

영향계수를 이용한 고속 주축시스템의 자동밸런싱 기법에 관한 연구

김봉석*, 김종수*, 이수훈**

A Study on the Active Balancing Method for High Speed Spindle System Using Influence Coefficient

Bong-Suk Kim*, Jong-Soo Kim*, and Soo-Hun Lee**

ABSTRACT

In order to increase productivity and efficiency, high-speed rotating machines become popular these days. The high-speed rotating machine is likely to vibrate and cause machine failure even though it has small unbalance. Therefore, a balancing technique is studied in this paper. Off-line balancing methods are inadequate to solve unbalance vibration problem occurring in the field due to flexible rotor effect, faster tool change, and shorter spin-up and down, etc. An active balancing is suggested to allow re-balancing of the entire rotating assembly in the machine when a tool is changed. This paper shows how to identify the dynamics of the system using influence coefficient and suggest an active balancing technique based on influence coefficient method for high-speed spindle system.

Key Words : Active Balancing(능동 밸런싱), High Speed Spindle System(고속 주축시스템), Unbalance(불평형), Influence Coefficient Method (영향계수법)

1. 서론

최근 개발되고 있는 공작기계들은 가공능률과 가공정밀도를 향상시키기 위하여 지능화, 고속화의 기술추세로 급속히 발전하고 있다. 공작기계의 고속화에 따라 주축 시스템은 운전 속도에 이르기까지 몇 개의 위험속도 구간을 통과하게 되고 이에 따라 진동문제가 발생하여 공작기계의 안정성을 저하시키게 된다. 회전체의 진동은 불평형에 의한 진동이 가장 중요한 원인이며, 이러한 불평형 진동은 고속가공에서 스피들 베어링의 파손, 공구의 파괴 등이 발생하여 기계고장이나 생산품

의 가공면 조도 불량 등으로 많은 경제적 손실을 발생시킨다. 따라서, 공작기계의 안정성 확보와 공구수명의 연장, 가공정밀도 향상 등을 위하여 회전체 내의 불평형을 제거하는 밸런싱(balancing) 작업이 절대적으로 필요하다.

지금까지의 밸런싱은 몇 차례의 시도질량을 이용한 시도운전을 통해 보정질량을 계산한 후 회전체 정지상태에서 보정질량을 부착하거나 제거하는 오프-라인 밸런싱이 대부분이었으나 최근 회전체의 작동 중에서도 자동 밸런싱 장치를 이용해 밸런싱을 수행하는 온-라인 밸런싱 장치가 개발되고 있다. 그러나, 머시닝센터와 같은 고속 공작기

접수 2000년 12월 11일

* 아주대학교 대학원 기계공학과

** 아주대학교 기계 및 산업공학부

계 시스템은 한 개의 가공물을 가공하더라도 잦은 공구교환이 일어나고 그 교환시간 역시 4~5 초 이내로 매우 빠르게 수행되어 시스템의 특성이 수시로 변하게 되므로 기존의 오프라인 밸런싱이나 일정한 회전속도에서 작동하는 강성 자동 밸런싱 장치는 고속 공작기계에 적용시키기 어렵다. 따라서, 주축의 탄성변형을 고려하며 가공 속도까지 가속되는 동안 자동으로 밸런싱을 수행하기 위해서는 새로운 밸런싱 장치나 기법이 필요하다.⁽¹⁾ 여러 밸런싱 기법 중 자동 밸런싱을 위해서는 영향계수법을 응용한 방법이 가장 적합한 것으로 알려져 있다.⁽²⁾

실제 주축 시스템에서 공구와 공구 홀더 교환에 따른 시스템의 특성 변화는 질량변화와 불평형 분포 변화이다. 이 중 불평형 변화는 시스템의 특성에 영향을 끼치지 않고 질량변화는 전체 주축 시스템의 1% 미만으로 작다. 주축 시스템의 특성 변화가 작다면 영향계수의 변화도 작다고 볼 수 있으며 이를 이용하면 보다 효율적인 밸런싱을 할 수 있을 것이라 생각된다. 이 방법은 밸런싱 수행시 매번 영향계수를 얻기 위한 시도 운전이 필요 없고 기본 시스템에 대한 한번의 시도 운전만이 필요하게 되므로 훨씬 빠른 자동 밸런싱 장치 제어를 가능하게 한다.

본 연구에서는 머시닝센터에 다양한 공구를 장착시킨 후 모달 실험을 통해 시스템 동특성의 변화를 살펴보고, 실제 고속 머시닝센터에서 사용되는 스펀들 시스템을 회전체 해석프로그램을 이용하여 모델링하고 시스템 특성 인자의 변화에 대한 영향계수의 변화를 알아보았다. 초기 시스템의 영향계수를 공구장착 후의 시스템에 적용하고 불평형응답만을 측정하여 밸런싱을 하는 과정을 시뮬레이션하였다.

2. 단순회전체에서의 특성변화

2.1 단순회전체

단순회전체(Jeffcott Rotor)에서 시스템의 특성을 나타내는 전달함수를 이용하여 질량변화에 따른 시스템 특성 변화를 알아보았다. 단순회전체는 집중질량을 갖는 한 개의 디스크가 강성(stiffness) K 를 갖는 무시할 수 있는 질량의 균일한 탄성축에 부착된 시스템이다. Fig. 1 에서 단순회전체의 일반적인 모형도와 불평형 위치를 나타내는 단면을 보

여주고 있다. 디스크의 질량중심(M)과 탄성축 중심(C)은 불평형 편심 e_u 만큼 떨어져 있고 U 는 불평형량이다. 모든 회전체는 회전을 시작하면서 자체의 불평형에 의하여 질량중심과 기하학적 중심이 일치하지 않아 탄성축 중심(C)에서 원심력을 일으키며, 이 원심력에 의한 회전 불평형력은 회전속도 ω rad/sec 에서 베어링 중심(O)에 대한 회전을 발생시켜 진동을 유발하게 된다.⁽³⁾

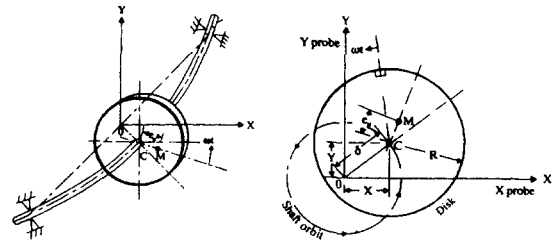


Fig. 1 Jeffcott rotor model

2.2 단순회전체의 운동방정식과 전달함수

Fig. 1 의 단순회전체 시스템에 대한 운동방정식을 복소수 변수 Z 에 대해 유도하면 식 (1)과 같다.

$$M\ddot{Z} + C\dot{Z} + KZ = M e_u \omega^2 e^{i(\omega t - \phi_u)} = F_{unbalance} \quad (1)$$

여기서, M 과 C 및 K 는 각각 질량, 감쇠, 강성 값으로 해석 시 0.78 kg, 10 N-s/m, 32,000 N/m 로 가정하였다. 단순회전체 운동방정식인 식 (1)로부터 식 (2)와 같은 전달함수 T 를 얻을 수 있다.⁽⁴⁾

$$T = \frac{1}{K - \omega^2 M + j\omega C} \quad (2)$$

단순회전체 시스템의 질량변화는 집중질량을 갖는 디스크에 부가하여야 하므로 디스크의 질량변화가 발생되었을 때 식 (2)는 다음과 같이 변화된다.

$$T = \frac{1}{K - \omega^2 (M + \Delta M) + j\omega C} \quad (3)$$

초기 시스템의 전달함수 식(2)와 질량변화 후 시스템의 전달함수 식(3)을 이용해 속도에 따른 전달함수의 크기를 비교하여 보았다. Fig. 2 는 단

순회전체의 초기 시스템에서 질량이 1% 변화된 시스템의 속도에 따른 전달함수의 크기를 비교한 것이다. 초기 단순회전체 임계속도는 202.5 rad/s 이고 이 때의 전달함수 크기는 4.94E-4 이다. 그리고 1%의 질량 변화 시 임계속도는 201.5 rad/s, 전달함수의 크기는 4.96E-4 으로 각각 0.5%의 변화율을 나타내고 있다.

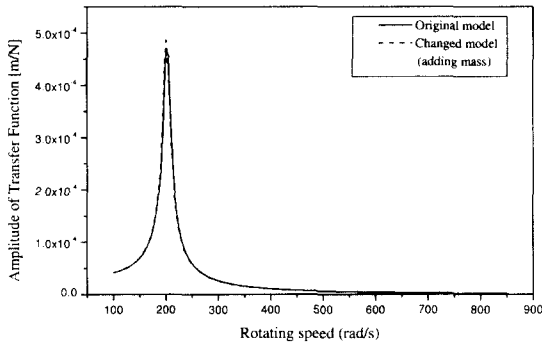


Fig. 2 Transfer functions of original and changed Jeffcott rotor model

단순회전체 시스템의 전달함수 비교를 통하여 시스템의 질량이 변화되어도 그 변화율이 작다면 임계속도와 전달함수의 크기에 대한 영향이 거의 없다는 것을 알 수 있다.

3. 머시닝센터에서의 특성변화

3.1 모달 실험

여러 공구의 장착에 따른 주축시스템의 동특성 변화를 파악하기 위하여 머시닝센터의 모달 실험(modal testing)을 통해 주파수응답함수를 측정하고 비교하였다. Fig. 3 은 머시닝센터 모달 실험장치에 대한 개략도를 나타낸 것이다.

주축의 고유진동수를 알아보기 위하여 주축의 반경방향으로 가속도계를 붙이고 가속도계를 부착한 반경방향 반대편에서 충격 망치(impact hammer)로 가진한 후 가진력과 응답신호를 받아 고속 푸리에 변환(FFT: Fast Fourier Transform)하여 고유진동수를 구하였다. 정지상태의 머시닝센터에 공구를 장착하지 않은 주축에 대한 고유진동수를 구하고 여러 공구를 장착시킨 후 고유진동수의 변화를 주파수 응답함수로 측정하였다.^{(5),(6)}

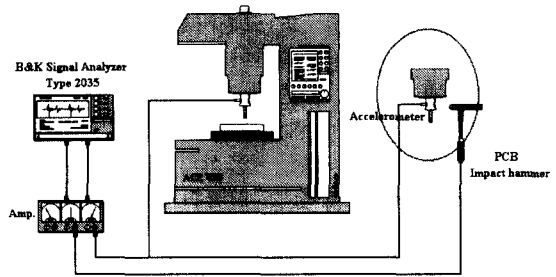


Fig. 3 Experimental setup for modal testing of machining center

3.2 실험 결과

머시닝센터에 공구를 장착하지 않은 경우와 공구홀더만을 장착시킨 경우 그리고 질량과 길이가 서로 다른 세 가지의 공구를 부착시킨 경우에 대해 실험하였다. 측정된 고유진동수 값들을 Table 1에 나타내었고 Fig. 4에 비교하였다.

Table 1 Natural frequencies at various configurations

Tool	Mass (kg)	Natural frequency (Hz)				
		1	2	3	4	5
No tool	0	93	156	211	257	396
Tool holder only	1.331	93	156	211	257	396
φ10, Drill	1.670	93	156	210	255	396
φ60, Face-cutter	1.955	93	155	209	255	395
φ22, Endmill	2.590	94	155	208	254	395

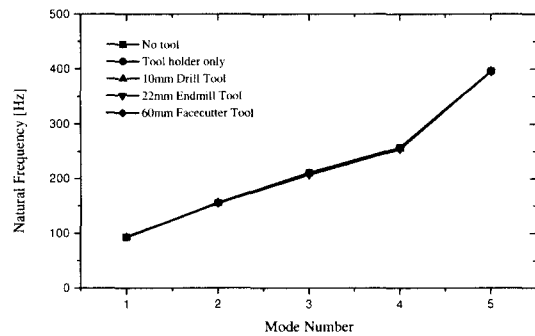


Fig. 4 Result comparison of natural frequencies

주파수응답함수 측정결과 공구를 장착하지 않은 상태의 주축 고유진동수는 93 Hz, 156 Hz, 209 Hz, 257 Hz, 396 Hz 이며, 공구홀더나 공구를 장착한 후의 고유진동수 오차는 1~3 Hz 정도이며 공구의 질량이 커질수록 고유진동수는 낮아진다.

주축의 1 차 고유진동수를 주축회전수로 변환하면 5,600 rpm 정도로 실험에 사용된 범용 머시닝 센터의 주 운전영역 3,000 rpm~4,500 rpm 에 비해서는 높기 때문에 1 차 고유진동수는 안정한 영역에 있다고 할 수 있지만 수만 rpm 으로 회전하는 고속공작기계라면 몇 개의 위험속도를 통과하며 탄성 변형을 일으킬 것으로 판단된다. 머시닝 센터의 모달 실험을 통한 고유진동수 측정 결과 다양한 공구장착에 대한 시스템의 특성 변화는 작다는 것을 알 수 있다.

4. 고속 주축 시스템에서의 특성변화

4.1 고속 주축 기본모델

실제 운용속도 50,000 rpm 이상인 고속 머시닝 센터에 사용하는 주축인 Fisher MFSW2612/15 모델에 대해 회전체 해석을 수행하였다. 회전체 해석에 사용된 프로그램은 XL-RotorTM 이며, 설계도를 바탕으로 주축 외곽 치수를 중심으로 모델링 하였고, 내·외부의 질량에 대한 차이를 집중질량(lumped mass)을 이용하여 전체질량을 구현하였다. Fisher MFSW2612/15 주축에 공구를 장착하지 않은 시스템 모델을 Fig. 5 에 나타내었고 불성치를 Table 2 에 나타내었다.

주축 기본모델은 전체 시스템을 69 개의 절점(station)과 68 개의 요소(element)를 갖는 유한요소 모델로 모델링 하였고, 후축 베어링은 절점 14, 22

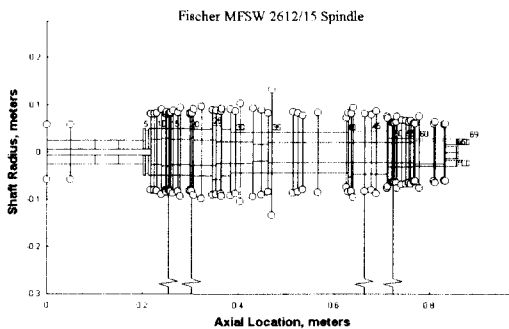


Fig. 5 Modeling of a base spindle model

Table 2 Specifications of a base spindle model

Properties		Value
Length		0.882 m
Mass		46.484 kg
Bearing	Stiffness	Front: 3.88E+8 N/m Rear: 3.76E+8 N/m
	Damping Coefficient	500 N-s/m

번에 위치하고, 전축 베어링은 절점 44, 50 번에 위치한다. 지지되는 전, 후 베어링의 강성 값은 설계도에서 알려진 값으로 각각 3.88E+08 N/m, 3.76E+08 N/m 로 하였다. 축의 진동변위는 공구 위치인 69 번 절점에서 측정하고, 밸런싱 장치는 공구 홀더에 해당하는 67 번 절점 부분에 부착되어 밸런싱을 수행하는 것으로 가정하였다. 초기 불평형량은 주축 전체에 걸쳐 분포시켰다.

고속 주축 시스템 전체에 걸쳐 밸런싱을 하기 위해서는 다면 밸런싱(multi-plane balancing)을 수행하여야 하나 현실적으로 온-라인 밸런싱 장치는 공구홀더나 스핀들 끝에 장착할 수 밖에 없고 가공정밀도에 가장 영향을 주는 공구 위치에서의 불평형 진동을 줄이는 것이 효율적이므로 본 논문에서는 공구 위치에서 단면 밸런싱을 하는 것으로 가정하여 해석하였다.

주축 기본모델의 위험속도 해석 결과는 Fig. 6 과 같다. 1 차 임계속도는 31,140 rpm, 2 차 임계속도는 41,300 rpm 으로 나타났으며 작동 영역 내에 두 개의 임계속도가 포함되어 있으므로 탄성 밸런싱을 수행해야 함을 알 수 있다.

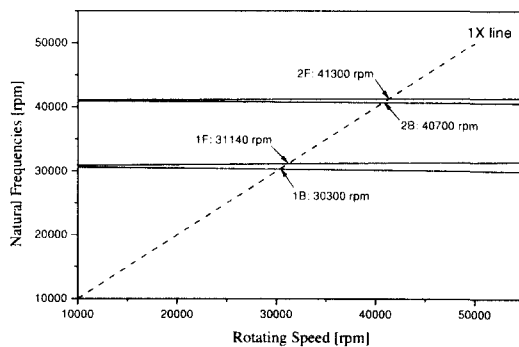


Fig. 6 Critical speed analysis of a base spindle model

4.2 고속 주축 변형모델

Fischer MFSW2612/15 주축 기본모델에 직경 15mm, 길이 115 mm, 질량 240 g의 드릴공구를 장착하여 전체 질량 대비 0.3%의 시스템 질량변화를 준 변형모델을 모델링 하였다. 모델은 Fig. 7과 같다.

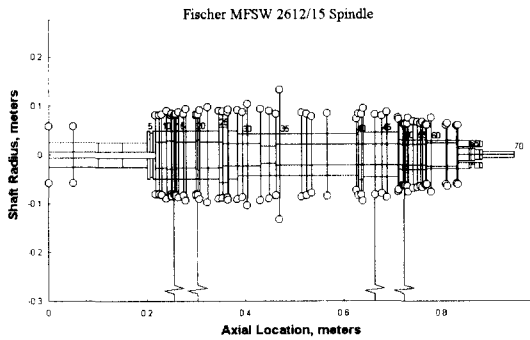


Fig. 7 Modeling of a changed spindle model

변형 모델의 초기 불평형 분포는 공구 위치에서 뿐만 아니라 공구장착 시 영향을 받는 절점 33번부터 절점 69번까지 초기모델의 불평형 분포를 변화 시켰다. 주축 변형모델의 불평형 응답을 해석한 결과 1차 임계속도는 31,100rpm, 2차 임계속도는 41,100 rpm으로 나타났으며, 기본모델의 임계속도와 비교하여 각각 0.13%, 0.49% 변화되었다.

4.3 기본모델과 변형모델의 영향계수 비교

영향계수란 불평형에 대한 측정위치의 응답을 나타내며 시스템의 특성을 나타낸다. 불평형에 의한 시스템의 초기응답은 식 (4)와 같다.

$$W_i = \alpha U \tag{4}$$

여기에서, W 는 진동응답이고 U 는 불평형량이며 영향계수 α 는 시도질량 t 를 이용하여 식 (5)와 같이 얻어진다.

$$\alpha = \frac{(W_i - W_i)}{t} \tag{5}$$

식 (4)와 (5)를 이용하여 진동응답을 0으로 하는 보정질량 U_i 를 식 (6)과 같이 구할 수 있다.

$$U_c = -\frac{W_i}{\alpha} \tag{6}$$

여기에서 모든 항들은 크기와 위상을 갖는 벡터이다. 앞에서 해석한 주축 시스템의 영향계수를 얻기 위하여 초기불평형 응답과 x축, y축 각각에 시도질량을 부착한 후의 응답으로 영향계수를 얻었으며, 기본모델과 변형모델 각각의 영향계수를 비교하여 Fig. 8에 나타내었다. 스핀들 기본모델과 변형모델의 영향계수는 1차 임계속도 부근(30,500~31,500rpm)에서는 거의 같고, 2차 임계속도 부근(40,000~42,000rpm)에서는 공구가 장착되면서 질량의 증가로 스핀들 변형모델의 임계속도가 기본모델의 임계속도보다 낮아져 약간의 오차가 발생되었다. 2차 임계속도에서 발생된 오차는 1% 이내로 이에 대한 영향은 작다고 할 수 있다. 따라서, 고속 주축 스핀들 시스템의 공구장착 전·후의 시스템 동특성 변화는 미비하다는 것을 영향계수의 변화를 통해 알 수 있다.

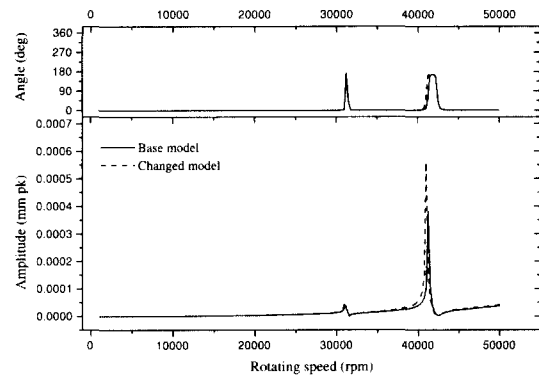


Fig. 8 Influence coefficients comparison of a base model and a changed spindle model

5. 고속 주축 시스템의 밸런싱 시뮬레이션

단순회전체의 질량변화에 따른 시스템 특성변화를 전달함수를 통해 알아보았고 머시닝센터의 모달 실험과 Fischer MFSW2612/15 고속 스핀들 모델의 영향계수 해석을 통하여 공구장착 전·후의 시스템 특성 변화가 작다는 것을 알 수 있었다. 따라서, 스핀들 시스템의 잦은 공구교환과 다양한

작동 조건에 따른 시스템 변화에 신속히 대응할 수 있도록 공구장착 전 스피들 시스템의 영향계수를 이용하고 공구장착 후 스피들의 불평형 응답만을 측정하여 밸런싱을 수행하는 것이 가능함을 알 수 있었다.

시뮬레이션을 통하여 밸런싱 전·후 불평형 진동응답을 비교하였다. XL-Rotor 를 이용하여 해석한 주축 기본모델의 영향계수를 이미 알고 있는 영향계수로 이용하고, 공구를 장착한 변형모델의 초기 불평형응답을 회전속도에 따라 측정하면서 보정질량을 계산하여 속도가 증가함에 따라 밸런싱을 단계별로 수행하였다. 알고 있는 기본모델의 영향계수와 변형모델의 초기 불평형응답을 1,000 rpm 을 시작으로 임계속도 부근에서는 500 rpm 간격으로, 그 이외의 구간에서는 50,000 rpm 까지 1,000 rpm 간격으로 측정하면서 보정질량을 계산하였다. 변형모델에 대한 밸런싱 과정을 XL-Rotor 를 이용하여 시뮬레이션 하였고, 밸런싱 전·후의 불평형응답을 Fig. 9 에 비교하여 도시하였다.

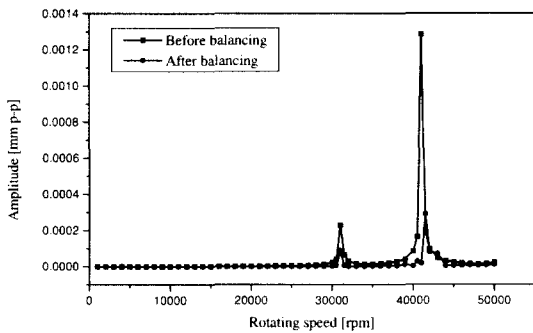


Fig. 9 Comparison of unbalance response

밸런싱 후의 진동응답은 초기 불평형응답에 비하여 스피들 기본모델의 1 차 임계속도에서 60%의 감소, 2 차 임계속도에서 90% 감소를 나타내었고 전 운전 영역에 걸쳐 밸런싱이 수행되어 기본모델의 영향계수를 이용한 변형모델의 밸런싱 방법은 아주 효과적인 것으로 나타났다.

6. 결론

본 논문에서는 공작기계 주축 시스템의 변화

가 작을 경우 밸런싱에 사용되는 영향계수의 변화도 작을 것이라는 가정하에 초기 영향계수를 변화된 모델의 밸런싱에 적용하는 방법을 제안하였다.

고속 주축 시스템에 대해, 공구를 장착하지 않은 초기 모델과 공구를 장착하여 질량과 불평형 분포가 변화된 변형 모델을 해석한 결과, 시스템 동특성을 나타내는 영향계수의 변화가 미비함을 알 수 있었다. 공구가 장착되기 전 시스템의 영향계수를 공구장착 후 시스템의 영향계수로 이용하고, 공구가 장착된 주축 시스템에서의 초기응답만을 측정하면서 단계적으로 밸런싱을 수행하는 밸런싱 기법이 효과적인 수 있음을 밸런싱 시뮬레이션을 통하여 보였다. 따라서, 고속 머시닝센터의 초기 영향계수를 미리 측정하여 알고 있다면 잦은 공구교환과 작동환경에 따라 변화되는 시스템의 초기응답만을 측정하여 보정 질량을 계산해 신속하게 대응할 수 있는 효과적인 온-라인 자동 밸런싱을 수행 할 수 있다. 고속 주축시스템 온-라인 자동밸런싱 장치의 밸런서 제어 시 본 밸런싱 방법을 적용하면 제어의 효율성을 상당히 높일 수 있을 것이라고 판단된다.

참고문헌

1. Stephen W. Dyer, "Adaptive Optimal Control of Active Balancing Systems for High-speed Rotating Machinery," Ph.D. Thesis, Univ. of Michigan, 1999.
2. Mark S. Darlow, "Balancing of High-Speed Machinery," Springer-Verlag, 1989.
3. Fredric F. Ehrich, "Handbook of Rotordynamics," Mcgraw-Hill, 1992.
4. J.S. Rao, "Rotor Dynamics," New Age International Publishers, 1996.
5. D. J. Ewins, "Modal Testing," John Wiley & Sons, 1986.
6. 양길영, "고속 CNC 머시닝센터의 특성 평가," 공학석사 학위논문, 부산대학교, 1999.
7. "XL-Rotor User's Manual," Rotating Machinery Analysis, Inc., 1997.