creative commons

COMMONS DEED

저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:

저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.

변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 이용허락규약(Legal Code)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

Disclaimer

dCollection

공학전문석사 학위 연구보고서

전기자동차용 120kW급 IPMSM의 로터/하우징 형상 변경에 기인한 내부 유동 특성 변화에 따른 냉각 성능 개선 방안에 대한 해석적 연구

An Analytic Study on the Increase of Cooling Performance by Changing of Internal Flow Characteristic due to the Change of Rotor/Housing Shape of 120kW IPMSM for Electric Vehicle

2023년 2월

서울대학교 공학전문대학원
응용공학과 응용공학전공
김 기 표

전기자동차용 120kW급 IPMSM의 로터/하우징 형상 변경에 기인한 내부 유동 특성 변화에 따른 냉각 성능 개선 방안에 대한 해석적 연구

An Analytic Study on the Increase of Cooling Performance by Changing of Internal Flow Characteristic due to the Change of Rotor/Housing Shape of 120kW IPMSM for Electric Vehicle

지도교수 한승용

이 프로젝트 연구보고서를 공학전문석사 학위
연구보고서로 제출함
2023년 1월

서울대학교 공학전문대학원
응용공학과 응용공학전공
김 기 표

김 기 표의 공학전문석사 학위 연구보고서를 인준함
2023년 2월

위원장 오 병 수 (인)
위 원 서 은 석 (인)
위 원 김 재 광 (인)
위 원 한 승 용 (인)

초 록

최근 자동차 연비 규제 강화로 내연기관에서 전기자동차로 산업의 트렌드가 변화하고 있다. 이에 전기자동차용 구동 모터의 성능, 효율 향상에 대한 다양한 방법의 연구가 진행되고 있다. 일반적으로 구동 모터의 성능, 효율과 내구성은 부품의 온도와 밀접한 연관이 있다고 알려져있다. 또한 전기자동차 운행 시에 모터 구성품의 한계 온도에 도달하면 출력을 제한하고 있기 때문에 구동 모터의 방열 성능은 중요한 인자로 인식되고 있다. 이에 따라 전기자동차용 수냉식 구동 모터의 냉각 성능 증대를 위한 설계 방안을 연구하였다.

연구 방법은 120kW급 수냉식 IPMSM의 기준 사양(Base model)과 로터, 하우징 형상 변경 모델에 대해 전자계 수치 해석과 열유동 전산 해석을 진행하였다. 전자계 수치 해석은 선정된 운전점에서의 모터 성능과 손실을 도출하기 위해 상용 프로그램인 JMAG으로 수행하였다. 도출된 손실값을 바탕으로 구동 모터 열적 특성을 확인하기 위해 상용 코드인 Fluent로 열유동 해석을 수행하였다.

연구 모델은 다음과 같이 적용하였다. 첫째로 기준 모델을 고전적인 로터와 하우징 형상으로 제작하였다. 둘째로 로터 변경 모델에서 End Plate의 홀을 로터 홀과 일치하도록 추가하고, 로터 홀을 Sub-assembly 단별로 Twisted각을 적용하였다. 마지막으로 로터/하우징 변경 모델은 로터 변경 모델을 포함하며 공기 순환 공간(Air path)을 적용하였다. 이는 로터

변경 모델에서 적용한 Twisted홀의 회전 효과로 발생되는 유동을 순환시키기 위해 하우징 측에 위치시켰다. 냉각 수로 근처에 순환 유동의 경로를 위치시켜 공기와 냉각수 간 신규 열전달 경로를 적용하였다. 회전 속도와 출력 별로 냉각 성능의 차이를 확인하기 위해 운전점은 연속 정격 출력(60kW, @4,000rpm)과 최대 정격 출력(120kW, @2,300rpm) 및 최고속(8,000rpm)에서 두 지점(60kW, 120kW)으로 선정하였다. 해석의 정합성을 확인하기 위해 기준 모델에서 최대 정격 출력 운전점과 연속 정격 출력 운전점에서 시험 결과와 해석 결과를 비교하였다.

수행한 연구 결과로서 기준 모델 대비 로터 변경 모델은 연속 정격 출력 운전점에서 로터에서 약 4°C, 영구 자석에서 약 5°C의 온도 저감을 확인하였으며, 로터/하우징 변경 사양의 경우 로터와 영구 자석에서 약 19°C의 온도 저감을 확인하였다. 본 연구에서 제안하는 설계 방안을 적용하여 전기자동차용 수냉식 IPMSM의 냉각 성능의 증대를 기대할 수 있다.

주요어 : 구동 모터, 매입형 영구자석 동기전동기, 로터, 공기 냉각, 순환 유로, 열전달, End plate, Twisted Hole

학번 : 2021-25082

목 차

I. 서론 **1**

1.1 연구 배경 1

1.2 구동 모터 냉각 방식 및 최근 동향 1

1.3 문제 인식 2

1.4 연구 목표 2

II. 연구 방법론 : 전자계/열유동 해석 **4**

2.1 배경 이론 4

2.1.1 전자계 해석 특성 방정식 4

2.1.2 열유동 해석 특성 방정식 7

2.2 관련 연구 12

2.3 선행 연구 기반 연구 방법 검증 13

2.3.1 풍력 손실 실험식-해석 검증 결과 13

2.3.2 회전 원형 채널 열전달 실험식-해석 검증 결과 . . . 15

2.3.3 테일러 반응기 공극 내 유동 해석 검증 결과 18

III. 구동 모터 전자계 해석 **21**

3.1 연구 모델 제원 21

3.2 구동 모터 성능-손실 해석 결과 23

IV. 구동 모터 열유동 해석 **27**

4.1 해석 모델링 27

4.1.1 전산유체역학 연구 모델 28

4.1.2 해석 가정 및 운전 조건 31
4.2 열유동 해석 결과 32
4.2.1 기준 모델 해석 결과 및 모델 검증 32
4.2.2 로터 변경 모델 해석 37
4.2.3 로터/하우징 변경 모델 해석 43

V. 결론 51
5.1 결과 및 의의 51
5.2 한계 및 향후 연구 53

참고 문헌 55

Abstract 58

그 림 목 차

그림 1. 전기자동차용 구동모터 Rotor Skew 예시 3
그림 2. x면에서의 출입 질량flux 7
그림 3. Vrancik 연구 모델 형상 14
그림 4. Baudoin 연구 모델 형상 16
그림 5. Lee 연구 모델 형상 19
그림 6. 동심환형관 내부 유동 단면 형상, Re124조건 19
그림 7. Taylor Flow 반경방향 무차원수 실험-해석 결과 비교 . 20
그림 8. 연구 모델 설계 단면 22
그림 9. 연구 모델 성능 곡선 23
그림 10. 연구 모델 부하 해석 결과[80°C] - 토크 파형 25
그림 11. 연구 모델 고회전 운전점 해석 결과[80°C] - 토크 파형 26
그림 12. 연구 모델 내부 부품 구성도(기준 모델) 28
그림 13. 로터 변경 모델 상세 차이점 29
그림 14. 하우징 변경 형상 29
그림 15. 로터 변경 모델 - 로터/하우징 변경 모델 상세 차이점 . 30
그림 16. 기준 모델 운전점별 온도 분포 34
그림 17. 기준 모델 연속 정격 운전점 부품별 온도 분포, 정상 상태 36
그림 18. 기준 모델 최대 정격 운전점 부품별 온도 분포, 10sec . 36
그림 19. 연속 정격 출력 운전점 시험/해석 결과 비교 36
그림 20. 최대 출력 운전점 시험/해석 결과 비교 37
그림 21. Case4 운전점별 구동 모터 내부 온도 분포도 40

그림 22. Base Model / Model#1 연속 정격 출력 운전점 내부 온도 분포 41
그림 23. 로터 변경 모델 연속 정격 출력 운전점 내부 유속 벡터도 42
그림 24. Case5 운전점별 구동 모터 내부 온도 분포도 46
그림 25. Model#1 / Model#2 연속 정격 출력 운전점 내부 온도 분포 비교 47
그림 26. Model#1 / Model#2 연속 정격 운전점 내부 유속 벡터도 47
그림 27. 연속 정격 출력 운전점 Case5/Case6 구성품별 온도 분포도 49

표 목 차

표 1. x, y, z 방향 출입 질량 유동 8

표 2. x, y, z 방향 출입 운동량 flux 9

표 3. Vrancik 회전 로터 모델 상세 치수 14

표 4. Vrancik 회전 로터 모델 수기 계산 결과 15

표 5. Vrancik 회전 로터 모델 전산 해석 결과 및 오차 15

표 6. Baudin 회전 채널 모델 상세 치수 16

표 7. 공기 열적 물성치 17

표 8. Baudoin 실험식 수기 계산 결과 18

표 9. Baudoin 실험 모델 해석 결과 및 오차 18

표 10. Lee 동심환형관 모델 상세 치수 및 물성치 19

표 11. IPMSM 성능 사양 21

표 12. IPMSM 설계 사양 22

표 13. 구동모터 무부하 해석 결과 23

표 14. 최대 출력 & 연속 출력 운전점 성능 및 손실 해석 결과 [80°C] 25

표 15. 최대 속도 운전점 출력별 성능 및 손실 해석 결과[80°C] 26

표 16. 연구 모델 Case 분류 31

표 17. 구동 모터 내부 구성품 열적 물성치 32

표 18. 구동 모터 구성품별 단위 부피당 열량 32

표 19. 구동 모터 운전점별 구성품 최대 온도 35

표 20. 구동 모터 최대/정격 출력 운전점 Case별 구성품 최대 온도 38

표 21. 구동 모터 최대 속도 운전점 Case별 구성품 최대 온도 . 39
표 22. 구동 모터 운전점별 구성품 최대 온도 43
표 23. 구동 모터 최대/연속 정격 출력 운전점 모델 별 구성품 최대 온도 44
표 24. 구동 모터 최대 속도 운전점 각 모델별 구성품 최대 온도 44
표 25. 운전점 - 로터/하우징 변경 모델별 구성품 최대 온도 . . 50

약 어 설 명

λ	자속, Wb
ω	각속도, rad/s
ρ	밀도, kg/m^3
τ	전단 응력, Pa
$\vec{V}$	유체 속도 벡터, m/s
A	면적, m^3
EMF	기전력, V
i	전류, A
k_e	와전류 상수
k_h	히스테리시스 상수
P	출력, W
Q	발열량, W
Q_{copper}	동 손실, W
Q_{iron}	철 손실, W
R	전기 저항, Ω
t	시간, sec

u	x방향 속도 벡터, m/s
v	y방향 속도 벡터, m/s
v	전압, V
W	일량, W
w	z방향 속도 벡터, m/s

제 1 장

서론

1.1 연구 배경

전기자동차용 구동 모터(Traction motor)의 구동을 위해서 높은 전류와 전압을 인가하며, 이로 인해 모터 내부의 성능 담당 부품에서 손실로 인한 열이 지속적으로 발생하게 된다. 모터 운전 시간이 지속됨에 따라 발생한 열은 내부 부품의 온도 상승의 요인으로 작용한다. 부품의 재질에 따른 한계 온도가 있기 때문에 온도 상승으로 인한 운전 가능 시간이 운전점 별로 제한된다. 따라서 모터의 운전 가능 시간 개선과 함께 성능, 효율 및 내구 수명 증대를 위해 냉각 성능이 중요한 설계 인자로 인식되고 있다.

1.2 구동 모터 냉각 방식 및 최근 동향

전기자동차용 구동 모터 작동시 발생되는 열을 외부로 배출하기위해 일반적으로 공냉(Air Cooling) 방식, 수냉(Water Cooling) 방식을 주로 사용하고 있다. 위에서 언급된 바와 같이 구동 모터의 성능, 효율, 내구성 및 운전 가능 시간을 확보하기 위해 각 모터의 컨셉에 따라 냉각 방식을 선정하게 된다. 최근 전기자동차용 구동 모터가 고성능화되면서 발열량이 증대되고 있기 때문에 방열 성능 개선의 필요성이 대두되고 있다. 이에 권선과 로터를 작동 유체로 직접 냉각이 가능한 유냉(Oil Cooling) 및 유-

수냉(Oil-Water Complex Cooling) 방식의 연구와 개발이 많이 이루어지고 있다.[1, 16] 또한 기존의 수냉 방식 모터에서 로터의 회전력을 이용하여 대류 열전달 성능을 강화하는 방식의 연구도 진행되고 있다.[17, 18]

1.3 문제 인식

기존에 주로 사용된 수냉 방식의 경우 권선과 고정자는 냉각 수로를 통한 냉각 성능이 확보되었으나, 회전자와 영구자석은 설계적으로 별도의 냉각 시스템을 적용하기 어려운 부분이 있다. 이는 구동 모터의 성능과 효율을 축소시키는 요인이 된다. 또한 유냉과 유-수냉 방식은 작동 유체를 통한 로터 직접 냉각으로 성능 증대를 꾀할 수 있다. 그러나 열교환기(Heat Exchanger), 오일 펌프(Oil Pump), 오일 필터(Oil Filter) 등과 같은 전용 냉각 시스템 구성이 필요한 부분이 있다.

1.4 연구 목표

본 연구에서는 기존에 일반적으로 사용되었던 수냉식 모터의 추가적인 방열 성능 확보 방안을 제안하고자 한다. 전기자동차용 구동 모터에서는 그림 1에서 보이는 바와 같이 Skew를 적용하여 NVH 성능을 향상시키고 있다.[2] 이 방법에서 착안하여 본 연구에서는 냉각 성능 개선 방안 중 첫 번째로 End Plate측에 홀을 적용하며 로터의 살빼기 홀을 Twisted 형상으로 변경하여 공기 냉각을 강화하는 방법을 제안하고자 한다. 두 번째로는 구동 모터 내부의 공기 순환 유동을 생성하기 위해 앞서 언급된 로터 변경에 더해 하우징 형상을 변경하는 방법이다. 냉각 수로부 주변이

순환 유동의 경로 중에 위치하도록 하여 공기와 냉각수 간 열전달 경로를 만들고자 하였다. 추가된 열전달 경로를 통해 냉각된 공기로 로터와 영구자석의 방열 성능을 증대하고자 한다. 제안하는 방안으로 수냉식 구동 모터에서 냉각 성능을 증대시킬 수 있을 것으로 기대되며 효과성은 수치 해석을 통해 각 내부 부품의 온도 저감량을 확인하고자 한다. 본 연구에서의 주된 효과 분석 인자는 로터 및 하우징 형상 변경으로 인한 온도 저감량으로써 Skew 적용으로 인한 전자계 특성 및 손실 변화는 미고려하고자 한다. 이에 따라 연구 모델에서 영구자석 장착부는 No-Skew type으로 적용하여 수치 해석을 진행하였다.

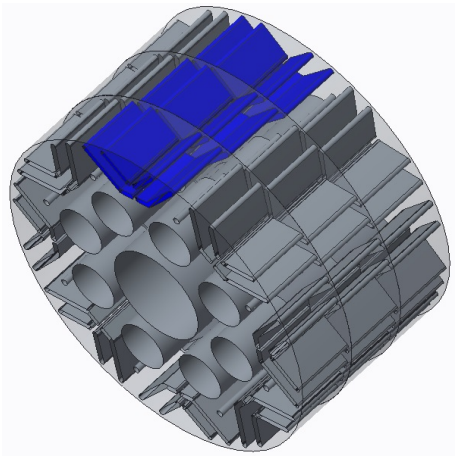


그림 1: 전기자동차용 구동모터 Rotor Skew 예시

제 2 장

연구 방법론 : 전자계/열유동 해석

본 연구에서 전기자동차용 구동 모터의 냉각 성능은 다음과 같은 순서로 진행된다. 첫째로 운전점별 각 부품의 발열량을 도출한다. 이 발열량은 전자계 해석에서 구동 모터 성능 부품(권선, 로터, 스테이터, 영구자석)의 손실값을 도출함으로써 얻을 수 있다. 둘째로 계산된 성능 부품의 발열량과 물성치를 적용하여 로터와 축의 회전 효과를 고려한 열/유동 해석을 수행한다. 열/유동 해석의 결과로서 각 구성품의 온도 분포를 확인하여 기준 모델 대비 로터 변경 모델 및 로터/하우징 변경 모델의 냉각 성능 증대 효과를 분석하였다.

2.1 배경 이론

2.1.1 전자계 해석 특성 방정식

일반적으로 영구 자석 동기 전동기에서 a, b, c상에 대한 전압 방정식은 식 (2.1) - (2.3)과 같이 나타난다.

$$v_{as} = R_s i_{as} + \frac{d\lambda_{as}}{dt} \tag{2.1}$$

$$v_{bs} = R_s i_{bs} + \frac{d\lambda_{bs}}{dt} \tag{2.2}$$

$$v_{cs} = R_s i_{cs} + \frac{d\lambda_{cs}}{dt} \tag{2.3}$$

$v_{xs}(x = a, b, c)$는 각 상에서의 전압, R_s는 각 상의 저항, $i_{xs}(x = a, b, c)$는 각 상에 흐르는 전류, $\lambda_{xs}(x = a, b, c)$는 각 상에서의 쇄교 자속을 나타내며 쇄교 자속 방정식은 식 (2.4) - (2.6)과 같이 표현된다.

$$\lambda_{as} = L_{asas} i_{as} + L_{asbs} i_{bs} + L_{ascs} i_{cs} + \lambda_{af} \tag{2.4}$$

$$\lambda_{bs} = L_{bsas} i_{as} + L_{bsbs} i_{bs} + L_{bscs} i_{cs} + \lambda_{bf} \tag{2.5}$$

$$\lambda_{cs} = L_{csas} i_{as} + L_{csbs} i_{bs} + L_{cscs} i_{cs} + \lambda_{cf} \tag{2.6}$$

L_{asas}, L_{bsbs}, L_{cscs}는 각 상에서의 자기 인덕턴스이며, L_{asbs}와 L_{ascs}는 a 상에 대한 b, c 상에 의한 상호 인덕턴스, L_{bsas}와 L_{bscs}는 b상에 대한 a, c 상에 의한 상호 인덕턴스이다. L_{csas}와 L_{csbs}는 c상에 대한 a, b 상에 의한 상호 인덕턴스이다. $\lambda_{xf}(x = a, b, c)$는 영구자석으로부터 각 상으로 쇄교하는 자속이다. b, c상의 쇄교 자속은 위상각 120[°] 차이를 갖는다. 이를 d-q 좌표변환 기법으로 회전자 속도에 동기하는 회전좌표계로 변환하면 식 (2.7) - (2.10)과 같다.

$$v_{ds}^r = R_s i_{ds}^r + \frac{d\lambda_{ds}^r}{dt} - \omega_{rm} \lambda_{qs}^r \tag{2.7}$$

$$v_{qs}^r = R_s i_{qs}^r + \frac{d\lambda_{qs}^r}{dt} + \omega_{rm} \lambda_{ds}^r \tag{2.8}$$

$$\lambda_{ds}^r = L_{ds} i_{ds}^r + \lambda_f \tag{2.9}$$

$$\lambda_{qs}^{r} = L_{qs} i_{qs}^{r} \tag{2.10}$$

식 (2.7) - (2.10)을 통해 IPMSM의 입력 전력을 유도하면 식 (2.11)과 같이 나타나며, (2.11) 중 마지막 항은 기계적 출력을 의미하며 식(2.12)로 나타낼 수 있다.

$$P_{in} = \frac{3}{2}(R_s(i_{ds}^{r2} + i_{qs}^{r2}) + i_{ds}^{r}\frac{d\lambda_{ds}^{r}}{dt} + i_{qs}^{r}\frac{d\lambda_{qs}^{r}}{dt} + \omega_{rm}(\lambda_f i_{qs}^{r} + (L_{ds} - L_{qs}) i_{ds}^{r} i_{qs}^{r})) \tag{2.11}$$

$$P_{out} = \omega_{rm}(\lambda_f i_{qs}^{r} + (L_{ds} - L_{qs}) i_{ds}^{r} i_{qs}^{r})) \tag{2.12}$$

이 출력을 각속도 ω_m으로 나눔으로써 토크 방정식을 식 (2.13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$T = \frac{P_{out}}{\omega_m} = \frac{3}{2}\frac{P}{2}(\lambda_f i_{qs}^{r} + (L_{ds} - L_{qs}) i_{ds}^{r} i_{qs}^{r}) \tag{2.13}$$

식(2.13)에서 P는 극수를 나타낸다.

다음으로는 영구자석 동기전동기의 손실 특성에 대해 나타내었다. 일반적으로 매입형 영구자석 동기전동기의 손실은 권선에서 발생되는 동손과 코어에서 발생되는 철손으로 나타내어진다. 동손 및 철손은 식 (2.14)와 (2.16)과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_{copper} = 3R_{ph} I_{rms}^{2} = 3R_{ph}(\frac{i_{max}}{\sqrt{2}})^{2} \tag{2.14}$$

$$R_{ph} = R_{cu}(T_{cu})\frac{n_{ph}L_{ph}}{S_{cu}} \tag{2.15}$$

$$Q_{iron} = Q_h + Q_e = k_h B^n f + k_e f^2 B^2 \tag{2.16}$$

R_{ph}는 3상 권선 저항, i는 인가 전류, R_{cu}는 구리 저항, T_{cu}는 권선 온도, n_{ph}는 턴 수 그리고 L_{ph}는 권선의 길이, B는 자속 밀도, k_h는 히스테리시스 상수, k_e는 와전류 상수 그리고 n은 Steinmetz 상수이다. 상수 값은 코어의 재료 및 형상에 따라 결정되는 값으로 $k_h = 44 \sim 55$, $k_e = 0.04 \sim 0.07$, $n = 1.8 \sim 2.2$의 범위를 갖는다.

2.1.2 열유동 해석 특성 방정식

구동 모터 내부의 열유동 해석을 위해서 연속방정식, 운동량 보존, 에너지 보존 방정식을 지배 방정식으로 사용하여 진행하였다.

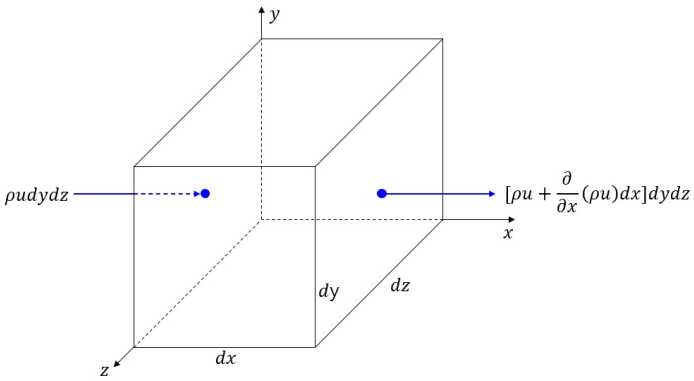


그림 2: x면에서의 출입 질량flux

그림2와 같은 미소검사체적 (dx, dy, dz)에서의 질량보존법칙의 식의 형태는 식(2.17)과 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} dxdydz + \sum (\rho A \vec{V})_{out} - \sum (\rho A \vec{V})_{in} = 0 \tag{2.17}$$

x, y, z는 각 방향을 나타내며 ρ는 밀도, A는 면적, $\vec{V}$는 속도를 나타낸다. 그림2에서는 x방향의 질량 유동만 나타나 있으며 x, y, z 방향의 질량 유동은 표1과 같이 나타낼 수 있다.

표 1: x, y, z 방향 출입 질량 유동

Face	Inlet mass flow	Outlet mass flow
x	$\rho u dydz$	$[\rho u + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u)dx]dydz$
y	$\rho v dxdz$	$[\rho v + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v)dy]dxdz$
z	$\rho w dxdy$	$[\rho w + \frac{\partial}{\partial w}(\rho w)dz]dxdy$

u는 $\vec{V}$의 x방향 성분, v는 $\vec{V}$의 y방향 성분, w는 $\vec{V}$의 z 방향 성분을 나타낸다. 위 항을 식(2.17)에 대입하여 정리하면 식(2.18)와 같이 밀도와 속도에 관한 도함수만을 포함한 편미분 방정식이 도출된다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \tag{2.18}$$

식(2.18)의 2, 3, 4항은 $\rho\vec{V}$의 발산과 동일하므로 이를 정리하면 식(2.19)과 같은 연속방정식(Continuity conservation equation)을 나타낼 수

있다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \tag{2.19}$$

그림2의 미소검사체적에서의 운동량 식의 형태는 식(2.20)과 같이 표현되며, 각 방향별로 운동량 flux를 정리하면 표2와 같다.

$$\sum F = \frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{V}) dxdydz + \sum (\dot{m}\vec{V})_{out} - \sum (\dot{m}\vec{V})_{in} \tag{2.20}$$

표 2: x, y, z 방향 출입 운동량 flux

Face	Inlet momentum flux	Outlet momentum flux
x	$\rho u \vec{V} dydz$	$[\rho u \vec{V} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u \vec{V}) dx] dydz$
y	$\rho v \vec{V} dxdz$	$[\rho v \vec{V} + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \vec{V}) dy] dxdz$
z	$\rho w \vec{V} dxdy$	$[\rho w \vec{V} + \frac{\partial}{\partial w}(\rho w \vec{V}) dz] dxdy$

$\dot{m}$은 질량 유동을 나타낸다. 식(2.20)와 표2 및 점성 응력 성분을 포함하여 정리하면 식(2.21)과 같은 운동량 방정식(Momentum conservation equation)을 나타낼 수 있다.

$$\rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\rho \vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} = -\nabla p + \rho g + \nabla \cdot \tau \tag{2.21}$$

$$\tau = \begin{bmatrix} \tau_{xx} & \tau_{yx} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \tau_{yy} & \tau_{zy} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \tau_{zx} \end{bmatrix}$$

점성 응력과 점성계수의 관계를 적용하여 운동량 방정식에 대입하면 식(2.22)와 같은 나비에-스토크스 방정식(Navier-Stokes equation)을 나타낼 수 있다. 나비에-스토크스 방정식은 비선형 편미분 방정식이며 이를 계산하기 위하여 Realizable k-ε 난류 모델을 적용하여 유동 특성과 난류 전단 응력을 선형 함수 관계로 나타내었다.

$$\rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\rho \vec{V} \cdot \nabla)\vec{V} = -\nabla p + \rho g + \mu \nabla^2 \vec{V} \tag{2.22}$$

이어서 열전달 현상을 풀기 위해 에너지 방정식을 지배방정식 중 하나로 사용하였다. 에너지 방정식은 열역학 제1법칙을 유체의 물리량으로 표현한 식으로 식(2.25)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{Q} - \dot{W}_v = (\rho \frac{de}{dt} + \vec{V} \cdot \nabla p + p \nabla \cdot \vec{V}) dxdydz \tag{2.23}$$

$$e = \hat{u} + \frac{1}{2}\vec{V}^2 + gz \tag{2.24}$$

$$\rho\frac{de}{dt} + \vec{V}\cdot\nabla p + p\nabla\cdot\vec{V} = \nabla\cdot(k\nabla T) + \nabla\cdot(\vec{V}\cdot\tau) \tag{2.25}$$

2.2 관련 연구

본 연구를 수행하기 전 기존의 전기자동차용 구동 모터의 냉각 성능에 관련된 연구들을 조사하였다. 관련 연구 조사는 모터의 냉각, 손실, 내부 유동의 분야에 대해 조사를 진행하였다.

Fasquelle는 전기기기의 효율 개선을 위해 로터 내부 원형 배관의 공기 냉각 시스템에 대한 연구를 진행하였다.[3] 로터 내부 홀(회전축과 평행)의 형상과 Attack angle에 따른 유동 형상과 Nusselt No.에 대한 연구를 진행하였으며, Attack angle이 로터 내부 홀에서의 냉각 성능을 제어하는 주요 인자로 제시하였다.

Vrancik은 전기기기의 로터 회전에 따른 풍력 손실을 예측하는 방법을 제안하였다.[4] 난류 조건에서 Reynolds No.와 항력 계수(Cd)의 관계식을 제안하였고 이를 통한 로터 회전에서의 풍력 손실 관계식을 제안하였다. 비교 결과에서 풍력 손실 계산과 실험값의 차이가 Max 7%임을 보였다.

Wang은 전기자동차용 수냉식 영구자석 동기 모터의 발열 및 방열을 연구하였다.[5] 이들은 유체-고체-열 커플링 시뮬레이션을 CFD를 통해 수행하였으며, 정격 운전 조건에서의 정상상태 온도장을 도출하였다. 해석 수행에 필요한 시간을 단축시키기 위해 로터-스테이터 사이 공극의 열전달 방식을 등가 열전도 계수를 적용하여 연구를 수행하였다.

Jaeger는 전기기기의 열적 특성 개선을 위해 중공 샤프트를 이용한 로터 공냉 시스템의 영향을 연구하였다.[6] 2중 접합 중공샤프트를 이용하여 내부의 블레이드를 통해 샤프트 내부의 공기 유동을 발생시켰으며,

10,000RPM에서 약 40K의 온도 저감과 연속 작동 가능 영역을 50% 증대하였다.

Lee는 로터 내부의 일정한 각도로 연속적으로 비틀어져있는 홀을 적용한 매입형 영구자석 동기 전동기에서의 End Plate측 Blade의 형상에 따른 냉각 효과에 대해 연구하였다.[7]

Lee는 동심환형관 형태의 테일러 반응기에서 내부 실린더 회전에 따른 실린더 사이 유동 특성에 대해 연구하였다.[12] Taylor-Couette 유동 특성을 고려한 반응기 내부의 혼합 성능에 대해 연구하였다.

2.3 선행 연구 기반 연구 방법 검증

이 절에서는 관련 선행 연구 모델을 통해 열유동 해석의 연구 방법을 검증하였다. 검증에 사용한 모델은 Vrancik의 전기기기의 로터 회전에 따른 풍력 손실 예측과 Baudoin의 회전하는 직관 로터 홀의 열전달 성능, 그리고 Lee의 테일러 반응기의 공극 내 유동 연구이다.[4, 11, 12] 선행 연구 모델에 대해 유동 해석 또는 열유동 해석을 수행하였으며 얻어진 결과를 실험 결과와 비교하여 검증하였다.

2.3.1 풍력 손실 실험식-해석 검증 결과

Vrancik은 원형 실린더 형태의 로터 회전에 따른 풍력 손실 방정식을 제안하였다.[4] 이에 사용된 모델 및 치수는 표3과 그림 3과 같다. 해당되는 연구에서 제안된 원형 실린더 형태의 로터 회전에 따른 풍력 손실은 식 (2.26) - (2.27)과 같다.

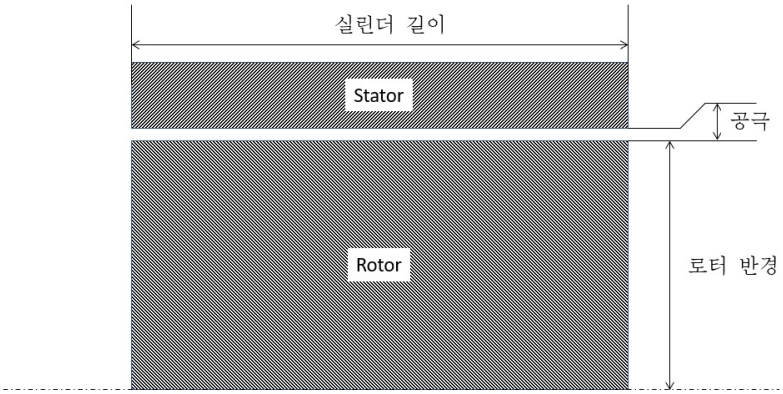


그림 3: Vrancik 연구 모델 형상

표 3: Vrancik 회전 로터 모델 상세 치수

위치	치수	단위
공극	0.63	mm
실린더 길이	114.2	mm
로터 반경	100	mm

$$\frac{1}{\sqrt{C_d}} = 2.04 + 1.768 ln(Re\sqrt{C_d}) \tag{2.26}$$

$$W = \pi C_d \rho R^4 \omega^3 L \tag{2.27}$$

상기 치수를 적용하여 회전속도 2300, 4000, 8000, 10000[rpm]에서의 수기 계산과 유동 해석을 수행하였다. 해석의 결과로는 Wall Shear Stress와 Dynamic Pressure를 도출하였으며 이를 통해 항력 계수와 풍력 손실을 계산하였다. 수행된 수기 결과와 해석 결과를 표4, 표5와 같이 나타내었다.

표 4: Vrancik 회전 로터 모델 수기 계산 결과

	Case1	Case2	Case3	Case4
rpm	2,300	4,000	8,000	10,000
Re	998	1736	3472	4340
C_d	9.70×10^{-3}	8.28×10^{-3}	6.88×10^{-3}	6.51×10^{-3}
W	5.76×10^{0}	2.59×10^{1}	1.72×10^{2}	3.18×10^{2}

표 5: Vrancik 회전 로터 모델 전산 해석 결과 및 오차

	Case1	Case2	Case3	Case4
rpm	2,300	4,000	8,000	10,000
Wall Shear Stress[Pa]	1.08×10^{0}	2.78×10^{0}	9.27×10^{0}	1.37×10^{1}
Dynamic Pressure[Pa]	1.30×10^{2}	3.31×10^{2}	1.27×10^{3}	1.95×10^{3}
C_d	8.28×10^{-3}	8.41×10^{-3}	7.33×10^{-3}	7.06×10^{-3}
W	4.92×10^{0}	2.63×10^{1}	1.83×10^{2}	3.45×10^{2}
오차[%]	14.6	1.54	6.40	8.50

Vrancik(1968)의 모델에서 수기 계산과 해석 결과의 오차는 최대 14.6[%], 최소 1.54[%]를 확인하였다.

2.3.2 회전 원형 채널 열전달 실험식-해석 검증 결과

Baudoin은 회전축으로부터 편심되어있는 회전하는 원형 채널의 열전달 성능에 대해 연구하였다.[11] 연구에 사용된 모델 형상은 그림4 및 표6과 같이 나타내었다.

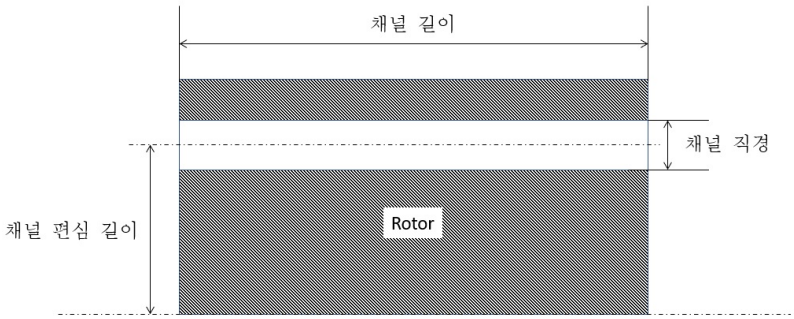


그림 4: Baudoin 연구 모델 형상

표 6: Baudin 회전 채널 모델 상세 치수

	치수	단위
채널 직경	24	mm
채널 길이	280	mm
채널 편심 길이	72	mm
공기 입구온	323	K
채널 주위 온도	473	K
질량 유량	0.006	kg/s

Baudoin의 연구 결과에 따르면 회전 원형 채널에서의 Nusselt Number 계산식은 식(2.28) - 식(2.29)와 같으며, 실험식을 적용하기 위한 전제 조건은 식(2.30) - (2.32)와 같다.[11]

$$\frac{Nu}{Nu_0} = 1 + 0.46(Ro\frac{H}{D})^{1.24} \tag{2.28}$$

$$Nu_0 = 0.023Pr^{\frac{1}{3}}Re^{0.8}[1 + (\frac{D}{L})^{0.7}] \tag{2.29}$$

$$\frac{H}{D} = 3, \frac{L}{D} = 11.6 \tag{2.30}$$

$$3000 < Re < 25000 \tag{2.31}$$

$$0 \leq \omega \leq 150 \tag{2.32}$$

원형 채널의 열전달 성능을 확인하기 위한 해석을 수행함에 있어 적용된 공기의 열적 물성치는 표7과 같이 나타내었다.

표 7: 공기 열적 물성치

공기 물성	입력값	단위
밀도	1.23×10^{0}	kg/m^3
비열	1.01×10^{3}	J/(kg*K)
열전도도	2.42×10^{-2}	W/(m*K)
점성계수	1.79×10^{-5}	kg/(m*s)

상기 치수와 물성치를 바탕으로 진행한 수기 계산 결과는 표8과 같이 나타내었다. 채널 출구부의 온도를 열유동 해석 결과로 도출하였으며 얻어진 결과를 바탕으로 대류 열전달 계수와 Nu 계산을 수행하였다.[9] 해석 결과와 실험식과의 오차는 표9와 같이 나타내었다.

Baudoin(1987)의 모델에서 Nusselt Number의 수기 계산과 해석 결과의 오차는 최대 10.0[%], 최소 1.88[%]를 확인하였다.

표 8: Baudoin 실험식 수기 계산 결과

$\omega[rad/s]$	Ro	Pr	Nu
50	1.11×10^{-1}	7.44×10^{-1}	6.90×10^{1}
60	1.33×10^{-1}	7.44×10^{-1}	7.08×10^{1}
90	2.00×10^{-1}	7.44×10^{-1}	7.68×10^{1}
100	2.22×10^{-1}	7.44×10^{-1}	7.89×10^{1}

표 9: Baudoin 실험 모델 해석 결과 및 오차

$\omega[rad/s]$	출구부 평균 온도[K]	h[W/(m$^2*K$)]	Nu	오차[%]
50	3.548×10^{2}	6.82×10^{1}	6.77×10^{1}	1.88
60	3.552×10^{2}	6.90×10^{1}	6.84×10^{1}	3.39
90	3.562×10^{2}	7.15×10^{1}	7.10×10^{1}	7.55
100	3.565×10^{2}	7.23×10^{1}	7.17×10^{1}	10.0

2.3.3 테일러 반응기 공극 내 유동 해석 검증 결과

Lee는 고정된 외부 실린더와 회전하는 내부 실린더를 가진 동심환형관 형태의 혼합 용기에서 간극 내 유체의 유동에 대한 연구를 진행하였다.[12] Wereley & Lueptow의 실험 결과와 전산 해석 결과를 비교하였다.[13] 연구에 사용된 모델의 형상과 상세 치수 및 유체의 물성치는 그림5 및 표10과 같이 나타내었다.

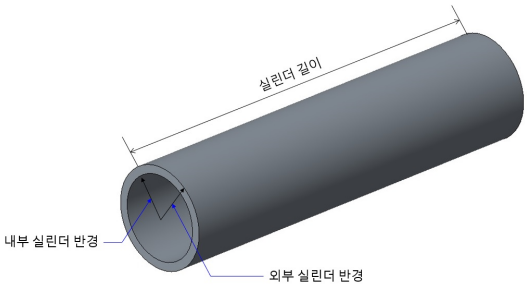


그림 5: Lee 연구 모델 형상

표 10: Lee 동심환형관 모델 상세 치수 및 물성치

위치	치수	단위
내부 실린더 반경	42.45	mm
외부 실린더 반경	51	mm
실린더 간극	8.55	mm
실린더 길이	417	mm
작동 유체 밀도	1123.9	kg/m^3
작동 유체 점성 계수	0.001438	kg/(m·s)

상기 모델을 적용한 Re 124 조건에서의 유동 해석을 수행하였으며 그 결과로서 작동 유체의 단면 유동 형상을 그림6과 같이 나타내었다.

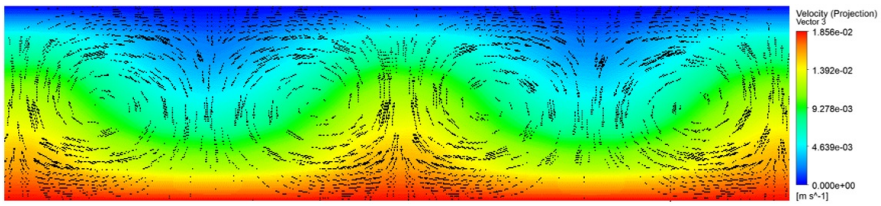


그림 6: 동심환형관 내부 유동 단면 형상, Re124조건

Wereley & Lueptow의 실험 결과와 같이 수행한 유동 해석 결과를 무차원화하여 그림7과 같이 나타내었다.[13] 가로축은 축방향의 좌표를

모델의 실린더 간극으로 나누어 무차원 수로 표시하였으며, 세로축은 유동의 반경방향 속도 성분을 내부실린더 반경과 회전속도의 곱으로 나누어 무차원 수로 표시하였다.

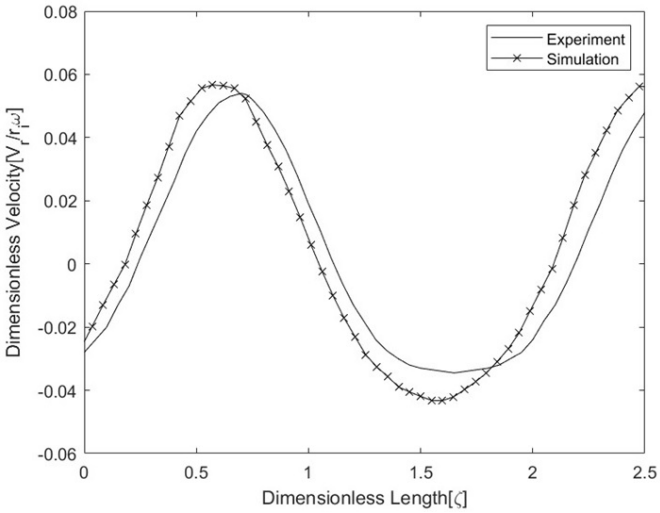


그림 7: Taylor Flow 반경방향 무차원수 실험-해석 결과 비교

Wereley Lueptow(1997)의 실험 결과와 해석 결과의 오차는 Peak to Peak 기준으로 12.9[%]를 확인하였다.

제 3 장

구동 모터 전자계 해석

수냉식 IPMSM의 열적 특성 검토를 위한 입력 매개변수를 도출하기 위해 전자계 해석을 수행하였다. 수치 해석은 상용 프로그램인 JMAG을 이용하여 수행되었으며, 구동 모터의 운전점별 목표 출력, 토크를 달성하는 조건에서의 동손, 철손, 영구자석 와전류손을 도출하였다.

3.1 연구 모델 제원

본 연구에서 사용된 IPMSM의 사양을 다음과 같이 나타내었다. 최대 출력 120kW와 최고 속도 8,000rpm을 갖는 구동 모터 사양으로 연구를 선정하였다. 구동 모터의 성능 사양을 표11에 표기하였으며, 상세 설계 사양은 표12에 나타내었다. 설계 단면을 그림8과 같이 나타내었으며, 연구 모델의 목표 출력-토크 선도는 그림9와 같이 도시하였다.

표 11: IPMSM 성능 사양

최대 출력	120 [kW]	최대 토크	499 [Nm]
연속 출력	60 [kW]	연속 토크	143 [Nm]
기저 속도	2,300 [rpm]	최대 속도	8,000 [rpm]
입력 전압	710 [V_{dc}]	최대 전류	445 [A_{rms}]

표 12: IPMSM 설계 사양

구분	사양	비고
타입	매입형 영구자석 동기전동기	
상수	3	
극수	8	
슬롯수	36	
코일 피치	4	
결선 타입	Y결선	
고정자 외경	320 [mm]	
회전자 외경	210 [mm]	
적층 길이	120 [mm]	
공극 길이	1 [mm]	

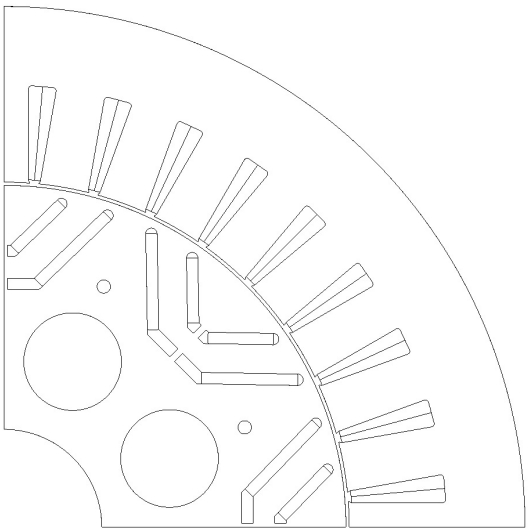


그림 8: 연구 모델 설계 단면

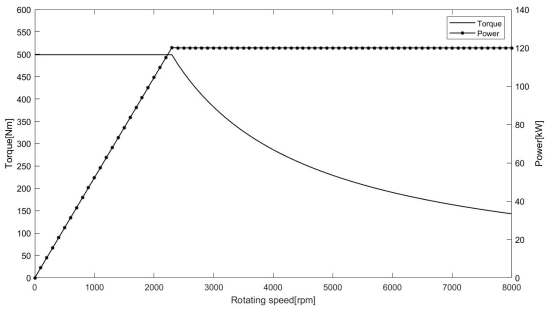
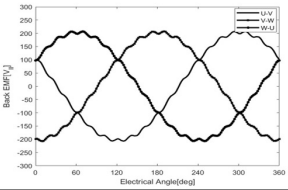
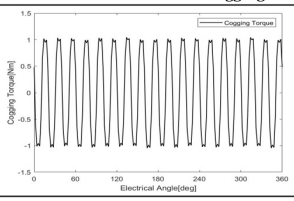


그림 9: 연구 모델 성능 곡선

3.2 구동 모터 성능-손실 해석 결과

선정한 사양으로 설계된 구동 모터의 무부하 운전 특성을 분석하였다. 전자계 해석은 그림8과 같은 단면 형상의 2D 모델에서 적층 길이를 적용하여 상용 해석 프로그램인 JMAG을 사용하여 진행되었다. 계산된 무부하(@2,300rpm) 조건에서의 Back-EMF와 Cogging Torque를 표13과 같이 나타내었다.

표 13: 구동모터 무부하 해석 결과

EMF at 2,300[rpm]		
	역기전력상수	6.36×10^{-3} $[V_{ll_rms}/rpm]$
Cogging Torque[Nm]		
	Peak to Peak	2.09[Nm]

다음 장에서 진행될 구동 모터 열유동 해석의 입력 매개 변수를 도출하기 위해 부하 조건에서의 전자계 성능-손실 해석을 수행하였다. 최대 정격 출력 운전점(120kW @2,300rpm)과 연속 정격 출력 운전점(60kW @4,000rpm)에서 전산 해석을 수행하였으며, 구동 온도는 80°C조건으로 진행하였다. 계산된 출력, 손실 및 토크 파형은 표14와 그림10과 같이 나타내었다. 고회전 운전점에서의 냉각 성능 분석을 위해 최고 속도 조건(8,000rpm)에서 두 지점(60kW, 120kW)을 선정하여 전산 해석을 수행하였다. 고회전 운전점에서 계산된 출력, 손실값 및 토크 파형은 표15와 그림11과 같이 나타내었다. 전자계 해석에서 도출된 부품별 손실 결과는 구동 모터 열유동 해석의 입력 매개변수로 적용된다.

표 14: 최대 출력 & 연속 출력 운전점 성능 및 손실 해석 결과[80°C]

구분		해석결과	
운전점		최대 출력	연속 출력
속도[rpm]		2,300	4,000
입력 전류[A_{rms}]		$4.34X10^2$	$1.58X10^2$
토크[Nm]		499.8	142.7
손실[W]	동손	$6.07X10^3$	$8.54X10^2$
	철손	$5.06X10^2$	$4.12X10^2$
	영구자석 와전류손	$8.84X10^2$	$1.93X10^2$

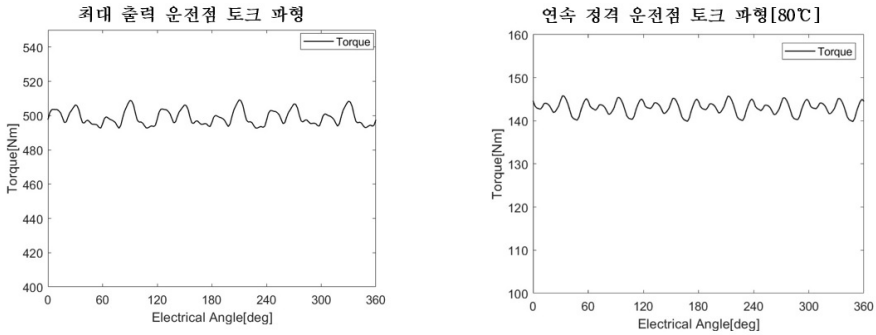


그림 10: 연구 모델 부하 해석 결과[80°C] - 토크 파형

표 15: 최대 속도 운전점 출력별 성능 및 손실 해석 결과[80°C]

구분		해석결과	
출력[kW]		60	120
속도[rpm]		8,000	8,000
입력 전류[A_{rms}]		$1.06X10^2$	$1.71X10^2$
토크[Nm]		72.0	143.1
손실[W]	동손	$3.63X10^2$	$1.33X10^3$
	철손	$6.89X10^2$	$1.04X10^3$
	영구자석 와전류손	$1.17X10^2$	$3.80X10^2$

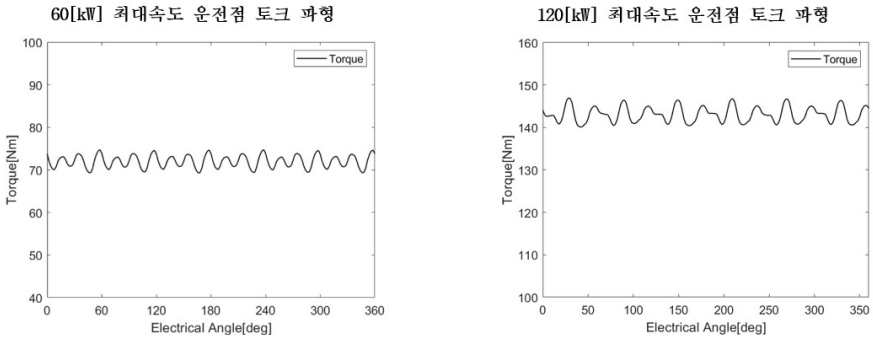


그림 11: 연구 모델 고회전 운전점 해석 결과[80°C] - 토크 파형

제 4 장

구동 모터 열유동 해석

이전 장에서 수행된 연구 모델의 전자계 손실 해석 결과를 바탕으로 구동 모터 내부의 열유동 해석을 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics)을 이용하여 진행하였다. 수치 해석은 상용 코드인 Fluent를 이용하여 구동 모터 내부의 전도, 대류 현상을 포함하는 열적 특성을 모사하여 확인하였다.

4.1 해석 모델링

선정된 최대 출력, 연속 출력, 고회전 운전점에서 구동 모터의 열적 특성을 확인하기 위해 열유동 해석을 수행하였다. 형상 변경에 따른 냉각 성능 변화를 비교 검토하기위해 다음과 같은 순서로 연구를 진행하였다. 우선 기준 모델(Base model)에 대해 수치 해석을 진행하여 내부 부품의 온도 특성을 확인하였으며, 이어서 로터 형상 변경 모델(Model#1)에 대해 동일한 방식으로 온도 특성을 확인하였다. 마지막으로 로터 Twisted 형상으로 발생한 공기 유동의 순환 구조를 적용한 로터/하우징 변경 모델(Model#2)에 대해 분석을 진행하였다.

4.1.1 전산유체역학 연구 모델

본 연구를 수행하기 위해 3D 모델링을 통해 기준 모델(Base model)을 제작하였다. 냉각 수로부를 포함하고 있는 하우징과 스테이터, 코일 그리고 회전부인 로터, 마그넷, 샤프트로 구성되어 있다. 연구 모델의 내부 부품 구성도는 그림12와 같이 나타내었다. 설계 변경 방안 별로 냉각 성능을 비교 검토하기 위해 기준 모델(Base model)과 로터 변경 모델(Model#1) 및 로터/하우징 변경 모델(Model#2)로 사양을 분류하여 연구를 진행하였다. 기준 모델과 로터 변경 모델(Model#l)과의 차이는 로터 측 End Plate의 홀 유/무 및 로터 Sub-assembly의 Twisted 여부이다. 연구에서 사용된 모델의 Sub-assembly는 3단으로 선정하였다. 차이에 대한 상세 표현은 그림 13과 같이 표현하였다.

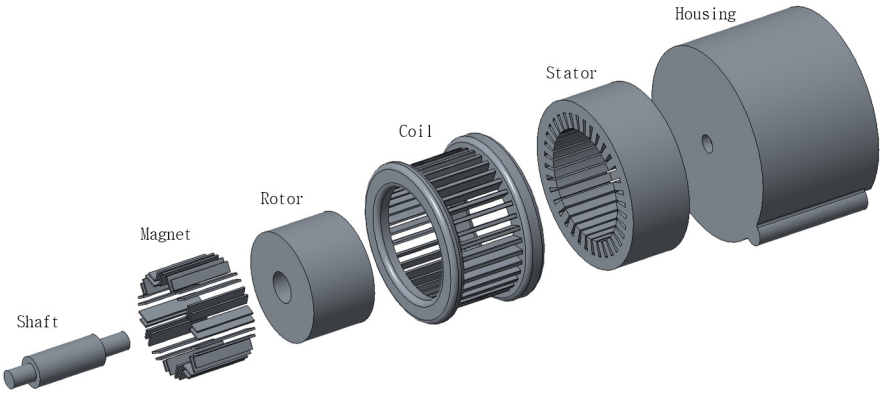


그림 12: 연구 모델 내부 부품 구성도(기준 모델)

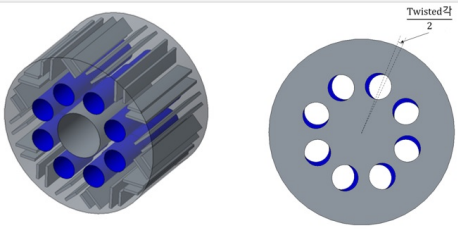
	설계 변경 로터 모델
형상	
기준 모델 대비 차이점	- End Plate측 홀 적용[Rotor 홀과 형상 맞춤] - Rotor Sub-assembly간 Twisted 각 적용 └ Rotor 회전에 의한 공기 유동 발생을 위함

그림 13: 로터 변경 모델 상세 차이점

로터 변경안으로 인해 발생한 유동의 순환 유로를 형성하기 위해 하우징에 모터의 로터 기준 양 측면을 연결하는 신규 공간을 모델링을 통해 로터/하우징 변경 모델(Model#2)에서 적용하였다. 로터/하우징 변경 모델(Model#2)의 외곽 형상은 그림14와 같이 나타내었다. 단면도를 통해 로터 변경 모델과의 차이에 대해 그림 15와 같이 나타내었다. Model#2의 단면도에서 청색 쇄선으로 표현된 공간을 통하여 로터 기준 양 측면부를 연결하는 순환 유로가 형성될 수 있도록 하였다.

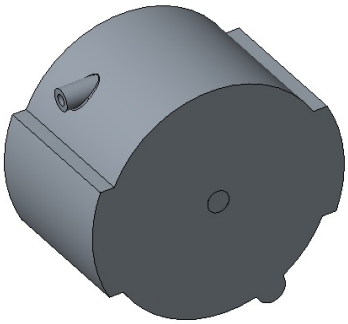


그림 14: 하우징 변경 형상

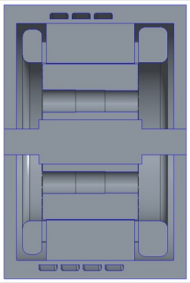
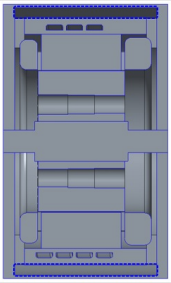
	Model#1	Model#2
형상		
상세 설명	Model#2의 경우 하우징 외측부 별도 공간 적용 └ 로터 양측면부 연결 공간 신규 적용	

그림 15: 로터 변경 모델 - 로터/하우징 변경 모델 상세 차이점

연구 모델의 Case 분류를 표16과 같이 나타내었다. Case1은 기준 모델 사양이며, Case2 - Case4는 로터 변경 모델, Case5와 Case6은 로터/하우징 변경 모델이다. 설계 변경 모델의 온도 저감량 확인 기준으로 사용하기 위해 기준 모델을 Case1으로 선정하였다. 로터 변경 모델은 Twisted 각에 따른 냉각 성능 차이를 확인하기 위해 직관, 3°, 5° 사례 별로 분류하였다. 로터/하우징 변경 모델에서는 로터 형상에 대해 다단 5° 형상과 연속적인 Twisted 형상을 적용하여 분류하였다. Case6은 로터의 양산성을 고려하지 않은 형태의 모델로서 본 연구에서 제안하는 다단 Twisted 모델의 효과성 검증를 위해 선정하였다. 연속 Twisted 형상을 제외한 연구 모델에서의 로터 Sub-assembly 수량은 3개로 예를 들어 3° Twisted hole Case의 경우 Sub-assembly간 각각 1.5°의 각도를 적용하였다.

표 16: 연구 모델 Case 분류

	Twisted각	비고
Case1	End Plate측 hole 미적용	기준 모델
Case2	Straight hole	hole size : 30ϕ
Case3	3° Twisted hole	hole size : 30ϕ
Case4	5° Twisted hole	hole size : 30ϕ
Case5	5° Twisted hole with Housing Air path	hole size : 30ϕ
Case6	5° Continuous Twisted hole with Housing Air path	hole size : 30ϕ

4.1.2 해석 가정 및 운전 조건

다음과 같은 가정을 통해 구동 모터의 열적 특성 검토를 전산 수치 해석을 사용하여 진행하였다. 구성품 사이의 접촉 열저항과 복사 열전달을 미고려하였으며, 온도에 따른 재료의 물성치 변화는 무시하였다.

연구에 사용된 모델의 운전점은 T-N커브 내 4point를 선정하여 수행하였다. 최대 정격 출력점(120kW @2,300rpm), 연속 정격 출력점(60kW @4,000rpm), 최대속도 운전점 2point(60kW&120kW @8,000rpm)을 선정하였다. 냉각수는 실험에서 사용된 조건과 동일하게 적용하기 위해 15LPM의 유입 유량과 입구온 65°C를 부여하였다. 수치 해석에 사용된 구동 모터 내부 부품의 열적 물성치는 표17과 같이 나타내었다.

이전 장에서 전자계 해석을 통해 구동 모터의 각 부품별 손실값을 도출하였다. 도출된 손실 해석 결과를 구성품별 단위 부피당 열량으로 변환하여 표18과 같이 정리하였다.

표 17: 구동 모터 내부 구성품 열적 물성치

Component	Density[kg/m^3]	Specific Heat[J/(kg*K)]	Thermal Conductivity[W/(m*K)]	Viscosity[kg/(m*s)]
Coil	8.98×10^3	3.97×10^0	3.93×10^2	
Magnet	7.50×10^3	5.02×10^2	8.95×10^0	
Core	7.60×10^3	4.60×10^2	1.63×10^1	
Housing	7.86×10^3	4.73×10^3	4.26×10^1	
Shaft	7.86×10^3	4.65×10^3	4.26×10^1	
Insulator	1.40×10^3	1.13×10^3	2.50×10^{-1}	
Air	1.00×10^0	1.01×10^3	2.99×10^{-2}	2.09×10^{-5}
Glysantin	1.05×10^3	3.51×10^3	4.08×10^{-1}	1.50×10^{-3}

표 18: 구동 모터 구성품별 단위 부피당 열량

		Component				
		Coil	Stator	Rotor	Magnet1	Magnet2
Volumetric Heat Source [W/m^3]	60kW [@4000rpm]	2.59×10^5	7.98×10^4	1.67×10^4	8.13×10^5	4.29×10^5
	120kW [@2300rpm]	1.84×10^6	9.58×10^4	2.4×10^4	3.79×10^6	1.92×10^6
	60kW [@8000rpm]	1.10×10^5	1.32×10^5	3.07×10^4	5.24×10^5	2.41×10^5
	120kW [@8000rpm]	4.04×10^5	1.92×10^5	5.92×10^4	1.67×10^6	8.02×10^5

4.2 열유동 해석 결과

4.2.1 기준 모델 해석 결과 및 모델 검증

본 연구에서 모델별 열적 특성 변화를 검토하기 위해 우선적으로 기준 모델의 정상 상태 열유동 해석 결과를 분석하였다. 최대 출력 운전점에서 코일은 3.92×10^2°C, 스테이터는 2.78×10^2°C, 로터는 3.35×10^2°C, 마그넷은 3.33×10^2°C를 확인하였다. 이는 정상 상태 해석 결과로 1장에

서 기술된 바와 같이 구성품의 온도 상승으로 인한 출력 제한을 적용하지 않았을 때의 결과이다. 구동 모터 부품은 재질에 따라 최대 220°C의 내열 등급을 갖고 있다. 이를 통해 최대 출력 운전점에서는 정상 상태 도달 전 모터 파손이 발생할 것으로 예측할 수 있으며 부품 온도 측정으로 운전 시간을 제한해야됨을 확인하였다. 다만, 정상 상태에서 부품별 최고온 저감은 구성품의 방열 성능이 증대되었음을 의미할 수 있다. 이에 본 연구에서는 냉각 개선 여부를 각 운전점의 정상 상태 온도 분포를 통해 비교하였다. 전산 유체 역학을 통해 도출된 기준 모델에서 운전점 별 구동 모터 내부의 정상 상태 온도 분포도는 그림16과 같이 나타내었으며, 각 운전점 별 구성품의 최대 온도는 표 19와 같이 기입하였다.

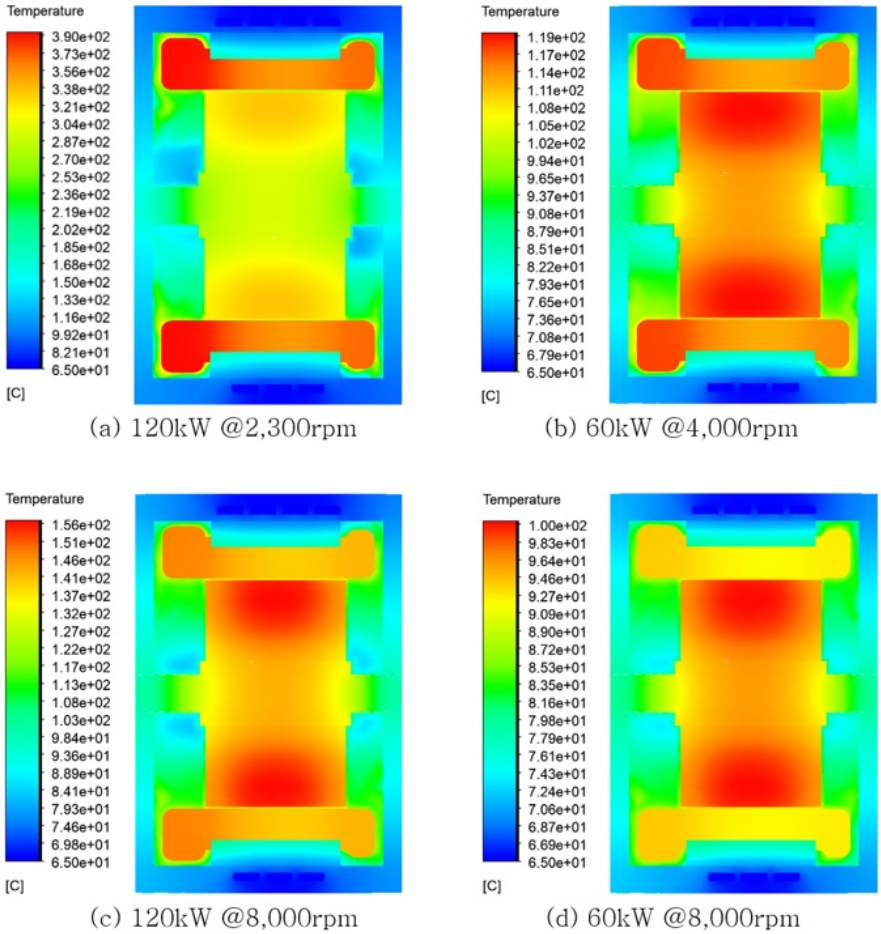


그림 16: 기준 모델 운전점별 온도 분포

표 19: 구동 모터 운전점별 구성품 최대 온도

		Component			
		Coil	Stator	Rotor	Magnet
Max Temperature [°C]	120kW [@2300rpm]	3.92×10^2	2.78×10^2	3.35×10^2	3.33×10^2
	60kW [@4000rpm]	1.18×10^2	1.03×10^2	1.20×10^2	1.20×10^2
	120kW [@8000rpm]	1.48×10^2	1.29×10^2	1.57×10^2	1.55×10^2
	60kW [@8000rpm]	9.42×10^1	9.02×10^1	1.01×10^2	1.00×10^2

본 연구의 수치 해석 모델의 타당성 검증을 위해 기준 모델의 시험 결과와 해석 결과를 비교하였다. 연속 정격 운전점(60kW @4,000rpm)에서 40분 운전 후의 코일 온도 변화를 측정하였으며 이를 정상 상태 해석 결과와 비교하였다. 최대 정격 운전점(120kW @2,300rpm)은 10초 동안 코일에서의 온도 변화를 측정하고 이를 해석 결과와 비교하였다. 연속 정격 운전점에서 정상 상태 부품별 온도를 그림 17과 같이 나타내었으며, 최대 정격 운전점에서 10sec 운전 후의 온도 해석 결과를 그림 18과 같이 나타내었다. 연속 정격 운전점에서의 해석 결과는 코일에서 최종 118°C를 확인하였으며 시험 결과와 2°C의 차이를 확인하였다. 최대 정격 운전점에서의 해석 결과는 최종 73.6°C로 시험 결과와 0.4°C의 차이를 확인하였다. 시험과 해석 결과의 코일 온도 비교는 그림 19 및 그림 20과 같이 나타내었다. 이를 바탕으로 본 연구에서 진행하는 로터와 하우징 변경안의 냉각

성능 개선에 대해 기준 모델의 해석 결과와 비교하여 효과성을 분석하고자 한다.

	Coil	Stator	Rotor	Magnet
Max Temperature[℃]	1.18×10^{2}	1.03×10^{2}	1.20×10^{2}	1.20×10^{2}
Min Temperature[℃]	1.12×10^{2}	7.11×10^{1}	1.09×10^{2}	1.11×10^{2}

Temperature Contour

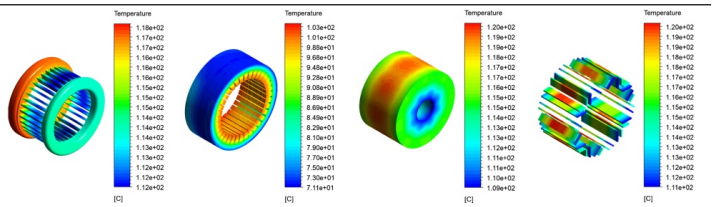


그림 17: 기준 모델 연속 정격 운전점 부품별 온도 분포, 정상 상태

	Coil	Stator	Rotor	Magnet
Max Temperature[℃]	7.34×10^{1}	6.86×10^{1}	7.04×10^{1}	7.14×10^{1}
Min Temperature[℃]	7.31×10^{1}	6.80×10^{1}	6.80×10^{1}	6.98×10^{1}

Temperature Contour

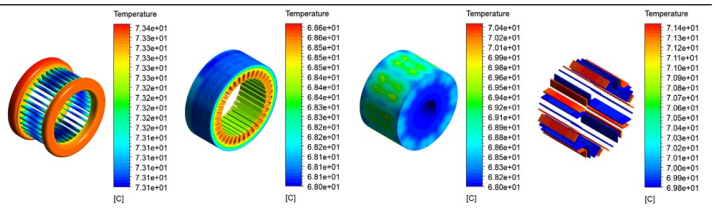
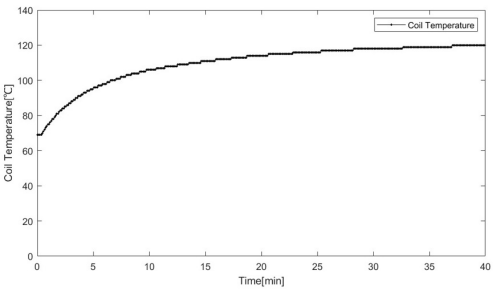


그림 18: 기준 모델 최대 정격 운전점 부품별 온도 분포, 10sec

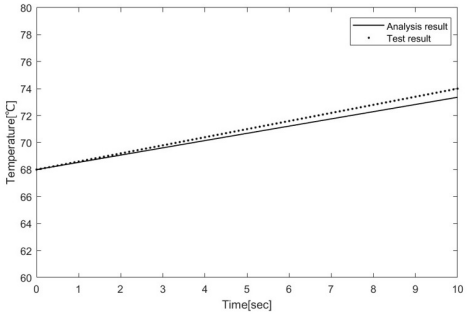
[연속 정격 출력 운전점 시험 결과]



	Coil Max Temperature[℃]
시험 결과	1.20×10^{2}
해석 결과	1.18×10^{2}

그림 19: 연속 정격 출력 운전점 시험/해석 결과 비교

[최대 정격 출력 운전점 시험-해석 결과]



	Coil Max Temperature[℃]
시험 결과	7.40×10^{1}
해석 결과	7.36×10^{1}

그림 20: 최대 출력 운전점 시험/해석 결과 비교

4.2.2 로터 변경 모델 해석

로터 변경 모델(Model#1)의 설계 변경으로 인한 냉각 성능 증대를 확인하기 위해 Model#1의 온도 분포를 확인하였다. 기준 모델 해석과 동일한 운전점으로 앞서 4.1.1절의 표16에서 언급된 Case 중 Case 1 - Case4의 온도 분포를 확인하였다. 최대 정격 운전점과 연속 정격 운전점에서 Case별로 부품의 최대 온도와 기준 모델 대비 온도 저감량을 표20과 같이 표기하였다. 최대 속도 구간 중 2가지 운전점(120kW, 60kW)에서의 Case별로 구성품의 최대 온도와 기준 모델 대비 온도 저감량은 표 21과 같이 나타내었다.

기준 모델 대비 연속 정격 출력 운전점에서 코일 3°C, 스테이터 1°C, 로터 4°C, 영구자석은 5°C의 온도가 저감되는 것을 확인하였다. 최대 속도 운전점의 120kW 조건의 경우 코일 6°C, 스테이터5°C, 그리고 로터와 영구자석은 11°C의 온도 저감을 확인하였다. 60kW 조건의 경우 권선은 2.1°C, 스테이터 1.7°C, 로터 4°C, 영구 자석 4.4°C의 온도 저감을 확인하

였다.

표 20: 구동 모터 최대/정격 출력 운전점 Case별 구성품 최대 온도

	120kW[@2,300rpm]			
	Coil	Stator	Rotor	Magnet
Case 1	3.92×10^2[°C]	2.78×10^2[°C]	3.35×10^2[°C]	3.33×10^2[°C]
Case 2	3.78×10^2[°C]	2.68×10^2[°C]	3.15×10^2[°C]	3.14×10^2[°C]
Case 3	3.79×10^2[°C]	2.68×10^2[°C]	3.15×10^2[°C]	3.14×10^2[°C]
Case 4	3.79×10^2[°C]	2.69×10^2[°C]	3.16×10^2[°C]	3.15×10^2[°C]
온도 저감	Max. 14°C	Max. 10°C	Max. 20°C	Max. 19°C

	60kW[@,4000rpm]			
	Coil	Stator	Rotor	Magnet
Case 1	1.18×10^2[°C]	1.03×10^2[°C]	1.20×10^2[°C]	1.20×10^2[°C]
Case 2	1.15×10^2[°C]	1.02×10^2[°C]	1.16×10^2[°C]	1.15×10^2[°C]
Case 3	1.15×10^2[°C]	1.02×10^2[°C]	1.16×10^2[°C]	1.15×10^2[°C]
Case 4	1.15×10^2[°C]	1.02×10^2[°C]	1.16×10^2[°C]	1.16×10^2[°C]
온도 저감	Max. 3[°C]	Max. 1[°C]	Max. 4[°C]	Max. 5[°C]

표 21: 구동 모터 최대 속도 운전점 Case별 구성품 최대 온도

	120kW[@8,000RPM]			
	Coil	Stator	Rotor	Magnet
Case 1	1.48×10^{2}[°C]	1.29×10^{2}[°C]	1.57×10^{2}[°C]	1.55×10^{2}[°C]
Case 2	1.42×10^{2}[°C]	1.24×10^{2}[°C]	1.46×10^{2}[°C]	1.44×10^{2}[°C]
Case 3	1.42×10^{2}[°C]	1.24×10^{2}[°C]	1.46×10^{2}[°C]	1.44×10^{2}[°C]
Case 4	1.42×10^{2}[°C]	1.24×10^{2}[°C]	1.46×10^{2}[°C]	1.45×10^{2}[°C]
온도 저감	Max. 6[°C]	Max. 5[°C]	Max. 11[°C]	Max. 11[°C]

	60kW[@8,000RPM]			
	Coil	Stator	Rotor	Magnet
Case 1	9.42×10^{1}[°C]	9.02×10^{1}[°C]	1.01×10^{2}[°C]	1.00×10^{2}[°C]
Case 2	9.21×10^{1}[°C]	8.85×10^{1}[°C]	9.61×10^{1}[°C]	9.56×10^{1}[°C]
Case 3	9.21×10^{1}[°C]	8.85×10^{1}[°C]	9.61×10^{1}[°C]	9.56×10^{1}[°C]
Case 4	9.22×10^{1}[°C]	8.85×10^{1}[°C]	9.61×10^{1}[°C]	9.56×10^{1}[°C]
온도 저감	Max. 2.1[°C]	Max. 1.7[°C]	Max. 4.9[°C]	Max. 4.4[°C]

후술할 로터/하우징 변경 모델은 5° Twisted 각을 적용하였기에 동일한 로터 형상으로 비교하기 위해 Case 4의 내부 온도 분포도를 각 운전점별로 그림 21과 같이 나타내었다.

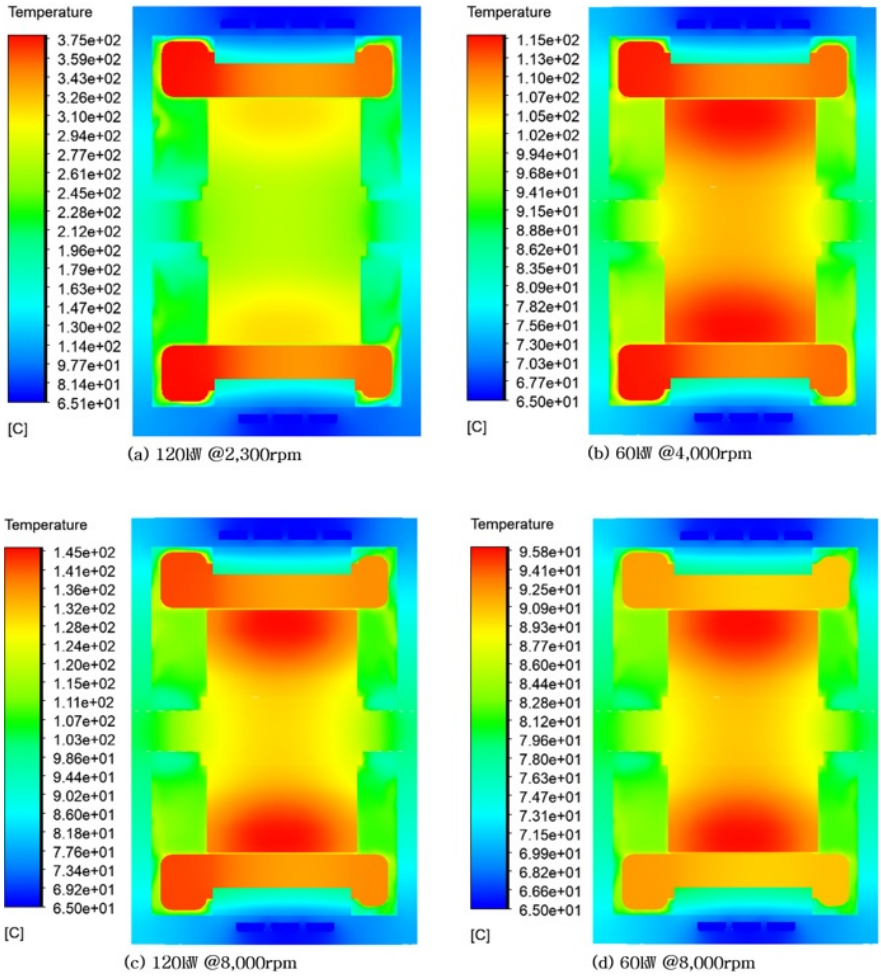
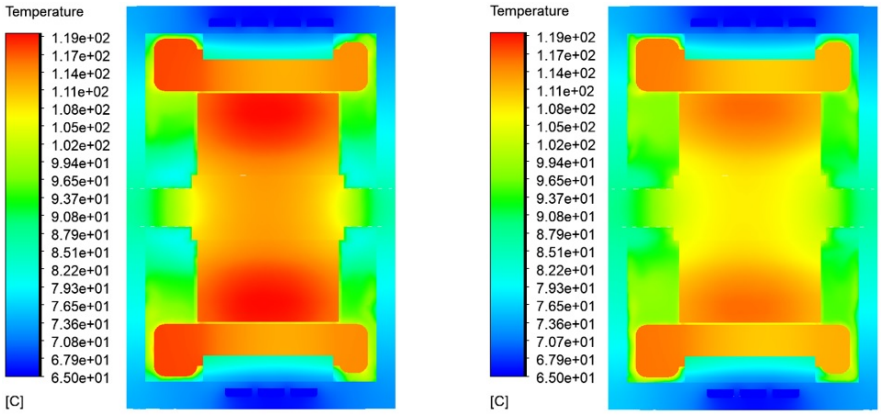


그림 21: Case4 운전점별 구동 모터 내부 온도 분포도

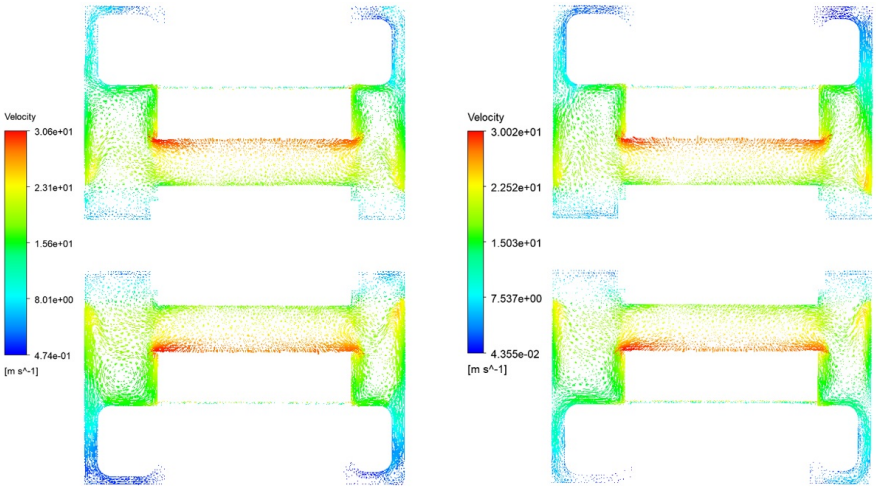
로터 변경으로 인한 냉각 성능 증대 효과를 시각화하기 위해 Case1과 Case 4의 구동 모터 내부 온도 분포를 그림 22와 같이 나타내었다. 그림 22에서 확인할 수 있듯이 로터 변경 사양에서 모터 내부 부품별로 온도가 저감된 것을 확인할 수 있다.



(a) 기준모델 (b) 로터 변경 모델(Case 4)

그림 22: Base Model / Model#1 연속 정격 출력 운전점 내부 온도 분포

위에서 기술된 로터 변경 모델의 Case별 온도 결과에서 미세하게 Twisted 형상 대비 직관 형상에서의 온도 저감이 큰 것을 확인할 수 있다. 이 원인을 확인하기 위해 Case 2와 Case 4에서 로터 홀을 가로지르는 단면에서의 유동 벡터도를 그림 23과 같이 나타내었다. 로터의 End Plate 측 홀을 적용함에 따라 축방향으로 로터 내부로 유입되는 공기 유동이 발생되었으나 원심력에 의해 다시 토출되는 것을 확인하였다. Twisted 형상 대비 직관 형상에서 축방향으로 더 깊이 유입된 후 유출되는 것을 확인하였다. 이로 인해 로터 변경 모델의 경우 Twisted 형상을 만들기 위한 별도의 작업이 필요치 않으며 End Plate측 홀과 로터 홀을 매칭시키는 것으로 충분하다는 것을 확인하였다.



(a) Case2 (b) Case4

그림 23: 로터 변경 모델 연속 정격 출력 운전점 내부 유속 벡터도

Twisted Hole의 회전력으로 공기에 가해지는 힘이 공극부를 통과하는 순환 유동을 만들기에 부족하다는 것을 확인하였다. 이에 로터 기준으로 양 측면부를 연결하는 별도의 공간을 확보하여 순환 유동을 발생시키고자 하였다. 순환 유동의 경로 중 냉각 수로부와 공기의 접촉 공간을 적용하여 공기와 냉각 수로부 간 직접적인 열전달 경로를 추가하였다. 이를 통한 냉각 성능 향상을 기대하여 로터/하우징 변경 모델(Model#2)을 검토하였다.

4.2.3 로터/하우징 변경 모델 해석

본 연구에서 제안하는 구동 모터의 설계 변경 방안 중 첫번째로 로터 변경 모델에서의 효과성을 4.2.2절에서 검토하였다. 로터 변경 모델을 보완하기 위해 하우징 측에 순환 공간을 적용하여 공기와 냉각 수로간의 직접적인 열전달 경로를 확보하는 로터/하우징 변경 모델에 대한 효과성 분석을 진행하였다.

Case5의 열유동 해석 결과 중 운전점 별 각 구성품의 최대 온도를 표22와 같이 나타내었다. 로터/하우징 변경 모델의 냉각 성능 증대 효과를 확인하기 위해 기준 사양(Case1)과 동일 Twisted 각을 지닌 로터 변경 모델(Case4)과의 온도 결과를 비교하여 표 23 및 표 24와 같이 나타내었다.

표 22: 구동 모터 운전점별 구성품 최대 온도

		Component			
		Coil	Stator	Rotor	Magnet
Max Temperature [°C]	120kW [@2300rpm]	3.69×10^{2}	2.58×10^{2}	2.56×10^{2}	2.56×10^{2}
	60kW [@4000rpm]	1.14×10^{2}	1.00×10^{2}	1.01×10^{2}	1.01×10^{2}
	120kW [@8000rpm]	1.37×10^{2}	1.21×10^{2}	1.23×10^{2}	1.23×10^{2}
	60kW [@8000rpm]	9.05×10^{1}	8.72×10^{1}	8.82×10^{1}	8.80×10^{1}

표 23: 구동 모터 최대/연속 정격 출력 운전점 모델 별 구성품 최대 온도

120kW[@2,300RPM]

	Coil	Stator	Rotor	Magnet
Case 1	3.92×10^2[°C]	2.78×10^2[°C]	3.35×10^2[°C]	3.33×10^2[°C]
Case 4	3.79×10^2[°C]	2.69×10^2[°C]	3.16×10^2[°C]	3.15×10^2[°C]
Case 5	3.69×10^2[°C]	2.58×10^2[°C]	2.56×10^2[°C]	2.56×10^2[°C]
온도 저감	Max. 23[°C]	Max. 20[°C]	Max. 79[°C]	Max. 77[°C]

60kW[@,4000RPM]

	Coil	Stator	Rotor	Magnet
Case 1	1.18×10^2[°C]	1.03×10^2[°C]	1.20×10^2[°C]	1.20×10^2[°C]
Case 4	1.15×10^2[°C]	1.02×10^2[°C]	1.16×10^2[°C]	1.16×10^2[°C]
Case 5	1.14×10^2[°C]	1.00×10^2[°C]	1.01×10^2[°C]	1.01×10^2[°C]
온도 저감	Max. 4[°C]	Max. 3[°C]	Max. 19[°C]	Max. 19[°C]

표 24: 구동 모터 최대 속도 운전점 각 모델별 구성품 최대 온도

120kW[@8,000RPM]

	Coil	Stator	Rotor	Magnet
Case 1	1.48×10^2[°C]	1.29×10^2[°C]	1.57×10^2[°C]	1.55×10^2[°C]
Case 4	1.42×10^2[°C]	1.24×10^2[°C]	1.46×10^2[°C]	1.45×10^2[°C]
Case 5	1.37×10^2[°C]	1.21×10^2[°C]	1.23×10^2[°C]	1.23×10^2[°C]
온도 저감	Max. 11[°C]	Max. 8[°C]	Max. 34[°C]	Max. 32[°C]

60kW[@8,000RPM]

	Coil	Stator	Rotor	Magnet
Case 1	9.42×10^1[°C]	9.02×10^1[°C]	1.01×10^2[°C]	1.00×10^2[°C]
Case 4	9.22×10^1[°C]	8.85×10^1[°C]	9.61×10^1[°C]	9.56×10^1[°C]
Case 5	9.05×10^1[°C]	8.72×10^1[°C]	8.82×10^1[°C]	8.80×10^1[°C]
온도 저감	Max. 3.7[°C]	Max. 3[°C]	Max. 12.8[°C]	Max. 12[°C]

표 23과 표 24에서 나타내었듯이 로터/하우징 변경 모델(Model#2)의 경우 연속 정격 출력 운전점에서 기준 사양보다 코일은 4°C(로터 변경 모델 대비 1°C)의 온도 저감을 확인하였으며, 스테이터는 3°C(로터 변경 모델 대비 2°C), 로터와 영구자석은 19°C(로터 변경 모델 대비 15°C)의 온도 저감을 확인하였다. 최대 속도 120kW 운전점에서는 코일은 11°C(로터 변경 모델 대비 5°C), 스테이터는 8°C(로터 변경 모델 대비 3°C), 그리고 로터는 34°C(로터 변경 모델 대비 23°C), 영구 자석은 32°C(로터 변경 모델 대비 22°C)의 온도 저감을 확인하였다. 최고 속도 60kW 조건의 경우 코일은 3.7°C(로터 변경 모델 대비 1.7°C), 스테이터는 3°C(로터 변경 모델 대비 1.3°C), 그리고 로터는 12.8°C(로터 변경 모델 대비 7.9°C)와 영구 자석은 12°C(로터 변경 모델 대비 7.6°C)의 온도 저감을 확인하였다. Case5의 각 운전점 별 온도 분포를 그림24와 같이 나타내었다.

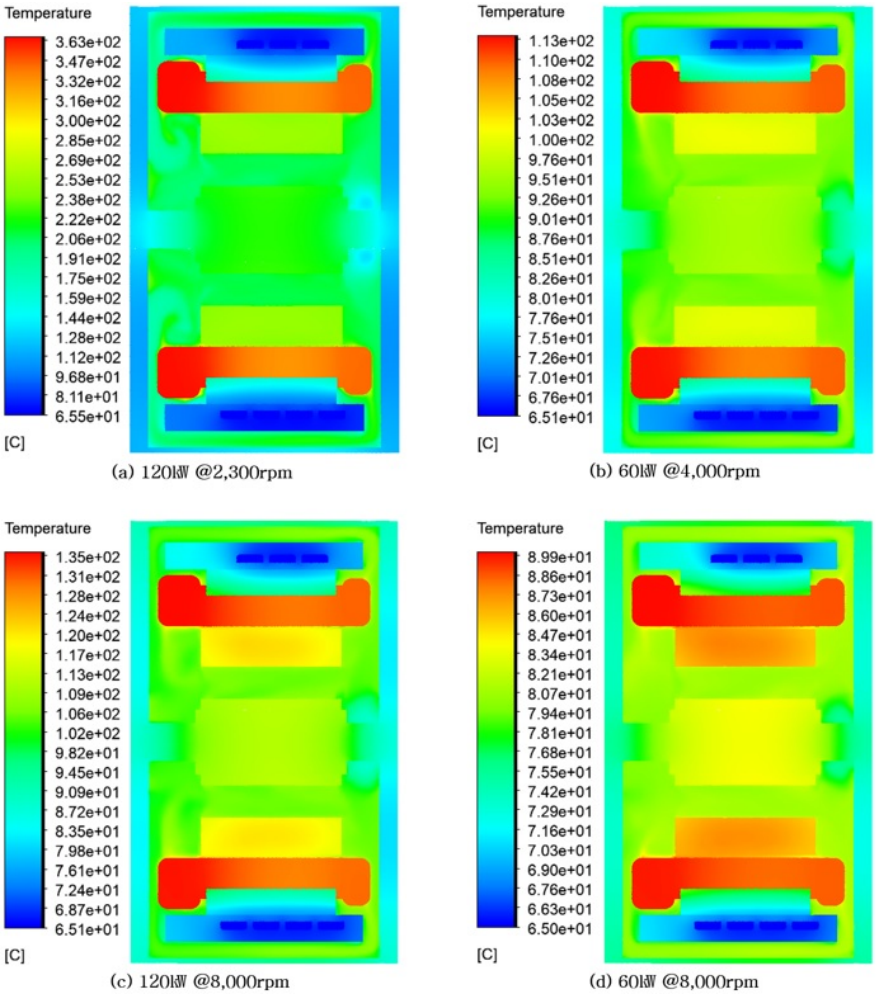
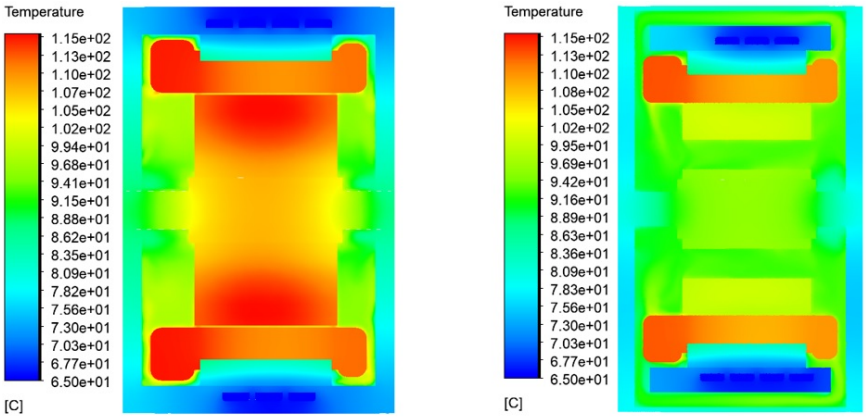


그림 24: Case5 운전점별 구동 모터 내부 온도 분포도

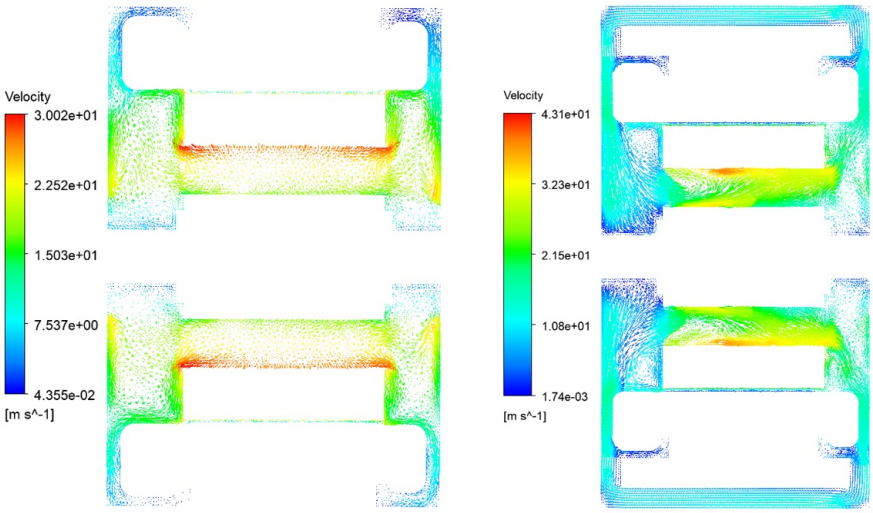
Twisted 각을 동일하게 통제하여 설계 변경안의 냉각 성능 향상 수준을 검토하고자 하였다. 이에 5° Twisted hole을 적용한 각 설계 변경안의 연속 정격 운전점에서 온도 분포를 그림 25와 같이 도시하였다. 로터/하우징 변경 모델에서 로터 변경 모델 대비하여 추가 온도 저감을 확인했다. 온도 저감의 원인을 확인하기 위해 Case4와 Case5의 유속 벡터도를 그림

26과 같이 나타내었다.



(a) 로터 변경 모델(Case 4) (b) 로터/하우징 변경 모델(Case 5)

그림 25: Model#1 / Model#2 연속 정격 출력 운전점 내부 온도 분포 비교



(a) 로터 변경 모델(Case 4) (b) 로터/하우징 변경 모델(Case 5)

그림 26: Model#1 / Model#2 연속 정격 운전점 내부 유속 벡터도

Twisted각을 부여한 로터의 회전으로 발생된 유동이 신규 적용된 순환 유로와 로터 홀을 통해 모터 내부에서 순환하는 것을 벡터도를 통해

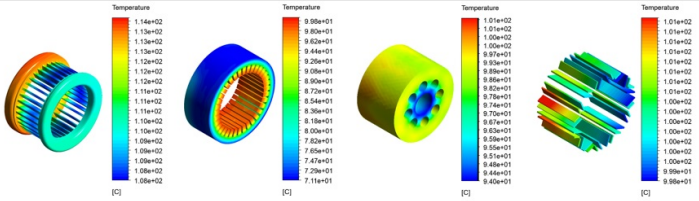
확인할 수 있다. 유동 순환 경로 중 하우징 외측 통과 시 근방에 냉각 채널이 위치하고 있기에 냉각 수로부와 공기 간 열전달 경로가 추가되었음을 알 수 있다.

본 연구에서는 구동 모터 내부의 유동 발생을 위해 양산성을 고려하여 Sub-assembly를 이용한 로터 설계 변경 방안을 제안하였다. 양산성을 고려하지 않은 이상적인 구조(연속 Twisted 형상)와 본 연구 모델 간의 냉각 성능 차이를 비교하기 위해 Case5와 Case6의 열유동 해석을 수행하였다. 연속 정격 운전점에서의 각 구성품 온도 분포도를 그림 27과 같이 나타내었으며, 각 운전점/구성품별 최고 온도를 표 25와 같이 나타내었다. 연속 정격 운전점에서 연속 Twisted 형상은 연구 모델 대비하여 권선, 로터, 영구자석에서 약 1°C의 추가 온도 저감을 확인하였다. 최고속 120kW 운전점에서 연속 Twisted 형상은 연구 모델 대비하여 권선, 로터에서 약 1°C, 스테이터와 영구자석에서 약 2°C의 추가 온도 저감을 확인하였다. 최고속 60kW 운전점에서 연속 Twisted 형상은 연구 모델 대비하여 권선, 스테이터, 영구자석에서 약 0.4°C, 로터에서 약 0.5°C의 추가 온도 저감을 확인하였다. 이상적 구조인 연속 Twisted 형상을 적용하면 연구 모델에 비해 냉각 성능을 추가로 향상시킬 수 있다. 그러나 이를 실제 모델에 반영하기엔 많은 어려움이 있기 때문에 연구에 사용된 방법으로 냉각 성능 개선을 제안하고자 한다.

(1) Case5

	Coil	Stator	Rotor	Magnet
Max Temperature[℃]	1.14×10^{2}	1.00×10^{2}	1.01×10^{1}	1.01×10^{2}
Min Temperature[℃]	1.08×10^{2}	7.11×10^{1}	9.40×10^{1}	1.00×10^{2}

Temperature Contour



(2) Case6

	Coil	Stator	Rotor	Magnet
Max Temperature[℃]	1.13×10^{2}	1.00×10^{2}	1.00×10^{2}	1.00×10^{2}
Min Temperature[℃]	1.08×10^{2}	7.07×10^{1}	9.29×10^{2}	9.89×10^{2}

Temperature Contour

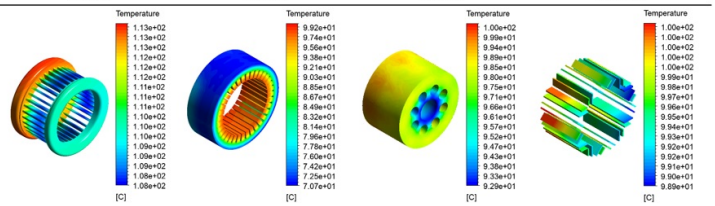


그림 27: 연속 정격 출력 운전점 Case5/Case6 구성품별 온도 분포도

표 25: 운전점 - 로터/하우징 변경 모델별 구성품 최대 온도

60kW[@,4000RPM]

	Coil	Stator	Rotor	Magnet
Case 5	1.14×10^{2}[°C]	1.00×10^{2}[°C]	1.01×10^{2}[°C]	1.01×10^{2}[°C]
Case 6	1.13×10^{2}[°C]	1.00×10^{2}[°C]	1.00×10^{2}[°C]	1.00×10^{2}[°C]
온도 차이	1[°C]	0[°C]	1[°C]	1[°C]

120kW[@8,000RPM]

	Coil	Stator	Rotor	Magnet
Case 5	1.37×10^{2}[°C]	1.21×10^{2}[°C]	1.23×10^{2}[°C]	1.23×10^{2}[°C]
Case 6	1.36×10^{2}[°C]	1.19×10^{2}[°C]	1.22×10^{2}[°C]	1.21×10^{2}[°C]
온도 차이	1[°C]	2[°C]	1[°C]	2[°C]

120kW[@8,000RPM]

	Coil	Stator	Rotor	Magnet
Case 5	9.05×10^{1}[°C]	8.72×10^{1}[°C]	8.82×10^{1}[°C]	8.80×10^{1}[°C]
Case 6	9.01×10^{1}[°C]	8.68×10^{1}[°C]	8.77×10^{1}[°C]	8.76×10^{1}[°C]
온도 차이	0.4[°C]	0.4[°C]	0.5[°C]	0.4[°C]

제 5 장

결론

5.1 결과 및 의의

본 학위 연구 보고서에서는 전기자동차용 120kW급 수냉식 IPMSM의 로터와 하우징 형상 변경으로 냉각 성능을 향상시키는 방안에 대해 검토하였다.

기존의 수냉식 구동 모터에서 코일과 스테이터는 하우징 내의 냉각수로와 접촉하고 있기에 직접 냉각이 가능하다. 그러나 로터와 영구자석은 직접 냉각을 적용하기 어려워 로터의 형상 변경으로 구동 모터 내부의 공기 유동을 증대시켜 대류 열전달을 향상시키고자 하였다. 로터 변경과 하우징 변경을 통해 얻어진 내부 유동의 순환과 공기-냉각수 간 신규 열전달 경로로 냉각 성능을 개선하였다.

연구를 진행하기 위해 첫째로 구동 모터 전자계 해석으로 각 구성품의 손실값을 도출하였다. 얻어진 손실값과 운전 조건 및 경계 조건을 입력 매개변수로 지정하여 기준 모델, 로터 변경 및 로터/하우징 변경 사양의 열/유동 해석을 진행하였다. 이를 통해 모터의 구성품인 권선, 스테이터, 로터, 영구자석의 온도 특성을 도출하였다. 열/유동 해석을 통해 연속 정격 운전점에서 기준 모델에 비해 로터 변경 모델에서 코일은 3°C, 로터와 영구자석은 4°C의 온도 저감을 확인하였다. 로터/하우징 변경 모델에서는

기준 모델 대비하여 코일은 4°C, 로터와 영구자석은 19°C의 온도 저감을 확인하였다. 또한 연구 모델의 주요 설계 인자인 로터 홀의 Twisted 방법에 대해 연속 Twisted 형상을 가진 이상적인 모델과 비교하여 제작성을 고려한 본 연구에서 제안하는 설계 방안의 효과성을 나타내었다.

본 연구에서 제안하는 설계 변경안을 적용하여 구동 모터의 추가적인 온도 저감을 얻을 수 있음이 확인되었다. 특히 일반적인 수냉식 구동 모터에서 냉각 방법이 부족한 로터와 영구자석의 온도가 저감되었다. 부품의 온도는 성능, 효율과 내구 수명에 큰 영향을 미치기에 로터/하우징 변경 모델로 기존 수냉식 구동 모터의 온도 저감을 통한 효율, 수명 증대를 기대할 수 있다.

본 연구에서 다음과 같은 의의를 찾아볼 수 있다.

전기자동차용 120kW급 수냉식 IPMSM의 냉각 성능 개선 방안에 대해 해석적으로 검토하였다. 전기자동차용 구동 모터는 전기와 기계의 복합 기기이며 설계 검증을 위해 전자계, 구조, 열, 유동 해석을 필요로 한다. 그러나 현재까지 일반적으로 전자계, 구조, 열, 유동 분야에 대해 각각의 설계 검증을 수행하고 있다. 구동 모터의 냉각 성능 분석을 위한 연구 방법으로 전자계 해석과 열/유동 해석을 함께 수행하였으며, 해석 결과는 기준 모델에서 실험 결과와 비교하여 검증하였다. 이와 같은 결과로 전기자동차용 구동 모터의 전자계/열/유동 연성해석에 의한 설계 검증 정확도와 효율성 증대를 기대할 수 있다.

이어서 냉각 성능 개선 방안에서 양산성을 고려하였다. 제안된 다단

형태의 회전 유로 형상은 일반적인 유체역학 내용에 따르면 유동 흐름을 제한하며, 와류성 유동을 만들 수 있기 때문에 주로 사용되지 않는다. 그러나 수냉식 전기자동차용 IPMSM의 로터 홀에 대해 연속적인 Twisted 형상을 만들기 위해서는 각 로터 코어 낱장마다 형상을 변경해야한다. 이는 제작성 측면에서 실제로 적용하기 어렵다. 이 때문에 로터 코어 Sub-assembly간 Twisted각을 적용한 다단 관통 홀 형상을 적용하였다. 이를 이상적인 형상과의 열/유동 해석 결과를 비교하여 다단 형상의 효과성을 확인하였다. 더불어 제안하는 로터 변경 형상의 효과는 하우징 변경으로 냉각수와 공기 간 열전달 경로를 신규 적용함으로써 극대화하였다.

5.2 한계 및 향후 연구

연구를 수행함에 있어 다음과 같은 한계가 존재하였다. 첫째로 제안한 변경안에 대해 해석만 수행되었다. 기준 모델에서 실험-해석 결과 비교에 따른 정합성을 바탕으로 변경 모델에 대해 해석을 통해 효과성을 확인하였다. 둘째로는 온도별 물성치 입수가 어려워 온도 변화에 따른 재질의 물성치 변화를 고려하지 못하였다. 셋째로 유사 선행 연구 사례가 적어 로터 관통 홀을 통한 수냉식 IPMSM의 냉각 개선 연구를 진행함에 있어 어려움이 있었다. 마지막으로 냉각 성능 개선 방안에서 로터/하우징 변경 모델은 하우징의 외곽부 형상 변경이 동반되어야 한다. 이는 곧 구동 모터의 경방향 크기 증대와 이어지며 전기자동차에 적용함에 있어 단점으로 작용될 수 있다. 이와 같은 Size 이슈로 로터/하우징 변경 모델을 적용하기 어려운 상황에서는 End plate홀 적용만으로도 일부 냉각 성능

향상을 기대할 수 있다.

본 연구에서 제시된 수냉식 IPMSM의 냉각 개선 방안에 대해 더 많은 연구가 진행되어야 한다.

설계 모델로 원형 로터 살빼기 홀 형상을 적용하여 연구를 진행하였다. 살빼기 홀의 형상은 원형, 타원형, 오각형과 같은 다양한 형상으로 제작될 수 있다. 형상에 따라 로터의 중량이 변화하게 되며 로터 중량은 회전 관성과 마찰력에 있어 중요한 인자이다. 다양한 형태의 홀 형상에 따른 열적 특성 변화에 대해서도 연구가 진행될 수 있다.

또한, Twisted홀 배치에 따른 로터 축력 변화에 대한 연구도 필요하다. 로터 회전 시 공기를 밀어내는 힘의 반작용으로 로터에 축방향 힘이 가해질 수 있다. 이는 로터를 지지하는 베어링에 부하로 작용될 수 있으며, 마찰력과 발열이 증대될 수 있다.

참고 문헌

[1] K.-H. Lee, H.-R. Cha, and Y.-B. Kim, "Development of an interior permanent magnet motor through rotor cooling for electric vehicles," *Applied Thermal Engineering*, vol. 95, pp. 348–356, 2016.

[2] P. T. Luu, J.-Y. Lee, W. Hwang, and B.-C. Woo, "Cogging torque reduction technique by considering step-skew rotor in permanent magnet synchronous motor," in *2018 21st International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, pp. 219–223, IEEE, 2018.

[3] A. Fasquelle, J. Pellé, S. Harmand, and I. V. Shevchuk, "Numerical study of convective heat transfer enhancement in a pipe rotating around a parallel axis," *Journal of heat transfer*, vol. 136, no. 5, 2014.

[4] J. E. Vrancik, *Prediction of windage power loss in alternators*, vol. 4849. National Aeronautics and Space Administration, 1968.

[5] S. W. Wang, Y. Zhang, and J. M. Hu, "Thermal analysis of water-cooled permanent magnet synchronous motor for electric vehicles," in *Applied Mechanics and Materials*, vol. 610, pp. 129–135, Trans Tech Publ, 2014.

[6] M. Jaeger, A. Ruf, K. Hameyer, and T. Grosse-von Tongeln, "Thermal analysis of an electrical traction motor with an air cooled rotor," in *2018 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC)*, pp. 467–470, IEEE, 2018.

[7] J. Lee, N. Lee, and S. Um, "Thermofluidic analysis of interior permanent magnet synchronous motors with internal air circulation by protrusion-shaped flow inducers for effective thermal management," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 34, no. 8, pp. 3415–3426, 2020.

[8] P. R. Childs, *Rotating flow*. Elsevier, 2010.

[9] Y. Cengel, J. Cimbala, and R. Turner, *EBOOK: Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences (SI units)*. McGraw Hill, 2012.

[10] F. M. White, *Fluid mechanics*. Tata McGraw-Hill Education, 1979.

[11] B. Baudoin, *Contribution a l'etude des conditions d'ecoulement dans le circuit de refroidissement d'un moteur electrique de type ouvert*. PhD thesis, Poitiers, 1987.

[12] H. K. Lee, S. G. Lee, and D. H. Jeon, "Numerical studies of flow characteristics and particle residence time in a taylor reactor," *Applied Chemistry for Engineering*, vol. 26, no. 1, pp. 67–73, 2015.

[13] S. T. Wereley and R. M. Lueptow, "Spatio-temporal character of non-wavy and wavy taylor–couette flow," *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 364, pp. 59–80, 1998.

[14] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, and D. P. DeWitt, *Introduction to heat transfer*. John Wiley & Sons, 2011.

[15] P. C. Krause, O. Wasynczuk, S. D. Sudhoff, and S. D. Pekarek, *Analysis of electric machinery and drive systems*, vol. 75. John Wiley & Sons, 2013.

[16] F. Guo and C. Zhang, "Oil-cooling method of the permanent magnet synchronous motor for electric vehicle," *Energies*, vol. 12, no. 15, p. 2984, 2019.

[17] X. Yi, R. Sanchez, K. Haran, J. Veres, A. T. Perry, and P. J. Ansell, "Self-pumped air-cooling design for a high-speed high-specific-power motor," in *2018 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC)*, pp. 274–279, IEEE, 2018.

[18] T. Nakahama, K. Suzuki, S. Hashidume, F. Ishibashi, and M. Hirata, "Cooling airflow in unidirectional ventilated open-type motor for electric vehicles," *IEEE Transactions on Energy Conversion*, vol. 21, no. 3, pp. 645–651, 2006.

[1] [2] [3] [4] [5] [6] [7] [8] [9] [10] [11] [12] [13] [14] [15] [16] [17] [18]

Abstract

Recently, the trend of the industry is changing from internal combustion engines to electric vehicles due to stricter regulations on fuel efficiency of automobiles. Accordingly, there has been substantial research on various methods for improving the performance and efficiency of the traction motors for electric vehicles. The performance, efficiency, and durability of traction motors are closely related to the temperature of their parts. In addition, during the operation of electric vehicles, the heat dissipation performance of the electric traction motors is considered an important factor because the output power is limited when the temperature of the motor components reaches its limit. Therefore, this study aimed to develop a design that increases the cooling performance of the water-cooled traction motor for an electric vehicle.

This study entailed electromagnetic field numerical analysis and thermal fluid computational analysis for the base model of the 120kW water-cooled Interior Permanent Magnet Synchronous Motor(IPMSM) and for rotor/housing shape change models. The electromagnetic field numerical analysis was performed using the JMAG to derive the motor performance and its loss at a specified operating point. Thermal fluid analysis was performed with FLUENT, a commercial code, to confirm the thermal characteristics of

the traction motor based on the derived loss value.

The research model was applied as follows. First, the base model was built in the shape of a classical rotor and housing. Second, in the rotor changed model, the holes of the end plate were aligned with the rotor holes, and a twist angle was applied to the rotor holes for each sub-assembly stage. Finally, the rotor/housing changed model included a rotor changed model and applied an air path. It was positioned on the housing side to circulate the flow generated by the rotational effect of the twisted hole applied in the rotor change model. A new heat transfer route between air and cooling water was applied by positioning the circulation flow path near the cooling channel. To determine the difference in cooling performance by rotational speed and output power, four operating points were selected: the continuous rated power(60kW at 4,000rpm), maximum rated power(120 kW at 2,300 rpm) points and max rotating speed(8,000rpm) 2points(60kW, 120kW). To validate the reliability of the analysis, the test and analysis results were compared at the maximum and continuous rated output operating points of the base model.

As a result of the study, the rotor changed model compared to the base model confirmed a temperature reduction of 4°C in the rotor and 5°C in the permanent magnet at the continuous rated power point, and a temperature reduction of 19°C in the rotor and permanent magnet was confirmed for the rotor/housing changed model. By applying the design method proposed in

this study, the cooling performance of the water-cooled IPMSM for electric vehicles can be expected to increase.

Keywords : Traction Motor, IPMSM, Rotor, Forced Air Cooling, Circulating Air Path, Heat Transfer, End Plate, Twisted Hole

Student Number : 2021-25082