

# 직선베어링 안내면의 운동오차 해석

김경호\*, 박천홍\*\*, 이후삼\*\*, 김승우\*\*\*

## Analysis of the Motion Errors in Linear Motion Guide

Kyung Ho Kim\*, Chun Hong Park\*\*, Husang Lee\*\*, Seung Woo Kim\*\*\*

### ABSTRACT

Motion errors of linear motion guideway are analyzed theoretically in this paper. For the analysis, an new algorithm predicting motion errors of bearing and guideway is proposed using the Hertz's elastic deformation theory. Accuracy averaging effect can be calculated quantitatively by analyzing relationship between motion errors of guideway and spatial frequency of rail form error. Influences of design parameters on the motion errors including the number of balls, preload, ball diameter, bearing length and the number of bearings are analyzed. As it is difficult to measure the rail form error, experimental results are compared with results analyzed by the equivalent analysis method which evaluate the motion errors of guideway using the measured errors of bearing. From the experimental results, it is confirmed that the proposed analysis method is effective to analyze the motion errors of linear motion bearing and guideway.

**Key Words** : Linear motion guide(직선안내면), Linear motion bearing(직선베어링), Motion error(운동오차), Accuracy averaging effect(정밀도평균화효과), Rail form error(레일형상오차), Spatial frequency(공간주파수)

### 1. 서론

직선베어링 안내면(이하, 직선안내면)은 고속구동이 가능하면서도 강성이 높은 장점을 갖고 있으며, 정밀도면에서도 평균화효과에 의해 레일의 형상오차에 비해 향상된 운동정밀도를 달성할 수 있다는 장점을 가지고 있다.

그러나 최근들어 정밀공작기계, 반도체장비 및 각종 측정장비 등에 요구되는 운동정밀도가 한단계 높아짐에 따라, 이러한 평균화효과에 의존하는 정밀도에는 한계가 있다. 운동정밀도를 체계적으로 개선하기 위한 방법으로, 레일 형상오차와 안

내면 운동오차의 관계를 이론적이고 정량적으로 파악할 수 있다면 정밀도 향상을 위한 수정작업은 훨씬 효율적으로 진행될 수 있을 것이다.

본 논문에서는 레일 형상오차와 직선베어링(이하, 베어링)의 운동오차의 관계를 분석하고, 이를 안내면 전체로 확장함으로써 레일 형상오차와 안내면 운동오차의 관계를 이론적으로 체계화하고자 하였다. 구체적으로는 레일을 구성하는 공간주파수 성분에 따른 안내면의 운동오차를 분석하고, 직선안내면에서의 정밀도 평균화효과를 정량적으로 산출하였으며, 베어링 내의 볼의 수, 볼의 크기 예압, 레일 형상오차의 진폭, 베어링의 개수 등의

2001년 10월 19일 접수  
\* 한국과학기술원 기계공학과 대학원  
\*\* 한국기계연구원 자동화연구부  
\*\*\* 한국과학기술원 기계공학과

설계변수가 안내면의 운동오차에 미치는 영향도 검토하였다.

한편, 본 논문에서 제시한 운동오차 해석법은 레일 형상오차 측정치를 입력값으로 하고 있으나, 실제의 직선베어링용 레일은 복잡한 단면형상으로 인한 측정의 어려움으로 인해 실험적으로 해석결과를 검증하기는 매우 힘들다. 따라서 상대적으로 측정이 용이한 블록의 운동오차를 이용하여 안내면의 운동오차를 예측하는 등가해석법을 제시하고, 이 등가해석법이 앞서 제시한 운동오차해석법과 일반적인 사용범위에서 잘 일치하는 것을 이론적으로 확인한 후, 등가해석법에 의한 해석결과와 실험결과를 비교하는 것에 의해 운동오차해석법의 실용성을 간접적으로 검증하였다.

## 2. 직선베어링 안내면의 운동오차 해석법

### 2.1 베어링의 자세오차 해석

먼저, 해석에 있어서는, 현재 상용화된 직선베어링 가운데 가장 일반적이라 할 수 있는 HSR 모델(THK 사)을 대상으로 하였으며, 그 외의 모델에 대해서도 같은 알고리즘을 적용하여 해석이 가능하다.

직선베어링에 있어 베어링의 자세오차는 서로 접촉하는 요소들의 변형에 기인한다. 즉, 베어링 블록과 볼, 볼과 레일은 서로 접촉하여 외부하중과 레일 형상오차에 의해 변형하게 된다. 헤르쯔의 접촉론에 따르면 접촉하고 있는 두 요소의 변형은 상호접근량을 의미하므로 해석의 편의상, 여기서는 볼만 변형하고 다른 요소는 강체로써 가정을 하였다. 따라서 베어링의 자세오차는 블록의 제원, 볼의 탄성변형량 및 레일의 형상오차를 이용하여 나타낼 수 있다<sup>1),2)</sup>.

그림 1 은 베어링의 수직방향에 대한 정적 평

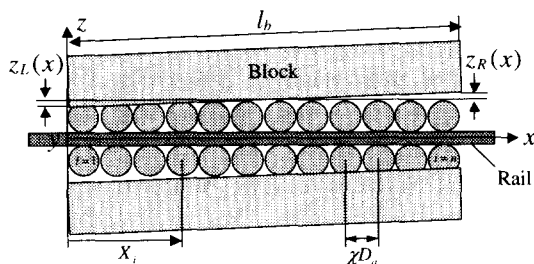


Fig. 1 Static equilibrium model of linear motion bearing in vertical direction

형상태를 모델링 한 것이며, 여기서  $z_L(x)$ 과  $z_R(x)$ 는 베어링 좌우 선단에서의 수직방향 변위량,  $X_i$ 는  $i$  번째 볼까지의 거리,  $l_b$ 는 블록의 길이,  $D_a$ 는 볼의 직경,  $\chi$ 는 두 볼 사이의 간격을 나타내는 계수로써  $\chi D_a$ 는 두 볼의 중심 사이의 거리를 나타내게 된다.  $n$ 은  $x$  방향으로의 볼의 개수를 나타낸다. 따라서 베어링 중심에서의 수직변위  $z(x)$ 와 경사변위(즉, 피치오차)  $\phi_y(x)$ 는 베어링 좌우 선단의 변위에 의해 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} z(x) &= (z_L(x) + z_R(x))/2 \\ \phi_y(x) &= (z_R(x) - z_L(x))/l_b \end{aligned} \quad (1)$$

한편, 베어링의 수평방향에 있어서도 정적 평형상태는 거의 동일하게 모델링할 수 있으며, 이 경우 수평 및 경사변위(요 오차)는  $y(x)$ ,  $\phi(x)$ 로 나타낸다. 수직 및 수평방향에서의 힘과 모멘트에 대한 평형조건을 함께 정리하면 식(2)와 같다.

$$\begin{aligned} \sum_j \sum_i P_{ji} \sin \beta_{ji} - F_z &= 0 \\ \sum_j \sum_i P_{ji} \sin \beta_{ji} \cdot X_i - \frac{1}{2} F_z \cdot l_b &= 0 \\ \sum_j \sum_i P_{ji} \cos \beta_{ji} - F_y &= 0 \\ \sum_j \sum_i P_{ji} \cos \beta_{ji} \cdot X_i - \frac{1}{2} F_y \cdot l_b &= 0 \\ \sum_j \sum_i P_{ji} \cdot w_{ji} \cdot f_j &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$

여기서,  $F_y$ 와  $F_z$ 는 베어링에 작용하는 수평, 수직방향으로의 외력이며,  $\beta_{ji}$ 는 볼의 탄성변형 후의 접촉각,  $w_{ji}$ 는 볼 방향으로의 모멘트의 작용길이,  $f_j$ 는 이때의 방향을 나타내는 변수이다.

한편,  $P_{ji}$ 는  $x, y$  방향으로 각각  $i, j$  번째 볼에서의 탄성변형량  $\delta_{ji}$ 에 따른 반력으로, 헤르쯔 이론으로부터 식(3)과 같이 얻을 수 있다<sup>4)</sup>.

$$P_{ji} = \left(\frac{10^5}{C}\right)^{\frac{3}{2}} \sqrt{D_a} (\delta_{ji})^{\frac{3}{2}} \quad (kg_f) \quad (3)$$

여기서,  $C$ 는 볼의 직경과 블록의 곡률반경에 의해 결정되는 상수이다. 한편,  $\delta_{ji}$ 가 음의 값을 갖는 경우에는 볼이 그만큼 블록과 떨어진다는 것을 의미하므로  $P_{ji}$ 는 0으로 계산하였다.

식(3)으로부터 반력을 구하기 위해서는 베어링 내의 볼의 변형량을 구할 필요가 있다. 볼을 제외한 다른 요소는 강체로 가정했으므로 이 변형량은 그림 2(a)에 나타낸 바와 같이, 각각의 볼에 있어

서 블록의 곡률 중심점  $A_b$  와 레일의 곡률중심점  $A_r$  의 변화로부터 구할 수 있다. 여기서 레일의 형상오차  $e(x, y, z)$ 는 레일이 베드면에 조립된 상태에 있어 4 개의 레일면의 형상오차를 합성한 값이며, 편이상, 베어링 폭방향인  $y$  방향 오차  $e_y(x)$ 와 높이 방향인  $z$  방향 오차  $e_z(x)$ 로 분리하여 고려한다.

그림 2(b)는  $j=4$  인 경우, 볼에서의 탄성변형을 나타낸 것이다. 레일의 곡률 중심점  $A_r$  은 형상오차  $e_y(x), e_z(x)$ 에 의해  $A_r'$ 로 이동하며, 블록의 곡률 중심점  $A_b$  는 외부하중에 의한 볼의 탄성변형량과 레일형상오차의 관계에 의해  $y$  방향으로  $y_{ji}(x)$ 만큼,  $z$  방향으로  $z_{ji}(x)$ 만큼 이동하여  $A_b'$ 이 된다. 따라서,  $\overline{A_r'A_b'}$ 와  $\overline{A_rA_b}$ 의 길이의 차가 볼의 탄성 변형량  $\delta_{ji}$ 가 되며 식(4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\delta_{ji}(x) = \overline{A_r'A_b'} - \overline{A_rA_b} + \lambda \quad (4)$$

where  $\overline{A_r'A_b'} = \sqrt{V_{y,ji}^2 + V_{z,ji}^2}$   
 $\overline{A_rA_b} = (2f-1)D_u$

여기서  $V_{y,ji}$ 와  $V_{z,ji}$ 는 각각의 볼의 위치에 대해  $e_{y,ji}(x), e_{z,ji}(x)$  및 블록 곡률중심점의  $y, z$  좌표값인  $y_{b,ji}(x), z_{b,ji}(x)$ 의 함수로써 식(5)의 관계를 가지며,  $f$ 는 블록 곡률반경의 볼 직경에 대한 비를 나타내는 계수이다. 따라서  $fD_u$ 는 블록의 곡률반경을 의

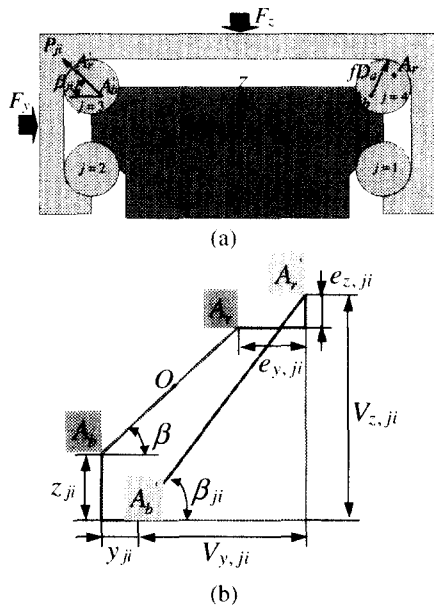


Fig. 2 Diagram of elastic deformation of ball

미한다.  $\lambda$ 는 볼의 예압량을 나타내는 변수이다.

$$\begin{aligned} V_{y,ji}(x) &= \overline{A_rA_b} \cos \beta + y_{ji}(x) - e_{y,ji}(x) \\ V_{z,ji}(x) &= \overline{A_rA_b} \sin \beta - z_{ji}(x) + e_{z,ji}(x) \\ y_{ji}(x) &= y_L(x) + \frac{y_R(x) - y_L(x)}{l_b} \cdot X_i - \phi_x(x) \cdot z_{b,ji}(x) \\ z_{ji}(x) &= z_L(x) + \frac{z_R(x) - z_L(x)}{l_b} \cdot X_i + \phi_x(x) \cdot y_{b,ji}(x) \\ X_i &= \chi D_u (i-1/2), \quad i=1, \dots, n \end{aligned} \quad (5)$$

또한,  $y_L(x)$ 과  $y_R(x)$ 는  $y$  방향에서의 베어링 좌우 선단의 변위량,  $\phi_x(x)$ 는 베어링의 롤(roll)오차이다.

식(1), (3), (4), (5)의 관계를 식(2)에 대입하면, 식(2)는 5 방향 자세오차  $y(x), \phi_x(x), z(x), \phi_y(x), \phi_z(x)$ 를 미지수로 하는 비선형방정식이 된다. 풀이를 위해 뉴턴-랩슨법을 이용하여 5 방향 자세오차의 초기값을 가정하고, 식(2)가 만족될 때까지 자세오차 가정값을 변화시켜가며 반복계산을 수행하였다.

### 2.2 직선안내면의 운동오차 해석

직선안내면의 운동오차는 전철에서의 베어링 자세오차 해석방법을 그대로 확장하여 사용한다. 즉, 그림 3 과 같이 다수의 베어링으로 구성된 안내면의 자세오차량을 가정하고, 이로부터 각 볼의 탄성변형량을 구한 후 각 방향으로의 힘과 모멘트 평형에 의해 운동오차량을 구할 수 있다.

레일당  $m$  개의 베어링이 배열되어 있는 경우 힘과 모멘트의 평형조건은 식(6)과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \sum_k \sum_j \sum_i P_{kji} \sin \beta_{kji} - F_z &= 0 \\ \sum_k \sum_j \sum_i P_{kji} \sin \beta_{kji} \cdot X_{ki} - \frac{1}{2} F_z \cdot l_0 &= 0 \\ \sum_k \sum_j \sum_i P_{kji} \cos \beta_{kji} - F_y &= 0 \\ \sum_k \sum_j \sum_i P_{kji} \cos \beta_{kji} \cdot X_{ki} - \frac{1}{2} F_y \cdot l_0 &= 0 \\ \sum_k \sum_j \sum_i P_{kji} \cdot w_{kji} \cdot f_{kj} &= 0 \end{aligned} \quad (6)$$

여기서,  $k=1, \dots, m$ 는 베어링의 순서를 나타

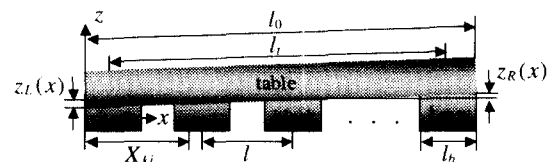


Fig. 3 Static equilibrium model of linear motion guide

내는 기호이며,  $l_0$  는 테이블길이,  $X_{ki}$  는 첫번째 베어링 좌단을 기준으로 한 길이를 나타낸다.

한편, 각 볼의 위치에서의 베어링의  $y, z$  방향 변위량은 식(7)과 같이 나타낼 수 있다. 단, 여기서  $y_L(x), y_R(x), z_L(x), z_R(x)$ 는 식(5)에서와는 달리, 테이블 전후 및 좌우 선단에서의 변위를 나타내게 된다.

$$y_{kji}(x) = y_L(x) + \frac{y_R(x) - y_L(x)}{l_0} \cdot X_{ki} - \phi_x(x) \cdot z_{b,kji}$$

$$z_{kji}(x) = z_L(x) + \frac{z_R(x) - z_L(x)}{l_0} \cdot X_{ki} + \phi_x(x) \cdot y_{b,kji} \quad (7)$$

where,  $X_{ki} = \chi D_a (i - 1/2) + (k - 1) \cdot l$   
 $i = 1, \dots, n \quad k = 1, \dots, m$

각 볼의 탄성변형량과 이에 따른 반력은 베어링에서와 마찬가지로 방법에 의해 구할 수 있으며, 식(6), (7)을 이용하여 베어링해석과 동일한 수치해석법을 통해 안내면의 운동오차를 구할 수 있다.

### 3. 운동오차 특성해석

#### 3.1 변수 및 해석조건의 설정

표 1 에 직선베어링과 직선안내면의 운동특성 해석을 위해 설정한 블록과 테이블의 변수값을 정리하였다. 해석에 있어서는 먼저, 단위 진폭을 갖는 특정 공간주파수의 레일을 가정하고, 이 레일에 대해 베어링 또는 안내면이 한 주기만큼 이동했을 때의 수직방향 변위의 최대변화량을 구한다. 이 계산을 원하는 공간주파수까지에 대해 반복하는 것에 의해 베어링 또는 안내면의 각 주파수에 대한 운동오차 특성을 계산할 수 있다.

Table. 1 Parameters for analysis of motion error

|           |   |       |
|-----------|---|-------|
| Bearing   | Ball diameter $D_b$ ( $\mu\text{m}$ )           | 6.354 |
|           | Preload $\lambda$ ( $\mu\text{m}$ )             | - 4   |
|           | Factor of ball pitch $\chi$                     | 1.03  |
|           | Conformity factor $f$                           | 0.52  |
|           | Effective bearing length $l_{be}$ (mm)          | 78.49 |
|           | Ref. frequency $\omega_b (=2\pi/l_{be})$ (1/mm) | 0.080 |
|           | Amplitude of rail $\delta$ ( $\mu\text{m}$ )    | 0.5   |
| Guide way | Number of bearing per rail $m$                  | 2     |
|           | Distance of between two rails $l_w$ (mm)        | 290   |
|           | Distance of between two bearings $l$ (mm)       | 450   |
|           | Effective table length $l_t$ (mm)               | 450   |
|           | Ref. frequency $\omega_t (=2\pi/l_t)$ (1/mm)    | 0.014 |
|           | Amplitude of rail $\delta$ ( $\mu\text{m}$ )    | 0.5   |

한편, 베어링 해석의 경우에는 기준공간주파수로써 유효베어링 길이와 같은 파장을 한 주기로 하는 공간주파수  $\omega_b = 2\pi/l_{be}$  를 사용하며, 안내면의 경우에는 유효테이블 길이를 한 주기로 하는 공간주파수  $\omega_t = 2\pi/l_t$  를 사용하였다. 여기서 유효베어링 길이는 베어링 내에 최대한으로 정수개의 볼이 위치한 길이이며, 유효테이블 길이는 테이블 좌우 끝단에 위치하는 베어링 중심간의 거리를 나타낸다.

### 3.2 직선베어링의 운동오차

#### 3.2.1 레일공간주파수 및 진폭의 영향

그림 4 는 레일 진폭을 변화시켜가며 25 주파수 성분까지의 레일형상오차에 대한 직선베어링의 운동오차 특성을 해석한 결과로, 계산된 운동오차의 최대변화량을 그 때의 진폭으로 나누어 표준화하여 나타내었다. 먼저 공간주파수에 따른 베어링의 운동오차를 보면, 정수 주파수의 경우 모멘트의 변화에 따른 경사변위가 크고 베어링 중심의 변화는 작으므로 직선운동오차는 거의 없으며 각 운동오차는 극대화된다.

또한 직선운동오차를 정량적으로 살펴보면, 1.5 주파수 이상에서는 형상오차의 0.2 이하의 운동오차를 보이고 있다. 즉, 유효베어링길이 78.49mm 의 1/1.5 인 52.33mm 이상의 파장을 갖는 레일형상오차 성분을 제거하면 대략 5 배의 정밀도 향상을 이룰 수 있음을 의미하게 된다. 단, 12 의 배수 주파수의 경우에 정밀도 평균화효과는 거의 발생하

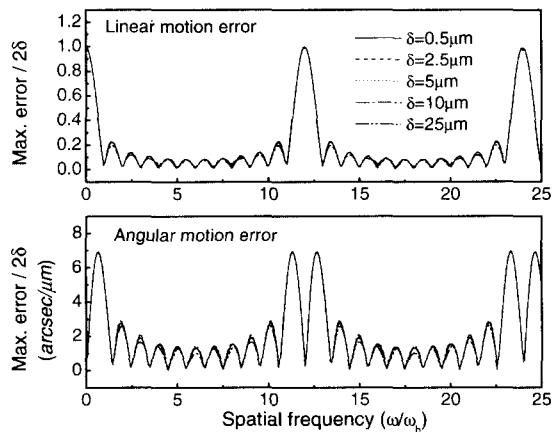


Fig. 4 Relationship between amplitude of rail shape error and motion errors of LM bearing

지 않는데, 이 값은 유효 베어링길이 78.49mm 를 이웃하는 볼 사이의 거리인  $\chi D_a (=6.54\text{mm})$ 로 나눈 값이 된다. 즉, 베어링 내 유효 볼수의 배수가 되는 공간주파수에서는 각 주기마다 1 개씩의 볼이 놓이게 되므로 평균화효과는 기대하기 어렵다. 한편, 각운동오차의 경우에는 동일 주파수의 레일형상오차에 대해 직선운동오차와 반대되는 특성을 보이고 있으며, 1.5 이상의 공간주파수에서는 3 배 이상의 정밀도 평균화효과를 얻을 수 있다.

이상으로부터 레일형상오차 가운데, 베어링 내 유효 볼수에 해당하는 공간주파수 성분과 유효베어링 길이의 1/1.5 이상이 되는 파장이 운동오차에 크게 영향을 줄 수 있다. 그러나 실제 레일면은 대부분 연삭가공되므로 유효베어링 길이의 1/1.5 이상이 되는 파형만이 운동오차에 큰 영향을 미치게 된다.

한편, 그림으로부터 표준화된 운동오차는 진폭의 변화에 관계없이 일정하게 나타나고 있어 레일형상오차와 베어링 운동오차는 선형 관계임을 알 수 있다. 따라서, 기준 진폭인  $0.5\mu\text{m}$ 에 대한 표준화된 운동오차의 크기를 알면, 레일형상오차를 구성하는 각 주파수 성분의 진폭에 상응하는 운동오차를 비례관계로부터 정량적으로 구할 수 있음을 알 수 있다.

**3.2.2 예압의 영향**

그림 5 는 베어링내 볼의 예압량에 따른 운동오차특성을 계산한 결과이다. 일반적으로 직선베어링의 예압은 블록의 흠보다 직경이 큰 볼을 삽

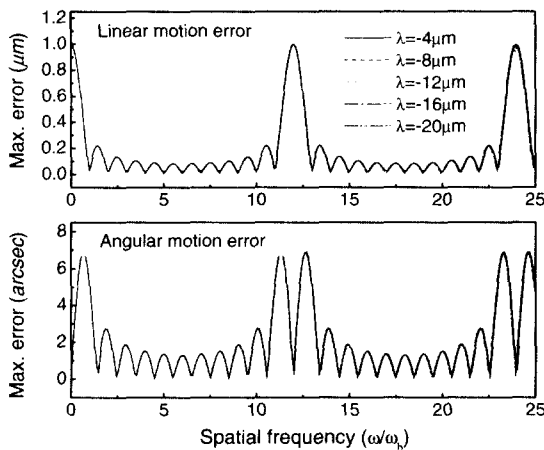


Fig. 5 Relationship between preload and motion errors of LM bearing

입함으로써 주게 되며, 블록흠과 볼직경의 차를 (-)기호를 사용하여 나타낸다. 그림에서 예압량  $\lambda = -4 \sim -20 \mu\text{m}$ 로 변화시켰으나, 이에 따른 운동오차는 일정함을 보이고 있다. 볼에 대한 예압량의 증가는 정강성의 증가를 의미하므로, 베어링의 운동오차는 정강성과 관계없음을 알 수 있다.

**3.2.3 볼의 수 및 직경의 영향**

한 개의 직선베어링에 있어서 볼의 수, 볼의 직경이 베어링 운동오차에 미치는 영향을 알아보기 위해, 표 2 와 같이 5 개의 베어링 모델에 따른 운동오차특성 해석결과를 그림 6 에 나타내었다.

표 2 에 있어 모델 D 는 기준이 되는 상용모델 (HSR 35)의 제원이며, 모델 A 는 모델 D 와 볼 직경은 같으나, 볼의 수가 1/2 인 경우를, 모델 E 는 반대로 볼의 수가 2 배인 경우를 나타내고 있다. 또한 모델 B 는 볼의 수는 1/2 이나, 직경이 2 배이므로 베어링길이는 동일한 경우를, 모델 C 는 그 중간단계로 볼의 수와 직경을 각각 9 개, 8.471 로 하여 베어링길이는 변하지 않는 경우를 각각 설정한 것이다.

먼저, 모델 B, C, D 에 대한 결과의 비교로부터, 베어링 길이가 일정할 경우는 볼의 수를 증가시키고 그에 따라 볼의 직경은 감소할수록 운동정밀도는 향상됨을 보이고 있다. 또한 그에 따라 표 2 로부터 베어링강성도 증가함을 알 수 있다. 한편, 모델 A, D, E 에 대한 결과의 비교로부터 볼의 직경이 같을 경우에는 볼의 수가 많아져서 베어링길이가 커질수록 운동정밀도와 베어링강성은 향상됨을 알 수 있다.

이상의 결과로부터 동일한 베어링길이에 있어, 볼의 직경을 작게 하고 볼의 수를 증가시키는 것이 운동정밀도와 베어링 강성면에서 유리함을 알 수 있다.

Table. 2 Dimensions of LM bearing for analysis

|   | Number of balls | Ball diameter (mm) | Bearing length (mm) | Bearing stiffness (N/μm) |
|---|-----------------|--------------------|---------------------|--------------------------|
| A | 6               | 6.354              | 40.2                | 285                      |
| B | 6               | 12.704             | 80.4                | 420                      |
| C | 9               | 8.471              | 80.4                | 522                      |
| D | 12              | 6.354              | 80.4                | 607                      |
| E | 24              | 6.354              | 160.8               | 1225                     |

### 3.3 직선안내면의 운동오차

#### 3.3.1 레일 공간주파수의 영향

일반적으로 직선안내면은 2 개의 레일로 구성되며, 안내면의 운동오차는 두 레일의 상호 관계에 따라서 좌우된다. 따라서 직선안내면의 운동오차 해석에 있어서는 두 레일의 상대적인 차이에 의한 특성을 분석함으로써 레일형상오차와 안내면 운동오차의 관계를 파악하였다.

그림 7 은 베어링 수  $m=2$ , 예압량  $\lambda=4\mu\text{m}$ , 유효 테이블길이  $l=450\text{mm}$  의 경우에 있어, 유효 테이블길이를 기준주기로 할 때의 공간주파수에 따른 안내면 운동오차를 분석한 결과이다. 정수 주파수의 파형과 더불어 5.73 의 배수 주파수를 갖는 파형이 지배적으로 나타나고 있다. 정수 주파수의 경우, 직선운동오차는 극대화 되고 각운동오차는 0 에 접근하게 된다. 한편, 5.73 의 배수 주파수는 유효테이블 길이 450mm 를 유효베어링길이 78.49 mm 로 나눈 값으로, 유효테이블 길이를 유효베어링 길이에 대해 나타낸 주파수 값을 나타낸다. 이 경우에는 직선운동오차 및 각운동오차가 모두 0 에 근접하고 있어 안내면에 대한 정밀도 평균화효과가 가장 크게 얻어지는 경우가 된다.

또한 그림으로부터 유효테이블 길이 내에 5 주파수 이내의 파형을 갖는 저주파의 오차성분을 제거하면 정밀도 평균화 효과는 10 배 이상 얻을 수 있음을 알 수 있다.

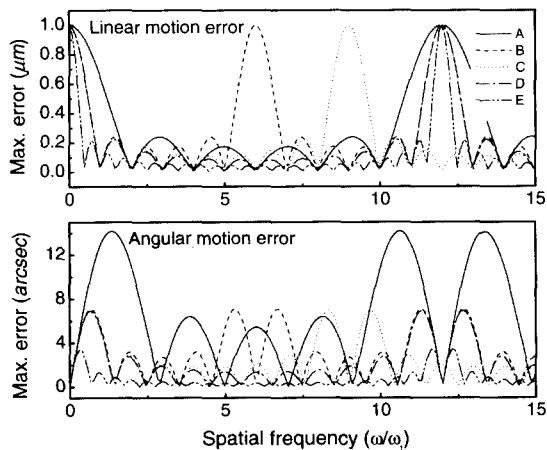


Fig. 6 Relationship between number of balls, ball diameter and motion errors of LM bearing

#### 3.3.2 베어링수의 영향

그림 8 은 그림 7 의 경우와 동일한 유효테이블길이 내에 3 개의 베어링이 배열되었을 경우의 운동오차 특성을 해석한 결과이다.

베어링 수가 2 개인 그림 7 과 비교하면, 직선운동오차의 경우, 정수의 주파수 가운데 2 의 배수에 해당하는 주파수에서는 크기가 그대로이고 그 외의 정수주파수에서는 크기가 작아지게 되며, 각운동오차의 경우에는 크게 차이를 보이지 않는다.

그림 9 는 베어링을 4 개로 증가시켰을 때의 해석결과로, 3 의 배수에 해당하는 주파수에서는 직선운동오차가 베어링이 2 개의 경우와 같으나, 그 외의 주파수에서는 직선운동오차가 작아지게 된

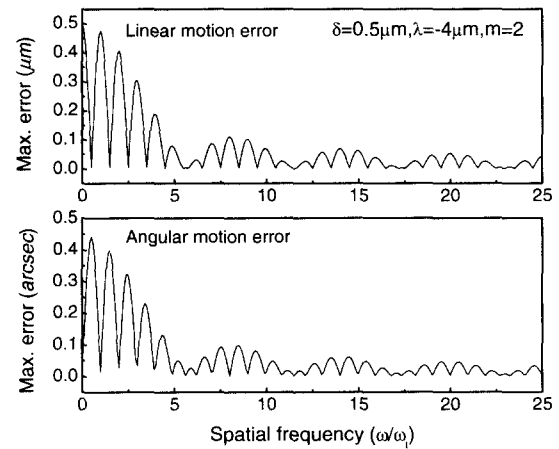


Fig. 7 Relationship between spatial frequencies and motion errors of LM guide ( $m=2$ )

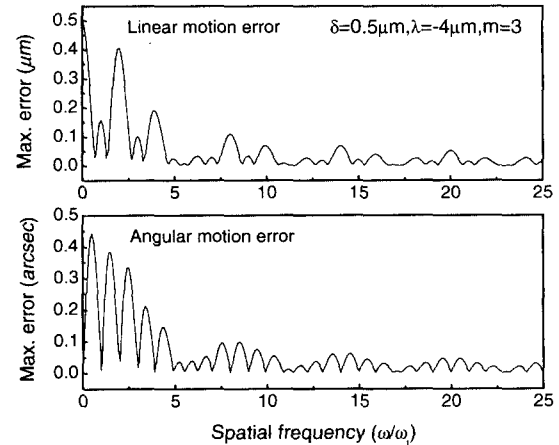


Fig. 8 Relationship between spatial frequencies and motion errors of LM guide( $m=3$ )

다. 한편, 각운동오차의 경우 특별한 경향은 보이지 않고 있다.

그림 7~9로부터 베어링 수에서 1 을 뺀  $m-1$  의 배수에 해당하는 주파수는 그림 10 과 같이 이웃하는 베어링간의 거리  $l$  에 대해 정수개의 레일오차 파형이 존재하는 경우를 나타내며, 이 경우 각 베어링은 동일한 파형을 추종하게 되므로, 수직방향으로 변위가 커져 직선운동오차가 현저히 나빠짐을 알 수 있다. 또한, 어느 경우에도 5.73 의 배수 주파수, 즉 유효베어링 길이의 1/배수 의 주기를 갖는 파장에 대해서는 직선, 각운동오차 모두 최소화됨을 알 수 있다.

이상으로부터, 레일형상오차 가운데 5 주파수 이내의 파형 및 베어링간의 거리에 대해 정수개인 파형을 제거하면 직선운동오차에 있어 약 10 배 이상의 정밀도 평균화효과를 얻을 수 있음을 알

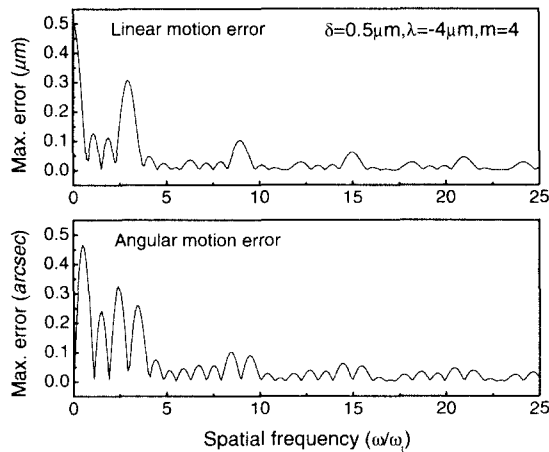


Fig. 9 Relationship between spatial frequencies and motion errors of LM guide( $m=4$ )

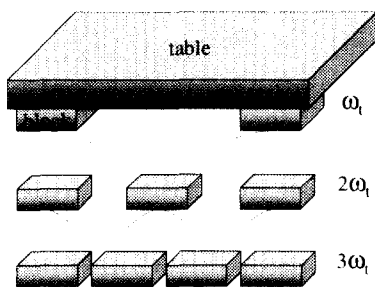


Fig. 10 Relationship between spatial frequencies and number of LM bearing

수 있다. 또한 동일한 유효테이블 길이 및 동일한 레일형상오차에 대해 베어링 수를 변화시키는 경우를 고려하면, 베어링 수를 증가시킬수록 직선운동오차를 악화시키는  $m-1$  의 배수 주파수의 수가 감소하므로, 이들 주파수 성분의 합성으로 이루어지는 안내면의 직선운동오차는 일반적으로 향상될 수 있음을 알 수 있다.

#### 4. 베어링 운동오차 측정값을 이용한 안내면 운동오차의 등가해석법

##### 4.1 운동오차 해석방법

전절에서의 해석법을 이용하여 실용적으로 안내면 운동오차를 구하기 위해서는 레일형상오차 측정치가 필요하다. 그러나 그림 2(a)와 같은 직선 베어링의 레일형상오차를 측정하는 것은 현실적으로 매우 어렵다. 따라서 본 논문에서는 레일형상오차 대신 베어링의 운동오차 측정값을 이용하여 안내면의 운동오차를 해석하는 등가해석법을 제시하고, 이 등가해석법과 전절의 운동오차해석법의 차이를 이론적으로 검토한 후, 이 등가해석법에 의한 해석결과와 실험결과를 비교하는 것에 의해 전절에서 제시한 베어링자세오차 및 안내면 운동오차해석법의 타당성을 간접적으로 검증하고자 한다.

그림 11 에서와 같이 수직방향 레일형상오차가  $e_1(x)$ ,  $e_2(x)$ 인 레일 위를 한 개의 베어링이 이동할 때 얻어지는 운동오차 가운데 각 베어링 위치에 해당하는 값을 각각  $B_{1i}(x)$ ,  $B_{2i}(x)$ 라고 하고, 두 레일간의 거리를  $l_w$ 로 나타낸다.

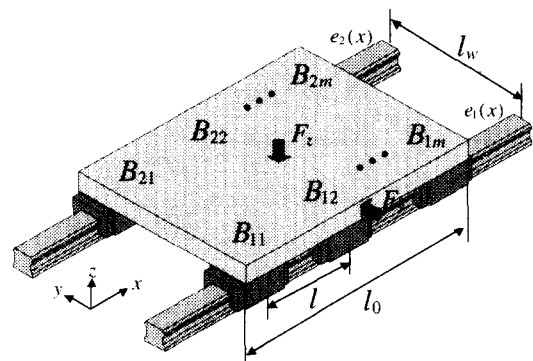


Fig. 11 Static equilibrium model of LM guide using measured motion errors of bearing in vertical direction

등가해석법의 유도를 위해 먼저, 안내면을 구성하는 각 베어링에 있어 모멘트중심은 기하학적 중심과 일치하여 안내면의 각운동오차는 베어링간의 변위차에 의한 모멘트와 베어링 자체의 모멘트에 의해서 발생하며, 베어링의 강성은 변위영역내에서 일정함을 가정한다. 임의의 베어링위치에 있어 베어링 자세오차 측정값  $B_{ji}(x)$ 와 그 위치에서의 안내면의 운동오차  $z_{ji}(x)$ 의 관계를 고려하면, 양 값의 차이는 안내면의 자중을 포함한 하중에 의해 발생하며, 양 값의 차에 베어링 강성을 곱한 값은 그 방향으로의 베어링 반력과 같게 된다.

이러한 관계를 이용하여 베어링의 자세오차 측정값을 기준으로 한 직선안내면의 5 방향 힘과 모멘트의 평형방정식을 식(8)과 같이 나타낼 수 있으며, 여기서  $K_z$ 는 블록의 수직방향 강성을,  $K_y$ 는 수평 방향 강성을,  $K_{pitch}$ 는 블록의 피치강성을,  $K_{yaw}$ 는 블록의 요강성을 나타낸다.

$$\begin{aligned} & \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^m K_z \{B_{z,ji}(x) - z_{ji}(x)\} - F_z = 0 \\ & \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^m \left[ K_z \{B_{z,ji}(x) - z_{ji}(x)\} \left( X_i + \frac{l_0}{2} \right) + K_{pitch} (B_{pitch,ji}(x) - \phi_y(x)) \right] - \frac{1}{2} F_z \cdot l_0 = 0 \\ & \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^m K_y \{B_{y,ji}(x) - y_i(x)\} - F_y = 0 \\ & \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^m \left[ K_y \{B_{y,ji}(x) - y_i(x)\} \left( X_i + \frac{l_0}{2} \right) + K_{yaw} (B_{yaw,ji}(x) - \phi_z(x)) \right] - \frac{1}{2} F_y \cdot l_0 = 0 \\ & \sum_{i=1}^m \left\{ K_z (B_{z,1i} - z_{1i}) \cdot \frac{l_w}{2} - K_z (B_{z,2i} - z_{2i}) \cdot \frac{l_w}{2} \right\} = 0 \end{aligned} \quad (8)$$

where  $z_{ji}(x) = z(x) + \phi_y(x) \cdot X_i + \phi_x(x) \cdot y_j$   
 $y_i(x) = y(x) + \phi_z(x) \cdot X_i$   
 $X_i = l(i - (m+1)/2)$

식(8)을 이용하면 5 방향 운동오차 성분을 식(9)와 같이 얻을 수 있다.

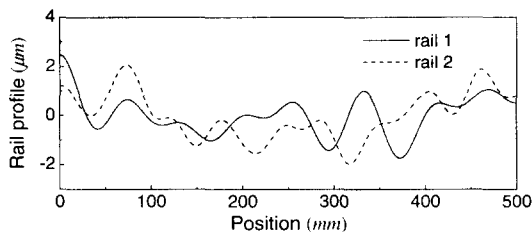


Fig. 12 Assumed rail profiles for comparison of both error analysis methods of guideway

$$\begin{aligned} z(x) &= \frac{1}{2m} \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^m B_{z,ji}(x) - \frac{F_z}{2mK_z} \\ \phi_z(x) &= \frac{6}{K_z m(m^2 - 1)l^2 + 12mK_{pitch}} \times \\ & \quad \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^m \{K_z B_{z,ji}(x) \cdot X_i + K_{pitch} B_{pitch,ji}(x)\} \\ y(x) &= \frac{1}{2m} \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^m B_{y,ji}(x) - \frac{F_y}{2mK_y} \\ \phi_y(x) &= \frac{6}{K_y m(m^2 - 1)l^2 + 12mK_{yaw}} \times \\ & \quad \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^m \{K_y B_{y,ji}(x) \cdot X_i + K_{yaw} B_{yaw,ji}(x)\} \\ \phi_x(x) &= \frac{1}{l_w \cdot m} \left( \sum_{i=1}^m B_{z,2i} - \sum_{i=1}^m B_{z,1i} \right) \end{aligned} \quad (9)$$

#### 4.2 두 해석방법의 비교

2.2 절에서 제시한 운동오차해석법(이하, 직접 해석법)과 전절에서 제시한 등가해석법에 의한 결과를 비교하기 위해, 안내면의 두 레일의 수직방향 형상오차를 그림 12와 같이 가정하고, 그 때의 안내면의 운동오차를 두 해석법을 이용하여 계산한 결과를 그림 13에 나타내었다. 등가해석법의 경우에는 한 개의 베어링에 대한 운동오차를 이론적으로 구한 후 등가해석법을 이용하여 해석한 결과이다. 여기서 등가해석법에 의한 결과는 각 베어링내에서 발생하는 모멘트에 따른 영향을 확인하기 위해, 베어링의 직선운동오차만을 고려하는 경우와 직선운동오차와 각운동오차를 모두 고려하

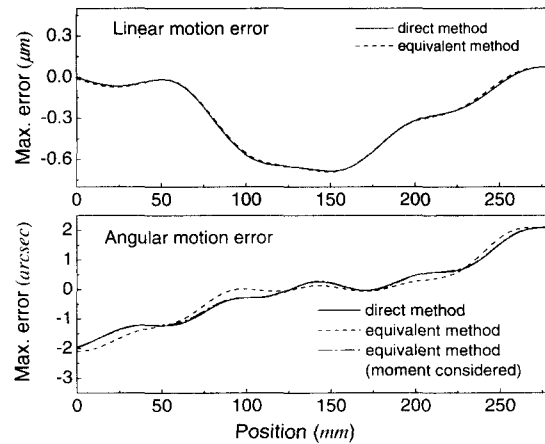


Fig. 13 Comparison of motion errors of guideway calculated by both error analysis methods



여 구한 경우의 두 가지 결과에 대해 나타내었다. 그림으로부터 등가해석법에 있어 베어링의 직선 운동오차만을 측정값으로 고려하는 경우, 안내면의 직선운동오차는 직접해석법에 의한 결과와 잘 일치하며, 각운동오차의 경우에도 다소 부분적 차이는 있으나 전체적으로는 잘 일치함을 보이고 있다. 한편, 베어링 내에서 발생하는 모멘트의 영향을 고려하는 경우에는 직선, 각운동오차 모두 잘 일치하고 있어 직접해석법과 동일한 결과를 얻을 수 있음을 확인할 수 있다.

### 5. 실험적 검증

실험에 사용한 직선안내면의 사진을 그림 14에 나타내었다. 직선베어링은 HSR25R 모델을 사용하였으며, 베어링과 안내면의 제원을 표 3에 나타내었다. 베어링의 운동오차를 측정하는 경우에는 가능한 한 외란이 없도록 와이어로프와 스텝모터를 이용하여 구동하였으며, 안내면의 경우에는 외란에 비해 충분히 큰 강성을 가지고 있으므로 볼스크류와 서보모터를 이용하여 구동하였다.

운동오차의 측정에는 레이저간섭계(HP5529A)를 사용하였으며 다양한 형상에 대한 실험을 위해

Table 3 Specifications of Linear motion guide

|                             |                     |
|-----------------------------|---------------------|
| LM block                    | HSR 25R, THK        |
| Drive motor                 | N0703FR, Compumotor |
| Ballscrew                   | BNFN, THK           |
| Linear scale                | SH10, Sony          |
| Number of blocks            | 4                   |
| Distance between two blocks | 140 mm              |
| Distance between two rails  | 210 mm              |
| Rail length                 | 500 mm              |

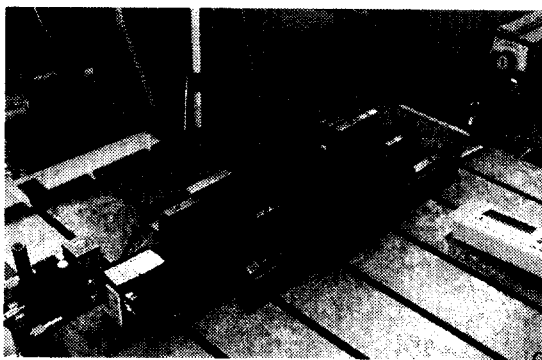


Fig. 14 Experimental setup of linear motion guide

일의 형상을 변화시킬 경우에는 박판의 틈새게이지를 레일조립면에 삽입하는 방법을 사용하였다.

한편, 그림 13에서 알 수 있듯이, 등가해석법에 있어 직선운동오차의 측정값만을 고려해도 잘 일치하는 결과를 나타내며, 레이저간섭계의 측정원리상 직선운동오차에 대한 각운동오차의 초기값을 알기가 어려우므로, 실험값과의 비교에 있어서 이론값으로는 직선운동오차 측정값만을 이용한 결과를 나타내었다.

그림 15는 좌우 각 레일에 대한 베어링의 직선 운동오차 측정결과의 예를 나타내고 있다. 좌측 레일(레일 1)에 대한 베어링의 직선운동오차는 1 주기성분이 지배적인 파형을 보이고 있으며, 우측 레일(레일 2)에 대한 운동오차는 틈새게이지의 삽입에 의해 2 주기성분이 지배적인 파형을 나타내고 있다.

그림 16은 이 측정값과 등가해석법을 이용하여 계산한 직선안내면의 운동오차를, 안내면 운동

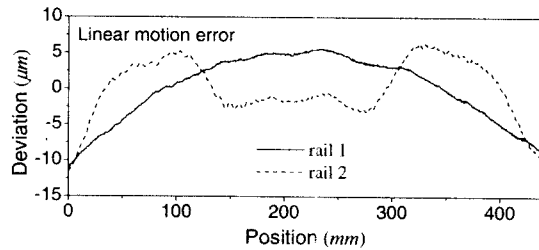


Fig. 15 Measured linear motion error of a bearing moved on rail A

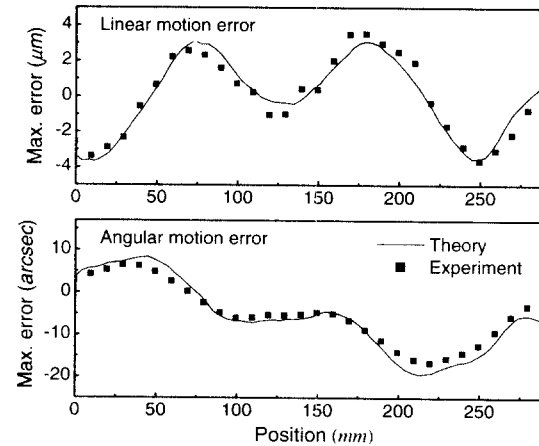


Fig. 16 Comparison of measured motion errors of LM guide with calculated value by equivalent analysis method in rail A.

오차 실험값과 함께 나타낸 것이다. 직선 및 각운동오차 측정값은 이론값과 비교적 잘 일치함을 보이고 있다. 그림에서 이론값과 실험값의 차이는 베어링 운동오차 및 안내면 운동오차 측정시의 와이어 및 볼스크류의 조립오차와 레이저 간섭계의 측정오차 등에 의한 영향이 큰 원인으로 추정된다.

보다 고주파 성분을 갖는 경우에 대한 비교를 위해 우측 레일의 네 부분에 틸새게이지를 삽입한 후 측정된 베어링의 직선운동오차를 그림 17에 나타내었다. 이를 이용한 해석결과와 안내면 운동오차를 직접 측정한 결과를 함께 나타낸 그림 18에서 보면 이론값과 실험값은 역시 잘 일치하고 있는 것을 알 수 있다.

### 6. 결론

본 논문에서는 직선베어링 및 직선안내면의 운동오차해석법을 제시하고 이를 이용하여 운동특

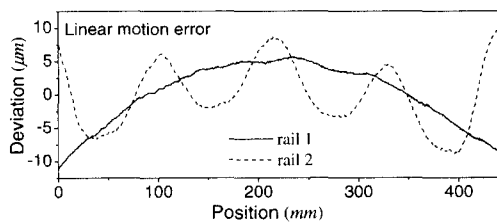


Fig. 17 Measured linear motion error of a bearing moved on rail B

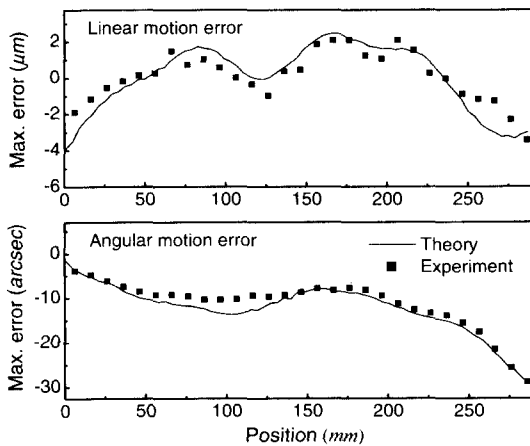


Fig. 18 Comparison of measured motion errors of LM guide with calculated value by equivalent analysis method in rail B.

성을 해석하였으며, 등가해석법을 이용한 간접적인 검증실험결과로부터 운동오차해석의 유용성을 검증하였다. 이로부터 얻어진 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 레일형상오차 가운데, 베어링 내 유효 볼수에 해당하는 공간주파수 성분과 유효베어링 길이의 1/1.5 이상이 되는 공간주기 성분이 직선베어링의 운동오차에 큰 영향을 미치게 된다.
- 2) 직선베어링의 운동오차는 레일형상오차의 진폭과 선형관계이며, 예압량(베어링 강성)과는 관계없이 일정하게 된다.
- 3) 직선안내면에 있어서 정밀도 평균화효과를 정량적으로 산출하였다.
- 4) 레일형상오차 가운데 유효베어링 길이의 1/배수 주기의 경우에는 직선, 각운동오차에 거의 영향을 주지 않는다. 또한 2 개의 레일에 대해, 유효테이블 길이를 기준으로 1/5 이상의 파형 및 두 베어링간의 거리에 대해 정수개인 파형을 모두 제거하면, 직선운동오차에 있어 약 10 배 이상의 정밀도 평균화효과를 얻을 수 있다.
- 5) 동일한 유효테이블 길이의 경우 베어링 수를 증가시킬수록 직선운동오차는 향상된다.

### 후기

본 연구는 과학기술부에서 지원하는 “국가지정 연구실사업”의 “초정밀 위치결정기술개발” 과제로 수행되었습니다. 관계자 여러분께 감사드립니다.

### 참고문헌

1. 清水茂夫, “直動ボルガイドシステムの精度平均化効果に関する研究,” 日本精密工學會誌, Vol. 58, No. 11, p.1873, 1992.
2. 清水茂夫, “直動ガイドの剛性解析,” 日本精密工學會誌, Vol. 64, No. 11, p.1573, 1998.
3. 박천홍 외, “FEM 을 이용한 유정압테이블의 운동정밀도 해석 (1. 단면지형 테이블의 해석 및 실험적 검증),” 한국정밀공학회, Vol. 17, No. 12, p. 137, 2000.
4. 삼익공업주식회사, “삼익 LM 가이드의 특성과 사용방법,” LM SYSTEM 기술자료 9502.