

모터 내장형 주축계의 나선형 냉각 자켓의 유량에 따른 냉각 특성

A Study on the Cooling Characteristics of the Helical Type Cooling-Jacket of the Built-in Motor Spindle according to the Flow Rate

김태원(창원대 대학원), 김수태(창원대)

Tae-Won Kim, Soo-Tae Kim

ABSTRACT

Cooling characteristics of cooling jacket for spindle system with built-in motor are studied. Three dimensional model was selected for the analysis of the helical-type cooling jacket. This model includes the estimation on the amount of heat generation from bearing and built-in motor and the thermal characteristic values such as heat flux on the boundary. The temperature distributions are analyzed and the cooling characteristics of each case are compared by Nusselt number and total heat transfer coefficient.

Numerical results show that stream-wise cross section area and flow rate are important factors for cooling characteristics of cooling jacket.

1. 서론

원형관내에서의 열전달은 2차 유동의 발생으로 인해 큰 효과를 나타내는 것으로 연구되고있다. 따라서 이 2차 유동의 영향을 이용하여 각종 냉각장치, 열교환기 등 매우 다양한 산업장치에 응용되고 있다.

본 연구에서는 고정밀도를 요구하는 모터내장형 주축계의 냉각을 위해 스테이터와 케이싱 사

이에 나선형 냉각자켓을 설치하여 냉각오일의 유동을 통한 냉각 방식에 대한 해석을 수행하였고 모터내장형 고정밀 선반의 주축계를 대상으로 냉각자켓 단면 형상과 냉각오일의 유량에 따른 온도분포에 대한 수치적 해석을 수행하여 주축의 무부하 회전 시 모터내장형 주축계 냉각자켓 내부의 냉각오일의 열전달 양상과 해석대상 전체의 열전달 성능을 예측하여 냉각특성 해석 방법을 제시하고자 한다.

2. 수치해석 이론

사각단면의 덕트 내부를 흐르는 일정유량을 가진 오일을 수치해석하기 위해서 유한체적법을 기초로 하는 유동해석 상용 프로그램인 FLUENT를 사용하였다.

이산화방정식은 변수의 격자점을 포함하는 각 미소 검사체적에 대하여 지배방정식을 적분해서 유도된다. 압력항은 운동량방정식과 연속방정식을 만족하도록 간접적으로 구해야 하는데 본 연구에서는 SIMPLE 해법을 사용하였으며 이산화방정식은 TDMA와 다중격자법을 이용하여 계산하였다.

수렴성을 향상시키기 위하여 하향완화를 시켰으며, 각 항의 완화계수로는 Table 1의 값을 사용하였다. 또한 수렴 여부는 각 이산화방정식의 잔사량의 값으로 정하였으며 기준량의 0.1 %내에

서 수렴을 판정하였다.

Table 1 Under-relaxation factor

Pressure	Momentum	Turbulent kinetic energy	Turbulent dissipation rate
0.3	0.7	0.8	0.8

이산화방정식의 해석에 사용된 연속방정식과 운동량방정식은 다음과 같이 나타내어진다.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu_l + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \delta_{ij} \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) - \rho u_j u_i - \delta_{ij} p \right] = 0 \quad (2)$$

에너지방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\Gamma_l + \frac{\mu_t C_p}{\sigma_\tau} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho u_j C_p T \right] + \mu_t \Phi_v + \rho \epsilon = 0 \quad (3)$$

난류운동에너지식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu_l + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} - \rho u_j k \right] + \rho P - \rho \epsilon = 0 \quad (4)$$

난류운동에너지의 소산율은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu_l + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} + \rho u_j \epsilon \right] + C_{\epsilon 1} \frac{\rho \epsilon P}{k} - C_{\epsilon 2} \frac{\rho \epsilon^2}{k} = 0 \quad (5)$$

그리고 난류점성계수 μ_t 는 점도와 같은 물성치가 아니라 난류운동의 양상이나 유동의 이력에 따라 변하는 값이다. 이 난류점성계수는 현재까지 난류에 관해 많은 계통적인 실험이나 고찰로부터 난류운동의 특성길이(characteristic length)

와 특성속도(characteristic velocity)에 의해 결정되는 값이다.

본 연구에서는 $k-\epsilon$ 모델을 택하여 난류점성계수를 결정하였다. 이것은 난류운동에너지 k 로부터 특성속도를 구하고 점성 소산율의 크기 ϵ 을 이용하여 간접적으로 특성길이를 구하는 모델이다. 난류점성계수는 식(6)과 같다.

$$\mu_t = \frac{C_\mu \rho k^2}{\epsilon} \quad (6)$$

여기서,

$$P = \frac{\mu_t}{\rho} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (7)$$

$$\Phi_v = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \quad (8)$$

난류모델에서의 주요 상수값은 다음과 같다.

$$C_\mu = 0.09, \quad C_{\epsilon 1} = 1.47, \quad C_{\epsilon 2} = 1.92, \\ \sigma_\tau = 0.7, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\epsilon = 1.3$$

벽면에서의 열전달 계수는

$$h_{eff} = \frac{q}{T_{wall} - T_{ref}} \quad (9)$$

이고, 너셀트 수는

$$Nu = \frac{h_{eff} l_{ref}}{k} \quad (11)$$

q : Heat flux [W/m^2 K]

T_{wall} : Wall temperature [K]

T_{ref} : Reference temperature [K]

k : Conductive heat transfer coefficient

l : Reference Length [m]

이다. 여기서 l 은 모든 모델에 동일하게 1 m로 주었고 T_{ref} 는 288.16 K로 주었다.

그리고 일정한 발열량을 가지는 발열면에서 자연대류가 발생하는 대기까지의 총열전달 계수를 구하는 식은

$$U = \frac{Q}{A(T_{wall} - T_{\infty})} \quad (12)$$

Q : Heat generation [W]

A : Heat transfer area [m²]

T_{wall} : Wall temperature [K]

T_{∞} : Mean fluid temperature [K]

이다. 여기서 T_{wall} 은 냉각 자켓의 스테이터 쪽 면의 온도로 발열면의 온도를 나타낸다.

3. 냉각자켓의 모델링

전체 시스템에서 발열원은 주축계의 회전 속도가 8000rpm이고 무부하일 경우에 스테이터부와 전, 후방의 베어링으로 보았으며 그 값은 1087.9 W이다.

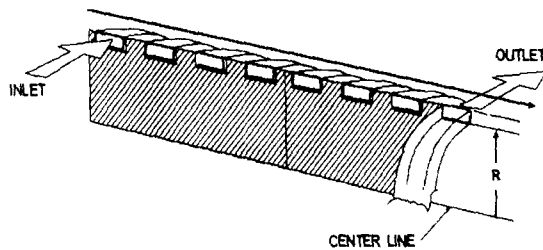
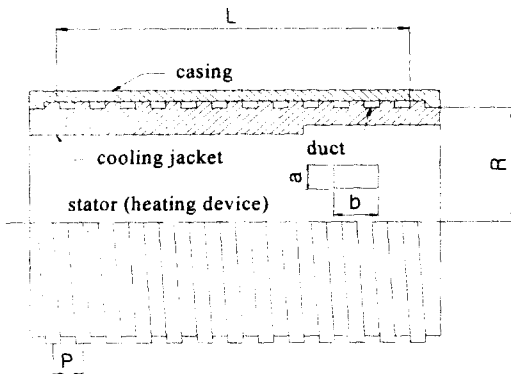


Fig. 1 Schematic diagram of helical-type rectangular cooling jacket

냉각자켓은 스테이터 부분에 사각단면의 채널을 나선형으로 가공한 후 하우징을 억지끼워맞춤

으로 설치되었다. 냉각자켓에 대한 상세한 개략도를 Fig. 1에 제시하였다. 냉각자켓의 유로는 하나의 관으로 구성된 것이 아니고, 자켓 상부에 나선으로 골을 파고 그 위를 케이싱으로 덮고 있는 형태이다. 이러한 냉각자켓을 하나의 덕트로 가정하여 사각단면을 가지는 나선형 덕트로 모델링하였다.

냉각자켓의 나선형 덕트에서 모터의 회전축으로부터 케이싱 내면까지의 거리인 나선의 반지름을 R , 냉각자켓의 축방향 길이를 L , 덕트의 너비를 b , 높이를 a , 그리고 한 덕트의 중심에서 축방향으로 다음 덕트의 중심까지의 거리인 피치를 P 로 하였다.

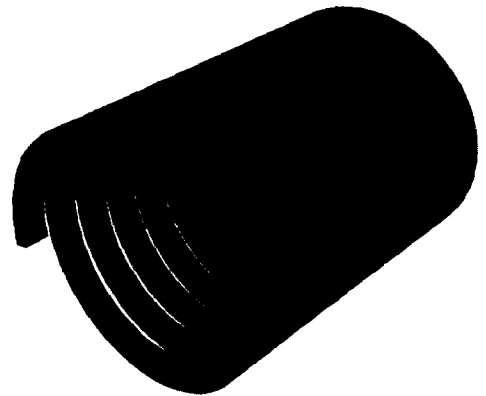


Fig. 2 Geometry of helical-type rectangular cooling jacket

Fig. 2는 FLUENT에서 해석대상으로 모델링된 냉각자켓을 나타낸다. 각 모델은 0.5mm마다 격자점을 가지도록 설정하였다.

Table 1 Specification of helical type duct

	b (mm)	a (mm)	P (mm)	R (mm)	L (mm)
Type1	10	3	15	50	160
Type2	10	5	15		
Type3	15	5	20		
Type4	15	3	20		

덕트의 해석 모델은 단면형상, 즉 사각단면의 가로, 세로 길이가 냉각특성에 미치는 영향을 알아보기 위해 Table 1에 제시된 바와 같이 일정한 피치를 가지면서 유로단면의 면적을 변화한 4가지 경우로 모델링하였다.

4. 경계조건

유한체적해석 모델에 사용된 냉각오일의 상태량을 Table 2에 나타내었으며 각 상태량은 온도 의존성이 없이 일정하다고 간주한다.

Table 2 Properties of Cooling oil

Density	Viscosity	Thermal conductivity	Specific heat
ρ (kg/m ³)	μ (kg/m s)	k (W/m k)	C_p (J/kg k)
866	8.68×10^{-3}	0.145	1888

해석에 사용된 경계조건은 다음과 같이 가정하였다.

- ① 냉각자켓 내로 유입되는 냉각오일의 입구조건은 일정유량을 가지며 일정방향의 균일한 속도분포로 한다.
- ② 출구에서의 압력은 일정하고 덕트의 끝단면은 대기 중에 열려 있는 것으로 한다.
- ③ 덕트 내의 벽면의 발열부위에서의 발열량은 발열 면적에 관계없이 1087.9 W로 일정하다고 본다.
- ④ 케이싱과 접하는 덕트의 위쪽 면은 외부 대기와 접촉, 자연대류가 발생한다고 보고, 그 열전달 계수를 5 W/m²K로 정한다.
- ⑤ 벽면에서는 점착조건을 적용한다.
- ⑥ 비압축성, 정상 유동으로 해석한다.
- ⑦ 덕트와 덕트 사이의 공간으로는 열전달이 이루어지지 않고 오로지 냉각오일이 흐르는 덕트를 통해서만 열전달이 이루어진다고 가정한다.

그 외에 해석에 사용된 초기조건 및 경계조건은 Table 3에 제시하였다.

Table 3 Initial and boundary condition

	Type1	Type2	Type3	Type4
Flow rate (l/min)	11 13 15 17 20	11 13 15 17 20	11 13 15 17 20	11 13 15 17 20
Inlet temperature (°C)	20	20	20	20
Heat flux (W/m ²)	21166.2	16743.1	18821.8	22502.1
Outlet pressure (Pa gage)	0	0	0	0

Fig. 3는 냉각자켓의 벽면에 주어지는 경계조건을 도시한 것으로 스테이터쪽의 3면은 전 면적을 통해 균일한 열량을 냉각오일로 전달한다고 설정하였고 케이싱 쪽 면은 20°C인 외부 공기로 자연대류가 일어난다고 설정하였다. 그리고 동일한 발열량을 설정하고 각 단면형상의 발열면적에 따라 서로 다른 열속을 경계조건으로 주어 모델링 시 규정지어질 수밖에 없는 자켓의 열전달 면적의 차이에 따른 열전달량에 대한 영향을 없애고 자켓 단면의 형상과 유량에 따른 열전달의 특성을 알아보려고 했다.

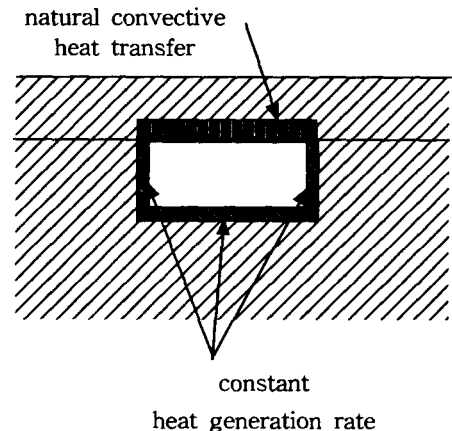


Fig. 3 Boundary condition of cooling jacket

5. 수치해석 결과

단면적이 서로 다른 4가지 타입의 냉각자켓에 대한 수치해석을 수행하여 얻은 자켓 내부의 속도와 온도분포를 이용하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

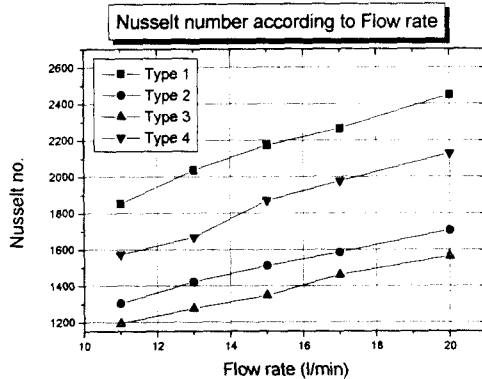


Fig. 4 Nusselt number according to Flow rate

Fig. 3은 각 냉각자켓의 냉각특성을 단적으로 보여주는 유량변화에 따른 냉각자켓의 타입 별 너셀트 수를 나타낸 것이다. 전체적으로 1000이상의 높은 값을 가지므로 전도에 의한 열전달 보다 대류에 의한 열전달이 압도적으로 크다는 것을 알 수 있다. 따라서 해석대상이 된 유량구간 내에서는 대부분의 열전달이 냉각오일의 유동으로 인한 대류 열전달로 인해 발생한다는 것을 알 수 있다.

그래프에 나타난 바와는 유로단면의 폭, 깊이의 길이가 10 mm, 3 mm일 경우에 가장 큰 값을 가지며 15 mm, 5 mm일 경우에 가장 작은 값을 가진다. 따라서 각 냉각자켓에 동일 유량의 냉각오일이 흐르는 경우 빠른 유속을 가지는 유로단면이 좁은 경우에서 큰 값을 가지는데 이는 냉각오일이 나선형 덕트를 흐르면서 발생한 2차유동의 크기가 주유동방향의 속도가 빠를수록 커지며, 이 2차유동의 영향이 유속이 빠르고 발열면과 케이싱면이 가까운 경우에 더 큰 효과를 나타내고 있기 때문이다.

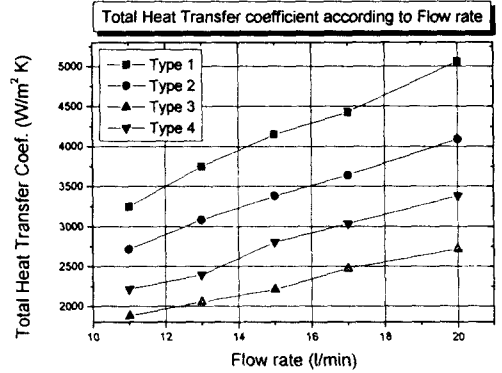


Fig. 5 Total Heat Transfer Coefficient according to Flow rate

Fig. 5는 유량변화에 따른 각 냉각자켓의 타입 별 총열전달 계수를 나타내고 있다. 이 값은 발열면에서부터 자연대류가 발생하는 대기까지의 열전달 계수로서 냉각자켓의 열전달 성능을 나타내는 가장 중요한 요소이다.

그래프에서 보는 바와 같이 11 l/min에서 20 l/min까지의 영역에서는 높은 유량조건에서 높은 열전달 계수를 가진다. 다시 말해서 냉각오일의 유동속도가 높을수록 우수한 냉각성능을 가진다.

그리고 냉각자켓의 단면의 영향은 폭이 좁고 깊이가 작을수록 높은 열전달 계수 값을 가진다. 이로서 유로의 길이가 압력 손실의 영향을 크게 받지 않을 정도로 길고 2차유동의 효과가 크게 나타날 수 있는 얇은 형상이 열전달에 유리하다는 것을 알 수 있다.

6. 결론

본 연구에서는 공작기계의 모터내장형 주축계의 냉각자켓의 냉각특성을 유한체적법을 이용한 해석 프로그램인 FLUENT를 사용하여 냉각오일의 온도를 해석함으로써 냉각특성과 성능을 예측해 보았다.

냉각자켓의 단면형상과 유량을 변화시켜 수치해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 열전달의 대부분은 냉각오일의 대류의 영향

으로 이루어짐을 알 수 있다.

(2) 유량이 증가할수록 대류에 의한 열전달의 비율은 증가하고 유로단면이 좁을수록 그 비율은 증가한다.

(3) 열전달 성능은 냉각오일의 유량이 클수록 우수하게 나타났고 동일 유량조건에서는 긴 유로길이 이틀 가지고 유로단면의 깊이가 작은 냉각자켓이 우수한 것으로 나타났다.

(4) 공작기계 주축계의 냉각자켓을 선택함에 있어서 높은 유량과 얇고 긴 유로를 지향하는 것이 좋으나 압력 손실과 냉각펌프의 용량 및 그 효율을 고려해야한다.

(5) 냉각자켓 설계 시, 전체 유량 변화구간에서 입, 출구의 온도차가 크지 않아 불균등한 열변형을 피하고 발열면으로부터 보다 많은 양의 열전달이 이루어지는 단면 형상을 수치 해석을 통해 선택할 수 있다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 지정 창원대학교 공작 기계기술연구 센터의 지원에 의한 것입니다.

참고문헌

1. A. Muramatsu, S. Nakamura, H. Yoneyama, O. Iwasaki ; Heat Conduction Analysis for Motor Integrated Spindle, NSK Technical Journal, No.658, pp.32-39, 1994.
2. C. J. Bolinder ; Curvilinear Coordinate and Physical Components : An Application to the Problem of Viscous Flow and Heat Transfer in Smoothy Curved Ducts, Journal of Applied Mechanics, Vol.63, pp.985-989, 1996.
3. B. K. Rao ; Turbulent Heat Transfer to power-law Fluids in Helical Passages, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.6, pp.189-203, 1993.

4. C. Arakawa ; Computational Fluid Dynamics of Engineering, University of Tokyo Press, 1994
5. Frank M. White ; Viscous Fluid Flow, Second Edition, McGraw-Hill, 1991
6. FLUENT User's Guide, Vers. 5.0, Fluent Inc., Lebanon, NH, July, 1998.