

◆ 특집 ◆ 기계장비 정밀도 시뮬레이션 기술

기계장비의 구조 특성 예측 시뮬레이터

Simulator of Accuracy Prediction for Developing Machine Structures

이찬홍^{1,✉}, 하태호¹, 이재학¹, 김양진¹
Chan Hong Lee^{1,✉}, Tae Ho Ha¹, Jae Hak Lee¹ and Yang Jin Kim¹

1 한국기계연구원 초정밀기계시스템연구실 (Ultra-Precision Machine Systems Research Team, KIMM)
✉ Corresponding author: chlee@kimm.re.kr, Tel: 042-868-7120

Manuscript received: 2011.1.28 / Accepted: 2011.2.1

This paper presents current state of the prediction simulator of structural characteristics of machinery equipment accuracy. Developed accuracy prediction simulator proceeds and estimates the structural analysis between the designer and simulator through the internet for convenience of designer. 3D CAD model which is input to the accuracy prediction simulator would simplified by the process of removing the small hole, fillet and chamfer. And the structural surface joints would be presented as the spring elements and damping elements for the structural analysis. The structural analysis of machinery equipment joints, containing rotary motion unit, linear motion unit, mounting device and bolted joint, are presented using Finite Element Method and their experiment. Finally, a general method is presented to tune the static stiffness at a rotation joint considering the whole machinery equipment system by interactive use of Finite Element Method and static load experiment.

Key Words: Machine Accuracy Simulation (기계 성능 시뮬레이션), Structure Analysis (구조 해석), Moving Joint (이동형 결합부), Fixed Joint (고정형 결합부), Linear Feeding Units (직선 이송계), Rotating Units (회전계), Mount and Bolted Joint (지지대 및 볼트 결합부), Joints Stiffness Tuning (결합부 강성 튜닝)

1. 서론

세계시장에서 새로운 장비에 대한 가격과 품질 경쟁은 장비의 개발기간 단축과 소요비용 절감의 필요성으로 연계된다. 해외의 많은 기업들은 지금까지의 설계경험과 주변 요소부품의 특성자료를 바탕으로 가상 시작품을 구축하여, 반복적이고 빠르게 장비의 취약부 개선과 시작품의 성능예측을 시도하고 있다.¹ 이 방법은 개발시간의 가속화와 다수의 실제 시작품 제작비용을 절감할 수 있다. 국내에서도 경쟁력 있는 중소기업의 지속적인 개발업무 지원과 국제적 경쟁력 유지를 위해 공작기

계와 반도체 장비를 중심으로 한, 기계장비의 구조 특성 예측 시뮬레이터가 개발되고 있다.

일반적으로 장비의 전산해석은 Fig. 1 과 같이 장비의 3D 모델링과 모델 단순화 그리고 모델 메쉬 생성의 과정으로 진행되는데, 이 과정은 해석 조건 결정에 대한 경험과 많은 입력자료로 인한 인내가 필요해서 해석자의 능력에 따른 해석결과 오차가 크게 나타난다. 특히, 장비에 사용된 신재료에 대한 특성치, 이송계나 회전계와 같은 이동형 결합부의 강성, 마운트나 볼트 체결부와 같은 고정형 결합부의 강성 등에 대해 일반 설계자가 얻을 수 있는 정보는 매우 한정적이며, 결합부

강성의 스프링 모델링 작업도 전문적인 지식이 필요하다.² 또한 장비의 3D 도면은 모든 세세한 형상과 구멍을 포함하므로 해석시간이 기하급수적으로 증가해서 반복적인 구조개선 해석에 장애를 주므로 형상 단순화를 해야 하는데, 이 과정도 일일이 수작업으로 수행하기에는 너무 많은 시간이 소요되고 형상요소의 누락도 예상된다. 결국 장비의 전산해석은 일반 설계자로서는 어려운 대상이 될 수 밖에 없다.

본 논문에서는 시뮬레이터를 통한 기계특성 예측 범위와 해석 과정을 설명하고, 구조물의 단순화, 일반 설계자가 얻기 어려운 이동형 및 고정형 결합부의 강성 데이터 추출 기법과 구조물 결합부의 연결 모델링 방법론, 그리고 장비의 질량분포와 결합형태에 따른 강성 값 미세 조정 방법을 서술하였다.

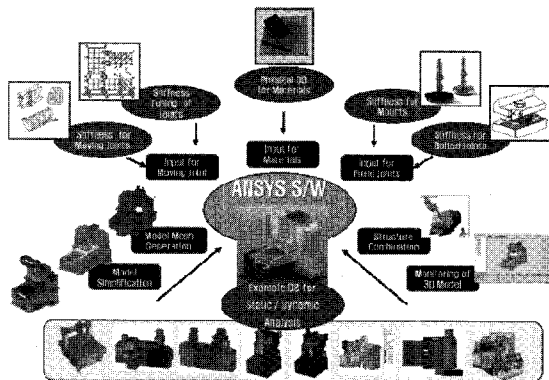


Fig. 1 Outline of machine performance prediction

2. 기계 구조의 성능예측 범위 및 방법론

기계 구조의 성능예측 대상은, 공작기계의 경우, 절삭력에 의한 정적 변위, 장비 구조물의 고유진동수와 진동 모드 그리고 외부 가진력에 대한 구조물의 응답성 등이다. 이와 함께 구조물의 변위에 따른 구조물 내 응력도 관찰해 볼 수 있다. 구조물의 열변위와 냉각효과 해석은 2 단계 연구에서 수행될 예정이라 본 논문에서는 다루지 않는다.

위와 같은 대상 성능에 대한 시뮬레이터의 예측을 통해 공작기계 구조물의 취약부 파악 및 보강이 가능하고, 응력이 걸리지 않는 구조물은 리브의 두께를 감소시켜 경량화를 시도해 볼 수도 있다. 주축이 불평형 고속 회전을 할 경우 주축대

의 진동량을 예측해 볼 수 있고, 기계 지지대의 종류와 조건에 따른 기계 전체 구조물의 동적 거동변화를 분석해 볼 수 있다.³ 또한 구조물의 재료를 신소재로 대체할 경우 기계 성능의 개선 범위를 예측할 수 있다.

개발되는 성능 예측 시뮬레이터는 설계자의 편리성을 우선하여 인터넷을 통한 쌍방향 해석과정 진행과 평가를 하게 되고, Fig. 2 와 같이 장비의 3D 설계도면을 전산 해석용 모델로 직접 입력하게 함으로써 전산해석과 관련한 해석용 모델 작업단계를 단축하였다.

그리고 해석에 관련된 요소 부품의 특성계수는 메뉴형태로 자동으로 입력되게 하되, 사용자가 전문가인 경우 계수의 수정이 가능하게 하였다. 시뮬레이터를 이용한 장비의 구조 개선이 원활하기 위해서는, 해석에 소요되는 시간이 짧아서 많은

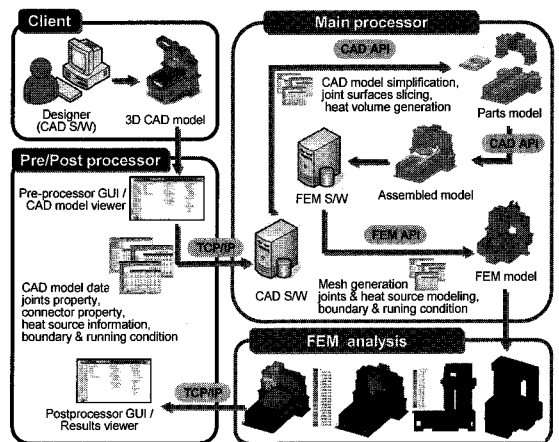


Fig. 2 Output/input information for structural analysis

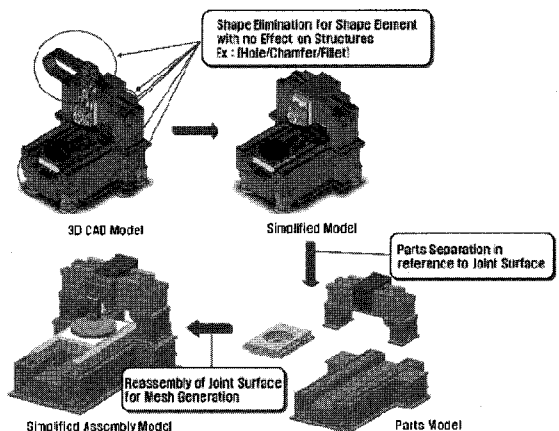


Fig. 3 Model simplification for rapid analysis

구조 조건 특성을 경험해야 한다. 이를 위해 설계자의 3D 도면으로부터 구조에 영향을 미치지 않는 작은 구멍, Chamfer, Fillet 등은 과감하게 제거하고, 구조물 결합 면에 합당한 결합 강성 스프링으로 모델링 하고 분포시켜 구조물을 재조립하면 특성 시뮬레이션을 위한 전산 모델이 완성된다.

3. 회전 운동 결합부의 강성 안배 및 튜닝

3.1 단순화 모델 및 강성 안배기법

기존의 연구가 회전 결합부에 대하여 단순 원형 빔 형상에 스프링 지지를 하는 2 차원 형상의 단순화 예측을 행하였음에 비해 박형육 등은 회전 유닛 결합부 묘사에 스프링 요소를 사용한 단순화된 3 차원 모델 및 강성안배 방법을 제시하였다.^{4,5}

Fig. 4 의 상부는 베어링 회전 유닛의 결합부 내외륜 사이의 연결 노드수의 단순화 모델을, Fig. 4 의 하부는 내외륜 노드비에 따른 단순화 모델을 나타낸다. 이는 회전 결합부 단순화 모델 결합부의 특성에 따른 정/동적 거동을 파악하기 위함이다. 베어링의 내외륜의 노드수의 비 ($R = \text{Inner node numbers} / \text{Outer nodes numbers}$) 가 1, 1/2, 1/3 로 배분 가능한 모델을 제시하여 이에 따른 강성치의 영향을 조사하였다.

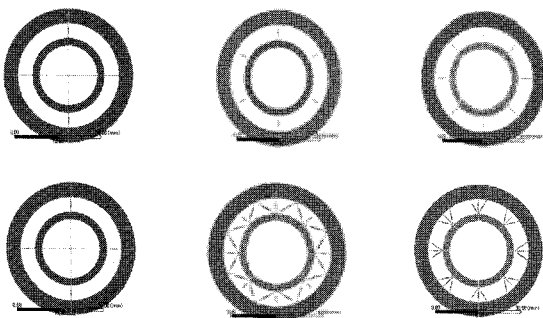


Fig. 4 Coupling methods of rotation joint

3.2 회전 결합부 단순화 모델 해석결과

Fig. 5 는 단순화된 회전 결합부 모델의 해석조건을 나타낸다. 그림에서 보는 바와 같이 회전 결합부 주축 끝 단에 원주방향으로 하중을 부가하였고, 하중 부가 위치에 따른 정강성에 대한 영향을 파악하였다. 회전 결합부가 구름 베어링으로 구성 되었을 경우, 이론적으로 반경 방향으로 동일한

강성을 가지게 되나, 원주방향으로 하중을 변화시키면서 정적 처짐을 해석하여 단순화 모델을 검증하였다. $R = 1$ 의 경우의 해석결과, 스프링 요소가 3 개가 사용될 경우 하중이 부가되는 각도위치에 따라 편차가 크게 나타남을 알 수 있었다.

스프링 요소가 4, 6, 8, 16 개의 경우 정강성의 변동이 5% 이내로 나타났다. 또한, 내외륜 노드비가 다른 경우, 노드수 및 스프링 간의 각도에 따라 강성에 큰 영향을 미침을 알 수 있었다. $R=1/2$ 의 경우는 노드수 변화에 따라 강성 증가 폭이 크기 때문에 적용범위가 제한되며, $R=1/3$ 의 경우에는 $R=1$ 에서 노드수의 변경만으로 구현하지 못하는 강성 구현이 가능하여 세분화된 강성구현에 적합함을 알 수 있었다

3.3 단순화 모델의 실험적 검증

제안한 회전 결합부 단순화 모델의 검증을 위하여 Fig. 6 과 같이 회전축이 두 개의 볼 베어링으로 양단에 지지되는 단순한 구조의 실험장치를 구성하였다. 실험결과와 단순화 모델의 기본형태인 $R = 1$ 이며, 내외륜 노드가 4 개인 해석 모델과의 비교하였다. 탄소강의 재질은 SS4400, 베어링은 KBC 의 깊은 홈 볼 베어링을 사용하였다. 총 5 회 실험평균값은 축 끝단에 하중이 2210.86 N 일 때 처짐량이 0.36 mm, 정강성 값이 6141.29 N/mm 로, 해석 강성 결과 6256 N/mm 와의 오차가 2% 정도의 우수한 일치를 보였다. 그러나 임팩트 해머를 사용한 정강성 측정의 경우는 실험치와 예측치의 오차가 20% 정도인 것으로 나타났으나, 회전 결합부의 정/동강성의 실험적 튜닝을 통하여 단순화 해석 모델의 정확도 향상이 가능할 것으로 기대된다.

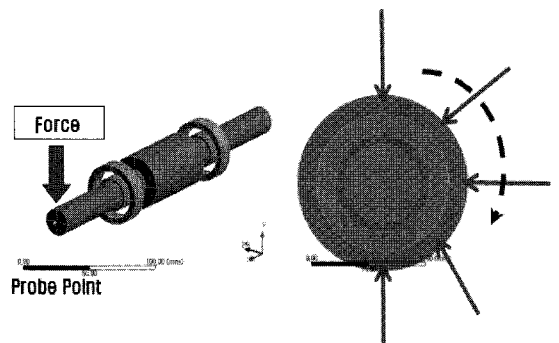


Fig. 5 Conditions of FEM analysis

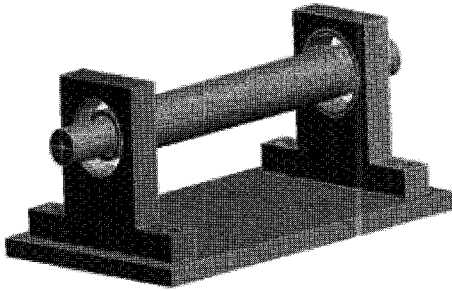


Fig. 6 FE model for experimental verification

Eq. (1)과 Eq. (2)는 LM Guide 블록에 들어가는 볼베어링의 강성 계수를 나타내는 이론식으로, E_1 과 E_2 는 볼베어링과 블록의 탄성 계수이며, ν_1 과 ν_2 는 볼베어링과 블록의 푸아송비이다. r_2 와 r_1 은 볼베어링과 블록 그루부의 유효 반지름을 나타내며, δ 는 볼베어링의 예압, 음의 공차를 나타낸다.

$$k = \frac{dP}{d\delta} = \frac{3}{2} \left(\frac{\pi(0.6E^*)}{\sqrt{2}} (R' R'')^{\frac{1}{4}} \right) \delta^{\frac{1}{2}} \equiv \frac{3}{2} C \delta^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

4. 직선 이송 결합부의 강성 안배 및 튜닝

4.1 롤러 리테이너 베어링 스프링 배치

롤러 리테이너 타입의 LM Guide 는 베어링의 위치, 블록의 형상에 따라 다양한 종류가 있기 때문에 실제 기계장비 내부에서의 해석을 시행할 때에는 블록의 형상을 단순화시킬 필요가 있다. Fig. 7의 LM Guide SRG 모델은 롤러 리테이너 타입으로서 가장 보편적으로 사용되고 있는 제품이며, 롤러와 롤러의 마찰 제거로 인해 금속 마찰음의 발생이 없어 정숙한 이송 실현이 가능한 제품이다.

모델의 단순화 과정에서 블록 내부의 베어링은 스프링으로 단순화 되었으며 실제 연결 각도인 45°를 적용하였다.¹ 열당 스프링의 총 개수는 28개이었으며, Fig. 8은 측정된 치수를 바탕으로 설계된 모델이며 일정 무게를 가하기 위해서 블록 위에 질량판을 얹었다. 이는 실제 동강성 실험에서도 적용되며 모드 형상 주파수를 낮추는 역할을 수행한다.⁶

상기의 식을 이용하여 Steel 과 Steel, Steel 과 플라스틱의 강성 계수를 계산하면 각각 11056.8 N/mm, 237.6 N/mm 이 된다

4.2 롤러 리테이너 베어링 동강성 실험

본 연구에서는 경예압 타입의 LM Guide SRG 모델의 z 축 가진과 y 축 가진의 두 가지 방식으로 실험을 진행하였다. Fig. 9의 경예압 타입의 두 그래프를 비교해보면, 두 번째 피크의 주파수에서 약 60 Hz 정도 차이가 발생함을 확인할 수 있었다. 세 번째 피크가 z 축 가진에서는 나타났으나 y 축 가진에서는 나타나지 않았으며, 이는 가진 방향이 진동응답 방향에 영향을 미치는 변수로 작용하기 때문이다.

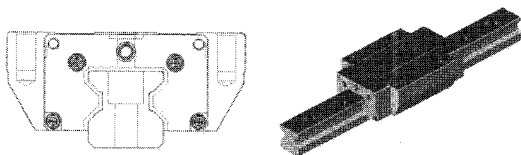


Fig. 7 LM guide SRG-20A

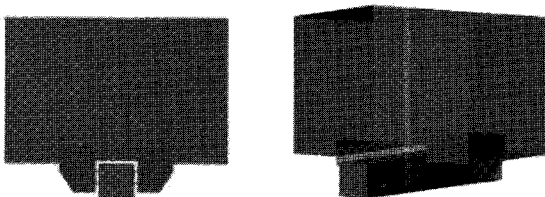


Fig. 8 Spring model

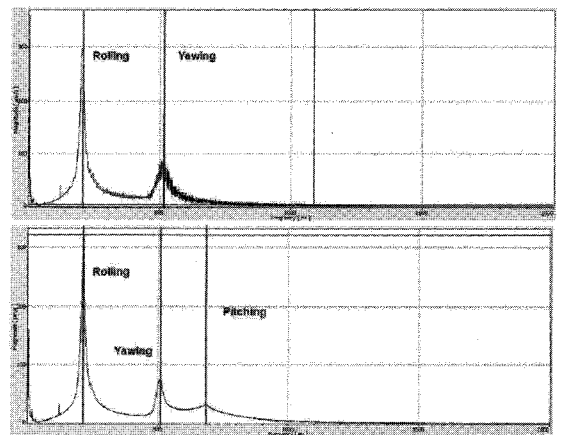


Fig. 9 Frequency response plot of SRG-20A

Table 1 은 실험 결과와 시뮬레이션 결과를 정리한 것으로, Yawing 모드에서 최대 24%의 차이가 있었으며, 전체적으로 25% 안의 결과값을 가지는 것을 확인할 수 있었다. 하지만, 시뮬레이션에서 적용한 예압량이 50 μm 로 너무 큰 값이며, 그 원인으로서는 임의의 무게를 가하기 위한 질량관으로 인해 상부 스프링 압축과 하부 스프링 팽창을 생각할 수 있다. 즉, 질량관이 무게에 미치는 영향이 고려되어야 한다

Table 1 Frequency of each mode

Mode Number	2 nd	3 rd	4 th
Type	Rolling	Yawing	Pitching
Experiment	222.5	585.6	735.1
Simulation	267.2	535.4	553.9

5. 볼트 결합부 강성 계수의 해석/실험적 연구

5.1 볼트 결합부 강성계수 이론식

볼트 결합부는 가장 많이 사용되는 대표적인 고정형 결합부로, 고정도를 요구하는 전체 기계장비의 정밀도를 정확히 예측하기 위해서는 체결력, 마찰력, 비선형 거동 등을 고려한 정확한 강성의 예측이 요구된다. 일반적으로 볼트 결합부는 member 와 볼트의 강성을 이용하여 Fig. 10 과 같이 두 개의 member 가 직렬로 연결되고 볼트의 강성이 병렬로 연결되어 있는 등가 강성모델로 가정할 수 있다.

볼트의 강성은 단순한 빔으로 가정했을 때 Eq. (3) 및 Eq. (4)와 같이 볼트의 등가 길이, 볼트 단면적 및 볼트의 강성을 이용하여 표현된다.

$$K_b = \frac{A_s E_b}{L_{eq}} \quad (3)$$

$$L_{eq} = L + \left(1.95 - \frac{2}{\beta - \nu} \right) d \quad (4)$$

여기서 A_s 는 볼트의 단면적, E_b 는 볼트의 강성, L 은 member1 과 member 2 에 체결된 길이, β 는 볼트 헤드와 너트의 볼트 직경에 대한 비, ν 는 볼트 헤드와 너트의 푸와송비이다.

체결력이 작용하고 있는 member 의 강성은 볼트

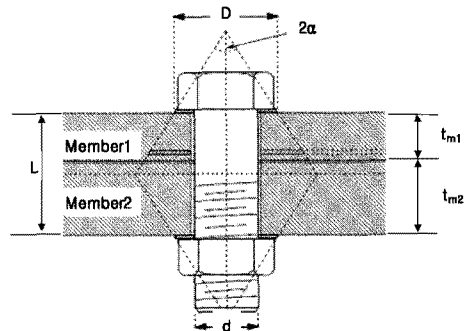


Fig. 10(a) Pressure cone of bolt joint

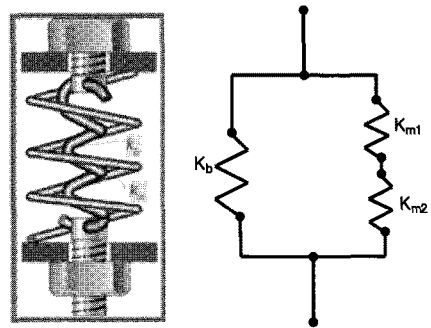


Fig. 10(b) Equivalent stiffness of bolt joint

결합부의 강성에 영향을 미치는 유효 압력의 작용 면적을 고려한 pressure cone method 를 이용하여 아래와 같이 member 의 두께와 유효각(α)에 따른 Eq. (5)로 표현된다.^{7,8} 전체 볼트 결합부의 강성은 볼트의 강성과 member 의 강성이 병렬로 연결되므로 Eq. (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$K_m = \Pi E_0 d \frac{\tan \alpha}{\ln \frac{(2t_0 \tan \alpha + D_0 - d)(D_0 + d)}{(2t_0 \tan \alpha + D_0 + d)(D_0 - d)}} \quad (5)$$

$$K_t = K_b + K_m \quad (6)$$

따라서 전체 볼트 결합부의 강성은, 볼트의 강성과 member 의 강성을 대입하여 정리하면 미지수에 관한 식으로 표현되며 실험적으로 구한 체결력에 따른 유효각(α) 함수를 앞의 이론식에 대입하여 볼트결합부의 일반화된 강성식을 얻을 수 있다.

5.2 볼트 결합부 강성계수 측정 및 일반화

앞의 이론식을 이용하여 볼트 결합부의 강성을

미지수 α 에 관한 식으로 표현 가능하지만 체결력에 따라 변하는 α 의 값을 찾기 위해서는 실험을 통해 결정해야만 한다. 볼트 결합부의 강성을 측정하기 위하여 실험 장치를 Fig. 2 와 같이 구성하였고 체결력 변화에 따른 볼트 결합부의 강성 계수 실험치를 얻기 위해 로드셀과 와전류 변위 센서를 이용하여 인가 하중과 볼트 결합부의 종방향 변위를 측정하였다.

Fig. 12는 관통형 볼트 결합부의 체결력에 따른 힘-변위 이력 곡선, 볼트 결합부 종방향 강성 계수, 계산된 유효각 그래프를 나타내며 Fig. 12(b)와 같이 체결력이 증가함에 따라 볼트 결합부의 강성도 크게 증가함을 확인할 수 있다.

Fig. 12(c)는 체결력에 따른 볼트 결합부의 강성 계수 실험치를 이론식에 대입하여 구한 유효각(α)를 나타내며 체결력이 증가함에 따라 유효각이 증가하여 볼트 결합부의 강성에 큰 영향을 미침을 확인할 수 있다. 유효각 계산 결과를 Curve Fitting을 통해 선형화된 유효각 함수로 표현하면 Eq. (7)과 같다.

$$\alpha = A \times BX \tag{7}$$

$$A = -9.42661, B = 2.33629$$

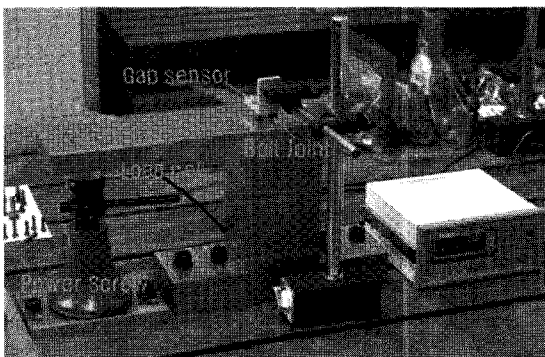


Fig. 11 Experimental setup for measuring bolt joint stiffness

이론식에 이를 대입하면 볼트 체결력, 볼트 직경, 볼트 재질, member 두께에 따른 일반화된 볼트 결합부 강성 계산식을 얻을 수 있어 향후 기계장비의 정밀도 측정을 위한 FEM 해석 시 볼트 결합부의 강성 계수를 작업자 조건에 따라 쉽게 계산하여 적용할 수 있을 것으로 판단된다.

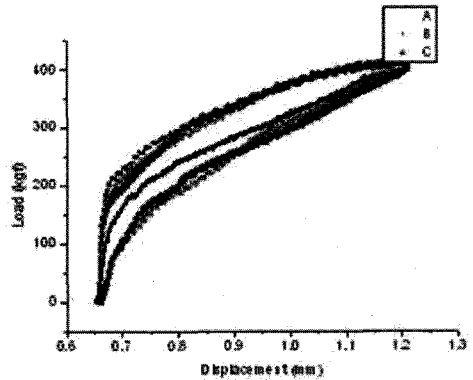


Fig. 12(a) Load-displacement graph (fastener force=21.93kN)

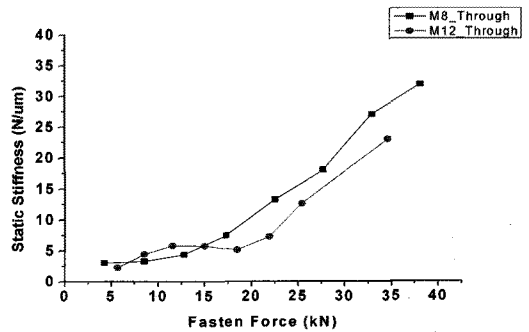


Fig. 12(b) Stiffness

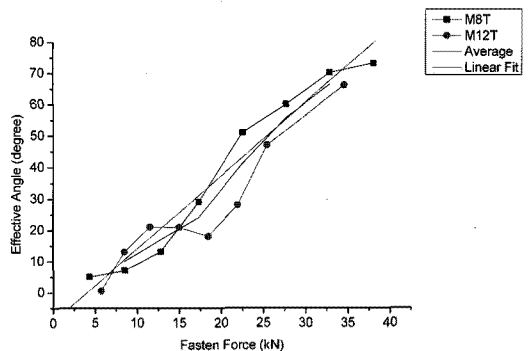


Fig. 12(c) Effective angle

6. 마운트 결합부의 강성 추출 및 적용

6.1 실험장치 및 실험결과

Fig. 13 에 마운트 강성 측정실험 장치 및 실험에 사용된 마운트를 나타내었다. 크게 하중부가를 위한 유압 실린더부, 하중 측정용 로드셀, 변위 측정센서, 제어부로 나누어진다. 이 실험장치는 최대 하중 20 kN 이며 가압력, 가압시간, 가압유지 시간

의 조정이 가능하다. 마운트의 사이즈 및 종류가 다른 총 6 종의 모델을 사용하여 강성측정 실험을 행하였다. Table 2 에 각각 실험에 사용한 마운트의 사양을 나타내었다. 각 마운트에 대하여 0 에서 20 kN 까지의 하중을 가하였을 때의 하중-변위 그래프를 Fig. 14 에 도시하였다. 3 종의 마운트 전부 하부에 초탄성 성질을 가지는 고무재료인 NBR (Nitrile Butadiene Rubber) 패드가 있음에도 불구하고 사용하중 전 영역 내에서 선형적인 변형을 나타내고 있어 강성의 선형화 추정이 가능할 것으로 판단된다.^{9,10} 고무의 압축에 대한 특성은 면적비 (A_r), 즉 하중을 받는 면적과 수평팽창 면적비에

의존하는데 MR16 및 MR20 모델에 비해서 MR24 이 면적비 2.45 로 변형이 작아 높은 강성을 보인다.¹¹ 실험결과 MR16, MR20, MR24 모델의 강성은 각각 8.7 kN/mm, 9.76 kN/mm, 16.0 kN/mm 로 나타났다.

6.2 유한요소 해석

강성 측정 실험에 사용된 모델에 대하여 FEM 해석을 행하였다. Fig. 15 에 사용된 모델 및 결과의 예를 나타내었다. NBR 의 푸아송비를 0.49, 탄성 계수를 10.6 Mpa, 밀도를 $1.15 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$ 으로 설정 하였으며 해석을 행하였다(노드수 32,556 개, 요소 수 17,472 개). 실험 조건과 동일 조건인 20 kN 을 마운트 체결 볼트 최상부에 가하여 각 마운트에 대한 최대 수직방향 변형량, 실험치와의 오차, 강성값을 Table 3 에 정리하였다. 해석 결과와 실험 결과와의 비교 결과 강성값의 경우 최대오차 5 % 로 우수한 일치를 보이고 있음을 알 수 있다. 이들 결과로부터 다양한 상용모델을 전부 실험하지 않고도 강성값의 예측이 가능하게 되며 인장시험, 전단시험, 압축시험 등을 통한 Mooney-Rivlin 상수 또는 Ogden 상수를 추출하지 않고 선형화 추정이 가능함을 나타내었다.

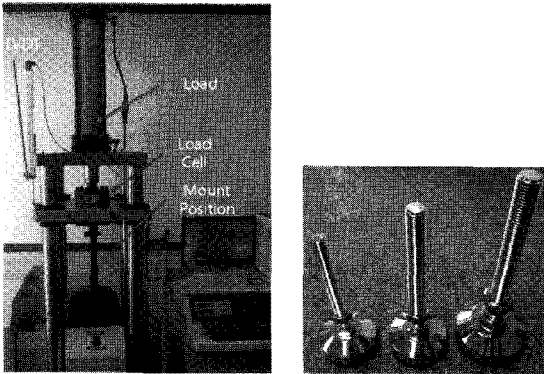


Fig. 13 Experimental apparatus

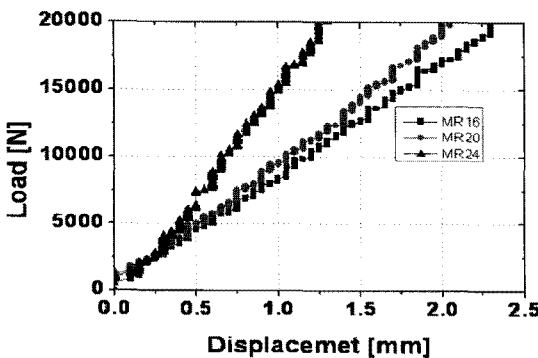


Fig. 14 Load-displacement graph

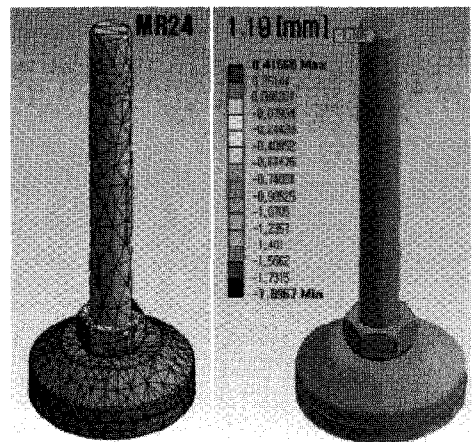


Fig. 15 FEM model and result

Table 2 Specification of mounts

Mount type	MR16	MR20	MR24
Bolt size	M16	M20	M24
Total height	196	229	257
Pad Dia. [mm]	78	78	98
Pad thickness [mm]	10	10	10
Allowable load [kg]	750	1,125	1,500

Table 3 Comparison of experimental and FEM results

Mount type	MR16	MR20	MR24
Experiments [mm]	2.3	2.05	1.25
FEM [mm]	2.13	2.07	1.19
Exp.Stiffness [kN/mm]	8.7	9.76	16.0
FEM Stiffness[kN/mm]	8.97	9.66	16.8
Stiffness Error [%]	3.1	1.0	5

7. 기계장비 결합부의 총체적 튜닝

7.1 다중 결합부의 정강성 튜닝 기법

본 절에서는 기계장비에 상용하는 종류의 결합부의 정강성을 결합부만의 정강성에서 기계장비 전체 관점에서 고찰한 정강성으로 튜닝하는 기법을 소개한다. 튜닝 기법은 결합부에 정적 하중을 부여하는 실험과 유한요소해석을 상호 병용하는 방법이다.^{12,13} 결합부의 정강성 튜닝은 다음과 같은 수순으로 진행된다.

- 1) 실제 가공 상황을 설정하여 기계장비 내부의 힘의 흐름을 파악한다.
- 2) 기계장비 전체의 모달 해석을 통해서 동적으로 강한 결합부와 취약한 결합부를 구별한다.
- 3) 튜닝 대상 결합부 각각에 대해서 기계장비 전체 관점에서 정적인 하중을 부여하는 실험을 실행하여 결합부 i 에서의 변위 δ_{ei} 의 값을 추출한다.
- 4) 결합부에서의 정강성 k_i 에 대해 유한요소해석을 실행하여 결합부 i 에서의 정강성 k_i 에 대한 변위 δ_{fi} 를 추출한다.
- 5) δ_{ei} 와 δ_{fi} 의 값을 Eq. (8)과 같이, 평가 함수 Δ_s 를 이용하여 비교하고 평가 함수가 0으로 수렴하는 δ_{fi} 의 값과 그에 따른 정강성 k_i 의 값을 정하여 기계장비 전체 관점에서 고찰한 튜닝된 정강성 k_{fi} 로 결정한다.

$$\Delta_s = \left(1 - \frac{\delta_{f1}}{\delta_{e1}}\right) + \left(1 - \frac{\delta_{f2}}{\delta_{e2}}\right) + \dots + \left(1 - \frac{\delta_{fn}}{\delta_{en}}\right) \Rightarrow 0 \quad (8)$$

상기의 튜닝 기법은 정적 하중 부과 실험과 유한요소해석으로부터 도출되는 변위의 차가 0으로 수렴하도록 실험에 의한 변위값을 신뢰하면서 유한요소해석에 의한 변위값을 n 차원 벡터 공간에서 직접 탐색하는 방법이다.

7.2 회전 운동 결합부의 정강성 튜닝

상기의 튜닝 기법을 검증하기 위해서 튜닝 대상으로 Fig. 16 과 같은 회전 결합부를 설정하였다. 회전 결합부의 전단부와 후단부에는 외경이 47 mm, 내경이 20 mm 인 앵글러 콘택트 볼베어링이 각각 2 개씩 배치되어 있다. Fig. 17 과 같이 회전 결합부 축 부분의 전단부와 후단부에 정적인 힘 500 N 을 부과하여 축 부분의 변위를 Gap sensor 를 이용하여 측정하였다. 측정은 5 번에 걸쳐서 시행

하였으며, 평균 변위값으로는 전단부에서 126.80 μm , 후단부에서 37.34 μm 의 변형이 발생하였다.

Fig. 18 은 튜닝 대상 회전 결합부의 전산 모델링을 나타낸다. 회전 결합부의 결합부 처리는 전단부와 후단부에 각각 2 개씩 배치되어 있는 앵글러 콘택트 볼베어링을 1 개의 베어링으로 간주하여 스프링으로 단순화하여 처리하였다. 실험 대상 회전 결합부에 배치되어 있는 볼베어링의 종류가 같기 때문에 전단부와 후단부의 정강성을 k 로 동일화하였다.

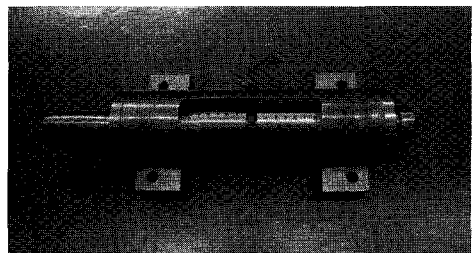


Fig. 16 Rotational joint

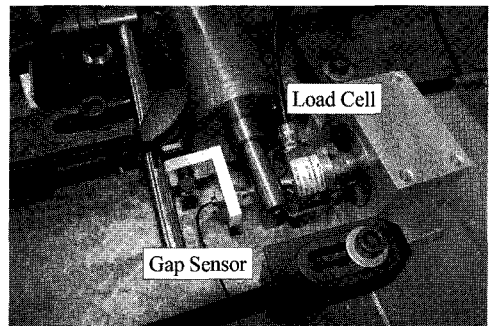


Fig. 17 Experimental setup

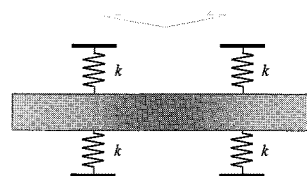


Fig. 18 Spring model of spindle

스프링 계수 k 의 값을 200 $\text{N}/\mu\text{m}$ 으로 설정하여 축 부분의 전단부와 후단부에 500 N의 정적인 힘

을 가하여 해석을 실행하였다. 상기의 스프링 계수를 변경하면서 실제 실험에서의 측정 부분에서의 변위량을 추출하였다. 각각의 변위값을 식 (1)에 대입하여 평가 함수가 0 으로 수렴하는 정강성을 Fig. 19 와 같이 추출하였다. Fig. 20 은 튜닝이 종료하였을 때 축 부분의 변형량을 나타낸다.

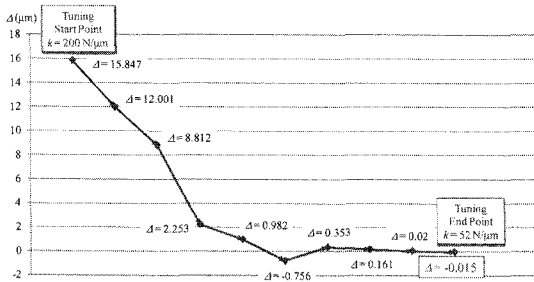


Fig. 19 Static parameter tuning of rotation joint

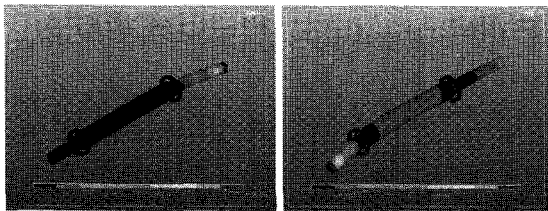


Fig. 20 Deformation of spindle ($k=52 \text{ N}/\mu\text{m}$)

8. 결론

본 연구를 통해서 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 회전 운동 결합부의 스프링 요소를 이용한 단순화된 3 차원 모델 및 강성 안내 방법을 제안하였으며, $R=1$ 의 경우가 가장 적합하게 강성이 안내되고 있음을 알 수 있었다.

2) 롤러 리테이너 타입의 LM Guide 의 경우, 스프링을 이용한 시뮬레이션 결과와 정강성 측정 실험 결과에 큰 차이가 없음을 알 수 있었으며, 이에 스프링 요소를 45°로 연결하는 것이 타당함을 알 수 있었다.

3) 마운트 결합부의 경우, 해석 결과와 실험 결과와의 비교 결과 강성값의 경우 최대오차 5% 로 우수한 일치를 보이고 있음을 알 수 있다. 볼트 결합부의 경우, 이론적인 방법과 실험적인 방법을 병행하여 볼트 체결력, 볼트 크기, 볼트 재질, member 의 두께, member 의 재질 등에 따른 볼트 결합부의 강성을 예측할 수 있는 방법론을 제시하

였다.

4) 회전 운동 결합부의 정강성 튜닝의 경우, 실험적 방법과 유한요소해석에 근거한 방법론을 제시하였으며, 주축 모델을 예로 이를 검증하였다.

후 기

본 연구는 지식경제부 산업원천기술개발사업인 “기계장비 정밀도 시뮬레이션 플랫폼 기술개발” 과제의 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

- Altintas, Y., Brecher C., Weck, M. and Witt, S., “Virtual Machine Tool,” CIRP Annals Manufacturing Technology, Vol. 54, No. 2, pp. 115-138, 2005.
- Geisler, J., “Numerische und experimentelle Untersuchungen zum dynamischen Verhalten von Strukturen mit Fuegestellen,” Machine Tools, Ph.D. Dissertation, Uni. Erlangen-Nuernberg, 2010.
- Wagner, P., Kehl, G. and Altstaedter, H., “Topologieoptimierung auf statische und dynamische Eigenschaften zur Verbesserung des Strukturverhaltens,” Int. Congress on FEM Tech. with ANSYS, CFX & ICEM CFD Conference, 23rd CADFEM Users’ Meeting, 2005.
- Lee, C. H., “Optimal Bearing Span of Main Spindles in consideration of Standard Parts Assembling,” Proc. of KSPE Spring Conference, pp. 97-98 , 2008
- Kim, H. M. and Park, H. W., “Study on the coupling section of the rotating system based on FEM,” Proc. of KSPE Spring Conference, pp. 141-142 , 2010
- Yi, Y. S., Kim, Y. Y., Choi, J. S. and Yoo, J. H., “Dynamic analysis of a linear motion guide having rolling elements for precision positioning devices,” Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 22, No. 1, pp. 50-60, 2008.
- Williams, J. G., Anley, R. E., Nash, D. H. and Gray, T. G. F., “ Analysis of Externally Loaded Bolted Joints: Analytical and Computational Experimental Study,” International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol. 86, No. 7, pp. 420-427, 2009.
- Lehnhoff, T. F. and Bunyard, B. A., “Effects of Bolt Threads on the Stiffness of Bolted Joints,” Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 123, No. 2, pp. 161-

- 165, 2001
9. Ha, T. H., Lee, J. H., Kim, Y. J. and Lee, C. H., "Stiffness measurement of machine tools mounts," Proc. of KSPE Spring Conference, pp. 467-468, 2010.
 10. Ha, T. H., Lee, J. H., Kim, Y. J. and Lee, C. H., "Study of mounting device and anchor stiffness estimation for machinery," Proc. of KSPE Autumn Conference, pp. 335-336, 2010.
 11. Yohida, K., Shimamura, H. and Yoshioka, J., "Development of special mounting device elements with damping for surface grinding machines," Japanes Society for Precision Engineering, Vol. 55, No. 5, pp. 49-52, 1989.
 12. Back, N., Burdekin, M. and Cowley, A., "Review of the Research on Fixed and Sliding Joints," Proc. 13th Int. MTDR Conference, Vol. 13, pp. 87-93, 1978.
 13. Beck N., Burdekin, M. and Cowley, A., "Analysis of Machine Tool Joints by the Finite Element Method," Proc. 14th Int. MTDR Conference, Vol. 14, pp. 529-538, 1974.