

고속 주축 베어링용 예압장치의 볼 가이드 이송특성

이찬홍*

(논문접수일 2011. 10. 24, 수정일 2011. 11. 19, 심사완료일 2011. 11. 22)

Feeding Characteristics of Ball Guide in High Speed Spindle's Bearing Preload Units

Chan Hong Lee*

Abstract

The Bearing preload units are used for stable rotational movements of high speed spindles. The feeding mechanism of the preload unit is important to prevent overheat of bearings and to keep constant bearing load under thermal deformation of spindle unit. In this study, ball slide guide and ball bush as feeding mechanism of preload unit are selected. The maximum static friction force, radial stiffness and damping ratio of ball slide guide with ball load, ball number and ball size are widely investigated. In conclusion, the surface of ball slide guide must be heat treated to reduce static friction force. The number and size of ball are increased to control sensitive bearing preload force.

Key Words : Spindle bearing(주축 베어링), Bearing preload unit(베어링 예압장치), Ball guide(볼 가이드), Feeding characteristics(이송 특성), Stiffness and damping of preload unit(예압장치의 강성과 감쇠), Bearing friction(베어링 마찰)

1. 서론

고속 가공은 항공기 부품같이 가공물의 재료 제거율이 높은 부품, 고 경도 재료를 사용하는 금형 그리고 인성이 강한 비철 연질 재료의 고능률 가공을 위해서 자주 사용하는 기술이다⁽¹⁾. 이렇게 고속 가공기술은 고도 산업사회에서 핵심적인 역할을 하고 있어 국제 공작기계 전시회에서도 고속 공작기계가 매년 다수 선보이고 있다. 그런데 공작기계 사용자는 기계성능이 구매의 주요 선택기준이기는 하지만, 장비의 기계수명이 끝날 때까지 소요되는 기계 서비스 비용을 최소한으로 감소시켜야 생산부품의 단가를 낮출 수 있으므로 핵심 유니트의 신뢰성에 많은 관심을 가지고 있다. 고속 공작기계의 경우는 고속 주축과

함께 공작물을 빠르게 이송시킬 수 있는 고속 이송계가 짝을 이루어야 효율적인 가공이 되므로, 두 핵심 유니트는 신뢰성이 높아야 한다. 주축은 이송계에 비해서 기계수명이 상대적으로 짧아서 주축의 신뢰성을 높이기 위해 많은 연구가 진행되고 있다⁽²⁾.

Fig. 1에 나타난 고속 주축은 고속 회전능력 외에 저 발열, 고 강성, 저 진동 특성이 요구되므로, 구조적으로는 간단하지만 통합성능을 위해서 구동모터의 설치위치, 베어링 배열과 조립 공차, 베어링 윤활과 냉각 그리고 축의 밸런싱 등 상호 연계관계를 갖는 설계변수들을 적절하게 안배할 필요가 있다.

특히, 고속 베어링은 절삭력을 지지하면서 회전을 하고, 회전 속도가 급격히 상승하는 운전특성이 있어 볼 마찰로 인한 큰

* 한국기계연구원 초정밀기계시스템연구실 (chlee@kimm.re.kr)
주소: 305-343 대전광역시 유성구 장동 171

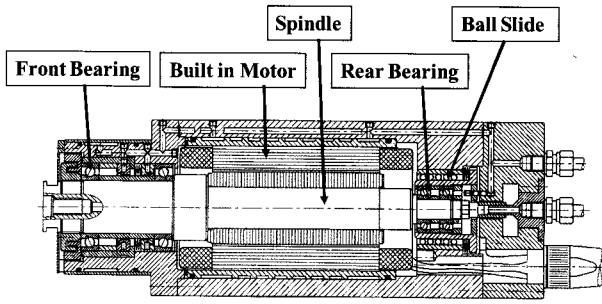


Fig. 1 High speed spindle system with bearing preload unit⁽³⁾

발열이 발생한다. 또한 발열로 인한 베어링 내외륜 팽창과 고속 원심력으로 인한 베어링 조립공차 변화 그리고 주축의 축방향 열변위로 베어링의 조립상태가 고속 회전에서는 초기 상태보다 헐거워지거나 과도하게 억지끼워맞춤되는 경향을 나타내서, 역으로 주축의 회전 정밀도에 손상을 주거나, 베어링의 과도 발열을 일으킨다. 그래서 고속 주축에서는 회전수와 온도에 관계없이 베어링간의 예압상태를 적절하게 유지하기 위해서 예압장치를 설치해야 한다⁽¹⁾.

초고속 주축은 베어링 발열이 급격히 변화하고, 주축 구동방법도 외부 모터에서 내장형 모터로 변화해서 열적으로 더 열악한 조건이 되었다. 본 연구에서는, 저속에서 고속 회전에 이르기까지 확실히 베어링의 예압조건을 유지시키기 위해서 볼 매개형 슬라이드 예압장치를 사용할 때, 예압장치의 미소 운동 특성을 볼의 개수, 크기 그리고 부하에 따른 영향을 분석하였다. 그리고 상용 Ball Bush를 슬라이드 요소로 채용한 경우 Ball Bush의 지름 억지끼워맞춤과 볼 크기에 따른 마찰 특성을 분석하였다.

2. 고속 주축의 베어링 예압장치 종류와 문제점

볼 베어링에서 예압장치의 목적은 베어링 외륜에 하중을 가하여 볼과 베어링 레이스 간에 압축성 영역을 만들어 외부의 추가 하중에도 불구하고 베어링 내부에 틈새가 발생되지 않아 주축의 회전정밀도를 개선시키고, 반경 및 축방향의 베어링 강성을 증가시켜 주축의 전체 강성을 강화하고 베어링 소음을 저감시키는데 있다⁽⁴⁾. 그러나 예압장치가 잘 작동하지 않으면 베어링 내에서 비정상 발열이 일어나고 주축의 열변위로 인해서 베어링간의 간격이 변화해서 과도한 발열이 발생하면서 베어링이 고착되거나 파손된다.

예압의 방법에는 Fig. 2(a)에서 나타난 바와같이 베어링간의 간격을 일정하게 유지해서 베어링 제조사가 지정한 예압이 걸리도록 한 정위치 예압방법과, 다른 방법은 Fig. 2(b)와 같이 후단 베어링의 외륜이 스프링으로 하중을 가해서 전후 베어링간의 예압이 일정하게 유지하는 정압 예압방법이 있다. 정압예

압 방법에서 예압의 크기는 스프링의 개수와 강성으로 적절하게 조절할 수 있다.

Fig. 2의 예압방법은 구조상 두 가지 조건이 필요하다. 첫째는 베어링의 내륜은 주축과 큰 억지끼워맞춤을 하여 고속 회전에서의 원심력으로 인한 틈새공차와 내륜의 축방향 움직임은 없다. 둘째는 베어링 예압은 베어링 외륜의 축방향 움직임으로 발생하는 예압으로 주축 하우징과 조립공차가 헐거워맞춤이 되어야 한다. 이로 인해서 주축의 지지 강성이 감소한다. 일반적인 예압방법의 문제점은 두 번째 조건에서 생기는데, 주축 하우징이 발열로 인해서 열변형을 일으키면 베어링의 외륜이 조립되는 부위가 원형에서 타원으로 변화해서 주축 작동 초기 같이 외륜 움직임이 원활하지 않고, 열변형이 심할 경우 외륜은 열팽창으로 움직이지 않는다. 적절한 외륜 조립공차를 얻기 위해서는 많은 실험을 통해서 가능하고 이것도 신뢰성이 높은 조립공차가 아닐 수 있다.

그래서 베어링 외륜의 축방향 움직임을 확실하게 하고, 주축의 지지 강성도 높이기 위해 Fig. 1과 같이 볼 매개형 슬라이드 예압장치를 후단 베어링 외곽에 설치한다. 여기서 최적의 볼 가이드 예압장치로 만들기 위해서는 베어링 외륜의 발열로 인한 열팽창으로 볼 가이드에 불하중이 크게 작용하지 않아야 하고, 볼의 크기나 개수를 적절히 선택하여 축방향 마찰력이 작도록 예압장치가 설계되어야 한다.

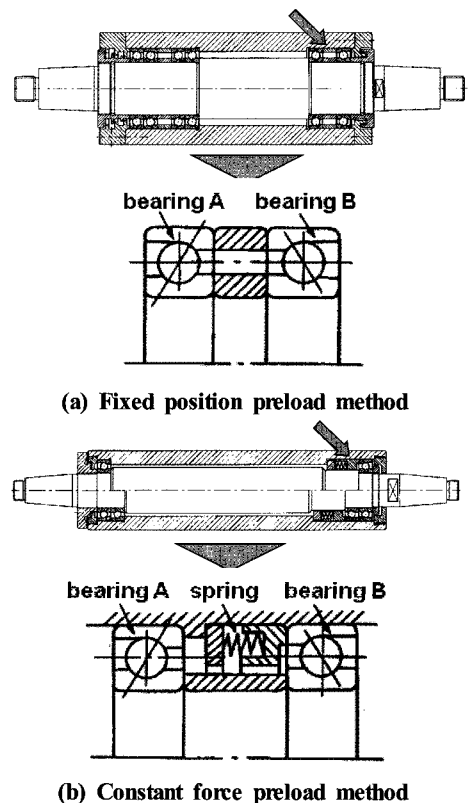


Fig. 2 Spindles with fixed position and constant force preload unit

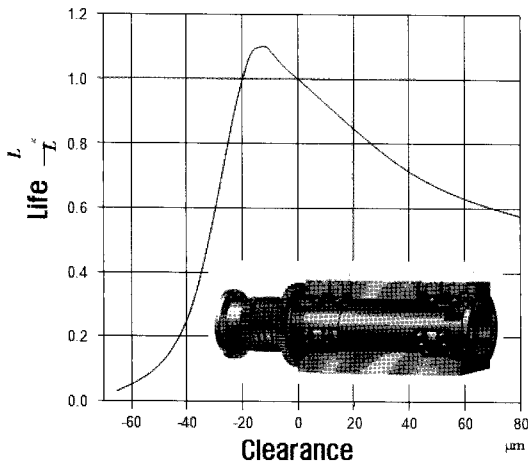


Fig. 3 Relationship of bearing life and clearance⁽⁴⁾

고속 주축에서 적절한 예압량 설정의 중요성은 Fig. 3에 보인 베어링 수명과의 관계에서 잘 나타난다. 어떤 주축에서 베어링 조립공차가 억지끼워맞춤으로 $-13\mu\text{m}$ 일 때 최대 수명을 나타내고 있고, 오히려 헐거운 상태에서는 볼의 미소진동으로 인해서 서서히 내륜파손이 진행되어 수명이 짧아지고 과도한 억지끼워맞춤인 경우 고온 발열로 인해 재료의 조직이 손상되어 급격히 수명이 짧아진다. 그래서 적절한 베어링 예압은 주축의 수명과 회전 정밀도에 크게 영향을 미친다.

3. 볼 가이드형 안내계의 미소 운동 특성

고속 베어링에 볼 가이드형 예압장치를 설치할 경우, 예압장치의 마찰력이 최소로 유지되고 반경방향의 강성도 되도록 크게 유지시키기 위해서 예압장치의 볼 안내계 설계 파라미터를 적절히 설정해야 한다.

이를 위해서 볼 가이드형 안내계의 미소 운동에 대한 기초설

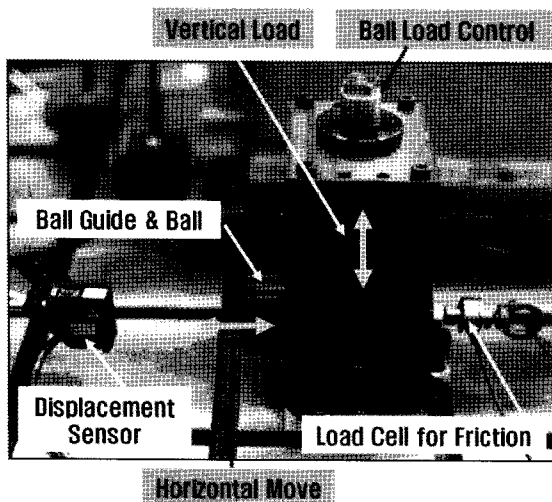
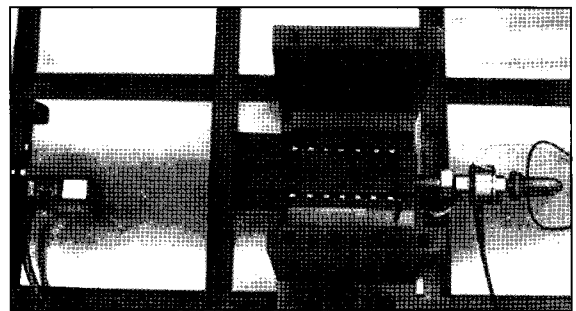


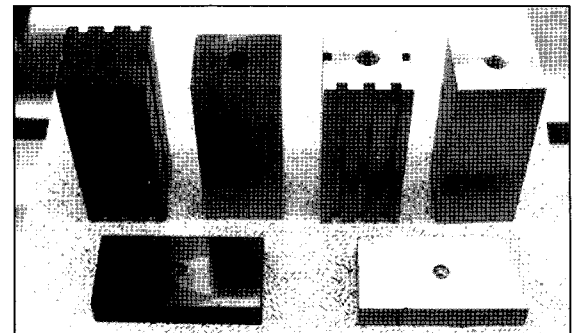
Fig. 4 Experimental set up for minimum preload measurement

험을 실시하였다. Fig. 4에 나타난 볼 가이드 예압기구에 대한 실험장치에서는 실제 원통모양인 예압기구에서 설계 파라미터를 연속적으로 변화시킬 수 없는 항목을 실험해 볼 수 있게 하였다. 우선 볼 가이드에 수직 하중을 연속적으로 부과할 수 있도록 실험장치 상부에 대형 나사를 설치하였고, 볼은 12개를 2줄로 설치하고 볼 상면에 바로 평판을 설치해서 수직 하중을 가했다. 그리고 안내계의 수평 방향 미소 변위를 측정하기 위해서 레이저 변위센서를 설치하고, 볼 안내계의 최대 마찰력을 측정하기 위해서 정밀 로드셀을 설치하였다. 미소 운동 거리는 0.5mm 이내에서 실시되고 이 거리에서 볼 안내계는 정마찰 영역에서 동마찰 영역으로 변화한다.

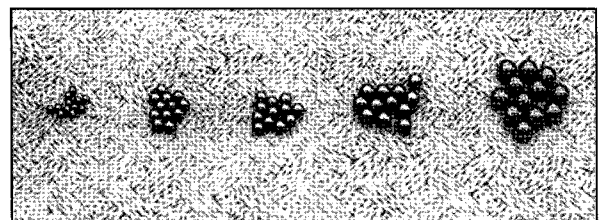
실험용 예압장치의 부품은 Fig. 5에 보인바와 같이 두 줄의 홈에 볼을 삽입하고, 볼에 그리스를 바르고 볼 간격을 일정하게 하였다. 이때 볼 안내계와 볼 상판의 재료는 SCM 415 로서 침탄 열처리되어 경도 HRC 59, 침탄깊이 1mm 인 것과 비 열처리 재료의 경도 HRC 10 인 것을 각각 사용하였으며, 볼의 지름은 5가지 종류를 사용하였다. 볼 안내계의 설계 파라미터는 안내계의 열처리 여부, 볼 부하, 볼 지름 및 볼 개수 이다.



(a) Ball arrangement of guide



(b) Ball guide heat treatment



(c) Ball size

Fig. 5 Element of ball guide assembly

Table 1 Experimental parameter for ball guide movement

Condition	Ball Guide Heat Treat	Ball Load (N)	Ball Size (mm)	Ball Number
Condition 1	heated/ non-heated	500-4000	5.91	12
Condition 2	heated	4000	3.57, 5.91	12
			6.32, 7.9	
Condition 3	heated	4000	5.91	12, 16, 20, 24, 28

실험에 사용된 조건은 Table 1에 나타내었다. 실험과정은 최대 정마찰력에 대해서 안내계의 열처리 영향, 볼 지름 영향, 볼 개수 영향 등 3 가지 항목을 실시하였다. 실험과정은 안내계 스프링을 연결하고 서서히 수평방향으로 이송시키면 어느 순간에 정마찰력이 최대가 되고 동마찰 영역으로 변화하면서 마찰력이 감소하고 볼 안내계가 수평으로 이동한다. 이때 최대 정마찰력을 측정하였다.

Fig. 6에는 볼 안내계가 열처리 유무와 관련하여 최대 정마찰력이 어떻게 변하는지 보이고 있다. 그림과 같이 볼 부하 P를 증가시키면 열처리 되지 않은 안내계는 정마찰력 F가 계속 증가하는 반면, 열처리가 된 안내계는 정마찰력이 1/20정도로서

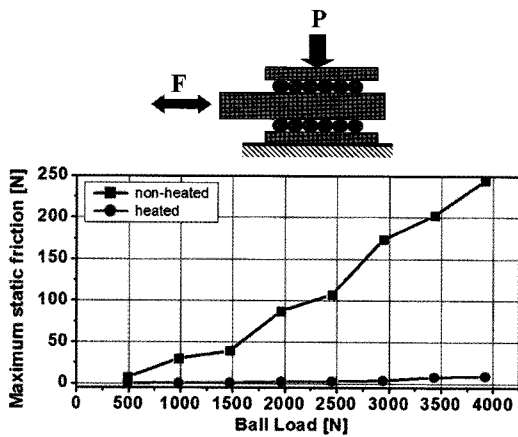


Fig. 6 Maximum static friction with ball load

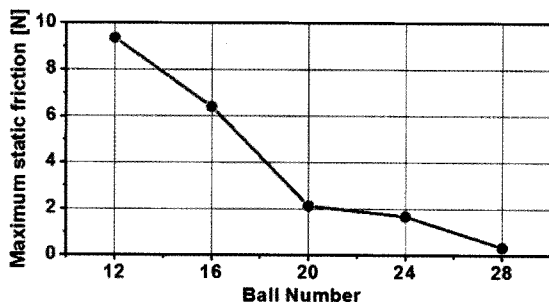


Fig. 7 Maximum static friction with ball number

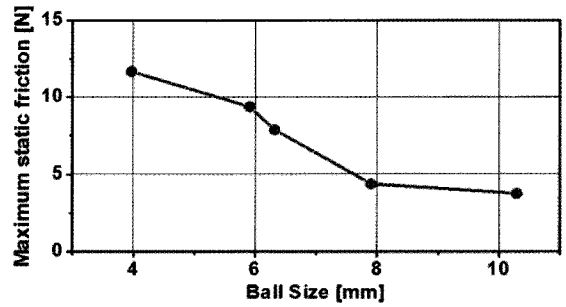


Fig. 8 Maximum static friction with ball size

거의 일정하게 유지되고 있다. 이것은 열처리가 되지 않은 평면에 볼 부하가 증가하면서 볼이 파묻히는 현상이 발생해 수평방향의 정마찰력이 증가하는 것으로 생각된다.

Fig. 7에는 안내계에 매개된 볼의 개수가 증가함에 따라 정마찰력이 변화하는 현상을 보이고 있다. 실험에 의하면 볼의 개수가 증가하면 정마찰력이 크게 감소한다. 이것은 동일 볼 하중에 대해 볼의 개수가 많아지면 분할된 볼 하중이 작아져 평판에 볼이 파묻히는 현상이 작아지기 때문이다. Fig. 8에는 볼의 지름이 증가하면서 정마찰력이 변화하는 곡선을 나타내는데, 볼이 커지면 정마찰력이 비례적으로 감소하는 현상을 보이고 있다. 이것은 큰 볼인 경우, 평판과의 볼 접촉 면적이 증가하기 때문에 동일 볼 하중에 대해서 볼이 파묻히는 깊이가 작아지기 때문에 정마찰력이 작아지기 때문인 것으로 판단된다.

4. 볼 가이드형 안내계의 정강성과 감쇠 특성

Fig. 9~11에는 볼 안내계의 정강성과 감쇠계수가 설계 파라미터에 대해서 변화하는 경향을 보이고 있다. 정강성은 안내계에 수직으로 정하중 Q를 가하고 이때 변위 δ 를 측정하여 얻게 되고, 감쇠계수는 안내계에 Impulse Hammer로 가격하여 전달 함수의 1차 피크에서의 감쇠계수를 추출한다. Fig. 9에서 보듯 볼 하중이 증가하면 열처리된 안내계는 정강성이 약간 증가하고, 감쇠계수는 많이 증가한다. 반면 비 열처리된 안내계는 정강성이 많이 증가하고, 감쇠계수는 약간 증가하는 현상을 보이고 있다. 즉 볼이 접촉 평판에 많이 파묻힐수록 강성이 커지는 경향이 있다.

Fig. 10에는 볼 개수가 많아지면 정강성은 증가하지만 감쇠계수는 감소하고, Fig. 11에는 볼 지름이 증가하면 정강성과 감쇠계수 모두가 증가하는 경향을 보인다.

이상의 기초실험 결과로부터 볼 안내계 예압장치의 유리한 설계 파라미터는 열처리된 안내계를 사용하고, 볼의 하중을 어느 정도 유지하며, 볼의 개수와 지름을 증가시키면 결과로서 정마찰력이 감소하고 정강성이 증가하게 되는 예압장치의 안내계가 예상된다.

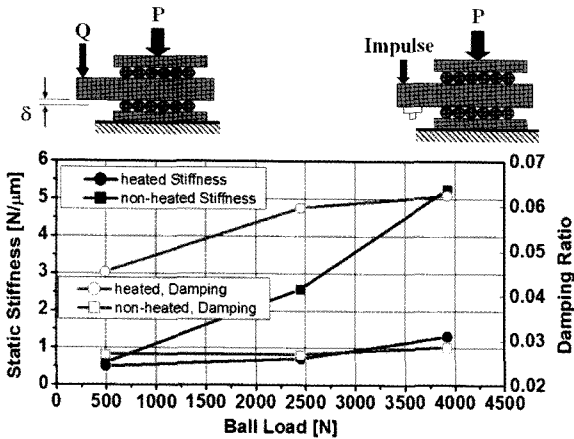


Fig. 9 Static stiffness and damping ratio with ball load

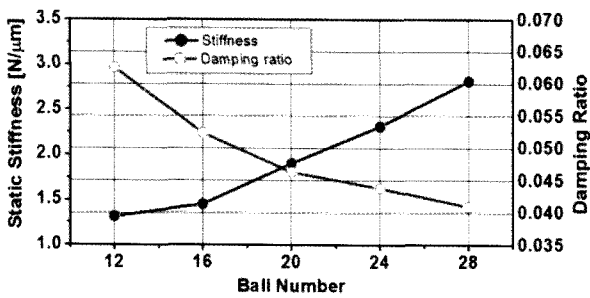


Fig. 10 Static stiffness and damping ratio with ball size

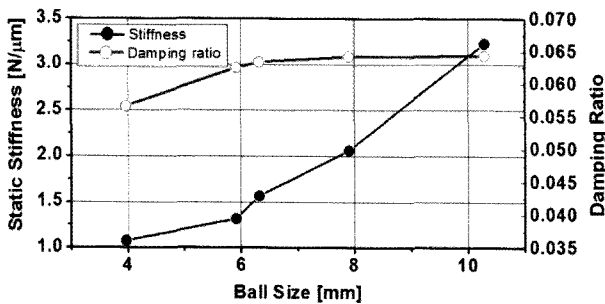


Fig. 11 Static stiffness and damping ratio with ball size

5. 볼 부쉬타입 예압장치의 정마찰 특성

고속 주축에서 볼 매개형 슬라이드 예압장치를 실현하기 위해서 주축 제작자는 스스로 설계한 볼 안내계를 사용하기보다 주축의 단가와 부품 정밀도의 안정화를 위해서 Ball Bush를 구매하여 사용한다. 그래서 Fig. 12와 같이 후단부 베어링의 외곽에 예압장치의 축이송을 위해서 볼 부쉬를 설치하게 된다⁽⁵⁾. 베어링의 예압은 후단부 베어링의 외륜을 여러 개의 스프링으로 밀어서 약 600N 정도 예압이 걸리도록 한다. 볼 부쉬의 정마찰 특성은 주축내 조립상태에서 주변조건을 변화시키기 어

려움으로 Fig. 13에 나타난 볼 부쉬들을 독립적으로 조립조건을 변화할 수 있게 Fig. 14의 실험장치에 삽입하여 실험하였다.

볼 부쉬 실험조건에서 가장 중요한 것은 전 절에서 다루었던 볼 하중을 볼 부쉬 조립공차로 변환하여 실험하는 것이다. 볼 부쉬는 구매품이므로 지름에 대한 공차만이 설계자에게 유용하게 사용할 수 있는 것으로, 볼 부쉬의 억지끼워맞춤 정도에 대한 최대 정마찰력의 변화를 관찰하면 된다. 실험대상 볼 부쉬의 내경은 모두 동일하지만 외경은 볼의 지름이 달라 변화하므로, 볼 부쉬의 외경에 상응하게 3개의 지지 하우징을 제작하여 각각 조립해서 사용하였다. 그리고 볼 부쉬의 내경에 조립되는 축은 원추대 형태의 중공축으로 상응하는 원추대 축을 축 방향

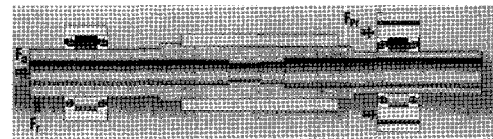
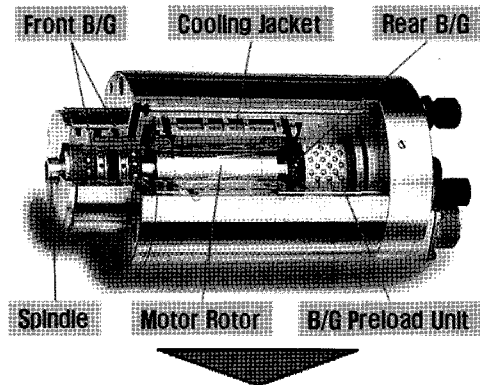
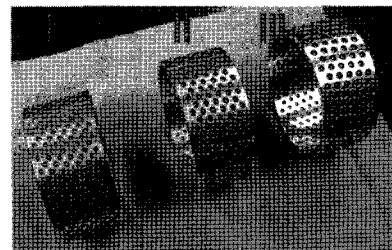


Fig. 12 High speed spindle system with preload unit⁽³⁾



Ball Bush Specification :

Ball Bush : $D_1 = \phi 115 \text{ mm}$, $w = 56 \text{ mm}$

I. $D_0 = \phi 123 \text{ mm}$, $d = \phi 4 - 0.003 \text{ mm}$

36 ball x 12 line = 432 ball

II. $D_0 = \phi 125 \text{ mm}$, $d = \phi 5 - 0.003 \text{ mm}$

30 ball x 11 line = 330 ball

III. $D_0 = \phi 127 \text{ mm}$, $d = \phi 6 - 0.002 \text{ mm}$

24 ball x 10 line = 240 ball

Fig. 13 Commercial ball bushes for preload unit

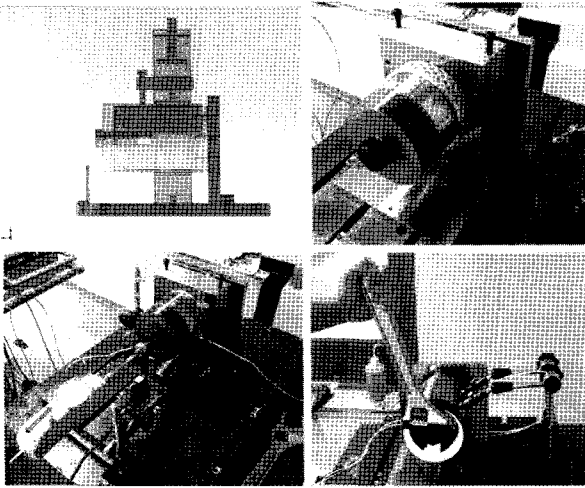


Fig. 14 Experimental set up for ball bush friction

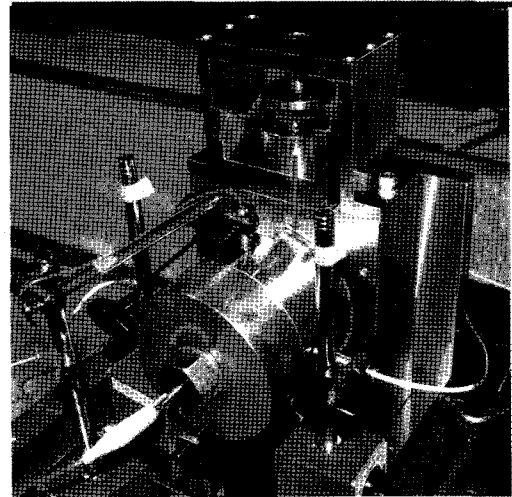


Fig. 16 Friction force with negative clearance

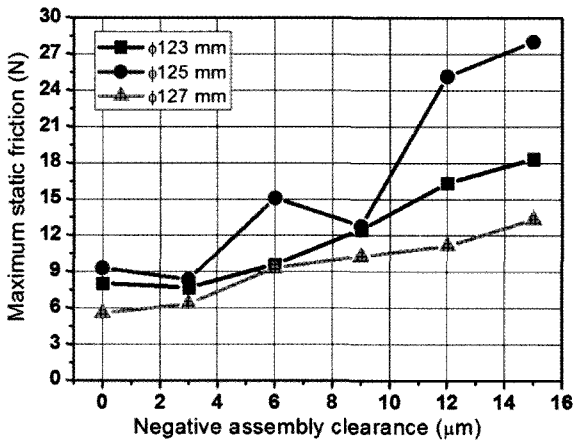


Fig. 15 Friction force with negative clearance

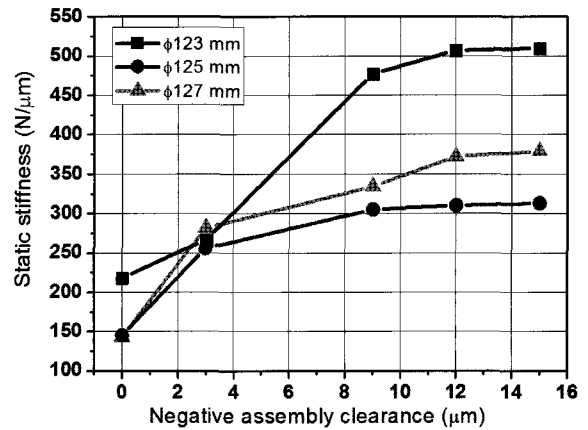


Fig. 17 Friction force with negative clearance

으로 조립시키면 볼 부쉬 내경축의 외경이 팽창되게 구성하였다. Fig. 13에 나타내듯이 볼 부쉬는 볼의 지름이 증가하면서 전체 볼의 개수는 작아진다.

Fig. 15에는 볼 부쉬의 내경 조립공차가 역지끼워맞춤 0, 3, 6, 9, 12, 15 μm로 증대되면서 최대 정마찰력의 변화를 나타내었다. 그림에 보듯이 역지끼워맞춤의 크기가 증대되면 정마찰력이 모든 볼 부쉬에서 증가하고, 이 중에서 볼 부쉬의 외경지름이 큰 것이 정마찰력이 작아지는 것으로 나타났다. 이 현상은 볼의 개수와 관련이 깊어서 외경 123mm 부쉬는 정마찰력이 가장 크지 않고 중간 정도 수준을 보이고 있는데, 이것은 볼의 개수가 432개 이어서 외경 125mm의 개수 330개 보다 많기 때문인 것으로 판단된다.

6. 볼 부쉬타입 예압장치의 반경방향 정강성

예압장치에 볼 부쉬를 장착하였을 때 반경방향의 정강성은 주축의 정강성에 영향을 미치므로 중요한 특성이 된다. Fig. 16

과 같이 상부에 로드셀을 달고 이송 안내축을 수직으로 하중을 가하고 변위를 측정하였다. Fig. 17의 결과에 따르면 볼 부쉬의 역지끼워맞춤이 증가하면 초기에는 구분이 잘 안되지만 더 진행이 되면 확실하게 정강성은 증가해서 볼 부쉬의 외경이 작게 되면 정강성이 증가하는 경향을 나타내는 것을 알 수 있다. 여기서도 마찬가지로 볼의 개수와 관련이 깊으므로 외경이 125mm인 경우 볼의 지름이 가장 큰 것은 아니나, 볼의 개수가 작아서 정강성이 가장 작은 것으로 나타났다. 외경 127mm인 경우는 볼 개수가 감소하고 볼 지름은 증가해서 전체적으로 정강성이 중립을 유지하고 있다.

7. 볼 부쉬타입 예압장치의 감쇠계수

예압장치에서의 감쇠계수는 주축의 진동을 억제해 주므로 중요한 특성이라 할 수 있다. 볼 부쉬의 감쇠계수는 이송축의 선단부를 임펄스 햄머로 가격하여 변위에 대한 전달함수를 측정한다. 다음, 첫 번째 고유진동수의 감쇠계수를 얻는 방법을 사용하

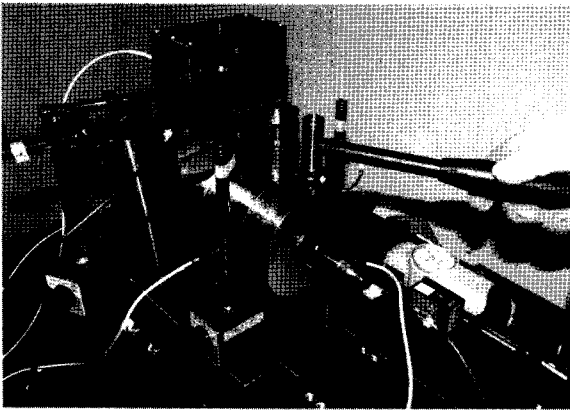


Fig. 18 Force response using impulse hammer

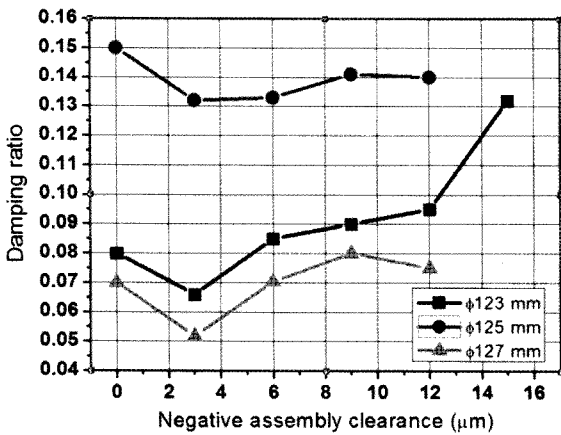


Fig. 19 Damping ratio with negative clearance

였다. 첫 번째 고유진동수는 시간영역의 감쇠진동에서 주된 영향을 미치고 있으므로 선택을 하였다⁽⁸⁾. Fig. 19에 보인바와 같이 감쇠계수는 억지끼워맞춤의 증대에 따라 약간 증가하는 경향을 나타냈다.

그리고 볼 부쉬의 외경 127mm인 경우, 볼 개수와 크기의 감쇠계수에 대한 영향이 복합적으로 나타나 감쇠계수가 가장 작게 나타났고, 외경 125mm에서는 가장 크게 나타났다. 예압장치의 특성상 감쇠계수도 중요하지만, 정마찰력과 정강성 특성보다는 중요성이 낮은 편이다.

8. 결론

본 연구에서는 고속 주축 베어링의 안정된 회전운동을 위해서 예압장치를 장착할 때, 예압장치의 이송기구로서 볼 가이드 안내계를 사용할 경우 주변 조립조건에 따른 최대 정마찰력, 반경방향 정강성 그리고 감쇠계수에 대한 기초 특성을 파악하였다. 또한 실용적인 면에서 볼 가이드를 상용 볼 부쉬로 대체할 경우 동일 특성에 대한 경향을 파악하였다.

- (1) 예압장치에서 미세한 예압제어와 최소 정마찰력을 실현하기 위해서는, 볼 안내면이 열처리가 되어야 하고 열처리된 안내계는 비 열처리된 것에 비해 정마찰력이 1/20정도 수준이다.
- (2) 볼 가이드의 하중이 증가할수록 정마찰력이 상승하고, 주축지지 정강성과 감쇠계수가 증가한다.
- (3) 볼 가이드의 볼 개수와 볼 지름이 증가할수록 정마찰력이 감소해 예압제어가 잘 되고, 주축지지 정강성도 증가한다. 그러나 감쇠계수는 볼 개수가 증가하면 감소하고, 볼 지름이 증가하면 상승한다.
- (4) 상업용 볼 부쉬는 볼의 크기와 개수가 조합되어 있으므로, 정마찰력과 주축 지지 정강성의 변화가 심한 경향이 있는데, 전반적으로 억지끼워맞춤 조립공차가 증가하면 정마찰력과 감쇠계수가 증가한다.
- (5) 볼 부쉬에서 볼 크기가 작고 볼 개수가 많을수록 정마찰력과 주축지지 정강성 그리고 감쇠계수가 상대적으로 우수해지는 경향을 보인다.

참고 문헌

- (1) Spachtholz, G., 2008, *Erweiterung des Leistungsbereiches von Spindellagern*, WZL Aachen, Apprimus Verlag, Germany, pp. 15~20.
- (2) Spechtel, B., 2002, *Das Verhalten von Waelzlagern unter hohen Winkelbeschleunigungen*, Shaker Verlag.
- (3) Weiss, 2001, *Weiss-Motorspindeleneinheiten*, Publ. Nr. 93010D, Germany.
- (4) Harris, T. A., 2007, *Rolling Bearing Analysis*, John Wiley & Sons, London.
- (5) Nakamura, S., and Kakino, Y., 1992, "An Analysis on Preload increment and Displacement of a Rotating High Speed Spindle," *JSPE*, Vol. 12, No. 12, pp. 2019~2024.
- (6) Hunter, S., 1961, "The Rolling Contact of a Rigid Cylinder with a Viscoelastic Half Space," *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 28, No. 4, pp. 611~617.
- (7) Jedrzejewski, J., and Kwasny, W., 2010, "Modelling of angular contact ball bearings and axial displacements for high-speed spindles," *CIRP annuals-Manufacturing Technology*, Vol. 59, No. 1, pp. 377~382.
- (8) Jiang, S., and Zheng, S., 2010, "Dynamic Design of a High-Speed Motorized Spindle-Bearing System," *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME*, Vol. 132, No. 3, pp. 1~5.