

고속공작기계 주축의 열적거동 특성 해석

고 태 조 *, 황 평, 김 회 술

(영남대)

An analysis of the thermal behaviour of a high speed machine tool spindle

Ko, Tae-Jo*, Hwang, Pyung, Kim, Hee-Sool

Abstract

The thermal deformation of machine tool spindle influences the performance of the manufacturing systems for precision products. In this research, thermal analysis of a high speed machine tool spindle with the rolling bearing and the built-in motor is carried out using Finite Difference Method. The thermal boundary conditions describing the heat generation in the bearing and built-in motor are considered in the simulation. And various convective boundary conditions are assumed with the empirical formula in the references. From the simulation results, the characteristics of each element affecting the dynamic thermal behaviour of the machine tool spindle systems have been clarified. This model can be well applied to the future development of the high speed spindle systems.

1. 서론

공작기계의 최근 추세는 고속화, 고정도화, 고강성화, 무인자동화의 방향으로 개발되어져가고 있다. 그 중에서도 공작기계 주축속도의 고속화는 생산성 향상의 측면에서 급속한 발전이 이루어지고 있으며, 이는 필연적으로 주축의 발열에 의한 열변형을 동반하여 정밀도를 저하시킴과 동시에 주축베어링의 수명단축과도 상호관계를 갖고 있다. 따라서 고속주축의 개발에서는 주축 시스템의 발열특성규명이 매우 중요한 의미를 갖는다.

이러한 관점에서 주축계의 발열에 관한 연

구는 최근 여러가지 해석적 도구를 이용하여 많은 연구가 진전되어지고 있다. Muramatsu 등은 FEM을 이용하여 30,000rpm으로 구동되는 모터 내장형 주축의 발열특성을 해석하였으며[1], Mishima 등은 공기유향 주축에서의 열특성을 FDM을 이용하여 해석하고 이때 발생하는 주축선단의 열변형을 예측하는 연구를 수행하였다[2]. 한편 열전도는 접합부의 압력에 종속됨으로서 열변형이 동적으로 진동한다는 사실로부터 이선규 등은 열적 폐회로개념에 의거한 열특성 해석을 수행하였다[3-4].

또한 김석일 등[5]은 고속 공작기계의 주축에서 오일 에어 윤활의 윤활특성에 대하여 실험적으로 연구하는 등 공작기계의 고속화와 정밀화의 관점에서 주축의 발열특성에 대한 연구는 그 중요성이 증가하고 있다.

본 연구에서는 구름베어링과 air-oil윤활, 빌트인 모터로 구성되어지는 머시닝센터용 고속 주축의 작동시에 발생하는 발열의 동적거동을 해석적으로 규명하고자 한다. 해석에는 유한차분법이 사용되었으며, 주축의 각 요소에서 발생하는 열원의 수학적 모델과 각 요소사이에서 발생하는 전도열전달, 대류열전달의 합리적 경계조건을 설정함에 의해 열적거동의 simulation이 가능하였다. 해석결과, 베어링 및 윤활조건 그리고 내장형 주축모터의 발열특성 등이 주축 온도상승에 미치는 영향을 파악할 수 있었으며, 이 결과는 실험적으로 구해진 여러 결과들과 잘 일치하고 있음을 보였다. 따라서 본 연구의 결과는 고속공작기계의 주축개발시 발열특성을 예측함에 의해 최적설계의 도구로 사용할 수 있다.

2. 공작기계 주축계의 열적 모델링

2.1 해석 주축의 사양

유한차분열전달 해석대상의 주축은 그림 1과 같이 앞쪽에 4개의 Angular ball contact bearing(SKF: 7013CE/HC P4A QBA)이 병렬로 구성되어 있고 이 베어링은 Ceramic Ball로 되어 있으며, 중앙에는 Built-in motor(Mitsubishi: SJ-2B4306KH)가 조립되어 있으면서 뒷쪽에 다시 Angular ball contact bearing(SKF: 7011CD/P4A)이 한개 조립되어 있어서 고속회전에 적합한 구조로 되어 있다. 축경은 외경 65mm이고, 해석대상 회전수는 20,000rpm

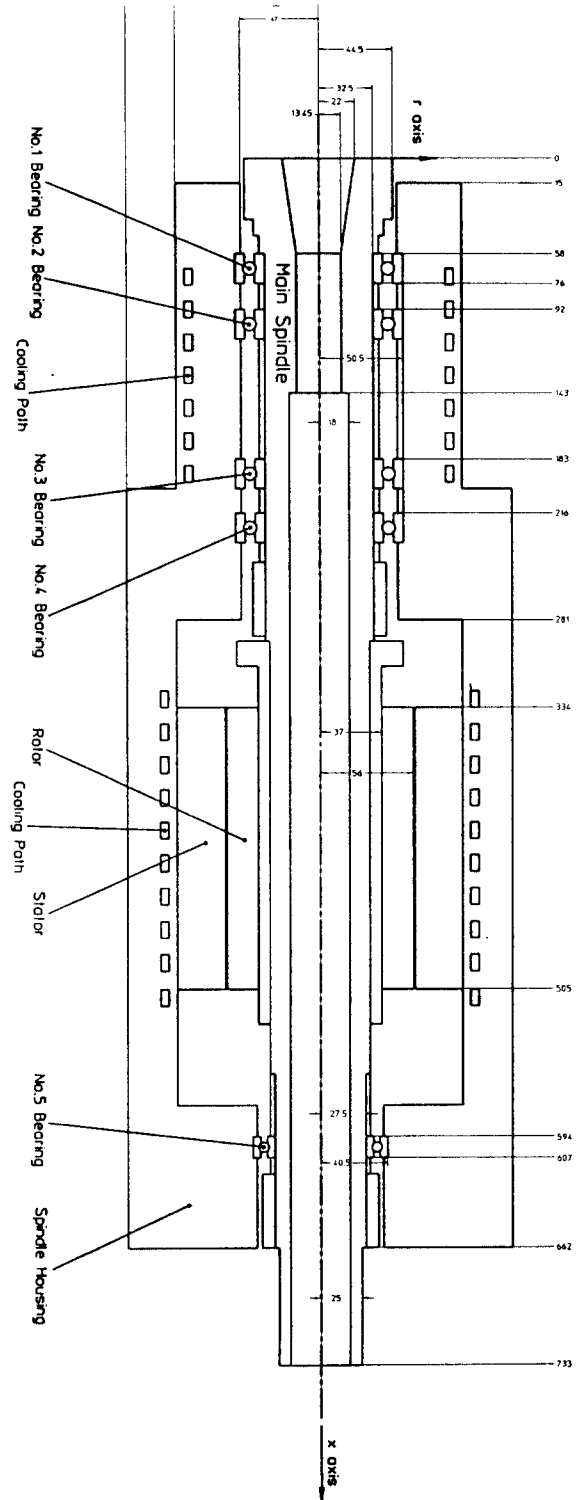


Fig. 1 Schematic diagram of the spindle system.

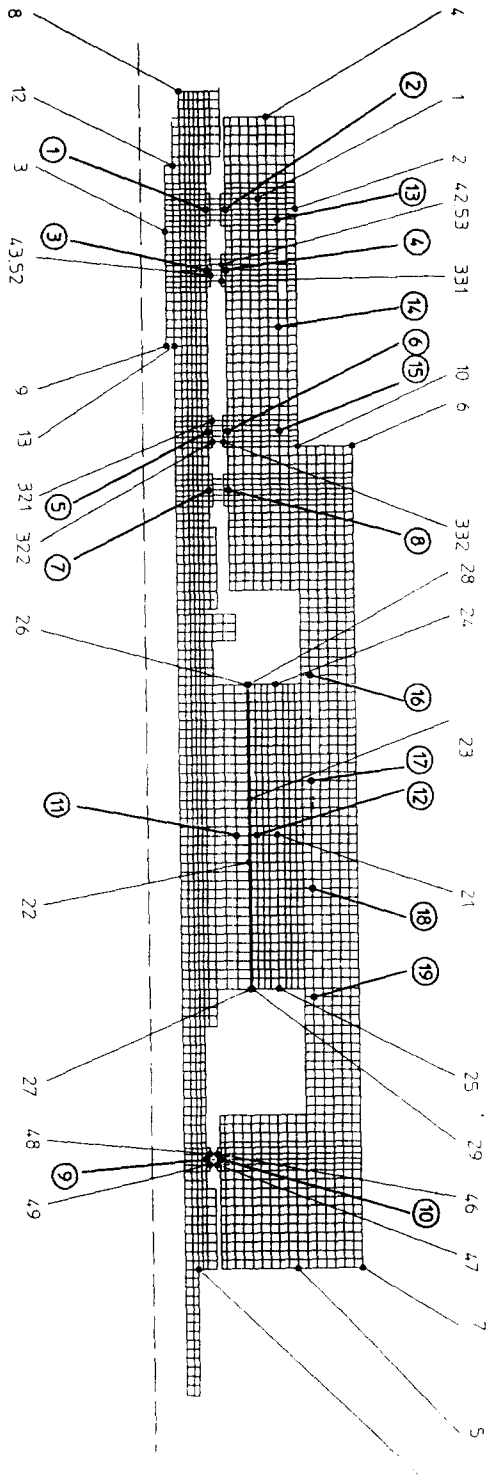


Fig. 2 FDM model of the spindle system.

($d_m n$ 130×10^4)이고 air-oil유탄로써 냉각을 하고 있다. 사용유탄유의 점도는 32 cSt이며 분당 8번 shot을 하고, 공급 공기압은 4 Kg/cm^2 이다. 주축의 외부에는 $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 로 등온유지되는 냉각유가 순환되도록 Oil-Jacket이 설치되어 있다.

2.2 유한차분모델

그림 2는 공작기계 주축계를 유한차분법으로 해석하기 위한 격자모델을 도시한 것이다. 공작기계 주축계는 지지대를 제외하고는 원통형상으로 간주할 수 있으므로 원통형상으로 이상화 하였으며, 중심축에 대해 대칭구조를 갖도록 하였다.

주축베어링은 내부에 열원을 포함하는 격자로 모델링 하였으며, 주축 하우징과 주축을 분리하고, 주축베어링에서의 발열은 베어링 내외륜 표면과 주축하우징 및 주축과의 접촉면에서의 온도차이에 의해 주축 및 주축하우징으로 전달된다. 또한 Built-in 모터의 Rotor와 Stator 사이에서 다시 주축 하우징과 주축을 분리하고 Stator 코일에서의 발열이 Rotor에 전달되는 현상을 Simulation하기 위하여 Rotor 및 Stator 격자모델을 도입하였다. Built-in 모터는 인덕션 타입으로서 Rotor와 Stator는 상호유도에 의하여 발열을 하게 되고, 따라서 격자모델은 주축 베어링과 같이 내부에 열원을 포함하는 격자로 모델링하였으며, 모터에서의 발열은 베어링 내외륜 표면과 주축 하우징 및 주축과의 접촉면에서의 온도차이에 의하여 주축하우징 및 주축에 전달된다. 주축하우징의 내부에는 냉각유로가 설치되어 있어서 주축베어링 및 Built-in 모터에서 발생하는 열을 대류에 의해 식혀주게 된다.

3. 격자의 유한차분 방정식

그림 2에서 번호로 구분되어 있는 격자들은 각각 다른 경계조건이나 발열조건을 갖기 때문에 각각에 대하여 구분하여 방정식을 유도하였다. 공작기계 열적거동 해석에 있어서 주요한 역할을 하는 경계조건과 발열조건을 가진 격자들의 차분방정식을 구하면 다음과 같다.

3.1 열전도에 의한 격자의 유한차분식

그림 2에서 1의 격자들에 해당되는 식으로 열전도 경계조건만을 갖는 부분이다. 이들에 대한 유한차분식을 에너지 평형에 의해 구하면 다음과 같다.

$$q_1 A_1 + q_2 A_2 = q_3 A_3 + q_4 A_4 + \dot{Q} \quad (1)$$

여기에서 $q_1 = k \frac{T_E - T_C}{\Delta x_E} A_1,$

$$q_2 = k \frac{T_W - T_C}{\Delta x_W} A_2, \quad q_3 = k \frac{T_S - T_C}{\Delta r_S} A_3,$$

$$q_4 = k \frac{T_N - T_C}{\Delta r_N} A_4, \quad \dot{Q} = c\rho V \frac{T_C' - T_C}{\Delta t} \text{ 이}$$

므로 정리하면

$$T_C' = T_C + \frac{\alpha \Delta t}{V} \left[\frac{T_E - T_C}{\Delta x_E} A_1 + \frac{T_W - T_C}{\Delta x_W} A_2 + \frac{T_S - T_C}{\Delta r_S} A_3 + \frac{T_N - T_C}{\Delta r_N} A_4 \right] \quad (2)$$

여기서 α 는 열확산계수이며, 상첨자 '는 다음 시간단계를 나타내고, 하첨자 E, W, S, N은 각각 좌우상하의 방향을 나타내며, A_1, A_2, A_3, A_4 는 이때의 단면적이다.

3.2 한 면이 대류경계인 격자의 유한차분식

주축의 외주면에서 반경방향으로 대류열전

달이 있는 경우의 격자의 유한차분식은 마찬가지로 에너지평형에 의해 다음과 같이 유도될 수 있다.

$$T_C' = T_C + \frac{\alpha \Delta t}{V} \left[\frac{T_E - T_C}{\Delta x_E} A_1 + \frac{T_W - T_C}{\Delta x_W} A_2 + \frac{T_S - T_C}{\Delta r_S} A_3 \right] + \frac{h \Delta t}{c\rho V} (T_S - T_C) A_4 \quad (3)$$

여기서 h 는 Heat convection coefficient, c 는 Heat capacity, ρ 는 밀도이다.

이상은 주요 격자에 대한 차분방정식이고, 그림 2에서 번호로 구분되어 있는 격자들은 각각 다른 경계조건이나 발열조건을 갖기 때문에 각각에 대하여 구분하여 방정식을 유도하였다 [6].

3.3 열적경계조건 및 발열조건

3.3.1 열적경계조건

본 해석에서 고려한 열적 경계조건은 다음과 같다.

- (1) 주요발열원은 앞쪽 및 뒷쪽 베어링, 그리고 모터부로 한다.
- (2) 베어링의 발열은 적용하중에 의한 Torque, Viscous friction torque, 그리고 Gyro moment효과에만 의한 것으로 한다.
- (3) 모터의 발열은 소비동력과 철손 및 동손에 의한다.
- (4) 베어링의 조립부와 모터의 조립부에는 열접촉저항이 있는 것으로 하고, 나머지 요소의 조립부는 연결된 것으로 본다.
- (5) 주축의 하우징과 외주 공기의 접촉부는 자연대류로 가정하여 열전달률을 계산한다.
- (6) 주축의 외주부와 하우징의 냉각유로 부위는 강제대류로 하여 열전달률을 계산한다.
- (7) Air-oil 윤활에서 air의 냉각효과는 무시한

다.

(8) 주축은 50%부하상태로 운전되고 있다고 가정한다.

3.3.2 베어링 발열

적용하중에 의한 Torque, Viscous friction torque, 그리고 Gyro moment 효과에 의한 베어링의 발열에 대한 실험식은 다음과 같다[7].

$$M = k(f_1 P d_m + 9.8 \times 10^{-2} \times f(\nu m)^{2/3} d_m^3) + I \omega \omega_c \sin \beta \quad (4)$$

따라서 발열량은

$$Q = 2\pi M \times n / 60 \quad (5)$$

3.3.3 모터 발열

모터에서의 발열은 전기에너지를 기계적 에너지로 바꾸는 과정에서 발생한다. 이 손실은 하중과 철손(eddy current 및 히스테리시스)에 의해 발생하며 다음식과 같다.

$$P_{lost} = \left[\frac{T_L + (F_I S) + T_F}{K_T} \right]^2 R_m + [F_I S + T_F] S \quad (6)$$

3.3.4 주축에서의 열대류 경계조건

주축두 및 주축 외주부에서의 Heat convection coefficient 및 냉각로에서의 Heat convection coefficient 등의 경계조건은 문헌 [8][9]를 참조하여 모델링 하였다.

(1) 주축두 또는 주축구동 폴리면(길이방향)

$$Re_{wr} = \omega r^2 / \nu$$

$$N_r = h_r r / \lambda$$

$$= 0.0238 Re_{wr}^{0.8} Pr^{0.8} \quad (Re_{wr} > 3 \times 10^5)$$

(2) 주축외주면(반경방향)

$$Re_r = \omega d^2 / \nu$$

$$N_{dr} = h_{dr} r / \lambda$$

$$= \frac{0.0285 Re_{dr}^{0.75} Pr}{1 + B Re_{dr}^{-0.125} (Pr - 1)}$$

$$B = 1.19 \left(1 + \frac{\ln[(1 + 5Pr)/6]}{Pr - 1} \right)$$

(3) 주축과 주축하우징 사이(반경방향)

$$Re_s = u_0 s / \nu$$

$$Re_{wd} = \omega d^2 / \nu$$

$$N_d = h_d d / \lambda$$

$$= 0.037 Re_{wd}^{2/3} Pr^{1/3} \quad (Re_s > 1500)$$

(4) 냉각유로

$$D_h = 4A / P$$

$$N_D = h_{D_r} D_h / \lambda$$

$$= 0.027 Re_D^{0.8} Pr^{1/3} (\mu_m / \mu_w)^{0.14}$$

3.3.5 유한차분해석 수행방법

해석대상의 물성치는 표 1과 같다. Explicit 형 차분법을 이용함에 따른 안정조건을 만족하기 위하여 전열식 중 최소인 계수가 0보다 크게 되도록 $\Delta x, \Delta r$ 의 크기를 고려하여 $\Delta t = 0.001$ 초로 계산을 수행하였다.

4. 결과 및 고찰

Table 1 The properties of materials

Component	ρ (Kg/m ³)	K (W/m °K)	c_p (J/Kg °K)
spindle	7913	62	448
bearing(#1)	7913	62	448
bearing(#2)	7913	62	448
Rotor	8933	401	385
Stator	8933	401	385
Housing	7272	52	420

그림 3에서 10은 그림 2에 표시된 주축의 특정한 열아흡개소, 즉 각 베어링의 내, 외륜부위와 Rotor, Stator부위 그리고 냉각유로에서의 온도변화 추이를 그린 것이다.

공작기계주축을 20,000rpm 정속으로 운전하는 경우 그림 3에서 6에 나타난 베어링의 온도는 내륜이 약 50도 정도에서 수렴하고 외륜은 약 57도 부근에서 수렴함을 볼 수 있었고, 5번

베어링에서는 내륜이 약 83도, 외륜이 약 97도에서 수렴함을 알 수 있다.

내, 외륜부위의 온도는 공통적으로 외륜이 내륜보다 높음을 보여주며 이는 베어링 볼과의 접촉면적이 외륜이 내륜보다 커서 열전달량이 많기 때문으로 보인다. 5번 베어링 내, 외륜의 온도가 1-4번 베어링 내, 외륜보다 높게 나타나는 것은 냉각조건에 의한 것으로 추정된다. 즉 1-4번 베어링 내, 외륜은 냉각유로가 베어링 내, 외륜부위에 가깝게 설치되어 있어서 온도가 낮게 유지될 수 있지만 5번 베어링 내, 외륜은 이러한 냉각유로가 설치되어 있지 않아서 온도가 높아지는 것으로 추정할 수 있다. 또한 1-4번 베어링 내, 외륜은 최종온도에 수렴하는 시간이 대략 300초인데 비하여 5번 베어링은 내륜이 약 400초, 외륜이 약 500초 정도로서 1-4번 베어링 내, 외륜에 비하여 긴 것을 알 수 있다. 이는 5번 베어링의 내륜의 경우 1-4번 베어링 내, 외륜보다 높은 온도로 수렴하기 때문에 수렴시간이 약간 긴 것으로 보이며, 5번 베어링의 외륜의 경우 1-4번 베어링 내, 외륜보다 수렴시간이 매우 긴 것을 알 수 있는데 이는 1-4번 베어링 내, 외륜보다 높은 온도로 수렴하는 것과 5번 베어링의 외륜의 열전달 경로가 다른 경우보다 긴 때문으로 추정할 수 있다. 1-4번 베어링 내륜의 수렴온도를 비교하면 1번이 약 48도로 제일 낮고 다음으로 4번, 2번, 3번 순서인데 이는 1번 베어링 내륜이 냉각조건이 가장 좋고 2,3번 베어링은 발열원 들의 가운데 위치하고 있어 수렴온도가 높은 것으로 생각되며, 1번 베어링 내륜보다 4번 베어링 내륜, 2번 베어링 보다 3번 베어링 내륜의 수렴온도가 높은 것도 냉각조건에 의한 것으로 추정할 수 있다.

그림 8은 Stator와 Rotor 부위의 온도추이를 나타낸 것인데, 수렴시간이 매우 짧은 것으로

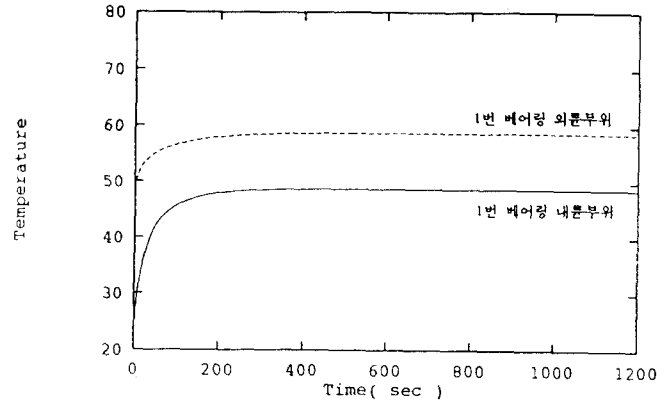


Fig. 3 Thermal behavior of bearing #1.

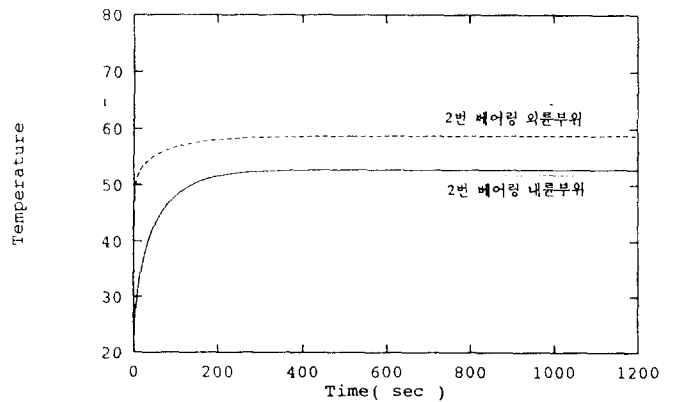


Fig. 4 Thermal behavior of bearing #2.

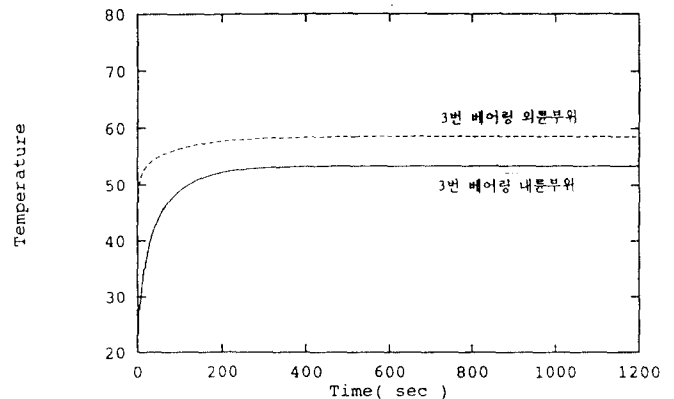


Fig. 5 Thermal behavior of bearing #3.

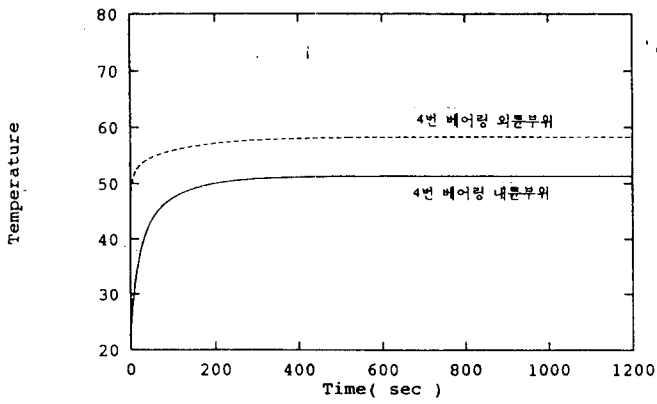


Fig. 6 Thermal behavior of bearing #4.

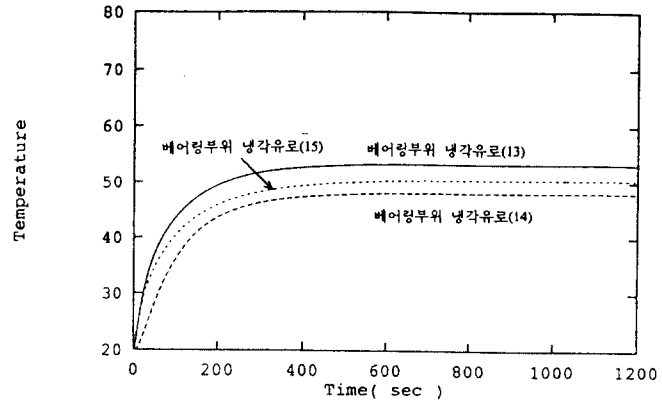


Fig. 9 Thermal behavior of coolant jacket near the bearings.

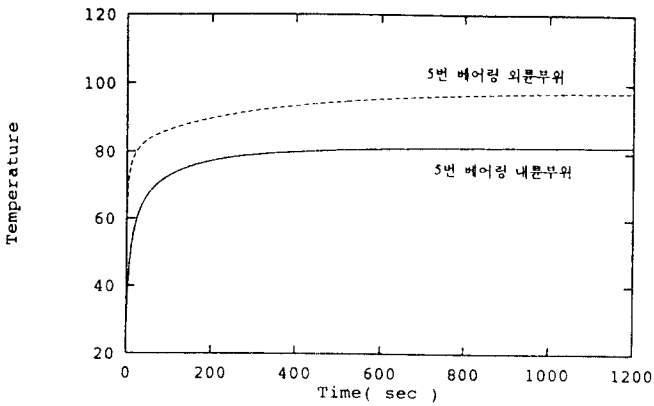


Fig. 7 Thermal behavior of bearing #5.

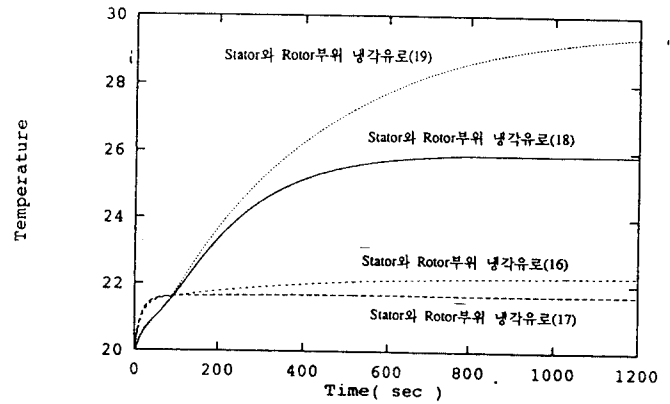


Fig. 10 Thermal behavior of coolant jacket near the motor.

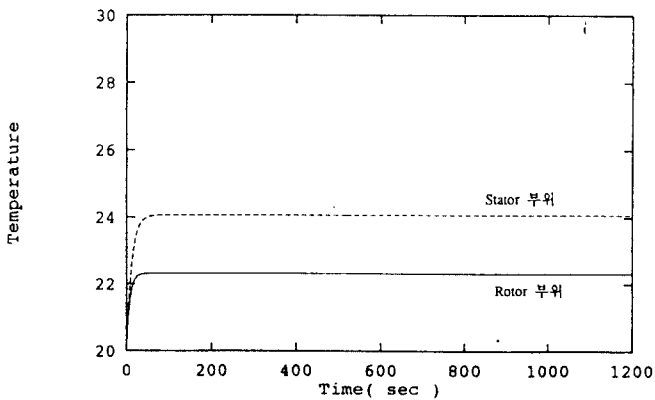


Fig. 8 Thermal behavior of motor.

나타나 있다. Rotor의 온도가 Stator보다 낮은 것은 Rotor가 회전체이기 때문에 Heat convection coefficient가 매우 크기 때문으로 보인다.

그림 9에는 베어링 부위 냉각유로에서의 온도변화를 도시한 것이다. 베어링 부위 냉각유로에서의 수렴시간은 약 400초로 비교적 짧은 것으로 알 수 있는데 이는 앞서와 마찬가지로 열 전달 경로가 짧은 때문으로 보인다.

그림 10에는 Stator와 Rotor부위의 냉각유로

에서의 온도변화를 도시한 것이다. 18번 19번 유로의 온도가 16번, 17번 유로의 온도보다 높은 것은 5번 베어링 발열의 영향으로 보이며 이는 18번 19번 유로의 온도가 약 50초 부근에서 급격히 증가하는데에서도 5번째 베어링 발열의 영향임을 알 수 있다. 5번 베어링쪽에 가까워질수록 수렴온도가 높고 수렴시간이 긴 것을 관찰할 수 있는데 5번 베어링이 냉각조건이 열악하고 Stator와 Rotor부위의 냉각유로까지의 열전달 경로가 길기 때문으로 볼 수 있다.

5. 결론 및 향후과제

고속공작기계 주축계 각요소의 열적거동 특성을 유한차분열전달 해석을 통하여 수행하였다. 해석의 결과는 주축의 열거동에 관련된 여러 문헌들[3-5]과 대체로 일치하고 있다. 따라서 본 연구에서 설정한 각종 열원의 경계조건과 제시된 열전달계수 및 실험식은 실제현상에 근사한 것으로 보인다.

본 해석의 결과는 제작중인 실험장치에 대해서 비교검토가 되어져서 정확한 해석모델로 튜닝이 되어질 것이며, 향후 본 모델을 이용하여 열적거동을 고려한 최적의 주축설계의 도구로 활용될 예정이다.

6. 참고문헌

1. A. Muramatsu, S. Nakamura, H. Yoneyama, O. Iwasaki, "Heat conduction analysis for motor integrated spindle," NSK Technical Journal No. 658, 1994, pp. 32-39.
2. N. Mishima, K. Mizuhara, Y. Okazaki, "Thermal properties of a hydrostatic air spindle - Analysis and control of thermal

deformation," Trans. of JSPE, Vol. 59, No. 3, 1993, pp. 129-134.

3. S. Lee, H. Shinno, Y. Ito, "Thermal behavior of bearing surroundings in machine tool spindle," Trans. of JSME, Part C, Vol. 57, No. 543, 1991, pp. 206-211.

4. S. Lee, M. Kiryu, H. Shinno, Y. Ito, "Thermal behavior of machine tool spindle system based on the thermal closed loop concept(Remedies for thermal deformation by using the high speed spindle adapter)," Trans. of JSME, Part C, Vol. 56, No. 538, 1991, pp. 259-301.

5. 김석일, 최대봉, 박경호, "공작기계용 고속주축계의 오일 에어 유향특성에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제 17권, 제 2호, pp. 351-358, 1993.

6. 보고서, "공작기계 주축계의 열변형 해석에 관한 연구," 포항공과대학, 1994, pp. 13-17.

7. T. A. Harris, Rolling Bearing Analysis, John Wiley & Sons, 1984, pp. 426-431.

8. N. Obuchi, J. Otsuka, T. Hoshino, "Study on thermal expansion of ball screw-Calculation of temperature distribution by difference method," Trans. of JSPE, Vol. 53, No. 12, 1987, pp. 89-94.

9. M. N. Ozisik, Basic heat transfer, McGraw-Hill Company, 1977.