

공작기계 주축계 온도분포 특성에 관한 연구

A Study on Temperature Distribution Characteristics in the Machine Tool Spindle System.

김화정\*(조선대 대학원), 김종관(조선대 기계공학과)

H. J. Kim\*, J. K. Kim (Chosun Univ.)

1. 서 론

최근의 공작기계에는 고정도화, 고속화, 다기능화가 요구되고 있으며 이러한 기술적 요구를 수용하기 위해 고속절삭을 행하려는 연구와 시도가 지속적으로 행하여지고 있으나, 주축 고속화를 실현함에 있어 사용 베어링의 발열문제에 인하여 이에 따른 윤활 및 냉각문제가 가장 난제가 되고 있다.

주축의 열적특성에 가장 큰 영향을 미치는 요소는 베어링 회전에서의 마찰저항에 의한 발열이며, 발열은 주축이 고속으로 장시간 운전됨에 따라 자체뿐만 아니라 각 구성 요소들에게도 영향을 주게 되므로 발열변형에 의해 회전 정밀도를 악화시켜 결국, 가공 정밀도 성능을 저하시키는 원인이 된다.

주축의 베어링 발열에 관한 지금까지의 다양한 연구들로 열적거동의 메커니즘이 다양한 수법으로 규명되고 열변형 대책에 대한 개념이 정립되면서 열변형을 줄이기 위한 다양한 방법과 혁신적 기술들이 제시되었다. 즉, 구조 요소 및 베어링에 열특성이 우수한 특수재료를 사용하는 방법에서부터 주축구조의 직접냉각 방법까지 시도되어 어느정도 성과를 거두는 발전을 이룩하였다. 그러나, 대부분이 주위환경과의 상호작용에 의한 오차와 공작기계 자체의 구조적 복잡성 등에 의해 고속화의 기초단계에서 이용될 뿐 완전한 해결책은 아니며, 점차 증대되는 높은 가공정밀도를 실현하기 위한 만족할 만한 대책은 아직까지 없다고 볼 수 있다.

본 논문에서는 주축의 열발생을 최소화하기 위한 방법으로 가장 경제적이고 근본적인 방법인 구조개선을 통한 열적변형의 최소화를 실현하고자 제1 오일냉각과 세라믹 볼 베어링을 채용하여 제작된 국산 공작기계 주축계를 대상으로, 열전도 해석 상용 프로그램인 ANSYS를 이용하여 표준 주축구조 및 변경구조의 주축계로 모델링하여 FEM 열전도 해석방법을 주축가동에 따른 발열온도 분포와 열적거동을 시뮬레이션으로 파악하고, 해석결과와 실제 가동시험을 통한 온도변화 측정치를 비교·분석하여 이들 관계를 고찰함으로써, 설계된 주축구조에서 FEM 열전도 해석기법에 의한 주축 온도분포 특성을 예측하고 고속화에 유리한 주축 구조설계 자료를 제시하고자 한다.

2. 주축 온도분포 해석 이론

2.1 열전도 해석이론의 FEM 정식화

공작기계 주축계의 열적거동을 FEM으로 규명하기 위한 열전달계 지배 방정식은 열역학 제 1법칙으로부터 정상상태 조건하의 검사 체적에 대한 에너지 평형으로 규정되며, 이를 미분방정식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\rho c \left( \frac{\partial T}{\partial t} + \{v\}^T \{L\} T \right) + \{L\}^T \{q\} = q''' \quad (1)$$

여기서, 온도증감에 대한 열유동 벡터의 관계에 Fourier's law를 사용하면,

$$\{q\} = -[D] \{L\} T$$

앞에 나타난 두 식을 결합하면

$$\rho c \left( \frac{\partial T}{\partial t} + \{v\}^T \{L\} T \right) = \{L\}^T ([D] \{L\} T) + q'''$$

따라서, 2차원 정상상태 FEM열전도 지배방정식은 다음과 같다.

$$K_X \frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + K_Y \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2} + q''' = 0 \quad (2)$$

2.2 해석 주축계의 모델링

FEM 해석에서는 실제 주축계의 복잡한 구성요소 전부분을 상세히 모델링 할 수 없으므로 주축과 주축계 구성주요부만을 단순화하여 모델링 하였다.

먼저, 주축계 전체에서 주축만을 축대칭 형상으로 모델링하였고, 공구 부착시의 열전도 면적증가로 인한 열류확산 효과를 알기위해 주축에 공구를 부착한 모델과, 전열면적 증가와 구조형상 변화에 따른 결과를 비교하기 위해 주축 구조형상에 대폭적인 변화를 준 모델 등 3가지 형상과, 주축계 전체모델을 구성부품의 일부를 생략하거나 등가형상으로 단순화시켜 ANSYS로 입력하여 수정하였다.

모델링한 주축과 주축계의 형상은 4절점 축대칭 Solid 요소인 PLANE 55요소를 사용하여 삼,사각형 요소를 최적 배치하는 기법을 사용하여 다음의 초기조건 하에서 주축계 전체모델의 경우 총 7454개의 요소와 7945개의 절점을 가진 해석모델을 작성하였다.

- 1) 실제상태 주축계는 비정상 상태이지만 정상상태 열전도로 간주한다.
- 2) 축대칭 모델로 하고 일부부품의 형상은 각형을 이루고 있으나 등가의 원주형으로 근사하여 모델링 하였다.
- 3) 주축 주변은 전부 공기와의 접촉으로 간주한다.
- 4) 부품간의 접촉부는 열 저항이 없는 것으로 간주한다.
- 5) 각 구성 요소의 재질별 열전도율을 아래의 Table 2.1과 같이 설정하여 입력한다.

2.3 FEM해석을 위한 물성치 계산

열전도 FEM해석을 위해 요구되는 입력조건인 사용재료의 특성값과 열전도율, 각 부분의 발열량, 그리고, 열전달율 등을 다음의 경계조건을 고려하여 계산한 후, 모델에 입력하였다.

- 1) 내부 발열원은 실제 상태에서 회전에 의한 공기 마찰로 인해 미소하게 존재하므로 무시한다.
- 2) 베어링의 발열량은 베어링 마찰에 의한 동력학적 해석법으로 계산하여 입력한다.
- 3) 베어링에서 발열부분은 내륜과 볼의 접촉부분과 외륜과 볼의 접촉부, 두 부분을 발열부로 한다.
- 4) 외부의 열 조건은 열전달율을 공기에 의한 자연대류로 계산하여 열방사율을 고려한 값을 입력한다.
- 5) 축 외주부의 채질냉각 부위는 냉각 오일에 의한 강제대류로 열전달율을 계산한다.

Table 2.1 Thermal conductivity for material of components. (Room temp. 20℃)

부 품 명	재 질	열전도율 W/m·k
주 축	SCM420	48
주축 하우징	SM45C	47
기 타 부 품	SM45C	47
베어링 내륜·외륜	SUJ2	46
베어링볼	Si3N4	27
하우징	SM45C	47
공 기		0.02624

베어링 발열량은 다음에 제시한 마찰에 대한 동력학적 해석법에 의해 회전시의 구름저항과 미끄럼 및 마찰에 의한 발열량을 구하여 입력하였고, 주축 베어링에서 발열은 미끄럼 모멘트와 동마찰 토크에 의해 발생되므로, 베어링의 총 발열량은 스피ن 모멘트에 의한 발열량( $H_s$ )과 자이로모멘트의 발열량( $H_g$ ), 작용하중에 의한 발열량( $H_l$ ), 사용 윤활유의 점성마찰에 의한 발열량( $H_v$ )의 합으로 계산된다.

$$\text{회전 모멘트 } M_s = 3/8 \mu_s Q a E(k)$$

$$H_s = \frac{2\pi}{60} n_s M_s$$

$$\text{자이로 모멘트 } M_g = J \omega_m \omega_R \sin \beta$$

$$H_g = \frac{2\pi}{60} (n_m + n_R) M_g$$

$$\text{구름 모멘트 } M_l = f_l F_\beta d_m$$

$$H_l = \frac{2\pi}{60} n f_l F_\beta d_m$$

동마찰 모멘트

$$M_v = 10^2 f_c (vn)^{2/3} d_m^3 \quad (vn > 2000)$$

$$= 1.60 \times 10^4 f_c d_m^3 \quad (vn \leq 2000)$$

$$H_v = \frac{2\pi}{60} n \cdot 10^2 f_c (vn)^{2/3} d_m^3 \quad (vn > 2000)$$

$$= \frac{2\pi}{60} \cdot 1.60 \times 10^4 f_c d_m^3 \quad (vn \leq 2000)$$

따라서, 앞에서 제시한 4가지 베어링의 발열요소를 고려한 베어링의 총 발열량  $H_T$ 는 다음 식으로 나타내어진다.

$$H_T = H_s + H_g + H_l + H_v \text{ ----- (3)}$$

위 식에 의해 계산하여 얻어진 베어링 발열량 값을 회전수별로 Table 2.2에 나타낸다.

Table 2.2 Heating value of spindle bearing.

회전속도 (rpm)	베어링 발열량 (W)		회전속도 (rpm)	베어링 발열량 (W)	
	전부	후부		전부	후부
1000	2.92	2.51	7000	35.03	32.18
2000	6.71	5.89	8000	44.58	41.37
3000	10.6	9.38	9000	56.09	52.45
4000	17.22	15.6	10000	68.31	64.23
5000	25.42	19.58	11000	82.75	78.25
6000	29.49	24.4	12000	99.12	94.22

FEM 해석을 위해서 주어진 열전도율 등의 물성치와 앞서 제시한 발열량을 대입하여 최고 회전수 12,000rpm에서 계산한 열전달을 값을 Table 2.3에 나타낸다.

Table 2.3 Calculated result of heat transfer rate on spindle components.

해당 부분	열전달율 W/m <sup>2</sup> ·k	해당 부분	열전달율 W/m <sup>2</sup> ·k
Front bearing	266.8	Rear bearing	283.0
Head 앞쪽	6.57	Head 뒷쪽	2.84
Housing 앞쪽	4.68	Housing 뒷쪽	3.34
Spindle 전반부	46.3	Spindle 후반부	8.07

## 2.4 해석 대상주축의 명세

FEM 해석의 대상인 모델주축은 국산기종인 Vertical machining center(NT40.XM-2 Model)용으로 Table 2.4에 명세를 표시하였다. 주축구조는 앞쪽에 앵글러 세라믹 볼베어링 2개를 배면조함 배치하고 뒷쪽에는 풀러베어링을 채용한 2점지지 구조로 설계되어 있으며, 외주 하우징부 홈채킷을 통한 냉각유 강제순환 냉각법을 채용한 구조이며, 베어링 예압은 Spacer를 이용한 정위치 예압법을 사용하였고, 커플링을 사용한 모터 직결구조이다.

Table 2.4 Specification for high speed spindle.

기계 명칭	V.M.C XM-2		
최고 회전수	12,000 rpm		
모터출력	5.5 / 7.5kW	주축 테이퍼	NT #40
베어링 윤활방식	Grease 윤활	냉각방식	오일 재킷냉각
예 압 법	정위치예압법	베어링 접촉각	15°
사용베어링	앞 베어링		뒷 베어링
	65BNC10 SN24 TY L DB P4		N1011BT KR CC1 Y P4

## 3. 주축 온도분포 해석 및 결과

주축계 온도분포를 해석하기 위해서 상용 FEM 프로그램인 ANSYS를 사용하였으며 모델링은 CAD를 이용하고

ANSYS에 제공되는 자체 Solver를 사용하여 열전도 해석을 실시한 후 POST-1을 사용하여 후처리하였다.

### 3.1 주축의 온도분포 추정 및 결과

주축계의 온도분포를 해석을 위한 첫단계로서 축만을 모델링하여 베어링에서 발열이 축으로 전도되는 현상을 추정해 보았다. 모델링은 앞서 언급한 바와 같이 3종의 다른 구조의 형상으로 모델링 하였으며, 계산된 베어링의 발열량과 열전달율 등 각종 재질특성을 입력하여 동일요소를 사용하여 Mesh model화 하고 이를 해석하였다.

Fig. 3.1 ~ 3.3에 온도분포 해석결과를 나타냈다.



Fig 3.1 Calculated temperature distribution in spindle #1 by FEM analysis.

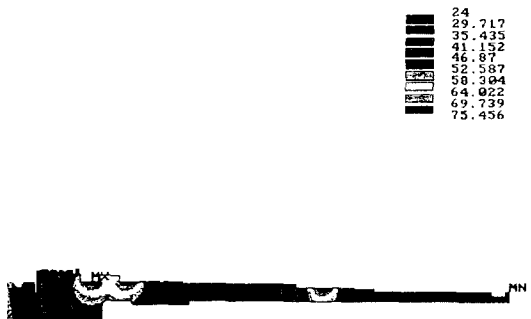


Fig 3.2 Calculated temperature distribution in spindle #2 by FEM analysis.

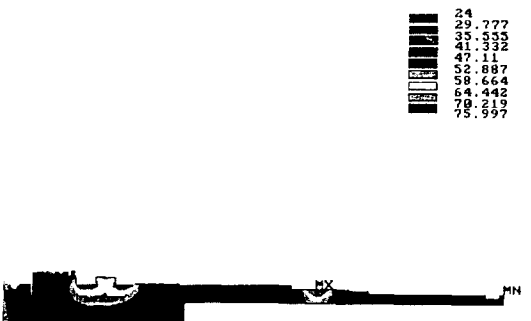


Fig 3.3 Calculated temperature distribution in spindle #3 by FEM analysis.

공구가 부착되어 있지않은 첫 번째 표준모델의 경우 Fig. 3.1과 같이 주축 레이퍼부 위쪽에 Pull Stud를 고정시키는 클램프 기구가 위치하는 홈부분이 합물되어 있어 이 부분의 상부에 온도구배가 집중되는 형태를 확인할 수 있었다. 이에 반해 공구를 부착한 Fig. 3.2의 두 번째 모델의 경우는 앞에서와 비교해서 홈부분의 온도구배가 집중되지

않고 보다 더 넓게 확산되어 있음을 확인할 수 있었다.

Fig. 3.3은 열전도 면적증가와 구조형상 변화로 인한 열류의 확산효과를 정확히 확인해 보기 위해서 주축 형상에 변화를 주어 주축모델에 열전도 면적을 대폭 증가시킨 모델로 해석결과를 베어링 전부의 열전도면적 증가로 인해 앞에서와 결과보다 총상의 안정된 온도구배가 나타남을 확인할 수 있었으며, 따라서 주축구조의 형상변화가 온도구배 균일화나 발열전도 확산 등에 의한 방열주축계 설계에 주 요인으로 될 수 있음을 알 수 있었으며, 단순한 전열면적의 증가뿐만 아니라 방열효과를 우수한 형상을 적용함으로써 이상적인 방열구조의 주축계 설계도 시도할 수 있으리라 생각된다.

### 3.2 주축계 전체의 온도분포 추정 및 결과

Fig. 3.4는 축과 하우징등 주축계 구성부품 전체를 모델링하여 베어링 발열과 주축계 온도분포 상태를 추정한 결과이다. 모델링은 앞서 제시한 형상에 각 구성요소들을 적용시켜 모델링 하였으며, 베어링 부위는 내륜과 외륜, 그리고 볼은 사각형 형상으로 근사하였다.

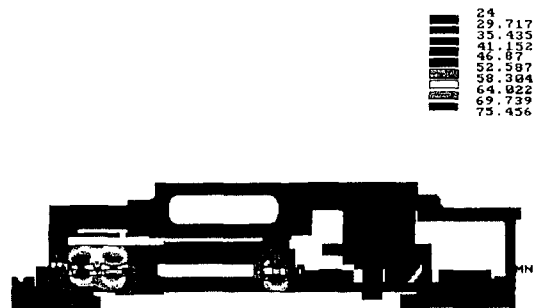


Fig 3.4 Calculated temperature distribution in spindle system by FEM analysis.

앞서 모델의 해석방법과 동일하게 주축의 온도분포를 해석한 결과에서도 베어링 발열은 앞쪽의 두 개의 볼 베어링 발열로 인해 베어링 인접부 대부분이 상당한 온도상승을 가져오는 것을 시각적으로 확인할 수 있었으며, 뒷쪽도 많은 량의 발열형태를 확인할 수 있다. 그러나, 주축 만의 해석 결과와는 약간 다르게 상·하방향으로의 발열전도 형태가 나타나고 있으며 베어링위치로부터 뒷쪽으로의 발열전도가 더 크게 나타나고 있음을 확인할 수 있었다.

또한 베어링 발열전도로 인해 테이퍼 부위와 주축을 감아도는 재킷부위가 상당량의 온도분포를 나타내는 것으로 추정되고 있다. 재킷냉각의 효과는 해석결과가 최고회전수 경우를 나타내고 있어 확인할 수는 없으나 추정된 상태에서는 오일재킷 내부쪽에는 효과적인 냉각이 이루어지지 못하고 있다고 생각된다.

## 4. 주축 온도측정 실험결과와 고찰

### 4.1 주축 내·외부 온도변화의 측정

실제 주축가동에 따라서 변화되는 주축 온도상승을 측정하여 앞에서 해석된 FEM 결과치와 비교하기 위하여 FEM 해석에 이용된 모델주축을 가동시키고 열전대 온도계(HR-180N;Hybrid recorder)와 비접촉 온도측정기(RAY-RPM30-L3SZU)를 이용하여 온도측정을 실시하였다.

외부 온도측정 위치는 Fig. 4.1과 같이 주축에 가까운 선단부에서 2개 부분, 주축 하우징의 외부 2개 부분, 그리고 외부 하우징 1개 부분의 총 5개 부위에 열전대를 부착하고, 무부하 상태에서 각 회전수별로 주축을 가동시키면서 시간경과에 따라 온도상승 결과를 측정하였다.

주축 가동은 회전수를 1,000rpm에서부터 30분간 운전시킨 후 1,000rpm단위로 증가시키면서 최고회전수인 12,000rpm 까지 온도변화 상태를 측정하였다. 온도변화 측정용 열전대 6개 중 실은 측정용 1개를 제외한 5개를 설정된 각 회전수에서 온도의 변화상태를 연속적으로 기록하

며 온도가 열적평형을 이룬 상태의 값을 측정하였다.

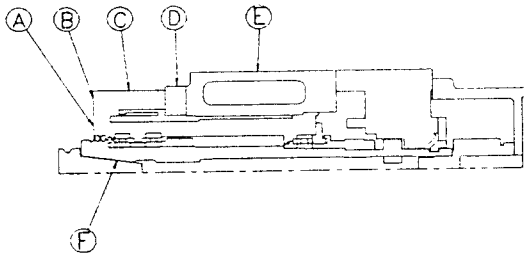


Fig 4.1 Layout for position of temperature sensor.

또한, 주축 내부 온도 측정은 가공중에 비접촉 레이저 온도 측정 장치로 미리 정한 주축 테이퍼 부위의 일정위치 F를 회전수 증가시마다 수차례 직사하여 측정하여 온도가 평형을 이루는 평균값을 측정하였다.

#### 4.2 주축 온도변화 측정 실험결과

주축가동에 따른 온도변화 상태는 Fig. 4.1 및 4.2에서와 같이 초기에서 7,000rpm까지는 A점에서 0.8℃, B점에서 2.8℃, C점에서 1.7℃, D점에서 2.0℃, E점에서 2.0℃, 축 내부는 6℃ 상승된 결과로, 전체적으로 완만한 온도상승을 보이고 있으며, 특히, A점은 가장 낮고, B점이 가장 높은 온도상승을 나타냈으며, 이후 급격한 온도상승이 시작되면서 10,000rpm에서는 A점에서 3.5℃, B점에서 6.5℃, C, D점에서 4.0℃, E점에서 3.9℃, 축 내부에서 15℃ 상승된 결과를 나타낸 바, 이 구역에서도 B점에서 온도상승 폭이 훨씬 커지는 결과를 나타냈으며, 베어링과 인접한 축 내부도 큰 상승폭을 확인할 수 있었다.

최고회전수인 12,000rpm에서는 A점에서 8.6℃, B점에서 10.4℃, C와 D점에서 7.8℃, E점에서 8.3℃, 축 내부에서는 23℃ 상승된 결과를 나타냈다. B점에서의 높은 온도상승이 나타나는 것은 베어링 발열부와 가까운 영향으로 예상할 수 있으나, B점보다 베어링에 가까운 A점의 온도가 더 낮은 이유는 주축 고속회전에 의한 원심력의 영향 때문에 열전대 주위 유동공기의 냉각효과로 측정방법으로는 정확한 발열 온도 측정이 불가능한 것으로 사료된다.

특히, 실험주축의 축외부에서는 하우징 재킷냉각으로 10,000rpm이내에서는 온도상승이 크게 일어나지 않지만 그 이상의 회전수에서는 급격한 온도상승을 초래하는 바, 설계된 냉각구조에서 냉각효과는 10,000rpm까지가 한계라고 생각된다.

또한, 주축 내부는 실제 공기장작에 의해 중공상태가 막혀지므로 실제 작업에서는 더 높은 온도상승이 예상되므로 공구축의 온도상승에 대한 억제대책도 요구된다.

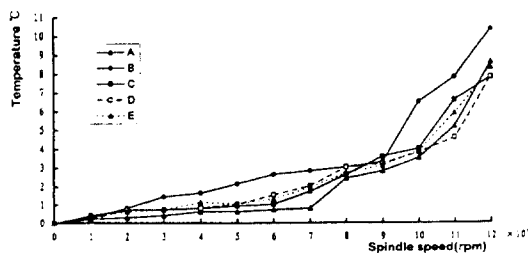


Fig. 4.1 Temperature rise on external parts of spindle system by increasing revolutionary speed

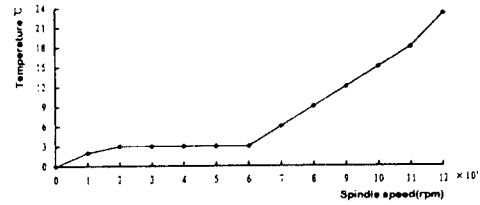


Fig. 4.2 Temperature rise on inner part of spindle system by increasing revolutionary speed

#### 4.3 주축 온도측정 실험결과와 FEM해석결과의 비교고찰

FEM해석에 의한 주축 온도분포 결과와 실제 가동실험 결과의 비교·고찰을 통해서 해석결과의 타당성과 시뮬레이션의 응용 가능성을 확인하였다.

Fig. 4.3는 측정부위 B, C에서 가동실험 결과와 FEM결과를 비교한 내용이다. 측정부위 C에서는 10,000rpm이하의 회전수에서는 약 2℃ 정도의 온도차를, 그 이상에서는 1℃ 정도 온도차로 FEM해석 결과가 높게 나타나는 경향을 확인하였으나, 이는 FEM해석이 일부부품을 등가형상으로 근사화 하거나 가감하고, 모터 발열을 무시하는 등 해석 편의상의 근사화와 경계조건의 불일치 결과에서 나타난 오차로 생각된다.

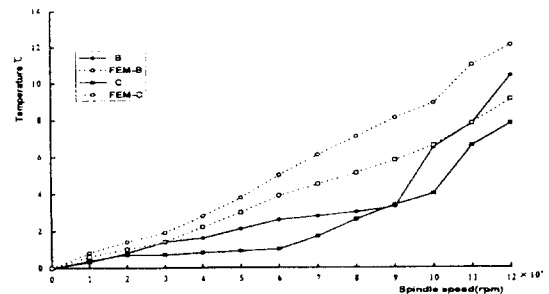


Fig. 4.3 Comparison between FEM analysis results & experimental results.

측정부위 B에서도 C에서와는 약간 다른 결과로 2~3℃의 온도차를 나타내지만, 온도 상승치 변화는 유사한 결과를 나타내고 있었다.

두 결과를 비교해 보면 가동실험 결과는 7,000rpm까지는 온도상승이 완만하게 진행되는 데 반해 FEM해석 결과는 이론적 계산값으로 열전도율, 열전달율, 발열량 등이 입력되어지므로 회전수증가에 따라 온도상승이 지속적으로 증가되는 것으로 나타난다.

가동상태에서 회전수가 낮은 경우에 계산치와는 다르게 온도상승이 적은 이유는 주축계에서 발열전도가 계산치보다 느리며 주축을 감싸고 나선형으로 순환되면서 발열을 차단하는 재킷냉각에 의해 상당부분 차단되기 때문으로 생각된다. 그러나 7,000rpm이상의 회전수에는 급격한 온도상승이 FEM결과와 가동실험 결과 양쪽에서 모두 나타나고 있으며 상승률도 거의 유사함을 확인할 수 있었다.

따라서, FEM해석 결과와 가동실험 결과의 온도상승 추이가 거의 유사한 것은 FEM해석의 타당성을 입증하는 것이라 볼수 있으며, 따라서, 어느정도 온도상승 추이나 이에 따른 분포형태를 추정함이 가능함을 확인시켜주고 있다.

#### 5. 결 론

주축계의 베어링 발열에 의한 온도상승과 열분포 특성

을 파악하여 주축 구조설계 최적조건을 제시하고자 FEM 해석과 실제 가동실험을 통한 비교 및 고찰을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) FEM해석에 의해서 주축과 주축계 전체의 온도분포 상태를 시각적으로 나타냈으며, 공구장착에 따른 온도분포의 변화상태를 확인 할 수 있었다.

2) 모델 주축계의 가동실험에서 온도상승은 주축계 내외부가 모두 저속 회전수보다는 7,000rpm이상의 고속 회전시 급격하게 증가하며 10,000rpm이상 구간에서는 회전수가 증가함에 따라 온도 상승이 배가됨을 확인 할 수 있었다.

3) FEM해석과 가동실험에 의한 결과를 비교하여 유사한 온도상승을 변화를 확인 하였으므로 FEM해석결과의 타당성을 입증하였다.

4) 주축계 구조의 형상변경, 베어링의 선정, 적합한 냉각 방법의 선택 등에 FEM해석방법의 활용이 효과적인 대처수단이 될 수 있음을 확인 할 수 있었다.

#### 참고문헌

1. 金 鍾寬 : "振動特性을 考慮한 工作機械의 精密高速主軸開發에 관한研究", 仁川大學校 博士論文 (1992).
2. F. Zawistowski, "Temperaturgeregelte Werkzeugmaschinen", Microtexnic, 19. no.6 (1965), 336.
3. J.B. Bryan, "International status of thermal error research", Annals of the CIRP, 16. (1968) 203.
4. B. Dencker, G. Spur, "Konstruktive Maßnahmen zur Verbesserung des thermischen Verhaltens von Drehmaschinen", KONSTRUKTION, 21. no.6 (1969), 205.
5. G. Spur, H. Fischer, "Untersuchung des thermischen Verhaltens der Tischgruppe einer Grosswerkzeugmaschine", Annals of the CIRP, 16. (1968) 75.
6. 李宜珪, 新野秀憲, 桐生雅史, 伊東諠, "熱的閉ループ概念による工作機械主軸系の熱特性解析", 日本機械學會論文集(C編), 57卷, 538號 (1991-6), pp.2085-91.
7. 千輝淳二, 垣野義昭, "工作機械の溫度制御に関する研究(第7報)", 日本精密工學會春季學術講演會論文集, (昭和62年), pp. 83-84.