

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2008.32.2.141

BLDC 모터의 열적 성능에 대한 설계 인자의 영향

김민수* · 이관수†

(2007년 10월 17일 접수, 2007년 11월 20일 심사완료)

Effects of Design Parameters on the Thermal Performance of a Brushless DC Motor

Min-Soo Kim and Kwan-Soo Lee

Key Words : BLDC Motor(BLDC 모터), Motor Cooling System(모터 냉각 시스템), Motor Thermal Management(모터 열관리), Rotating Flow(회전유동)

Abstract

A numerical simulation of brushless DC motor is performed to elucidate thermo-flow characteristics in winding and bearing with heat generation. Rotation of rotor and blades drives influx of ambient air into the rotor inlet. Recirculation zone exists in the tiny interfaces between windings. The flow separation causes poor cooling performance in bearing part and therefore the redesign of the bearing groove is required. The design parameters such as the inlet location, geometry and bearing groove threshold angle have been selected in the present simulation. As the inlet location moves inward in the radial direction, total incoming flow rate and heat transfer rate are increased. Total incoming flow rate is increased with increasing the inlet inner length. The effect of the bearing groove threshold angle on the thermal performance is less than that of other design parameters.

기호설명

C_2, C_μ : 난류 상수
 C_p : 정압 비열 [J/kg · K]
 d_m : 베어링 평균 지름 [mm]
 G_k : 난류 운동에너지 생성항
 k : 열전도 계수 [W/m · K]
 k : 난류 운동에너지 [m^2/s^2]
 X : 설계 인자
 X : 정규화된 설계 인자

v : 동점성계수 [m^2/s]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]
 $\sigma_k, \sigma_\epsilon$: k 와 ϵ 에 대한 난류 Prandtl 수

하첨자

f : 유체
 ref : 기준
 s : 고체
 t : 난류
 $wall$: 벽표면

그리스문자

ϵ : 난류 운동에너지 소산율 [m^2/s^3]

† 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학부

E-mail : ksleehy@hanyang.ac.kr

TEL : (02)2220-0426 FAX : (02)2295-9021

* 한양대학교 대학원

1. 서론

모터 내 열발생은 권선부의 코일에 흐르는 전류에 의한 동손, 철심에 의하여 자계가 변화하기 때문에 발생하는 철손, 회전축, 베어링 시스템 등의 기계적 마찰에 의한 기계손 등에 의해 발생된다. 이들 부하에 의한 열발생은 모터의 효율과 회전속도 및 베어링의 윤활에 큰 영향을 주어 운전 시뮬

만 아니라 정지 시의 열적 노화를 유발하여 모터 성능에 큰 악영향을 주며, 합선에 의한 고장의 원인이 된다. 또한 권선부(winding system)의 온도가 10°C 높아짐에 따라 모터 절연부(insulation)의 수명은 약 1/2로 감소하기 때문에 모터 냉각 시스템 및 모터 내 열관리는 성능뿐만 아니라 모터 수명을 결정하는 매우 중요한 요소이다.⁽¹⁾ 그러나 기존의 모터 열관리 기술은 주로 경험에 의존하고 있으며, 모터의 전자기 해석에 의한 열원특성만을 규명하여 모터 냉각 시스템에서 가장 중요한 열 및 유체 특성에 대한 해석이 명확하게 이루어지지 않고 있다.

모터 내 유체 유동은 회전유동문제로 해석될 수 있으며, 회전유동에 대한 기존의 문제는 압축기, 터보 장치, 팬 등의 많은 공학적 응용 문제에 적용되어 왔다. Imao et al.⁽²⁾은 회전하는 실린더에서 회전 속도에 따른 불안정성, 난류 강도의 영향에 대해 조사하였으며, Inamuro et al.⁽³⁾은 실린더와 회전하는 원판의 상대속도에 따른 유동 특성을 분석하였다. Sobolik et al.⁽⁴⁾은 내부 실린더가 회전하고 외부 실린더는 고정된 환형 실린더에서 Taylor 수에 따른 유동불안정성에 대해 연구하였으며, Hwang and Yang⁽⁵⁾은 Sobolik 과 유사한 형태의 실린더에서 축방향 유동에 의한 영향을 조사하였다. 그러나 위의 연구들은 유동 분석에만 한정되어 있고 열적 특성에 대해서는 고려하지 않았기 때문에 모터 설계 시 발열부에 의한 영향을 고려하기 힘들다. 회전 유동문제에서 유동 특성과 열적 특성을 동시에 고려한 연구들은 다음과 같다. Char and Hsu⁽⁶⁾와 Yoo⁽⁷⁾는 환형 실린더에서 자연대류에 의한 영향을 조사하였으며, Yuan et al.⁽⁸⁾은 disk cavity에서 Reynolds 수와 간극에 따른 영향을 비교하였다. 그러나 이들이 고려한 모델은 2 차원 모델이기 때문에 전자는 축방향 유동을, 후자는 원주 방향 유동에 따른 영향을 고려할 수 없다. Raimundo et al.^(9,10)은 실린더에서 원판의 회전에 의한 영향을 3 차원 모델을 이용하여 해석하였으며 이를 실험을 통하여 검증하였다. 그러나 이들은 실린더 내에 유동 장애물이 없는 이상적인 형상을 연구했으며, 본 연구에서와 같이 권선부에 의해 유동 장애가 발생하는 모터의 경우에는 적용하기 어렵다. Nakahama et al.⁽¹¹⁾은 전기자동차에 쓰일 BLDC 모터 내 권선부 온도를 낮추기 위해 유동 해석을 하여 내부유로와 리브의 기울기를 이용한 성능향상 방안에 대해 제시하였다. 그러나 이 연구는 유동 해석에만 한정하여 열적 특성은 고려하지 않았고, 성능 향상을 위한 설계인자를 유로에만 한정하였다. 결국, 위에서 언급한 기존의 연구들은 내부에 삽입물이 없는 이상적인 원통의 회전유동 문제들이 대부분이며, 이에 따라 모터 내부의 권선부와 같은 삽입물에 의해 유동에 장애가 발생하는 경우

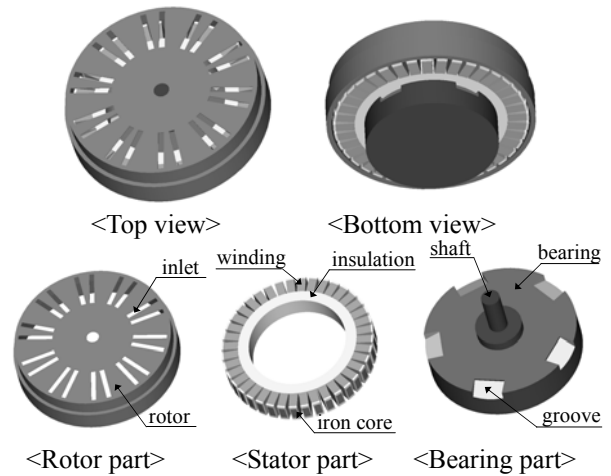


Fig. 1 Schematic diagram of the motor and each part

에는 적용하기 어렵다. 또한 유체 유동뿐만 아니라 발열부에 의한 열해석이 병행되어 있는 연구도 찾아보기 힘들며, 있다 하더라도 유동장을 이용한 상사해석에 대한 내용이 주류를 이룬다.

따라서 본 논문에서는 내부 돌출 발열부(권선부)를 갖는 모터 내 회전 유동을 3 차원 해석하여 유동 장애물이 있는 회전유동과 발열부에 의한 열 특성을 분석하고, 이를 이용하여 모터의 성능을 향상시킬 수 있는 모터 냉각 시스템을 검토하고자 한다.

2. 이 론

2.1 해석 대상

본 연구에서의 해석 대상인 모터는 Fig. 1 과 같이 크게 회전부, 고정부 및 베어링부로 나누어지며 회전부가 바깥에 위치한 외부 회전형, 외부 공기의 유·출입이 가능한 개방형 모터이다. 회전부는 회전자와 영구자석으로 이루어지며 회전자는 20 개의 유동 입구와 날개(blade)를 갖고 있어 팬 역할을 하며 회전자 내부에 영구자석이 설치되어 있다. 고정부는 철심(iron core)과 철심을 감싸고 있는 절연부 및 권선부로 이루어지며 대부분의 열은 권선부의 동손에 의해 발생된다. 베어링부는 회전부를 구동하는 축과 볼베어링으로 구성되며 5 개의 홈이 있어 유체의 유·출입이 가능하다.

2.2 지배방정식

본 연구에서 해석모델 내의 유동 특성을 조사하기 위하여 도입한 가정은 다음과 같다.

- (1) 3 차원 정상상태, 비압축성 난류 유동이다.
- (2) 작동 유체인 공기는 단상이며, 물성치는 온도에 따라 변하지 않는다.
- (3) 자연대류와 복사 열전달은 무시한다.
- (4) 고체의 접합부에서의 접촉 열저항은 무시한다.

Table 1 Physical properties of components in a motor

Components	Density [kg/m ³]	Thermal conductivity [W/m · K]	Specific heat [J/kg · K]
Iron core	7800	25 / 1.97 (radial/axial)	460.54
Insulation	1500	0.25	2300
Magnet	4950	1.257	735
Winding	8978	387.6	381
Rotor	7800	25	460.54
Bearing	7800	25	460.54

해석하고자 하는 모터 내 유동은 모터 전체 크기, 회전속도, 실험결과를 고려하여, RNG $k-\varepsilon$ 모델을 사용하였으며 지배방정식은 다음과 같이 연속 방정식, 운동량 방정식, 난류운동량 에너지 방정식, 난류운동량 에너지 소산을 방정식 및 에너지 방정식이다.

(1) 유체 영역

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

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right] \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \quad (4)$$

$$\rho C_p \frac{\partial}{\partial x_j}(u_j T) = k_{eff} \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} + (\tau_{ij})_{eff} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (5)$$

여기서,

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

$$G_k = 2\mu_t S_{ij} S_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (7)$$

$$C_2 = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3 \quad (8)$$

$$k_{eff} = k_f + \frac{C_p \mu_t}{Pr_t}, \mu_{eff} = \mu + \frac{\mu_t}{0.9} \quad (9)$$

(2) 고체 영역

철심, 절연부, 권선부, 회전부, 축 및 베어링 등모터를 구성하는 부품의 물성치는 Table 1 과 같고, 각 구성품 내부에서의 열전도 방정식은 다음과 같다.

$$k_{s,j} \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} = 0 \quad (10)$$

Table 2 Physical properties of winding

Phase coil current [A]	2.03	Coil resistivity [Ω·m]	2.141×10 ⁻⁸
Phase coil resistance [Ω]	4.1	Number of slot of one phase	12

(3) 유체와 고체의 경계면

$$u_{wall} = v_{wall} = w_{wall} = 0 \quad (11)$$

$$T_{f,wall} = T_{s,wall}, k_f \frac{\partial T_f}{\partial n} = k_s \frac{\partial T_s}{\partial n} \quad (12)$$

모터 내부의 발열부는 권선부와 베어링이며 각각의 조건은 다음과 같다.

- 권선부

모터 회전 시 권선부의 발열을 계산하기 위한 자료는 Table 2 와 같고 다음의 식으로 계산한다.

$$H_w = I^2 R / 12 \quad (13)$$

- 베어링부

베어링에서의 열발생은 다음의 식으로 계산한다.⁽¹²⁾

$$H_f = 1.047 \times 10^{-4} n M \quad (14)$$

여기서 H_f 는 베어링의 마찰에 의해 발생하는 열 (W)이고, n 은 베어링의 회전속도(rpm), M 은 총마찰토크(N·mm)를 의미한다. 총마찰토크는 다음과 같이 하중에 의한 토크(M_1)와 윤활유의 점성에 의한 토크(M_2)의 합으로 표현된다.

$$M = M_1 + M_2 \quad (15)$$

하중에 의한 토크는 다음과 같다.

$$M_1 = f_l p_l d_m \quad (16)$$

여기서 f_l 은 베어링 종류와 하중에 관련된 계수이며, p_l 은 예압력(preload, N), d_m 은 베어링의 평균지름(mm)을 의미한다.

윤활유에 의한 토크는 다음과 같다.

$$M_2 = \begin{cases} 160 \times 10^{-7} f_0 d_m^3, & v_0 n \leq 2000 \\ 10^{-7} f_0 (v_0 n)^{2/3} d_m^3, & v_0 n \geq 2000 \end{cases} \quad (17)$$

여기서 f_0 는 베어링 종류와 윤활방법에 관련된 계수이며, v_0 는 윤활유의 동점성계수이다. 본 연구에서는 윤활유에 의한 열발생이 미미하여 윤활유에 의한 토크는 무시하였으며, 하중에 의한 토크만을 이용하여 베어링에서의 열발생을 계산하였다.

2.3 수치해석 및 검증

본 연구의 모터는 격자 및 계산 시간을 고려하여 전체의 1/5($\varphi : 0^\circ \sim 72^\circ$)만을 해석하였다. 수치해석 시 압력과 속도를 결합하여 유동장을 풀기 위해 SIMPLE 알고리즘을 선택하였다. 각 지배방정식의 대류항과 에너지 방정식은 그 정확도를 높이기 위해 2 계 상류도식을 이용하여 이산화하였

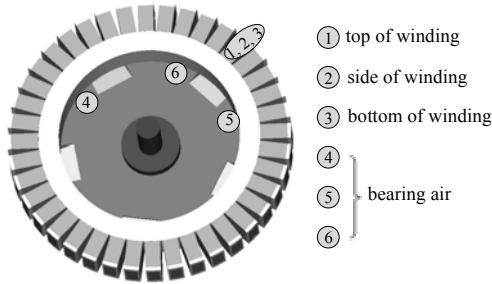


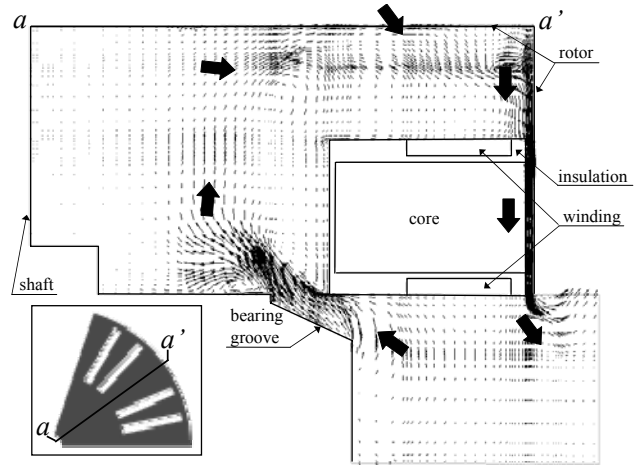
Fig. 2 Measured points of motor in experiment

Table 3 Comparison temperature with experiment

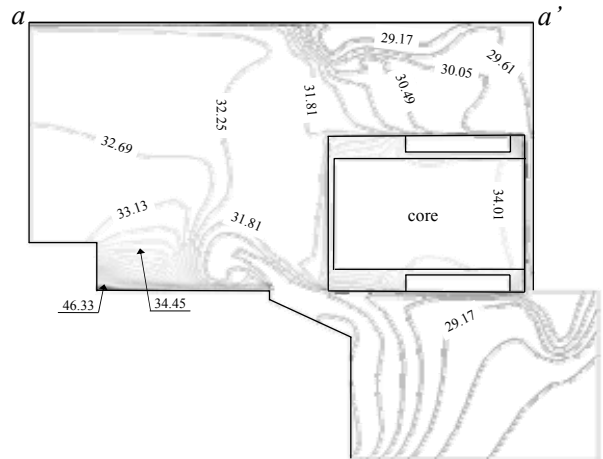
Model	Measured point	Temperature (°C)	Relative error (%)
Experiment	1	33.4	-
	2	33.9	-
	3	34.5	-
	4	37.9	-
	5	38.0	-
	6	37.9	-
Standard $k-\epsilon$	1	35.420	6.05
	2	35.404	4.44
	3	35.385	2.57
	4	38.950	2.77
	5	37.037	2.53
	6	38.950	2.77
RNG $k-\epsilon$	1	35.038	4.90
	2	35.043	3.37
	3	35.043	1.57
	4	37.999	0.26
	5	36.780	3.21
	6	37.999	0.26
Realizable $k-\epsilon$	1	34.589	3.56
	2	34.611	2.10
	3	34.625	0.36
	4	37.084	2.15
	5	34.914	8.12
	6	37.084	2.15

다. 반복 계산 시 종속 변수들의 수렴 정도는 종속 변수의 상대 오차의 최대값이 연속 방정식, 운동량 방정식, 난류 방정식 및 에너지 방정식의 경우 10^{-6} 이하일 때 수렴된 것으로 판정하였다.

본 연구의 모터에서 수치 모델링의 타당성을 검증하기 위해 실험을 수행하여 모터 내부의 온도를 측정하였으며 측정점은 Fig. 2에 나타내었다. 측정을 위한 실험 장치는 BLDC 모터, 모터 드라이버, 아크릴 상자, 데이터 획득 장치 K-type 열전대로 구성하였다. 온도 측정은 실험 시작 시부터 실시하였고, 측정온도편차가 0.2°C 이하인 상태가 20분 이상 지속될 경우 열적 정상 상태로 판단하



(a) Velocity vector



(b) Temperature contour (°C)

Fig. 3 Velocity vectors and temperature contours at the $a-a'$ cross section (at $\varphi = 36^{\circ}$)

여 데이터를 취득하였다. 실험에 의한 데이터와 표준 $k-\epsilon$ 모델, RNG $k-\epsilon$ 모델, Realizable $k-\epsilon$ 모델과 비교하였으며, 이에 대한 결과는 Table 3에 나타내었다. 비교 결과, RNG $k-\epsilon$ 모델의 경우에 가장 오차가 작았으며 따라서 이를 이용하여 열 및 유동 해석을 실시하였다.

3. 결과 및 고찰

수치해석을 통하여 모터 내 유동 및 온도장에 대해 분석하였으며, 모터 냉각에 대한 문제점을 파악하고 영향을 미치는 인자를 선정하였다.

3.1 모터 내 유동 및 온도장 분석

본 연구의 실험결과를 살펴보면 권선부의 온도보다 베어링부의 온도가 더 높게 나타났다. 실제 열부하는 권선부가 훨씬 커서 모터 작동시 베어링부의 열부하는 크게 문제되지 않으나 모터 정지시 고온부 발생에 따른 자연대류의 영향 때문에 베어링부 열발생도 모터 성능에 영향을 미친다. Fig.

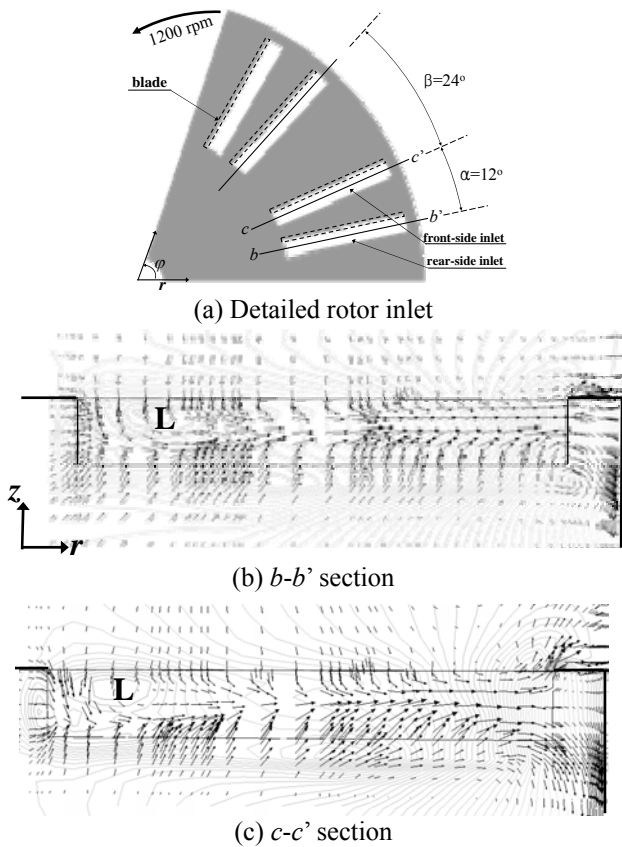


Fig. 4 Pressure contour and velocity vector around the rotor inlet

3(a)는 $\phi = 36^\circ$ 단면($a-a'$)에서의 속도 벡터를 나타내고 있다. 로터의 유입구로 들어온 유체는 로터 회전에 의한 원심력으로 인하여 로터 외곽으로 흐르게 되고 외곽벽을 따라 아래쪽으로 흘러서 권선부의 열을 냉각시키고 빠져나간다. 베어링 부의 경우, 내부 배압에 의해 베어링 홈을 통해 외부 유체가 유입되며 이는 베어링에서 발생하는 열을 냉각시키고 상부로 이동한다. 로터의 빠른 회전(1200 rpm)으로 인하여 로터 주위의 유체는 빠르게 회전하게 되고 이에 따라 로터에 근접한 권선부는 쉽게 냉각되어 낮은 온도 분포를 나타낸다. 그러나 베어링부의 경우 베어링 홈이 발열부에 근접해 있어 유입되는 유체의 온도가 로터 유입 유체 온도보다 더 높고 유입시 베어링의 발열 표면에서 유체가 박리되어 냉각 성능이 불량하다. 또한 베어링부의 경우 권선부에 비해 축의 회전에 의한 영향이 적기 때문에 유체의 속도도 상대적으로 느리다. 이런 특성 때문에 Fig. 3(b)와 같이 베어링부의 온도가 권선부의 온도보다 더 높다. 위에서는 모터 내 유체 유동 및 온도 분포에 대해 개략적으로 살펴보았으며 앞으로 로터 유입구, 권선부 주위, 베어링 유입구 및 베어링 내부에서의 유동 및 온도 분포에 대해 구체적으로 살펴볼 것이다.

로터 입구는 Fig. 4(a)와 같이 4 개(전체 20 개)로

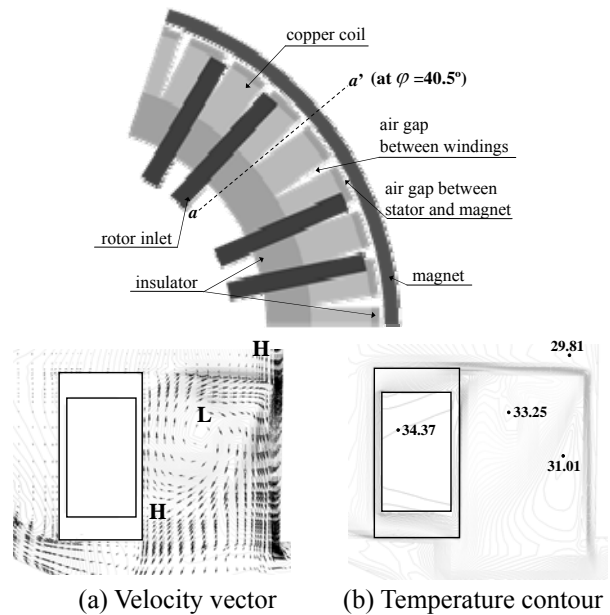


Fig. 5 Flow field and temperature contour around winding

구성되며 2 개가 한 쌍을 이루고 입구 날개(blade)는 위에서 보았을 경우 입구의 왼쪽에 위치한다. 본 연구에서는 각 쌍에서 왼쪽에 위치한 입구를 전입구(front-side inlet), 오른쪽에 위치한 입구를 후입구(rear-side inlet)라 명명하였다. 한 쌍에서 각 입구의 사잇각(α)은 12° 이고 다음 쌍까지의 사잇각(β)은 24° 이다. Fig. 4의 (b), (c)를 보면 로터 입구 주위에서 많은 압력 변화가 있으며 특히 입구에서 반지름 방향으로 최외곽과 최내곽에서 큰 압력구배를 보인다. 이는 로터의 회전에 의한 원심력 때문에 로터 외부의 유동은 반지름 방향 외곽으로 흐르게 되어 로터 외부의 반지름 방향 최외곽에서는 상승기류가, 최내곽에서는 하강기류가 주를 이루기 때문이다. 전입구와 후입구 모두 로터 내부 반지름 방향 안쪽의 낮은 압력으로 인하여(그림에서 L로 표시) 반지름 방향 안쪽으로 대부분의 유동이 들어와 원심력에 의해 내부의 외곽으로 유동이 흐른다. 대부분의 유동이 외곽으로 집중되어 endwall effect에 의해 로터 내부의 최외곽에서의 압력은 매우 높아지고 이에 따라 로터 벽을 따라 유동의 대부분이 아랫방향으로 흐르게 된다. 그러나 이때 로터 외부의 반지름 방향 최외곽의 압력이 커져 입구에서 유체가 재유출하게 된다. 따라서 더 많은 유체를 내부로 유입시키고, 외부로 유출되는 유량을 줄이기 위해서는 로터 입구 위치를 반지름 방향으로 더 안쪽에 위치시키거나 입구의 반지름 방향 바깥쪽 넓이는 작게 안쪽의 넓이는 크게 할 필요가 있다.

권선부는 동손에 의해 열이 발생되고 있으며 이 열을 효율적으로 냉각시키기 위해서는 발열부에서의 유체 속도가 커야 할 뿐 아니라 발열부 표

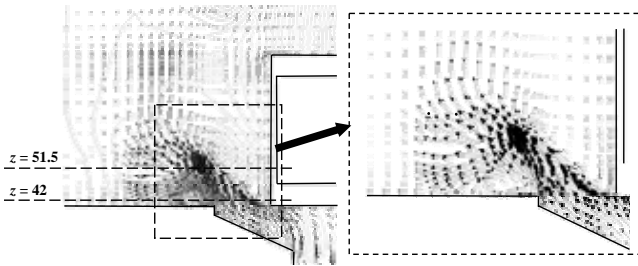


Fig. 6 Pressure contour and velocity vector (at $\phi = 36^\circ$)

면에서 유체의 박리를 최소화해야 한다. 권선부는 Fig. 5 와 같이 구성되며 유체 유동 경로는 영구자석과 고정부사이의 유동경로, 권선부사이의 유동경로로 나눌 수 있다. 영구자석과 고정부 사이에서는 영구자석의 회전으로 인하여 대부분의 유동이 영구자석을 따라 회전하며 속도도 매우 크다. 권선부 사이의 유동은 영구자석을 따라 흐르는 유동이 권선부 사이의 최외곽 절연부에 충돌하여 압력이 높아지고 그 반대편 절연부는 압력이 낮아져 권선부 사이의 반지름 방향 최외곽에서는 유체가 맴돌게 된다. 따라서 권선부 사이의 반지름 방향으로 내부에는 유체 유동이 더 적고 권선부 발열부의 영향으로 더 높은 온도를 보인다. 이런 권선부 사이의 유동 특성은 Fig. 5(a)와 같이 권선부의 상부에서 유동을 불안정하게 하여 상부에서 시계 방향의 재순환 영역을 발생시켜 Fig. 5(b)처럼 하부보다 상부의 온도를 높게 한다. 따라서 권선부의 냉각 성능을 높게 하기 위해서는 권선부로 유체가 바로 유입되도록 하여 박리를 줄이는 것이 필요하다. 그러나 권선부의 경우에는 형상 변경이 어렵기 때문에 로터 유입부의 변경 등 다른 요인의 변경에 의해 유입을 유도해야 하며 따라서 본 연구에서는 권선부에서의 형상 개선점은 다루지 않았다.

베어링부는 권선부에 비해서는 매우 적은 양의 열을 발생하지만 더 높은 온도를 보인다. 이는 Fig. 6 의 유동장 해석 결과처럼 베어링 홈을 통해 유입된 유체가 베어링 표면부로 흐르지 못하고 박리되기 때문이다. 유체가 유입되는 홈의 끝부분과 베어링 표면이 90° 의 각을 이루기 때문에 유입 유체는 홈의 끝부분에서 박리되어 표면에는 유체의 흐름도 적고 국소적인 재순환 영역이 발생한다. 따라서 베어링 전체 표면을 냉각시키지 못하고 홈 주변의 적은 부분만 냉각시키게 된다. 결국, 베어링부에서 냉각효율을 높이기 위해서는 유입 유체의 베어링 표면에서의 박리를 없애기 위해 베어링 홈 턱의 개선이 필요하다.

3.2 제인자 영향 분석

모터 내 유동 및 온도 분석을 통해 문제점과 개선 사항에 대해 알아보았다. 앞에서 기술한 것과 같이 모터 내 냉각 성능을 높이기 위해서는 로터

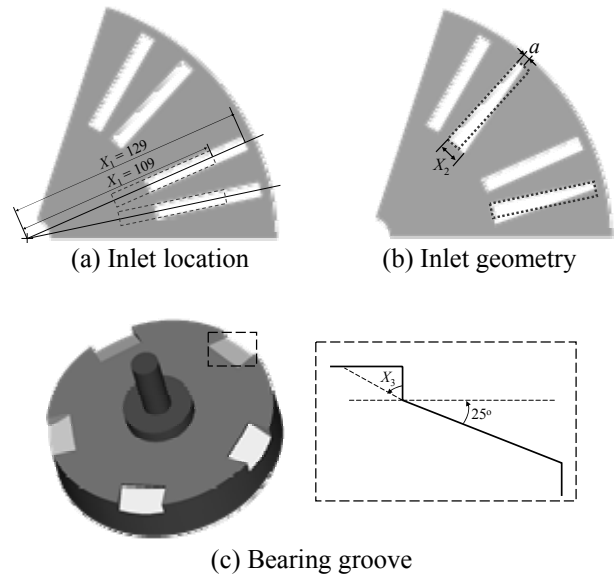


Fig. 7 Design parameters of the BLDC motor

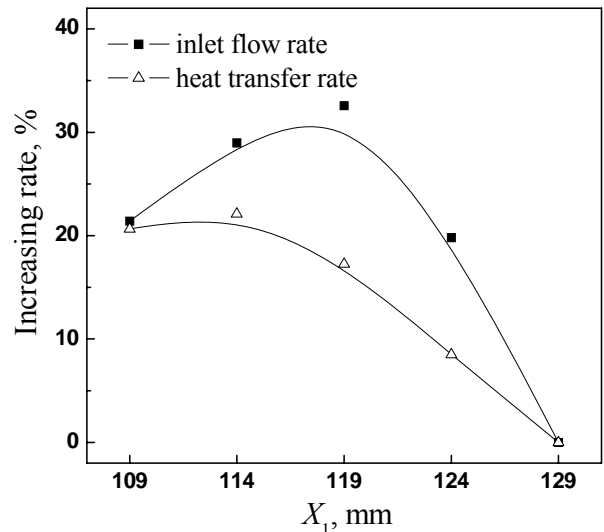


Fig. 8 Increasing rate of inlet flow rate and heat transfer rate as a function of inlet locations

입구를 반지름 방향 안쪽으로 위치시키거나 입구 형상 변경, 베어링 홈의 재설계를 필요로 한다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 7 과 같이 로터 입구의 위치(X_1) 및 형상 변화(X_2)와 베어링 턱경사각(X_3)을 변화시키면서 냉각성능을 비교하였다.

로터 입구 유량을 늘리기 위해 입구 위치(X_1 , Fig. 7(a)참조)를 반지름 방향 안쪽으로 이동시켰다. 입구 위치는 129 ~ 109 mm 까지 5 mm 간격으로 변화시켰으며 이에 대한 결과는 Fig. 8 에 나타내었다. 반지름 방향 안쪽으로 위치시키면서 입구로 유입되는 유량은 증가하고 유출되는 유량이 감소 하기 때문에 총유입유량이 증가하나 119 mm 보다 안쪽에 위치하는 경우 로터 블레이드에 의한 원심력 감소로 유입량이 적어지기 때문에 다시 총유입량

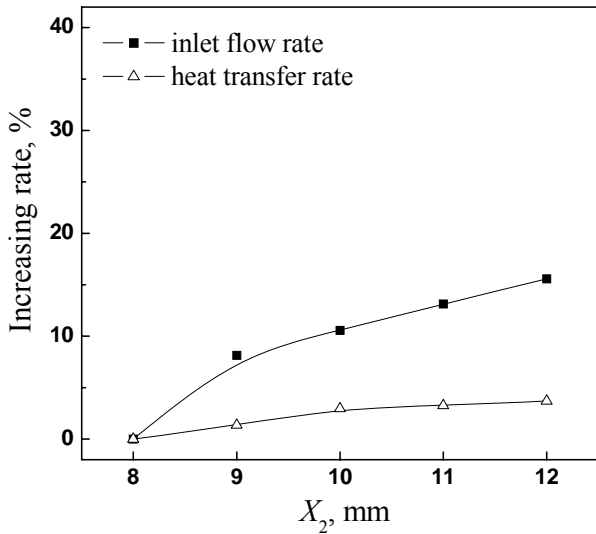


Fig. 9 Increasing rate of inlet flow rate and heat transfer rate as a function of inlet geometry

이 감소하게 된다. 가장 유량이 많은 119 mm의 경우 기준 129 mm에 비해 약 33% 더 많은 유입량을 보인다. 열전달량도 안쪽에 위치시킬수록 많은 유량으로 인해 증가하나 가장 유량이 많은 119 mm일 때보다 114 mm에서 더 많은 열전달량을 나타내며 열전달 증가량은 기준에 비해 119 mm일 때 17%, 114 mm일 때 22%이다. 이는 114 mm의 경우 119 mm일 때보다 유량은 적으나 반지름 방향 안쪽으로 위치하면서 권선부 발열부로의 유체 유입이 많아져 권선부 사이의 와동을 압착시키기 때문이다. 결국 권선부로의 직접적인 유입이 많아짐에 따라 와동이 압착되며 이에 따른 재순환 영역이 감소하여 권선부의 열을 더 효율적으로 냉각시킨다. 따라서 유입유량을 늘리는 것도 좋지만 권선부로의 유체 유입을 늘리는 것이 더 큰 효과를 얻을 수 있었다.

로터 입구 유량을 늘리기 위해 입구 형상은 반지름 방향 안쪽의 길이(X_2 , Fig. 7(b)참조)는 길게, 바깥쪽 길이(a)는 짧게 변화시켰다. 이 때 입구 면적을 동일하게 하기 위하여 안쪽과 바깥쪽 길이의 합(X_2+a)은 항상 16 mm가 되게 하였다. 따라서 안쪽 길이(X_2)가 12 mm일 경우, 바깥쪽 길이는 자동으로 4 mm가 된다. 로터 입구의 안쪽 길이는 8 ~ 12 mm까지 변화시키면서 Fig. 9와 같이 성능을 알아보았다. 안쪽 길이가 커질수록 유입량은 많아지고 유출량이 적어져 총유입유량은 증가하며 안

쪽 길이가 12 mm일 경우 기준 로터 형상($X_2 = 8$ mm)일 때보다 총유입유량이 약 16% 증가하였다. 그러나 열전달량은 안쪽 길이가 12 mm일 경우, 기준 형상에 비해 3.7%만 증가할 뿐 안쪽 길이가 커질수록 큰 변화는 없었다. 이는 앞서 설명한 것과 같이 로터 입구 형상변화가 유입 유량은 증가시키나 권선부로의 유입은 크게 향상시키지

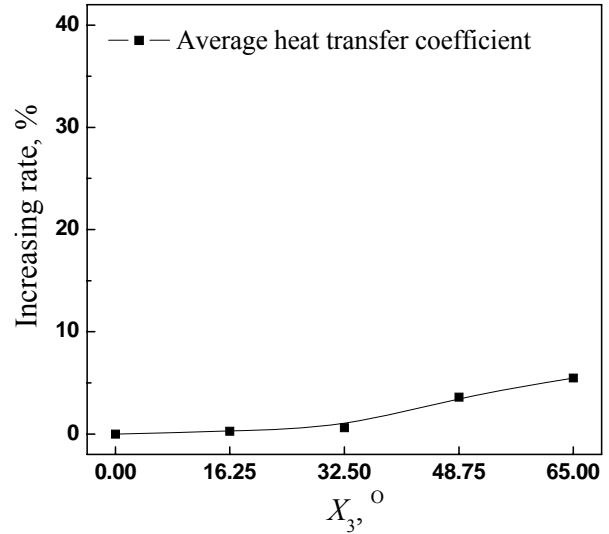


Fig. 10 Increasing rate of heat transfer coefficient as a function of groove threshold angle

못하기 때문이다.

베어링 표면을 효율적으로 냉각시키기 위해서 베어링의 설계 인자는 턱의 각도(X_3 , Fig. 7(c)참조)로 결정하였으며 이에 대한 결과는 Fig. 10에 나타내었다. 홈의 턱 각도를 0 ~ 65°까지 변화시킬 경우에는 턱이 없어지는 65°에서 박리의 감소로 기준보다 열전달계수가 5.5%정도 향상되나 냉각 성능에 미치는 영향은 입구 위치 및 형상에 비해 미미하였다.

4. 결론

본 연구에서는 BLDC 모터에서의 열적 특성을 분석하고 냉각 성능을 개선하기 위한 제인자 영향을 조사하였다.

모터 내 유동은 로터 입구로 유체가 흡입되어 권선부 발열부를 냉각시키고 빠져나간다. 이 때, 내부 배압에 의해 베어링 홈으로 유체가 유입되며 베어링 표면을 냉각시킨다. 권선부에 비해 열부하가 훨씬 적은 베어링 부에서 고온을 보이는데 이는 베어링 부의 경우 표면 박리와 경사각의 영향으로 냉각성능이 불량하고 발열부의 경우 로터 회전에 의해 냉각성능이 상대적으로 좋기 때문이다.

유체 유입유량을 높이기 위해 입구 위치와 형상을 변경하였으며 입구 위치를 반지름 방향 안쪽으로 이동시킬 경우 유량과 열전달량에서 성능을 크게 개선할 수 있었다. 형상 변경시 안쪽 길이를 늘릴 경우 유량은 많아지나 열전달량은 크게 개선되지 않는데 이는 유량의 증가보다 권선부로의 유체 유입이 더 중요함을 의미한다.

베어링에서의 냉각효율을 높이기 위해 베어링 홈 턱 경사각을 변화시켰으나 다른 설계인자에 비해 냉각 성능에 미치는 영향은 미미하였다.

후기

이 연구는 한국과학재단 지정 한양대학교 최적 설계신기술연구센터(iDOT)의 지원에 의해 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Bonnett, A. H., 2001, "Operating Temperature Considerations and Performance Characteristics for IEEE 841 Motors," *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 37, No. 4, pp. 1120~1131.
- (2) Imao, S., Itoh, M. and Harada, T., 1996, "Turbulent Characteristics of the Flow in an Axially Rotating Pipe," *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, Vol. 17, No. 5, pp. 444~451.
- (3) Inamuro, T., Yamaguchi, A. and Ogino, F., 1997, "Fluid Flow in a Rotating Cylindrical Container with a Rotating Disk at the Fluid Surface," *Fluid Dynamics Research*, Vol. 21, No. 6, pp. 417~430.
- (4) Sobolik, V., Izrar, B., Lusseyran, F. and Skali, S., 2000, "Interaction Between the Ekman Layer and the Couette-Taylor Instability," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, No. 24, pp. 4381~4393.
- (5) Hwang, J. Y. and Yang, K. S., 2004, "Numerical Study of Taylor-Couette Flow with an Axial Flow," *Computers & Fluids*, Vol. 33, No. 1, pp. 97~118.
- (6) Char, M. I. and Hsu, Y. H., 1998, "Numerical Prediction of Turbulent Mixed Convection in a Concentric Horizontal Rotating Annulus with Low-Re two-equation Models," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 41, No. 12, pp. 1633~1643.
- (7) Yoo, J. S., 1998, "Mixed Convection of Air Between Two Horizontal Concentric Cylinders with a Cooled Rotating Outer Cylinder," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 41, No. 2, pp. 293~302.
- (8) Yuan, Z. X., Saniei, N. and Yan X. T., 2003, "Turbulent Heat Transfer on the Stationary Disk in a Rotor-stator System," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, No. 12, pp. 2207~2218.
- (9) Raimundo, A. M., Oliveira, L. A. and Figueiredo, A. R., 2002, "Numerical Simulation and Experimental Validation of Heat Transfer within Rotating Flows for Three-dimensional Non-axisymmetric, Turbulent Conditions," *Int. J. for Numerical Methods in Fluids*, Vol. 40, No. 6, pp. 821~840.
- (10) Raimundo, A. M., Figueiredo, A. R., and Oliveira, L. A., 2002, "Heat Transfer Measurements in a Rotor-Stator System with Three-dimensional Non-axisymmetric Flow Conditions," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 27, No. 1, pp. 47~58.
- (11) Nakahama, T., Suzuki, K., Hashidume, S., Ishibashi F. and Hirata, M., 2006, "Cooling Airflow in Unidirectional Ventilated Open-type Motor for Electric Vehicles," *IEEE Transaction on Energy Conversion*, Vol. 21, No. 3, pp. 645~651.
- (12) Harris, T. A., 2001, *Rolling Bearing Analysis*, Wiley & Sons, New York, pp. 461~578.