

CNC 자동선반 스핀들시스템의 동적 거동 해석

Analysis of the Dynamic Behavior of a CNC Automatic Lathe Spindle System

김 태 종† · 구 자 함* · 이 시 복** · 김 문 생***
T. J. Kim, J. H. Koo, S. B. Lee and M. S. Kim

(2008년 9월 18일 접수 ; 2009년 2월 4일 심사완료)

Key Words : CNC Automatic Lathe(CNC 자동선반), Spindle System(주축계), Rotating Balancing(회전 밸런싱), FETM(유한요소 전달행렬법), Whirl Orbit(휘둘림 궤적)

ABSTRACT

The spindle with a built-in motor can be used to simplify the structure of machine tool system, while the rotor has unbalance mass inevitably. Therefore, it is important to recognize the effect of unbalance mass. This paper presents analysis of dynamic behavior of a high speed spindle with a built-in motor. The spindle is supported by the angular contact ball bearings and the rotor is fixed at the middle of spindle. The spindle used in CNC automatic lathe has been investigated using combined methodologies of finite elements and transfer matrices. The Houbolt method is used for the integration of the system equations and the dynamic behavior of spindle is obtained considering unbalance mass of rotor. Results show that increasing rotational speed of spindle magnifies the whirl responses of spindle seriously. Also the whirl responses of spindle are affected by the other factors such as unbalance mass and bearing stiffness.

1. 서 론

최근의 고속 및 고효율 가공의 추세는 공작기계의 응용에 있어서 스핀들의 고속화와 고동력화를 지속적으로 필요로 한다. 고성능화 측면에서 스핀들 시스템은 고속화를 통한 시간 단축 및 가공 표면을 개선시키는 효과를 내어야 한다. 스핀들의 정밀도는 공작물의 가공정도에 직접적인 영향을 주는 요소이기 때문에 불평형량을 줄이는 것이 중요하다. 특히 초고속 스핀들에서는 공작물이 회전하는 방향의 불평형 성분이 존재하며 이 성분들은 회전 밸런싱에 영향을 미쳐 공작물의 가공시 선단 부분에 진동을

발생시킨다.

스핀들 시스템에서 동적 거동은 각 운전 회전수에서의 정상상태 진폭의 값으로 주파수 영역에서 해석된다. 이 방법은 정상상태에서의 축의 동적 거동 해석에는 적합하지만 임계속도 및 불안정 한계속도 부근에서 축의 순간적인 거동을 해석할 수 없다. 과도적인 조건에서 축계의 시간 변화 휘둘림(whirl) 궤적 해석은 시간 경과의 접근을 필요로 하며, 이 궤적은 상대적으로 큰 진폭을 가지므로 과도 해석은 비선형 문제까지 확장되어야 한다. 시간영역에서의 비선형 회전축 시스템에서의 동적 해석은 유한요소법⁽¹⁾이 유일하게 검증된 방법으로 알려져 있다. 하지만, 이 방법은 회전축의 동적 자유도가 증가하면 과도한 계산시간 및 비용으로 인해 적용에 어려움이 많다. 다자유도계 회전축 시스템의 동적 거동은 유한요소 이산화법을 통해 얻어진 행렬 미분방정식을 적분하여 구한다. 자유도를 저감시켜 보

† 교신저자; 정회원, 부산대학교 기계기술연구원
E-mail : tjong@pusan.ac.kr

Tel : (051)510-2474, Fax : (051)510-7640

* 부산대학교 기계기술연구원

** 정회원, 부산대학교 기계공학부

*** 부산대학교 기계공학부

다 효율적인 적분방법으로 부분구조 합성법 및 Guyan 소거법^(2,3,4)이 있다.

탄성 회전축의 휨 진동해석은 유한요소법⁽⁵⁾이 널리 적용되고 있으며, 회전축의 휨 진동에 영향을 미치는 인자들에 대한 해석은 대개 기계적 및 전자기적 인자들에 대한 개별적인 특성을 회전축 모델에 적용하여 그 인자가 진동 특성에 미치는 영향을 보여주고 있다^(6,7). 이 논문에서는 유한요소 모델링을 이용하고 적절한 시간 경과의 Houbolt 수치적분 알고리즘⁽⁸⁾을 사용하여, 전달행렬 방법을 시간영역 및 동적 계의 비선형 해석까지 전개가 가능한 유한요소-전달행렬(FE-TM)법^(9,10)을 적용하였다. 이 해석 모델은 축의 성질을 관성을 나타내는 절점 요소 및 강성을 나타내는 영역 요소로서 이산화 하므로, 절점 행렬 및 영역 행렬을 각각 구하여 그 곱으로서 요소의 전달 행렬이 계산되며, 골조 구조물의 해석에도 적용되었다⁽¹¹⁾. 공작기계의 스핀들들에 대해서는 Timoshenko빔 요소를 사용하고, 스핀들-베어링 시스템을 모델링 하여 고유진동수를 해석하는 연구가 있다⁽¹²⁾. 또한, 베어링 강성과 스핀들의 회전속도에 따른 동특성의 변화에 대한 연구도 있다⁽¹³⁻¹⁵⁾.

이 논문은 앵글러 콘택트 볼 베어링으로 지지된 모터 구동 고속 스핀들 시스템의 동적 특성을 해석하였다. CNC 자동선반의 스핀들을 대상으로 유한요소-전달행렬법을 이용하여 과도동적 해석을 수행함으로써, 불평형 질량, 베어링 강성, 회전 속도의 변화에 따른 휘돌림 궤적을 해석 하였으며, 이를 저감시키는 방향을 모색하였다.

2. 스핀들시스템

2.1 스핀들의 구조

자동선반은 선반과 달리 주축대가 이송을 하므로, 외경대비 길이가 긴 공작물의 가공시에 휨 문제의 발생이 적으며 바피더(bar feeder)를 사용한다. 24시간 무인가공이 가능하며 시계나 전자부품 등의 소형

절삭물 가공에 적합한 공작기계이다. 주축 고정형, 주축 이동형, 터렛형, 다축 자동선반 등 많은 종류가 있지만, 이 논문의 자동선반은 주축 이동형이다. 스위스 타입 선반(*swiss turn*)이라고도 하며, 높은 정밀도가 요구되는 가늘고 긴 부품의 가공에 사용된다. CNC 자동선반의 스핀들 구조를 Fig. 1에 나타내었다. 1.1 kW 용량의 내장형 모터로 구동되는 스핀들로서, 앵글러 콘택트 볼 베어링으로 양단 지지되는 스핀들의 중심부에 회전자가 위치하며, 베어링의 고속 효과를 나타내는 데에 널리 사용되는 DmN 값(베어링 피치 지름(Dm/mm) × 회전 속도(N/rpm))은 400,000 수준이다. CNC 자동선반의 스핀들 시스템은 긴 소재가 푸쉬 파이프(push pipe) 안에 삽입되어 앞부분의 척(chuck)에 고정된다. 유압실린더에 의해서 슬라이드 슬리브(slide sleeve)가 전후로 이동하면, 토글(toggle) 끝단의 동작에 의해서 푸쉬파이프가 앞으로 움직인다. 푸쉬파이프는 척 슬리브(chuck sleeve)를 밀어주며, 메인 스핀들과 척 사이를 파고들어서 척의 내경을 좁힘으로서 소재를 잡아주는 구조이다.

2.2 스핀들-베어링계의 운동방정식

이 논문에서 사용된 스핀들은 고속 스핀들 모델이고, 축방향으로 단면의 직경이 변화하므로 유한축 요소를 사용하여 요소분할을 하였다.

Fig. 2와 같이 20개의 요소로 나누었으며, 절점 #6과 #12에 앵글러 콘택트 볼 베어링이 설치되고, 앵글러 콘택트 볼 베어링은 NSK사의 7905C 모델이다. 스핀들의 가장 큰 질량을 차지하는 로터의 양 끝단(#8, #10)에 불평형 질량을 고려하였다.

스핀들-베어링계의 유한요소 해석에 있어서, 회전 영향을 고려하기 위해 Rayleigh빔 요소로 모델링하였다. Fig. 3에 표시된 유한축 요소의 모델링에서,

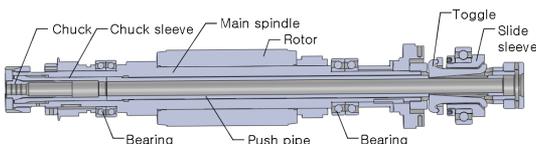


Fig. 1 Schematic view of a spindle system

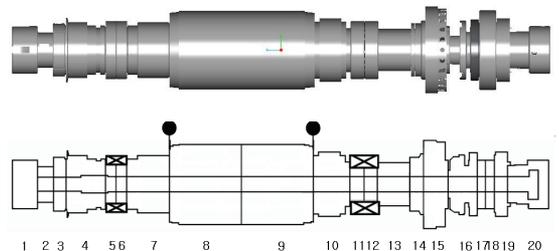


Fig. 2 Analysis model of a spindle

$$[M_j] = \begin{bmatrix} (m_{11})_j & (m_{12})_j \\ (m_{21})_j & (m_{22})_j \end{bmatrix}, [C_j] = \begin{bmatrix} (c_{11})_j & (c_{12})_j \\ (c_{21})_j & (c_{22})_j \end{bmatrix}, \quad (4)$$

$$[K_j] = \begin{bmatrix} (k_{11})_j & (k_{12})_j \\ (k_{21})_j & (k_{22})_j \end{bmatrix}$$

2.3 유한요소-전달행렬(FE-TM)법의 적용

FE-TM법에서, 임의의 시간 t 의 요소 절점 j 에서의 자유도의 가속도 및 속도는 적절한 정도를 가지면서 변위 $\{q_i(t)\}$ 의 선형적 함수로서 다음과 같이 표시된다.

$$\{\ddot{q}_i(t)\} = A(t) \cdot \{\dot{q}_i(t)\} + \{B_i(t)\} \quad (5)$$

$$\{\dot{q}_i(t)\} = D(t) \cdot \{q_i(t)\} + \{E_i(t)\} \quad (6)$$

여기서, $A(t), D(t), \{B_i(t)\}, \{E_i(t)\}$ 의 값은 적분방법에 따라 다양하게 정의되며, 요소 운동방정식의 시간 미분량을 대신한다. 식 (5), (6)을 식 (3)에 대입하여 유도되는 방정식을 유한요소 j 의 행렬의 항으로 전개하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} (K_{11})_j & (K_{12})_j & (v_1)_j \\ (K_{21})_j & (K_{22})_j & (v_2)_j \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_i(t) \\ q_{i+1}(t) \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} {}^R f_i(t) \\ {}^L f_{i+1}(t) \\ 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

여기서,

$$(K_{11})_j = A(t) \cdot (m_{11})_j + D(t) \cdot (c_{11})_j + (k_{11})_j$$

$$(K_{12})_j = A(t) \cdot (m_{12})_j + D(t) \cdot (c_{12})_j + (k_{12})_j$$

$$(K_{21})_j = A(t) \cdot (m_{21})_j + D(t) \cdot (c_{21})_j + (k_{21})_j$$

$$(K_{22})_j = A(t) \cdot (m_{21})_j + D(t) \cdot (c_{21})_j + (k_{21})_j$$

$$(v_1)_j = (m_{11})_j \cdot \{B_i(t)\} + (m_{12})_j \cdot \{B_{i+1}(t)\} + (c_{11})_j \cdot \{E_i(t)\} + (c_{12})_j \cdot \{E_{i+1}(t)\}$$

$$(v_2)_j = (m_{21})_j \cdot \{B_i(t)\} + (m_{22})_j \cdot \{B_{i+1}(t)\} + (c_{21})_j \cdot \{E_i(t)\} + (c_{22})_j \cdot \{E_{i+1}(t)\}$$

일반적인 축-베어링계의 유한요소 모델링의 경우, 절점 $i+1$ 의 상태벡터는 유한요소 j 의 전달행렬 $[T(t)]_j$ 및 절점 i 의 상태벡터의 곱으로서, 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\{u(T + \Delta t)\}_{i+1}^L = [T(t)]_j \cdot \{u(T + \Delta t)\}_i^L \quad (8)$$

전달행렬 관계식 (8)의 반복적인 적용으로 전체 축-베어링계에 관한 다음의 전달 관계식을 구할 수 있다.

$$\{u\}_n^L = [T]_n \cdot [T]_{n-1} \cdots [T]_2 \cdot [T]_1 \cdot \{u\}_1^L \quad (9)$$

스핀들의 양쪽 끝이 자유단이므로 경계조건은 다음과 같이 가정하였다.

$${}^L f_n(T + \Delta t) = 0, \quad {}^L f_{n+1}(T + \Delta t) = 0 \quad (10)$$

3. 과도 동적 해석결과

일반적으로 스핀들-베어링 시스템은 분포질량 및 탄성을 갖는 유한축의 영역 요소, 강체 원판 및 이산화 된 베어링으로 구성되는 점 요소가 상호 결합된 요소의 조합으로 가정된다. 푸쉬파이프를 포함한 스핀들의 축 단면 직경 변화에 따른 제원은 Table 1에 나타내었다. 스핀들의 내경은 10 mm이고, 재질은 SW450, 탄성계수는 200 GPa, 비중량은 7,850 kg/m³이다.

Fig. 2의 해석모델을 이용하여 스핀들-베어링계의

Table 1 Spindle configuration data

Element No.	Mass (kg)	Length (m)	Outer radius (m)	EI (kg·m ²)
1	0.273	0.024	0.023	8.19×10 ³
2	0.077	0.015	0.017	2.32×10 ³
3	0.165	0.013	0.025	1.25×10 ⁴
4	0.515	0.037	0.026	1.56×10 ⁴
5	0.064	0.01	0.018	2.87×10 ³
6	0.064	0.01	0.018	2.87×10 ³
7	0.579	0.04	0.026	1.49×10 ⁴
8	2.16	0.068	0.037	5.97×10 ⁴
9	2.16	0.068	0.037	5.97×10 ⁴
10	0.619	0.034	0.03	2.56×10 ⁴
11	0.102	0.013	0.015	1.30×10 ³
12	0.102	0.013	0.015	1.30×10 ³
13	0.256	0.03	0.02	4.81×10 ³
14	0.197	0.013	0.028	1.94×10 ⁴
15	0.703	0.023	0.041	9.02×10 ⁴
16	0.318	0.028	0.029	2.23×10 ⁴
17	0.169	0.016	0.023	7.89×10 ³
18	0.227	0.013	0.03	2.56×10 ⁴
19	0.1	0.019	0.018	2.90×10 ³
20	0.139	0.02	0.023	6.59×10 ⁴

동적 거동을 해석하였다. 5000 rpm의 회전속도에서 계산과정의 수렴은 시간 간격 $\Delta T=1 \times 10^{-4}$ s에서 얻어지고, 베어링 강성을 5×10^9 N/m, 불평형량을 1.5×10^3 g·mm로 가정하였을 때, 수렴되는 궤적의 형태는 절점 #6, #8, #10, #12에서 Fig. 4와 같다.

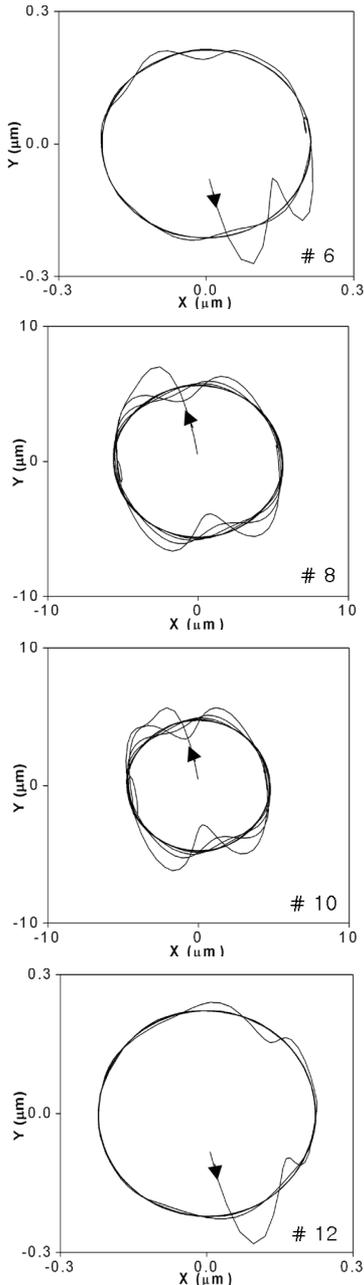


Fig. 4 Transient response of spindle at station #6, #8, #10, #12

원점 부근의 초기값에서 시작하여 3주기 이후 안정적인 원형 궤적의 형태를 나타내며, 안정적으로 수렴될 때까지 궤적이 변동되는 양상은 ΔT 에 따라 변하지만 수렴된 궤적의 형상 및 크기는 동일하였다.

회전자의 양 끝단 위치인 절점 #8, #10에서 잔류 불평형 질량에 의한 하중을 고려할 경우, 앵글러 컨택트 볼 베어링으로 지지된 회전축계의 동적 휘돌림 거동은 Fig. 5와 같다. 결과에서 보듯이, 궤적의 크기는 스피들 양단 절점 #1, #21에서 크게 나타난다. 궤적의 중심과 검은 점으로 표시된 회전자 각도 0°의 시작점 사이의 위상각은 각 절점에 따라 변화되고, 지지 베어링을 경계로 하여 위상각이 180°만큼 증가되는 것을 볼 수 있다.

스핀들의 회전속도가 고속화됨에 따라 불평형 하중에 의한 회전속도와 스피들 선단 부분 변위와의 관계를 해석하였다. Fig. 6에서는 베어링 강성을 5×10^9 N/m, 불평형량을 1.5×10^3 g·mm로 고정시키고, 스피들의 회전속도를 각각 3000, 5000, 8000 rpm으로 변화시켰을 때, 스피들의 끝단인 절점 #9에서

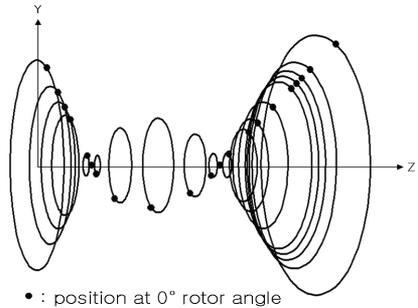


Fig. 5 Steady state orbital plots along the rotor axis

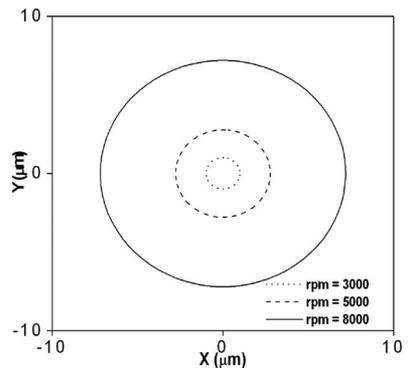


Fig. 6 Comparison of spindle orbits at station #9 with variation in rpm

휘둘림 궤적을 나타내었다. 3000 rpm에서는 약 $0.99 \mu\text{m}$ 의 변위가 나타났고, 5000 rpm에서는 $2.8 \mu\text{m}$, 8000 rpm에서는 $7.2 \mu\text{m}$ 의 변위가 있는 것으로

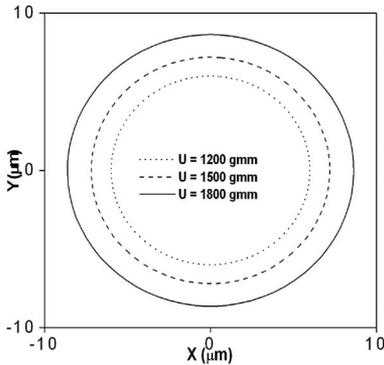


Fig. 7 Comparison of spindle orbits at station #9 with variation in unbalance magnitude

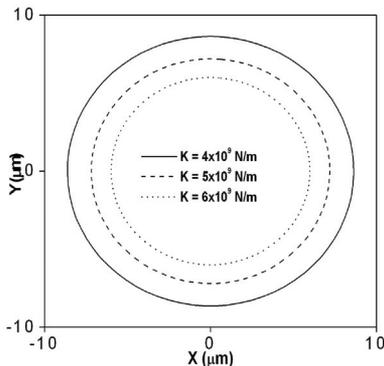


Fig. 8 Comparison of spindle orbits at station #9 with variation in bearing stiffness

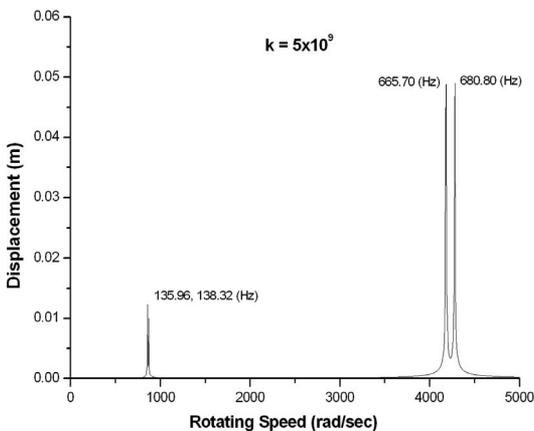


Fig. 9 Unbalance response of the spindle

해석되었다. 회전수가 높아질수록 휘둘림 궤적이 커지는 것은 불평형 하중이 스피ndl의 회전 각속도의 자승에 비례하여 고속에서는 더 큰 변위를 발생시킨다는 것을 보여준다. 이는 스피ndl의 고속화를 위해서는 불평형 하중을 적게 유지시켜야 하며, 따라서 고정밀의 밸런싱이 요구된다는 것을 나타낸다.

Fig. 7은 베어링 강성 $K=5 \times 10^9 \text{ N/m}$, 스피ndl의 회전속도를 8000 rpm으로 가정하고, 불평형량 U 를 변화시켰을 때, 회전자의 중심 절점 #9에서의 휘둘림 궤적을 비교한 그래프이며, 불평형량이 커짐에 따라 휘둘림 궤적도 커지는 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 8에서는 스피ndl의 회전속도와 불평형량을 고정하고, 베어링의 강성을 변화시켰을 때, 절점 #9에서의 휘둘림 궤적을 나타내었으며, 베어링 강성이 커짐에 따라 휘둘림 궤적의 크기는 작아지는 현상을 확인할 수 있다. Fig. 9는 베어링 강성이 $5 \times 10^9 \text{ N/m}$ 이고, 8000 rpm일 때의 고유진동수이며, 약 136 Hz에서 1차 고유진동수를 가지는 것으로 나타났다.

4. 결 론

CNC 자동선반의 스피ndl에서 유한요소-전달행렬법 및 Houbolt 적분법을 이용하여 불평형량에 의해서 발생하는 스피ndl의 과도 동적 거동을 해석하였다. 스피ndl의 변위는 공작물의 가공에 직접적인 영향을 미치게 되므로 스피ndl의 변위를 변화시킬 수 있는 인자들을 고려하여 해석하였다. 불평형량이 존재할 때, 회전수 증가에 따른 회전자 부분의 휘둘림 궤적의 크기를 계산하였으며, 베어링 강성의 크기를 일정하게 가정한 조건에서 불평형 하중의 크기에 따른 휘둘림 궤적 해석을 수행하였다. 또한, 베어링의 강성이 변화됨에 따른 스피ndl의 휘둘림 궤적을 해석하였다.

스피ndl의 불평형 하중이 작용할 때, 스피ndl의 회전속도, 불평형량의 크기, 베어링의 강성과 변위의 관계를 파악하였으며. 다음과 같은 결론을 얻었다. 스피ndl의 경우, 불평형 하중이 작용할 때, 베어링 지지점에서 가장 작은 휘둘림 궤적이 나타나며, 양단에서 가장 큰 휘둘림 궤적을 나타내었다. 스피ndl의 회전속도가 3000, 5000, 8000 rpm으로 증가함에 따라 스피ndl 선단에서의 휘둘림 궤적의 크기는 커졌으며, 3000 rpm의 경우 $0.99 \mu\text{m}$ 의 크기였으나,

5000 rpm에서는 이보다 약 2.8배 큰 휘돌림 궤적을 가지며, 8000 rpm에서는 약 7.3배 큰 휘돌림 궤적이 나타났다. 스핀들의 불평형량이 증가함에 따라 절점 #9에서 휘돌림 궤적은 선형적으로 커진다. 또, 베어링의 강성이 커짐에 따라 절점 #9에서 휘돌림 궤적은 선형적으로 커진다.

후 기

이 연구는 교육과학기술부와 한국산업기술재단의 지역혁신인력양성사업으로 수행된 연구결과입니다.

참 고 문 헌

- (1) Ruhl, R. L. and Booker, J. F., 1972, "A Finite Element Model for Distributed Parameter Turborotor Systems," *Journal of Engineering for Industry*, Trans. ASME, pp. 126~132.
- (2) Yee, Eric K. L. and Tsuei, Y. G., 1990, "Transient Response by Component Modal Synthesis Method", *Journal of Vibration and Acoustics*, Trans. ASME, Vol. 112, pp. 21~25.
- (3) Nelson, H. D. and Meacham, W. L., 1983, "Nonlinear Analysis of Rotor-bearing Systems Using Component Mode Synthesis", *Journal of Engineering for Power*, Trans. ASME, Vol. 105, pp. 606~614.
- (4) Guyan, R. J., 1965, "Reduction of Stiffness and Mass Matrices", *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal*, Vol. 3, No. 2, p. 380.
- (5) Nelson. H. D. and McVaugh. J. M., 1976, "Dynamics of Rotor-bearing Systems Using Finite Elements," *J. Eng. For Industry*, Trans. ASME, pp. 593~600.
- (6) Ozguven, H. N. and Z. L. Ozkan., 1984, "Whirl Speeds and Unbalance Response of Mechanical Bearing Rotors Using Finite Elements," *J. of Vibration Acoustics, Stress and Reliability in Design*, Trans. ASME. Vol. 106, pp. 72~79.
- (7) Rahman, B. S. and Lieu, D. K., 1991, "The Origin of Permanent Magnet Induced Vibration in Electric Machines", *J. of Vibration and Acoustics*, Trans. ASME, Vol. 113, p. 476.
- (8) Houbolt, J. C., 1950, "A Recurrence Matrix Solution for the Dynamic Response of Elastic Aircraft", *Journal of the Aeronautical Sciences*, Vol. 17, pp. 540~550.
- (9) Subbiah, R. and Kumar, A. S., 1988, "Transient Dynamic Analysis of Rotors Using the Combined Methodologies of Finite Elements and Transfer Matrix," *Journal of Applied Mechanics*, Trans. ASME, Vol. 55, pp. 448~452.
- (10) Kumar, A. S. and Sankar, T. S., 1986, "A New Transfer Matrix Method for Response Analysis of Large Dynamic Systems," *Computer and Structures*, Vol. 23, No. 4, pp. 545~552.
- (11) Choi, M.-S., Moon, D.-H. and Kim, S.-J., 2002, "Transient Response Analysis of Frame Structures Using the Finite Element-transfer Stiffness Coefficient Method," *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 12, No. 9, pp. 674~684.
- (12) Cao, Y., 2006, "Modeling of High-speed Machine Tool Spindle Systems," Ph. D. Thesis, The University of British Columbia.
- (13) Wang, K. F., Shin, Y. C. and Chen, C. H., 1991, "On the Natural frequencies of High-speed Spindles with Angular Contact Bearings," *Proc. Inst. Mech. Eng., Part C: J. Mech. Eng. Sci.*, 205, Issue C3 pp. 147~154.
- (14) Shin, Y. C., 1992, "Bearing Nonlinearity and Stability Analysis in High Speed Machining," *ASME, J. Eng. Sci. Ind.*, Vol. 114, No. 1, pp. 23~30.