

## 외부가압 공기 베어링 지지 스피들 시스템에서 직각도 오차가 운전 정밀도에 미치는 영향

고정석 · 김경웅

한국과학기술원 기계공학과

### An Effect on the Running Accuracy of the Perpendicularity Error in the Spindle System Supported with Externally-Pressurized Air Bearing

Jeong-Seok Koh and Kyung-Woong Kim

Department of Mechanical Engineering, KAIST

**Abstract** – Recently as electronics and semi-conductor industry develop, ultra-precision machine tools that use air-spindle with externally pressurized air bearing appear in need of ultra-precision products which demand high precision property. Effects of air compressibility absorbs the vibration of shaft, this is called averaging effect, however, the higher running accuracy is demanded by degrees, the more important factor is machining errors that affect running accuracy of shaft. Actually, it would be very important in the view points of running accuracy to understand effects of machining errors on the running accuracy of the spindle system quantitatively to design and manufacture precision spindle system in the aspect that efficiency in manufacturing spindle system and performance in operation. So far, there are some researches on the effects that machining error affect running accuracy. However, because these researches deal with one bearing of spindle system, these results aren't enough to explain how much machining errors affect running accuracy in the typical spindle system overall. In this study, we investigate the effects of the perpendicularity error of bearing and shaft on running accuracy of spindle system that consists of journal and thrust bearing theoretically, and suggest design guideline about shape tolerances.

**Key words** – Externally-pressurized air bearing, perpendicularity error, running amplitude, shape tolerance.

#### 1. 서 론

현재 외부가압 공기베어링이 사용되어지는 분야는 PCB기판, 엔진의 연료분사노즐 등의 고속 가공용 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 외부가압 공기베어링이 요구되고 있다.

정밀 스피들 시스템에 공기베어링이 사용되는 이유는 윤활제인 공기의 압축성에 기인된 평균화효과로

인하여 어느 정도 형상오차가 존재하더라도 축의 회전시 진동진폭이 흡수되어 높은 운전정밀도를 유지하며 운전이 가능하기 때문이다. 그러나, 공기의 압축성에 의한 평균화 효과로 어느 정도의 떨림 진폭은 흡수되나 형상오차에 의한 떨림 진폭은 작은 크기라도 여전히 남아 있게 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 외부가압 공기베어링을 사용한 스피들은 고속화와 높은 운전정밀도가 요구되어지며 이를 위해서는 고속에서의 안정성과 높은 운전정밀도를 보장해 주는

외부가압 공기베어링이 요구된다. 따라서, 이러한 요구조건을 만족하는 스피들의 설계 및 제작을 위해서는 외부가압 공기베어링의 안정성과 운전정밀도 파악에 대한 연구가 매우 중요하게 된다.

공기베어링을 채용한 스피들 시스템에서 운전정밀도에 대한 연구, 특히 형상오차가 운전정밀도에 미치는 영향에 대한 연구결과가 발표된 것이 있으나, 이들 연구결과는 한 개의 베어링만을 대상으로 하여 형상오차가 운전정밀도에 미치는 영향을 평가한 것으로서 두 개의 저널 베어링과 스러스트 베어링으로 구성된 일반적인 스피들 시스템에 있어서 형상오차가 전체 스피들 시스템의 운전정밀도에 어느 정도 영향을 미치는가를 파악하기는 어렵다. 축단 및 스러스트 베어링의 형상오차가 운전정밀도에 미치는 영향에 관한 연구는 H. Yabe[1-3] 등에 의해 외부가압 공기 스러스트 베어링에서 축단의 직각도 오차 및 급기공 직경오차가 축 방향의 운전정밀도에 미치는 영향에 대해서 연구하였다. 수치계산과 실험을 통하여 형상오차의 크기보다 운전진폭이 작게 되는 결과를 얻었다.

실제로 스피들 시스템은 한 개의 베어링만으로 구성되는 경우가 드물기 때문에 운전정밀도 관점에서 정밀 스피들 시스템의 설계 및 제작을 위해서는 전체 스피들 시스템에 대한 형상오차를 고려하여 운전정밀도에 미치는 영향을 정량적으로 파악하고 이를 고려하여 설계에 적용하는 것이 스피들 시스템의 제작에 있어서 효율성과 운전시의 성능면에서 매우 중요하게 요구된다.

따라서, 본 연구에서는 두 개의 외부가압 공기 저

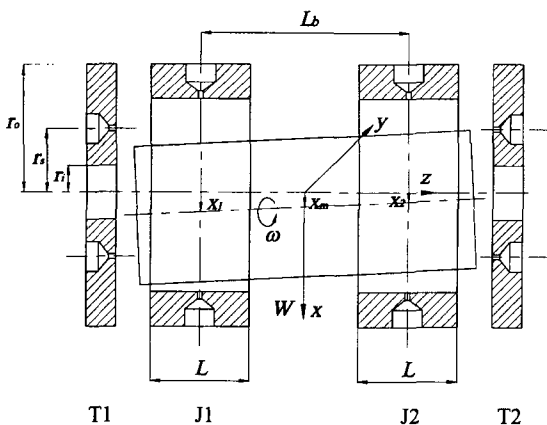


Fig. 1. Schematic diagram of bearing system.

널 및 한 개의 스러스트 베어링으로 구성된 스피들 시스템에 대한 축과 스러스트 베어링의 직각도 오차가 운전정밀도에 미치는 영향에 대해 해석하고 결과를 고찰하여 스피들 시스템에 있어서 형상공차에 대한 설계자료를 제시하고자 한다.

## 2. 이 론

### 2-1. 레이놀즈 방정식

Fig. 1은 본 연구에서 해석하고자 하는 베어링 시스템의 개략도이다. 한 개의 저널 베어링과 스러스트 베어링으로 구성되어 있고, 각 베어링은 1열 급기이며 급기공수는 12개이다.

공기 베어링의 틈새 내에서 발생하는 압력에 대한 지배방정식은 이상기체인 경우, 온도 변화와 관성력을 무시하는 가정하에 무차원화하여 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( PH_r^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \zeta} \left( PH_r^3 \frac{\partial P}{\partial \zeta} \right) = \Lambda_r \frac{\partial (PH_r)}{\partial \theta} + 2\Lambda_r \frac{\partial (PH_r)}{\partial \tau} \tag{1}$$

스러스트 베어링에 대한 레이놀즈 방정식을 원통 좌표계에서 기술하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial R} \left( RPH_r^3 \frac{\partial P}{\partial R} \right) + \frac{\partial}{\partial R} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( PH_r^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) = \Lambda_r R \frac{\partial (PH_r)}{\partial \theta} + 2\Lambda_r R \frac{\partial (PH_r)}{\partial \tau} \tag{2}$$

### 2-2. 경계조건

저널 베어링에서는 베어링의 양 끝 단에서의 압력은 대기압 조건, 원주방향으로는 주기조건을 사용하였고, 급기 구멍에서는 공급되는 공기량과 빠져나가는 공기량의 연속조건으로 경계에서의 압력을 정하였다. 스러스트 베어링에서는 베어링의 내 외경은 대기압 조건, 저널 베어링과 마찬가지로 원주방향으로는 주기조건, 급기공에서는 연속 조건을 사용하여 경계에서의 압력을 정하였다.

### 2-3. 틈새방정식

축의 운동은 매우 미소하므로 반경방향 운동에 의한 스러스트 베어링 내의 틈새변화는 매우 작고 축방향 운동에 의한 저널 베어링 내의 틈새변화는 매우 작다는 가정 하에 절대 좌표계에서 틈새식을 무

차원화하여 기술하면 다음과 같이 표현 된다.

$$H_{J1} = 1 + (X + \zeta\alpha_x)\cos\theta + (Y - \zeta\alpha_x)\sin\theta + H_{eJ1} \quad (3)$$

$$H_{J2} = 1 + (X + \zeta\alpha_y)\cos\theta + (Y - \zeta\alpha_y)\sin\theta + H_{eJ2} \quad (4)$$

$$H_{T1} = 1 + \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\alpha_x\cos\theta - \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\alpha_x\sin\theta + Z + H_{eT1} \quad (5)$$

$$H_{T2} = 1 - \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\alpha_y\cos\theta + \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\alpha_y\sin\theta - Z + H_{eT2} \quad (6)$$

마지막 항이 축과 베어링의 형상 오차에 의해 생기는 틈새변화를 나타낸다.

#### 2.4. 운동방정식

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

$$MA_J^2 \frac{d^2 X}{d\tau^2} = W + F_{Px1} + F_{Px2} \quad (7)$$

$$MA_J^2 \frac{d^2 Y}{d\tau^2} = W + F_{Py1} + F_{Py2} \quad (8)$$

$$MA_J^2 \frac{d^2 Z}{d\tau^2} = W_z + F_{z1} + F_{z2} \quad (9)$$

$$I_r A_J^2 \frac{d^2 \alpha_x}{d\tau^2} = I_r A_J^2 \frac{d^2 \alpha_x}{dt} + M_{Pxy1} + M_{Pxy2} + M_{Px1} + M_{Px2} \quad (10)$$

$$I_r A_J^2 \frac{d^2 \alpha_y}{d\tau^2} = I_r A_J^2 \frac{d^2 \alpha_y}{dt} + M_{Py1} + M_{Py2} + M_{Py1} + M_{Py2} \quad (11)$$

위 식은 축의 병진모드 및 원추형 모드를 동시에 고려한 5자유도계 운동 방정식이다. 축 중심의 궤적은 운동방정식을 오일러법으로  $\tau$ 에 대해 수치 적분하여 구하였다.

#### 2.5. 수치해석

비선형 레이놀즈 방정식의 수치해를 구하기 위해 본 논문에서는 유한 차분법과 뉴턴-랩슨법을 사용하였다. 저널 베어링에 대한 무차원화된 레이놀즈 방정식을 차분화하면 임의의 격자점에서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$f_{ij}(P_{kl}) = P_{i+1/2j} H_{ji+1/2j}^3 \left( \frac{P_{i+1j} - P_{ij}}{\Delta\theta_i} \right) - P_{i-1/2j} H_{ji-1/2j}^3 \left( \frac{P_{ij} - P_{i-1j}}{\Delta\theta_{i-1}} \right) + T_{ij} \left[ P_{i+1/2j} H_{ji+1/2j}^3 \left( \frac{P_{ij+1} - P_{ij}}{\Delta\zeta_j} \right) \right]$$

$$-P_{i-1/2j} H_{ji-1/2j}^3 \left( \frac{P_{ij} - P_{i-1j}}{\Delta\theta_{i-1}} \right) - \Lambda_j (P_{i+1/2j} H_{ji+1/2j} - P_{i-1/2j} H_{ji-1/2j}) - \Lambda_j (\Delta\theta_i + \Delta\theta_{i-1}) \left[ P_{ij} \frac{\partial H_{jij}}{\partial \tau} + \frac{H_{jij}}{\Delta\tau} (P_{ij} - P_{ij}^*) \right] \quad (12)$$

여기서,  $i$ 와  $j$ 는 각각 회전방향 및 축 방향 격자번호이고,  $P_{ij}^*$ 는 이전 시간단계에서의 압력이다. 각 격자점에서의 압력 증분은 다음의 식으로 구한다.

$$\Delta P_{ij} = \left( \frac{\partial f_{ij}}{\partial P_{kl}} \right)^{-1} f_{ij}(P_{kl}) \quad (13)$$

따라서 다음 반복계산단계의 각 격자점에서 압력은 다음과 같이 구해진다.

$$(P_{ij})_{n+1} = (P_{ij})_n + \Delta P_{ij} \quad (14)$$

각 반복계산단계에서 압력에 대한 수렴판정은 다음과 같은 조건을 사용하였다.

$$\frac{\sum_{j=0}^m \sum_{i=0}^l |(P_{ij})_{n+1} - (P_{ij})_n|}{\sum_{j=0}^m \sum_{i=0}^l |(P_{ij})_{n+1}|} \leq 1 \times 10^{-6} \quad (15)$$

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 구하였다.

### 3. 형상오차 모델링 및 운전정밀도

#### 3.1. 축단의 직각도 오차

Fig. 1에 나타낸 좌표계에서 Fig. 2와 같이 축단에 직각도 오차가 있는 경우 형상오차에 관계되는 항을 고려하여 틈새식을 표현하면 다음과 같이 표현된다.

$$H_{J1} = 1 + (X + \zeta\alpha_x)\cos\theta + (Y - \zeta\alpha_x)\sin\theta \quad (16)$$

$$H_{J2} = 1 + (X + \zeta\alpha_y)\cos\theta + (Y - \zeta\alpha_y)\sin\theta \quad (17)$$

$$H_{T1} = 1 + \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\alpha_x\cos\theta - \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\alpha_x\sin\theta + Z + \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\delta_{s1}\cos(\theta - \tau - \beta_{s1}) \quad (18)$$

$$H_{T2} = 1 - \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\alpha_y\cos\theta + \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\alpha_y\sin\theta - Z + \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\delta_{s2}\cos(\theta - \tau - \beta_{s2}) \quad (19)$$

여기서,  $\beta_1$ 과  $\beta_2$ 는  $\theta$  방향의 각도로서, 회전축의 임의의 순간에 각각 스러스트 베어링 1과 스러스트 베어링 2의 틈새가 최대가 되는 위치를 나타낸다.

3-2. 스러스트 베어링면의 직각도 오차

Fig. 1에 나타낸 좌표계에서 Fig. 3과 같이 스러스트 베어링면에 직각도 오차가 있는 경우 형상오차에 관계되는 항을 고려하여 틈새식을 표현하면 다음과 같이 표현된다.

$$H_{r1} = 1 + (X + \zeta\alpha_y)\cos\theta + (Y - \zeta\alpha_x)\sin\theta \quad (20)$$

$$H_{r2} = 1 + (X + \zeta\alpha_y)\cos\theta + (Y - \zeta\alpha_x)\sin\theta \quad (21)$$

$$H_{r1} = 1 + \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\alpha_y\cos\theta - \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\alpha_x\sin\theta + Z + \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\delta_{b1}\cos(\theta - \beta_{b1}) \quad (22)$$

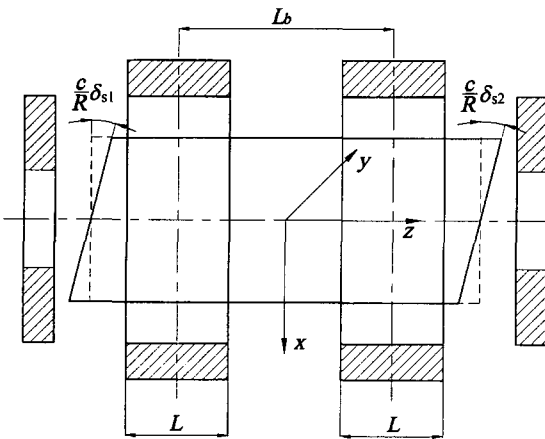


Fig. 2. Perpendicularity error of thrust plane.

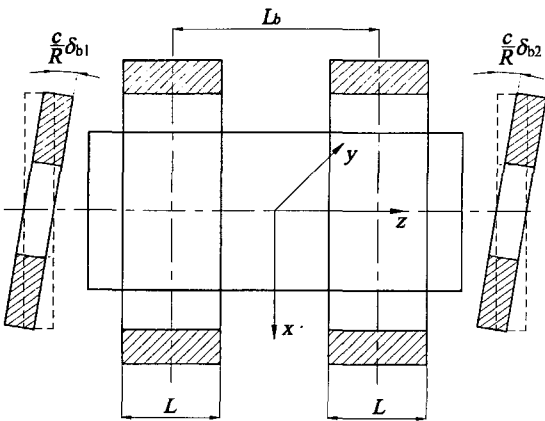


Fig. 3. Perpendicularity error of thrust bearing.

$$H_{r2} = 1 - \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\alpha_y\cos\theta + \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\alpha_x\sin\theta - Z + \bar{R}\frac{L/D}{L/D_0}\Theta\delta_{b2}\cos(\theta - \beta_{b2}) \quad (23)$$

여기서,  $\beta_{b1}$ 과  $\beta_{b2}$ 는  $\theta$  방향의 각도로서, 회전축의 임의의 순간에 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 측정결과의 오차에 영향을 주는 스피들의 움직임이 중요한 의미를 갖게 된다. 이러한 개념에서 스피들의 운전정밀도는 가공 또는 측정점을 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 운전진폭으로 정의하여 스피들 시스템의 운전정밀도를 평가하였다. 축 중심선의 궤적이 무한 사이클을 형성할 때 축 방향으로 임의의 위치에서의 반경방향 운전진폭은 축 방향으로 수직한 평면 내에서 축 중심선이 그리는 궤적의 최대폭의 1/2로 정의하였으며, 축 방향 운전진폭은 축 중심선이 축 방향으로 그리는 궤적의 최대폭의 1/2로 정의하여 운전정밀도를 평가하였다.

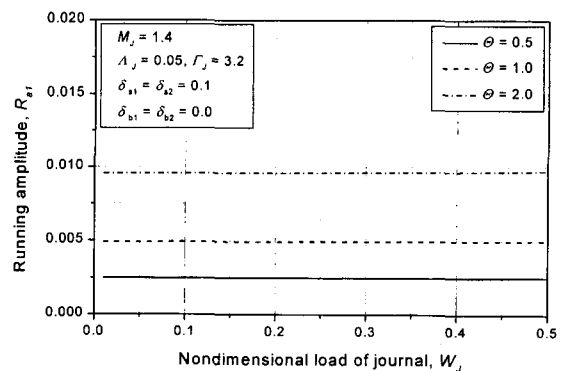


Fig. 4. Running amplitude vs. nondimensional load of journal.

### 4. 결과 및 고찰

본 해석에서 사용된 스피들 시스템의 기하학적 형상과 운전조건에 관계된 파라미터의 값들을 Table 1에 나타내었으며, Table 1에 나타낸 값과 다른 경우는 그림에 별도로 표시하였다.

#### 4.1. 스러스트 직각도 오차만을 고려한 경우

Fig. 4는 틱새비를 변화시켜가며 무차원 수직 하중에 따른 저널 베어링 1의 반경방향 운전진폭을 나타낸 그림이다. 운전 진폭은 하중에 따라 일정함을 알 수 있다. 일반적으로 정밀 공기 스피들의 하중은 0.3 이하의 값을 가지는데, 하중에 따라 운전 진폭이 변하지 않으므로 이후 계산에서는 하중을 0으로 놓고 계산을 진행하였다.

Fig. 5는 틱새비는 1.0이고 반경방향 운전진폭이 최대가 되는  $\Delta\beta_s = \beta_{s2} - \beta_{s1} = 180^\circ$  인 경우, 각각 축단 직각도 오차는 0.05, 0.1, 0.2에 대하여 저널 베어링의 베어링 수에 따른 운전진폭을 나타낸 것이다. 직각

Table 1. Specification of spindle system and running condition

$A_j = 0.05$	$A_T = 0.05$
$\Gamma_j = 3.2$	$\Gamma_T = 5.05$
$M = 1.4$	
$P_{s1} = P_{sT} = 6.0$	
$L/D = 1$	$\bar{R}_i = 0.5$
$L_s/D = L/(2D)$	$\bar{R}_s = (\bar{R}_i + 1) / 2$
$L_b/D = 2$	$L/D_0 = 1$
$I_p/I_t = 0.0896$	

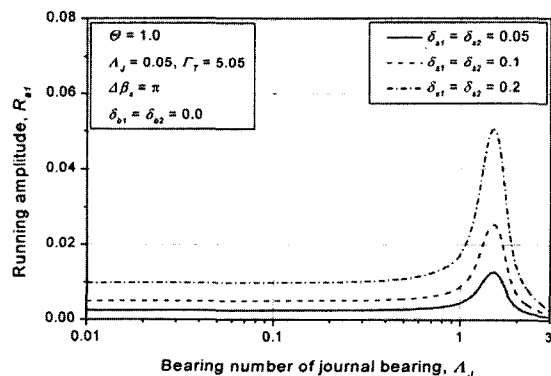


Fig. 5. Running amplitude vs. bearing number of journal bearing.

도 오차의 크기가 증가할수록 운전진폭 역시 커지며, 베어링 수가 1 이하인 구간에서는 오차의 크기에 비례하는 것을 알 수 있다.

본 계산조건인 경우 축의 진동모드는 원추형(Conical) 모드로서, 양쪽 저널 베어링 내에서 반경방향의 운전진폭은 대칭적으로 나타나며, 축 방향의 운전진폭은 나타나지 않았다. 따라서, 그림에 나타낸 운전진폭은 베어링 1의 위치에서 반경방향 운전진폭만을 표시한 것이다. 그림에 나타난 바와 같이 운전진폭은 베어링 수가 작은 영역에서는 일정한 값을 나타내며, 일차 공진 영역 부근에서 증가한 후에 감소한다.

실제 사용되는 스피들은 공진 영역을 피하여 운전되므로 그림에 나타난 바와 같이 공기 스피들의 최악 운전정밀도 경계는 공진 영역의 베어링 수보다 작은 베어링 수에서의 운전정밀도로서 평가되어질 수 있다. 공진 영역의 베어링 수보다 작은 베어링 수 범위에서는 운전진폭의 크기가 거의 변화하지 않으므로 이후 계산에서는 저널 베어링의 베어링 수가 0.05인 경우에 대하여 해석하였다.

Fig. 6은  $\Delta\beta_s$ 를 변수로 하여 각각 축단의 직각도 오차가 0.1인 경우에 대하여 틱새비의 변화에 따른 운전진폭을 나타낸 것이다. 여기서 운전진폭은 틱새비의 증가에 따라 선형적으로 증가함을 보여주고 있다. 이는 형상오차 뿐만 아니라 스피들 시스템에 있어서 저널 및 스러스트 베어링의 기하학적인 틱새비도 운전정밀도에 영향을 주는 것을 알 수 있다. 따라서, 공기 스피들 시스템에서의 베어링 설계시 원하는 운전정밀도를 얻기 위한 형상공차는 틱새비의 크기에 따라 다르게 주어져야 한다는 것을 알 수 있다.

Fig. 7과 Fig. 8은  $\Delta\beta_s = 180^\circ$  이고, 틱새비는 1.0인

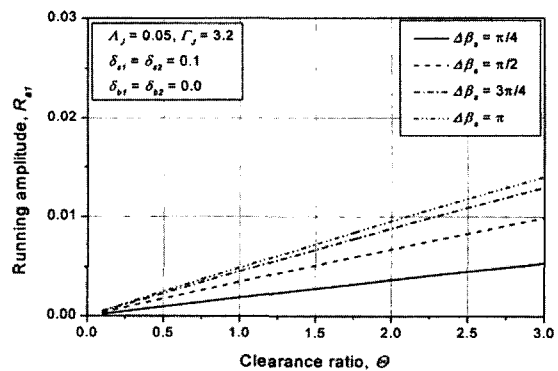


Fig. 6. Running amplitude vs. clearance ratio.

경우에 직각도 오차 크기를 변수로 하여 각각 저널 및 스러스트 베어링의 급기계수에 따른 운전진폭을 나타낸 것이다. 그림에서 점선표시의 저널 급기계수 및 스러스트 급기계수는 형상 오차가 없는 경우 정적강성이 최대가 되는 값이다. 저널 급기 계수에 따라서는 정적 강성이 최대가 되는 값에서 운전진폭이 가장 작은 반면, 스러스트 급기계수에 따라서는 정적강성이 최대가 되는 값에서 가장 크다.

이상을 종합하여 베어링 수는 1보다 작고, 정적 강성이 최대가 되는 급기 계수에서 직각도 오차와 베어링의 최대 반경방향 운전진폭과의 정량적인 관계를 식으로 표현하면 다음과 같이 된다.

$$r_a = 0.049\Theta\delta_{s1c} \text{ (m)} \tag{24}$$

예를 들면, 요구되는 운전정밀도가 50 nm이면 축 외경부의 직각도 오차의 크기는 반드시 1.0  $\mu\text{m}$ 보다 작아야 한다.

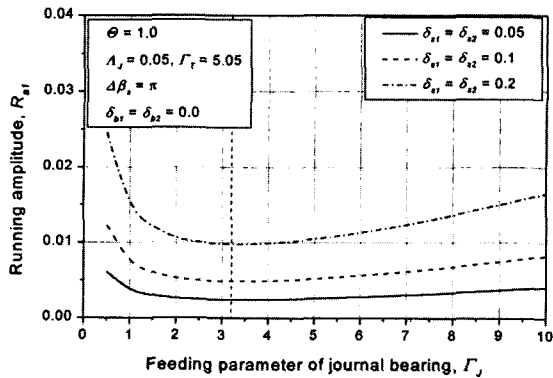


Fig. 7. Running amplitude vs. feeding parameter of journal bearing.

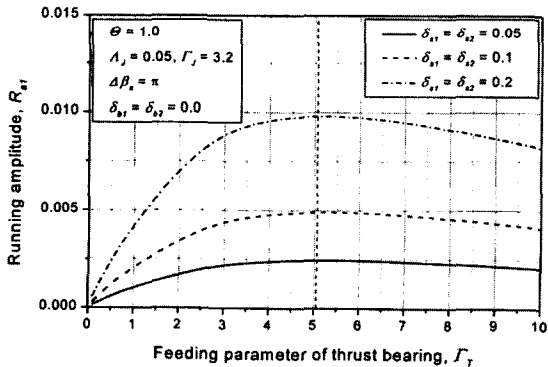


Fig. 8. Running amplitude vs. feeding parameter of thrust bearing.

4-2. 축단 및 스러스트 베어링면의 직각도 오차를 동시에 고려한 경우

Fig. 9는 축과 베어링의 직각도 오차 크기가 0.1인 경우에 틈새비의 변화에 따른 반경방향 운전진폭을 나타낸 것이고, Fig. 10은 축 방향 운전진폭을 나타낸 것이다. 그림에 나타난 바와 같이 반경방향의 운전정밀도는 스러스트 베어링면 직각도 오차의 형상과 관계없이 축단의 직각도 오차 형상에 의해서 결정됨을 보여주고 있으며, 운전진폭의 크기도 축단의 직각도 오차만 있는 경우와 비교하여 볼 때 거의 차이가 나타나지 않는다. 또한 운전진폭은 틈새비에 따라 선형적으로 변화하며,  $\Delta\beta_s$ 가 180°에 접근할수록 운전진폭은 크게 나타난다.

축 방향 운전진폭의 경우는  $\Delta\beta_s$ 나  $\Delta\beta_s$ 의 크기에 관계없이 그 차이의 절대값의 크기에 따라 다르게 나타나며, 반경방향 운전진폭의 경우와는 다르게 틈새비에 따라 선형적으로 변화 하지 않는 경향을 보여주고 있다. 또한, 그 크기가 180°에 접근할수록

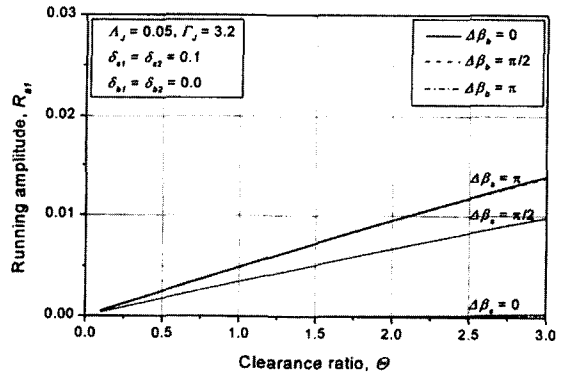


Fig. 9. Radial running amplitude vs. clearance ratio.

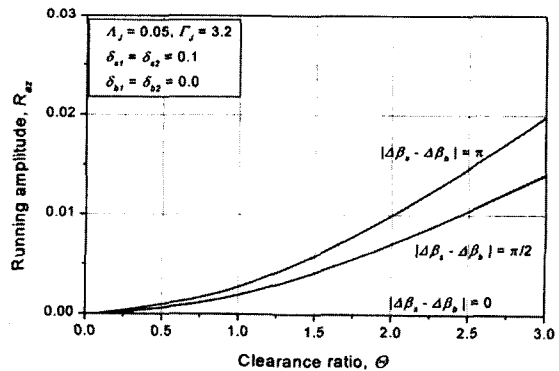


Fig. 10. Axial running amplitude vs. clearance ratio.

축단 및 스러스트 베어링 면의 직각도 오차가 함께 있는 경우 스러스트 베어링면의 직각도 오차는 축 방향의 운전정밀도에 크게 영향을 미치며, 반경 방향의 운전정밀도에는 거의 영향을 주지 않음을 알 수 있다. 따라서, 스피들 시스템의 설계시 축 방향의 운전정밀도가 중요한 경우에는 축단 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 틈새비가 클수록 축 방향과 반경방향 모두 나빠지게 된다. 따라서, 운전정밀도 관점에서 스피들 시스템의 설계 및 제작 시에 스피들 시스템의 다른 특성을 해치지 않는 범위 내에서 가능한 한 저널 베어링의 틈새는 작게 하고 스러스트 베어링의 틈새는 크게 할 필요가 있다.

### 5. 결 론

공기 베어링 지지 스피들 시스템에서 축과 베어링에 존재하는 형상오차를 고려하여 저널베어링과 스러스트 베어링을 동시에 해석하여 운전진폭을 얻을 수 있는 수치해석 도구를 개발하였다. 축과 베어링에 존재하는 직각도 오차에 대하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 축단의 직각도 오차는 반경방향 운전진폭만 발생시키고 크기는 축단 직각도 오차 크기에 비례한다.
2. 정적 강성이 최대가 되는 저널 베어링에 대한 급기 계수 값에서 운전정밀도가 가장 우수하다.
3. 스러스트 베어링면 직각도 오차는 축 방향 운전정밀도에만 영향을 미치며 반경방향 운전정밀도에는 영향을 주지 않는다.
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.

### 후 기

이 연구는 과학기술부 특정연구개발사업(94-0200-05-01-03) 연구결과의 일부이며, 이에 관계자 여러분

께 감사드립니다.

### 기호설명

- $c$  : radial clearance
- $d$  : diameter of feeding hole
- $D$  : journal bearing diameter
- $D_o$  : outer diameter of thrust bearing
- $I_p$  : nondimensional polar moment of inertia,  $i_p P_a c^5 / 72 \mu^2 L^3 R^5$
- $I_t$  : nondimensional transverse moment of inertia,  $i_t P_a c^5 / 72 \mu^2 L^3 R^5$
- $F$  : nondimensional force,  $f / p_a L D$ ,  $f / \pi p_a r_o^2$
- $h_o$  : axial clearance
- $H_j$  : nondimensional journal film thickness,  $h_j / c$
- $H_T$  : nondimensional thrust film thickness,  $h_t / h_o$
- $L$  : journal bearing length
- $L_b$  : distance between two journal bearing centers
- $M$  : nondimensional mass,  $m P_a c^5 / 72 \mu^2 L^3 R^5$
- $M_p$  : nondimensional moment,  $m_r / 2 p_a L^3$
- $M_t$  : nondimensional mass,  $(4/\pi)((L D_o)^2 / L D)(M \Lambda_j^2 / \Theta)$
- $P$  : nondimensional pressure,  $p / p_a$
- $P_s$  : nondimensional supply pressure,  $p_s / p_a$
- $r$  : radial coordinate
- $r_a$  : running accuracy
- $R$  : radius of journal
- $R_a$  : nondimensional running amplitude,  $r_a / c$ ,  $r_a / h_o$
- $\bar{R}$  : nondimensional radial coordinate,  $r / r_o$
- $\bar{R}_j$  : ratio of inner and outer radius of thrust bearing,  $r_i / r_o$
- $U$  : surface velocity of journal,
- $w$  : weight of journal
- $W$  : nondimensional weight,  $w / p_a L D$
- $W_t$  : nondimensional weight,  $w_t / \pi p_a r_o^2$
- $\Gamma_j$  : feeding parameter of journal bearing,  $24 \mu C_D \pi d (\sqrt{R_g T}) / p_a c^2$
- $\Gamma_T$  : feeding parameter of thrust bearing,  $24 \mu C_D \pi d (\sqrt{R_g T}) / p_a h_o^2$
- $\zeta$  : nondimensional axial coordinate,  $z / R$
- $\theta$  : angular coordinate, starts from top of bearing
- $\Theta$  : clearance ratio,  $c / h_o = (L / D_o) / (L / D_o) \sqrt{\Lambda_j / \Lambda_j}$
- $\Lambda_j$  : bearing number of journal bearing,  $(6 \mu \omega / p_a) (R / c)^2$

$\Lambda_T$  : bearing number of thrust bearing,  $(6\mu\omega/p_a)$   
 $(r_c/h_o)^2$

$\tau$  : nondimensional time,  $\omega t$

### 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, pp. 1172-1177.
7. An American National Standard (1985), "Axes of Rotation : Methods for Specifying and Testing," ANSI/ASME B89.3.4M.