

냉각자켓 형상에 따른 공작기계 주축 하우징의 온도분포 해석

(Analysis of Temperature Distribution for Spindle Housing according to Shape of Cooling Jacket)

최대봉, 황주호*(KIMM), 강종표(진주교육대학), 김태형, 임경진(대우중공업)

1. 서론

생산성의 향상을 위하여 공작기계의 고속가공이 필요하고 이를 위한 연구가 상당히 진행되고 있다. 단위 시간당 절삭량을 올리고 알루미늄과 같은 연질 금속의 가공을 위하여 주축을 고속화 하는 것이 매우 중요하나, 각 요소 간의 마찰로 인한 발열에 의해 베어링의 수명단축이나 열변형 등을 동반하여 정밀도가 떨어지게 된다. 고속 주축 시스템으로 최근 연구되고 있는 모터내장형 주축의 가장 큰 문제점은 모터에서 발생하는 열에 의한 열변형, 열손상 및 고속화에 따른 베어링의 이상발열, 예하중의 증대에 의한 베어링의 소착발생 등의 열관련 문제이다. 따라서 이러한 문제점 해결을 위한 냉각 시스템으로 모터하우징에 냉각자켓을 설치하여 공냉 또는 유냉으로 강제냉각하는 방법이 설치가 간단하고 가격이 저렴하여 일반적으로 채택되는 냉각방법이다. 본 연구에서는 자켓의 형상이 주축의 온도 분포에 어떠한 영향을 미치는지를 조사하고 축의 설계 및 제작시 관련된 기초 자료를 제공하고자 한다.

2. 모터내장형 주축계의 FEM 모델링

모터 및 베어링에서의 발열량, 주축계를 구성하는 각 요소의 열전도율 및 열전달률 등을 입력조건으로 한 유한요소해석 모델과 온도분포와 열변위 해

석모델의 축대칭 간략화 구조는 Fig. 1에 나타난 바와 같다. 그림중 발열원은 전,후베어링부와 모터의 스테이터부이다. 해석모델은 주축모터 5.5KW 머시닝센터 주축대로 가상하여 전후반부 베어링은 $\phi 80\text{mm}$, $\phi 70\text{mm}$ 각각 2개가 사용되는 크기로 모델링하였다. 냉각자켓부는 하우징과 모터의 스테이터에 직접 접촉하고 있고 냉각유는 냉각자켓부 상단과 하우징 사이의로 순환하는 것으로 하였다. FEM 해석하기 위한 모델은 Fig.2와 같다.

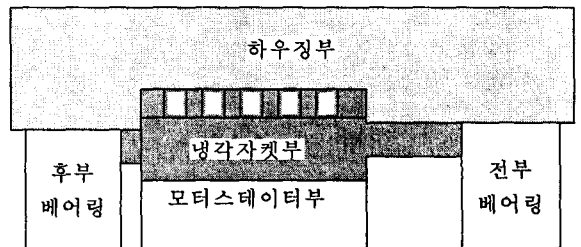


Fig. 1 Schematic Diagram of Spindle System

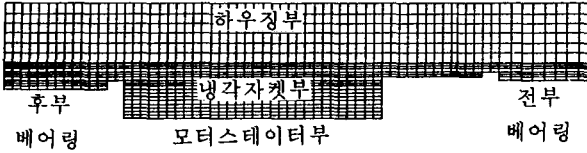


Fig.2 Model for FEM Analysis

냉각자켓의 형상별 효과를 알아보기 위하여 다음 Fig.3 도면의 냉각자켓에서 빗금친 냉각자켓의 두께 15mm 부분을 두께, 골의 폭을 폭이라 하고, 산의 폭을 5mm와 골의 높이(산의 높이) 3mm 부분을 일정하게 놓고, 다음 Table 1과 같이 6가지 형상에 대한 모터내장형 주축의 요소별 온도분포를 검토하였다.

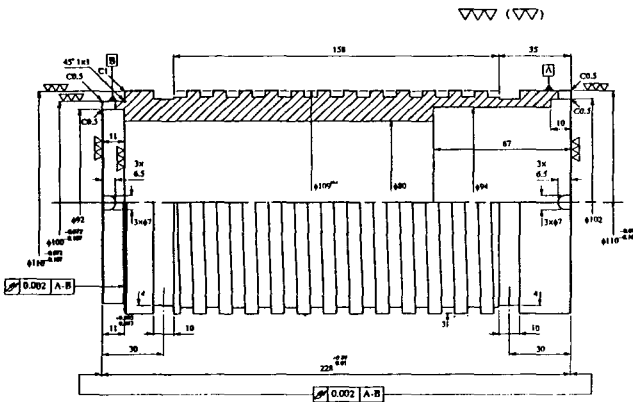


Fig.3 Cooling Jacket

Table 1 Shape of Cooling jacket

자켓형상	두께(mm)	폭(mm)
I	15	5
II	15	10
III	15	15
IV	12	5
V	12	10
VI	12	15

모델링조건 및 경계조건은 다음과 같다.

- (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 오일이 순환되는 것으로 모델링하였다.
- (6) 발열원은 베어링, 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) 냉각자켓부분은 20℃의 오일과 공기를 통하여 열이 전도되는 것으로 하였다.

주축계를 구성하는 요소에서 하우징은 GC30, 모터의 스테이터는 Fe-Si, 베어링은 SUJ2의 재질의 물성치를 적용하여 해석하였다.

3. 주축계 발열량과 냉각용량

모터내장형 주축계는 주축계 내부에 모터를 내장하고 있기 때문에 열원은 베어링과 모터 두가지이다. 그런데 모터내장형 주축의 경우 모터와 베어링의 열원이 중첩되므로 모터에서 전달되는 열이 베어링의 특성에 영향을 미치고 있고, 점도의 경우 온도에 따라 민감하게 변하기 때문에 정확한 이론 해석에 어려운 문제점을 가지고 있다. 모터의 발열량 계산은 소비동력의 축정수로 가능하나 모터의 로터부분과 스테이터부분으로 열원이 구분되어 열

어저야 축과 하우징을 통한 열거동을 예측할 수 있다. 실제 모터의 발열은 모터 제작사에서 제시한 회전수별 스테이터와 로터의 동손(銅損)과 철손(鐵損)의 동력손실자료를 참조하여 계산하였다.

베어링의 동마찰 토크 M_t 에 의한 발열량 H_Q 는 베어링 형식이나 하중의 크기에 따라 결정되는 하중항 M_P 와 윤활제 특성에 의해 결정되는 점성항 M_v 에 의해 발생하며 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_t = M_v + M_P \quad (N \cdot mm) \quad (1)$$

여기서, M_v : 점성 모멘트, M_P : 하중 모멘트,

$$F_Q = \omega \times M_t \quad (W) \quad (2)$$

이상과 같이 계산된 베어링의 실발열량과 모터부의 발열량은 다음 Table 2와 같다. 모터부의 발열량은 모터제작사의 스테이터(Stator) 및 로터(Rotor)의 코일의 동손(銅損) 및 철손(鐵損)의 손실열량표를 참조하여 작성하였다.

Table 2. Heat Generation Rate of Built-In Motor Spindle (W)

Revolution	Elements		
	Stator	Front B/R	Rear B/R
1,250rpm	1,000	250	200

냉각자켓을 흐르는 냉각유의 흐름은 작은 관속을 흐르는 것으로 가정 하였으며, 직경 d_h 에 비해 길이 L 이 긴 Pipe 내에서의 유동이 Laminar Flow 인 경우 Graetz의 실험식은 다음과 같다.

$$Nu_d = 3.66 + \frac{0.668 \cdot \left(\frac{d_h}{L}\right) \cdot Re_d \cdot Pr}{1 + 0.04 \cdot \left[\left(\frac{d_h}{L}\right) \cdot Re_d \cdot Pr\right]^{2/3}} \quad (3)$$

물보다 점성이 크고, 직경에 비해 길이가 긴 Pipe 내에서의 유동이 Tubulent Flow인 경우 McAdams식은

다음과 같다.

$$Nu_d = 0.027 \cdot Re_d^{0.8} \cdot Pr \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14} \quad (4)$$

위의 식의 조건은 다음과 같다.

- ① $0.7 \leq Pr \leq 16700$
- ② $Re_d \geq 10000$
- ③ $L/d \geq 10$

여기서 Nu_d : Nusselt number

Re_d : Reynolds number

Pr ; Prandtl number (윤활유 물성치)

μ : 윤활유 점성계수

μ_s : 파이프 표면온도를 기준으로한 점성계수

유체벽면의 온도차가 크지 않고 점성계수가 크게 변화하지 않을 때 물성치는 극히 미소하여 $\mu/\mu_s \cong 1$ 로 하고 있다.

대류열전달계수는 다음과 같이 구할 수 있고

$$h = \frac{k \cdot Nu_d}{d_h} \quad (5)$$

여기서 h ; 대류열전달계수

k ; 열전도상수(윤활유의 물성치)

윤활유 냉각능력은 다음과 같이 구할수 있다.

$$Q = h \cdot A(T_w - T_\infty) \quad (6)$$

여기서 Q ; 전열량

A ; 전열면적

T_w ; 관 벽면 온도

T_∞ ; 관 속의 윤활유 온도

4. FEM 열전도 해석결과 및 고찰

본 해석에는 범용 유한요소해석 프로그램인 NISA-II를 이용하였다.

위의 Table 2에서 각부의 온도분포를 해석한 결과를 전체적으로 비교하여 자켓냉각 효과의 순위를 Table 3에 나타내었다. 온도분포값은 평균온도 값으로 표시하였다.

Table 3 Comparison of cooling effect

자켓 형상	모터부 상단냉각 자켓부 온도(°C)	전부베어 링상단하 우징온도 (°C)	후부 베어링상 단하우징 온도(°C)	냉각 효과 순위
I	45.5	26.6	30.4	2
II	51.0	25.8	30.4	3
III	55.0	29.1	36.8	5
IV	44.0	26.2	29.8	1
V	53.4	26.2	31.2	4
VI	57.9	27.0	38.2	6

모터상단 냉각자켓부 Fig.4 - Fig.5의 Fig.5에서 냉각자켓 끝의 폭변화에 대해 I, II, III을 비교하여 보면 I은 II에 비해 5.5°C II는 III에 비해 4°C정도 낮게 나타나고 있다. 같은 경우의 IV, V, VI을 비교하여 보면 IV는 V에 비해 9.4°C, V는 VI에 비해 4.5°C 낮게 나타나고 있다. 그러므로 끝의 폭이 작을수록 즉 단위길이 당 산의 수가 많은 경우 냉각효과가 우수하며 이것은 냉각유와 열원의 접촉면적보다는 일정량의 유량에 대해 유로단면적이 작기 때문에 유속이 높아 효율적으로 모터부의 열을 배출하기 때문이다.

냉각자켓의 두께 변화에 대해 비교해보면 I과 IV는 IV의 경우가 I에 비해 1.5°C 낮게 나타나고 있으며 II와 V는 II의 경우가 2.4°C, III과 VI은 따라 III의 경우가 2.9°C 낮게 나타나고 있다.

전반베어링부의 경우 I에서 VI까지 온도차가 크지 않은 것은 자켓냉각 및 모터 발열원과의 거리가 어느정도 떨어져 있기 때문이다.

III의 경우가 다른 것에 비해 약 3°C정도 높게 나타나고 있는 것은 Fig. 5에서 살펴보면 스펀들 끝단부에서만 높게 나타나 있기 때문이며 전체적으로는 큰 차이가 없고, 대부분은 26.4°C로 다른 것과 비슷함을 알수 있다.

후반베어링부의 경우는 모터부와 자켓냉각부에 근

접해 있으므로 많은 열영향을 받고 있으며, I, II, III, IV의 온도는 서로 유사하나 끝의 폭이 15mm인 III과 VI은 I, II, III, IV에 비해 6-8°C로 크게 차이가 나타나고 있다. 그러므로 끝의 폭이 작을수록 냉각자켓의 두께가 작을수록 냉각효과가 크게 나타나나 경우에 따라서는 I과 IV처럼 두께 치수변화에도 온도차가 없는 경우와 I과 II, III의 경우처럼 끝의 폭 치수변화는 온도차가 많이 나타나고 있으므로 유의해야 한다.

Fig.5의 온도분포를 살펴보면 온도분포의 등고선이 잘 나타나고 있으며 그림에서 보는 바와 같이 모터부의 열원이 지배적으로 작용하고 있어 이의 냉각이 중요함을 알 수 있다. 또한 모터부 및 냉각부와 전반반 베어링부 사이의 거리에 따라 온도차가 크게 나타나고 있다. 그리고 같은 베어링부에서도 서로 온도차가 있으므로 이의 검토가 요망된다. 이의 결과와 Fig.5를 비교해 보면 Fig.5는 Fig.4에 비해 전반부베어링의 온도분포가 균일하게 나타나고 있는 것도 열변형 측면에서 고려해 볼 필요가 있다. Fig.6 - Fig.9까지는 앞의 경우와 유사하다. 그러므로 모터내장형 주축계의 온도분포 상태를 설계단계에서 면밀히 검토해야 하며 냉각자켓의 형상과 위치도 중요하게 작용하고 있다.

DISPLAY 111 - GEOMETRY MODELING SYSTEM (6.2.0) PRE/POST MODULE

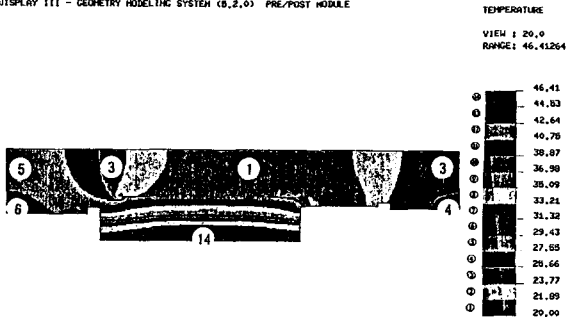


Fig.4 Temperature Distribution (Case I)

DISPLAY 111 - GEOMETRY MODELING SYSTEM (6.2.0) PRE/POST MODULE

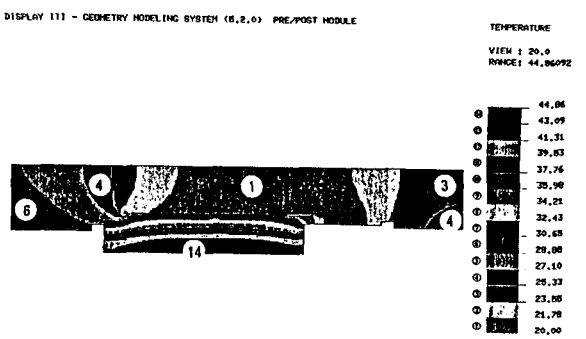


Fig.7 Temperature Distribution (Case IV)

DISPLAY 111 - GEOMETRY MODELING SYSTEM (6.2.0) PRE/POST MODULE

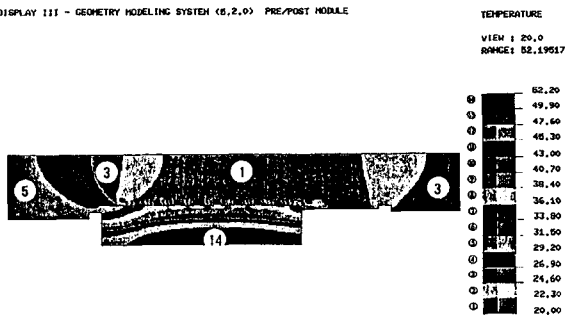


Fig.5 Temperature Distribution (Case II)

DISPLAY 111 - GEOMETRY MODELING SYSTEM (6.2.0) PRE/POST MODULE

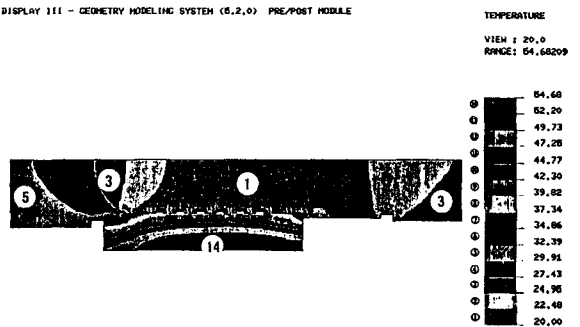


Fig.8 Temperature Distribution (Case V)

DISPLAY 111 - GEOMETRY MODELING SYSTEM (6.2.0) PRE/POST MODULE

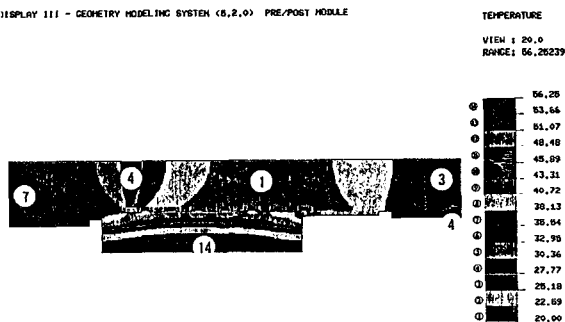


Fig.6 Temperature Distribution (Case III)

DISPLAY 111 - GEOMETRY MODELING SYSTEM (6.2.0) PRE/POST MODULE

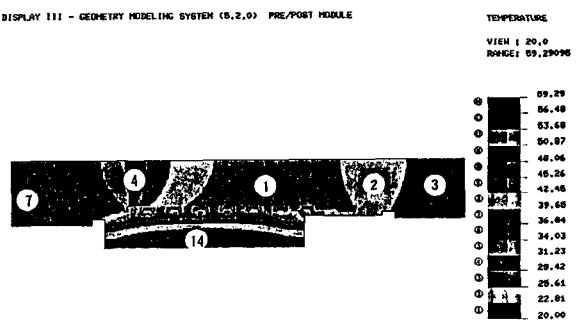


Fig.9 Temperature Distribution (Case VI)

5. 결 언

공작기계 주축계의 고속화에서 고려해야 할 자켓 냉각 형상에 따른 냉각효과를 유한요소법(FEM)에 의해 해석하였다. 자켓냉각에 의한 자켓형상이 주축계의 냉각자켓부, 하우징 등의 온도상승, 온도분포에 미치는 영향을 고찰하였다. 해석결과 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 1) 자켓형상과 발열부의 거리에 따라 주축계에 미치는 영향이 크므로 이의 설계시 세심한 검토가 요구된다.
- 2) 골의 폭이 작을수록 즉 단위길이 당 산의 수가 많은 경우 냉각효과가 우수하다.
- 3) 골의 폭이 작을수록 냉각자켓의 두께가 작을수록 냉각효과가 크게 나타난다.
- 4) 모터부의 열원이 지배적으로 작용하고 있어 이의 냉각이 중요하다.
- 5) 모터부 및 냉각부와 전후반 베어링부 사이의 거리에 따라 온도차가 크게 나타나고 있다. 그리고 같은 베어링부에서도 서로 온도차가 있으므로 이의 대책과 검토가 요망된다.
- 6) 모터내장형 주축계의 온도분포 상태를 설계단계에서 면밀히 검토해야 하며 냉각자켓의 형상과 위치도 중요하게 작용하고 있다.

참 고 문 헌

- 1) Harris, "Rolling Bearing Analysis", John & Sons, 1991
- 2) 森脇俊道, "工作機械の高速化技術の現状", 精密工學會誌, 第53卷, 第7號, pp1001~1004, 1995.4
- 3) 吉田嘉太郎, "切削加工の高速化とこの課題" 應用機械工學, 1, 1986 p60~68
- 4) 中村晋哉, "工作機械主軸スピンドルの高性能化", 日本精密工學會誌 57/4 ,pp605, 1991
- 5) 松山 茂司, "工作機械の高速主軸に對應したセラミックス軸受の特性と效果", 應用機械工學, 1月號, pp86~90, 1986

- 6) 豊原 邦雄, "高速スピンドルの振動と發熱の對策", 應用機械工學, 1月號, 1986
- 7) 是田規之 外 3名, "工作機械の電子冷却", 日本精密工學會誌, 65/4, 1994
- 8) SKF Bearing Catalog 4000/IE, 1989.12
- 9) 澤本毅, 正田義雄, "工作機械主軸用ころがり軸受高速化", 應用機械工學, 1月號, pp. 78~84, 1986
- 10) " FAG 공작기계용 스피들 베어링", FAG Catalog WL41119/4KA
- 11) A. Muramatsu, S. Nakamura, H. Yoneyama, O. Iwasaki, "Heat Conduction Analysis for Motor Integrated Spindle", NSK Technical Journal, No. 658, pp32-39, 1994
- 12) S. Lee, H. Shinno, Y. Ito, "Thermal Behavior of Bearing Surroundings in Machine Tool Spindle", Trans. of JSME, Part C Vol. 57, No. 543, pp 206-211, 1991
- 13) 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, pp 259-301, 1991
- 14) 富山高專 外3人, "二重ジャケット強制冷却方式とフィードフォワード熱變形制御の有效性", 94年度精密工學會學術講演大會論文集, pp873-874, 1994