

## 고속공작기계용 모터내장형 주축의 열거동 및 자켓냉각특성 해석

최대봉\*, 강종표\*\*, 이득우\*\*\*, 송지복\*\*\*

### Analysis of the Thermal Behavior and Jacket Cooling Characteristics of Motor Integrated Spindle for High Speed Machine Tool

Dae-Bong Choi\*, Jong-Pyo Kang\*\*, Deug-Woo Lee\*\*\*, Ji-Bok Song\*\*\*

#### ABSTRACT

Recently, there are an increasing needs for high speed rotating spindle which is an important mechanical element for a high efficiency machine tool in order to shorten machining time and cut production costs. The heat generation is the most important problem in the motor integrated spindle. In this study, the effects of temperature distribution and thermal behavior according to the oil-air lubrication and cooling conditions are investigated theoretically and experimentally on the motor-integrated spindle under unloading condition. The experimental spindle system is composed with the angular contact steel ball bearings, oil-air lubrication, air or oil jacket cooling system. To analyze the thermal behavior and cooling characteristics for the motor integrated spindle, the analysis using the finite element method is carried out. The analytical results are compared with the experimental results.

**Key Words** : High Speed Machine Tool(고속공작기계), Motor Integrated Spindle(모터내장형 주축), Oil-Air Lubrication (오일-에어 윤활), Cooling Jacket(냉각자켓), Thermal Behavior(열거동), Temperature Distribution(온도분포)

#### 1. 서론

최근의 공작기계는 고속화, 고정도화, 다기능화를 요구하고 있다. 이러한 요구에 따라 주축의 고속화에 대한 연구가 활발히 진행되어 왔다. 일반 주축의 구동방식은 모터와 주축 사이에 벨트 또는 커플링 등으로 동력을 전달하고 있으므로, 주축의 고속화에 따라 벨트나 커플링의 파손, 진동과 소음 발생, 또한 각 요소간의 마찰에 의

해 베어링의 수명단축과 열변형을 동반하여 가공 정밀도가 떨어지게 된다. 이러한 관점에서 최근에 모터를 주축계 내부에 장착한 모터내장형 고속주축계가 개발되고 있다. 모터내장형 주축계는 모터가 주축 내부에 위치하게 되어 구동요소를 줄일 수 있으므로, 구조가 간단하고 소음, 진동 등을 감소시킬 수 있는 장점이 있다. 그러나 모터의 발열에 의해 베어링의 수명 단축, 열변형의 증대 등의 문제가 뒤따르게 된다. 따라서 모터내장형 주축에

\* 한국기계연구원 공작기계그룹  
 \*\* 진주교육대학 실과교육과  
 \*\*\* 부산대학교 정밀정형 및 금형가공연구센터

서 가장 중요한 것은 열에 대한 문제이므로 이를 해결하기 위한 연구가 시도되고 있으나 이에 대한 연구 결과는 그다지 많지 않다. 최근의 발표결과 중 Nakamura, Muramatsu 등은 유한요소법(FEM)을 이용하여 세라믹 볼베어링의 모터내장형 주축에서 모터 스테이터 외부 유냉각과 축심냉각에 의한 스펀들 온도상승과 축방향의 강성 및 변위를 해석하였다.<sup>(1)(2)</sup> Mishima 등은 공기유회환 주축에서 열특성을 유한차분법(FDM)을 이용하여 주축 선단의 열변형을 예측하는 연구를 수행하였다.<sup>(3)</sup> 본 연구에서는 일반적으로 많이 사용되는 스틸(Steel) 볼베어링의 모터내장형 주축계에서 모터의 스테이터 외부에 에어 자켓냉각 또는 오일 자켓냉각시 베어링 온도상승에 미치는 영향 검토와 주축계 각 요소부의 온도상승 및 온도분포를 규명하고자 한다. 또한 측정 불가능한 베어링 내륜, 스펀들 내부의 온도상승, 모터 발열의 영향 등 열적거동과 냉각특성에 대하여 유한요소법을 이용한 예측과 실험을 통하여 해석하고, 모터내장형 주축의 설계시 고려사항을 제시하고자 한다.

## 2. 열전달해석

### 2.1 모터내장형 주축계의 구조

공작기계용 모터내장형 주축계의 주축단 테이퍼는 NT40, 베어링은 접촉각이 15°인 고속용 정밀 앵글러콘택트 볼베어링을 사용하였다. 베어링의 갯수는 고속 회전과 주축계의 강성을 함께 고려하여 전방부 베어링과 후방부 베어링에 각각 2개씩 장착되어 있으며 정압예압 방식으로 하였다. 축의 재질은 SCM440을 사용하였고 내장 모터는 Mitsubishi사의 연속정격출력 15KW, 최고회전수 10,000rpm인 고출력, 고속형 모터를 선정하여, 권선 변환에 의해 저속과 고속영역을 토오크의 저하없이 사용

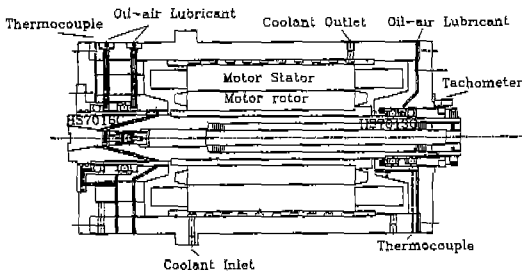
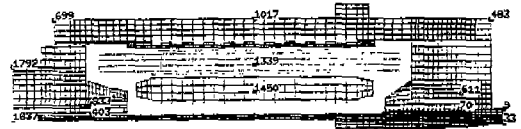


Fig. 1 Schematic diagram of motor integrated spindle

하고자 하였다. 베어링 윤활은 베어링 하나마다 각각 오일·에어 윤활방법을 적용하였으며 모터의 냉각은 스테이터 외주에 자켓을 설치하여 에어 또는 오일을 순환시키는 방법을 적용하였다. 이상과 같이 모터내장형 주축의 모델은 Fig. 1과 같다.

### 2.2 주축계의 해석 모델

본 해석에는 유한요소해석 프로그램인 NISA-II를 이용하였다. 모터 및 베어링에서의 발열량, 주축계를 구성하는 각 요소의 열전도를 및 열전달을 등을 입력조건으로 한 유한요소해석 모델과 온도분포와 열변위를 나타내는데 있어 중요한 절점번호는 Fig. 2에 나타내었다. 본 해석에 있어서 주어진 모델링 및 경계조건은 다음과 같다.



Node Number	Position
33	Spindle (Front)
70	Inner Race of Front Bearing
611	Outer Race of Front Bearing
483	Housing (Front)
1,450	Rotor
1,339	Stator
1,017	Housing (Middle)
699	Housing (Rear)
833	Outer Race of Rear Bearing
403	Inner Race of Rear Bearing
1,792	Rear Cover
1,837	Spindle (Rear)

Fig. 2 FEM model of motor integrated spindle(axisymmetry)

- (1) 정상열전도 문제로 생각한다.
- (2) 모델을 간략화하여 축대칭 모델로 고려한다. 따라서 주축계를 부착하기 위한 브라켓에 대한 것은 무시한다.
- (3) 조립된 부품간의 접촉 열저항은 없는 것으로 간주한다.
- (4) 베어링부의 발열은 내·외륜을 별도로 고려하지 않고 베어링부 전체에 일정하게 발열되는 것으로 가정한다.
- (5) 냉각자켓 부분은 오일 또는 공기가 순환되는 것으로, 또 스테이터와 로터 사이에는 공기를 통하여 열이 전달되는 것으로 모델링하였다.

(6) 발열원은 베어링, 로터, 스테이터로 하여 해석하였다.

(7) 베어링의 발열량은 베어링 발열량 계산식에 의하였다.

(8) 모터의 발열량은 제작사에서 제시한 회전수별 스테이터와 로터의 동손(銅損)과 철손(鐵損)의 동력 손실표에서 참조한 값으로 한다.

(9) 주축계 외부는 대기온도 20℃로 하고 자연 대류로써 고려한다.

(10) 냉각 자켓부분은 20℃의 오일과 공기를 통하여 열이 전도되는 것으로 하였다.

모터내장형 주축은 내부에서 발열이 있고 스테이터의 주위에 냉각 자켓이 있기 때문에 열전도와 열전달이 동시에 일어나는 것으로 고려하여 해석해야 한다. 따라서 축대칭 문제에 대한 정상 열전도 및 열전달 방정식은 다음 식(1)과 같다.<sup>(4)</sup>

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{\dot{Q}}{\lambda} - h(T - T_{\infty}) = 0 \quad (1)$$

여기서  $\dot{Q}$ 는 내부 발열율이고,  $\lambda$ 는 열전도율,  $h$ 는 열전달율,  $T$ 는 물체 온도,  $T_{\infty}$ 는 외부의 온도를 나타낸다. 주축계를 구성하는 요소의 물성치는 Table 1이다.

Table 1 Physycal properties of motor integrated spindle

Material	SCM440	S45C	GC30	Cu	Fe-Si	SUJ2
Density (kg/m <sup>3</sup> )	7,833	7,850	7,320	8,714	7,833	7,833
Coefficient of Thermal Conductivity (kcal/mh, °C)	54	54	43	54	54	54
Modulus of Elasticity (kg/mm <sup>2</sup> )	21,000	21,000	9,200	12,200	1,000	21,000
Poisson's Ratio	0.27	0.27	0.2	0.35	0.27	0.27
Coefficient of Thermal Expansion (1/°C)	10.7E-6	10.7E-6	10.7E-6	17.0E-6	10.7E-6	10.7E-6

### 2.3 주축계의 발열량

모터내장형 주축계는 주축계 내부에 모터를 내장하고 있기 때문에 열원은 베어링과 모터 두 부분이다. 따라서 베어링의 온도는 베어링 자체 발열 뿐만 아니라 모터에서의 전열에 따라 중첩으로 열을 받기 때문에 더욱더 상승

하게 된다. 또한 베어링의 온도상승은 윤활유의 점도에 따라 민감하게 변하기 때문에 주축의 열거동에 대한 정확한 이론해석에 어려운 문제점이 많다. 이러한 주축의 열특성을 이해하기 위해서는 베어링 만의 온도상승 이론해석과 특성실험을 하였다.

베어링에서의 발열은 볼의 미끄럼 모멘트와 동마찰 토크에 의해 주로 발생하는 것으로 알려지고 있으므로, 미끄럼 모멘트에 의한 발열은 스핀 모멘트와 자이로스코픽 모멘트에 의해 발생하며, 베어링의 동마찰 토크에 의한 발열은 베어링의 형식이나 하중의 크기에 따라 결정되는 하중항과 윤활계의 특성에 의해 결정되는 점성항에 의해 발생하며 다음 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$H_b = H_{spin} + H_{gyro} + H_{load} + H_{viscous} = f(v, P, \nu) \quad (2)$$

여기서  $H_b$ 는 베어링 전체 발열량,  $H_{spin}$ 은 스핀 모멘트에 의한 발열량,  $H_{gyro}$ 는 자이로스코픽 모멘트에 의한 발열량,  $H_{load}$ 는 부하하중 의한 발열량,  $H_{viscous}$ 는 윤활유의 점성에 의한 발열량,  $v$ 는 회전속도,  $P$ 는 부하하중,  $\nu$ 는 윤활제 동점도이다. 베어링의 발열량 계산에서 스핀 모멘트에 의한 발열량의 크기는 다른 발열량에 비해 아주 작은 값이기 때문에 생략하였다. 베어링의 마찰 모멘트는 다음 식(3)과 같이 쓸수 있다.

$$M_b = M_v + M_p + M_g \text{ (N} \cdot \text{mm)} \quad (3)$$

여기서,  $M_v$ 는 속도에 의한 마찰 모멘트,  $M_p$ 는 하중에 의한 모멘트,  $M_g$ 는 자이로스코픽 모멘트이다. 베어링의 속도에 의한 마찰 모멘트는 유체 마찰항으로 일반적인 이론 계산식은 베어링외경, 피치, 회전수, 점도 만을 고려하였으나 실험에 의해 유량을 고려하여 아래 식(4)와 같은 계산식을 사용하였다.<sup>(5)</sup>

$$M_v = 3.47 \times 10^{-10} D_m^3 \cdot N^{1.4} \cdot Z_b^a \cdot Q^b \text{ (N} \cdot \text{mm)} \quad (4)$$

$$a = 24N^{-0.37}, b = 4 \times 10^{-9} N^{1.6} + 0.03$$

여기서,  $N$  : 회전수(rpm),  $Z_b$  : 외륜온도에 의한 오일의 절대점도(cp)

$Q$  : 급유량(kg/min),  $a, b$  : 점도 및 급유량에 기인한 지수이다.

하중에 의한 베어링의 마찰 및 자이로스코픽 모멘트는 다음 식(5),(6)과 같다<sup>(6)</sup>.

$$M_p = f_1 \cdot p_1 \cdot D_m \quad (N \cdot mm) \quad (5)$$

여기서  $f_1$  : 베어링 계수,  $p_1$  : 마찰모멘트에 의한 하중(N)  
 $D_m$  : 베어링 피치경(mm)이다.

$$M_g = I \cdot \omega_c \cdot \omega_m \cdot \sin\beta \quad (N \cdot mm) \quad (6)$$

여기서  $I$  : 볼의 관성모멘트( $N \cdot mm \cdot s^2$ )  
 $\omega_c$  : 볼의 자전각속도(rad/s)  
 $\omega_m$  : 볼의 공전각속도(rad/s)  
 $\beta$  : 볼의 자전각(rad)

모멘트에 의한 베어링 발열량은 다음 식(7)과 같이 열량으로 환산할 수 있다.

$$H_b = 1.047 \times 10^{-4} \cdot N \cdot M_b \quad (W) \quad (7)$$

베어링이 일정하게 평형온도를 유지하는 방열조건은 보통 외기 및 윤활유에 의해 냉각된다. 따라서 베어링의 단위시간당 발열량  $H_b$ 는 베어링하우징, 축 등을 통하여 전달되는 단위시간당 전열량  $H_a$ 와 오일·에어 윤활의 냉각에 의한 단위시간 당 전열량  $H_1$ 로 나눌 수 있다. 베어링의 단위시간당 발열량은 다음 식(8)과 같다.

$$H_b = H_a + H_1 \quad (8)$$

$$H_a = h \cdot A \cdot (t_b - t_a) \quad (9)$$

$$H_1 = \varepsilon \cdot s \cdot \gamma \cdot Q_c \cdot (t_2 - t_1) \quad (10)$$

여기서,  $t_a$ 는 외기온도(°C),  $t_b$ 는 베어링 외륜온도(°C),  $t_1$ ,  $t_2$ 는 윤활유 입출구 온도(°C),  $\varepsilon$ 은 오일·에어 윤활에서 회전수와 베어링 직경에 기인한 계수,  $Q_c$ 는 냉각공기량( $m^3$ ),  $A$ 는 외기와외의 유효 방열면적( $m^2$ ),  $h$ 는 베어링과 외기 사이 열전달율( $kcal/m^2hr^\circ C$ ),  $\gamma$ 는 비중량( $kgf/m^3$ ),  $s$ 는 윤활유 비열( $kcal/kg^\circ C$ )이다. 여기서  $\varepsilon$ 은 다음 식(11)과 같이 무차원의 값으로 표시하였다.

$$\varepsilon = 1 + a \cdot \left(\frac{D_m \cdot N}{60}\right)^x \quad (11)$$

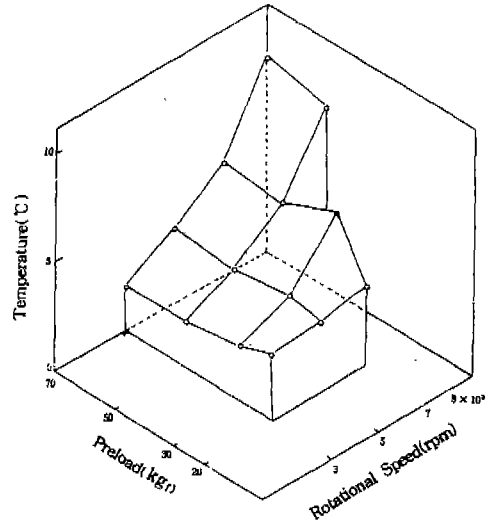


Fig. 3 Bearing temperature according to preload and rotational speed

a, x는 회전수 및 베어링 피치경에 기인한 계수 및 지수로 실험에서 구한값은 a는0.477, x 1.14이다. 에어·오일 윤활에 대해서 베어링 1개만의 회전수별 온도상승은 별도의 예비실험을 통하여 얻어진 결과인 Fig.3의 데이터를 이용하여 전열량을 구하였다. 냉각공기의 출구온도  $t_2$ 는 오일·에어에 의해 주축계 여러부분으로 방출되는 냉각공기이므로 측정이 불가능하여 베어링의 외륜온도 상승  $t_b$ 로 대체하여 계산하였다. 모터 소비동력의 측정으로 모터 전체의 발열량은 알 수 있으나 모터의 로터 부분과 스테이터 부분으로 열원이 구분되어 얻어져야 축과 하우징을 통한 열거동을 예측할 수 있다. 본 연구에서는 모터의 발열은 소비동력을 측정하고 실측치를 모터 제작사에서 제시한 회전수별 스테이터와 로터 코일의 동손(銅損)과 철손(鐵損)의 동력 손실 자료와 참조하여 계산하였다.<sup>(7)</sup> 이상과 같이 계산된 베어링의 실 발열량과 모터부의 발열량은 Table 2와 같다.

Table 2 Heat generation rate of motor integrated spindle

Elements Revolution	Stator (W)	Rotor (W)	Front Bearing (W)	Rear Bearing (W)
2,000 [rpm]	550	580	35	22
4,000 [rpm]	390	600	98	67
6,000 [rpm]	410	620	183	126
8,000 [rpm]	430	650	210	176

### 3. 실험장치 및 방법

모터내장형 주축의 실험장치는 Fig.1의 주축 유닛을 주물정반 위에 설치하여 온도를 측정하였다. 온도측정은 전후반부 베어링, 하우징 등에 열전대 설치와 온도계측장비인 Tempscan-1000을 통하여 컴퓨터에 기록하였다. 온도분포는 Thermal vision system(TVS-2200ST)으로 측정하였으며, 모터의 소비동력은 전력계로 측정하였다. 스테이터의 냉각은 외주에 냉각자켓을 설치하여 공기는 6기압, 오일은 10cst의 스피들 오일을 26 l/min를 공급하였다. 오일은 일직유온이 되도록 오일냉각장치를 사용하였으며, 베어링 윤활은 오일에어 윤활장치로 시간당 0.265cc의 윤활유와 65.8 l/min윤활공기량을 베어링 2개에 분사하였다. 주축의 회전수는 2,000 - 8,000rpm으로 설정하여 각 회전수별로 공기자켓냉각과 오일자켓냉각 상태에서 150분까지 연속운전하였으며 주축계 각부의 온도를 10분 간격으로 측정하였다.

### 4. 결과 및 고찰

모터내장형 주축계의 오일자켓 냉각시 모터의 발열을 고려한 주축베어링의 온도상승에 대하여 이론해석 과 실험결과를 비교하여 Fig.4에 나타내었다. 그림에서 볼 수 있듯이 전·후반베어링의 실험값과 해석값의 결과가 2-3℃ 차이로 비교적 잘 일치하고 있다. 따라서 본 이론해석을 통해 실험으로 측정이 어려운 모터내장형 주축의 베어링내륜, 모터부 및 주축전체의 온도분포를 보다 정확히 예측할 수 있으며, 스테이터 외주에 공기 자켓냉각과 오일 자켓냉각의 경우에 대해 베어링만의 발열이 있을 때와

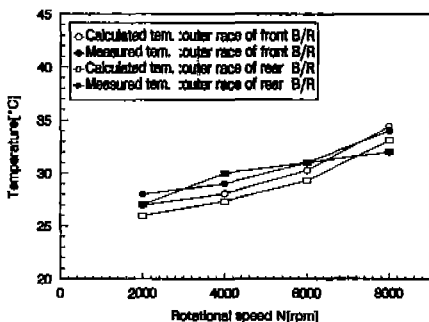


Fig. 4 Comparison of temperature between experienced and calculated result for outer races of bearing (oil cooling)

모터의 스테이터와 로터의 발열이 증첩될 때의 모터의 발열이 주축 전체의 온도분포에 미치는 영향을 살펴보았다.

Fig.5는 베어링에만 발열이 있는 경우 오일냉각과 공기냉각의 경우 Fig.2에 표시된 베어링 부위의 온도를 각 주축회전수에 대하여 나타낸 것이다. 주축회전수별 베어링의 발열과 냉각방법에 따른 온도상승을 예측하였다. 2,000rpm씩의 회전수 증가에 따라 온도 상승폭이 증가하고 있다. 이것은 베어링의 크기에 비례하여 회전수의 증가와 함께 발열량이 증가하기 때문이다. 그리고 냉각자켓의 오일냉각 보다 공기냉각이 온도상승이 약간 높으나 거의 차이가 없으므로 공기 자켓냉각이 가능함을 알 수 있다.

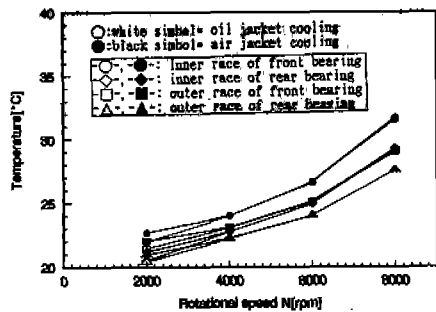


Fig. 5 Temperature for each rotational speed without motor heat generation

Fig.6과 Fig.7은 모터의 발열이 있고 오일냉각과 공기냉각일 때 주축의 각 회전수에 대하여 Fig.2에 표시된 각 요소부들에 대한 온도를 나타내었다. 2,000rpm에서는 각 부의 온도 분포가 많은 차이를 나타내지 않지만 회전수가 증가 할 수록 각 부위의 온도가 차이를 나타내는데 이것은 회전수의 증가에 의한 베어링의 발열과 모터발열의 영향에 따라 많은 차이를 나타내기 때문이다. 그러나 로터의 온도는 회전수의 증가에도 불구하고 큰 온도차이를 나타내지 않고 있는데 이것은 모터의 발열특성으로 회전수 증가에 따라 모터의 발열이 증가하지 않기 때문이다. 또 하우징과 스테이터의 온도 역시 변화가 없는 것은 냉각에 의한 효과 때문이다. 주축회전수가 8,000rpm 오일냉각일 때 주축회전수 6,000rpm에 비하여 주축요소들의 대부분이 5℃정도 높게 나타나고 있으므로 베어링과 모터 발열의 영향이 크다. 주축회전수 2,000rpm, 4,000rpm, 6,000rpm 오일냉각에서의 온도분포는 주축회전수가 2,000rpm씩 높아짐에 따라 온도분포가 약 2~

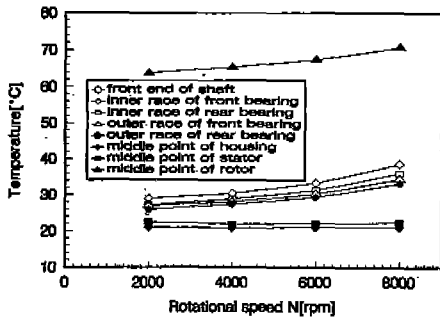


Fig. 6 Temperature for each rotational speed with motor heat generation (oil jacket cooling)

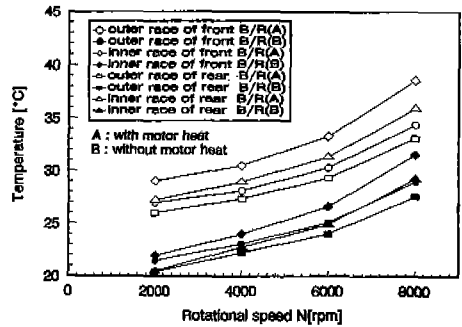


Fig. 8 Comparison of temperature with motor heat and without motor heat generation (oil jacket cooling)

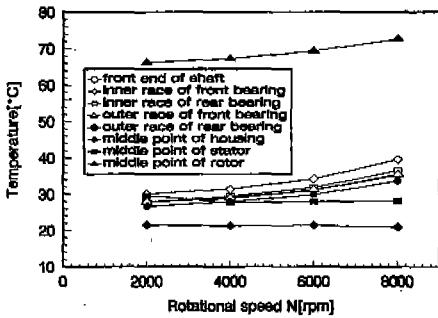


Fig. 7 Temperature for each rotational speed with motor heat generation (air jacket cooling)

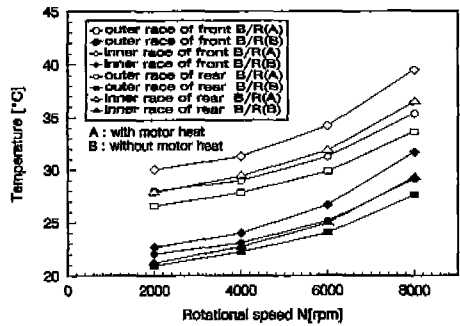


Fig. 9 Comparison of temperature with motor heat and without motor heat generation (air jacket cooling)

5℃정도 씩 높아지고 있다. 이러한 현상은 공기냉각일 때 동등한 결과를 나타내었다. 여기서 모터 스테이터의 경우 오일냉각이 공기냉각에 비해 약 3-4℃ 낮게 나타나고 있는 것은 오일의 냉각효과가 공기냉각보다 냉각효과가 크기 때문이다. 하지만 베어링에 미치는 영향은 1-2℃ 정도로 큰 영향이 없다.

Fig.8은 주축의 각회전수에 대하여 베어링에서만 발열된다고 한 경우와 모터를 내장하여 모터에서 발열이 있다고 할 때, 오일 자켓냉각에서 베어링의 내륜과 외륜에 대한 온도를 나타낸 것이다. Fig.9는 공기 자켓냉각일 때를 나타낸 것이다. 여기서 알 수 있는 것은 베어링에만 발열이 있는 경우에 비하여 모터에서도 발열이 있을 때의 온도가 약 6~7℃ 가량 높게 나타나고 있다. 이것은 모터에서의 발열이 베어링에 많은 영향을 미치고 있음을 알수 있으며 이때의 온도분포를 알수 있었다. 따라서 고속주축의 설계시 모터로터의 발열을 베어링에 전달되는 열량을 줄이는 것과 아울러 축의 팽창을 최소화하는 방향으로 설계가 이루어져야 할 것이다.

Fig.10과 Fig11은 전·후반부베어링 부위에서만 발열이 있을 때 즉 내장모터가 아닌 외부 모터에 의해 회전시킨다고 가상할 때, 주축회전수 8,000rpm일 경우 각각, 오일자켓 냉각과 공기자켓 냉각에 대하여 주축체 전체에 대한 온도분포를 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 베어링만의 발열에 의한 베어링의 내륜 및 외륜의 부위별 온도분포를 잘 알수 있으며, 하우징의 중앙부와 스테이터는 외부온도와 유사하게 잘 냉각되고 있음을 알수 있다. Fig.10의 오일냉각일 때는 Fig.2의 절점번호 611 부위의 전반부 베어링의 외륜부위 ⑪번 부위의 온도가 약 28℃로 8℃정도 상승함을 나타내고 있고, Fig.2의 절점번호 833 부위의 후반부 베어링의 외륜부위 ⑨,⑩번 온도는 약 26℃로 6℃정도 상승함을 나타내고 있다. 전반부 베어링이 후반부 베어링보다 약 2℃ 높은 것은 일반적으로 전반부 베어링의 직경이 커짐에 따라 주속도가 높아지기 때문이다. Fig.11의 공기냉각일 때는 전반부 베어링의 외륜 부위의 온도가 약 29℃로 9℃정도 상승함을 나타내고 있고, 후반부 베어링의 외륜 부위의 온도는 약

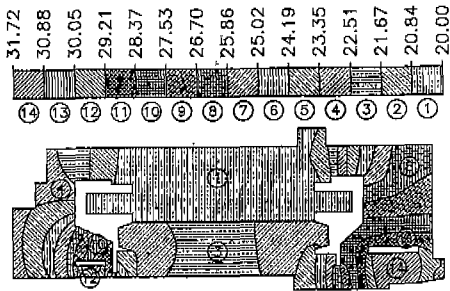


Fig.10 Temperature distribution for rotational speed 8,000rpm without motor heat generation (oil jacket cooling)

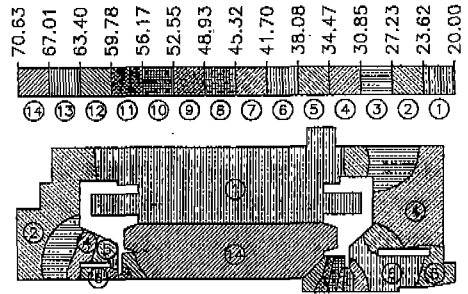


Fig.12 Temperature distribution for rotational speed 8,000rpm with motor heat generation (oil jacket cooling)

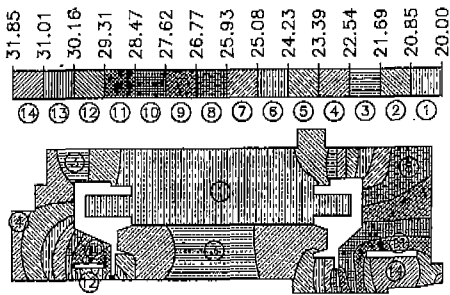


Fig.11 Temperature distribution for rotational speed 8,000rpm without motor heat generation (air jacket cooling)

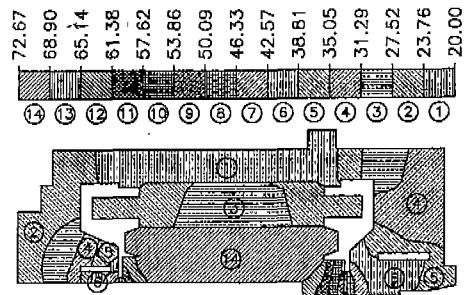


Fig.13 Temperature distribution for rotational speed 8,000rpm with motor heat generation (air jacket cooling)

27℃로 7℃ 정도 상승함을 나타내고 있다. 이에 대한 오일자켓 냉각과 공기자켓 냉각을 비교하면 공기 냉각에서 1℃정도 높게 나타나고 있음을 알 수 있으며, 이것은 오일냉각이 공기냉각에 비하여 냉각능력이 높기 때문이다. 베어링의 내륜이 외륜보다 2~3℃ 높게 나타나고 있는 것은 내륜의 냉각이 없기 때문에 이의 대책이 필요하다. 오일 자켓냉각에 비하여 공기자켓 냉각만으로도 베어링 온도상승에는 큰 영향이 없는 것을 알 수 있다. 이것은 오일 냉각과 공기냉각이 큰 차이가 없는 것은 냉각자켓이 베어링과 거리가 있고 베어링의 온도상승이 그다지 높지 않기 때문이다.

Fig.12는 주축 회전수 8,000rpm에서 모터의 발열이 있고, 오일냉각일 때의 주축 전체의 온도분포를 나타낸 것이다. 전반부 베어링의 외륜 부위의 온도가 34.47~38.08℃의 범위를 나타내고 있고, 후반부 베어링의 외륜 부위가 30.85~34.47℃정도의 온도분포를 보여 주고 있다. 그리고 스테이터의 온도분포는 20~23.62℃의 범위

이고, 로터 부분의 온도는 약 70.63℃의 분포를 나타내고 있다. 스테이터 부분의 온도는 발열량이 많은 데도 불구하고 이렇게 낮게 나오는 것은 냉각유에 의하여 냉각되기 때문이나, 로터의 온도는 매우 높아 이의 영향 검토와 대책이 필요함을 알 수 있다.

Fig.13은 주축회전수 8,000rpm에서 모터의 발열이 있고, 공기냉각일 때의 온도분포를 나타낸 것이다. Fig.12의 오일냉각과 유사한 형태를 나타내고 있지만 오일냉각에 비하여 1~2℃정도 높게 나타나고 있는데 이것은 공기의 냉각능력이 오일에 비하여 떨어지기 때문이다. 그러나 오일에 비하여 베어링의 온도상승에는 크게 차이가 나지 않으므로 공기예 의한 냉각도 효과가 있다고 생각된다. Fig.12와 Fig.13에서 보는 바와 같이 베어링 내외륜부의 부위별 온도분포가 각각 다양하게 분포되어 있다. 따라서 전반부 또는 후반부 베어링 각각에서 온도분포의 차이에 의한 축 및 하우징과의 베어링 조립공차 설계가 필요하다. 또한 그림에서 보는 바와 같이 모터 로터의 영

향이 매우 크므로 축심냉각과 내부하우징과 모터부의 공간사이에 공기 강제냉각 등이 필요하다고 사료된다.

## 5. 결 론

모터내장형 고속주축계의 자켓냉각 방법에 따른 열특성 실험과 각부의 열거동 유한요소 해석을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 모터내장형 주축의 오일에어 윤활의 냉각특성을 고려한 열특성 해석방법을 제시하였다.

(2) 열거동해석을 통해 측정 불가능한 베어링 내륜, 스피들 내부, 모터 등의 온도상승, 온도분포형태, 발열의 영향 예측 등 제반 열특성을 파악하였다.

(3) 모터내장형 주축에서 베어링의 온도상승은 오일 또는 공기자켓 냉각방식에 따른 영향이 상대적으로 적으며, 축을 통하여 모터의 열이 지배적으로 전달된다.

(4) 주축모터의 로터발열이 전·후반베어링 및 주축의 온도상승에 영향이 크므로 로터 발열의 영향을 줄일수 있는 주축의 구조설계가 필요하다.

## 참 고 문 헌

1. 中村晋哉外 1人, "預壓切換スピンドルの性能評價", 日本精密工學會誌, 60/5, 1994.
2. A. Muramatsu, S. Nakamura, H. Yoneyama, O. Iwasaki, "Heat conduction analysis for motor integrated spindle", NSK Technical Journal, No. 658, pp32-39, 1994.
3. 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, pp129-134, 1993.
4. D. A. Logan, "A first course in the finite element method", PWS Engineering, 1986.
5. NSK テクニカルレポート, Pr.No.728b.
6. T. A. Harris, "Rolling Bearing Analysis", John Wiley & Sons, 1984.
7. 이승완, "전기기기설계", 문운당, 1986.