으며, 이때 Fig. 1-2와 같이 양면지지형식으로 그 정특성 및 동특성을 해석하였다.

## 2. 틸팅패드 추력베어링의 정특성 해석

### 2.1 서 언

틸팅패드 추력베어링의 정특성이란 틸팅패드 추력베어링에 주어지는 하중이 일정한 하중을 받는 조건에서 운전조건이 변화가 없는 정상상태(steady state)에서 틸팅패드 추력베어링의 성능을 해석하는 것을 의미한다. 그리고, 여기에서 행하는 정특성해석은 선단압력만을 고려한 결과이다.

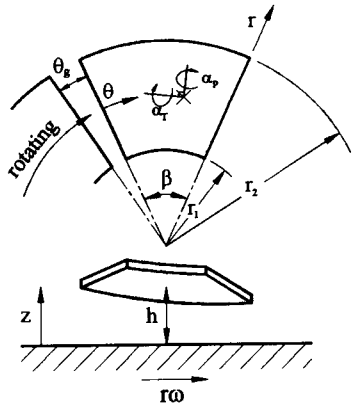


Fig. 2-1 Geometry and coordinate system of point pivoted pad.

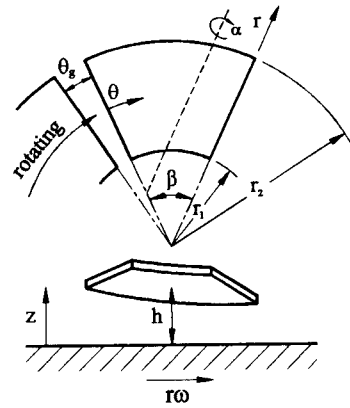


Fig. 2-2 Geometry and coordinate system of non-radial line pivoted pad.

## 2.2 기본방정식

Fig. 2-1과 Fig. 2-2는 각각 포인트 피벗식 추력베어링과 비방사형 라인 피벗식 추력베어링의 패드 형상과 패드상에서의 좌표계를 나타내고 있다. 정적인 하중을 받는 틸팅패드 추력베어링의 유막에서 발생하는 유막압력에 대한 지배방정식인 레이놀즈 방정식은 식(2-1)과 같다.

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

여기서,  $p$ 는 유막압력,  $h$ 는 유막두께,  $\mu$ 는 윤활유의 점도,  $\omega$ 는 회전원판의 각속도이다. 그리고, 패드상의 임의의 위치에서의 유막두께를 나타내는 식은 식(2-2), (2-3)과 같다.

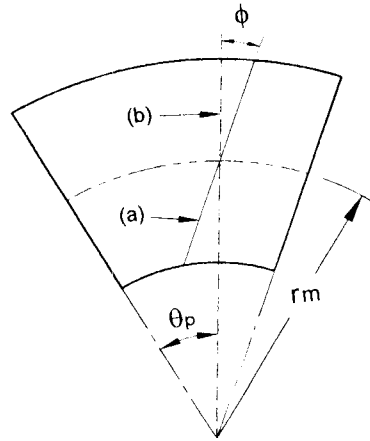
포인트 피벗식 추력베어링:

$$h = h_p + \{r \sin(\theta_p - \theta)\} \alpha_p + \{r_p - r \cos(\theta_p - \theta)\} \alpha_r \quad (2-2)$$

라인 피벗식 추력베어링:

$$h = h_p + [r \sin(\theta_p - \theta) \cos \phi - \{r_m - r \cos(\theta_p - \theta)\} \sin \phi] \alpha \quad (2-3)$$

여기서,  $h_p$ 는 피벗위치에서의 유막두께,  $\alpha_p$ ,  $\alpha_r$ ,  $\alpha$ 는 각각 피칭방향, 롤링방향,



(a) non-radial pivot line. (b) radial pivot line.  
Fig. 2-3 Definition of non-radial pivot line.

피벗라인에 대한 틸팅각,  $\theta_p$ ,  $r_p$ 는 피벗위치의 원주방향 및 반경방향 피벗위치,  $r_m$ 은 평균반경을 말하며, 식(2-4)와 같다.

$$r_m = \frac{r_2 + r_1}{2} \tag{2-4}$$

그리고,  $\psi$ 는 비방사각이라고 부르며, Fig. 2-3과 같이 기존의 방사형 피벗라인과 비방사형 피벗라인이 이루는 각을 말하며, 평행 피벗라인의 경우에는 다음의 식과 같이 된다.

$$\psi = \beta - \theta_p \tag{2-5}$$

평행라인 피벗식 추력베어링은 비방사형 라인 피벗식 추력베어링의 특수한 형태라고 할 수 있고, 비방사형 라인 피벗식 추력베어링의 피벗위치는 Fig. 2-3과 같이 비방사형 피벗라인과 패드의 평균반경이 만나는 점으로 정의한다. 그리고, 비방사각을 틸팅패드 추력베어링의 패드각과 피벗위치에 따른 무차원수로서 표현하기 위해 비방사용이라는 개념을 새로이 설정하였으며, 그 정의는 식(2-6)과 같다.

$$x = \frac{\psi}{\beta - \theta_p} \tag{2-6}$$

그리고, 틸팅패드 추력베어링의 성능인자들 중에서 마찰동력손실과 윤활유량을 구할

때와 선단압력을 구할 때에는 유막내의 속도분포가 필요하게 되고 이를 각각 원주방향과 반경방향으로 표시하면 식(2-7), (2-8)과 같다.

$$v_{\theta} = (h - z) \left( \frac{r\omega}{h} - \frac{z}{2\mu} \frac{\partial p}{r\partial\theta} \right) \quad (2-7)$$

$$v_r = z(z - h) \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (2-8)$$

본 연구에서 사용하는 패드 가장자리에서의 압력경계조건은 식(2-9)와 같다.

$$p(r_1, \theta) = p(r_2, \theta) = p(r, \beta) = 0, \quad p(r, 0) = p_i \quad (2-9)$$

여기서,  $p_i$ 는 선단압력을 말한다.

### 2.3 선단압력의 계산

선단압력은 Kim&Kim[4], [6]의 평가방법을 사용하였으며 식(2-10)~(2-12)와 같다.

$$p_i = p_{im} \cdot p_{id}(r) \quad (2-10)$$

$$p_{im} = \frac{\rho r_m^2 \omega^2}{2} \left\{ 1 - C_i - \left( \frac{\overline{v_{\theta}}}{r\omega} \right)_{im}^2 \right\} \quad (2-11)$$

$$p_{id}(r) = \left\{ 1 - \left| \frac{2(r_m - r)}{(r_2 - r_1)} \right|^2 \right\} \quad (2-12)$$

여기서,  $p_{im}$ 은 패드 평균반경에서의 무차원 선단압력의 크기,  $\overline{v_{\theta}}$ 는 유막 내의 원주방향으로 평균속도 이고, 하첨자  $i$ 와  $m$ 은 각각 패드의 입구부 및 평균반경을 나타낸다.

### 2.4 성능인자

틸팅패드 추력베어링의 여러 가지 성능인자들을 구할 수 있으며, 식(2-13)~(2-21)과 같다.

#### (1) 하중지지능력

$$W = n_p \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{\beta} p r d\theta dr \quad (2-13)$$

(2) 최소유막두께

$$h_o = \sqrt{\frac{\mu\omega r_1^2 A}{W}} W^*, \quad W^* = \frac{h_o^2}{\mu\omega r_1^2 A} W \quad (2-14)$$

(3) 마찰동력손실

$$P_f = T_f \omega = n_p \omega \int_{r_1}^{r_2} \int_0^\beta \mu \left[ \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right]_{z=0} r^2 d\theta dr \quad (2-15)$$

(4) 윤활유량

$$Q = n_p \int_{r_1}^{r_2} \int_0^h [v_\theta]_{\theta=0} dz dr \quad (2-16)$$

(5) 유막압력에 의한 피벗위치에 대한 모멘트의 합

(5-1) 포인트 피벗식 추력베어링

$$M_p = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^\beta pr^2 \sin(\theta_p - \theta) d\theta dr \quad (2-17)$$

$$M_r = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^\beta \{pr^2 \cos(\theta_p - \theta) - r_p pr\} d\theta dr \quad (2-18)$$

(5-2) 라인 피벗식 추력베어링

$$M = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^\beta pr D d\theta dr \quad (2-19)$$

$$D = r \sin(\theta_p - \theta) \cos \phi - \{r_m - r \cos(\theta_p - \theta)\} \sin \phi$$

(6) 무차원 피벗위치

$$\Theta_p = \frac{\theta_p}{\beta} \quad (2-20)$$

$$R_p = \frac{r_p - r_1}{r_2 - r_1} \quad (2-21)$$

여기서,  $n_p$ 는 패드의 개수이며, A는  $r_1$ 과  $r_2$ 가 이루는 환상원의 면적으로  $\pi(r_2^2 - r_1^2)$ 이다.

## 2.5 수치해석

본 연구에서는 Table 2-1과 같은 제원을 가지는 틸팅패드 추력베어링을 선정하여 평행라인 피벗식 추력베어링, 방사형 라인 피벗식 추력베어링, 포인트 피벗식 추력베어링에 대하여 정특성해석을 수행하였다. 이때 하중을 지지하는 패드(loaded pad)에 주어지는 하중은 축방향으로 주어지는 하중과 반대편 패드(unloaded pad) 발생하는 유막압력에 의한 하중이 합하여져서 주어지는 것으로 가정하였으며, 이때의 하중은 베어링의 전체면적으로 나눈 평균면압으로 정의하였다. 그리고, 축방향으로 주어지는 하중으로 구한 평균면압은 1.3 MPa로 정의하였다.

Table 2-2는 선박의 해상시운전 시에 계측된 추력베어링 유막내의 온도를 나타낸 것이며, 이때 윤활유의 점도는 일반적으로 사용되는 식(2-22)를 사용하였다.[7]

$$\log(\log \mu + 1.2) = -S_0 \log\left(1 + \frac{t_m}{135}\right) + \log G_0 \quad (2-22)$$

$$S_0 = 1.2376, G_0 = 4.3146, \mu : \text{viscosity(cP)}, t_m : \text{Temperature } (^{\circ}\text{C})$$

수치해석은 패드를 반경방향과 원주방향으로 각각 20등분하여 유한차분법으로 행하였으며, 주어진 피벗위치에 대한 수렴조건은 식(2-23), (2-24)과 같이 정의하였으며, 주어진 피벗위치를 만족하는 틸팅각을 구하는데는 뉴턴랩슨법을 사용하였다.

$$\text{포인트 피벗식 추력베어링: } M_p \leq 10^{-5} \quad M_r \leq 10^{-5} \quad (2-23)$$

$$\text{라인 피벗식 추력베어링: } M \leq 10^{-5} \quad (2-24)$$

그리고, 최소유막두께에 대한 수렴조건은 식(2-25)와 같고, 최소유막두께는 False-Position 법을 사용하여 추정하였다.

$$\left| \frac{p_m - (p_m^c - p_m^{\infty})}{p_m} \right| \leq 10^{-5} \quad (2-25)$$

여기서,  $p_m$ 은 축방향의 하중으로 정의되는 평균면압,  $p_m^c$ 은 하중을 지지하는 패드에서 발생하는 평균면압이며,  $p_m^{\infty}$ 은 반대편 패드에서 발생하는 평균면압이다.



Table 2-3 Dimension of tilting-pad thrust bearing

Type	point pivoted type
Inner radius( $r_1$ )	104.5 mm
Outer radius( $r_2$ )	180.0 mm
Thickness of pad	22.0 mm
Pad angle( $\beta$ )	31.6 deg.
Number of pad( $n_p$ )	10
Angle between pad( $\theta_g$ )	4.4 deg.
Grade of lubrication oil	ISO VG #100
Specific gravity of lubrication oil(guessed)	850 kg/m <sup>3</sup>
Nondim. actual angular pivot position( $\Theta_p$ )	0.52
Nondim actual radial pivot position( $R_p$ )	0.54
Clearance between pad & collar	0.2 mm

Table. 2-4 Record of sea trial

LOAD	Revolution	L.O. Temperature	Kinetic Viscosity
30%	2892 rpm	49.5 °C	63.4 cSt
50%	3404 rpm	51.5 °C	58.0 cSt
70%	3831 rpm	52.0 °C	56.7 cSt
90%	4114 rpm	53.0 °C	54.3 cSt
100%	4347 rpm	54.0 °C	52.0 cSt

## 2.6 해석결과 및 고찰

본 장에서는 새로이 제안되는 평행라인 피벗식 추력베어링을 비롯해 기존에 사용되고 있는 방사형 라인 피벗식 추력베어링과 포인트 피벗식 추력베어링의 정특성을 양면지지형식으로 해석하였다. 양면지지형식의 틸팅패드 추력베어링에서 하중을 지지하는 패드의 성능이 중요하므로 여기서는 하중을 지지하는 패드의 정특성에 대해서만 해석결과를 논의하겠다.

Fig. 2-4, Fig. 2-5는 각각 라인 피벗식 추력베어링과 포인트 피벗식 추력베어링의 무차원 원주방향 피벗위치에 대한 하중을 지지하는 패드에서의 최소유막두께의 변화를 보여주고 있다. 평행라인 피벗식 추력베어링의 경우가 방사형 라인 피벗식 추력베어링인 경우와 포인트 피벗식 추력베어링의 경우보다 선단압력을 고려한 경우와 고려

하지 않은 모든 경우에 대해 모든 무차원 원주방향 피봇위치에서 최소유막두께가 항상 크다는 것을 알 수 있다.

Fig. 2-6, Fig. 2-7은 하중을 지지하는 패드에서 무차원 원주방향 피봇위치의 변화에 따른 마찰동력손실의 변화를 보이고 있는 것이며, 선단압력을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우 모두 경우에 있어서 평행라인 피봇식 추력베어링이 마찰동력 손실이 항상 적다는 것을 알 수 있다.

Fig. 2-14, Fig. 2-15는 하중을 지지하는 패드의 패드 입구부에서 패드로 새로이 유입되는 윤활유의 윤활유량을 나타낸 것으로서, 모든 피봇위치에서 평행라인 피봇식 추력베어링이 방사형 라인 피봇식 추력베어링에 비해 선단압력을 고려하거나 고려하지 않은 모든 경우에 있어서 윤활유량이 더 많다는 것을 알 수 있다.

Table 2-3과 Table 2-4는 서론에서 가정한 최적설계조건인 최소유막두께가 최대가 되도록 하는 조건에 대하여 선단압력을 고려한 경우에 대해 최소유막두께가 최대가 되는 피봇위치에서 최소유막두께의 크기와 마찰동력손실의 값들을 정리한 것이다. 방사형 라인 피봇식 추력베어링과 평행라인 피봇식 추력베어링의 결과를 비교해 보면, 최소유막두께에 대해서는 약 9%, 마찰동력손실에 대해서는 약 10% 가량 성능이 향상되었음을 알 수 있으며, 포인트 피봇식 추력베어링에 대해서는 평행라인 피봇식 추력베어링이 마찰동력손실에 대해서는 거의 같은 성능을 발휘하고, 최소유막두께에 대해서는 약 4% 가량의 성능향상이 있었음을 알 수 있었다.

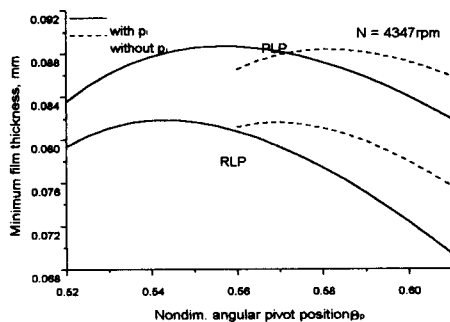


Fig. 2-4 Minimum film thickness of RLP and PLP thrust bearing.

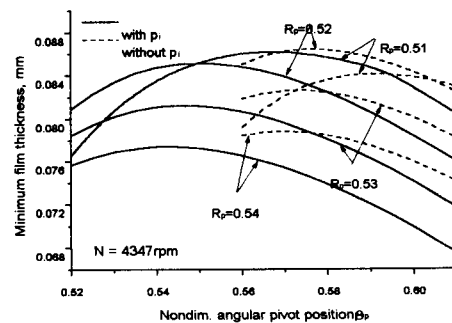


Fig. 2-5 Minimum film thickness of point pivoted type.

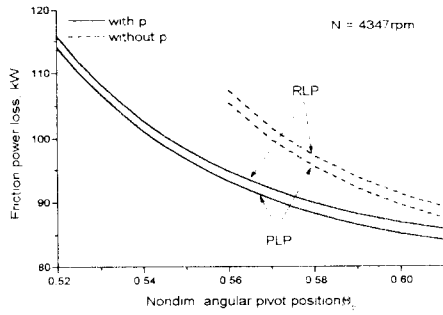


Fig. 2-6 Friction power loss RLP and PLP thrust bearing.

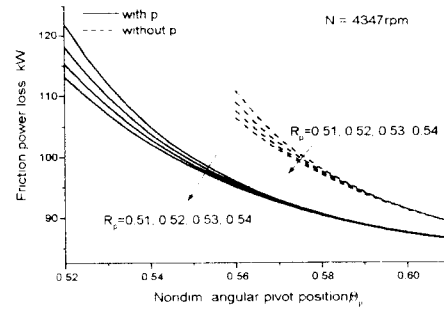


Fig. 2-7 Friction power loss of point pivoted type.

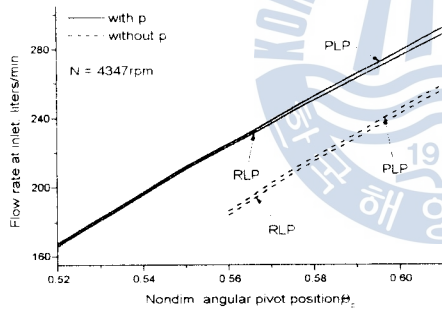


Fig. 2-8 Flow rate at leading edge of RLP and PLP thrust bearing.

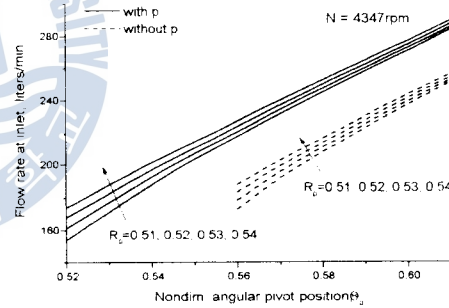


Fig. 2-9 Flow rate at leading edge of point pivoted type.

Table 2-3 Pivot positions with maximum value of minimum film thickness by runner speed with inlet pressure.

Speed (rpm)	Point pivoted			line pivoted( $\theta_p$ )			
	$R_p$	$\theta_p$	(mm)	RLP	$h_o$ (mm)	PLP	$h_o$ (mm)
2892	0.51	0.58	0.079	0.56	0.075	0.57	0.082
3404	0.51	0.58	0.081	0.55	0.077	0.57	0.084
3831	0.51	0.57	0.085	0.55	0.080	0.56	0.087
4114	0.51	0.57	0.086	0.54	0.081	0.56	0.088
4347	0.51	0.57	0.086	0.54	0.082	0.56	0.089

Table 2-8 Pivot positions with maximum value of friction power loss by runner speed with inlet pressure.

Speed (rpm)	Point pivoted			line pivoted( $\theta_p$ )			
	$R_p$	$\theta_p$	$P_f$ (kW)	RLP	$P_f$ (kW)	PLP	$P_f$ (kW)
2892	0.51	0.58	54.1	0.56	57.8	0.57	54.5
3404	0.51	0.58	65.9	0.55	73.1	0.57	66.2
3831	0.51	0.57	80.7	0.55	86.0	0.56	81.2
4114	0.51	0.57	87.7	0.54	97.4	0.56	88.1
4347	0.51	0.57	92.9	0.54	102.7	0.56	93.3

### 3. 틸팅패드 추력베어링의 동특성 해석

#### 3.1 서 언

틸팅패드 추력베어링이 외부로부터 변동하중을 받게 되면 유막의 형태가 변하게 되고, 유막의 형태가 변하게 되면 유막 내에서 발생하는 유막압력에 변화를 가져오게 되어 주어지는 하중을 지지하게 된다. Fig. 3-1의 (a)는 일면지지형식의 자유물체도이고, (b)는 양면지지형식의 자유물체도이다.

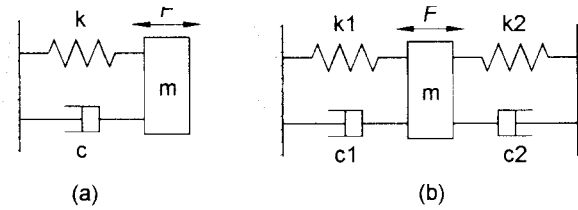
틸팅패드 추력베어링의 광범위한 피벗위치에 대해서 동특성을 해석한 연구결과로는 Kim[8]의 것이 있지만, 이것은 포인트 피벗식 추력베어링에 대한 결과이고, 이 또한 일면지지형식에 대한 결과이다. 그리고, 선단압력을 고려하여 추력베어링의 동특성을 해석한 연구결과는 보고되어 있지 않다.

그러므로, 본 연구에서는 선단압력을 고려하여 라인 피벗식 추력베어링의 동특성을 해석하기 위해 섭동법을 이용하여 수치해석을 수행하였으며, 제2장에서 수행한 정특성 해석과 동일하게 Fig. 3-1의 (b)와 같은 양면지지형식으로 해석하였다.

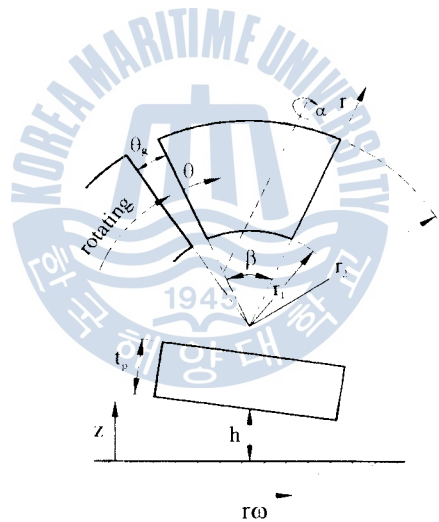
#### 3.2 기본방정식

Fig. 3-2는 변동하중을 받는 라인 피벗식 추력베어링의 패드상에서의 좌표계와 그 개략적인 형상을 나타낸 것이다. 틸팅패드 추력베어링의 유막 내에서 발생하는 유막압력의 지배방정식인 레이놀즈 방정식은 식(3-1)과 같고, 각 위치에서의 유막두께를 구하는 식은 식(3-2)와 같다.

$$\frac{\partial}{\partial r} \left( rh^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{r \partial \theta} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\mu r \omega \frac{\partial h}{\partial \theta} + 12\mu r \frac{\partial h}{\partial t} \quad (3-1)$$



(a) single pad type. (b) double pad type  
Fig. 3-1 Free-body diagram of thrust bearings.



non-radial line pivoted pad with dynamic load  
Fig. 3-2 Geometry and coordinate system of

$$h = h_s + \Delta z + \Delta \alpha D \tag{3-2}$$

$$h_s = h_p + [ r \sin(\theta_p - \theta) \cos \phi - \sin \phi \{ r_m - r \cos(\theta_p - \theta) \} ] \alpha$$

여기서,  $h_s$ 는 정상상태에서의 유막두께이고,  $\Delta z$ 는 변동하중에 의한 수직방향 즉, 유막두께방향으로의 미소변위,  $\Delta \alpha$ 는 변동하중에 의한 미소틸팅각을 말한다. 이러한 미소운동들에 의한 압력의 변동성분은 다음과 같이 표현된다.

$$p = p_s + p_z \Delta z + p_\alpha \Delta \alpha + p_z \Delta \dot{z} + p_\alpha \Delta \dot{\alpha} \quad (3-3)$$

식(3-2)와 식(3-3)을 식(3-1)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} R(p_s) &= 6\mu r \omega \frac{\partial h_s}{\partial \theta} \\ R(p_z) &= -\frac{\partial}{\partial r} \left( 3r h_s^2 \frac{\partial p_s}{\partial r} \right) - \frac{\partial}{r \partial \theta} \left( 3h_s^2 \frac{\partial p_s}{\partial \theta} \right) \\ R(p_\alpha) &= -\frac{\partial}{\partial r} \left( 3r D h_s^2 \frac{\partial p_s}{\partial r} \right) - \frac{\partial}{r \partial \theta} \left( 3D h_s^2 \frac{\partial p_s}{\partial \theta} \right) + 6\mu r \omega \frac{\partial D}{\partial \theta} \\ R(p_z) &= 12\mu r, \quad R(p_\alpha) = 12\mu r D \end{aligned} \quad (3-4)$$

여기서, 연산자 R( )은 다음과 같다.

$$R() = \frac{\partial}{\partial r} \left( r h_s^3 \frac{\partial}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{r \partial \theta} \left( h_s^3 \frac{\partial}{\partial \theta} \right) \quad (3-5)$$

패드의 가장자리에서의 압력경계조건은 식(3-6)과 같다.

$$p(r_1, \theta) = p(r_2, \theta) = p(r, \beta) = 0, \quad p(r, 0) = p_i \quad (3-6)$$

여기서의  $p_i$ 는 변동하중을 받는 상태에서의 선단압력이다.

### 3.3 섭동법에 의한 해석

수직방향으로 변동하중이 주어지고, 주어지는 변동하중에 의해서 미소 수직변위가 존재한다고 할 때, 고정식 패드 추력베어링의 운동방정식과 그때의 강성계수 및 감쇠계수는 식(3-7)과 같다.

$$\Delta F = \frac{\partial F}{\partial z} \Delta z + \frac{\partial F}{\partial \dot{z}} \Delta \dot{z} = -k \Delta z - c \Delta \dot{z} \quad (3-7)$$

그리고, 틸팅패드 추력베어링에서의 변동하중은 식(3-8)과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \Delta F &= \frac{\partial F}{\partial z} \Delta z + \frac{\partial F}{\partial \alpha} \Delta \alpha + \frac{\partial F}{\partial \dot{z}} \Delta \dot{z} + \frac{\partial F}{\partial \dot{\alpha}} \Delta \dot{\alpha} \\ &= -k_z \Delta z - k_\alpha \Delta \alpha - c_z \Delta \dot{z} - c_\alpha \Delta \dot{\alpha} \end{aligned} \quad (3-8)$$

여기서 각 강성계수와 감쇠계수는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 k_z &= - \int \int p_z r d\theta dr, & k_\alpha &= - \int \int p_\alpha r d\theta dr \\
 c_z &= - \int \int \dot{p}_z r d\theta dr, & c_\alpha &= - \int \int \dot{p}_\alpha r d\theta dr
 \end{aligned} \tag{3-9}$$

변동하중을 받는 라인 피봇식 추력베어링의 강성계수와 감쇠계수를 알기 위해서는 수직 미소운동과 미소 틸팅운동과의 관계를 규명하여 식(3-8)을 식(3-7)의 형태로 만들어주어야 한다. 수직 미소운동과 미소 틸팅운동과의 관계를 알기 위해 두 가지 미소운동이 모두 조화함수를 갖는다고 가정하면 식(3-10)과 같이 표현할 수 있다.

$$\Delta z = \delta e^{j\Omega t}, \quad \Delta \alpha = \phi e^{j(\Omega t - \eta)} \tag{3-10}$$

여기서,  $\Omega$ 는 수직방향으로의 가진속도이며,  $\eta$ 는 미소 수직운동과 미소 틸팅운동과의 위상차이다. 그리고,  $\delta$ 와  $\phi$ 의 관계는 식(3-11)로부터 알 수 있다.

$$\Delta M = I \Delta \ddot{\alpha} \tag{3-11}$$

여기서,  $I$ 는 패드의 무게중심에 대한 질량관성모멘트로서 다음 식(3-12)와 같고,  $\Delta M$ 은 압력변동성분에 의한 피봇위치에 대한 미소모멘트의 합으로서 식(3-13)과 같이 표현된다.

$$I = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_5 + I_6 + m_p t_p^2 \tag{3-12}$$

$$I_1 = \frac{m_p(r_2^2 + r_1^2)}{4} \cos^2 \phi \left\{ \frac{\sin 2(\theta_p - \beta) - \sin 2\theta_p}{2\beta} + 1 \right\}$$

$$I_2 = m_p r_m^2 \sin^2 \phi$$

$$I_3 = \frac{4m_p(r_2^3 - r_1^3)}{3(r_2^2 - r_1^2)} r_m \cos^2 \phi \{ \sin \theta_p - \sin(\theta_p - \beta) \}$$

$$I_4 = \frac{m_p(r_2^2 + r_1^2)}{4} \sin^2 \phi \left\{ \frac{\sin 2\theta_p - \sin 2(\theta_p - \beta)}{2\beta} + 1 \right\}$$

$$I_5 = \frac{2m_p(r_2^3 - r_1^3)}{3\beta(r_2^2 - r_1^2)} r_m \sin 2\phi \{ \cos(\theta_p - \beta) - \cos \theta_p \}$$

$$I_6 = \frac{m_p(r_2^2 + r_1^2)}{16} \sin 2\phi \left\{ \frac{\cos 2(\theta_p - \beta) - \cos 2\theta_p}{\beta} \right\}$$

$$\begin{aligned}\Delta M &= \frac{\partial M}{\partial z} \Delta z + \frac{\partial M}{\partial \alpha} \Delta \alpha + \frac{\partial M}{\partial \dot{z}} \Delta \dot{z} + \frac{\partial M}{\partial \dot{\alpha}} \Delta \dot{\alpha} \\ &= -k_{zM} \Delta z - k_{\alpha M} \Delta \alpha - c_{zM} \Delta \dot{z} - c_{\alpha M} \Delta \dot{\alpha}\end{aligned}\quad (3-13)$$

그리고, 식(3-13)에서의 각각의 강성계수 및 감쇠계수는 다음의 식(3-14)와 같다.

$$\begin{aligned}k_{zM} &= - \int \int D p_z r d\theta dr, \quad k_{\alpha M} = - \int \int D p_\alpha r d\theta dr \\ c_{zM} &= - \int \int D \dot{p}_z r d\theta dr, \quad c_{\alpha M} = - \int \int D \dot{p}_\alpha r d\theta dr \\ D &= r \sin(\theta_p - \theta) \cos \phi - \{r_m - r \cos(\theta_p - \theta)\} \sin \phi\end{aligned}\quad (3-14)$$

식(3-10)을 식(3-13)에 대입하여 정리하면 식(3-15)와 같이되고, 식(3-15)를 식(3-11)에 대입하여 정리하면 미소수직운동과 미소틸팅운동의 관계를 알 수 있고 이는 식(3-16)으로 표현된다.

$$\Delta M = -(k_{zM} + j\Omega c_{zM}) \delta e^{j\Omega t} - (k_{\alpha M} + j\Omega c_{\alpha M}) \psi e^{j(\Omega t - \eta)} \quad (3-15)$$

$$I \Delta \ddot{\alpha} = -(k_{zM} + j\Omega c_{zM}) \delta e^{j\Omega t} - (k_{\alpha M} + j\Omega c_{\alpha M}) \psi e^{j(\Omega t - \eta)} \quad (3-16)$$

식(3-16)을 정리하면 식(3-17)과 같다.

$$\psi e^{j(\Omega t - \eta)} = \delta e^{j\Omega t} \frac{k_{zM} + j\Omega c_{zM}}{I\Omega^2 - j\Omega c_{\alpha M} - k_{\alpha M}} = (\sigma + j\tau) \delta e^{j\Omega t} \quad (3-17)$$

여기서, 식(3-17)의 실수부와 허수부인  $\sigma, \tau$ 는 식(3-18)과 같다.

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{I\Omega^2 k_{zM} - k_{zM} k_{\alpha M} - \Omega^2 c_{zM} c_{\alpha M}}{I^2 \Omega^4 + k_{\alpha M}^2 - 2I\Omega^2 k_{\alpha M} + \Omega^2 c_{\alpha M}^2} \\ \tau &= \frac{I\Omega^3 c_{zM} + \Omega k_{zM} c_{\alpha M} - \Omega c_{zM} k_{\alpha M}}{I^2 \Omega^4 + k_{\alpha M}^2 - 2I\Omega^2 k_{\alpha M} + \Omega^2 c_{\alpha M}^2}\end{aligned}\quad (3-18)$$

식(3-10)과 식(3-17)을 식(3-8)에 대입하여 정리하면 식(3-19)와 같고, 라인 피벗식 추력베어링의 강성 및 감쇠계수를 구하면 식(3-20)과 같다.

$$\begin{aligned}\Delta F &= -(k_z + \sigma k_\alpha - \tau \Omega c_\alpha) \Delta z - \left( c_z + \tau \frac{k_\alpha}{\Omega} + \omega c_\alpha \right) \Delta \dot{z} \\ &= -k \Delta z - c \Delta \dot{z}\end{aligned}\quad (3-19)$$



$$k = k_z + \sigma k_\alpha + \tau \Omega c_\alpha, \quad c = c_z + \sigma c_\alpha + \tau \frac{k_\alpha}{\Omega} \quad (3-20)$$

식(3-20)으로 하나의 패드에 대한 강성계수와 감쇠계수를 구하면 Fig. 3-1의 (b)에서와 같은 양면지지형식 전체의 강성계수와 감쇠계수를 구할 수 있는데, 양쪽패드의 강성계수와 감쇠계수를 각각  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $c_1$ ,  $c_2$  라고 하면, 양면지지형식 전체의 강성계수 및 감쇠계수는 다음과 같다.

$$k_s = n_p(k_1 + k_2), \quad c_s = n_p(c_1 + c_2) \quad (3-21)$$

그리고, 식(3-17)로부터 수직방향의 미소변위와 미소틸팅각 사이의 진폭비와 위상차를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$d = \frac{\delta}{\phi} = \sqrt{\frac{1}{\sigma^2 + \tau^2}} \quad (3-22)$$

$$\eta = \cos^{-1}\left(\sqrt{\frac{\sigma^2}{\sigma^2 + \tau^2}}\right) \quad (3-23)$$

### 3.4 선단압력의 계산

식(3-6)으로 주어진 경계조건에서 변동하중을 받을 때의 선단압력의 평가방법은 아래와 같으며, 이 또한 섭동법으로 해석한 결과이다.

$$p_i = p_{im} \cdot p_{id}(r) \\ = (p_{ims} + p_{imz}\Delta z + p_{ima}\Delta\alpha + p_{imz}\Delta z + p_{ima}\Delta\alpha)p_{id}(r) \quad (3-24)$$

$$p_{ims} = \frac{\rho r_m^2 \omega^2}{2} \left\{ 1 - C_l - \left( \frac{1}{2} - \frac{h_s^2}{12\mu r^2 \omega} p' \right)^2 \right\}_{ims}$$

$$p_{imz} = \frac{\rho r_m^2 \omega^2}{2} \left[ \frac{h_s^2}{12\mu r^2 \omega} p_z' + \frac{h_s}{6\mu r^2 \omega} p_s' - \frac{h_s^4}{72\mu^2 r^4 \omega^2} p_s' p_z' - \frac{h_s^3}{36\mu^2 r^4 \omega^2} (p_s')^2 \right]_{im}$$

$$p_{ima} = \frac{\rho r_m^2 \omega^2}{2} \left[ \frac{h_s^2}{12\mu r^2 \omega} p_\alpha' + \frac{h_s D}{6\mu r^2 \omega} p_s' - \frac{h_s^4}{72\mu^2 r^4 \omega^2} p_s' p_\alpha' - \frac{h_s^3 D}{36\mu^2 r^4 \omega^2} (p_s')^2 \right]_{im}$$

$$p_{imz} = \frac{\rho r_m^2 \omega^2}{2} \left\{ \frac{h_s^2}{12\mu r^2 \omega} p_z' - \frac{h_s^4}{72\mu^2 r^4 \omega^2} p_s' p_z' \right\}_{im}$$

$$p_{im\dot{\alpha}} = \frac{\rho r_m^2 \omega^2}{2} \left\{ \frac{h_s^2}{12\mu r^2 \omega} p_{\dot{\alpha}} - \frac{h_s^4}{72\mu^2 r^4 \omega^2} p_s' p_{\dot{\alpha}} \right\}_{im}$$

$$D = r \sin(\theta_p - \theta) \cos \phi - \{r_m - r \cos(\theta_p - \theta)\} \sin \phi \quad (3-25)$$

$$p_{id}(r) = \left\{ 1 - \left| \frac{2(r_m - r)}{(r_2 - r_1)} \right|^2 \right\} \quad (3-26)$$

여기서 하첨자  $im$ 은 패드 입구 선단부의 평균반경을 의미하고,  $s, z, \alpha, \dot{z}, \dot{\alpha}$ 는 각각 정적인 상태와 압력교란성분을 나타낸다. 그리고, 식(3-25)에서 사용된 연산자는 다음과 같다.

$$p_s' = \frac{\partial p_s}{\partial \theta} \quad (3-27)$$

### 3.5 수치해석

본 연구에서는 Table 2-1, Table 2-2의 제원과 운전조건을 가지는 평행라인 피벗식 추력베어링과 방사형 라인 피벗식 추력베어링의 강성계수 및 감쇠계수를 구하기 위해 섭동법을 이용하여 수치해석을 수행하였으며, 정특성해석과 동일하게 패드를 반경방향과 원주방향으로 각각 20등분하여 유한차분법으로 해석하였다. 그리고, 각각의 피벗위치에 대해 식(3-28)로 주어지는 무차원 가진속도가 0.1과 1.0인 경우에 대해 동특성계수를 구하였으며, 패드의 질량은 식(3-29)와 같이 가정하였다.

$$\Omega^* = \frac{\Omega}{\omega} \quad (3-28)$$

$$m_p = 7.85 \times t_p \times \beta (r_2^2 - r_1^2) \text{ (kg)} \quad (3-29)$$

### 3.6 해석결과 및 고찰

Fig. 3-3과 Fig. 3-4는 각각 무차원 가진속도가 0.1, 1.0인 경우에 무차원 원주방향 피벗위치의 변화에 따른 강성계수의 변화를 나타내고 있다. 방사형 라인 피벗식 추력베어링과 평행라인 피벗식 추력베어링 모두의 경우에 있어서 선단압력을 고려한 경우와 선단압력을 고려하지 않은 경우가 무차원 원주방향 피벗위치의 변화에 따라 전혀 다른 변화를 보이고 있다.

Fig. 3-5, Fig. 3-6은 무차원 원주방향 피벗위치의 변화에 따른 감쇠계수의 변화를 나타낸 것으로서, 강성계수의 경우와 같이 선단압력을 고려한 경우와 선단압력을 고려

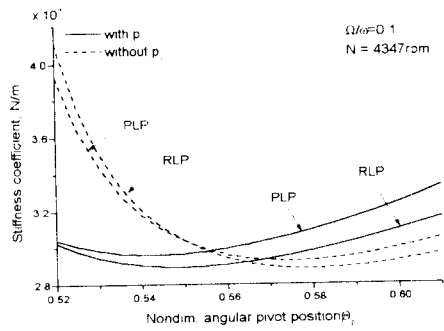


Fig. 3-3 Stiffness coefficient of RLP and PLP thrust bearing.

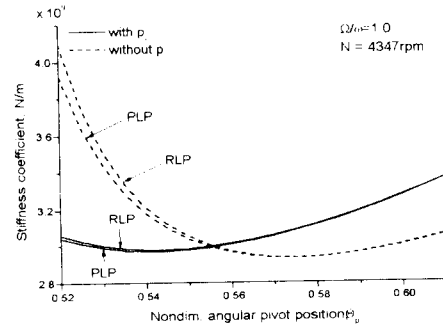


Fig. 3-4 Stiffness coefficient of RLP and PLP thrust bearing.

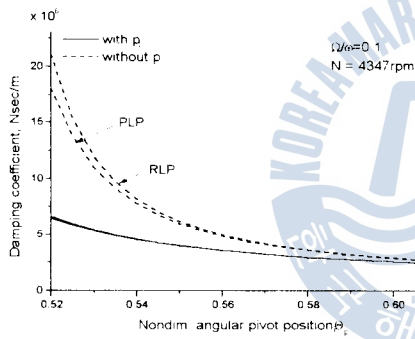


Fig. 3-5 Damping coefficient of RLP and PLP thrust bearing.

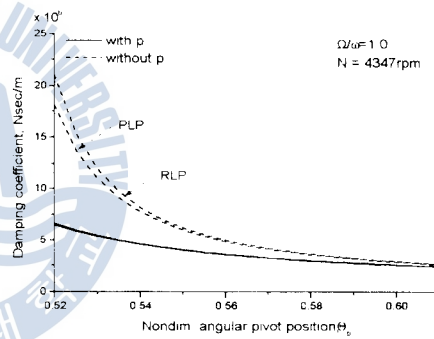


Fig. 3-6 Damping coefficient of RLP and PLP thrust bearing.

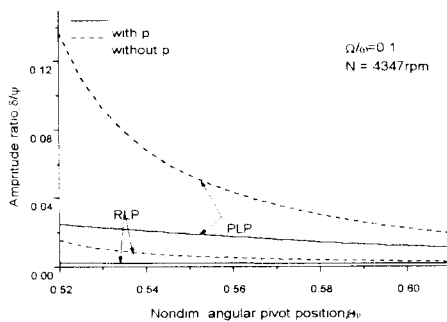


Fig. 3-7 Amplitude ratio of RLP and PLP thrust bearing.

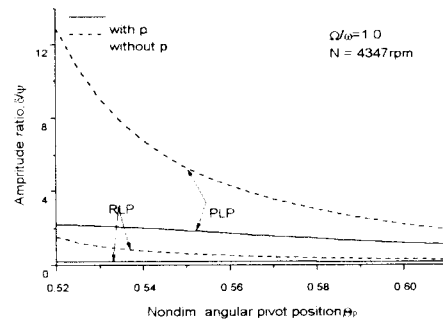


Fig. 3-8 Amplitude ratio of RLP and PLP thrust bearing.

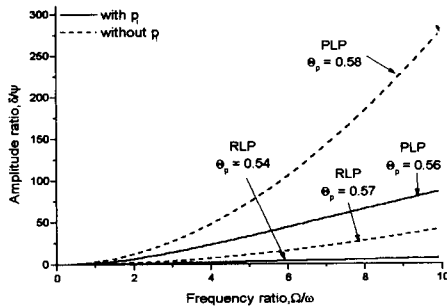


Fig. 3-9 Variation of amplitude ratio at assumed optimum pivot positions for RLP and PLP thrust bearing with frequency ratio.

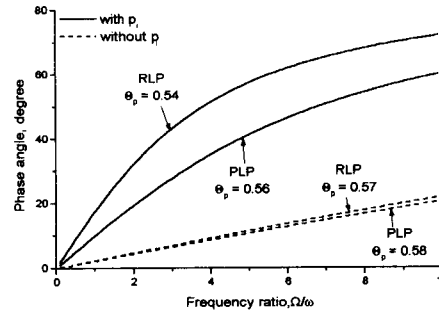


Fig. 3-10 Variation of phase angle at assumed optimum pivot positions for RLP and PLP thrust bearing with frequency ratio.

하지 않는 경우가 많은 차이를 보이고 있다.

Fig. 3-7, Fig. 3-8은 무차원 원주방향 피봇위치의 변화에 따른 진폭비를 나타내고 있다. 방사형 라인 피봇식 추력베어링의 틸팅운동이 모든 경우에 있어서 평행라인 피봇식 추력베어링의 경우보다 항상 큰 것을 알 수 있는데, 이는 방사형 피봇식 추력베어링의 틸팅운동이 평행라인 피봇식 추력베어링의 틸팅운동에 비해 불안정하다는 것을 의미한다.

Fig. 3-9, Fig. 3-10은 정특성 해석에서 최소유막두께가 최대가 되는 각각의 무차원 반경방향 피봇위치에 대해 무차원 가진속도의 변화에 따른 진폭비와 위상차의 변화를 나타낸 것으로서 가진속도의 변화에 따라 패드의 틸팅운동은 안정적으로 변화하지만, 위상차가 커지는 것을 알 수 있다. 위상차가 증가하여 위상차가  $90^\circ$ 가 되게되면, 회전 원판과 패드가 접촉하는 사고가 발생하게 되고, 이는 틸팅패드 추력베어링 있어서는 안정된 운전을 위협하는 가장 위험한 상황이므로, 이를 방지하기 위한 설계가 요구된다는 것을 알 수 있다.

## 4. 결 론

본 연구에서는 기존에 사용되고 있는 방사형 라인 피봇식 추력베어링을 개량하여 성능이 상당히 향상된 평행라인 피봇식 추력베어링을 개발하였으며, 이의 정특성 및 동특성을 해석하였다. 그리고, 평행라인 피봇식 추력베어링의 향상된 성능을 명확하게 입

증하기 위하여 실제로 사용되고 있는 틸팅패드 추력베어링을 선정하여 방사형 라인 피벗식 추력베어링, 포인트 피벗식 추력베어링 그리고 평행라인 피벗식 추력베어링에 대하여 동일한 제원과 운전조건에 대하여 성능해석을 수행하여 비교하여 보았으며, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 동일한 제원을 가지는 틸팅패드 추력베어링에서는 평행라인 피벗식 추력베어링이 방사형 라인 피벗식 추력베어링, 포인트 피벗식 추력베어링에 비해 모든 피벗위치와 모든 운전조건에서 최소유막두께가 항상 최대가 되고, 마찰동력손실은 포인트 피벗식 추력베어링과는 비슷하고 방사형 라인 피벗식 추력베어링에 대해서는 항상 최저가 된다는 것을 알 수 있었다.
- (2) 패드 입구부로 유입되는 윤활유량에 대해서도 평행라인 피벗식 추력베어링이 모든 운전조건과 모든 피벗위치에서 항상 많으며, 이는 추력베어링의 운전시에 문제가 되는 유막 내의 온도상승을 억제하는데 많은 영향을 줄 것으로 판단된다.
- (3) 최소유막두께와 마찰동력손실 각각의 최대값과 최소값을 기준으로 했을 때, 평행라인 피벗식 추력베어링이 방사형 라인 피벗식 추력베어링에 비해 약 9~10%가량의 성능향상이 있었음을 알 수 있었으며, 포인트 피벗식 추력베어링에 비교해서도 성능이 약 4% 가량 향상되었음을 알 수 있었다. 그리고, 동일한 최소유막두께를 가진다고 가정하고 하중지지능력을 비교하여 보면, 포인트 피벗식 추력베어링에 비하여서는 약 9%, 방사형 라인 피벗식 추력베어링에 대해서는 약 20% 가량 성능이 향상되었음을 알 수 있었다.
- (4) 틸팅패드 추력베어링의 강성계수, 감쇠계수, 진폭비, 위상차를 섭동법을 이용하여 해석하였으며, 선단압력이 방사형 라인 피벗식 추력베어링과 평행라인 피벗식 추력베어링의 동특성에 많은 영향을 미친다는 것을 알 수 있었다.
- (5) 가진속도의 변화에 따라 회전원판의 수직운동과 패드의 틸팅운동이 가지는 위상차가 변화함을 알 수 있었으며, 이는 틸팅패드 추력베어링의 안전한 운전에 가장 위험한 상황인 회전원판과 패드가 접촉하는 사고가 발생할 수 있음을 의미한다.

## 참 고 문 헌

- [1] 이경우, 김종수, "피벗식 추력베어링의 성능비교", 한국박용기관학회지, 제22권, 제3호, pp.337-342, 1998.

- [2] Gardner, W. W., "Tilting Pad Thrust Bearing Tests - Influence of Pivot Location", Trans. ASME J. of Tribology, Vol. 110, pp.609-613, 1988.
- [3] I. Etsion, "Design Charts for Arbitrarily Pivoted, Liquid-Lubricated, Flat - Sector - Pad Thrust Bearing", Trans. ASME J. of Lubrication Technology, Vol. 100, pp.279-286, 1978.
- [4] 김종수, 김경웅, "부채꼴형 추력베어링의 설계에 있어서 선단압력의 영향", 한국윤활학회지, 제10권 제4호, pp.33~42, 1994.
- [5] 이경우, 김종수, 제양규, "평행라인 피벗식 패드 추력베어링에 관한 연구", 대한기계학회 '98 춘계학술대회논문집 A권, pp.648-653, 1998.
- [6] 김종수, 김경웅, "베어링 입구에서 발생하는 선단압력에 관하 연구", 대한기계학회 논문집, 제17권, 제8호, pp.1921-1930, 1993.
- [7] B. J. Hamrock, Fundamentals of Fluid Film Lubrication", International Edition, Mc-Grow Hill, pp.53-67, 1994.
- [8] 김종수, "틸팅패드 추력베어링의 동특성 해석", 한국윤활학회지, 제13권 제3호, pp.33-41, 1997.

