

열전달을 고려한 고속 주축계의 열특성 해석에 관한 연구

A Study on the Thermal Characteristics of the High Speed Spindle considering Heat Transfer

백경근(창원대 대학원), 김수태(창원대), 최대봉(KIMM), 김태형(대우중공업)

Kyong-Kun Baik, Soo-Tae Kim, Dae-Bong Choi, Tae-Hyong Kim

ABSTRACT

Unsteady-state temperature distributions and thermal deformations in high speed spindle are studied. For the analysis, three dimensional model is built considering heat transfer characteristics such as natural and forced convection coefficients. Temperature distributions and thermal deformations are analyzed by using the finite element method. Results of analysis are compared with the measured data.

1. 서론

기계가공에 있어 생산성 향상 및 가공정도의 향상을 지배하는 주요 인자는 공작기계의 운동정도와 동적, 정적 및 열적 외력 등에 의한 변형을 들 수 있다. 특히 공작기계의 열변형에 의한 가공정도의 저하는 다른 요인에 비해서 미치는 영향이 매우 높고, 특히 반복적으로 동일한 가공정도가 필요한 공작기계에 있어 시시각각 변화하는 열변형은 가공정도 저하의 최대요인으로 밝혀지고 있다. 따라서, 공작기계의 열특성 또는 열변형으로 불리는 열적 문제의 해명 및 열변형을 최소화시킬 수 있는 열적 최적화와 최적 설계조건

의 정립은 기계가공의 정밀도를 향상시키고, 생산성을 높인다.

본 연구에서는 고속 주축계를 대상으로 3차원 모델링을 행하고 유한요소법에 의한 3차원 비정상 열전달해석을 통하여 고속 주축계에 대한 온도분포 해석 및 열변형 해석을 수행하였다.

2. 고속 주축계의 기본구조 및 재원

$d_m \cdot n$ 값이 165×10^4 인 고속 주축계로서 주축에 사용된 베어링은 단일 세라믹 앵글러 콘택트 볼베어링으로 전반부에는 $\phi 65$ 를 후반부에는 $\phi 55$ 를 사용하였으며 베어링의 윤활 방식은 에어-오일 윤활 방식을 채택하였다.

내장형 모터와 전반부 베어링의 발열을 냉각시키기 위해서 주축 하우징 외부에 냉각자켓을 각각 설치하고 냉각오일을 강제로 순환시킬 수 있는 구조를 하고 있다.

3. 고속 주축계의 해석

3.1 지배방정식 및 경계조건

3차원 비정상 열전달 방정식 및 경계조건은 다

음과 같다. 단, 복사에 의한 열전달은 그 영향이 전도 및 대류 열전달에 비해 작은 값으로 보고 무시한다.

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \dot{Q} \quad (1)$$

여기서 ρ 는 밀도이고, c 는 비열, T 는 온도, t 는 시간, k 는 열전도율, \dot{Q} 는 단위시간에 대한 단위 체적당의 발열량이다.

① S_1 면에서의 특정온도

$$T = T^* \quad (T^* \text{는 특정온도})$$

② S_2 면에서의 특정 열유동

$$q = q^*$$

(q^* 는 특정한 열유동이며 온도분포가 대칭인 경우에 대칭면을 통과하는 열의 유·출입은 없다.)

③ S_3 면에 일어나는 열전달

$$q = h(T - T_a)$$

(h_f : 열전달계수, T_a : 주위온도)

3.2 주축계의 모델링

고속 주축계의 베어링 발열, 모터 발열, 냉각 특성 및 경계면에서의 발열 특성 및 열전달 특성을 고려하여 온도분포 및 열변형을 해석하기 위하여 다음과 같은 근사를 행하고 Fig. 1과 같이 모델링을 하였다.

- ① 주축계는 구조적으로나 열적으로 좌우대칭으로 되어 있기때문에 그 우측의 반만을 모델의 대상으로 한다.
- ② 주축 후단의 커버가 설치되어 있는 복잡한 형상을 가진 부분을 커버가 없는 형태로 단순화하였다.
- ③ 내장형모터의 회전자와 고정자사이는 공기의 열전달 특성에 의해 열유동이 이루어진다.
- ④ 베어링부위는 무시하고 대신 열유동에 대한 경계조건을 부여한다.
- ⑤ 모델의 각 물성치는 온도의존성이 없고 일정

하다.

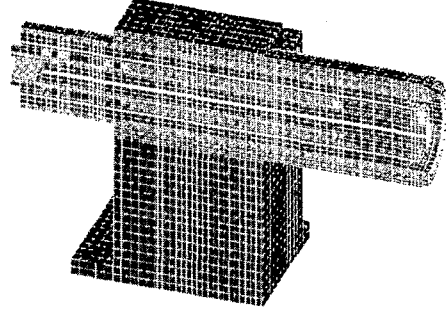


Fig. 1 FEM model of the spindle system

3.3 주축계의 해석 경계조건

해석모델에 사용된 소재들의 열역학적 물성치들은 온도의존성이 없이 20°C를 기준으로 일정한 것으로 하였으며 Table 1에 제시한 값을 해석에 사용하였다.

Table 1 The properties of materials

Property	Density [kg/m ³]	Specific heat [J/kg · °C]	Thermal conductivity [W _{air} /m · °C]
Housing	7272	420	52
Rotor	6250.4	590.8	90.6
Stator	8124.5	437.2	148.8
Air	1.165	1006	0.026

3.3.1 베어링의 발열특성

① 하중에 의한 동마찰 모멘트(M_{load})

$$M_{load} = z \left(\frac{P_0}{C_0} \right)^y \times P_{\text{동동기베어링하중}} \times \frac{d_m}{2} \quad (2)$$

② 윤활유의 점성에 의한 마찰 모멘트($M_{velocity}$)

$$M_{velocity} = f_0 \times (\nu_0 \times n)^{\frac{2}{3}} \times \left(\frac{d_m}{2} \right)^3 \quad [\text{kgf} \cdot \text{mm}] \quad (3)$$

【 for $\nu_0 \cdot n > 2000$ 】

$$M_{velocity} = f_0 \times 1.6 \times 10^{-6} \times \left(\frac{d_m}{2} \right)^3 \quad [\text{kgf} \cdot \text{mm}] \quad (4)$$

【 for $\nu_0 \cdot n \leq 2000$ 】

③ 자이로스코픽 모멘트($M_{gyroscopic}$)

$$M_{gyroscopic} = J \cdot \omega_r \cdot \omega_m \cdot \sin \beta \quad (5)$$

4 총발열량

$$Q_{total} = Q_{load} + Q_{viscosity} + Q_{gyroscopic} [W]$$

Table 2 Heat generation rate of bearing

rpm	Front Bearing(Ø65)	Rear Bearing(Ø55)
	Q _{total} (W)	Q _{total} (W)
1250	7.36	5.42
10000	107.97	81.4
14000	182.66	137.92
20000	317.22	244.26

3.3.2 모터의 발열특성

수치해석에 사용된 회전수에 따른 모터의 회전자와 고정자의 발열은 Table 3과 같다.

Table 3 Heat generation rate of Motor

rpm	Stator (W)	Rotor (W)
1250	1017	257
10000	102	977
14000	104	893
20000	106	767

3.3.3 냉각 자켓의 냉각능력

내부유동에 대한 열전달식(Gnielinskie quation)을 적용하여 냉각능력을 계산하였다.

$$Nu_{ud} = \frac{(f/8)(Re_{D_i} - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (6)$$

$$Q = hA(T_1 - T_2)$$

3.3.4 주축표면에서의 열전달특성

축회전시 대기에 노출된 축 표면에서의 열전달 계수는 다음과 같은 식을 사용하여 계산하였다.

1) 반경방향으로의 열전달

$$Nu_D = \frac{h_c D}{k} = 0.11(0.5Re_\omega^2 + Gr_D \cdot Pr)^{0.35} \quad (7)$$

2) 축방향으로의 열전달

* 층류영역

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 0.36 \left(\frac{\omega D^2}{\nu} \right)^{1/2} \quad (\omega D^2 < 10^6) \quad (8)$$

* 난류영역

$$Nu_r = \frac{h_c r}{k} = 0.0195 \left(\frac{\omega r^2}{\nu} \right)^{0.8} \quad (9)$$

3.3.5 주축계 모터의 회전자와 고정자 사이의 열전달 특성

회전자와 고정자사이의 유동을 단순 평행 평판 유동 및 난류 유동으로 가정하여 다음과 같이 열전달계수를 구하였다.

$$Nu_L = 0.185 \cdot Re_L (\log_{10} Re_L)^{-2.584} \cdot Pr^{1/3} \quad (10)$$

($Re_L > 10^7$, $0.6 \leq Pr \leq 60$)

4. 결과 및 고찰

해석결과와 실험결과를 비교하기 위한 온도 측정 위치를 Table 4에 제시하였다.

Table 4 Measuring position

	Measuring position
Point1	전반부 첫번째 베어링부
Point2	전반부 두번째 베어링부
Point3	전반부 네 번째 베어링부와 모터사이
Point4	전반부 하우징 표면
Point5	모터부 하우징 표면
Point6	모터부 하우징 표면
Point7	후반부 하우징 표면
Point8	후반부 하우징 표면
Point9	축후반부 내부 100mm지점

Fig. 2와 Fig. 4는 시간에 따른 부유별 온도 상승량을 나타내고 있다. 약 1시간 경과 후에 정상 상태에 도달함을 알 수 있다.

Fig. 3과 Fig. 5는 10000rpm과 20000rpm에서의 온도분포를 나타내는 데 20000rpm에서의 최고온도가 10000rpm에서의 최고 온도보다 작은 것은 20000rpm에서의 모터부 회전자의 발열량이 10000rpm보다 작기 때문인 것으로 추정된다.

Table 5에 수치해석 값과 실험 값을 비교하였다. 온도측정조건과 측정위치 차이로 인한 오차를 고려하면 전체적으로 잘 일치함을 알 수 있다. 특히 회전수 20000rpm에서 축심 후반부 100mm 지점에 해당하는 부분에서 17℃ 정도의 오차를 보이는 데 이는 이론해석 시 주축후반부의 커버가

없는 형태로 해석하였기 때문에 상대적으로 이론 값이 적게 나온 것으로 추정된다.

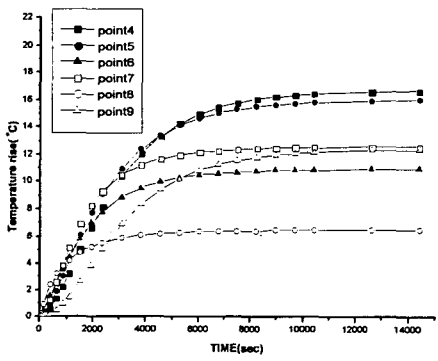
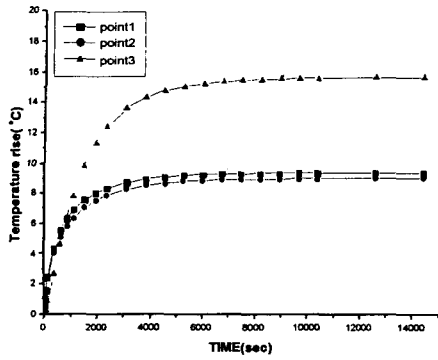


Fig. 2 Temperature rise versus time at 10000rpm (Numerical data)

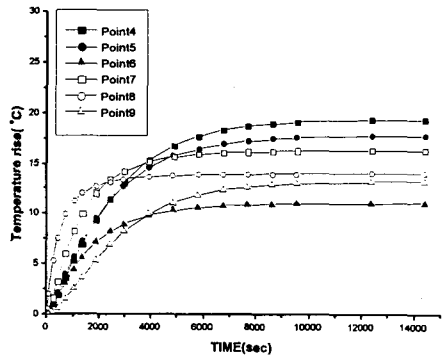
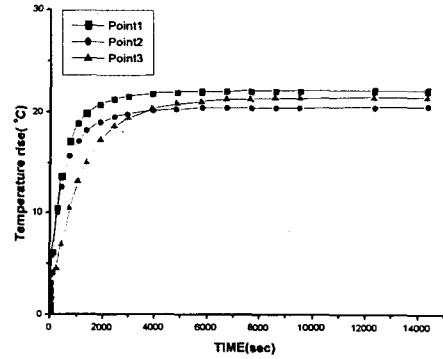


Fig. 4 Temperature rise versus time at 20000rpm (Numerical data)

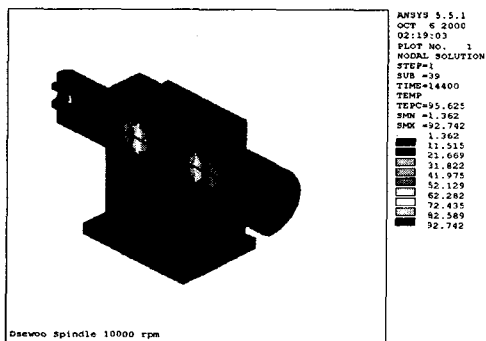


Fig. 3 Temperature distributions at 10000rpm

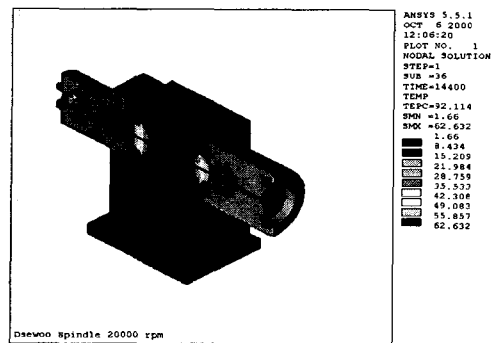


Fig. 5 Temperature distributions at 20000rpm

Table 5 Temperature comparison experimental results with numerical results

Measuring position	10000 rpm		20000 rpm	
	Exp.	Analysis	Exp.	Analysis
Point1	7.5	9.34	21.2	22.08
Point2	7.0	8.95	20.1	20.45
Point3	11.25	15.63	30.0	21.39
Point4			15.2	19.37
Point5			21.0	17.73
Point6			18.0	11.0
Point7			14.8	16.3
Point8			5.8	13.96
Point9			31.0	13.2

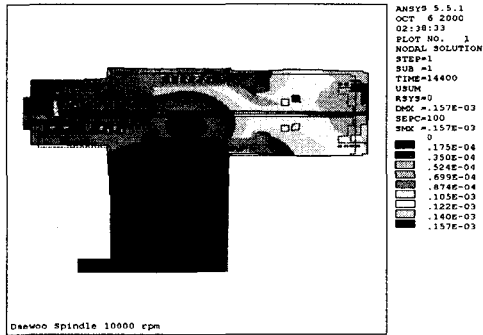


Fig. 6 Thermal Displacement at 10000rpm

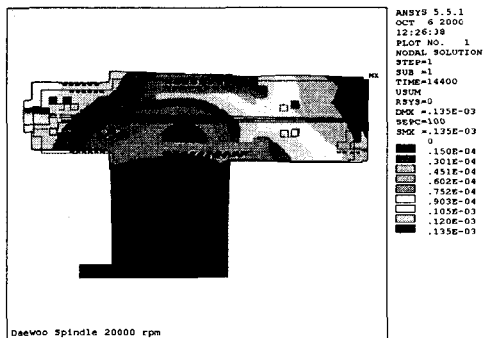


Fig. 7 Thermal Displacement at 20000rpm

Fig. 6과 Fig.7은 10000rpm 및 20000rpm에서의 열변위를 나타내고 있으며, 최대 열변위는 10000

rpm에서 157 μm 이고 20000 rpm에서 135 μm 로 높은 회전수에서 열변위가 낮게 나타나고 있다. 이는 높은 회전수에서 모터발열이 낮아진데 기인하고, 이 결과는 온도분포결과에서도 확인할 수 있다. Fig. 8에서 회전수에 따른 축심 선단부에서의 각 방향으로의 열변위를 나타내고 있다.

축방향 열변위가 상대적으로 큰 값을 나타내고 있고 회전수가 증가할수록 열변위가 선형적으로 증가함을 알 수 있다. Fig. 9는 축방향 열변위의 실험값과 해석값을 비교한 것으로 두 결과의 오차는 모터의 고정자와 회전자의 발열량을 정확히 예측함으로써 줄일 수 있을 것이다.

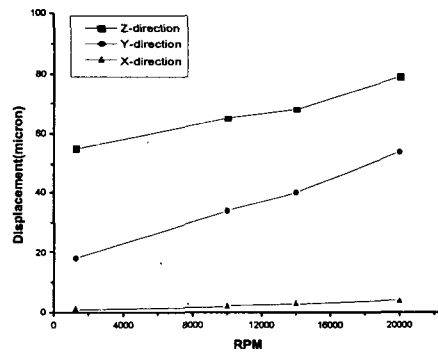


Fig. 8 Thermal Displacements versus rpm

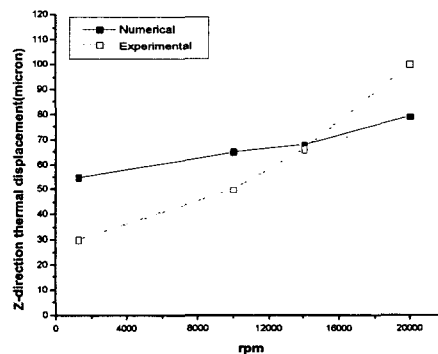


Fig. 9 Thermal Displacements in Z-direction

6. 결론

본 연구에서 고속 주축계의 열특성해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 주축계의 온도는 주축의 회전과 동시에 급속히 상승한 후 약 1시간 후에는 정상상태에 도달하였다.
- (2) 정상상태에서 주축계 전체의 온도상승은 모터와 베어링의 발열량 정도에 비례하지만 주축회전수에 비례하여 증가하지는 않는다.
- (3) 하우징부의 온도는 냉각자켓에 의해서 강제 냉각되므로 전체적으로 낮게 나타나고 모터 회전자의 발열로 주변의 온도가 높게 나타나므로 축심내부 또는 회전자의 온도상승을 억제하기 위한 별도의 냉각방법이 요구된다.
- (4) 냉각자켓, 주축 표면, 모터내부 틈새 및 축심 내부의 열전달 현상을 고려하여 해석을 수행하였고 특히 모터내부 틈새의 열전달 현상을 좀더 정확히 예측할 필요가 있다.

참 고 문 헌

1. V.I.Alferov and Yu.N.Sokolov ; Heat Exchange between Machine Components and Workshop Atmosphere, Machine & Tooling, Vol.39, No.9 pp16, 1968.
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, pp129~134, 1993.
3. Tedric A. Harris ; Rolling Bearing Analysis, John Wiley & Sons, Inc., 1966.
4. FAG 공작기계용 스피들 베어링, FAG

Catalog WL41 520/2KA.

5. Swanson Analysis Systems, Inc. ; ANSYS Manual, 1992.
6. Frank Kreith, Mark S. Bohn ; Heat Transfer Fifth Edition, West Info Access.
7. YUNUS A. ÇENGEL ; Heat Transfer International Edition, McGrawHill