

# 외부 가압 공기 베어링으로 지지된 스피들 시스템에서 축과 스러스트 베어링의 직각도 오차가 운전 정밀도에 미치는 영향

고 정 석, 조 구 환, 김 경 응  
한국과학기술원 기계공학과

## 1. 서론

현재 외부 가압 공기베어링이 사용되어지는 분야는 PCB기판, 엔진의 연료분사노즐 등의 고속가공용 스피들, 전자 기기, 광학 기기 등에 사용되는 초정밀 부품가공용 스피들, 정밀 측정 기기, 의료 기기, 저온 팽창기 등 상대운동을 하는 많은 분야에서 이용되고 있으며, 이들 분야의 고속화 및 고정밀화 추세에 따라 고속에서의 안정성과 높은 운전정밀도가 보장된 외부 가압 공기 베어링이 요구되고 있다.

정밀 스피들 시스템에 공기베어링이 사용되는 이유는 유효제인 공기의 압축성에 기인된 평균화효과로 인하여 어느 정도 형상오차가 존재하더라도 축의 회전 시 떨림 진폭이 흡수되어 높은 운전정밀도를 유지하며 운전이 가능하기 때문이다. 그러나, 공기의 압축성에 의한 평균화효과로 어느 정도의 떨림 진폭은 흡수되나 형상오차에 의한 떨림 진폭은 작은 크기라도 여전히 남아있게 된다. 따라서, 초정밀 가공 기기나 정밀 측정 기기 등 높은 운전정밀도가 요구되는 곳에 공기베어링이 사용될 경우에 있어서 형상오차는 운전정밀도에 영향을 미치는 중요한 인자가 된다.

최근 외부 가압 공기베어링을 사용한 스피들이 사용되어 지고 있는 분야에서 요구되는 운전조건은 스피들의 고속화와 높은 운전정밀도이며 이를 위해서는 고속에서의 안정성과 높은 운전정밀도를 보장해 주는 외부 가압 공기베어링이 요구된다. 따라서, 이러한 요구조건을 만족하는 스피들의 설계 및 제작을 위해서는 외부 가압 공기베어링의 안정성과 운전정밀도 파악에 대한 연구가 매우 중요하게 된다.

외부 가압 공기베어링에 대한 연구는 주로 안정성의 파악과 개선에 중점을 두고 행해졌으며, 실제 스피들 시스템의 설계시에도 외부 가압 공기베어링의 정특성 및 동특성을 파악하고 이를 바탕으로 공진 및 안정한계 등을 고려하여 설계하고 있다.

축단 및 베어링의 형상오차가 운전정밀도에 미치는 영향에 관한 연구는 H. Yabe[1-3]등이 외부 가압 공기 스러스트 베어링에서 축단의 직각도 오차 및 급기구 직경오차가 축 방향의 운전정밀도에 미치는 영향에 대해서 연구한 후, 정량적인 평가를 통하여 형상오차의 크기보다 운전진폭이 작게 되는 결과를 얻었다.

운전정밀도에 대한 연구, 특히 직각도 오차가 운전정밀도에 미치는 영향에 대한 연구결과가 발표된 것이 있

으나, 이들 연구결과들은 한 개의 스러스트 베어링만을 대상으로 하여 형상오차가 운전정밀도에 미치는 영향에 대해 조사하고 축 방향으로의 운전정밀도를 평가한 것으로서 일반적인 스피들 시스템에 있어서 직각도 오차가 반경 방향 및 축 방향의 운전정밀도에 어느 정도 영향을 미치는가를 파악하기는 어렵다. 실제로 스피들 시스템은 한 개의 베어링만으로 구성되는 경우가 드물기 때문에 운전정밀도 관점에서 정밀 스피들 시스템의 설계 및 제작을 위해서는 전체 스피들 시스템에 대한 직각도 오차를 고려하여 운전정밀도에 미치는 영향을 정량적으로 파악하고 이를 고려하여 설계에 적용하는 것이 스피들 시스템의 제작에 있어서 효율성과 운전시의 성능 면에서 매우 중요하게 요구된다.

따라서, 본 연구에서는 각각 두 개의 외부 가압 공기 저널 및 스러스트 베어링으로 구성된 스피들 시스템에 대한 축과 베어링의 직각도 오차가 운전정밀도에 미치는 영향에 대해 해석하고 결과를 고찰하여 스피들 시스템에 있어서 형상 공차에 대한 기초 설계자료를 제시하고자 한다.

## 2. 이론

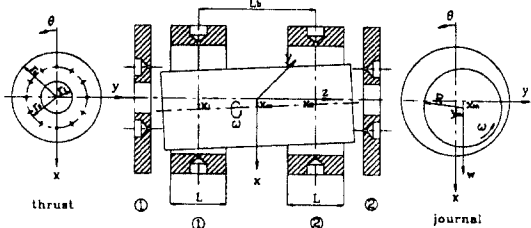


Fig. 1 Schematic diagram of bearing system

Fig. 1은 본 연구에서 해석하고자 하는 베어링 시스템의 개략도이다.

### 2.1 레이놀즈 방정식

공기베어링의 틈새내에서 발생하는 압력에 대한 지배방정식은 이상기체, 온도 변화와 관성력 무시의 가정하에 다음과 같다.

#### 2.1.1 저널 베어링

저널 베어링내의 압력분포를 지배하는 레이놀즈 방정식을 무차원화하여 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \theta} \left\{ PH_T^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right\} + \frac{\partial}{\partial \xi} \left\{ PH_T^3 \frac{\partial P}{\partial \xi} \right\} \\ = \Lambda_J \frac{\partial(PH_T)}{\partial \theta} + 2\Lambda_J \frac{\partial(PH_T)}{\partial \tau} \end{aligned} \quad (2-1)$$

### 2.1.2 스러스트 베어링

스러스트 베어링에 대한 레이놀즈 방정식을 원통좌표계에서 기술하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial R} \left( \overline{R} P H_T^3 \frac{\partial P}{\partial R} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( P H_T^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) \\ = \Lambda_T \overline{R} \frac{\partial(PH_T)}{\partial \theta} + 2\Lambda_T \overline{R} \frac{\partial(PH_T)}{\partial \tau} \end{aligned} \quad (2-2)$$

## 2.2 경계조건

### 2.2.1 저널 베어링

가. 베어링의 양 끝단 ( $\xi = \pm(L_b/D \pm L/D)$ )

$$P=1 \quad (2-3)$$

나. 주기조건

$$P(\theta, \xi) = P(\theta + 2\pi, \xi) \quad (2-4)$$

다. 공기공급구 부분

점공급원에 대한 경계조건은 점공급원으로 공급되는 공기량과 빠져나가는 공기량의 연속 조건으로부터 다음의 식으로 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \Gamma_J P_s H_T Q = \oint_L (2\overline{\Lambda}_J PH_T - H_T^3 \nabla P^2) \cdot \vec{n} dL_s \\ + 4\Lambda_J \int \int_A \frac{\partial(PH_T)}{\partial \tau} dA_s \end{aligned} \quad (2-5)$$

### 2.2.2 스러스트 베어링

가. 베어링의 내외경

$$P(\theta, \overline{R}_i) = P(\theta, 1) = 1 \quad (2-6)$$

나. 주기조건

$$P(\theta, \overline{R}) = P(\theta + 2\pi, \overline{R}) \quad (2-7)$$

다. 공기공급구 부분

원통좌표계에서 공기공급구 부분의 공기량 연속 조건식은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \Gamma_T P_s H_T Q = \oint_L \{ 2\Lambda_T \overline{R} P H_T - H_T^3 \nabla P^2 \} \cdot \vec{n} dl_s \\ + 4\Lambda_T \int \int_A \frac{\partial(PH_T)}{\partial \tau} dA_s \end{aligned} \quad (2-8)$$

## 2.3 틈새방정식

각 베어링에 대한 틈새방정식을 얻기 위해 다음과 같은 가정을 한다.

가. 반경방향 운동에 의한 스러스트 베어링 내의 틈새변화는 매우 작다.

나. 축방향 운동에 의한 저널 베어링 내의 틈새변화는 매우 작다.

위와 같은 가정 하에 절대 좌표계에서 틈새식을 무차원화하여 기술하면 다음과 같이 표현된다.

$$H_{11} = 1 + (X + \xi a_y) \cos \theta + (Y - \xi a_x) \sin \theta + H_{e11}$$

$$H_{12} = 1 + (X + \xi a_y) \cos \theta + (Y - \xi a_x) \sin \theta + H_{e12}$$

$$H_{21} = 1 + \overline{R} \frac{L/D}{L/D_0} \Theta \alpha_x \cos \theta \quad (2-9)$$

$$- \overline{R} \frac{L/D}{L/D_0} \Theta \alpha_x \sin \theta + Z + H_{e21}$$

$$H_{22} = 1 - \overline{R} \frac{L/D}{L/D_0} \Theta \alpha_x \cos \theta$$

$$+ \overline{R} \frac{L/D}{L/D_0} \Theta \alpha_x \sin \theta - Z + H_{e22}$$

## 2.4 운동방정식

두 개의 저널 베어링 및 스러스트 베어링으로 지지된 회전체 시스템에 대한 운동 방정식은 다음과 같다.

$$M \Lambda_J^2 \frac{d^2 X}{dt^2} = W + F_{px1} + F_{px2}$$

$$M \Lambda_J^2 \frac{d^2 Y}{dt^2} = F_{py1} + F_{py2}$$

$$M_z \frac{d^2 Z}{dt^2} = W_z + F_{z1} + F_{z2} \quad (2-10)$$

$$I_x \Lambda_J^2 \frac{d^2 \alpha_x}{dt^2} = -I_p \Lambda_J^2 \frac{d\alpha_y}{dt} + M_{px1} + M_{px2} + M_{px1} + M_{px2}$$

$$I_y \Lambda_J^2 \frac{d^2 \alpha_y}{dt^2} = I_p \Lambda_J^2 \frac{d\alpha_x}{dt} + M_{py1} + M_{py2} + M_{py1} + M_{py2}$$

## 2.5 수치해석

비선형적인 레이놀즈 방정식의 수치해를 구하기 위해 본 논문에서는 유한 차분법과 뉴턴-랩슨법을 사용하였다.

저널 베어링에 대한 무차원화된 레이놀즈 방정식 식 (2-1)를 차분화하면 격자점 ( $i, j$ )에서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} f_{ij}(P_{kl}) = P_{i+1/2j} H_{J_{i+1/2j}}^3 \left( \frac{P_{i+1j} - P_{ij}}{\Delta \theta_i} \right) \\ - P_{i-1/2j} H_{J_{i-1/2j}}^3 \left( \frac{P_{ij} - P_{i-1j}}{\Delta \theta_{i-1}} \right) \\ + T_{ij} \left\{ P_{\bar{ij}+1/2} H_{J_{\bar{ij}+1/2}}^3 \left( \frac{P_{\bar{ij}+1} - P_{\bar{ij}}}{\Delta \xi_j} \right) \right. \\ \left. - P_{\bar{ij}-1/2} H_{J_{\bar{ij}-1/2}}^3 \left( \frac{P_{\bar{ij}} - P_{\bar{ij}-1}}{\Delta \xi_{j-1}} \right) \right\} \\ - \Lambda_J (P_{i+1/2j} H_{J_{i+1/2j}} - P_{i-1/2j} H_{J_{i-1/2j}}) \\ - \Lambda_J (\Delta \theta_i + \Delta \theta_{i-1}) \left\{ P_{\bar{ij}} \frac{\partial H_{J_{\bar{ij}}}}{\partial \tau} + \frac{H_{J_{\bar{ij}}}}{\Delta \tau} (P_{\bar{ij}} - P_{\bar{ij}}^*) \right\} \end{aligned} \quad (2-11)$$

여기서,  $i$ 는 회전방향 격자번호이고,  $j$ 는 축방향 격자번호이며,  $P_{ij}^*$ 는 이전 시간단계의 격자점 ( $i, j$ )에서의 압력이다.

각 격자점에서의 압력증분은 다음의 식으로 구한다.

$$\Delta P_{ij} = - \left\{ \frac{\partial f_{ij}}{\partial P_{kl}} \right\}^{-1} f_{ij}(P_{kl}) \quad (2-12)$$

따라서 다음 반복계산단계의 각 격자점에서 압력은 다음과 같이 구해진다.

$$(P_{ij})_{n+1} = (P_{ij})_n + \Delta P_{ij} \quad (2-13)$$

각 반복계산단계에서 압력에 대한 수렴판정은 다음과 같은 조건을 사용하였다.

$$\frac{\sum_{i=0}^n \sum_{j=0}^n |(P_{ij})_{n+1} - (P_{ij})_n|}{\sum_{i=0}^n \sum_{j=0}^n |(P_{ij})_{n+1}|} \leq 1 \times 10^{-5} \quad (2-14)$$

본 계산에 있어서 사용된 격자수는 회전방향으로 96개 축 및 반경방향으로 14개이다.

위와 같은 방법으로 구해진 압력분포를 베어링 면적에 대해 적분하여 축에 작용하는 유막력 및 유막력에 의한 모멘트를 구하였으며, 축 중심의 궤적은 운동방정식을 오일러법으로  $\tau$ 에 대해 수치 적분하여 구하였다.

### 3. 형상오차 모델링 및 운전정밀도

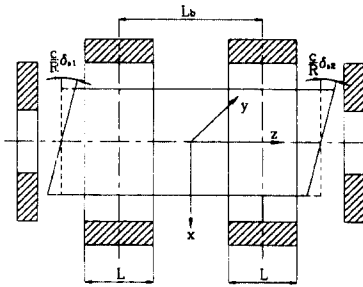


Fig. 2 Perpendicularity error of thrust plane

#### 3.1 스러스트면의 직각도 오차

Fig. 1에 나타난 좌표계에서 Fig. 2와 같이 스러스트면에 직각도 오차가 있는 경우 베어링내의 틈새식 식(2-9)의 형상오차에 관계되는 항  $H_n$ 을 표현하면 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} H_n &= 1 + (X + \zeta\alpha_y)\cos\theta + (Y - \zeta\alpha_x)\sin\theta \\ H_p &= 1 + (X + \zeta\alpha_y)\cos\theta + (Y - \zeta\alpha_x)\sin\theta \\ H_{T1} &= 1 + \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\alpha_y\cos\theta - \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\alpha_x\sin\theta \\ &\quad + Z + \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\delta_{a1}\cos(\theta - \tau - \beta_{a1}) \\ H_{T2} &= 1 - \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\alpha_y\cos\theta + \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\alpha_x\sin\theta \\ &\quad - Z + \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\delta_{a2}\cos(\theta - \tau - \beta_{a2}) \end{aligned} \quad (3.1)$$

여기서,  $\beta_{a1}$ 과  $\beta_{a2}$ 는  $\theta$ 방향으로 측정된 각도로서, 회전축의 임의의 순간에 각각 스러스트 베어링 1과 스러스트 베어링 2의 틈새가 최대가 되는 위치를 나타낸다.

#### 3.2 스러스트 베어링면의 직각도 오차

Fig. 1에 나타난 좌표계에서 Fig. 3과 같이 스러스트 베어링면에 직각도 오차가 있는 경우 베어링내의 틈새식 식(2-9)의 형상오차에 관계되는 항  $H_n$  무차원화된 형태로 표현하면 다음과 같이 표현된다.

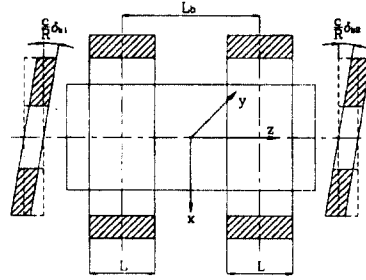


Fig. 3 Perpendicularity error of thrust bearing

$$\begin{aligned} H_n &= 1 + (X + \zeta\alpha_y)\cos\theta + (Y - \zeta\alpha_x)\sin\theta \\ H_p &= 1 + (X + \zeta\alpha_y)\cos\theta + (Y - \zeta\alpha_x)\sin\theta \\ H_{T1} &= 1 + \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\alpha_y\cos\theta - \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\alpha_x\sin\theta \\ &\quad + Z + \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\delta_{b1}\cos(\theta - \beta_{b1}) \\ H_{T2} &= 1 - \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\alpha_y\cos\theta + \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\alpha_x\sin\theta \\ &\quad - Z + \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\delta_{b2}\cos(\theta - \beta_{b2}) \end{aligned} \quad (3-2)$$

여기서,  $\beta_{b1}$ 과  $\beta_{b2}$ 는  $\theta$ 방향으로 측정된 각도로서, 각각 스러스트 베어링 1과 스러스트 베어링 2의 틈새가 최대가 되는 위치를 나타낸다.

#### 3.3 운전정밀도

가공기계나 측정 기기 등에 사용되는 스피들의 운전정밀도를 평가하는 경우에 가공물의 형상오차 또는 측정결과와의 오차에 영향을 주는 스피들의 움직임이 중요한 의미를 갖게 된다. 이러한 개념에서 스피들의 운전정밀도는 가공 또는 측정 점을 통과하고 가공 또는 측정방향으로 공구와 가공물 또는 측정기와 피측정물 사이의 상대적인 위치변화 크기로 평가되고 있다[5-7]. 이러한 경우 스피들이 가질 수 있는 운전정밀도는 공구 또는 측정기, 가공물 또는 피측정물의 위치나 운동형태에 따라 다르게 평가되어 진다.

본 논문에서는 안전성 측면을 고려하여 앞에서 언급된 운전정밀도가 가장 나쁘게 되는 경우인 whirl amplitude를 다음과 같이 운전진폭으로 정의하여 스피들 시스템의 운전정밀도를 평가하였다.

축중심선의 궤적이 무한 궤적(limit cycle)을 형성할 때 축 방향으로 임의의 위치에서의 반경방향 운전진폭  $R_{ar}$ 은 축 방향에 수직인 평면 내에서 축중심선이 그리는 궤적의 최대폭(peak-to-peak value)의 1/2로 정의하였으며, 축 방향 운전진폭  $R_{az}$ 은 축중심선이 축 방향으로 그리는 궤적의 최대 폭의 1/2로 정의하여 운전정밀도를 평가하였다.

#### 4. 결과 및 고찰

본 해석에서 사용된 스피들 시스템의 기하학적 형상과 운전조건에 관계된 파라미터의 값들을 Table 1에 나타내었으며, Table 1에 나타난 값과 다른 경우는 그림

에 별도로 표시하였다.

Table 1. 스피ن들 시스템의 기하학적 형상과 운전 조건에 관계된 파라미터

|                            |                                 |
|----------------------------|---------------------------------|
| $\Lambda_J = 0.05$         | $\Lambda_T = 0.05$              |
| $\Gamma_J = 3.2$           | $\Gamma_T = 5.05$               |
| $M = 0.1$                  |                                 |
| $P_{sJ} = P_{sT} = 6.0$    |                                 |
| $L/D = 1$                  | $\bar{R}_i = 0.5$               |
| $L_{sJ}/D = L/(2D)$        | $\bar{R}_s = (\bar{R}_i + 1)/2$ |
| $L_b/D = 2$                | $L/D_o = 1$                     |
| $\frac{I_p}{I_i} = 0.0896$ |                                 |

#### 4.1 스러스트면의 직각도 오차만을 고려한 경우

Fig. 4는 저널 틸트와 스러스트 틸트의 비  $\theta = 1.0$ 일 때, 반경 방향 운전진폭이 최대가 되는  $\Delta\beta_s = \beta_{s2} - \beta_{s1} = 180^\circ$  인 경우, 각각  $\delta_{s1} = \delta_{s2} = 0.05, 0.1, 0.2$ 인 경우에 대하여 저널 베어링의 베어링수에 따른 운전진폭을 나타낸 것이다. 본 계산조건인 경우 축의 진동모드는 원추형(Conical) 모드로서, 양쪽 저널 베어링 내에서 반경 방향의 운전진폭은 대칭적으로 나타나며, 축 방향의 운전진폭은 나타나지 않았다. 따라서, 그림에 나타난 운전진폭은 베어링 1의 위치에서 반경방향의 운전진폭만을 표시한 것이다. 그림에 나타난 바와 같이 운전진폭은 베어링수가 작은 영역에서는 일정한 값을 나타내며, 일차 공진 영역 부근에서 증가한 후에 감소한다. 또한, 직각도 오차의 크기가 커질수록 운전진폭은 증가한다.

실제 사용되는 스피ن들은 공진 영역을 피하여 운전되므로 그림에 나타난 바와 같이 공기스핀들의 최악 운전정밀도 경계는 공진 영역의 베어링수보다 작은 베어링수에서의 운전정밀도로서 평가되어질 수 있다. 공진 영역의 베어링수보다 작은 베어링수 범위에서는 운전진폭의 크기가 거의 변화하지 않으므로 본 연구에서는 저널 베어링의 베어링수가 0.05인 경우에 대하여 해석하였다.

Fig. 5는  $\Delta\beta_s$ 를 파라미터로 하여 각각  $\delta_{s1} = \delta_{s2} = 0.1$ 인 경우에 대하여  $\theta$ 의 변화에 따른 운전진폭을 나타낸 것이다. 여기서 운전진폭은  $\theta$ 값의 증가에 따라 선형적으로 증가함을 보여주고 있다. 이는 형상오차 뿐만 아니라 스피ن들 시스템에 있어서 저널 및 스러스트 베어링의 기하학적인 틸트비도 공기스핀들의 운전정밀도에 영향을 주는 것을 알 수 있다. 따라서, 공기스핀들의 설계시 바라는 운전정밀도를 얻기 위한 형상 공차는  $\theta$ 값의 크기에 따라 다르게 주어져야 한다.

Fig. 6과 Fig. 7은  $\Delta\beta_s = 180^\circ$  이고,  $\theta = 1.0$ 인 경우에  $\delta_{s1} = \delta_{s2}$ 를 파라미터로 하여 각각 저널 및 스러스트 베어링의 급기계수에 따른 운전진폭을 나타낸 것이다.

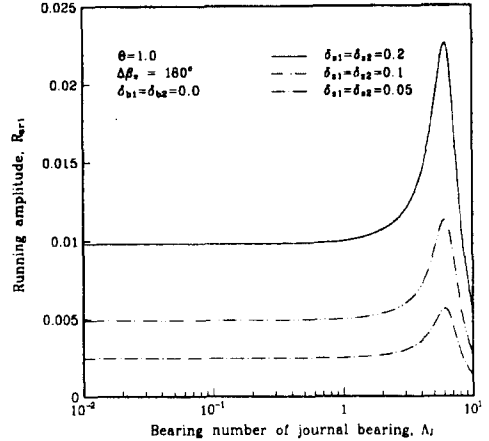


Fig. 4 Running amplitude with bearing number of journal bearing for perpendicularity error of thrust bearing

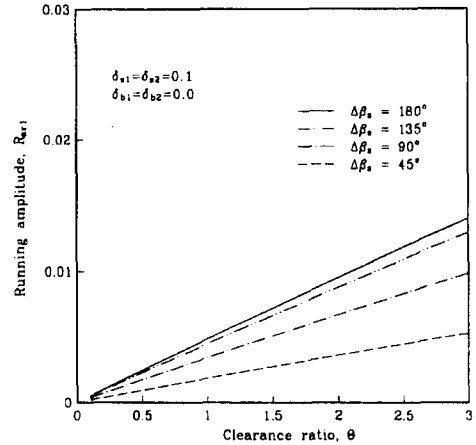


Fig. 5 Running amplitude with clearance ratio for perpendicularity error of thrust bearing

그림에서 점선표시의  $\Gamma_J$  및  $\Gamma_T$  값은  $\Lambda_J = 0$ 과  $\Lambda_T = 0$ 인 상태에서 형상오차가 없는 경우 정적강성이 최대가 되는 값이다.  $\Gamma_J$ 에 따라서는 정적강성이 최대가 되는 값에서 운전진폭이 가장 작은 반면  $\Gamma_T$ 에 따라서는 정적강성이 최대가 되는 값에서는 가장 크다.

이상을 종합하면, 베어링수  $\Lambda_J$ 는 1보다 작고, 정적강성이 최대가 되는 급기계수에서 틸트비  $\theta$ 는 1.0일 때 직각도 오차와 베어링의 최대 반경방향 운전진폭과의 정량적인 관계를 유도해 보면 다음과 같이 된다.

$$r_a \approx 0.048 \Delta\delta, \Delta\delta = \delta_{s1} c \quad (\text{m}) \quad (4-1)$$

예를 들면 요구되는 운전정밀도  $r_a$ 가 50 nm이면 스러스트면의 직각도 오차의 크기  $\Delta\delta$ 는 약 1.0  $\mu\text{m}$ 보다 작아야 한다.

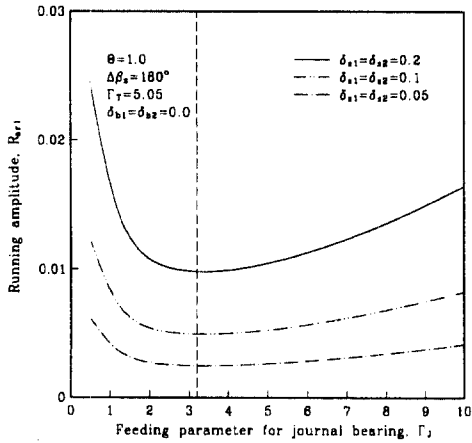


Fig. 6 Running amplitude with feeding parameter of journal bearing for perpendicularity error of thrust plane

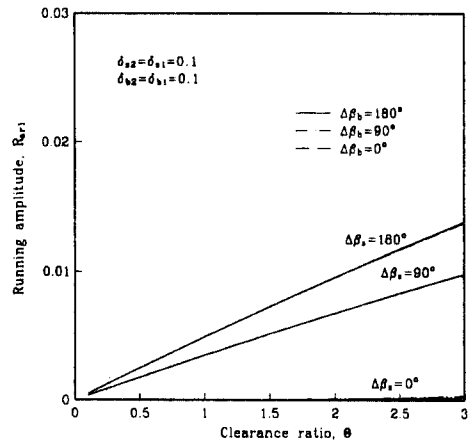


Fig. 8 Radial running amplitude with clearance ratio for perpendicularity error of thrust plane and bearing

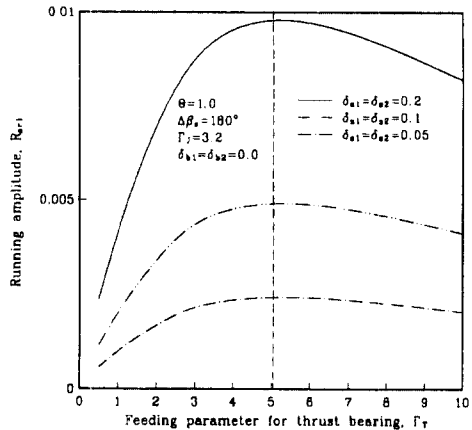


Fig. 7 Running amplitude with feeding parameter of thrust bearing for perpendicularity error of thrust plane

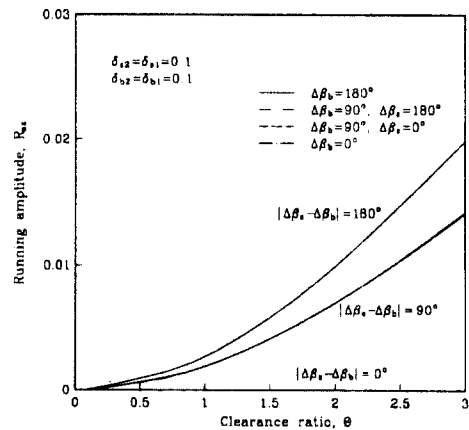


Fig. 9 Axial running amplitude with clearance ratio for perpendicularity error of thrust plane and bearing

#### 4.2 스러스트면 및 스러스트 베어링면의 직각도 오차를 동시에 고려한 경우

Fig. 8은  $\delta_{s1} = \delta_{s2} = \delta_{b1} = \delta_{b2} = 0.1$ 인 경우에  $\theta$ 의 변화에 따른 반경방향 운전진폭을 나타낸 것이고, Fig. 9는 축방향 운전진폭을 나타낸 것이다.

Fig. 8에 나타난 바와 같이 반경방향의 운전정밀도는  $\Delta\beta_b$ 에 관계없이  $\Delta\beta_s$ 에 의해서 결정됨을 보여주고 있으며, 운전진폭의 크기도 스러스트면의 직각도 오차만 있는 경우와 비교하여 볼 때 거의 차이가 나타나지 않는다. 또한 운전진폭은  $\theta$ 에 따라 선형적으로 변화하며,  $\Delta\beta_s$ 가  $180^\circ$ 에 접근할수록 운전진폭은 크게 나타난다.

Fig. 9에 나타낸 축 방향의 운전진폭은  $\Delta\beta_s$ 나  $\Delta\beta_b$ 의 크기에 관계없이  $|\Delta\beta_s - \Delta\beta_b|$ 의 크기에 따라 다르게

나타나며, 반경방향 운전진폭의 경우와는 다르게  $\theta$ 에 따라 선형적으로 변화하지 않는 경향을 보여주고 있다. 또한,  $|\Delta\beta_s - \Delta\beta_b|$ 의 크기가  $180^\circ$ 에 접근할수록 운전정밀도가 나쁘게 됨을 알 수 있다.

스러스트면 및 스러스트 베어링 면의 직각도 오차가 함께 있는 경우, 스러스트 베어링면의 직각도 오차는 축 방향의 운전정밀도에 크게 영향을 미치며, 반경방향의 운전정밀도에는 거의 영향을 주지 않음을 알 수 있다. 따라서, 스피들 시스템의 설계시 축 방향의 운전정밀도가 중요한 경우에는 스러스트면 및 스러스트 베어링 면의 직각도 오차에 모두 주의할 필요가 있으나, 축 방향의 운전정밀도가 크게 중요하지 않는 경우에는 스러스트 베어링면의 직각도 오차를 나타내는 공차 값에는 어느 정도 여유를 주어도 무방함을 알 수 있다.

또한, 운전정밀도는 저널 베어링과 스러스트 베어링의 틈새비인  $\Theta$ 가 클수록 축 방향과 반경방향 모두 나빠지게 된다. 따라서, 운전정밀도 관점에서 스피들 시스템의 설계 및 제작시에 스피들 시스템의 다른 특성을 해치지 않는 범위 내에서 가능한 한 저널 베어링의 틈새는 작게 하고 스러스트 베어링의 틈새는 크게 할 필요가 있다.

### 5. 결론

1. 스러스트면의 직각도 오차는 반경 방향으로의 운전 진폭만 발생시키고 그 크기는 스러스트 오차의 크기에 비례한다.
2. 정적강성이 최대가 되는 저널 베어링에 대한 급기계 수값에서 운전정밀도가 가장 우수하다.
3. 스러스트면의 직각도 오차가 있는 경우, 스러스트 베어링면 직각도 오차는 축 방향의 운전 정밀도에만 영향을 미친다.
4. 운전정밀도는 반경방향, 축 방향 모두 저널 베어링과 스러스트 베어링의 틈새비가 커질수록 나빠지게 되므로 정해진 스러스트 틈새에 대해 저널 틈새는 되도록 작게 할 필요가 있다.

### 기호 해설

|             |   |
|-------------|---|
| $a_s$       | control volume area around source point   |
| $A_s$       | $a_s/R^2, a_s/r_o^2$  |
| $c$         | journal clearance   |
| $D$         | diameter of journal bearing   |
| $D_o$       | outer diameter of thrust bearing  |
| $F$         | nondimensional force, $f/p_a LD, f/\pi p_a r_o^2$                                     |
| $h_o$       | thrust clearance  |
| $h_J, h_T$  | film thickness  |
| $H_J, H_T$  | nondimensional film thickness, $h_J/c, h_T/h_o$                                       |
| $L$         | journal bearing length  |
| $L_b$       | distance between journal bearing center   |
| $L_s$       | $l_s/R, l_s/r_o$  |
| $M$         | nondimensional mass, $(mp_a/72\mu^2 L)(c/R)^5$  |
| $M_o$       | nondimensional moment, $m_o/2p_a L^3$   |
| $M_z$       | nondimensional mass, $\frac{4}{\pi} \frac{(L/D_o)^2}{L/D} \frac{M\Delta_T^2}{\Theta}$ |
| $P$         | nondimensional pressure, $p/p_a$  |
| $P_s$       | nondimensional supply pressure, $p_s/p_a$   |
| $r$         | radial coordinate   |
| $R$         | radius of journal   |
| $R_a$       | nondimensional running amplitude, $r_a/c, r_a/h_o$                                    |
| $\bar{R}$   | nondimensional radial coordinate, $r/r_o$   |
| $\bar{R}_s$ | $r_s/r_o$   |

|                |  |
|----------------|--|
| $U$            | velocity   |
| $w$            | load   |
| $W$            | nondimensional load, $w/p_a LD$  |
| $W_z$          | nondimensional load, $w_z/\pi p_a r_o^2$                               |
| $\Gamma_J$     | $24\mu C_D \pi a \sqrt{R_a T} / p_a c^2$                               |
| $\Gamma_T$     | $24\mu C_D \pi a \sqrt{R_a T} / p_a h_o^2$                             |
| $\zeta$        | nondimensional axial direction, $z/R$                                  |
| $\theta$       | circumferential direction  |
| $\delta_s$     | magnitude of perpendicularity error (rad)                              |
| $\Delta\delta$ | magnitude of perpendicularity error, $\delta_{s1} c (m)$               |
| $\Theta$       | $\frac{c}{h_o} = \frac{L/D_o}{L/D} \sqrt{\frac{\Lambda_T}{\Lambda_J}}$ |
| $\Lambda_J$    | bearing number, $(6\mu\omega/p_a)(R/c)^2$                              |
| $\Lambda_T$    | bearing number, $(6\mu\omega/p_a)(r_o/h_o)^2$                          |
| $\tau$         | $\omega t$   |

### subscript

|     |                               |
|-----|-------------------------------|
| $r$ | radial direction              |
| $z$ | axial direction               |
| $s$ | around feeding section, shaft |
| $J$ | bearing 1                     |
| $T$ | bearing 2                     |

### 참고문헌

- [1] Yabe, H., Yamamoto, M. (1988), "A Study on Running Accuracy of an Externally Pressurized Gas Thrust Bearing (Load Capacity Fluctuation Due to Machining Errors of the Bearing)," JSME International, Series III, Vol. 31, No. 1, pp. 114-120.
- [2] Yabe, H., Yamamoto, M. (1989), "A Study on the Running Accuracy of an Externally Pressurized Gas Thrust Bearing (Bearing Stiffness and Damping Coefficient)," JSME International, Series III, Vol. 32, No. 4, pp. 618-624.
- [3] Yabe, H., Yamamoto, M. (1991), "A Study on the Running Accuracy of an Externally Pressurized Gas Thrust Bearing (Rotor Run-Out Characteristics)," JSME International, Series III, Vol. 34, No. 3, pp. 333-338.
- [4] 砥粒加工研究会態谷記念會(1984), "超精密加工技術," 工業調査會.
- [5] Unification Document Me (1976), "Axes of Rotation," Annals of the CIRP, Vol. 25, No. 2, pp. 545-564.
- [6] 垣野義昭 (1980), "工作機械主軸の回轉精度," 日本機械學會誌, 第83卷, 第742号, pp. 1172-1177.
- [7] An American National Standard (1985), "Axes of Rotation: Methods for Specifying and Testing," ANSI/ASME B89.3.4M.