

고주파 모터 내장형 주축의 냉각에 따른 열특성 해석

김수태(창원대)*, 최대봉(KIMM), 조환석(창원대)

Analysis on the Thermal Characteristics of the Spindle with High Frequency Motor according to the Cooling Methods

S. T. Kim(Mech. Eng. Dept., CNU), D. B. Choi(KIMM), W. S. Cho(Mech. Eng. Dept., CNU)

ABSTRACT

Thermal characteristics according to the cooling methods are studied for the three type spindles with high frequency motor. For the analysis, three dimensional models are built considering heat transfer characteristics such as natural and forced convection coefficients. Unsteady-state temperature distributions and thermal deformations according to the cooling conditions are analyzed by using the finite element method.

Key Words : Cooling jacket (냉각자켓), Cooling flow rate (냉각유량), Temperature distribution (온도분포), Thermal deformation (열변형), High frequency motor (고주파 모터), Spindle (주축)

1. 서론

주축의 고속 회전을 위해 채택된 모터내장형 주축은 구조가 간단하고 기어 등의 보조장치가 없어도 속도변화가 가능한 이점이 있는 반면 가동시 내부에서 발생하는 열로 인한 열변형 문제의 개선이 중요한 과제로 부각되고 있으며, 공작기계의 열변형은 공작물의 가공정도 저하의 최대 요인이 되고 있다.

본 연구에서는 공작기계의 열변형 문제의 해명 및 열변형을 최소화시킬 수 있는 냉각 조건과 최적 설계의 정립을 위해 두가지 회전수의 세가지 유형의 고주파 모터 내장형 주축에 대해 3차원 모델링을 행하고 3차원 비정상 열전달 해석을 통하여 고속 주축의 냉각특성 해석을 수행하였고, 이를 비교 분석해 보았다.

2. 고주파 모터 내장형 주축의 구조

$d_m \cdot n$ 값이 2.18×10^6 인 고주파 모터 내장형 주축계로서 전반부와 후반부에의 베어링은 단열 세

라믹 앵글리 콘택트 볼베어링으로 $\phi 35$ 와 $\phi 25$ 를 사용하였으며 베어링의 윤활 방식은 오일 에어 윤활 방식을 채택하였다.

고주파 모터 내장형 주축은 베어링과 냉각자켓의 설치에 따라 세가지 유형을 고려하였으며, 첫 번째 주축은 전반부에 두 개, 후반부에 한 개의 베어링이 있으며, 후반부 베어링은 냉각이 되지 않는 구조이며, 두 번째 주축은 전반부와 후반부에 각각 두 개의 베어링이 있고, 후반부 베어링은 냉각이 되지 않는 구조이며, 세 번째 주축은 전반부와 후반부에 각각 두 개의 베어링을 있고, 후반부 베어링까지 냉각되는 구조로 되어 있다.

3. 주축의 해석

3.1 지배방정식 및 경계조건

3차원 비정상 열전달 방정식 및 경계조건은 다음과 같다. 단, 복사에 의한 열전달은 전도 및 대류 열전달에 비해 영향이 작은 값으로 보고 무시한다.

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

여기서, ρ : 밀도, c : 비열,

T : 온도 [$T(x,y,z,t)$], t : 시간(time)

k : 열전도율, Q : 단위체적당의 발열량

1) 경계면 S_1 에서의 특정온도

$$T = T^* \quad (T^* \text{는 특정온도})$$

2) 경계면 S_2 에서의 특정 열유동

$$q = q^* \quad (q^* \text{는 특정 열유동})$$

여기서, 온도분포가 대칭인 경우에 대칭면을 통과하는 열의 유·출입은 없다.

3) 경계면 S_3 에 일어나는 열전달

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

여기서, h_f : 열전달계수

T_a : 주위온도

3.2 주축의 모델링

주축계의 베어링 발열, 모터 발열, 냉각 특성 및 경계면에서의 발열 특성 및 열전달 특성을 고려하여 냉각특성을 해석하기 위하여 다음과 같은 근사화하여 모델링을 하였다.

1) 주축은 구조적으로나 열적으로 좌우대칭으로 되어있기 때문에 반만을 모델링하였다.

2) 주축의 윤활유 및 에어공급 라인, 부품과 부품의 조립 부분 등을 생략하거나 단순화하였고 고주파 모터의 고정자의 곡면부분은 직선형태로 단순화하였다.

3) 고주파 모터의 회전자와 고정자사이의 공기의 열전달 특성에 의해 열유동이 이루어진다.

4) 베어링은 발열을 고려하여 열유동에 대한 경계조건을 부여한다.

5) 주축을 구성하는 각 부품들의 물성치는 온도의 의존성이 없고 일정하다.

Fig. 1~Fig. 3에서는 이상의 근사에 의해서 생성된 세가지 유형의 주축에 대한 유한요소 모델 및 해석결과를 나타내고 있다.

3.3 주축계의 해석을 위한 경계조건

해석모델에 사용된 부품들의 열역학적 물성치는 대기온도를 기준으로 일정한 것으로 하였으며 Table 1에 제시한 값을 해석에 사용하였다.

Table 1 The properties of materials

Property Description	Density [kg/m ³]	Specific heat [J/kg·°C]	Thermal conductivity [W/m·°C]
Housing	7769	473	43
Spindle	7769	473	43
Rotor	7817	446	52
Stator	8800	420	52
Air	1.165	1006	0.026

3.3.1 베어링 발열 특성

세라믹 베어링은 고속회전에 적합하고 고강성이며 특히 발열이 베어링강에 비해서 작은 장점이 있다.

베어링의 발열은 회전운동의 마찰 손실에 의해서 일어나므로 마찰 모멘트를 구함으로써 베어링의 발열량을 계산할 수 있다.(※ 참고문헌 (6))

앵글러 콘택트 볼 베어링의 발열원은 미끄럼 모멘트인 스핀모멘트(spin moment)와 자이로스코픽 모멘트(gyroscopic moment), 그리고 베어링의 형식, 하중의 크기에 따라 결정되는 하중 동마찰모멘트, 윤활유의 점도, 양, 회전수에 의해 결정되는 점성 동마찰모멘트로 구분된다. 본 연구에서는 스핀모멘트에 의한 발열은 전체 베어링 발열에 큰 영향을 미치지 못한다고 보고 무시하였다

베어링의 총발열량은 각각의 모멘트의 합에 축의 회전수(rpm)를 곱하므로써 계산하였다.

$$Q_{total} = Q_{load} + Q_{viscosity} + Q_{gyroscopic} \quad [W] \quad (2)$$

여기서, Q_{load} 는 하중에 의한 동마찰 모멘트에 의해 발생하는 발열이고, $Q_{viscosity}$ 는 윤활유의 점성에 의한 마찰 모멘트에 의해 발생하는 발열이고, $Q_{gyroscopic}$ 는 자이로스코픽 모멘트에 의해 발생하는 발열이다.

Table 2 Heat generation rate of bearing

rpm	Front Bearing($\phi 35$)	Rear Bearing($\phi 25$)
	Q_{total} (W)	Q_{total} (W)
20000	20.9	7.2
45000	324	116

3.3.2 모터의 발열 특성

모터 발열량은 모터 제작사에서 제공하는 발열 데이터를 이용하여 적용하였고 회전수에 따른 모터의 회전자와 고정자의 발열은 Table 3와 같이 예측하였다.

Table 3 Heat generation rate of Motor

rpm	Stator (W)	Rotor (W)
20000	1070	530
45000	2000	1000

3.3.3 냉각자켓의 냉각능력

파이프 내부유동에 대한 열전달식(Gnielinski equation)을 적용하여 냉각능력을 계산하였다.

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

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

3.3.4 주축표면에서의 열전달 특성

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

(1) 반경방향으로의 열전달

$$Nu_D = \frac{\bar{h}_c D}{k} = 0.11(0.5Re_\omega^2 + Gr_D \cdot Pr)^{0.35} \quad (4)$$

(2) 축방향으로의 열전달

* 층류영역

$$Nu_D = \frac{\bar{h}_D}{k} = 0.36 \left(\frac{\omega D^2}{\nu} \right)^{1/2} \quad (\omega D^2 < 10^6) \quad (5)$$

* 난류영역

$$Nu_r = \frac{h_c r}{k} = 0.0195 \left(\frac{\omega r^2}{\nu} \right)^{0.8} \quad (6)$$

3.3.5 주축계 모터의 열전달 특성

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

$$Nu_L = 0.185 \cdot Re_L (\log_{10} Re_L)^{-2.584} \cdot Pr^{1/3} \quad (7)$$

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

4. 결과 및 고찰

참고문헌(6)에서는 세가지 유형의 주축에 대해, 회전수 45000rpm인 경우에 대하여, 냉각방식에 따른 수치해석을 수행하고, 구조 및 냉각방식에 따른 결과를 비교해보았고, 이번에는 그보다 조금 낮은 회전수 범위, 즉 회전수 20000rpm인 경우를 분석해서, 45000rpm의 경우와 비교하여, 구조 및 냉각방식에 따라 어떤 경향이 나타나는지에 대해서 알아 보기 위해 해석을 수행하였다.

Fig. 1, 2, 3은 냉각자켓에 냉각유량을 10 l 흘리는 경우, 20000rpm에서 정상 상태에 도달했을 때 주축의 구조에 따른 온도분포를 나타내었으며, 결과에서 보듯이 회전수 45000rpm의 경우와 마찬가지로 회전자 부위에서 58℃ 정도의 최고온도가 나타나고있으며, 세가지 유형에 대한 최고온도는 크게 차이가 없으나 후반부 베어링의 개수와 냉각유무에 따라 후반부 베어링 부위에서 온도분포가 다르게 나타나는 것을 알 수 있으며, 수치로 보면 실온과 대비했을 경우 type 1의 경우 4℃, type 2의 경우 6℃, type 3의 경우 1℃ 정도로 대기온도와 차이가 나타남을 알 수 있었다.

Fig. 4, 5, 6은 냉각자켓에 냉각유량을 10 l 흘리는 경우, 20000rpm에서 주축 후반부 하단의 요소를 고정시킨 경우, 정상 상태에 도달했을 때 주축의 구조에 따른 열변형을 나타내었으며, 이는 Fig. 1, 2, 3의 온도분포 결과에서 보듯이 후반부에 두 개의 베어링이 설치되고 냉각이 되지 않는 type 2의 경우에 최대변형이 57μm정도 나타남을 알 수 있었고, 가장 낮은 열변형을 나타내는 type 3에서 51μm 정도로 두 type을 서로 비교해 봤을 때 6μm정도의 차이가 남을 알 수 있었다.

Fig. 7은 냉각유량의 변화에 따른 세가지 유형의 주축에 대한 최고 온도를 두가지의 회전수에 대해 나타낸 결과로 최고온도는 회전자 부위에서 발생함을 Fig. 1, 2, 3을 통해 확인했으며, 냉각유량이 증가할수록 최고 온도가 20000rpm에서는 약 20℃, 45000rpm에서는 약 35℃ 정도 낮아지는 것을 알 수 있으나, 회전수가 같고, 냉각유량이 같은 경우에 대해서는 세가지 유형에 따른 주축의 최고 온도는 큰 차이가 없음을 알 수 있었다.

Fig. 8은 냉각유량 및 회전수에 따른 정상상태에서의 각 주축 선단부에서의 열변형을 비교한 것으로, 후반부베어링의 온도분포의 결과에서 예측 가능하듯이 같은 냉각유량 및 같은 회전수에 대해서 type 2가 가장 열변형이 크게 나타나고 type 3가 열변형이 가장 낮게 나타나고 있었다. 20000rpm

의 경우 유량과 구조에 따른 열변형이 45000rpm에 비해서 작게 나타나고 있으며, 같은 회전수인 경우에는 20000rpm의 경우가 세가지 유형에 따른 열변형의 폭이 더 좁은 범위에 있음을 알 수 있었다.

Fig. 9는 두가지 회전수에서의 type 3에 대하여 냉각유량을 10 l로 하고, 냉각유의 유온을 대기온도 이하로 주었을 때의 결과로써, 주축 선단부는 충분히 냉각되고 있으며 유온의 변화에 따라 온도가 변하고, 그에 따라 열변형량도 20000rpm의 경우 60 μ m, 45000rpm의 경우 70 μ m 정도로 크게 감소하는 것을 알 수 있었다. 특히 20000rpm의 경우에 냉각유 온도를 대기 온도보다 10 $^{\circ}$ C이상 낮췄을 때, 주축 후반부쪽에서의 열변형이 나타남을 알 수 있었다.

Fig. 10은 두가지 회전수에서의 type 3에 대하여 냉각유량을 10 l로 하고, 축의 공기냉각에 따른 온도 및 열변형을 나타낸 결과로 20000rpm의 경우나 45000rpm의 경우 모두 온도 및 열변형에 영향을 거의 미치지 못하는 것을 알 수 있었다.

Fig. 11은 두가지 회전수에서의 type 3에 대하여 중공축을 물로 냉각한 경우의 온도 및 열변형을 나타낸 결과로, Fig. 10의 공기냉각에 비하여 온도에 있어서는 20000rpm의 경우나 45000rpm의 경우 모두 크게 변화가 나타나지 않았지만, 열변형량은 20000rpm의 경우 10 μ m정도, 45000rpm의 경우 20 μ m 정도로 낮아지고 있음을 알 수 있었고, 45000rpm의 경우가 20000rpm의 경우보다 열변형의 측면에서는 10 μ m정도 효과가 크게 나타남을 알 수 있었다.

Fig. 12는 두가지 회전수에서의 type 3에 대하여 모터와 하우징 사이에 공기 주입시의 냉각효과를 나타낸 결과로써 온도는 거의 차이를 볼 수 없었고, 변형에 있어서 20000rpm의 경우 0.8 μ m정도, 45000rpm의 경우 2.6 μ m정도로 모두가 공기공급에 따른 냉각효과가 크게 나타나지 않았다.

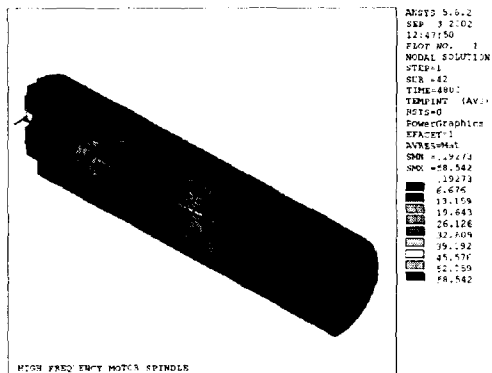


Fig.1 Temperature distribution (Type 1)

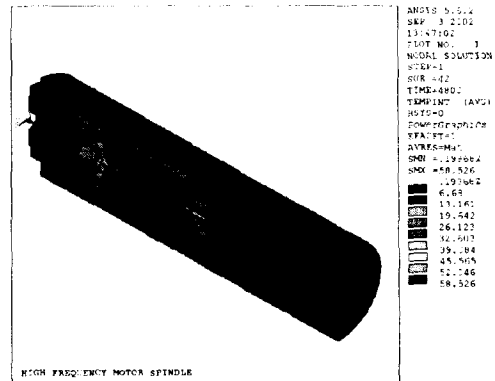


Fig. 2 Temperature distribution (Type 2)

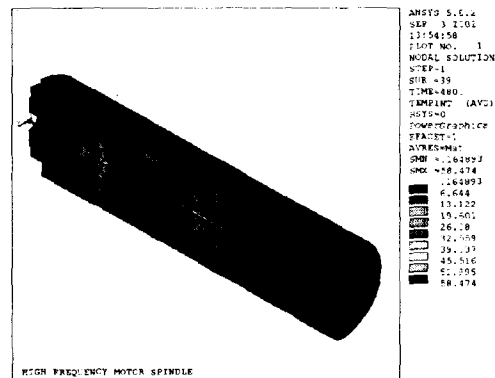


Fig. 3 Temperature distribution (Type 3)

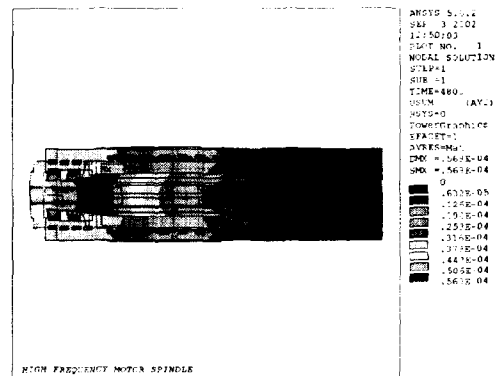


Fig. 4 Thermal deformation (Type 1)

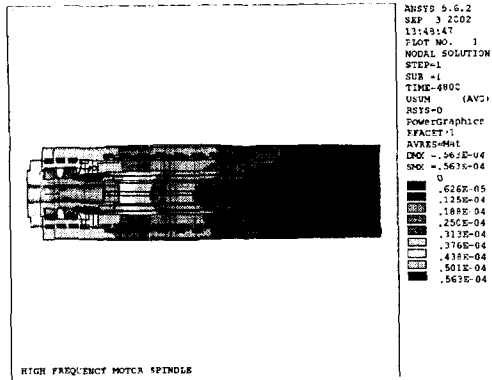


Fig. 5 Thermal deformation (Type 2)

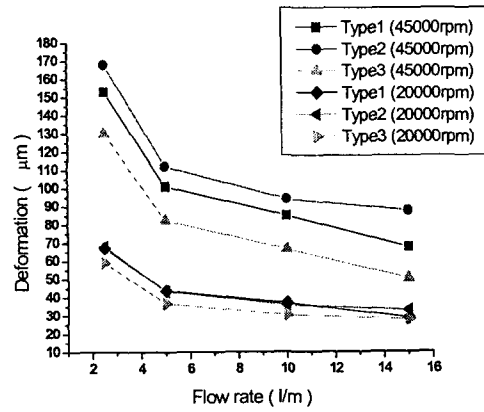


Fig. 8 Deformation vs. flow rate

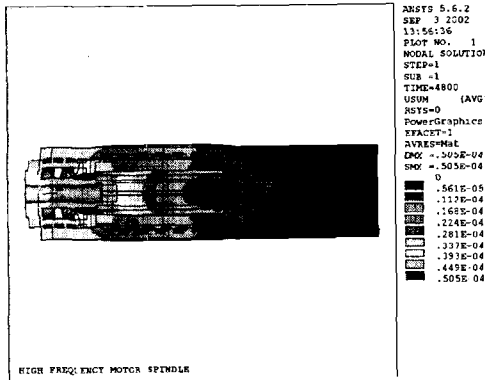


Fig. 6 Thermal deformation (Type 3)

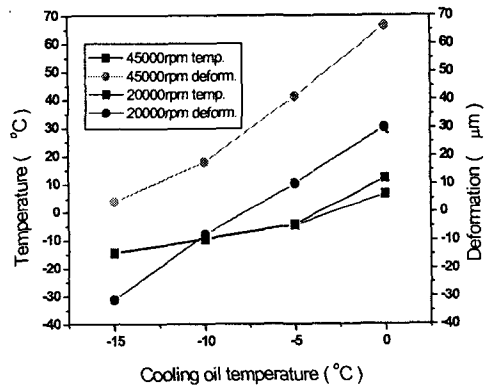


Fig. 9. Temperature and deformation vs. cooling oil temperature

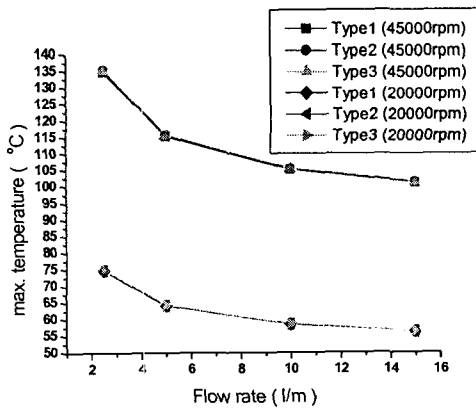


Fig. 7 Maximum temperature vs. flow rate

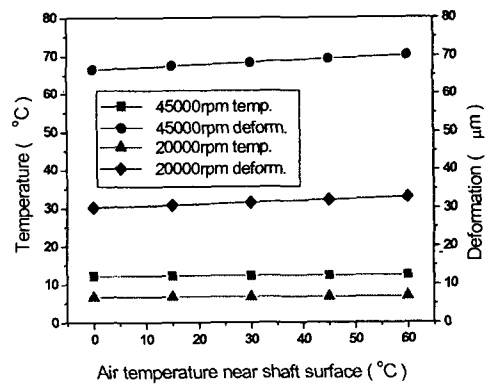


Fig. 10. Temperature and deformation according to the shaft cooling (air)

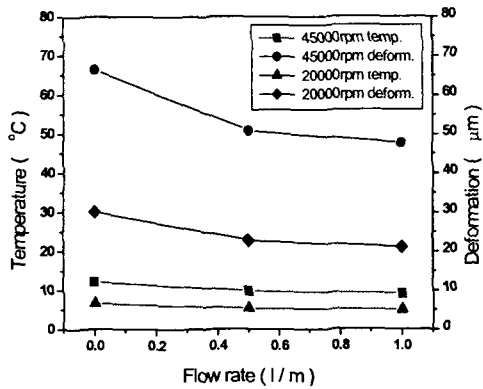


Fig. 11. Temperature and deformation according to the shaft cooling(water)

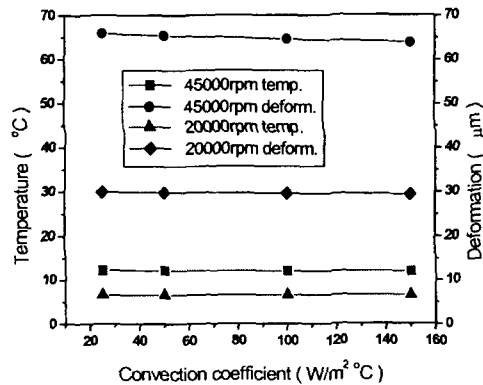


Fig. 12. Temperature and deformation according to the housing-stator cooling

5. 결론

본 연구에서 세가지 유형의 주축을 두가지 회전수에 대해 냉각특성 해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 동일한 회전수의 경우에는 각 주축은 냉각유량의 증가에 따라 주축의 온도가 급격히 낮아져 냉각효과가 크게 나타나고, 어느 유량 이상에서는 냉각효과가 낮아지며, 모터 회전자축의 온도는 여전히 크게 나타나고 있었고, 45000rpm의 경우가 20000rpm에 비해 온도 부분에서 15°C정도, 열변형 부분에서 50μm정도로 냉각효과가 조금 더 크게 나타남을 알 수 있었다.

(2) 주축의 하우징이 충분히 냉각되지 않은 경우에 냉각유온을 대기온도보다 낮은 상태로 공급함으

로써 냉각효과를 증대시킬 수 있었고, 냉각유온을 낮게 공급한 경우가 증공축을 몰로 냉각한 경우보다도 냉각효과가 더 크게 나타남을 알 수 있었다. 20000rpm의 경우에는 과도하게 냉각유온을 낮춘 경우 역방향(주축 후반부 방향)으로 열변형이 발생함을 알 수 있었다.

(3) 축중심의 공기냉각은 주축 선단부에서의 냉각효과가 거의 없었으며, 액체냉각은 냉각효과가 나타나지만 온도에는 크게 영향을 미치지 못했고, 변형에 있어서 45000rpm일 경우가 20000rpm인 경우보다 10μm정도 냉각효과가 조금 더 크게 나타남을 알 수 있었다.

(4) 모터와 하우징 사이에 공기 공급에 따른 냉각효과는 고정자 끝단을 냉각시키는 효과는 있으나 주축 선단부에 대한 냉각효과는 거의 없는 것으로 나타나고 있었다.

후기

본 연구는 한국과학재단 지정 창원대학교 공작기 계기술연구 센터의 지원에 의한 것입니다

참고문헌

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, pp.129 ~ 134, 1993.
3. Frank Kreith, Mark S. Bohn ; Heat Transfer Fifth Edition, West Info Access.
4. YUNUS A. ÇENGEL ; Heat Transfer International Edition, McGrawHill
5. 백경근, 김수태, 최대봉, 김태형 ; 열전달을 고려한 고속 주축계의 열특성 해석에 관한 연구, 한국공작기계학회 추계학술대회 논문집, pp.285 ~ 290, 2000
6. 김수태, 최대봉 ; 고주파 모터 내장형 주축의 냉각특성 해석에 관한 연구, 한국공작기계학회 추계학술대회 논문집, pp.278-283, 2002