

머시닝센터 회전 결합부의 정강성 Tuning 기법

김양진*, 이찬홍⁺

(논문접수일 2010. 08. 31, 심사완료일 2010. 12. 01)

Static Stiffness Tuning Method of Rotational Joint of Machining Center

Yangjin Kim*, Chanhong Lee⁺

Abstract

A method has been developed to tune the static stiffness at a rotation joint considering the whole machine tool system by interactive use of finite element method and experiment. This paper describes the procedure of this method and shows the results. The method uses the static experiment on measurement model which is set-up so that the effects of uncertain factors can be excluded. For FEM simulation, the rotation joint model is simplified using only spindle, bearing and spring. At the rotation joint, the damping coefficient is ignored. The spindle and bearing is connected by only spring. By static experiment, 500 N is forced to the front and behind portion of spindle and the deformation is measured by capacitive sensor. The deformation by FEM simulation is extracted with changing the static stiffness from the initial static stiffness considering only rotation joint. The tuning static stiffness is obtained by exploring the static stiffness directly trusting the deformation from the static experiment. Finally, the general tuning method of the static stiffness of machine tool joint is proposed using the force stream and the modal analysis of machine tool.

Key Words : Machine tool joint(공작기계 결합부), Static Stiffness(정강성), Static Deformation(정적 변형), Simplified Joint Model(결합부 단순화 모델), Finite Element Analysis(유한요소해석), Tuning Method(Tuning 기법),

1. 서론

공작기계에는 다양한 종류의 결합부가 상존하고 있으며, 이러한 결합부의 정강성, 진동 특성을 파악하는 것은 공작기

계 설계가 강성에 바탕을 두고 있는 변위 설계라는 점에서 매우 중요하며, 공작기계 전체의 성능은 이와 같은 공작기계 내부에 상존하는 결합부의 특성에 의해서 이 좌우된다고 볼 수 있다. 이와 같은 결합부의 구조적 특성을 파악하는 연구

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

+ 한국기계연구원 초정밀기계시스템연구실

는 공작기계 최신 연구의 큰 흐름 중의 하나이며, 생산성의 향상과 제품의 다양성 측면에서 많은 주목을 받고 있는 공작기계의 모듈러 설계와 함께 그 중요성이 향후에 더욱 크게 될 전망이다.

결합부의 정강성, 진동 특성을 파악하는 연구는 지금까지 많이 이루어지고 있었으며⁽¹⁻⁵⁾, 이는 대부분이 측정과 해석에 근거하여 결합부만의 구조적인 특성을 동정하는 방법을 사용하고 있다. 하지만, 상기의 연구는 결합부 모델을 단순화하여 공작기계 내부의 다른 요소가 끼치는 영향을 최대한 배제하면서 결합부만의 구조적 특성을 파악하고 있기 때문에, 공작기계 전체 관점에서 고찰한 결합부의 구조적인 특성을 파악하기에는 어려움이 있다. 실제로 결합부만의 정강성, 진동 특성은 공작기계 전체 관점에서 고찰하였을 때의 정강성, 진동 특성과는 상이한 값을 보이며, 결합부만의 구조적 특성만으로 공작기계의 모듈러 설계와 같이 장비 전체의 관점에서 설계를 진행할 때에는 많은 어려움이 따르게 된다.

본 연구에서는 결합부의 정강성을 공작기계 전체 관점에서 고려하여 결합부만의 정강성에서 공작기계 전체 관점에서 고려한 정강성으로 Tuning하는 기법을 제안하였으며, 공작기계 결합부 중에서 회전 결합부를 예로 실험을 행하여 제안한 기법을 검증하였다.

이와 같은 공작기계 결합부의 구조적 특성을 장비 전체 관점에서 Tuning하는 기법은 공작기계의 모듈러 설계와 함께, 시작품 제작에 소요되는 경비와 시간을 절약하기 위해서 시작품 제작 이전의 설계 단계에서 공작기계의 구조적/열적 특성을 예측하는 Virtual 공작기계의 연구⁽⁶⁾ 및 제품화에도 필요하다.

2. 다중 결합부의 강성 파라미터 Tuning 기법

본 절에서는 공작기계에 상존하는 다양한 종류의 결합부의 정강성을 결합부만의 정강성에서 공작기계 전체 관점에서 고찰한 정강성으로 Tuning하는 기법을 소개한다. Tuning 기법은 결합부에 정적 하중을 부여하는 실험과 유한요소해석을 병용하는 방법이다.

결합부의 정강성 Tuning 기법은 다음과 같은 수순으로 진행된다.

1. 실제 가공 상황 하에서의 공작기계 내부의 힘의 흐름을 파악한다.
2. 공작기계 전체의 모달 해석을 통해서 동적으로 강한 결합부와 취약한 결합부를 구별한다.

3. Tuning 대상 결합부 각각에 대해서 공작기계 전체 관점에서 정적인 하중을 부여하는 실험을 실행하여 결합부 i 에서의 변위 d_{ei} 의 값을 얻는다.
4. 결합부의 정강성 k_i 에 대해 유한요소해석을 실행하여 결합부 i 에서의 정강성 k_i 에 대한 d_{ii} 의 값을 얻는다.
5. d_{ei} 와 결합부의 정강성 k_i 에 따른 d_{ii} 의 값을 평가함수 D_s 를 이용하여 비교하여 다음 식 (1)과 같이 차가 0으로 수렴하는 d_{ii} 의 값과 그에 따른 정강성 k_i 의 값을 정하여 공작기계 전체 관점에서 고찰한 Tuning된 정강성 값 k_{Ti} 의 값으로 결정한다.

$$\Delta_s(d_{ii}) = \left(1 - \frac{\delta_{i1}}{\delta_{e2}}\right) + \left(1 - \frac{\delta_{i2}}{\delta_{e2}}\right) + \dots + \left(1 - \frac{\delta_{i(n-1)}}{\delta_{e(n-1)}}\right) + \left(1 - \frac{\delta_{in}}{\delta_{en}}\right) \quad (1)$$

$$\Delta_s(d_{ii}) \Rightarrow 0 \quad (2)$$

$$k_i \Rightarrow k_{Ti} \quad (3)$$

상기의 Tuning 기법은 실험과 유한요소해석에서 도출되는 실험값의 차, 즉 평가함수 D_s 가 0에 수렴하도록 실험에 의한 변위값 d_{ei} 를 신뢰하면서 유한요소해석에 의한 변위값 d_{ii} 를 n 차원 벡터 공간에서 직접 탐색하는 방법이며, 유한요소해석에 의한 변위값 d_{ii} 를 탐색한 후의 해석에 있어서의 정강성을 공작기계 전체 관점에서 고려한 결합부의 Tuning된 정강성으로 결정하는 방법이다.

3. 공작기계 회전계의 정적 처짐 측정

2절에서 설명한 Tuning 기법을 검증하기 위해서 본 연구에서 Tuning대상으로 설정한 회전 결합부는 Fig. 1과 같다. Fig. 2의 회전 결합부 축 부분의 직경은 $f20$ 이며 축 부분 전체 길이는 391mm이다. 회전 결합부의 전단부와 후단부에는 외경이 47mm, 내경이 20mm인 앵글러 콘택트 볼베어링(FAG사 7PE1UL)이 각각 2개씩 배치되어 있다.

Fig. 3에 회전 결합부의 전단부 정적 처짐 측정의 실험 개관도를 나타낸다. 정적 처짐을 측정하는 실험으로 회전 결합부의 전단부와 후단부에 각각 500N의 힘을 Load Cell로 가하여 축 부분의 변위를 Capacitive Gap Sensor로 측정하였다. Load Cell과 Capacitive Gap Sensor로부터의 힘과 변

위 데이터는 Multifunction DAQ Device를 거쳐서 PC로 보내진다. PC 내부에서는 Signal Express 소프트웨어를 이용하여 정적인 힘에 따른 변위 데이터를 추출하였다.

Fig. 4에 회전 결합부 전단부의 실험 양상을 나타낸다. 회

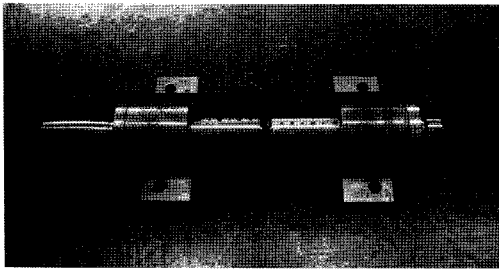


Fig. 1 Rotational joint

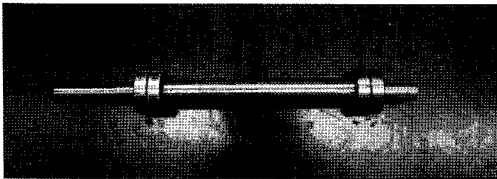


Fig. 2 Spindle and angular contact ball bearing

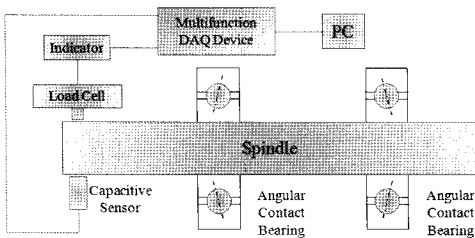


Fig. 3 Experiment of front portion of spindle

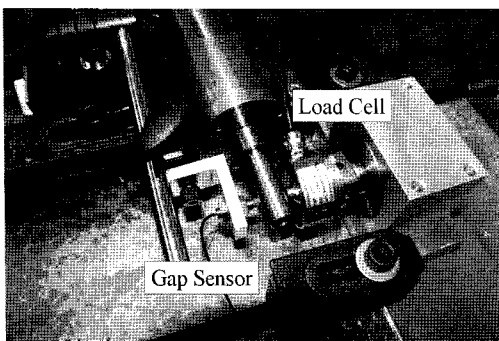


Fig. 4 Experiment of front portion of spindle

전 결합부를 정반에 볼트를 이용하여 Clamp 체결한 후, 축 부분의 전단부와 후단부에 각각 Load Cell과 Capacitive Gap Sensor를 설치하였다. Load Cell의 치구에는 홈이 파여져 있어 홈을 이용하여 Load Cell을 회전시킴으로서 회전 결합부의 축 부분에 정적인 하중 500N을 부과하였다. Capacitive Gap Sensor는 Load Cell의 맞은편에 설치하였다. 축 부분의 전단부와 후단부에는 결합부가 각각 1개씩 있다고 설정하였기 때문에 부여하는 힘은 각각 1개로 충분하다.

Table 1의 (a)는 정적인 하중 500N에 따른 축의 전단부의 변위량을, (b)는 축의 후단부의 변위량을 나타낸다. 하중은 총 5회에 걸쳐서 부여하였으며, 평균을 구하여 500N에 대한 변위량으로 결정하였다. 힘을 부여한 결과, 회전 결합부의 축 전단부에서 500N의 힘으로 발생하는 변위는 약 126.80mm, 축 후단부에서는 500N의 힘으로 발생하는 변위는 약 37.34 mm이었다.

상기의 실험을 통해서 얻어진 정적인 힘에 의한 변위 데이터와 유한요소해석에 의한 변위 데이터의 상관관계를 이용하여 실험 대상 회전 결합부의 정적 파라미터를 Tuning하였다. Tuning 방법으로는 실험에 의해서 얻어진 결과를 신뢰 하면서 유한요소해석에서 정적 파라미터를 탐색하는 직접 탐색법을 이용하였다.

Table 1 Deformation of spindle

(a) Front portion

	Force (N)	Deformation(mm)
1회	496.25	128.42
2회	496.82	126.59
3회	499.23	121.18
4회	491.14	123.69
5회	494.36	128.46
Average deformation		126.80

(b) Behind portion

	Force (N)	Deformation(mm)
1회	514.72	38.48
2회	498.55	37.61
3회	505.68	37.45
4회	505.97	37.77
5회	09.97	37.93
Average deformation		37.34

4. 회전계 전산 모델의 결합부 처리 및 정적 파라미터 Tuning

Fig. 2의 Tuning 대상 회전 결합부의 실험 대상 모델을 Fig. 5와 같이 전산 모델링하였다. 회전 결합부의 결합부 처리는 Fig. 6과 같이 회전 결합부의 전단부와 후단부에 각각 2개씩 배치되어 있는 앵글리 콘택트 볼베어링을 1개의 베어링으로 간주하여 베어링과 축 사이의 상하로 연결된 스프링으로 단순화하여 처리하였다. 실험 대상 회전 결합부에 배치되어 있는 볼베어링의 종류가 같기 때문에 전단부와 후단부의 정강성을 k 로 동일화하였다.

유한요소해석을 위한 축과 베어링의 재료로는 S45C를 선정하였으며, 유한요소해석에 필요한 S45C의 재료 물성치를 Table 2에 나타낸다.

해석의 경계 조건으로는 축 부분을 x축, y축 방향으로의 변위를 구속하였으며, 베어링 부분은 x축, y축, z축 방향의 변위를 구속하였다. 축과 베어링의 재료로는 S45C를 설정하였다. 해석에 이용한 S45C의 재료 물성치를 Table 2에 나타낸다.

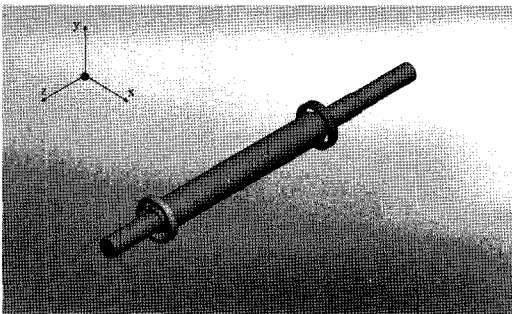


Fig. 5 Modeling of spindle

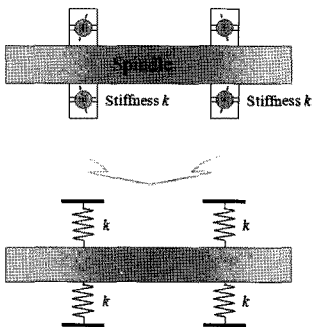


Fig. 6 Simplification of spring model of spindle

실험 대상인 회전 결합부의 전단부와 후단부의 스프링 계수 k_a 와 k_b 의 값을 200N/mm으로 설정하여 축 부분의 전단부와 후단부에 500N의 정적인 힘을 가하여 해석을 실행하였다.

측정 부분에서의 변위는 전단부에 힘을 가했을 때 35.243 mm, 후단부에 힘을 가했을 때가 113.05mm이었다. 회전 결합부의 스프링 계수를 변경하면서 실제 실험에서의 측정 부분에서의 변위량을 산출하였다.

실험 결과와 유한요소해석을 통해서 얻어진 변위의 차가 0에 수렴하도록 정강성(스프링 상수)의 값을 탐색한다. 회전 결합부의 초기 정강성의 값 k 를 200N/mm로 설정하여, 다음 식 (4)에 따라서 평가 함수 D_s 가 0으로 수렴하는 유한요소해석에 의한 이론 변위 d_{1s} , d_{2s} 의 값에서 스프링 상수를 도출하였다.

$$\Delta_s = (126.80 - \delta_{1s}) + (37.34 - \delta_{2s}) \tag{4}$$

평가 함수 D_s 는 회전 결합부의 정적 파라미터 측정 실험에 의한 변위 데이터와 유한요소해석에 의한 변위 데이터의

Table 2 Properties of S45C

Density	7800 kg/m ³
Young's modulus	205 GPa
Poisson ratio	0.3

Table 3 Deformation of front & behind portion of spindle with static stiffness by FEM

	Front portion deformation(mm)	Behind portion deformation(mm)
200.0 N/mm	113.05	35.243
150.0 N/mm	113.95	38.189
100.0 N/mm	115.75	39.578
60.0 N/mm	42.537	119.35
55.0 N/mm	42.988	120.17
50.0 N/mm	43.746	121.15
53.0 N/mm	43.247	120.54
52.5 N/mm	43.349	120.63
52.1 N/mm	43.410	120.71
52.0 N/mm	43.425	120.73

차를 평가하는 함수이며, 평가 함수 D_s 의 값이 최소가 되도록 d_1, d_2 의 값을 추출하는 것은 실험에 의한 데이터를 신뢰하면서 이에 따른 정적 파라미터를 추출하는 것을 의미한다. 즉, 유한요소해석에 의한 축 부분의 전단부 및 후단부의 변위 데이터가 동시에 실험에 의한 변위 데이터에 근접하도록 회전 결합부의 정적 파라미터를 탐색한다.

다음 Table 3은 각 유한요소해석에 있어서 각 스프링 상수에 대한 축 부분 전단부와 후단부의 변위를 나타내며, Table 4에 각 스프링 상수에 따른 평가 함수 D_s 의 값을 나타낸다.

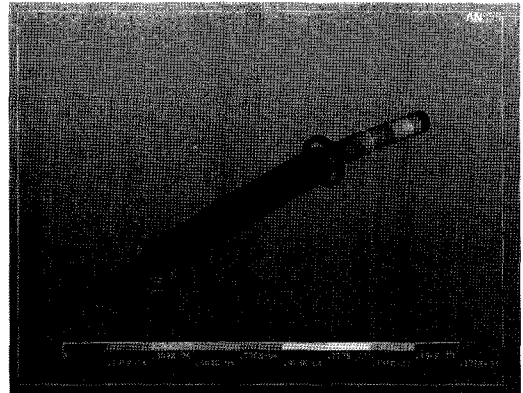
스프링 상수가 52N/mm일 때 평가 함수 D_s 의 값이 충분히 0에 수렴되었다고 고려하여 Tuning을 종료하였다. Tuning의 양상을 Fig. 7에 나타낸다.

Fig. 8에 Tuning이 종료된 시점에서의 회전 결합부 축 부분의 전단부 및 후단부의 처짐을 나타낸다.

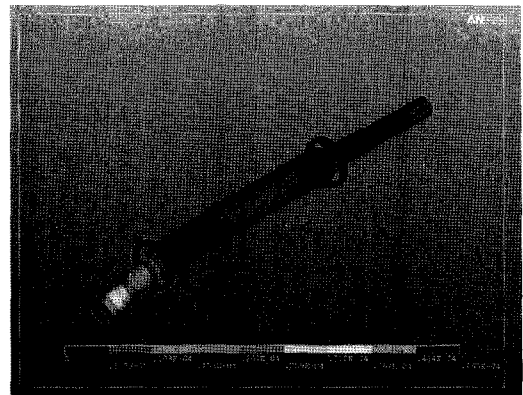
회전 결합부의 정강성 측정 실험 및 유한요소해석에 의한

상관관계를 고려하였을 때 평가함수 D_s 의 값이 0에 수렴하는 결합부의 정강성 값은 52N/mm이었다.

상기의 방법론을 검증하기 위한 또 다른 예로 Fig. 9와 같은 결합부의 정강성 Tuning을 실행하였다. 축 부분의 전단



(a) Deformation at the front portion of spindle



(b) Deformation at the behind portion of spindle

Fig. 8 Deformation of spindle(k=52 N/mm)

Table 4 Estimation function value with static stiffness by FEM

	Estimation function(D)
200.0 N/mm	15.847
150.0 N/mm	12.001
100.0 N/mm	8.812
60.0 N/mm	2.253
55.0 N/mm	0.982
50.0 N/mm	-0.756
53.0 N/mm	0.353
52.5 N/mm	0.161
52.1 N/mm	0.020
52.0 N/mm	-0.015

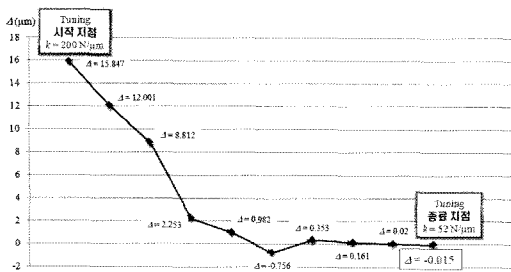


Fig. 7 Static parameter tuning of rotation joint

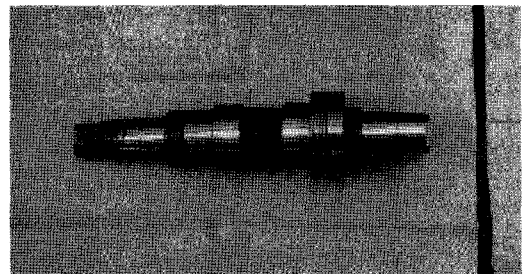


Fig. 9 Rotational joint

부와 후단부에 정적인 힘을 가하여 변위를 측정한 후, 유한 요소해석에 의한 변위와의 상관관계를 아래의 식 (5)과 같은 평가 함수를 통해서 평가한 후, Tuning을 실행하였다. Fig. 10은 Tuning의 양상을 나타낸다.

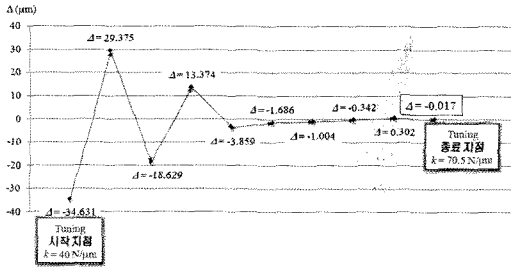
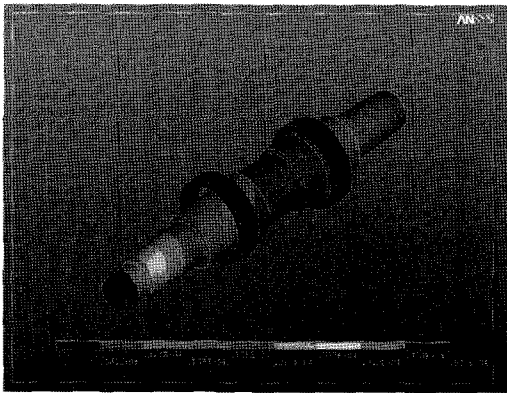
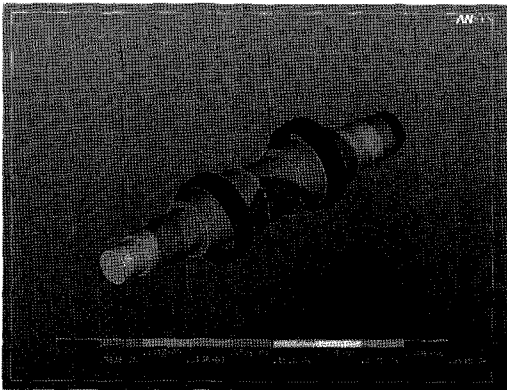


Fig. 10 Static parameter tuning



(a) Deformation at the front portion of spindle



(b) Deformation at the behind portion of spindle

Fig. 11 Deformation of spindle(k=70.5 N/mm)

$$\Delta_s = (51.42 - \delta_{11}) + (27.03 - \delta_{22}) \quad (5)$$

Tuning 시작의 정강성의 값은 40N/mm이었으며, 정강성을 변화시켜줌으로서 평가함수가 0으로 수렴해가는 것을 알 수 있다. 최종적으로 Tuning이 종료된 시점에서의 결합부의 정적 파라미터는 70.5N/mm이었다. 본 예의 경우에도 축 부분의 전단부와 후단부에는 같은 종류의 앵글러 콘택트 볼베어링이 설치되어 있기 때문에, 전단부와 후단부의 정강성을 동일하게 k로 설정하였다.

Fig. 11에 Tuning이 종료된 시점에서의 회전 결합부 축 부분의 전단부 및 후단부의 변형을 나타낸다.

본 연구에서 제시한 결합부 정강성 Tuning 기법은 실험에 의한 데이터를 신뢰하면서 유한요소해석에 의해 정강성을 탐색하는 방법이며, 다른 종류의 결합부가 존재하는 경우에도 적용 가능하다. 위의 예에서는 결합부의 정강성을 동일하게 취급하였으나, 서로 다른 종류의 정적 파라미터가 다수 존재하고 있을 때에도 상기의 평가함수가 0에 수렴하도록 정적 파라미터를 2차원, 혹은 n차원에서 변화시켜줌으로서 실험에 의거하여 Tuning된 정강성의 값을 추출할 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 공작기계에 상존하는 결합부의 정강성을, 결합부만의 정강성에서 공작기계 전체 관점에서 고려한 정강성으로 Tuning하는 기법을 제안하였다. 제안한 기법을 검증하기 위해서 회전 결합부를 예를 들어 실제로 Tuning을 실행하였으며, 그 결과 다음과 결론을 내릴 수 있었다.

- (1) 공작기계에 상존하는 결합부의 정강성을 공작기계 전체 관점에서 고려한 정강성으로 Tuning하는 기법을 제시하였다.
- (2) 제안한 Tuning 기법을 확인하기 위해서 2개의 회전 결합부를 이용하여 실험을 실행하였으며, 평가함수 D_s 의 값이 0에 수렴하도록 초기 정강성을 공작기계 전체 관점에서 고려하여 Tuning을 실행하였다.
- (3) Tuning 기법을 검증하기 위한 실험으로 이용한 2개의 회전 결합부의 Tuning비가 큰 것은 초기 강성값을 임의로 설정했기 때문이며, 결합부만을 고려한 강성값을 초기 강성값으로 설정하면, Tuning비가 작아질 것으로 예상된다.

참 고 문 헌

- (1) Yoshimura, M. and Urawa, K., 1975, "Measurement of Dynamic Rigidity and Damping Property for a Bolted Joint Model and its Simulation by Computer," *Journal of the Japan Society for Precision Engineering*, Vol. 42, pp. 562~567.
- (2) Yoshimura, M. and Fukano, A., 1978, "Identification of Spring Stiffness and Damping Coefficient in Machine Tool Joints - A Method utilizing Measurement and Simulation by Computer for the Simplified Joint Models," *Journal of the Japan Society for Precision Engineering*, Vol. 45, pp. 1418~1424.
- (3) Yoshimura, M., Kondo, T., and Kosugi, K., 1980, "Identification of Equivalent Spring Stiffness and Damping Coefficient in Sliding Joints by Simplified Slide Models," *Journal of the Japan Society for Precision Engineering*, Vol. 47, pp. 1203~1209.
- (4) Zhang, G. P., Huang, Y. M., Shi, W. H., and Fu, W. P., 2003, "Predicting dynamic behaviors of a whole machine tool structure based on computer-aided engineering," *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol. 43, pp. 699~706.
- (5) Zaeh, M. F. and Oertli, T., 2004, "Finite Element Modelling of Ball Screw Feed Drive Systems," *Annals of the CIRP*, Vol. 53, pp. 289~292.
- (6) Altintas, Y., Brecher, C. Weck, M., and Witt, S., 2005, "Virtual Machine Tool," *Annals of the CIRP*, Vol. 54, pp. 115~138.