

## 나선형 냉각 자켓의 유량에 따른 냉각 특성

# A Study on the Cooling Characteristics of Helical Type Cooling-Jacket 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. For the analysis, three dimensional model for the cooling jacket is built by using finite volume method. The three dimensional model includes the estimation on the amount of heat generation of bearing and built-in motor and the thermal characteristic values such as heat transfer coefficients on the boundary. The temperature distributions and the cooling characteristics are analyzed by using the commercial software FLUENT.

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

Cooling performance of cooling jacket is good in condition that stream-wise cross section's horizontal length is close to its vertical one and flow rate is high. This results show that heat transfer is dominated by velocity profile and heat transfer area.

### 1. 서론

나선형의 덕트는 물질 및 열전달을 상승시키므로 냉각장치, 열교환기 등 매우 다양한 산업장치에 이용되고 있다. 따라서 고정밀도를 요구하는 모터내장형 주축계의 냉각 방식으로 모터와 베어링의 외부에 나선형 냉각자켓을 설치하여 냉각오일의 유동을 통한 강제냉각이 일반적으로 많이 채택되고 있다.

본 연구에서는 모터내장형 고정밀 선반의 주축계를 대상으로 하여 냉각자켓 단면 형상과 냉각오일의 유량에 따른 온도분포에 대한 수치적 해석을 수행하여 주축의 무부하 회전 시 모터내장형 주축계에서의 발열 및 냉각 특성과 주축계의 미치는 온도분포를 해석하여 냉각특성 해석 방법을 제시하고자 한다.

### 2. 해석 이론

사각단면의 덕트내를 흐르는 일정유속을 가진 오일을 수치해석 하기 위해서 유한체적법을 기초로 하는 유동해석 상용 패키지인 FLUENT를 사용하였다.

이산화방정식은 변수의 격자점을 포함하는 각 미소 검사체적에 대하여 지배방정식을 적분해서 유도되며, 식(1)과 같이 표시된다.

$$a_p \phi_p = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + C_{sb} \quad (1)$$

하첨자 nb는 검사체적주위의 인근 격자점을 나타내며 p는 중심 격자점을 나타낸다. 한편 압력은 운동량방정식과 연속방정식을 만족하도록 간접적으로 구해야 하는데 본 연구에서는 Patankar-Spalding의 SIMPLE (Semi-Implicit Pressure

Linked Equation)해법을 사용하였으며 이산화방정식은 TDMA(Tri-Diagonal Matrix Algorithm)과 다중격자법(Multigrid method)을 이용하여 계산하였다.

수렴성을 향상시키기 위하여 하향완화(under-relaxation)를 시켰으며, 각 항의 완화계수로는 Table 1의 값을 사용하였다. 또한 수렴조건은 각 이산화방정식의 잔사량(residual)의 값으로 정하였으며 기준량의 0.1 %내에서 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.

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

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

에너지방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \Gamma_t + \frac{\mu_t C_p}{\sigma_\tau} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho u_j C_p T \right] + \mu_t \Phi_v + \rho \epsilon = 0 \quad (4)$$

난류운동에너지식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu_t + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} - \rho u_j k \right] + \rho P - \rho \epsilon = 0 \quad (5)$$

난류운동에너지의 소산율은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu_t + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} + \rho u_j \epsilon \right] + C_{\epsilon 1} \frac{\rho \epsilon P}{k} - C_{\epsilon 2} \frac{\rho \epsilon^2}{k} = 0 \quad (6)$$

그리고 난류점성계수  $\mu_t$ 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  $\epsilon$ 을 이용하여 간접적으로 특성길이를 구하는 모델이다. 난류점성계수는 식(9)과 같다.

$$\mu_t = \frac{C_\mu \rho k^2}{\epsilon} \quad (9)$$

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.

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

### 3. 냉각자켓의 모델링

Fig. 1은 본 연구의 해석대상인 모터내장형 주축의 스테이터부와 냉각자켓, 베어링부 그리고 케이싱을 나타낸 것이다.

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

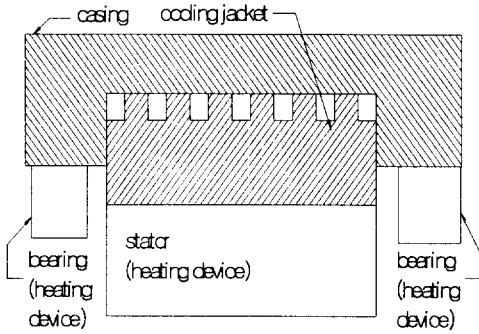


Fig. 1 Schematic diagram of Experimental system

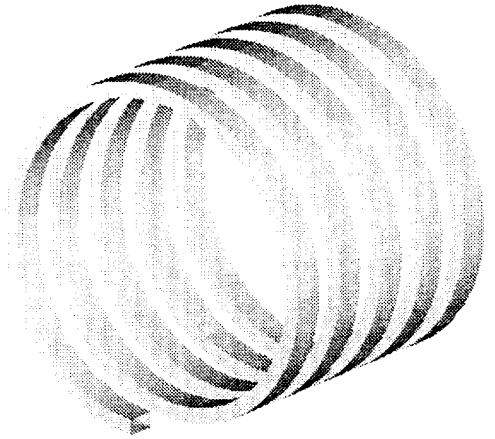


Fig. 3 Geometry of helical rectangular duct

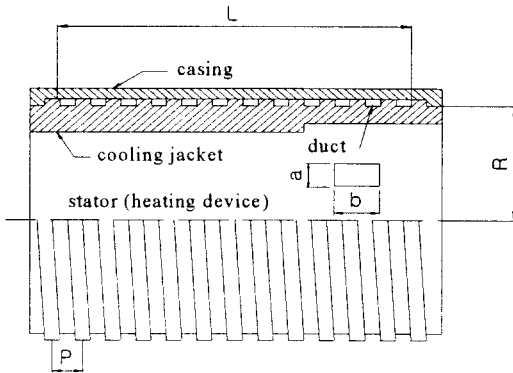


Fig. 2 Schematic diagram of cooling jacket

냉각자켓은 하우징에 억지끼워맞춤으로 설치되었다. 냉각자켓에 대한 상세한 개략도를 Fig. 2에 제시하였다. 냉각자켓의 유로는 하나의 관으로 구성된 것이 아니고, 자켓 상부에 나선으로 꼴을 파고 그 위를 케이싱으로 덮고 있는 형태이다. 이러한 냉각자켓을 하나의 덕트로 가정하여 Fig. 3과 같이 사각단면을 가지는 나선형 덕트로 모델링하였다.

냉각자켓의 나선형 덕트에서 모터의 회전축으로부터 덕트까지의 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.

덕트의 해석 모델은 단면형상이 냉각특성에 미치는 영향을 알아보기 위해 Table 2에 제시된 바와 같이 4가지로 하였다.

Table 2 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		

#### 4. 경계조건

유한체적해석 모델에 사용된 냉각오일의 상태량을 Table 3에 나타내었으며 온도의존성이 없이 일정하다고 간주한다.

Table 3 Properties of Cooling oil

Density	Viscosity	Thermal conductivity	Specific heat
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\mu$ (kg/m s)	k(W/m k)	$C_p$ (J/kg k)
866	0.868e-03	0.145	1888

해석에 사용된 경계조건은 다음과 같이 가정하였다.

- ① 사각 덕트 내로 유입되는 냉각오일의 입구조건은 일정속도로 한다.
- ② 출구에서는 압력고정조건으로 하며 덕트의 끝단면은 대기 중에 열려 있는 것으로 한다.
- ③ 덕트 내의 벽면 부위에서의 발열량은 일정하다고 본다.
- ④ 케이싱과 접하는 덕트의 위쪽 면은 외부 대기와 접촉, 자연대류가 발생한다고 본다.
- ⑤ 벽면에서는 no-slip 조건을 적용한다.
- ⑥ 비압축성, 정상 유동으로 해석한다.

그외에 해석에 사용된 초기조건 및 경계조건은 Table 4에 제시하였다..

Table 4 Initial and boundary condition

	Type1 10×3	Type2 10×5	Type3 15×5	Type4 15×3
Flow rate (ℓ/min)	15 17 20	15 17 20	15 17 20	15 17 20
Inlet temperature (°C)	20	20	20	20
Heat flux (W/m <sup>2</sup> )	21166.2	16743.1	18821.8	22502.1
Natural convection heat transfer Coefficient (w/m <sup>2</sup> K)	5	5	5	5
Outlet pressure (Pa gage)	0	0	0	0

Fig. 4는 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 유동방향 길이에 따른 열전달량에 대한 영향을 없애고 자켓 단면의 형상과 유량에 따른 열전달량의 변화

를 얻어내고자 했다.

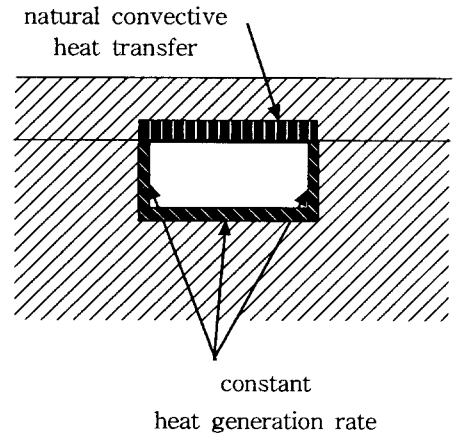


Fig. 4 Boundary condition of cooling jacket

### 5. 수치해석 결과

단면적이 서로 다른 4가지 타입의 냉각자켓에 대한 수치해석을 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

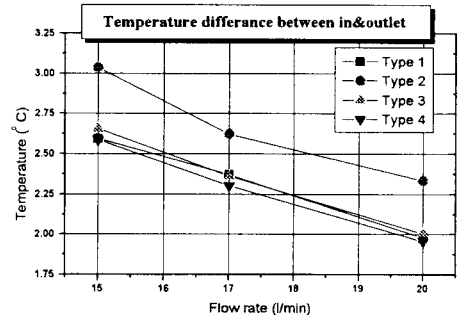


Fig. 5 Temperature rise according to Flow rate

Fig. 5는 각 냉각자켓의 유량에 따른 입, 출구의 온도차를 나타내고 있다. 단면적이 75mm<sup>2</sup>으로 가장 큰 Type 3보다도 가로, 세로의 길이가 10, 5mm, 단면적이 50mm<sup>2</sup>인 Type 2에서 가장 큰 온도차를 보이는데 이로부터 동일 유량에서 출구 온도가 단면적의 직접적인 크기보다는 가로, 세로의 길이 비에 더 큰 영향을 받는다고 볼 수 있다. 그리고 유량이 증가할수록 입, 출구의 온도차는 줄어드는 것을 알 수 있다.

Fig. 6은 유량에 따른 발열면에서 냉각오일의 열전달량을 각 타입별로 나타내었다.

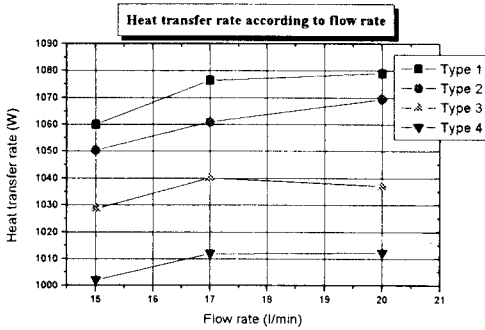


Fig. 6 Heat transfer rate according to flow rate

각 타입의 열전달량은 유량이 증가할수록 커지는 경향을 보여주고 있으며 단면 형상별로는 Type 1, Type 2, Type 3, Type 4 순으로 열전달량이 줄어들고 있다. 열전달량이 가장 높은 Type 1의 경우에 유량 20 l/min에서 약 1079.1W의 열량이 냉각오일로 전달되었으며 이는 발열면의 발열량 1087.9W의 약 99.2%에 달하는 양으로 발열량의 대부분을 냉각오일이 흡수하고 있다. 그리고 열전달량이 가장 적은 Type 4에 유량 15 l/min의 경우에는 약 1002.12W의 열량이 전달되었으며 이는 발열량의 약 92.1%로 앞의 경우와 비교적 큰 차이를 보인다.

## 6. 결론

본 연구에서는 공작기계의 모터내장형 주축계의 냉각자켓의 냉각특성을 유한체적법을 이용한 해석 프로그램인 FLUENT를 사용하여 냉각 오일의 온도를 해석함으로써 예측해 보았다.

냉각자켓의 단면 형상과 유량을 변화시켜 해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 냉각자켓의 냉각성능에 대한 형상특성은 유동방향 단면의 가로, 세로 길이와 피치가 중요한 요소이다.
- (2) 냉각자켓의 피치가 작을수록, 단면의 가로, 세로 길이의 비가 1에 가까울수록 높은 냉각성능을 나타낸다.

(3) 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.

(4) 이후 다양한 유량과 단면 형상의 세분화 및 다른 형상에 대한 해석을 수행하여 좀더 나은 냉각성능을 가지는 경우를 찾아낼 수 있을 것으로 예상된다.

## 후 기

본 연구는 한국과학재단 지정 창원대학교 공작기계기술연구 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. FLUENT User's Guide, Vers. 5.0, Fluent Inc., Lebanon, NH, July, 1998.