

이 논문은 1995학년도 영남대학교 학술연구조성비에 의한 것임

공작기계용 주축계에 관한 열적거동 해석

고태조*, 김희술*

An analysis of the thermal behaviour on the spindle system for machine tools

Tae Jo Ko*, Hee Sool Kim*

Abstract

The thermal deformation of a 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 by 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. Therefore, this model can be well applied to the future development of the high speed spindle systems.

Keywords : Machine tool spindle(공작기계주축), Built-in motor(내장형 모터), Thermal behavior (열적거동 해석), FDM(유한차분법), High speed spindle(고속주축)

1. 서 론

공작기계의 최근 추세는 고속화, 고정도화, 고강성화, 복합가공화, 무인자동화의 방향으로 발전되어져가고 있

다. 그 중에서도 공작기계의 주축속도 고속화는 금형가공의 고속화 등의 요구에 의하여 이송속도의 고속화와 함께 급속한 발전이 이루어지고 있으며, 이는 필연적으로 주축의 고속회전에 의한 발열로 인하여 열변형을 동

* 영남대학교 기계공학부

반하여 정밀도를 저하시킴과 동시에 주축베어링의 수명도 단축시키는 등 상호관계를 갖고 있다. 따라서 고속주축의 개발에서는 진동의 측면에서 동특성 등의 해석도 중요하겠지만 주축 시스템의 발열특성규명은 더욱 중요하여지면서 최근 많은 연구를 기울이고 있다.

이러한 관점에서 주축계의 발열에 관한 연구는 최근 여러가지 해석적 도구가 이용되어져서 연구에 많은 진전이 있다. Muramatsu¹⁾ 등은 FEM을 이용하여 30,000rpm으로 구동되는 모터 내장형 주축의 발열특성을 해석하였으며, Mishima²⁾ 등은 공기유통 주축에서의 열특성을 FDM을 이용하여 해석하고 이때 발생하는 주축선단의 열변형을 예측하는 연구를 수행하였다. 한편 열전도에 의한 열전달은 조립된 두 물체의 접합부 압력에 종속됨으로서 열변형이 동적으로 진동한다는 사실로부터 Lee^{3),4)} 등은 열적 폐회개념에 의거한 열특성 해석을 수행하였다. 또한 Kim⁵⁾ 등은 고속 공작기계의 주축에서 공기오일 유통의 유통특성에 대하여 실험적으로 연구하는 등 공작기계의 고속화와 정밀화의 관점에서 주축의 발열특성에 대한 연구는 그 중요성이 증가하고 있다. 그러나 주축에 관한 많은 연구에도 불구하고 고속회전하는 주축에서 발생하는 발열의 동적거동을 이론적으로 규명한 결과는 거의 없다.

따라서 본 연구에서는 구름베어링과 공기오일유통, 내장형 모터(built-in motor)로 구성되어지는 머시닝센터

터용 고속주축의 운전시에 발생하는 발열의 동적거동을 해석적으로 규명하고자 한다. 해석에는 유한차분법이 사용되었으며, 주축의 각 요소에서 발생하는 열원의 수학적 모델과 각 요소 사이에서 발생하는 전도열전달, 대류열전달의 합리적 경계조건을 설정하여 열적거동의 시뮬레이션이 가능하였다. 또한 해석결과, 베어링 및 유통조건 그리고 내장형 주축모터의 발열특성 등이 주축온도상승에 미치는 영향을 파악할 수 있었다. 이 결과는 실험적으로 구해진 다른 여러 연구 결과들과 잘 일치하였으며, 그 결과는 고속공작기계의 주축개발시 발열특성을 예측해봄으로써 최적설계의 도구로 사용할 수 있을 것이다.

2. 공작기계 주축계의 열적 모델링

2.1 해석 주축의 사양

본 연구에서 해석 대상으로 하는 고속주축을 유한차분법으로 열전달 해석을 하기 위한 대상의 주축은 Fig. 1과 같이 앞쪽에 세라믹 볼(Ball)로 되어 있는 4개의 앵글러 콘택트 볼 베어링(SKF: 7013CE/HC P4A QBA)이 병렬로 조립되어 있고, 중앙에는 내장형 모터(Mitsubishi: SJ-2B4306KH)가 조립되어 있으면서 뒷쪽에 다시 앵글러 콘택트 볼 베어링 (SKF: 7011CD/P4A)이 조립되어 있어서 고속회전에 적합한 구조로 되어 있다. 베어링의 예압은 예압으로 인한 발열

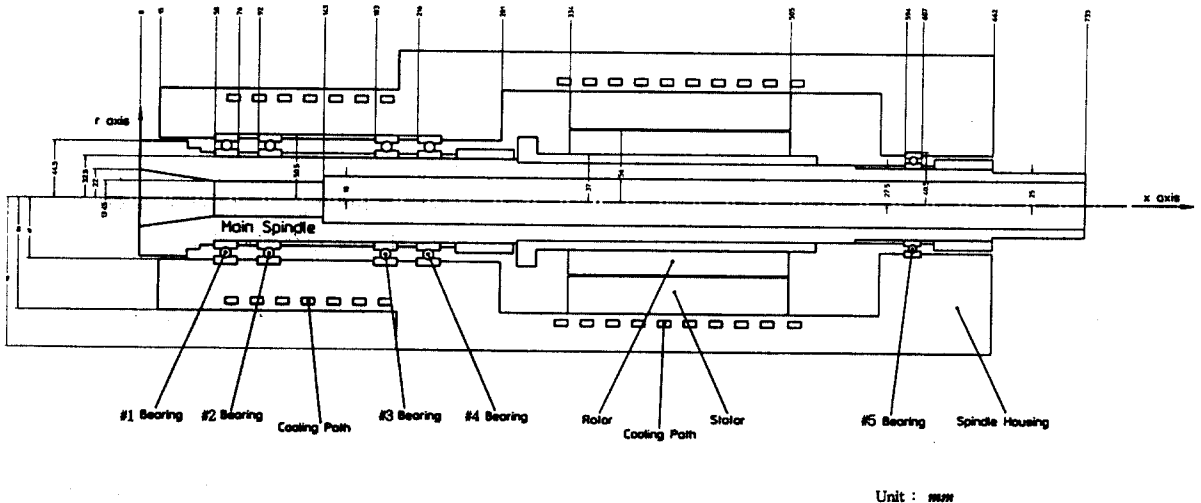


Fig. 1. Configuration of high speed machine tool spindle unit

을 최소화하기 위하여 고속회전에 적합한 가벼운 예압으로 되어 있다. 주축의 축경은 내경이 65mm이고, 해석 대상 주축의 최고 회전수는 20,000rpm ($d_{mn} 165 \times 10^4$)이며 공기오일 윤활로써 베어링을 윤활시키고 있다. 사용하는 윤활유의 점도는 32 cSt이며 분당 8번 분사를 하고, 한번 분사시의 토출량은 0.02cc로 설정하며, 윤활시스템에 공급하는 공기의 압력은 4kg/cm²이다. 한편 주축의 외부에는 20℃로 등온유지되는 냉각유가 순환하여 베어링에서 발생한 열을 흡수하기 위한 냉각유로가 설치되어 있다.

2.2 유한차분모델

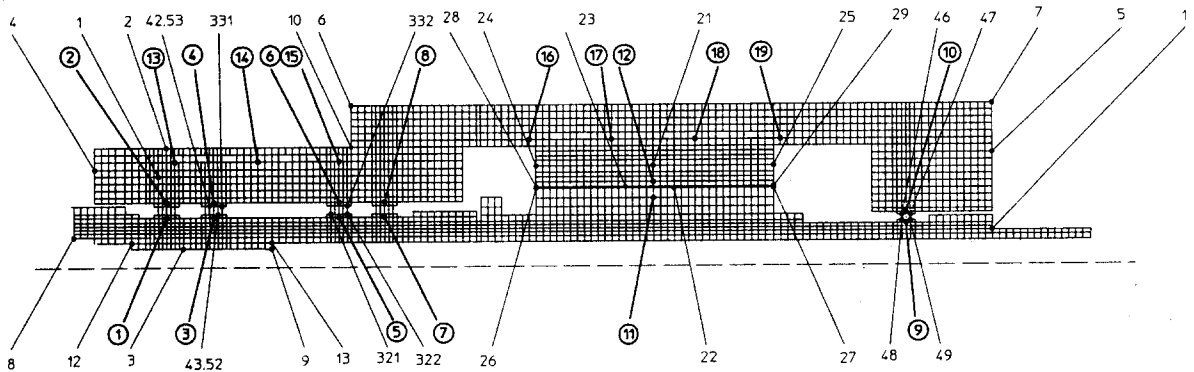


Fig. 2 Mesh generation for FDM analysis.

주축베어링은 내부에 열원을 포함하는 격자로 모델링 하였으며, 주축 하우징과 주축을 분리하였다. 주축베어링에서의 발열은 베어링 내륜 표면과 주축, 외륜표면과 주축 하우징 사이의 접촉면에서의 온도차이에 의해 주축 및 주축하우징으로 각각 전달된다. 또한 내장형 모터의 회전자와 스테이터 사이에서 다시 주축 하우징과 주축을 분리하고 스테이터 코일에서의 발열이 회전자에 전달되는 현상을 시뮬레이션하기 위하여 회전자 및 스테이터격자모델을 도입하였다. 내장형 모터는 인덕션 형식으로서 회전자와 스테이터는 상호효도에 의하여 발열을 하게 되며, 따라서 격자모델은 주축베어링과 같이 내부에 열원

Fig. 2는 동작기계 주축계를 유한차분법으로 해석하기 위하여 구조를 간략화시킨 격자모델을 도시한 것이다. 그림에서 숫자 1, 2, ..., 332 등의 숫자는 서로 다른 형태의 열전달 모델을 갖는 격자를 구별하기 위하여 표시한 기호이고, ①, ②, ..., 는 해석과정에서 관찰을 형태의 열전달 모델을 갖는 격자를 구별하기 위하여 을 하고자 하는 위치를 식별하기 위하여 표시한 번호이다. 즉 #1 베어링의 온도를 관찰하기 위하여 ① 절점에 해당하는 결과값을 관찰한 후 정리하였다. 동작기계 주축계는 지지대를 제외하고는 원통형상으로 간주할 수 있으므로 원통형상으로 이상화 하였으며, 주축의 중심축에 대해 대칭구조를 갖도록 하였다.

을 포함하는 격자로 모델링할 수 있다. 주축하우징의 내부에는 일정온도로 제어된 기름이 흐르는 냉각유로가 설치되어 있어서 주축베어링 및 내장형 모터에서 발생하는 열을 강제대류에 의해 냉각하게 된다.

3. 격자의 유한차분 방정식

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

3.1 열전도에 의한 격자의 유한차분식

Fig. 2에서 절점 1번과 같은 영역의 격자들은 열전도에 의한 전열 경계조건만을 갖는 부분이다. 이들에 대한 유한차분식을 에너지 평형에 의해 구하면 다음과 같다

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

여기에서

$$q_1 = k \frac{T_E - T_C}{\Delta x_E}, \quad q_2 = k \frac{T_W - T_C}{\Delta x_W},$$

$$q_3 = k \frac{T_S - T_C}{\Delta r_S}, \quad q_4 = k \frac{T_N - T_C}{\Delta r_N},$$

$$\dot{Q} = c_p \rho V \frac{T_C' - T_C}{\Delta t} \text{ 이므로 정리하면}$$

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

여기서 α 는 열확산계수이며, k 는 열전도 계수, T 는 온도, t 는 시간, 상첨자 '는 다음시간단계를 나타내고, 하첨자 E, W, S, N은 각각 좌우상하의 방향이고, C는 중심을 나타내며, A_1, A_2, A_3, A_4 는 각각 좌우상하 방향에서의 단면적이며 V 는 체적이다⁶⁾.

3.2 한 면이 대류경계인 격자의 유한차분식

Fig. 2에서 절점 2번과 같이 주축의 외주면에서 반경방향으로 대류열전달이 있는 경우의 격자의 유한차분식은 식 (1)과 마찬가지로 에너지평형에 의해 다음과 같이 유도될 수 있다.

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

여기서 h 는 열전달계수, c_p 는 열용량, ρ 는 밀도

이다.

이상은 주요 격자에 대한 차분방정식이고, Fig. 2에서 번호로 구분되어 있는 격자들은 각각 다른 경계조건이나 발열조건을 갖기 때문에 각각에 대하여 구분하여 방정식을 유도하였다⁷⁾.

3.3 열적경계조건 및 발열조건

3.3.1 열적경계조건

본 해석에서 이상화하여 고려한 열적 경계조건은 다음과 같다.

- (1) 주요발열원은 앞쪽 및 뒷쪽 베어링, 그리고 모터부로 한다.
- (2) 베어링의 발열은 적용하중에 의한 토크, 점성마찰계수, 그리고 자이로모멘트(gyro-moment) 효과에만 의한 것으로 한다.
- (3) 모터에서의 발열은 소비동력과 철손 및 동손에 의한다.
- (4) 베어링의 조립부와 모터의 조립부에는 열접촉저항이 있는 것으로 하고, 나머지 요소의 조립부에서는 열접촉저항을 무시한다.
- (5) 주축의 하우징과 외주 공기의 접촉부는 자연대류로 가정하여 열전달률을 계산한다.
- (6) 주축의 외주부와 하우징의 냉각유로 부위는 강제대류로 가정하여 열전달률을 계산한다.
- (7) 공기오일 윤활에서 공기의 단열냉각효과는 무시한다.
- (8) 주축은 50% 부하상태로 운전되고 있다고 가정한다.

3.3.2 베어링 발열

주축의 적용하중에 의한 베어링에서의 토크, 점성마찰계수, 그리고 자이로 모멘트 효과에 의한 베어링의 발열에 대한 실험식은 다음과 같다⁸⁾.

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

여기서 M 은 마찰모멘트, k 는 보정계수(1.1), f_1 는 베어링 조합방식 및 하중방식에 따른 계수(0.0003), P 는 동등가하중(60 N), d_m 은 베어링 피치원 직경

(77.5 mm), f 는 윤활방식에 따른 계수(1), ν 는 윤활유의 동점성계수(32 cSt), n 은 회전수(20,000 rpm), I 는 볼의 관성모멘트, ω_b 는 볼의 자전각속도, ω_c 는 베어링의 외륜의 각속도, β 는 볼자전축의 경사각이다⁸⁾.

따라서 마찰모멘트 M 에 대한 발열량 Q 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

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

3.3.3 모터발열

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

$$P_{lost} = \left[\frac{T_L + (F_I S) + T_F}{K_T} \right]^2 R_m + [F_I S + T_F] \frac{2\pi S}{60} \quad (6)$$

여기서 T_L 은 모터토크, F_I 은 무한임피던스 점성댐핑계수, S 는 모터의 회전속도, T_F 는 히스테리시스 드래그 토크, K_T 는 토크상수, R_m 은 모터저항이다. 그러나 본 해석에서는 상기의 모든 계수를 알 수가 없었기 때문에 일정한 발열이 모터의 회전자와 스테이터에서 발생한다고 가정하였다.

3.3.4 주축에서의 열대류 경계조건

주축두 및 주축 외주부에서의 열전달계수 및 냉각유로에서의 열전달계수 등의 경계조건은 참고문헌 [6], [9]를 참조하여 다음과 같이 모델링 하였다.

- (1) 주축두 또는 주축구동 폴리면(길이방향)

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

$$N_r = h_r r / \lambda$$

$$= 0.0238 Re_{wr}^{0.8} Pr^{0.8} \quad (Re_{wr} > 3 \times 10^5) \quad (7)$$

- (2) 주축외주면(반경방향)

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

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

$$= \frac{0.0285 Re_{ud}^{0.75} Pr}{1 + B Re_{ud}^{-0.125} (Pr - 1)} \quad (8)$$

여기서

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

- (3) 주축과 주축하우징 사이(반경방향)

$$Re_s = u_0 s / \nu$$

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

$$N_d = h_d d / \lambda$$

$$= 0.037 Re_{ud}^{2/3} Pr^{1/3} \quad (Re_s > 1500) \quad (9)$$

- (4) 냉각유로

$$D_h = 4A/P$$

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

$$= 0.027 Re_D^{0.8} Pr^{1/3} (\mu_m / \mu_w)^{0.14} \quad (10)$$

3.3.5 유한차분해석 수행방법

해석대상의 물성치는 참고문헌을 통하여 Table 1과 같이 구하였다. 주축과 베어링은 크롬 몰리브덴강으로 제작한다고 가정하고, 특히 베어링의 경우는 하중을 받고 있는 앞쪽 4개의 경우는 동일 베어링을 사용하고 있고, 뒤쪽의 베어링은 다른 베어링이지만 물성치를 동일하다고 가정하였다. 해석에서는 Explicit형 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. 해석은 과도열전달이 안정하게 수렴되는 시간을 확인한 후 1.200 sec. 까지 수행하였다.

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)-(#5)	7913	62	448
Rotor	8933	401	385
Stator	8933	401	385
Housing	7272	52	420

4. 결과 및 고찰

Fig. 3에서 Fig. 10까지는 Fig. 2에 표시된 주축의

온도분포를 관측하려는 특정한 열아흡개소를 나타내는 지역인 원문자 번호부위, 즉 각 베어링의 내, 외륜부위와 회전자, 스테이터 부위 그리고 냉각유로에서의 해석되어진 온도변화 추이를 그린 것이다.

공작기계주축을 20,000rpm 정속으로 운전하는 경우 Fig. 3에서 Fig. 7까지에 나타난 베어링의 온도는 주축을 구동한 후 약 300초 후에 Fig. 1의 #1부터 #4 베어링은 내륜이 약 50°C 정도에서 수렴하고 외륜은 약 57°C부근에서 수렴함을 볼 수 있었고, 단지 #5 베어링에서는 약 500초 후에 내륜이 약 83°C, 외륜이 약 97°C에서 수렴함을 알 수 있다.

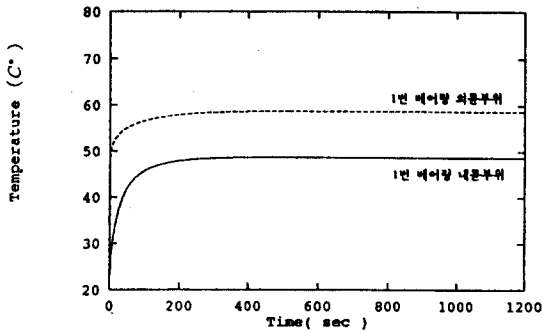


Fig.3 Thermal behavior of bearing #1.

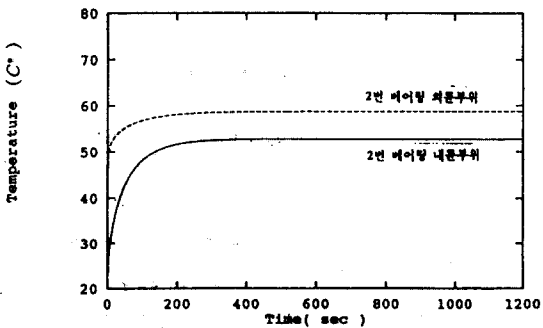


Fig.4 Thermal behavior of bearing #2.

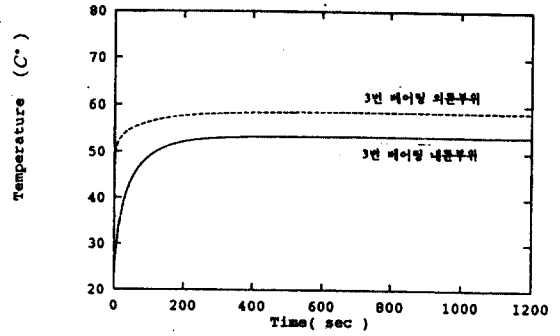


Fig.5 Thermal behavior of bearing #3.

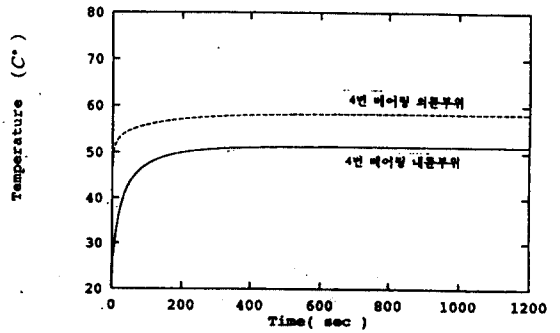


Fig.6 Thermal behavior of bearing #4.

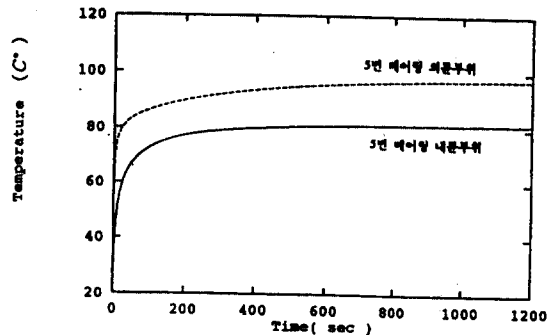


Fig.7 Thermal behavior of bearing #5.

#1부터 #5 베어링 모두 내, 외륜 부위의 온도는 공통적으로 외륜이 내륜보다 높음을 보여주며 이는 베어링 볼과의 접촉면적이 외륜이 내륜보다 커서 열전달량이 많기 때문으로 보인다. #5 베어링 내, 외륜의 온도가 #1부터 #4 베어링까지의 베어링 내, 외륜보다 높게 나타

나는 것은 냉각조건에 의한 것으로 추정된다. 즉 #1부터 #4 베어링까지의 베어링 내, 외륜은 냉각유로가 베어링 내, 외륜부위에 가깝게 설치되어 있어서 온도가 낮게 유지될 수 있지만 #5 베어링 내, 외륜은 이러한 냉각유로가 설치되어 있지 않아서 온도가 높아지는 것으로 추정할 수 있다. 또한 #1부터 #4 베어링 내, 외륜은 최종온도에 수렴하는 시간이 대략 300초인데 비하여 #5 베어링은 내륜이 약 400초, 외륜이 약 500초 정도로서 #1부터 #4 베어링까지의 내, 외륜에 비하여 긴 것을 알 수 있다. 이는 #5 베어링의 내륜의 경우 #1부터 #4 베어링까지의 내, 외륜보다 높은 온도로 수렴하기 때문에 수렴시간이 약간 긴 것으로 보이며, #5 베어링의 외륜의 경우 #1부터 #4 베어링까지의 내, 외륜보다 수렴시간이 매우 긴것을 알 수 있는데 이는 #1부터 #4번 베어링까지의 내, 외륜보다 높은 온도로 수렴하는 것과 #5 베어링의 외륜의 열전달 경로가 다른 경우보다 긴 때문으로 추정할 수 있다. #1부터 #4 베어링까지 내륜의 수렴온도를 비교하면 #1 베어링이 약 48℃로 제일 낮고 다음으로 #4, #2, #3 베어링 순서인데 이는 #1 베어링 내륜이 냉각조건이 가장 좋고 #2, #3 베어링은 발열원들의 가운데에 위치하고 있어 수렴온도가 높은 것으로 생각되며, #1 베어링 내륜보다 #4 베어링 내륜, #2 베어링 보다 #3 베어링 내륜의 수렴온도가 높은 것도 냉각조건에 의한 것으로 추정할 수 있다.

Fig. 8은 스테이터와 회전자 부위의 온도추이를 나타낸 것인데, 수렴시간이 약 50초로서 매우 짧은 것으로 나타나 있다. 이는 스테이터와 회전자의 열전도계수가 높기 때문으로 추정된다. 그리고 회전자의 온도가 스테이터보다 낮은 것은 회전자가 회전체이기 때문에 열전달 계수가 매우 크기 때문으로 보인다.

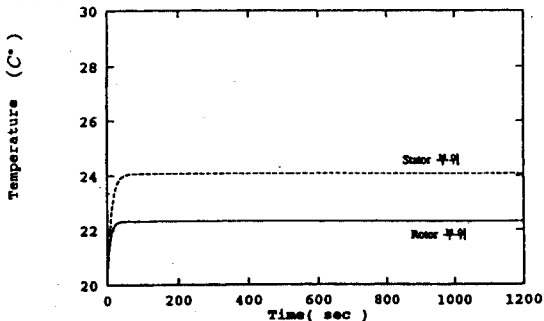


Fig.8 Thermal behavior of motor.

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

Fig. 10에는 스테이터와 회전자 부위의 냉각유로에서의 온도변화를 도시한 것이다. Fig. 2의 관측점 (18), (19)번 유로의 온도가 관측점 (16), (17)번 유로의 온도보다 높은 것은 #5 베어링 발열의 영향으로 보이며 이는 관측점 (18), (19)번 유로의 온도가 약 50초 부근에서 급격히 증가하는데에서도 #5 베어링 발열의 영향임을 알 수 있다. #5 베어링쪽에 가까워질수록 수렴온도가 높고 수렴시간이 긴 것을 관찰할 수 있는데 #5 베어링이 냉각조건이 열악하고 스테이터와 회전자 부위의 냉각유로까지의 열전달 경로가 길기 때문으로 볼 수 있다.

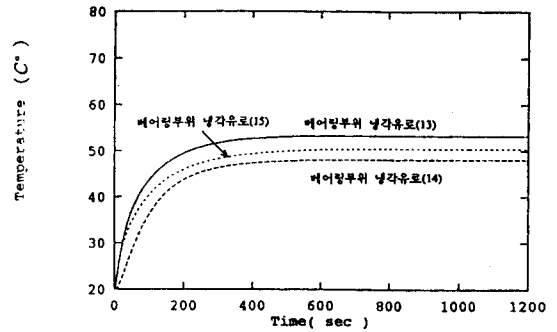


Fig.9 Thermal behavior of coolant jacket near the bearing.

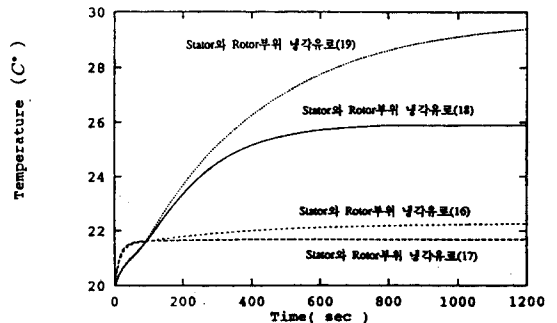


Fig.10 Thermal behavior of coolant jacket near the motor.

5. 결론

고속공작기계 주축계 각요소의 열적거동 특성을 유한 차분열전달 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 연구의 해석결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 베어링의 경우 모두다 내륜보다는 외륜쪽의 온도가 높게 나왔으며, 이는 냉각유로의 효과적인 설계에 의해 많은 양의 발열을 흡수할 수 있는 가능성을 제시하고 있다.
- (2) 베어링의 구조상 주축의 가장 후부에 있는 베어링은 전열조건이 열악하여 전반부의 베어링보다는 많은 온도상승이 예측되어지며, 하중전달을 가장 많이 하는 전반부 베어링과 마찬가지로 이 부분의 설계에 많은 연구가 필요하다.
- (3) 내장형 모터의 경우 발열에 의한 온도상승은 냉각유로의 설치에 의해 억제가능하기 때문에 고속주축의 모터로 적절하다.

본 해석의 결과는 제작중인 실험장치에 대해서 비교 검토가 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 오일어여 윤회특성에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제 17권, 제 2호, pp. 351-358, 1993.
6. M. N. Ozisik, Basic heat transfer, McGraw-Hill Company, 1977.
7. 보고서, "공작기계 주축계의 열변형 해석에 관한 연구," 포항공과대학, 1994, pp. 13-17.
8. T. A. Harris, Rolling Bearing Analysis, John Wiley & Sons, 1984, pp. 426-431.
9. 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.