

LM 볼가이드의 마찰력 정식화

오광제* · 김경호** · 박천홍** · 정성종**†

* 한양대학교 기계공학과, ** 한국기계연구원 초정밀시스템연구실

Formulation of Friction Forces in LM Ball Guides

Kwang-Je Oh*, Gyungho Khim**, Chun-Hong Park** and Sung-Chong Chung**†

* Dept. of Mechanical Engineering, Hanyang Univ.,

** Ultra-Precision System Lab., Korea Institute of Machinery and Materials

(Received October 30, 2015 ; Revised December 8, 2015 ; Accepted December 9, 2015)

Key Words: Friction Model(마찰력 모델), Hertz Contact(헤르츠 접촉), Linear Motion Ball Guide(LM 볼가이드), Rolling Friction(구름마찰), Slip Friction(슬립마찰), Viscous Friction(점성마찰)

초록: LM 볼가이드는 구름접촉을 갖는 이송시스템의 핵심요소로서 공작기계, 반도체 장비, 로봇 등 정밀기계에 널리 사용된다. 그러나 LM 볼가이드에서 발생하는 마찰력은 마찰열을 유발하여 위치 정도를 저하시키고 강성과 예압 변화를 야기한다. 이런 영향을 정확하게 분석하여 정밀 기계설계에 응용하기 위해서는 마찰력 모델의 정식화가 요구된다. 본 논문에서는 구름마찰, 점성마찰, 슬립마찰을 고려한 LM 볼가이드의 정확한 마찰력 모델을 유도한다. 그리고 다양한 조립, 부하 및 속도 조건에서 실험을 수행하여 마찰력 모델의 신뢰성을 검증하고, 마찰력 모델로부터 마찰 성분의 영향력을 분석한다.

Abstract: Linear motion (LM) ball guides with rolling contact are core units of feed-drive systems. They are widely applied for precision machinery such as machine tools, semiconductor fabrication machines and robots. However, the friction force induced from LM ball guides generates heat, which deteriorates positioning accuracy and incurs changes of stiffness and preload. To accurately analyze the effects and apply the results to precision machine design, mathematical modeling of the friction force is required. In this paper, accurate formulation of the friction force due to rolling, viscous, and slip frictions is conducted for LM ball guides. To verify the reliability of the developed friction model, experiments are performed under various assembly, load and velocity conditions. Effects of frictional components are analyzed through the formulated friction model.

- 기호설명 -

$a_{A,B}$: 타원의 장반경 [mm]
 $b_{A,B}$: 타원의 단반경 [mm]
 d_b : 볼 지름 [mm]
 $f_{r,c}$: 적합도 (Conformity factor)
 $h_{A,B}$: 평균 유막두께 [mm]
 h_c : 중심 유막두께 [mm]
 h_m : 최소 유막두께 [mm]
 $C_{br, bc}$: Hertz 상수 [mm/N^{2/3}]

F_{LM} : LM 볼가이드의 마찰력 [N]
 F_r : 구름 마찰력 [N]
 F_v : 점성 마찰력 [N]
 F_s : 슬립 마찰력 [N]
 F_x : 수직부하 [N]
 F_y : 수평부하 [N]
 $Q_{A,B}$: 볼의 접촉부하 [N]
 v_c : 캐리지 속도 [mm/s]
 z : 부하 볼 수 [N]
 α_0 : 볼의 초기 접촉각 [°]
 $\alpha_{A,B}$: 탄성 변형 후 볼의 접촉각 [°]
 δ_x : 수직 변위량 [mm]

† Corresponding Author, chung@hanyang.ac.kr

© 2016 The Korean Society of Mechanical Engineers

- δ_y : 수평 변위량 [mm]
- δ_Δ : 볼의 변형량 [mm]
- λ : 볼의 예압량 [μm]
- η_0 : 윤활유의 절대점도 [cp]
- μ_t : 구름마찰계수
- μ_s : 슬립마찰계수

1. 서 론

LM 볼가이드는 높은 강성과 효율 때문에 공작기계, 반도체 제조장비, 로봇 등에 널리 사용되나, 다양한 부하와 운전 조건에서 정밀기계에 응용되기 위해서는 설계 단계에서 LM 볼가이드의 정확한 강성과 마찰력 예측이 중요하다.⁽¹⁻⁶⁾ 2009 년부터 KIMM 에서는 다양한 운전 및 조립 조건에서 LM 볼가이드 물성치와 형상 정보를 입력하면, 볼의 접촉부하를 계산하고 접촉각 변화에 따라 강성을 예측할 수 있는 직선운동 유니트 정밀도 예측 시뮬레이터를 개발하고 있다.⁽²⁾ 그러나 직선 이송 중에 발생하는 마찰력은 마찰열을 유발하고 이에 따른 열팽창은 가이드의 강성과 예압 변화를 초래한다.

이 마찰력을 예측하기 위해 다양한 위치와 여러 운전 조건에서 실험을 통한 마찰 규명방법이 제시되었고,⁽⁷⁾ Jang⁽⁸⁾ 등은 이송속도, 부하, 예압 인자를 고려한 반응표면법을 이용하여 LM 볼가이드에서 마찰력 예측식을 도출한 바 있다. 그러나 이들의 결과는 제작된 직선 운동기구에서 실험을 통해 얻어진 특정한 것으로 일반화된 설계변수와 운전 조건에 따라 정식화 되지 못하여 정밀기계 설계 응용을 제한한다. 이를 극복하기 위해 Oh⁽¹⁾ 등은 볼가이드의 물성치, 형상, 예압, 운전 조건에 대해 구름과 점성 마찰력을 고려한 마찰력의 정식화 모델을 개발하였다.

구름베어링에서는 예압과 부하에 따라 볼과 그접촉면에서 변형에 따른 슬립마찰 (slip friction)이 존재하며,^(9,10) 유사구조를 갖는 LM 볼가이드에서도 마찰력 모델의 정확도와 신뢰성을 향상시키기 위해서는 슬립마찰을 고려한 마찰력의 정식화가 필요하다. 본 논문에서는 정밀기계의 직선운동 정밀도 최적화 설계에 필요한 LM 볼가이드 마찰력을 구름, 점성, 슬립 마찰로 모델링하여, 기존의 LM 볼가이드 마찰력 모델의 예측 정확도를 향상 한다. 우선 LM 볼가이드에서 볼의 접촉부하와 변형을 해석하고 결과를 마찰력 정식화 과정에 적용하여 수식화 모델을 유도한다. 개발된

모델의 예측 정도를 검증하기 위해 실험장비를 구축하고 여러 가지 조립, 부하 및 속도 조건에서 실험을 수행하여 마찰력 모델의 정확도를 평가한다. 그리고 다양한 부하와 속도 조건에서 마찰력 성분의 영향력을 분석한다.

2. 부하분포와 접촉변형

Fig. 1 과 같은 LM 볼가이드에서 볼 부하와 강성은 형상, 물성치, 조립 및 부하 조건의 함수이다. 본 논문에서는 볼을 제외한 나머지 형상 요소를 강제로 가정하여 접촉변형을 유도한다.

2.1 모델링

Fig. 2(a)에 도시된 LM 볼가이드에 수직 및 수평 부하가 작용하면 볼의 변형과 함께 접촉부하가 발생된다. 이 접촉부하는 Hertz 이론에 의해 다음과 같이 표현된다.

$$Q_{A,B} = \left(\frac{\delta_\Delta}{C_{br, bc}} \right)^{3/2} \tag{1}$$

여기서, δ_Δ 와 $C_{br, bc}$ 는 각각 볼의 탄성변형량, 볼과 레일 및 볼과 캐리지의 Hertz 상수, 첨자 A, B 는 캐리지와 레일의 Part A (j = 3, 4)와 Part B (j = 1, 2)를 의미한다. 수직부하 증가에 따라 Q_A 는 커지며, Q_B 는 감소한다. Hertz 상수 $C_{br, bc}$ 는 볼과 그루브 (groove) 사이의 접촉 형상에 따른 변형을 결정하며 아래 식과 같다.^(9,10)

$$C_{br, bc} = \frac{\delta_{r,c}^* \sum \rho_{r,c}}{2} \left[\frac{3}{2 \sum \rho_{r,c}} \left(\frac{1 - \xi_b^2}{E_b} + \frac{1 - \xi_{r,c}^2}{E_{r,c}} \right) \right]^{\frac{2}{3}} \tag{2}$$

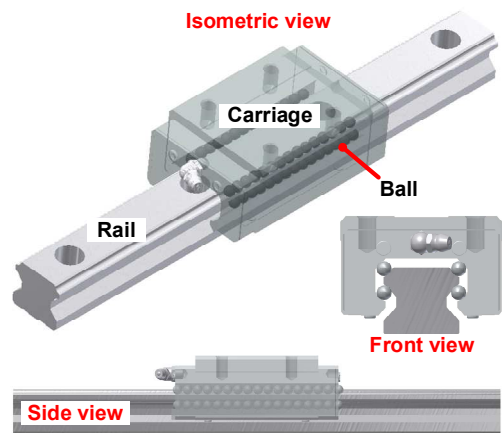


Fig. 1 Overview of LM ball guides

아래첨자 b, r, c 는 각각 볼, 레일, 캐리지를 의미하며 δ^* 와 ρ 는 무차원 접촉변형과 곡률, ξ 는 푸아송비, E 는 탄성계수이다.

볼의 탄성변형량 δ_Λ 는 Fig. 2(b)와 같이 초기 접촉각 α_0 와 부하 때문에 발생된 볼의 접촉각 α_{AB} , 그리고 레일과 캐리지의 곡률 중심점 사이 거리 A_0 와 볼의 변형에 따른 중심점 거리 A' 의 길이 차에 의해 볼의 오버사이즈 예상량이 λ 로 주어진 경우 다음과 같이 유도된다.

$$\delta_\Lambda = \sqrt{(V_x^2 + V_y^2)} - A_0 + \lambda \quad (3)$$

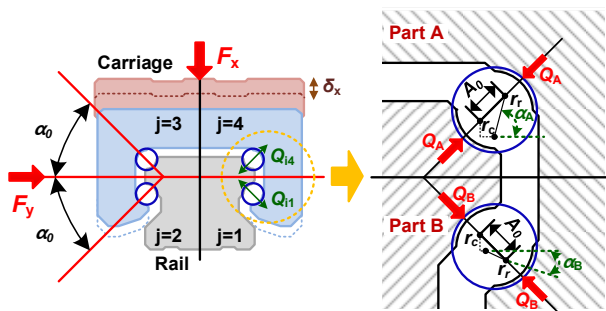
$$\tan \alpha_{AB} = \frac{V_x}{V_y} \quad (4)$$

여기서 V_x 와 V_y 는 캐리지 내의 볼 열 번호 j 에 따라 캐리지의 수직 및 수평 방향 자세오차 δ_x 와 δ_y 가 주어진 경우 Table 1 과 같이 정의된다. 또한, 레일과 캐리지의 곡률 중심점 사이 거리 A_0 는 레일과 캐리지 적합도(conformity factor) $f_{r,c}$ 와 볼지름 d_b 으로부터 식 (5)와 같이 계산된다.

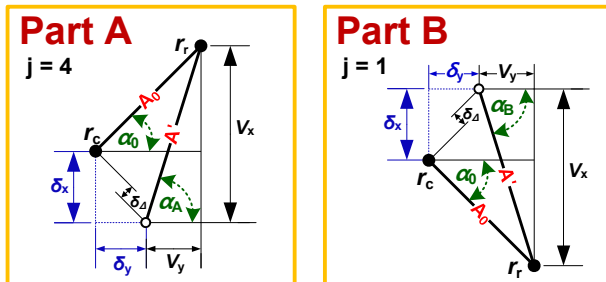
$$A_0 = (f_r + f_c - 1) \cdot d_b \quad (5)$$

여기서 $f_{r,c}$ 는 레일과 캐리지 그루브의 곡률 반경 r_r , r_c 에 의해 다음과 같이 정의된다.

$$f_{r,c} = \frac{r_{r,c}}{d_b} \quad (6)$$



(a) Section view



(b) Geometric change due to loading

Fig. 2 Ball load and deformation in LM ball guides

Table 1 에서 δ_x 와 δ_y 는 미지의 수직 및 수평 자세 오차이다. 식 (7)은 수직 및 수평 방향에 대한 평형 방정식으로 식 (1) ~ (6)의 관계를 식 (7)에 대입하면 비선형방정식이 되고, 미지계수 δ_x 와 δ_y 는 최적화 기법으로 계산한다.⁽¹⁾

$$\begin{aligned} z \cdot (Q_A \cdot \sin \alpha_A - Q_B \cdot \sin \alpha_B) - F_x &= 0 \\ z \cdot (Q_A \cdot \cos \alpha_A - Q_B \cdot \cos \alpha_B) - F_y &= 0 \end{aligned} \quad (7)$$

2.2 부하분포 해석

접촉변형에 따른 볼의 부하분포 해석은 Table 2 와 같은 형상정보와 물성치를 갖는 삼익 THK 사 HSR-20R, 30R 모델에 대해 수행하였다. 적합도와 초기 접촉각은 각 형변에서 동일하고 적용된 예압은 경예압으로 Table 2 에 제시된 구간의 예압을 적용한다. Fig. 3 은 각 형변에 대해서 식 (1) ~ (7)을 이용하여 볼의 접촉부하를 해석한 결과이다. 이 결과에서 예압이 존재할 때 Part A 의 경우, 접촉부하가 수직부하의 증가와 함께 상승하는 Working 캐리지가 되며, Part B 는 수직부하에 따라 접촉부하가 감소하는 Preload 캐리지가 된다.

가이드의 동일한 형변에 대해서 예압이 높을 수록 초기 접촉부하도 함께 상승하는데 이는 레일과 캐리지

Table 1 Values of V_x and V_y

j	V_x	V_y
1	$A_0 \sin \alpha_0 - \delta_x$	$A_0 \sin \alpha_0 - \delta_y$
2	$A_0 \sin \alpha_0 - \delta_x$	$A_0 \sin \alpha_0 + \delta_y$
3	$A_0 \sin \alpha_0 + \delta_x$	$A_0 \sin \alpha_0 + \delta_y$
4	$A_0 \sin \alpha_0 + \delta_x$	$A_0 \sin \alpha_0 - \delta_y$

Table 2 Specifications of LM ball guides

Parameter	HSR-20R	HSR-30R
Conformity factor	0.52	0.52
Preload class (μm)	0 ~ 5	0 ~ 7
Ball diameter (mm)	3.969	5.556
Initial contact angle ($^\circ$)	45	45
Elastic modulus (KN/mm^2)	205.8	205.8
Poisson ratio	0.3	0.3
Number of loaded balls	12	12

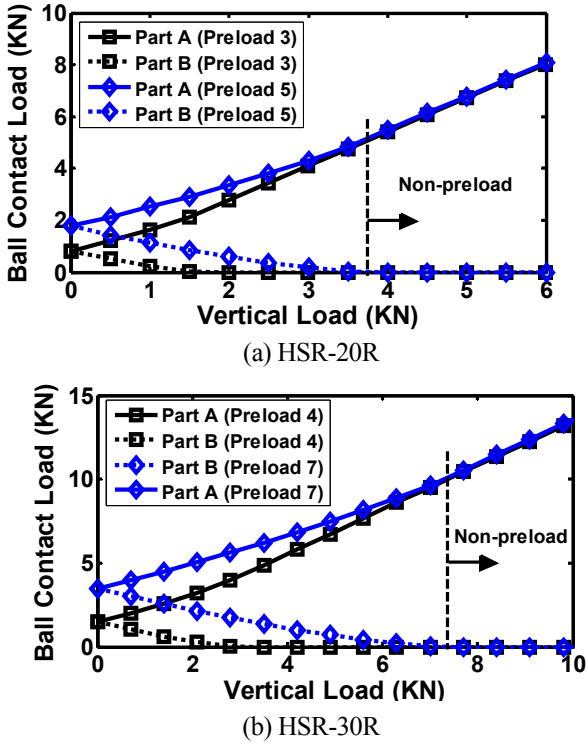


Fig. 3 Load distribution according to preloads

사이에 예압의 숫자만큼 큰 오버사이즈 볼이 적용되었기 때문이다. 하지만 수직부하의 증가에 따라 Preload 7 은 Preload 4 에 비해 접촉부하의 변화율이 낮아지며 일정 부하를 넘어서면 무예압 특성이 나타난다.

3. 마찰력 모델링

LM 볼가이드의 마찰력은 구름, 점성, 슬립 마찰력의 합으로 이루어진다.

구름 마찰력은 가이드 내 접촉부하와 볼 수 그리고 구름마찰계수의 관계로 표현되며, 점성 마찰력은 접촉면적, 윤활유의 점도 그리고 이송속도의 함수로 이루어진다.⁽¹⁾ 슬립 마찰력은 Hertz 변형에 의한 볼과 그루브 사이의 선속도 차이로 유도된다.

3.1 구름 마찰력

구름 마찰력은 Fig. 2 에서 볼과 그루브의 기하학적 관계로부터 식 (8)과 같이 유도된다.⁽¹⁾

$$F_r = \mu_t \cdot z \cdot (Q_A + Q_B) \tag{8}$$

여기서 μ_t 은 구름마찰계수, Q_A 와 Q_B 는 Part A 와 Part B 에서 각각 볼에 작용하는 접촉부하로 2 절의 결과로부터 구한다.

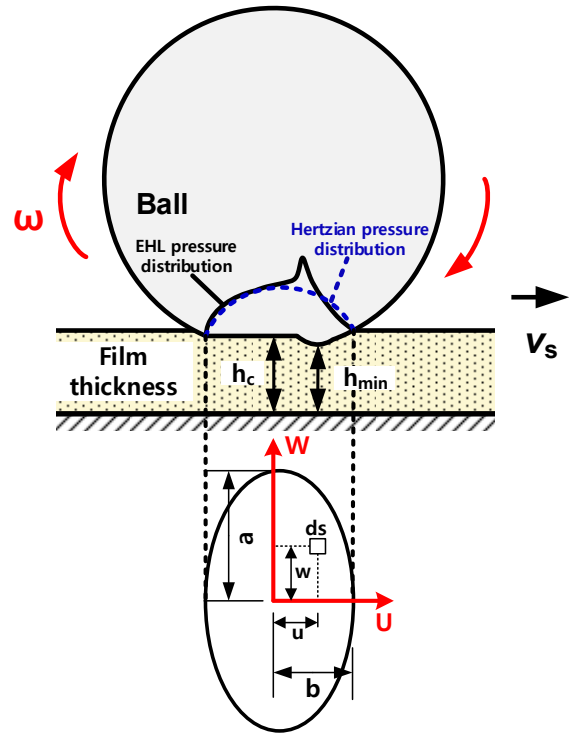


Fig. 4 Film thickness and pressure distribution between balls and grooves

3.2 점성 마찰력

LM 볼가이드 내부에는 윤활유에 의해 볼과 그루브 사이에 Fig. 4 와 같이 윤활막이 형성된다. 윤활막으로 인해 볼과 그루브는 각각 독립적으로 분리되며 볼이 회전할 때 윤활막과 볼 사이에 전단응력이 발생하고, Hertz 접촉부에서 뉴턴유체(Newtonian fluid)에 대한 점성 마찰력을 유도하면 식 (9)와 같이 된다.^(1,9,11)

$$F_v = z \cdot \left\{ 2 \cdot \eta_0 \cdot v_c \cdot \left[\frac{1}{h_A} \int_{-a_A}^{+a_A} \int_{-b_A \sqrt{1-u_A^2/a_A^2}}^{+b_A \sqrt{1-u_A^2/a_A^2}} dw_A du_A + \frac{1}{h_B} \int_{-a_B}^{+a_B} \int_{-b_B \sqrt{1-u_B^2/a_B^2}}^{+b_B \sqrt{1-u_B^2/a_B^2}} dw_B du_B \right] \right\} \tag{9}$$

여기서, η_0 , v_c , $h_{A,B}$ 는 각각 윤활유의 절대점도, 캐리지 속도, 유막두께이다. 유막두께 $h_{A,B}$ 는 Fig. 4 와 같이 탄성유체윤활(Elasto-Hydrodynamic Lubrication: EHL) 영역에서 최소 유막두께 h_{min} 과 중심 유막두께 h_c 를 Hamrock 과 Dowson 의 이론에 의거하여 계산되며 이들의 평균값을 적용하여 $h_{A,B}$ 를 구한다.⁽¹¹⁾ 타원면적의 장, 단 반경 $a_{A,B}$ 와 $b_{A,B}$ 는 하중조건과 Hertz 변형으로부터 구한다.^(9,11)

3.3 슬립 마찰력

회전축에 대한 볼의 회전반경 r 의 길이 차

때문에 발생하는 캐리지와 볼 사이의 차동 슬립 (Differential slip)은 Fig. 5 에 보인 바와 같이 접촉부 상의 임의 위치 (u,w) 에서 슬립 마찰력을 일으킨다. 볼이 Z 또는 U 방향으로 회전운동을 할 때, 차동 슬립에 의해 미소면적 ds 에서 슬립에 따른 속도 차가 생기고, 이에 따른 마찰에너지 손실이 발생한다. 이 슬립 마찰력은 다음과 같이 유도된다.

$$F_s = \frac{\mu_s \cdot z \cdot \omega_b}{v_c} \cdot \left\{ \begin{aligned} & \frac{3 \cdot Q_A}{2 \cdot a_A \cdot b_A} \int_{-a_A}^{+a_A} \int_{-j_A}^{+j_A} k_A \cdot R_A^d \cdot du_A \cdot dw_A \\ & + \frac{3 \cdot Q_B}{2 \cdot a_B \cdot b_B} \int_{-a_B}^{+a_B} \int_{-j_B}^{+j_B} k_B \cdot R_B^d \cdot du_B \cdot dw_B \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

여기서, μ_s , ω_b , $R_{A,B}^d$ 는 슬립마찰계수, 볼의 각속도, (u,w) 에서 변형된 볼의 차동 반경을 나타내며, $k_{A,B}$, $j_{A,B}$, $R_{A,B}^d$ 는 다음과 같다.

$$k_{A,B} = b_{A,B} \sqrt{1 - u_{A,B}^2 / a_{A,B}^2} \quad (11)$$

$$j_{A,B} = \sqrt{1 - (u_{A,B}^2 / a_{A,B}^2) - (w_{A,B}^2 / b_{A,B}^2)} \quad (12)$$

$$R_{A,B}^d = \frac{d_b}{2} \cdot \left\{ \begin{aligned} & \sqrt{r_{r,c}^d - w_{A,B}^2} - \sqrt{r_{r,c}^d - a_{A,B}^2} \\ & + \sqrt{(d_b/2)^2 - a_{A,B}^2} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

식 (13)에서 $r_{r,c}^d$ 는 변형된 캐리지 또는 레일의 곡률 반경을 의미하며 식 (14)를 통해 계산된다.

$$r_{r,c}^d = \frac{2 \cdot f_{r,c} \cdot d_b}{2 \cdot f_{r,c} + 1} \quad (14)$$

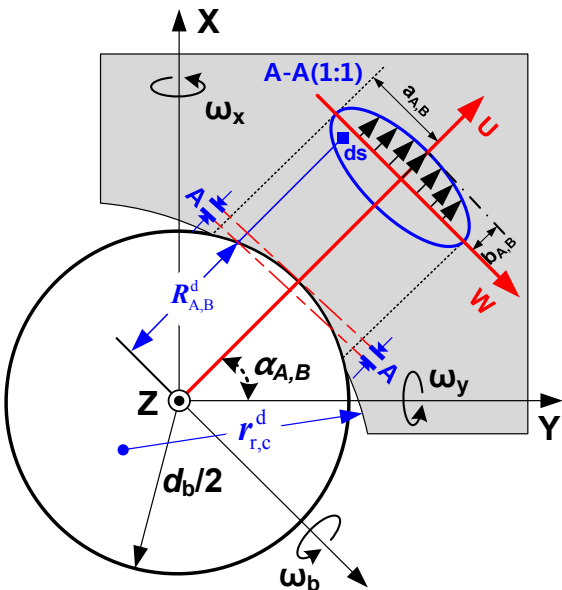


Fig. 5 Velocity profile on the elliptic contact

식 (8)-(10)을 이용하면 LM 볼가이드에서 발생하는 총 마찰력은 다음과 같이 정식화 된다.

$$F_{LM} = F_r + F_v + F_s \quad (15)$$

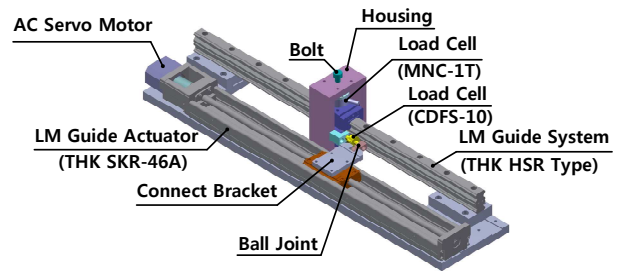
4. 마찰특성 실험

LM 볼가이드에서 발생하는 마찰력을 측정하고 개발된 마찰력 모델을 검증하기 위해 Fig. 6 과 같은 마찰특성 실험장비를 구축한다.

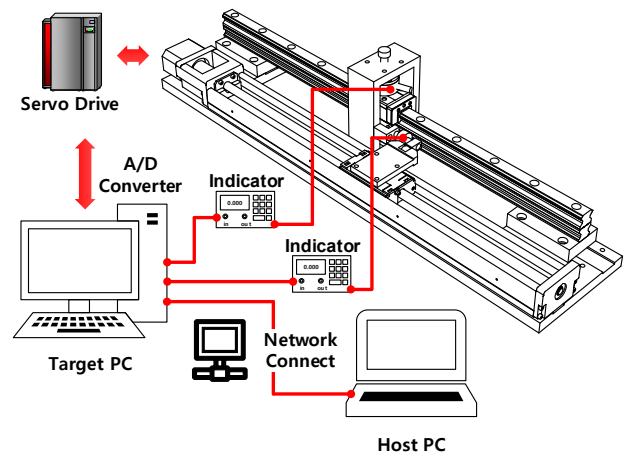
4.1 실험 장치

Fig. 6(a)와 같이 LM 볼가이드는 2 조가 서로 마주보게 설치되고 레일은 베이스에 양단지지로 고정된다. 그리고 캐리지 주위는 수직부하 측정용 로드셀 MNC-1T 가 내장된 하우징으로 조립된다. 마찰력 측정 대상인 THK 사 HSR 모델 LM 가이드 캐리지의 하우징에는 볼트가 체결되어 있어 볼트 조임량에 따라 수직부하가 가해진다. 속도와 부하조건에 따른 실험을 위해 THK 사 SKR-46A 로 이송장치를 구현하고 브러켓을 통해 설치된 로드셀 CDFS-10 을 통해 운전 중에 마찰력을 측정한다.

마찰 측정을 위해 측정장비를 Fig. 6(b)와 같이 구성한다. 정확한 이송제어를 위해 실시간 xPC- Target



(a) Forcing unit



(b) Measuring unit

Fig. 6 Experimental setup

Table 3 Experimental conditions

Test no.	Load (KN)	Velocity (m/min)	Model type
1	0	3	HSR-20R/30R
		6	
		9	
		12	
2	1	3	HSR-20R/30R
		6	
		9	
		12	
3	3	3	HSR-20R/30R
		6	
		9	
		12	
4	6	3	HSR-20R/30R
		6	
		9	
		12	

Table 4 Prediction accuracy of the friction model

Load (KN)	HSR-20R (%)	HSR-30R (%)
0	99.98	94.45
1	89.64	99.26
3	91.24	90.78
6	95.58	97.23

Fig. 7은 각 형변에 대해 6회 반복 실험으로 측정된 마찰력의 평균치이다. 가이드의 모델에 따라 내재된 예압과 볼 직경이 다르기 때문에 Fig. 7(a)와 (b)는 서로 다른 차이를 보이며 수직부하와 속도 증가에 따라 마찰력이 함께 상승한다. 그러나 0 KN과 1 KN 부하에 대한 마찰력 상승치를 비교하면 미미하다. 이는 Fig. 3의 부하분포 해석 결과에서 볼 수 있듯이 예압의 2.83 배 보다 낮은 부하 조건에서 Working 캐리지와 Preload 캐리지에 걸리는 볼의 접촉 부하가 서로 상쇄되기 때문이다. 그리고 6 KN에서는 과부하로 인한 예압 효과의 상실로 마찰력이 크게 상승한다. 이로부터 마찰력은 예압과 수직부하에 따라 비선형적 거동을 가짐을 알 수 있다.

5. 결과 해석

5.1 예측 결과

정식화된 마찰력 모델의 예측 정도를 검증하기 위해 Table 3과 동일한 작동 조건에서 시뮬레이션을 수행하였다. 마찰력 측정치와 예측치의 비교 결과는 Fig. 8과 같다. 시뮬레이션을 위해 적용된 예압량은 HSR-20R, 30R에 대해서 각각 3.5, 5 μm이다. 각 형변에 대한 예측치는 측정치를 잘 따라가고 있으며 수직부하 증가에 따른 비선형적 관계를 잘 보여준다. 그리고 속도 증가에 따라 마찰력의 상승율도 잘 반영되고 있다. Fig. 8의 마찰력 예측 결과를 평가하기 위해 식 (16)의 예측 정확도와 식 (17)의 퍼센트 오차를 이용한다.⁽¹²⁾ 예측 정확도 결과는 Table 4와 같다.

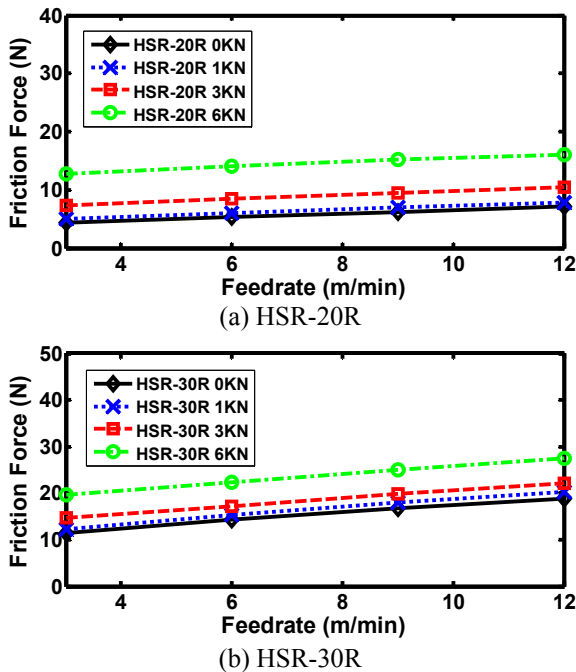


Fig. 7 Measured friction forces according to various load and feedrate conditions

OS를 Target PC에 설치하고 Host PC에서는 C언어 기반 s-Function으로 가감속 기능을 갖는 보간기를 설계하여 왕복 운동한다. Target PC에 NI사 DAQ(Data Acquisition) 보드를 설치하여 모터 구동신호와 마찰력 데이터를 수집한다.

4.2 실험 결과

Table 3의 조건으로 마찰력 측정 실험을 수행하였다.

$$E_{st} = \left(100 - \frac{\sum_{i=1}^N PE_i}{N} \right) \tag{16}$$

$$PE_i = \left(\frac{Y_i - E_i}{Y_i} \right) \times 100 \tag{17}$$

식 (16)에서 N과 PE_i는 측정치 개수, i번째 오차의 백분율이고, 식 (17)의 Y_i, E_i는 측정치와 예측치이다.

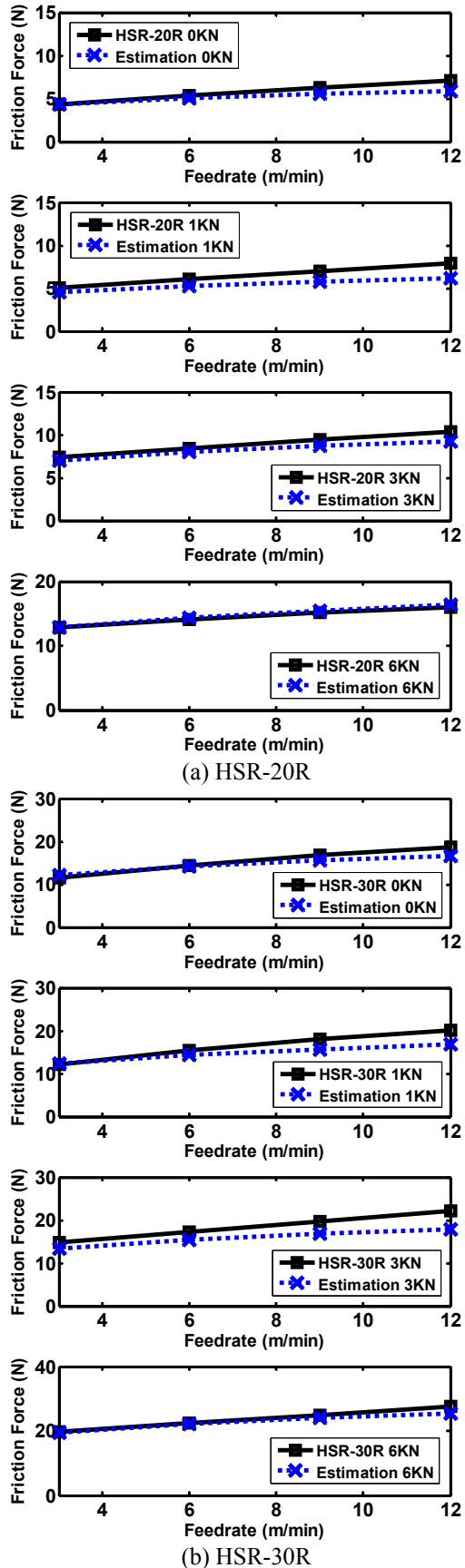


Fig. 8 Estimated friction forces according to preload

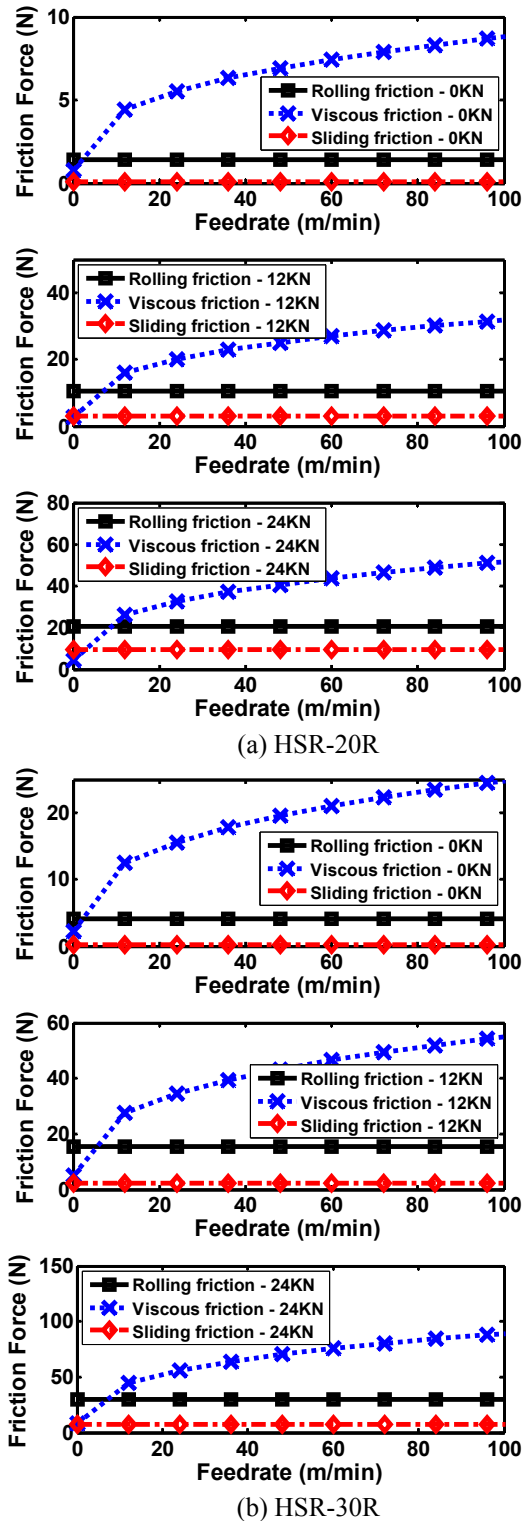


Fig. 9 Friction components according to various load and feedrate conditions

마찰력 정식화 모델의 예측 정확도는 평균 93% 이상의 좋은 결과를 보여준다. 이는 변형된 볼과 그루브 사이에서 타원 접촉면적의 관계가 수학적으로 잘 모델링 되었으며 윤활유의 점도, 타원면적 그리고

속도의 함수로 이루어진 점성 마찰력의 비선형적 관계가 잘 반영되었음을 의미한다.

5.2 마찰성분 효과

정식화 된 마찰력 모델의 성분 분석을 다음 조건으로 수행한다.

(1) HSR-20R, 30R 에 대한 예압은 5.1 절에 제시된 값을 적용한다.

(2) 이송속도는 0.06 ~ 100 m/min, 수직부하는 0~24 KN 으로 선정한다.

위에 제시된 두 조건을 마찰력 정식화 모델에 적용하여 Fig. 9 와 같은 결과를 얻었다. 이송속도 0.06 m/min 에서 각 형변에 따른 구름 마찰력은 약 63~71 % 으로 가장 지배적이다. 그러나 속도증가에 따라 점성 마찰력은 지수적으로 상승하여, 최대 속도 100 m/min 에서 81~85 % 수준으로 영향이 가장 크게 나타난다. 그리고 구름, 점성, 슬립 마찰력 모두 수직부하 증가에 영향 받는 것을 알 수 있다. 구름 마찰력은 볼 접촉부하의 증가가 주 원인이며, 점성 마찰력은 식 (9)와 같이 윤활유의 점도, 속도, 그리고 타원면적의 함수로 이루어져 속도뿐만 아니라 수직부하의 증가에 크게 영향 받는다. 슬립 마찰력은 볼과 그 접촉면에서 선속도 차에 의해 마찰력이 상승하지만, 무부하 조건에서 영향은 전체 마찰력의 2~4 % 정도로 무시할 수준이다. 그러나 최대 수직부하 24KN 에서는 전체 마찰력의 약 11~45 %까지 크게 영향을 미친다. 특히 형변 HSR-20R 은 부하가 상승함에 따라 다른 형변에 비해 슬립 마찰력의 영향이 크게 나타난다. 이는 식 (2)를 통해 계산된 HSR-20R 의 Hertz 상수가 다른 형변에 비해 작은 값을 갖기 때문이다. Hertz 상수의 작은 값은 큰 값에 비해 비교적 낮은 부하에서도 볼 접촉부하가 크게 반영되기 때문이다. 그러므로 과도한 부하를 받는 가이드의 경우, 보다 정확한 마찰력 예측을 위해서는 슬립 마찰력의 고려가 필요하다.

6. 결 론

구름, 점성, 슬립 마찰을 고려한 LM 볼가이드의 마찰력 정식화를 수행하고, 실험을 통해 모델의 신뢰성을 입증하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 마찰력 모델은 LM 볼가이드의 기하학적 형상, 물성치, 예압, 윤활 및 운전 조건의 함수이다.

(2) 구름 마찰력은 볼 수, 접촉부하, 구름마찰계수로 모델링 되고, 점성 마찰력은 접촉면적, 유체 점도, 이송속도의 함수로 주어진다.

(3) 슬립 마찰력은 접촉 변형에 기인한 타원면적

내의 선속도 차로 모델링 된다.

(4) 정식화 된 마찰력 모델의 예측 정확도는 실험치 대비 93% 이상의 정확도를 가진다.

(5) 2 m/min 이하 저속 구간에서는 마찰성분 중 구름 마찰력의 영향이 가장 지배적이지만 고속에서는 점성 마찰력의 영향이 가장 커진다.

(6) 무부하 조건에서 슬립 마찰력은 전체 마찰력의 2~4 % 수준으로 무시할 수준이나, 과도한 부하 조건에서 영향은 11~45 % 수준으로 정밀 이송계 설계에 고려가 필요하다.

참고문헌

(References)

- (1) Oh, K. J., Khim, G. H., Park, C. H. and Chung, S. C., 2015, "Mathematical Modeling of Friction Force in LM Ball Guides," *Journal of the KSPE*, Vol. 32, No. 5, pp. 423~429.
- (2) KIMM., 2014, "Development of Platform Technology for Machine Accuracy Simulation II," *Research Report*, Korea Institute of Machinery & Materials.
- (3) Kim, K. H., Park, C. H., Song, C. K., Lee, H. S. and Kim, S. W., 2000, "The Accuracy Design of LM Guide System in Machine Tools," *Journal of the KSPE*, Vol. 23, No. 7, pp. 692~695.
- (4) Ohta, H. and Tanaka, K., 2010, "Vertical Stiffness of Preload Linear Guideway Type Ball Bearings Incorporating the Flexibility of the Carriage and Rail," *Journal of Tribology*, Vol. 132, pp. 1~9.
- (5) Shimizu, S., 1999, "Stiffness Analysis of Linear Motion Guide System," *International Journal of the JSPE*, Vol. 33, No. 3, pp. 163~167.
- (6) Kim, K. H., Park, C. H., Lee, H. and Kim, S. W., 2002, "Analysis of the Motion Errors in Linear Motion Guide," *Journal of the KSPE*, Vol. 19, No. 5, pp.139~148.
- (7) Oh, K., Park, C. H. and Chung, S. C., 2014, "Identification of Static and Dynamic Frictions in Ballscrew Servos," *Proceedings of the ASPE Annual Meeting*, Vol. 59, pp. 246~250.
- (8) Jang, S. H., Khim, G. and Park, C. H., 2013, "An Experimental Prediction of Heat Generation Caused by Friction Force on Linear Motion Guide," *Proceeding of the KSPE*, pp. 489~490.
- (9) Harris, T. A., 2001, *Rolling Bearing Analysis*, John Wiley and Sons, New York, pp. 183~230.
- (10) Stolarski, T. A. and Tobe, S., 2000, *Rolling Contacts*, Professional Engineering Publishing Limited, pp. 76~80.
- (11) Hamrock, B. J. and Dowson, D., 1981, *Ball Bearing Lubrication: The Elasto-hydrodynamics of Elliptical Contacts*, John Wiley and Sons, pp. 187~218.
- (12) Weisberg, S., 2005, *Applied Linear Regression*, John Wiley and Sons, pp. 194~206.