

50,000rpm급 초고속 주축계의 정적/동적/열적 특성 해석

김석일*, 조재완⁺, 이원재⁺, 이용희⁺

Static/Dynamic/Thermal Characteristics Analysis of a High-Speed Spindle System with 50,000rpm

Seok-II Kim*, Jae-Wan Jo⁺, Won-Jae Lee⁺ and Yong-Hee Lee⁺

Abstract

This paper concerns the static, dynamic and thermal characteristics analysis of a high-speed spindle system for horizontal machining centers with $\phi 45\text{mm} \times 50,000\text{rpm}$. The spindle system is designed based on the angular contact ceramic ball bearings, built-in motor, oil-air lubrication method and oil jacket cooling method. The structural and thermal analysis models of spindle system are constructed by the finite element method. The static and dynamic characteristics are estimated based on the static deformation, modal parameter, mode shape and frequency response function, and the thermal characteristics are estimated based on the temperature rise, temperature distribution and thermal deformation. The analysis results illustrate that the designed spindle system has excellent structural and thermal stabilities.

Key Words : Machining Center, High-Speed Spindle System, Static Characteristics, Dynamic Characteristics, Thermal Characteristics

1. 서론

고속 절삭을 통한 생산성 및 가공 정밀도의 향상, 경합금 및 난삭재의 고능률 가공 등을 도모하기 위해서 머시닝센터를 중심으로 한 공작기계 주축계의 고속화 연구가 국내외적으로 활발히 진행되고 있다. 이러한 고속 주축계의 대표적인 형태로는 내장형 모터, 세라믹 볼 베어링, 오일-에어 윤활 또는 오일-제트 윤활, 냉각 자켓 등을 토대로 구성되는 모터 내장형 주축계를 들 수 있다.

모터와 주축이 일체로 조립되는 모터 내장형 주축계는 구조가 단순하고, 주축계의 운동 구현이 용이하기 때문에 공작기계의 가공 유연성을 크게 향상시킬 수 있다. 그러나 베어링에서의 발열 외에도 내장형 모터에서의 발열은 주축, 베어링, 하우징 등으로 전달되어 공작기계의 열변형 증대, 베어링의 수명 단축 등을 초래하게 된다. 또한 주축 중앙부에 설치되는 모터 회전자에 의해서 주축계의 고유진동수가 낮아진다는 점은 고속화를 저해하는 요인의 하나가 된다. 따라서 모터 내장형 주축계의 동적 및 열적

* 한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부 (sikim@mail.hankong.ac.kr)

주소: 경기도 고양시 화전동 200-1

+ (주)이엔소프트 기술연구소

특성은 고속 주축계를 개발하는 단계에서 검토해야 할 중요한 사항으로 대두되었으며, 그 관련 연구로서 모터 내장형 주축계의 발열 특성과 축심 냉각의 효과,⁽¹⁾ 오일-에어 유회 조건 및 냉각 조건이 모터 내장형 주축계의 온도 상승에 미치는 영향^(2,3,4), 내장형 모터의 회전자가 주축의 동적 특성에 미치는 영향⁽⁵⁾ 등이 보고되고 있다.

본 연구에서는 화천기공(주)이 앵글러 콘택트 세라믹 볼 베어링, 내장형 모터, 오일-에어 유회, 냉각 자켓 등을 적용해서 개발하고 있는 $\phi 45\text{mm} \times 50,000\text{rpm}$ 급 수평형 머시닝센터의 초고속 주축계에 대한 정적/동적/열적 특성을 설계 단계에서 해석 및 평가하였다. 주축계의 구조 해석 모델은 Timoshenko 보 이론에 기반을 둔 전용 유한 요소 프로그램인 SpindleX를 이용해서 구축하였고⁽⁶⁾, 초고속 주축계의 정적/동적 특성은 선단부의 처짐, 고유 진동수, 진동 모드, 주파수 응답 특성 등을 토대로 검토하였다. 그리고 주축계의 열 해석 모델은 상용 유한 요소 프로그램인 ANSYS를 이용해서 구축하였으며, 내장형 모터와 베어링의 발열, 대기 접촉면 및 냉각 자켓에서의 대류 열 전달에 의한 냉각 등을 고려한 상태에서 해석한 온도 상승, 온도 분포, 열 변형 등을 토대로 초고속 주축계의 열적 특성을 분석하였다.

2. 초고속 주축계의 정적/동적 특성 해석

2.1 주축계의 구조

본 연구의 해석 대상인 초고속 주축계의 형태는 Fig. 1에 제시하였다. 통상적인 모터 내장형 주축계와 마찬가지로 전반부와 후반부에 각각 2개씩 설치한 앵글러 콘택트 세라믹 볼 베어링(45BNR19H와 40BNR19H)에 의해서 주축이 지지되고, 내장형 모터가 그 중간에 위치하는 구조로 되어 있다.

또한 베어링의 유회 방법으로는 미량 급유 방식인 오일-에어 유회 방법을 채용하였으며, 냉각 자켓을 전반부/후반부 베어링 부분과 내장형 모터 부분에 각각 설치하여 주축계의 온도 상승을 억제하도록 하였다.

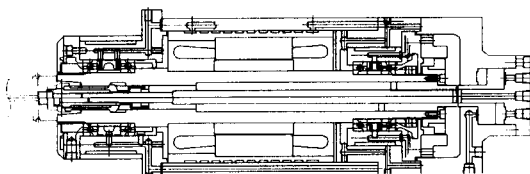


Fig. 1. High-speed spindle system

2.2 주축계의 정적 특성

Fig. 2는 초고속 주축계의 구조 해석을 위한 유한 요소 모델을 보여주고 있으며, 베어링 재원을 토대로 산정한 베어링의 반경방향 특성은 Table 1에 나타내었다.

Fig. 3은 Fig. 2의 구조 해석 모델에 대해서 1N의 하중이 주축 선단부에 작용할 때 해석한 정적 변형을 나타낸 것이다. 해석 결과에서는 주축 선단부의 처짐이 $0.0060\mu\text{m}$ 인 것으로 나타났다. 따라서 초고속 주축계의 선단 강성은 $166.7\text{N}/\mu\text{m}$ 로 추정되며, 초고속 주축계는 가공 정밀도와 밀접하게 관련된 선단 강성이 매우 높게 설계된 것으로 판단된다.



Fig. 2. Static/dynamic analysis model of spindle system

Table 1 Radial characteristics of bearings

	Stiffness	Damping coeff.
Front bearing	117MN/m	0.90kN·s/m
Rear bearing	101MN/m	0.78kN·s/m

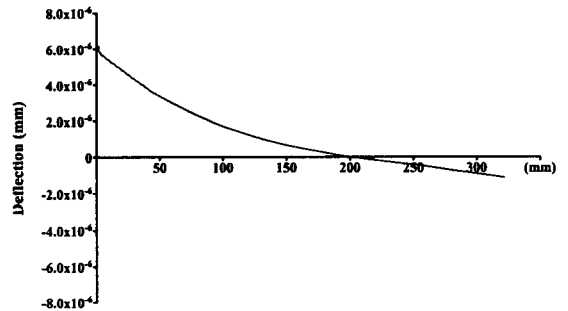


Fig. 3. Static deformation of spindle system

2.3 주축계의 동적 특성

50,000rpm으로 회전하는 초고속 주축계의 고유 진동수와 감쇠비를 5차 진동 모드까지 정리한 것은 Table 2에 나타내었다. 회전축에서는 자이로스코픽 효과 때문에 전진 운동(Forward motion)과 후진 운동(Backward motion)을 하게 되는데, 초고속 주축계의 경우에는 전진 운동과 후진 운동에 대한 고유 진동수의 차이가 비교적 작고, 특히 1차

고유 진동수가 주축 회전수 50,000rpm에 비해서 매우 높은 것으로 나타났다. 이러한 사실로부터 초고속 주축계는 동적 안정성이 매우 높게 설계되었다는 것을 알 수 있다.

Fig. 4에는 50,000rpm으로 회전하는 초고속 주축계의 진동 모드(전진 운동의 경우)를 제시하였다. 1차 진동 모드에서는 주축 중앙부의 진폭이 크게 나타나고 있는데, 주축 중앙부에 모터 회전자가 위치한다는 사실에 기인한 것이다. 그리고 2차 진동 모드는 후반부 베어링의 강성이 상대적으로 낮기 때문에 나타나는 구조 진동 형태를 보여주고 있으며, 3차 진동 모드 이후는 일반적인 주축의 굽힘 진동에 의한 구조 진동 형태를 보여주고 있다.

Fig. 5는 50,000rpm으로 회전하는 초고속 주축계의 주파수 응답을 보여주고 있다. 주파수 응답은 주축 선단부에 1N의 동적 하중을 부가한 상태에서 해석하였다. 특히 1차 및 2차 진동 모드 영역에서의 주파수 응답(진폭)이 비교적 작다는 사실은 Fig. 4에 제시한 1차 및 2차 진동 모드에서의 주축 선단부의 진폭이 작다는 사실과 일치한다. 그리고 Fig. 6에 나타난 주파수 응답에 대한 Nyquist 선도로부터 채터 진동은 1차 및 2차 진동 모드에 의해서 발생할 가능성이 적으며, 전형적인 주축계의 굽힘 진동 형태인 3차 진동 모드에 의해서 발생할 가능성이 가장 클 것으로 판단된다.

Table 2 Modal parameters of spindle system

	Natural Frequency		Damping Ratio	
	Forward	Backward	Forward	Backward
1st mode	1,231Hz	1,246Hz	0.099	0.105
2nd mode	1,780Hz	1,842Hz	0.200	0.200
3rd mode	2,780Hz	2,846Hz	0.267	0.260
4th mode	4,983Hz	5,192Hz	0.097	0.097
5th mode	7,891Hz	8,094Hz	0.083	0.084

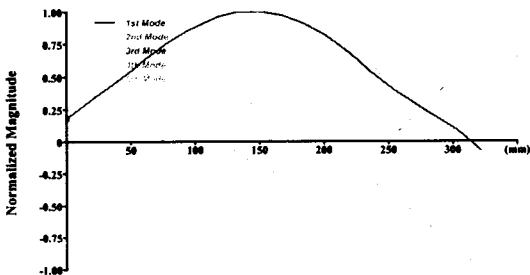


Fig. 4. Mode shapes of spindle system

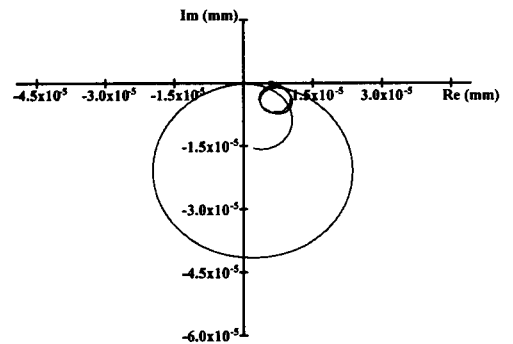


Fig. 6. Frequency response of spindle system

3. 초고속 주축계의 열적 특성 해석

3.1 주축계의 발열

초고속 주축계의 열원은 베어링과 내장형 모터로 나누어지며, 베어링과 모터의 발열들은 상호 영향을 주기 때문에 모터의 발열은 베어링의 특성에 큰 영향을 미치게 된다.

일반적으로 모터의 전체 발열량은 모터의 소비 동력을 통해서 추정 가능하지만, 주축과 하우징을 통해서 기계 구조 전체로 열을 전달하는 초고속 주축계의 열 특성을 보다 정확하게 예측하기 위해서는 Fig. 7과 같이 모터의 발열량을 회전자와 고정자의 발열량으로 구분해서 해석할 필요가 있다.

구름 베어링의 온도 상승은 베어링 내부의 마찰 동력 손실과 비례하는 관계를 갖으며, 베어링의 마찰 동력 손실은 베어링의 미끄럼 모멘트에 의해서 결정된다. 초고속 주축계의 베어링으로 사용되고 있는 앵귤러 콘택트 세라믹 볼 베어링과 같이 접촉각을 갖는 베어링에서는 스핀 미끄럼과

자이로스코픽 미끄럼에 의한 미끄럼 모멘트가 발생하고, 또한 베어링 하중과 윤활유 점성에 의한 마찰 모멘트가 존재하게 된다. 따라서 주축 회전수, 베어링 하중, 윤활유 점도 등

의 영향을 받게 되는 베어링의 전체 열 발생률 H_b 는 식 (1)과 같이 스핀 미끄럼에 의한 열 발생률 H_s , 자이로스코픽 미끄럼에 의한 열 발생률 H_g , 베어링 하중에 의한 열 발생률 H_p , 윤활유 점성에 의한 열 발생률 H_v 의 합으로 표현할 수 있다.⁽⁷⁾

$$H_b(n, p, \nu) = H_s + H_g + H_p + H_v \quad (1)$$

여기서 n 은 주축 회전수, p 는 베어링 하중, ν 는 윤활유의 점도를 의미한다.

Fig. 8은 식 (1)과 같은 관계를 이용해서 산정한 초고속 주축계의 전반부/후반부 베어링에 대한 열 발생률을 나타낸 것이다.

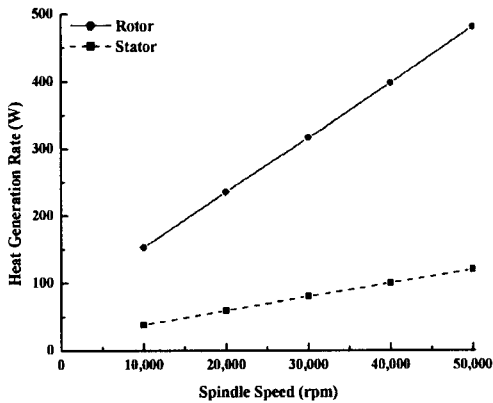


Fig. 7. Heat generation rate of built-in motor

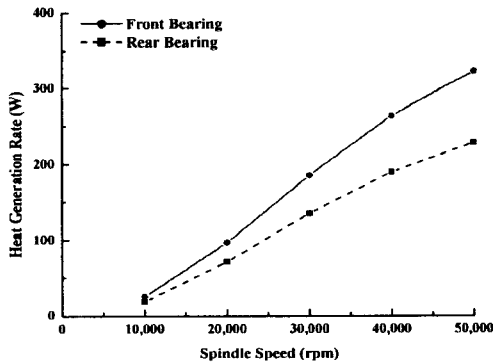


Fig. 8. Heat generation rate of ceramic ball bearing

3.2 주축계의 열 해석 모델

Fig. 9는 초고속 주축계의 열 해석 모델을 단면도 형태로 보여주고 있는데, 열 해석 모델은 12,464개의 솔리드 요소 (Solid 90)와 60,164개의 절점으로 구성되어 있다.

그리고 초고속 주축계를 구성하는 요소들의 물성과 윤활유/냉각유로 사용되는 기름의 물성은 각각 Table 3과 4에 나타내었다. 또한 베어링과 냉각 자켓의 급유량은 Table 5에 제시하였는데, 특히 냉각 자켓에 의한 초고속 주축계 전체의 냉각 열량이 2000kcal/h 정도가 되도록 공급 기름의 온도를 제어하고 있다.

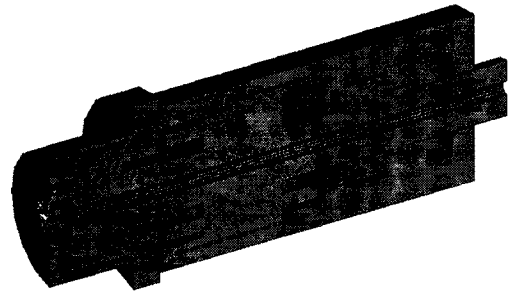


Fig. 9. Thermal analysis model of spindle system

Table 3 Material properties of spindle elements

	Density	Thermal conductivity
SCM440	7,860kg/m ³	42.7W/m ² °C
S45C	7,817kg/m ³	51.9W/m ² °C
Fe-Si	7,700kg/m ³	42.7W/m ² °C
Cu	8,930kg/m ³	393.1W/m ² °C
SUJ2	7,860kg/m ³	41.9W/m ² °C
Si ₃ N ₄	3,200kg/m ³	29.3W/m ² °C

Table 4 Material properties of oil

Dynamic viscosity	1.5cSt
Specific heat	0.47kcal/kg ² °C
Density	900kg/m ³

Table 5 Flow rates of oil

Front bearing (45BNR19H)	0.0075cc/min/EA
Rear bearing (40BNR19H)	0.0075cc/min/EA
Oil jacket of front bearing	7ℓ /min
Oil jacket of rear bearing	5ℓ /min
Oil jacket of motor	12ℓ /min

3.4 주축계의 열적 특성

초고속 주축계의 열적 특성을 검토하기 위해서 앞에서 언급한 내장형 모터와 베어링의 열 발생률과 함께, 대기 접촉면 및 냉각 자켓에서의 대류 열 전달에 의한 냉각 효과를 고려하여 열 해석을 수행하였다.

Fig. 10은 주축 회전수가 10,000~50,000 rpm일 때 해석한 베어링 외륜, 주축 선단부, 모터 회전자 및 고정자에서의 온도 상승을 보여주고 있으며, 50,000 rpm에서의 초고속 주축계의 온도 분포는 Fig. 11에 제시하였다.

주축 회전수가 10,000~50,000 rpm일 때 전반부 베어링 외륜의 온도 상승은 12.3~35.6℃ 정도로 예측되었다. 그리고 후반부 베어링 외륜의 온도 상승은 전반부 베어링 외륜보다 5.1~10.7℃ 정도 낮게 나타나고 있는데, 이것은 후반부 베어링의 발열이 전반부 베어링보다 상대적으로 작다는 데 그 원인이 있다.

또한 주축 회전수 50,000 rpm에서의 모터 회전자의 온도 상승은 약 21.4℃이지만, 고정자의 온도 상승은 약 5.1℃로 회전자의 24% 수준에 불과한 것으로 나타났다. 이 결과로부터 고정자의 온도 상승은 그 외곽에 설치한 냉각 자켓에 의해서 효과적으로 억제됨을 알 수 있다. 특히 공구의 열변 형과 밀접한 관계를 가지는 주축 선단부의 온도 상승은 13.3~21.3℃ 정도를 유지하는 양호한 상태로

예측되었다.

Fig. 11에 제시한 초고속 주축계의 온도 분포를 살펴보면 전체적으로 전반부 베어링 근처의 온도 상승이 다른 부분에 비해서 두드러지게 높고, 특히 외륜에 비해서 냉각 자켓의 영향을 작게 받는 베어링 내륜과 접촉하는 주축 부분의 온도 상승이 매우 높은 것을 알 수 있다.

Fig. 12는 주축 회전수가 10,000~50,000 rpm일 때 해석한 전반부 및 후반부 베어링, 그리고 주축 후반부에서의 축방향 열 변형을 나타낸 것이다. 본 연구에서는 열 변형의 원점을 주축 선단부의 중심점으로 설정하였다. 그리고 50,000 rpm에서의 초고속 주축계의 축방향 열 변형 분포는 Fig. 13에 제시하였다.

주축 회전수가 10,000~50,000 rpm일 때 전반부 베어링의 축방향 열 변형은 10.0~20.8 μm, 후반부 베어링의 축방향 열 변형은 21.1~45.3 μm, 그리고 주축 후반부의 축방향 열 변형은 30.3~63.3 μm로 예측되었다. 특히 가공 정밀도에 큰 영향을 미치게 되는 전반부 베어링의 열 변형이 50,000 rpm에서 약 20 μm 수준이고, 해석 영역에서의 열 변형 편차가 약 10 μm 수준이라는 사실은 초고속 주축계의 열적 안정성이 우수하다는 점을 입증하는 것이다.

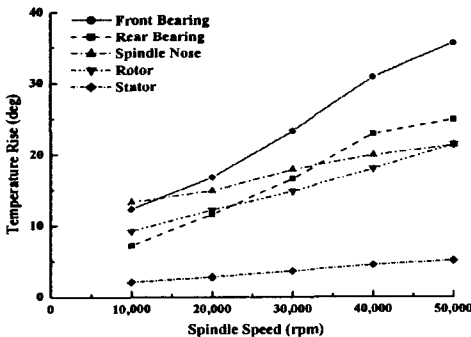


Fig. 10. Temperature rise of spindle system

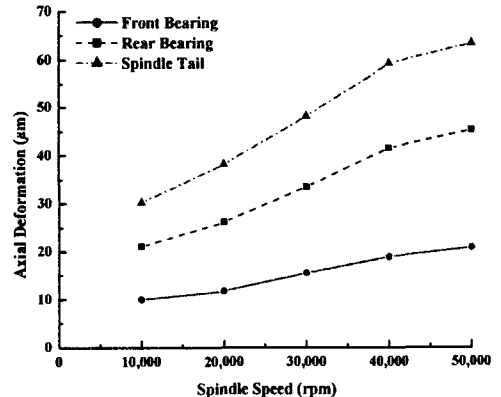


Fig. 12. Axial deformation of spindle system

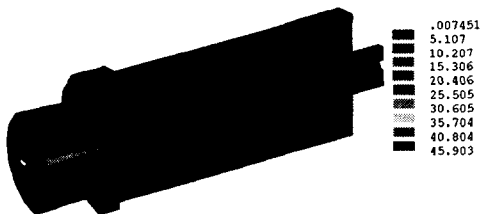


Fig. 11. Temperature distribution (50,000rpm)

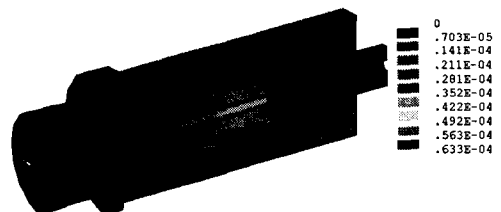


Fig. 13. Axial deformation distribution (50,000rpm)

그리고 이와 같이 초고속 주축계의 열 변형 특성이 안정적이라는 점은 앞에서 언급한 주축 선단부의 온도 상승이 양호한 상태라는 결과와 일치하는 것이다.

Fig. 13에 제시한 초고속 주축계의 축방향 열 변형 분포에서는 냉각 자켓이 설치된 하우징보다 주축의 축방향 열 변형이 상대적으로 큰 것으로 나타났다. 그리고 내장형 모터 부분에서 주축과 하우징의 축방향 열 변형량이 유사하다는 사실로부터 하우징을 기준으로 생각하면, 주축의 전반부는 하우징에 대해서 선단 쪽으로 팽창하고, 주축의 후반부는 하우징에 대해서 후단 쪽으로 팽창하는 형태가 된다.

4. 결론

본 연구에서는 화천기공(주)이 개발하고 있는 오일-에어 윤활 방식의 $\phi 45\text{mm} \times 50,000\text{rpm}$ 급 초고속 주축계의 정적/동적/열적 특성을 설계 단계에서 해석 및 평가하였다. 그리고 본 연구를 수행하는 과정에서 얻은 결과를 정리하면 다음과 같다.

- (1) 초고속 주축계의 선단 강성은 $166.7\text{N}/\mu\text{m}$ 이며, 머시닝 센터의 주축계로서 높은 수준이다.
- (2) 초고속 주축계의 1차 고유 진동수는 $1,231 \sim 1,246\text{Hz}$ 로 주축 회전수 $50,000\text{rpm}$ 에 비해서 매우 높기 때문에 초고속 주축계의 동적 안정성은 우수하다고 판단된다.
- (3) 초고속 주축계의 채터 진동은 전형적인 주축계의 굽힘 진동 형태인 3차 진동 모드에서 발생할 가능성이 높다.
- (4) 주축 회전수가 $10,000 \sim 50,000\text{rpm}$ 일 때 전반부 베어링 외륜의 온도 상승은 $12.3 \sim 35.6^\circ\text{C}$ 으로 예측된다. 또한 후반부 베어링 외륜의 온도 상승은 전반부 베어링 외륜에 비해서 $5.1 \sim 10.7^\circ\text{C}$ 정도 낮은 수준이다.
- (5) 주축 회전수 $50,000\text{rpm}$ 에서 모터 회전자와 고정자의 온도 상승은 각각 21.4°C 와 5.1°C 로 나타났다. 고정자의 온도 상승이 회전자의 24% 수준에 불과하다는 사실로부터 내장형 모터 외곽에 설치한 냉각 자켓에 의해서 모터의 발열이 효과적으로 방출됨을 알 수 있다.
- (6) 주축 회전수가 $10,000 \sim 50,000\text{rpm}$ 일 때 주축 선단부의 온도 상승은 $13.3 \sim 21.3^\circ\text{C}$, 주축 선단부와 전반부 베어링 사이의 축방향 열 변형은 $10.0 \sim 20.8\mu\text{m}$ 으로 나타났다. 이와 같이 주축 회전수에 따른 온도 상승과 축방향 열 변형의 편차가 비교적 작다는 사실로부터 초고속 주축계의 열적 안정성이 우수함을 알 수 있다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 중기저점사업인 "고속 지능형 가공 시스템"의 세부 과제인 "원격 운용 초고속 HMC 개발(주관기관 : 화천기공(주))"의 지원으로 수행되었습니다. 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Muramatsu, A., Nakamura, S., Yoneyama, H. and Iwasaki, O., 1994, "Heat Conduction Analysis for Motor-Integrated Spindle", *NSK Technical Journal*, No. 658, pp. 32~39.
- (2) Kim, S. I., Choi, D. B. and Park, K. H., 1993, "Oil-Air Lubrication Characteristics of a High-Speed Spindle System for Machine Tools", *Journal of KSME*, Vol. 17, No. 2, pp. 351~358.
- (3) Choi, D. B., Kim, S. I. and Song, J. B., 1994, "Air Cooling Characteristics of a High-Speed Spindle System for Machine Tools," *Journal of KSPE*, Vol. 11, No. 1, pp. 123~128.
- (4) Aoyama, T. and Inasaki, I., 1987, "Study of Oil-Air Lubrication of High-Speed Ball Bearing System for Machine Tool Application," *Proceedings of 15th NAMRC*, pp. 558.
- (5) Choi, D. B., Jo., J. J. and Kim, S. I., 1994, "Dynamic Characteristics of Spindle with a Built-in Motor," *Journal of KSPE*, Vol. 11, No. 3, pp. 184~190.
- (6) Lee, Y. H., Kim, S. I., Kim, T. H. and Lee, J. Y., 1998, "Development of a Static and Dynamic Analysis System for Motor-Integrated High-Speed Spindle System Using Timoshenko Theory and Finite Element Method," *Journal of KSPE*, Vol. 15, No. 8, pp. 11~16.
- (7) Kim, S. I., Kim, K. S., Kim, K. T. and Na, S. P., 2001, "Thermal Characteristics Analysis of a High-Speed HMC Spindle System," *Proceedings of KSMTE*, pp. 441~446.