



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](#)

공학석사학위논문

수치해석을 이용한 전기자동차
모터의 냉각라인 형상에 따른
냉각 성능 비교

2024년 2월

국립부경대학교 산업대학원

기계설계공학과

임영훈

공학석사학위논문

수치해석을 이용한 전기자동차
모터의 냉각라인 형상에 따른
냉각 성능 비교

지도교수 이연원

이 논문을 석사학위논문으로 제출함.

2024년 2월

국립부경대학교 산업대학원

기계설계공학과

임영훈

임영훈의 공학석사 학위논문을 인준함.

2024년 2월 16일



위 원 장	공학박사	유 동 인 (인)
위 원	공학박사	최 윤 환 (인)
위 원	공학박사	이 연 원 (인)

목 차

Abstract	i
표목차	iv
그림목차	v
I. 서론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 연구목적	2
II. 이론	3
2.1 지배방정식	3
2.1.1 연속방정식	3
2.1.2 운동방정식	3
2.1.3 에너지방정식	3
2.2 CFD 이론	4
2.2.1 Reynolds Averaged Navier-Stokes 모델	4
2.2.2 Shear Stress Transport $k-\omega$ 모델	6
III. 수치해석	9
3.1 해석영역 생성 및 격자 의존성 검사	9
3.2 해석모델 및 경계조건	14
3.3 전열 면적 변경	25
3.4 냉각 유량 조건 변경	26
IV. 해석결과 및 고찰	27
4.1 기준점(Case1-G50-RPM 2000)에서의 냉각 특성	31
4.2 펌프 회전수의 변화에 따른 출구 온도 및 열 전달량 비교	35

4.3 냉각수의 물성에 따른 출구 온도 및 열 전달량 비교 ..	37
4.4 유량 조건 변화에 따른 출구 온도 및 열 전달량 비교 .	42
V. 결론	42
참고문헌	43



Numerical Analysis on the Comparison of Cooling Performance
according to the Cooling Line Shape of Electric Vehicle Motor

Young Hun Lim

Department of Mechanical Design Engineering, Graduate School of Industry,
Pukyong National University

Abstract

The automotive industry has evolved through many changes.

Due to global warming, new powertrains are being researched and developed as we gradually change from conventional fossil-fueled internal combustion engines to eco-friendly vehicles with low carbon emissions.

In this study, a numerical analysis study was conducted based on the 88kW drive electric motor, which is the powertrain used in the IONIQ electric vehicle. The first case of numerical analysis was conducted by removing and disassembling the drive electric motor made by the manufacturer, and the numerical analysis of the second case was conducted by changing the shape of the water jacket, which is the pipe through which the cooling water flows.

The properties of the glycol water used in the numerical simulation of this study were taken from the commercially available DOWCAL 100E product of The Dow Chemical Company.

The turbulence model used in the numerical analysis was the SST $k-\omega$ model.

For each case, the numerical analysis was performed based on the rotational speed of the electric water pump and the volume ratio of the glycol water.

As a result, it was found that the cooling effect was increased by increasing the shape of the water jacket, i.e., the area, and that the pressure increased at the highest speed of the electric water pump.



수치해석을 이용한 전기자동차 모터의 냉각라인 형상에 따른
냉각 성능 비교

임 영 훈

부 경 대 학 교 산 업 대 학 원 기 계 설 계 공 학 과

요 약

자동차 산업은 많은 변화를 거듭하며 발전하였다.

지구온난화로 인하여 기존의 화석연료를 사용하는 내연 기관에서 탄소 배출이 적은 친환경 자동차로 점진적으로 변화하면서 새로운 파워트레인 들이 연구, 개발이 되고 있다.

본 연구는 아이오닉 전기자동차에 사용이 되는 파워트레인인 88kW 구동용 전기모터를 기반으로 수치해석 연구가 진행되었으며 제작사에서 만들어진 구동용 전기모터를 탈 거와 분해 측정을 하여 기준이 되는 첫 번째 Case의 수치해석을 진행하였으며 냉각수가 흐르는 관인 Water-jacket의 형상을 변화하여 두 번째 Case의 수치해석을 진행하였다.

본연구의 수치해석 사용이 된 Glycol Water의 물성은 The Dow Chemical Company에서 시중에 판매되고 있는 DOWCAL 100E 제품의 값을 이용하였다.

수치해석 시 사용된 난류 모델은 SST k- ω 모델을 이용하였다.

각 Case 별로 전동식 워터펌프의 회전수와 Glycol Water의 부피 비를 기준으로 수치해석이 진행되었다.

결과적으로 Water-jacket의 형상, 즉 면적이 넓어짐으로 인하여 냉각 효과는 증가하게 되었으며 전동식 워터펌프의 최고 회전수에서는 압력이 증가하는 것을 확인하게 되었다.

List of Table

Table 1 Motor Specification	22
Table 2 Water Pump Specification	22
Table 3 Boundary Conditions	24
Table 4 Water Pump Volume Flow Rat	24



List of Figure

Figure 1 Motors and Reducers 01	9
Figure 2 Motors and Reducers 01	10
Figure 3 Motor and Coolant Geometry	11
Figure 4 Coolant Volume	11
Figure 5 Generated Mesh of Case 1	12
Figure 6 Mesh Independence Result of Case 1	13
Figure 7 G50 Density	14
Figure 8 G50 Specific Heat	15
Figure 9 G50 Thermal Conductivity	15
Figure 10 G50 Viscosity	16
Figure 11 G55 Density	16
Figure 12 G55 Specific Heat	17
Figure 13 G55 Thermal Conductivity	17
Figure 14 G55 Viscosity	18
Figure 15 G60 Density	18
Figure 16 G60 Specific Heat	19
Figure 17 G60 Thermal Conductivity	19
Figure 18 G60 Viscosity	20
Figure 19 Diagnostic Data & Temperature Measurement	21
Figure 20 Boundary Conditions – Case1	23
Figure 21 Case 1 Wall Inside : 41,051mm ²	25

List of Figure

Figure 22 Case 2 Wall Inside : 59,246mm ²	26
Figure 23 Total Streamline	27
Figure 24 Total Temperature Distribution of standard state ..	28
Figure 25 Total Wall Heat Flux	29
Figure 26 Total Outlet Temperature	30
Figure 27 Streamline of standard state	31
Figure 28 Streamline of standard state Local	31
Figure 29 Temperature Distribution of standard state	32
Figure 30 Wall_Heat_Flux of standard state	33
Figure 31 Outlet Temperature of standard state	34
Figure 32 Outlet Temperature of standard state Local	34
Figure 33 Case 1 G50 Outlet Temperature	35
Figure 34 Case 1 G50 dQ	35
Figure 35 Case 1 G50 dP	36
Figure 36 Case 1 G50, G55, G60 Outlet Temperature	37
Figure 37 Case 1 G50, G55, G60 dQ	37
Figure 38 Case 1 G50, G55, G60 dP	38
Figure 39 Case 1, Case 2 Outlet Temperature	39
Figure 40 Case 1, Case 2 dQ	40
Figure 41 Case 1, Case 2 dP	41

I. 서론

1.1 연구 배경

점차 심각해 지고 있는 지구온난화와 기후변화 기후재난 환경오염의 문제에 대응하기 위하여 기존의 교토의정서와 그 이후 2015년 파리협정이 체결되었고 195개국이 온실가스 감축을 목표로 하고 있다. 전 세계적으로 자동차 배출가스와 연료 효율에 대한 규제가 강화되었다[1]. 대한민국에서는 2030년까지 40%, 2050년까지 탄소 중립을 선언하였다[2].

기존의 화석연료를 사용하는 내연 기관은 연소 효율과 유해 배출가스 저감을 위한 장치들이 개발되었으나 막대한 개발 비용과 한계가 나타나면서 탄소 배출이 적은 친환경 자동차에 관한 관심이 매우 높아졌다.

자동차 산업에서는 기존의 내연 기관을 대체할 파워트레인 들이 개발되었다.

탄소 배출이 적은 하이브리드자동차나 전기 자동차, 수소 연료전지 자동차들이 대표적이며 여기에서 사용이 되는 파워트레인 예는 구동용 전기 모터가 사용되고 있다 [3][4]. 자동차 파워트레인 에 사용이 되는 구동용 전기 모터는 3상 교류를 이용하며 토크를 발생시키는 방법에 따라 유도 모터와 영구자석을 사용하는 동기 모터로 분류가 된다[5]. 구동용 전기 모터의 개발과 더불어 고효율, 소형화, 고효율 화가 이루어지면서 필연적으로 고열이 발생이 된다. 고열이 지속해서 발생하게 되면 구동용 모터의 효율과 내부 부품들인 영구자석, 코일의 절연 성능 등이 저하되고 최종적으로는 내부 부품들의 파손으로 인하여 주행할 수 없어질 수 있다[6].

이로 인하여 배터리와 구동용 전기 모터의 열관리 시스템에 대한 요구도가 높아지고 있으며 구동용 전기 모터의 방열 및 냉각 기술이 필요하다[7]. 구동용 전기 모터에 사용되고 있는 냉각 방식에는 공랭식과 수랭식, 유냉식, 수랭식+유냉식 등이 사용이 되고 있다.

공랭식은 팬과 같은 송풍장치를 사용하여 공기를 강제 순환시켜 대류에 의한 냉각 효과를 얻는 방법이다[8][9][10].

수랭식은 모터의 하우징에 Water-jacket을 만들어 냉각 유체 즉 냉각수가 흐르게 하여 냉각 효과를 얻는 방법이다[11]. 수랭식은 냉각수가 흐르는 Water-jacket의 형상

을 변화시키는 방법과 모터 하우징 이나 고정자에 만들어진 유체가 통과하는 냉각수의 관의 개수를 증가시키는 방법을 통하여 냉각 효과를 얻는 방법이 있다[12][13]. 유냉식은 오일이 모터 내부에서 직접 모터의 부품에 닿으면서 모터 내부에서 발생하는 열을 냉각하기도 하며 회전자 베어링 등에 윤활 역할을 한다[14][15].

하성호[5]는 유냉식 냉각 시스템을 이용하여 오일의 양과 모터의 회전속도에 따른 수치해석을 진행하였다. 나유창, 손기현[6]은 공랭식 냉각 시스템을 이용하여 모터의 회전속도와 회전자, 고정자 사이의 간극 폭에 따른 모터의 열전달 특성에 대하여 수치해석을 진행하였다. 장리텐[7]은 전기자동차용 모터의 로터 자체의 형상에 따른 냉각 효과에 대하여 수치해석을 하였다.

1.2 연구목적

본 연구에서는 전기자동차의 파워 트레인에 사용되는 구동용 전기 모터의 냉각라인 즉, Water-jacket의 형상이 변화함에 따른 냉각 특성을 해석한다.

II. 이론

2.1 지배방정식

2.1.1 연속방정식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (1)$$

여기서 ρ 는 밀도, p 는 압력, T 는 온도, u 는 속도, k 는 열전도계수를 나타낸다.

우리가 알고 있는 일반적인 액체의 경우, 온도에 따른 밀도변화가 크게 변하지 않는 비압축성 유체이다. 그러므로 ρ 를 상수로 다룰 수 있고, 정상상태일 경우, 시간 변화에 따른 변화가 없어 식(5)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (2)$$

2.1.2 운동량방정식

$$\frac{\partial \rho \vec{u}}{\partial t} + (\rho \vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} = -\nabla p + \rho g + \nabla \cdot \tau \quad (3)$$

2.1.3 에너지방정식

$$\frac{\partial(\rho i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} i) = -p \nabla \cdot \vec{u} + \nabla \cdot (k \nabla T) + \Phi + S \quad (4)$$

2.2 CFD 이론

2.2.1 Reynolds Averaged Navier-Stokes 모델

난류 유동의 경우, 특정 부위의 한 점에서 속도 측정 시 무질서하고 많은 변동이 있는 속도 변화를 알 수 있다. 이것을 직접 계산하려면 많은 시간과 소모되는 자원이 대단히 많이 요구되기에, 유체의 속도 \vec{u} 를 변동성분 $u'(t)$ 와 평균속도 U 의 합으로 표현할 수 있다.

$$\vec{u} = U + u'(t) \quad (5)$$

이러한 방법으로 유속을 표시하는 기술법을 레이놀즈 분해라 한다. 레이놀즈 분해에 따라 발생 되는 유동 변수 ϕ 의 평균값을 Φ , 시간에 의해 변동되는 변동성분을 $\phi'(t)$ 로 표시하여 식(6)과 같이 정의한다.

$$\phi(t) = \Phi + \phi'(t) \quad (6)$$

이때 유동 변수 ϕ 의 시간 평균 Φ 는 식(25)와 같이 정의한다.

$$\Phi = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \phi(t) dt \quad (7)$$

Δt 동안 변동 $\phi'(t)$ 의 시간 평균은 Φ 의 정의에 따라 0이 된다.

$$\overline{\phi'} = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \phi'(t) dt \quad (8)$$

변동하는 ϕ' 가 평균 Φ 로 부터 얼마나 변수에서 분산되어 있는가는 편차와 제곱 평균 근(Root Mean Square, RMS)으로 나타낸다.

$$\overline{(\phi')^2} = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} (\phi')^2 dt \quad (9)$$

$$\phi_s = \sqrt{\overline{(\phi')^2}} = \left[\frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} (\phi')^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (10)$$

이때 특정 부위의 한 지점에서 난류의 단위 질량 당 총운동 에너지 k 는 다음의 식 (11) 과 같다.

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) = \frac{1}{2} \overline{u'^2} \quad (11)$$

위와 같이 시간 평균을 기존의 Navier-Stokes 방정식과 연속방정식의 각 축 방향에 대한 운동량방정식에 대입하면 식 (12), (13), (14), (15) 로 나타낼 수 있다.

$$\nabla \cdot \mathbf{U} = 0 \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \frac{DU}{Dt} + \nabla \cdot (\mathbf{U}\mathbf{U}) + \nabla \cdot (\overline{u' \mathbf{u}'}) &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \mathbf{V} \nabla \cdot \\ (\nabla \mathbf{U}) + \frac{1}{\rho} \left[\frac{\partial(-\rho \overline{u'^2})}{\partial x} + \frac{\partial(-\rho \overline{u'v'})}{\partial y} + \frac{\partial(-\rho \overline{u'z'})}{\partial z} \right] & \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \frac{DV}{Dt} + \nabla \cdot (\mathbf{V}\mathbf{U}) + \nabla \cdot (\overline{v' \mathbf{u}'}) &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \mathbf{V} \nabla \cdot \\ (\nabla \mathbf{V}) + \frac{1}{\rho} \left[\frac{\partial(-\rho \overline{u'v'})}{\partial x} + \frac{\partial(-\rho \overline{v'^2})}{\partial y} + \frac{\partial(-\rho \overline{v'z'})}{\partial z} \right] & \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \frac{DW}{Dt} + \nabla \cdot (\mathbf{W}\mathbf{U}) + \nabla \cdot (\overline{w' \mathbf{u}'}) &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \mathbf{V} \nabla \cdot \\ (\nabla \mathbf{W}) + \frac{1}{\rho} \left[\frac{\partial(-\rho \overline{u'w'})}{\partial x} + \frac{\partial(-\rho \overline{v'w'})}{\partial y} + \frac{\partial(-\rho \overline{w'^2})}{\partial z} \right] & \end{aligned} \quad (15)$$

이와 같은 과정을 에너지방정식에 대입하면 식(16)과 같이 나타낼 수 있다. (기존의 T 를 Ψ 로 표현).

$$\frac{D\Psi}{Dt} + \nabla \cdot (\Psi U) = \frac{1}{\rho} \nabla \cdot (\Gamma_{\Psi} \nabla \Psi) + \left[\frac{\partial \overline{u' \psi'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v' \psi'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w' \psi'}}{\partial z} \right] + S_{\Psi} \quad (16)$$

2.2.2 Shear Stress Transport k- ω 모델

난류 유동의 순간 운동에너지 $k(t)$ 는 평균 운동에너지 $K = U^2/2$ 와 난류 운동에너지 $k = \overline{u'^2}/2$ 의 합으로 정의한다.

$$k(t) = K + k \quad (17)$$

평균 운동에너지 K 를 위하여 시간 평균 에너지방정식은 식 (17) 과같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial(\rho K)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho K U) = \nabla \cdot (-PU + 2\mu U S_{ij} - \rho \overline{U u'_i u'_j}) - 2\mu S_{ij} \cdot S_{ij} + \rho \overline{u'_i u'_j} \cdot S_{ij} \quad (18)$$

일반적인 난류 유동에서 난류 항 $\rho \overline{U u'_i u'_j}$ 와 $\overline{\rho u'_i u'_j}$ 는 점성 항 $2\mu U S_{ij}$ 와 $2\mu S_{ij} \cdot S_{ij}$ 보다 크다.

다음 식(19)은 난류 운동에너지 k 를 구하기 위한 식이 된다.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k U) = \nabla \cdot (-\overline{p' u'} + 2\mu \overline{u'_i s'_{ij}} - \rho \frac{1}{2} \overline{u'_i \cdot u'_i u'_j}) - 2\mu \overline{s'_{ij}} \cdot \overline{s'_{ij}} + \rho \overline{u'_i u'_j} \cdot S_{ij} \quad (19)$$

여기서 점성 소산 항 $-2\overline{\mu s'_{ij} \cdot s'_{ij}}$ 은 식(20)과 같은 형태로 바꿀 수 있다.

$$-2\overline{\mu s'_{ij} \cdot s'_{ij}} = -2\mu(\overline{s'_{11}} + \overline{s'_{22}} + \overline{s'_{33}} + 2\overline{s'_{12}} + 2\overline{s'_{13}} + 2\overline{s'_{23}}) \quad (20)$$

점성 소산 항의 경우 s'_{ij} 의 제곱의 합이 항상 양의 값을 가지므로 음수를 나타내고 k 를 감소시키는 방향으로 작용한다. 그러므로 점성 소산 항은 보편적으로 밀도 ρ 와 단위 질량 당 운동에너지 소산을 ϵ 의 곱으로 나타내고 이를 통하여 식 (21)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\epsilon = 2\nu\overline{s'_{ij} \cdot s'_{ij}} \quad (21)$$

이때 ν 는 유체의 동점성 계수이다.

Wilcox[16]가 제안한 $k-\omega$ 난류 모델은 해석을 진행할 때 난류 운동에너지 k 와 난류 진동수 $\omega = \epsilon/k$ 를 변수로 사용하고 이를 통해 와 점성계수 μ_t 를 식 (22)와 같이 정의한다.

$$\mu_t = \rho k / \omega \quad (22)$$

높은 Reynolds Number의 난류 유동에서 k 를 위한 수송방정식은 식(23)과 같다.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k U) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla(k) \right] + P_k - \beta^* \rho k \omega \quad (23)$$

이때 P_k 는 난류 운동에너지의 생성률로 식(24)으로 구해진다.

$$P_k = 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \quad (24)$$

ω 를 위한 방정식은 식(25)과 같다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\omega U) \\ &= \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla(\omega) \right] + \gamma_1 (2\rho S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \omega k \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij}) - \beta \rho \omega^2 \end{aligned} \quad (25)$$

이때 해석모델에 적용되는 상수로는 $\sigma_k = 2.0$, $\sigma_\omega = 2.0$, $\gamma_1 = 0.553$, $\beta_1 = 0.075$, $\beta^* = 0.09$ 이다.

SST k- ω 모델은 Mentor[17][18]가 제안한 혼합모델로, 벽면 가까이에서는 k- ω 모델을 적용하고, 벽면으로부터 먼 충분히 발달된 난류 지역에서는 표준 k- ϵ 모델이 적용하는 해석모델로, $\epsilon = k\omega$ 를 적용하여 다음의 식(26)을 얻는다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\omega U) \\ &= \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega,1}} \right) \nabla(\omega) \right] + \gamma_2 (2\rho S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \omega k \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij}) - \beta_2 \rho \omega^2 + 2 \frac{\rho}{\sigma_{\omega,2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_k} \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \end{aligned} \quad (26)$$

식(26)을 식(25)과 비교했을 때, 추가적인 소스 항이 생성되는 것을 확인할 수 있고, 해석모델에 사용되는 상수들도 $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_{\omega 1} = 2.0$, $\sigma_{\omega 2} = 1.17$, $\gamma_2 = 0.44$, $\beta_2 = 0.083$, $\beta^* = 0.09$ 로 바뀐다[19].

III. 수치해석

3.1 해석 영역 생성 및 격자 의존성 검사

본 연구에서는 국내 자동차 제조사인 현대자동차의 아이오닉 차량의 주행에 사용이 되는 88kW급 구동용 모터를 기반으로 연구가 이루어졌다. 실 차량에서 모터와 감속기를 탈거 하여 분해 후 실 측 하였다. 모터와 감속기는 Figure 1, 2에 나타내었다.

Figure 1은 차량의 전면부에서 바라보는 방향의 모습이며 사진에서 보는 좌측은 U, V, W 3상 전원부이고 차량에서 RH 방향이다.



Figure 1 Motors and Reducers 01

Figure 2는 차량의 후면부 방향이며 등속조인트가 장착되는 부분이 있으며 사진에서 바라보는 좌측은 A/C-Compressor와 감속기가 장착되어 있다. 차량에서 LH 방향이다.

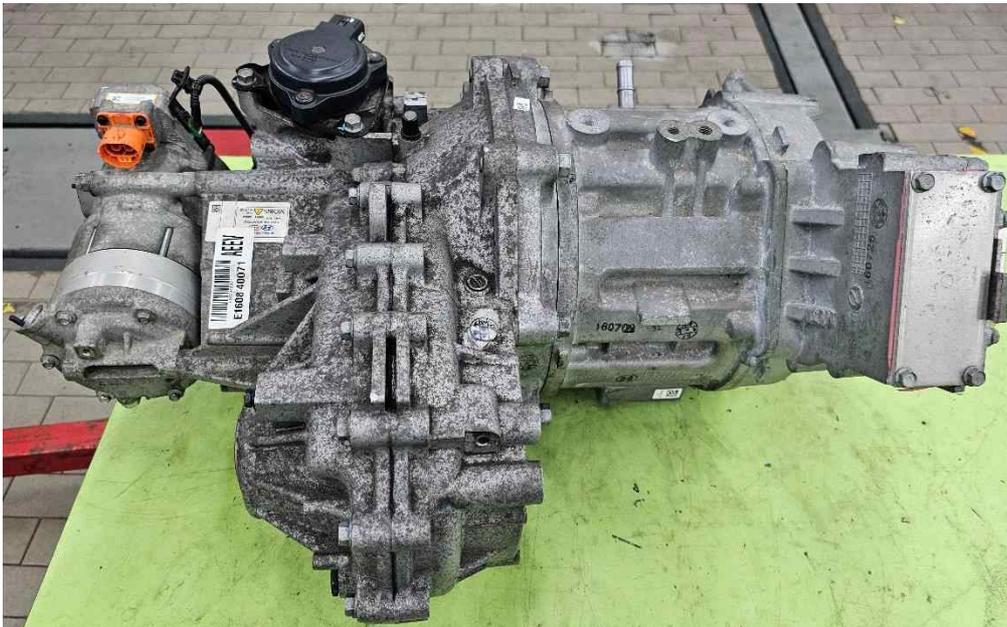


Figure 2 Motors and Reducers 02

모터 내부의 유동 영역을 상용 해석 프로그램인 ANSYS 2020 R2의 제도프로그램인 Space Claim을 이용하여 Geometry 및 Volume을 추출하였으며 다음과 같이 Figure 3, 4에 나타내었다.

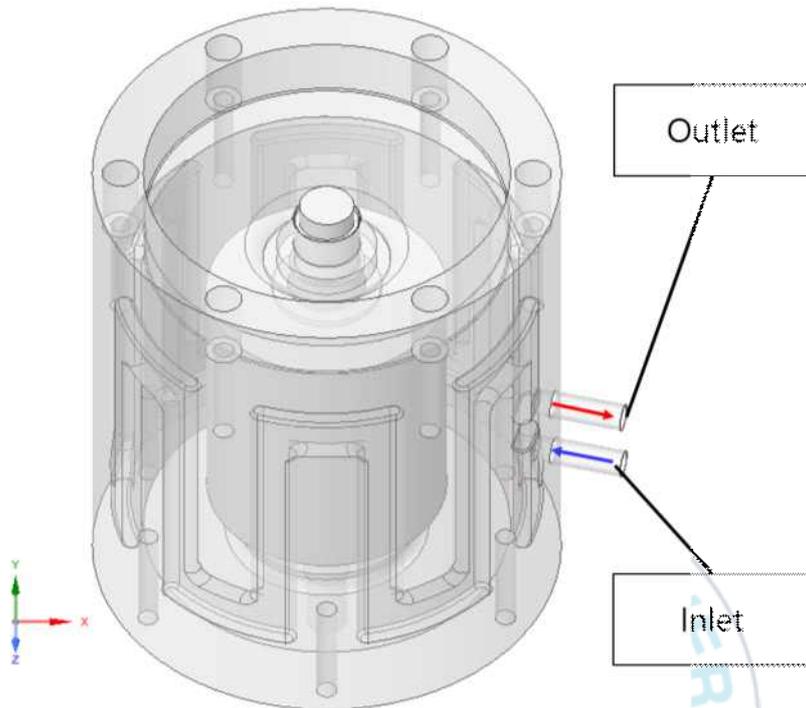


Figure 3 Motor and Coolant Geometry

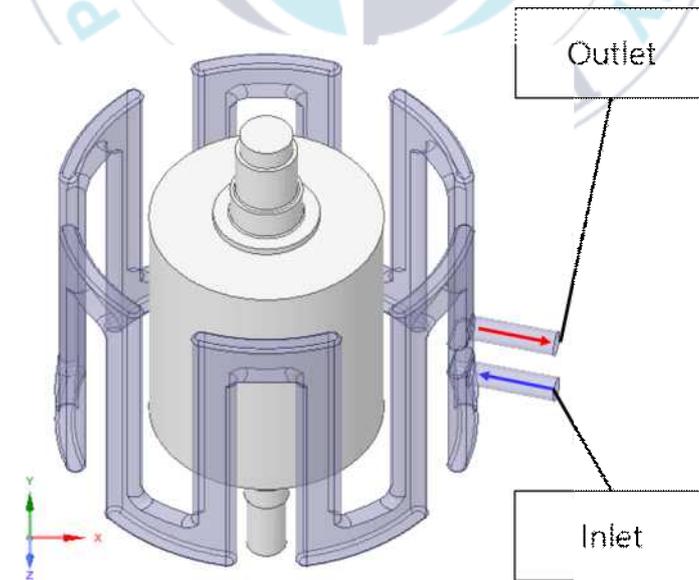


Figure 4 Coolant Volume

격자 생성 시 사용한 상용 해석 프로그램인 ANSYS 2020 R2의 Workbench에서 격자를 생성하였으며 생성 방법은 모터의 3상 전원이 들어오는 U, V, W 부분의 영역(Y축)과 감속기와 연결이 되어있는 부분의 영역(-Y축)을 나누었고 냉각수의 Inlet 영역과 Outlet 영역을 나누어 격자를 생성하였다. 생성된 격자는 Figure 5에 나타내었다.

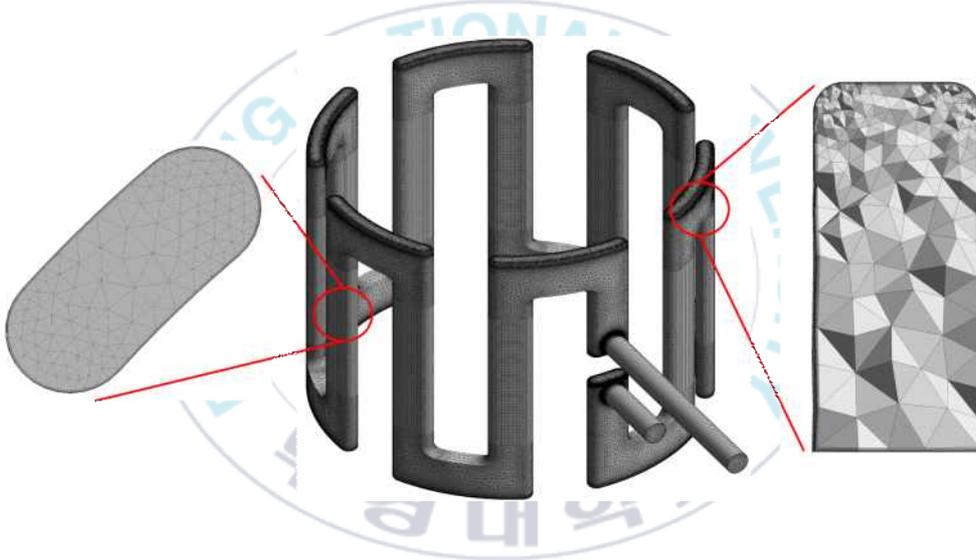


Figure 5 Generated Mesh of Case 1

벽면 격자 첫 층의 두께는 0.025mm이고 벽면 격자는 총 10개의 층을 생성하였다. 첫 번째 격자 생성 개수는 Node number를 기준으로 2,559,464개의 격자를 생성하였으며 이후 2,559,464개의 약 1.25배, 1.50배, 2.00배, 2.80배로 하여 격자 의존성 검사를 하였다.

검사 결과는 Figure 6에 나타내었다.

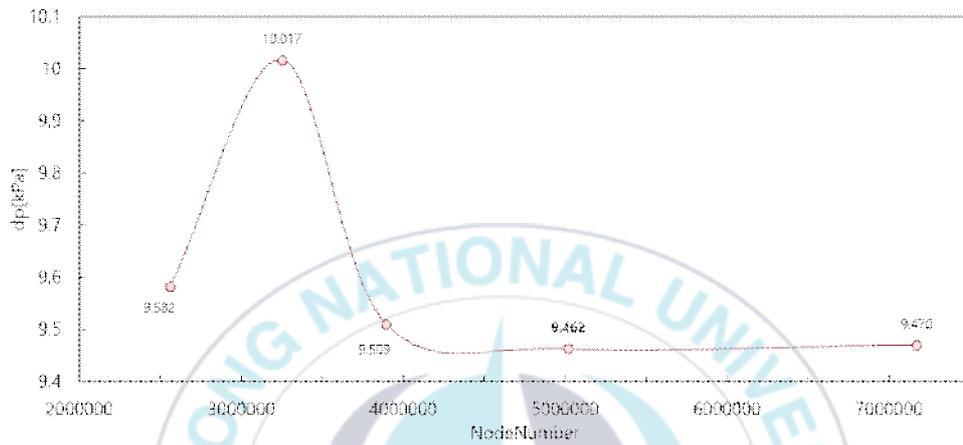


Figure 6 Mesh Independence Result of Case 1

격자 의존성 검사 결과 오차범위가 1% 이내인 Node Number를 기준으로 5,018,851 개의 격자를 사용하기로 하였다. (dP 값 9.4624의 격자)

3.2 해석모델 및 경계조건

해석에 이용할 Glycol-Water의 물성 부피 비를 먼저 정하여야 한다. 이것은 현대자동차의 아이오닉 Electric 정비 지침서에서 찾아볼 수 있다[20].

냉각수의 농도가 55% 미만일 때 부식 또는 동결에 위험이 있을 수 있다고 되어있으며 60% 이상일 때 냉각 효과를 감소시킬 수 있어 권장하지 않는다. 부식 방지를 위해 최소 55%를 유지해야 한다고 하지만 일반적으로 많이 사용되는 50%의 부피 비도 포함하여 해석을 진행하였다.

Glycol Water의 물성은 The Dow Chemical Company에서 시중에 판매되고 있는 DOWCAL 100E 제품의 값을 이용하였다.

해석에 이용이 된 물성은 다음 Figure 7 ~ 18에 나타내었다.

이후 Glycol-Water의 부피 비는 50%는 G50으로 55%는 G55로 60%는 G60으로 나타내도록 하겠다.

Properties Glycol-Water 50:50 (G50) [DOWCAL 100E]

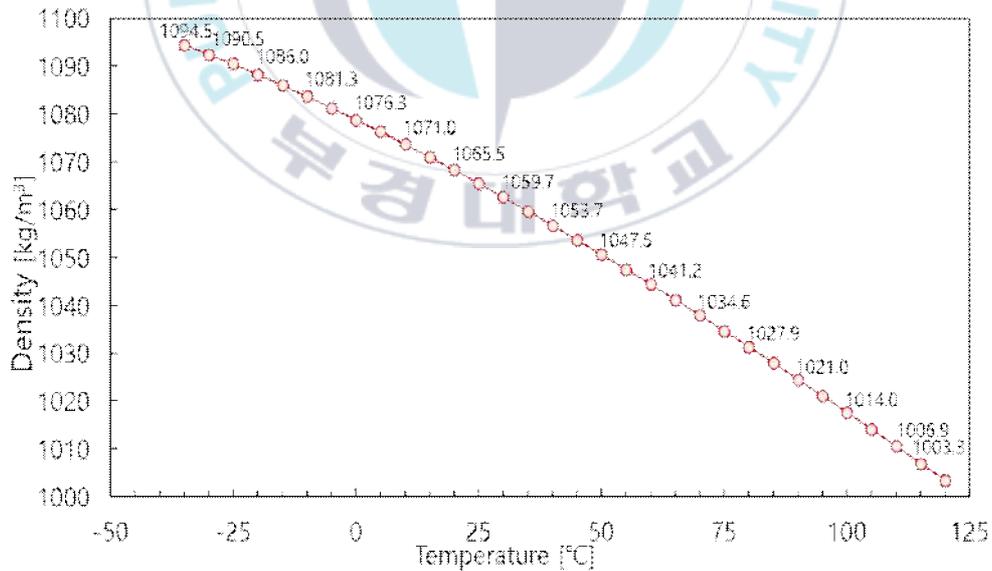


Figure 7 G50 Density

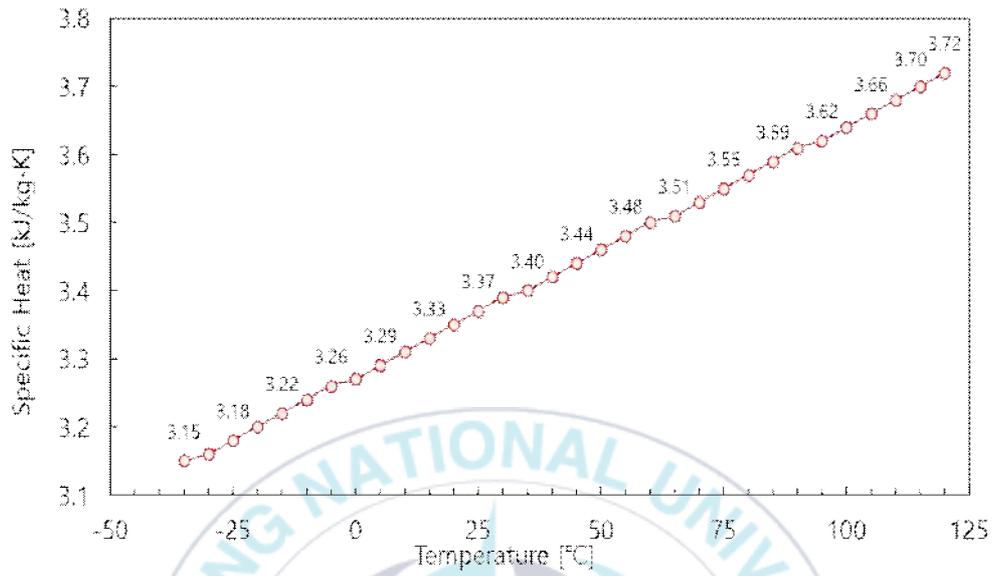


Figure 8 G50 Specific Heat

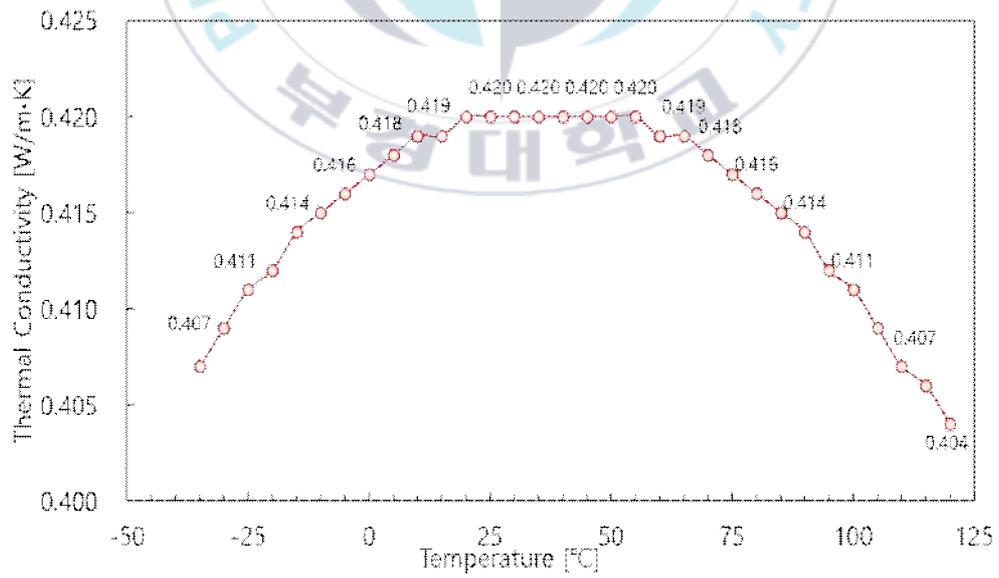


Figure 9 G50 Thermal Conductivity

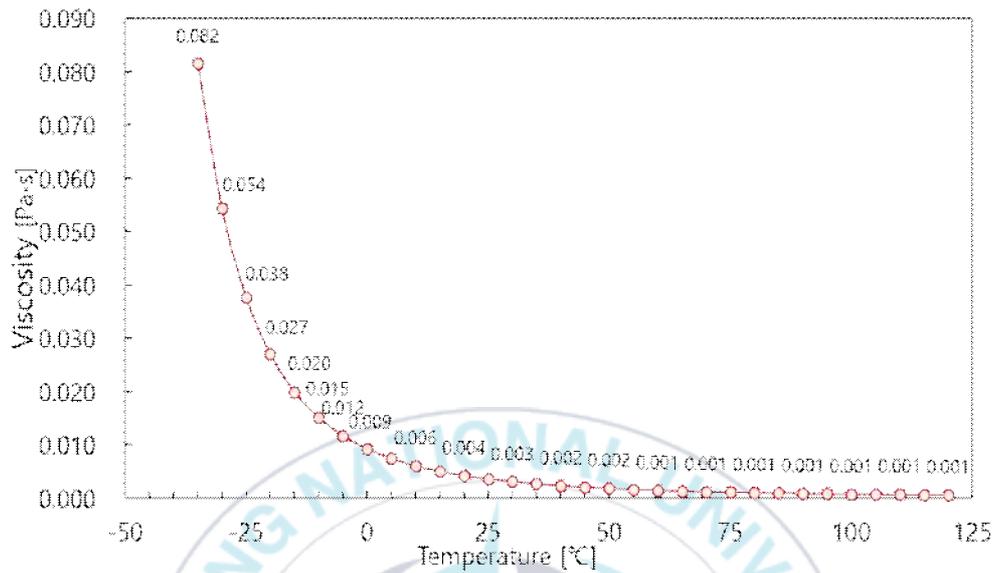


Figure 10 G50 Viscosity

Properties Glycol-Water 55:45 (G55) [DOWCAL 100E]

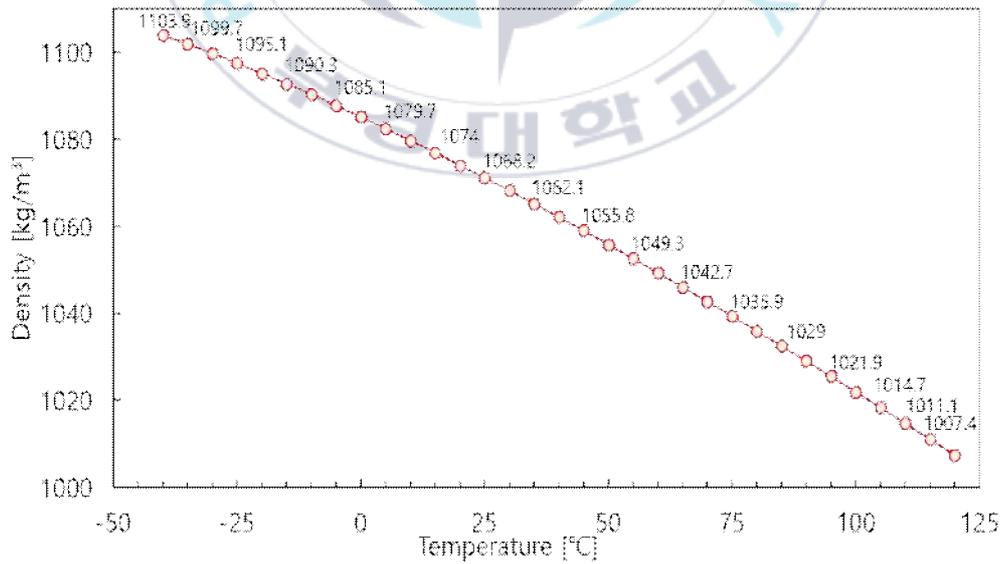


Figure 11 G55 Density

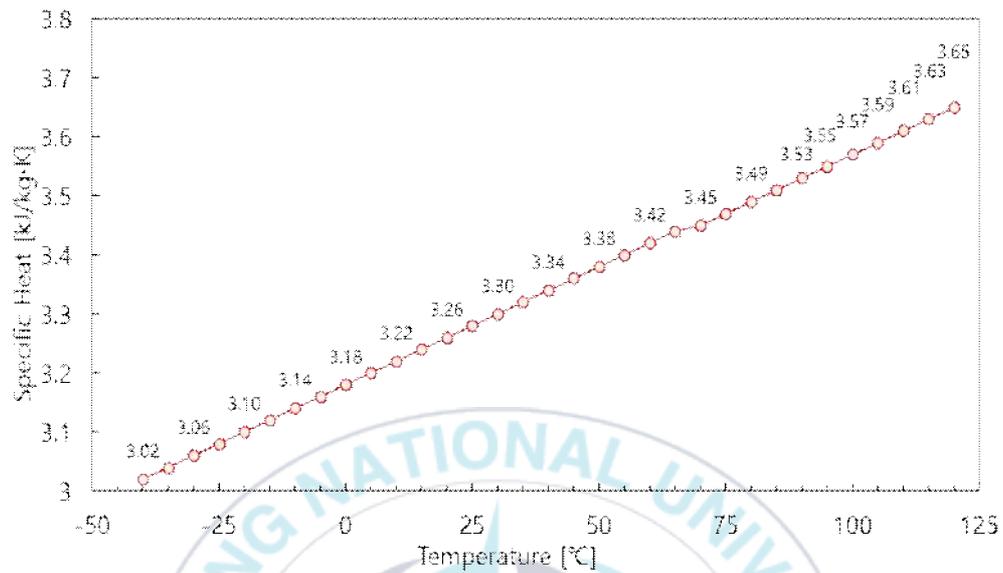


Figure 12 G55 Specific Heat

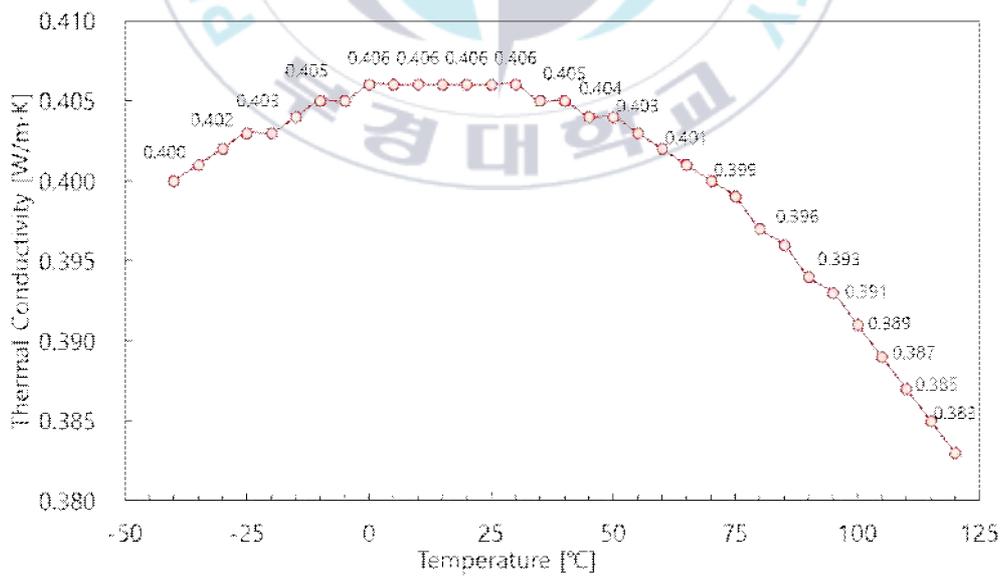


Figure 13 G55 Thermal Conductivity

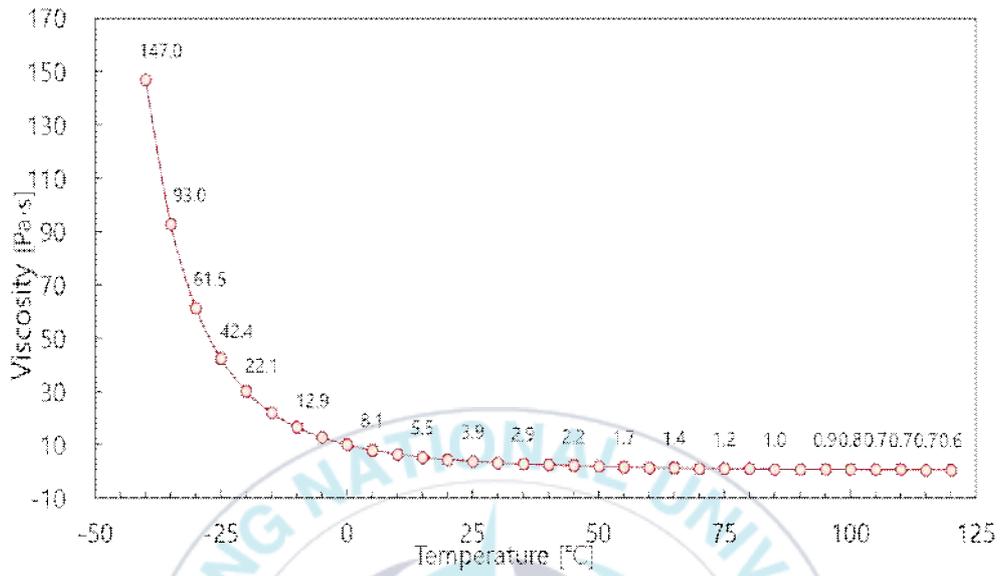


Figure 14 G55 Viscosity

Properties Glycol-Water 60:40 (G60) [DOWCAL 100E]

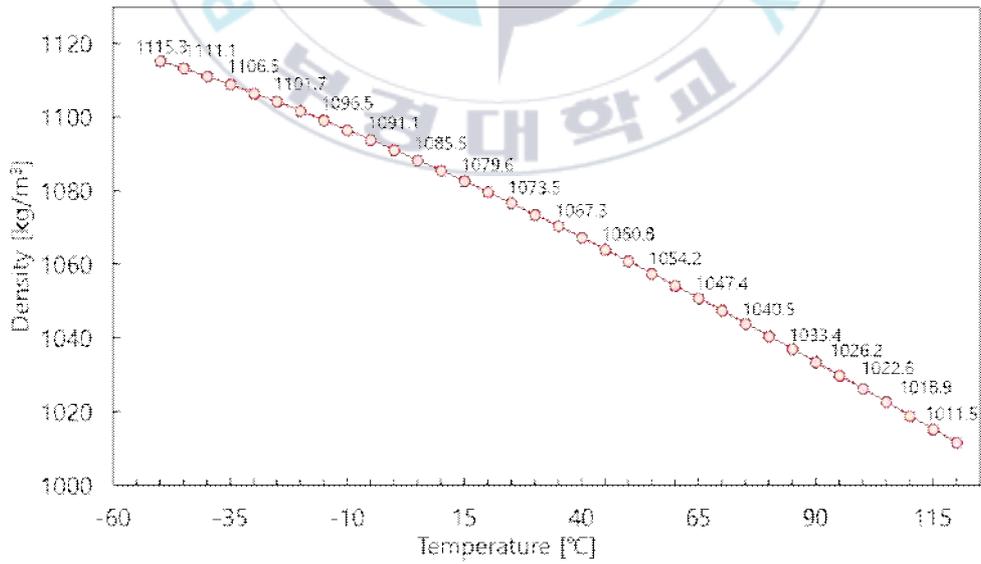


Figure 15 G60 Density

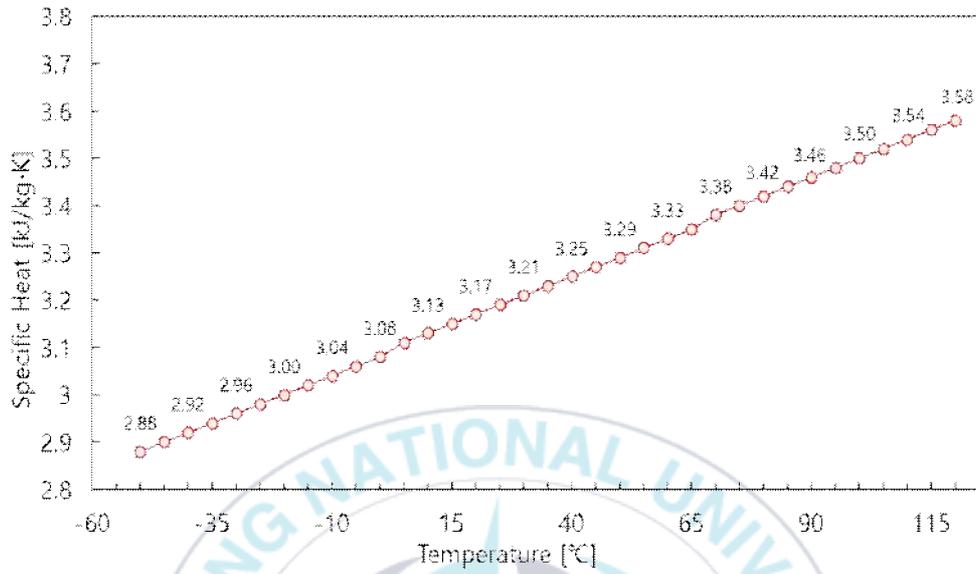


Figure 16 G60 Specific Heat

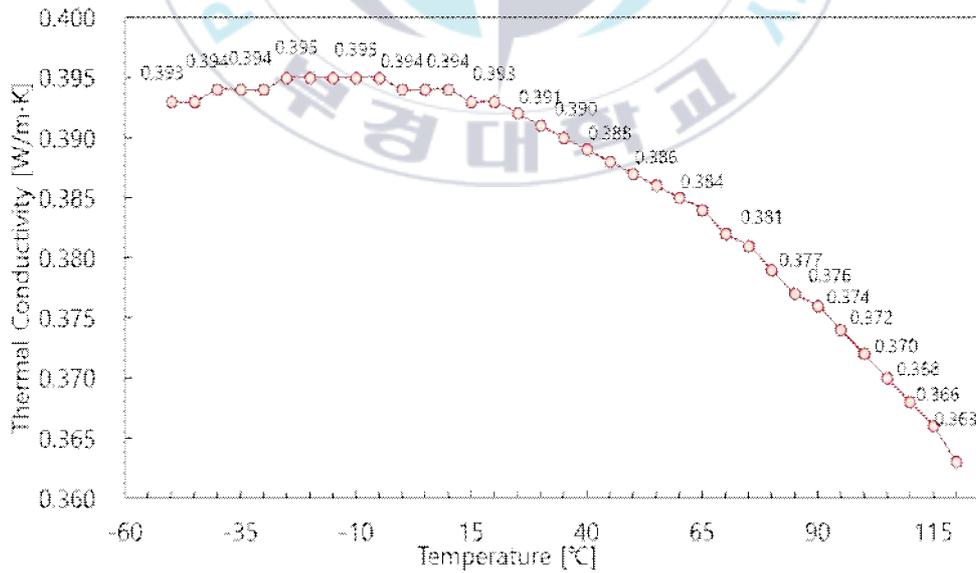


Figure 17 G60 Thermal Conductivity

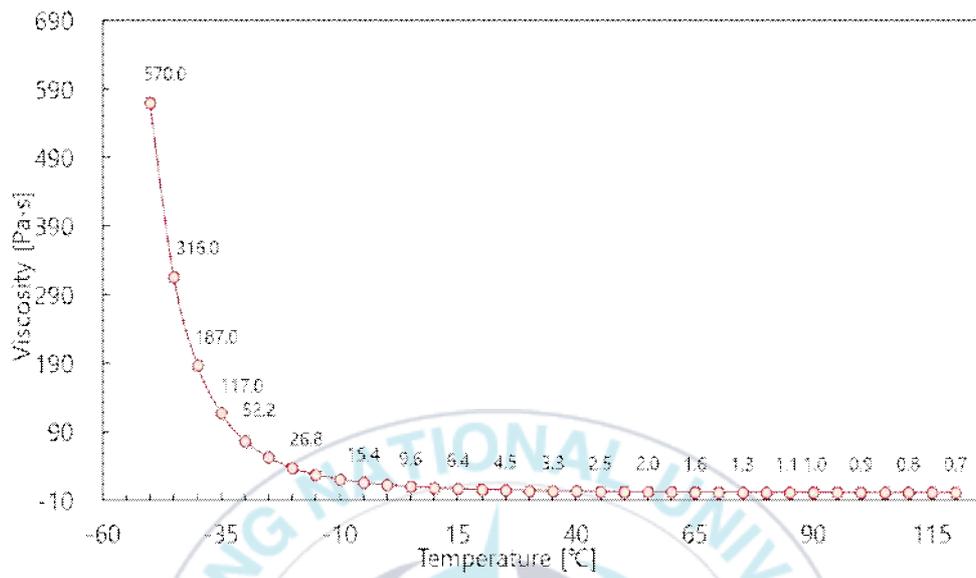
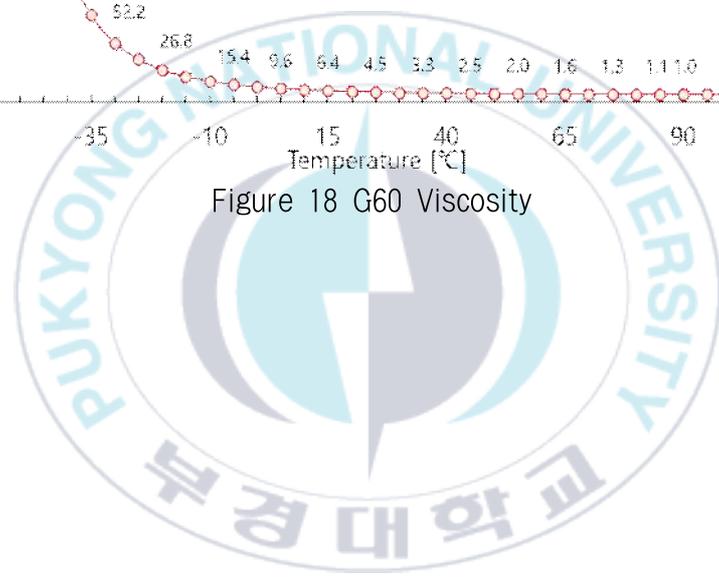


Figure 18 G60 Viscosity



해석에 사용되는 모터의 온도 값을 차량용 자기 진단기의 센서 데이터값과 모터의 외부에서 온도를 측정하여 온도의 범위를 확인하였다.

센서 데이터 진단			센서 데이터 진단		
센서명	센서값	단위	센서명	센서값	단위
전동식 워터 펌프 (EWP(CPP)) 속도	1000	RPM	전동식 워터 펌프 (EWP(CPP)) 속도	1440	RPM
라디에이터 팬 듀티	10	-	라디에이터 팬 듀티	10	-
현재 구동 모터 속도	10810	RPM	현재 구동 모터 속도	10959	RPM
구동 모터 온도	70	°C	구동 모터 온도	70	°C
인버터 온도	46	°C	인버터 온도	50	°C
방열판 온도	38	°C	방열판 온도	44	°C
냉각수 순환 경로 변경 금지 요청	NOT Requested	-	냉각수 순환 경로 변경 금지 요청	NOT Requested	-
인버터 DC 입력 전압	386.20	V	인버터 DC 입력 전압	382.36	V
보조 배터리 전압	13.140	V	보조 배터리 전압	13.120	V
전동식 워터 펌프 (EWP(CPP)) 고장 상태	NO FAULT	-	전동식 워터 펌프 (EWP(CPP)) 고장 상태	NO FAULT	-

센서 데이터 진단			센서 데이터 진단		
센서명	센서값	단위	센서명	센서값	단위
구동 모터 온도	70	°C	전동식 워터 펌프 (EWP(CPP)) 속도	3200	RPM
전동식 워터 펌프 (EWP(CPP)) 속도	1840	RPM	현재 구동 모터 속도	10958	RPM
라디에이터 팬 듀티	10	-	구동 모터 온도	86	°C
현재 구동 모터 속도	10925	RPM	라디에이터 팬 듀티	10	-
인버터 온도	54	°C	인버터 온도	64	°C
방열판 온도	48	°C	방열판 온도	58	°C
구동 모터 U 전류센서 음향값	-9	-	냉각수 순환 경로 변경 금지 요청	NOT Requested	-
구동 모터 V 전류센서 음향값	-10	-	인버터 DC 입력 전압	366.90	V
구동 모터 위치센서 음향값	5.4623	-	보조 배터리 전압	13.174	V
구동 모터 위치센서 보정 완료 상태	Complete	-	전동식 워터 펌프 (EWP(CPP)) 고장 상태	NO FAULT	-



Figure 19 Diagnostic Data & Temperature Measurement

해석모델에 대한 제원은 현대자동차의 아이오닉 정비 지침서를 참고하였으며, 모터와 전동식 워터펌프(EWP)에 대한 제원은 Table 1, 2에 나타내었다[20].

Table 1 Motor Specification

항목	제원
형식	영구자석 동기 모터
최대 출력	88 KW
정격 출력	77 KW
최대 토크	295 Nm
최대 회전속도	10,300 rpm
정격 회전속도	2,850 ~ 6,000 rpm
작동온도 조건	-40 ~ 105 °C
냉각 방식	수랭식

Table 2 Water Pump Specification

항목	제원
형식	모터 구동
작동조건	속도 제어
작동 회전속도	1,000 ~ 3320 rpm
작동 전압	13.5 ~ 14.5 V
용량	최소 12LPM(0.65 bar)
정격전류	2.5 A 이하(14V 시)
작동온도 조건	-40 ~ 105 °C
저장 온도 조건	-40 ~ 120 °C
냉각수 온도	75 °C

해석모델에 적용된 경계조건은 Figure 20과 Table 3에 나타내었다.

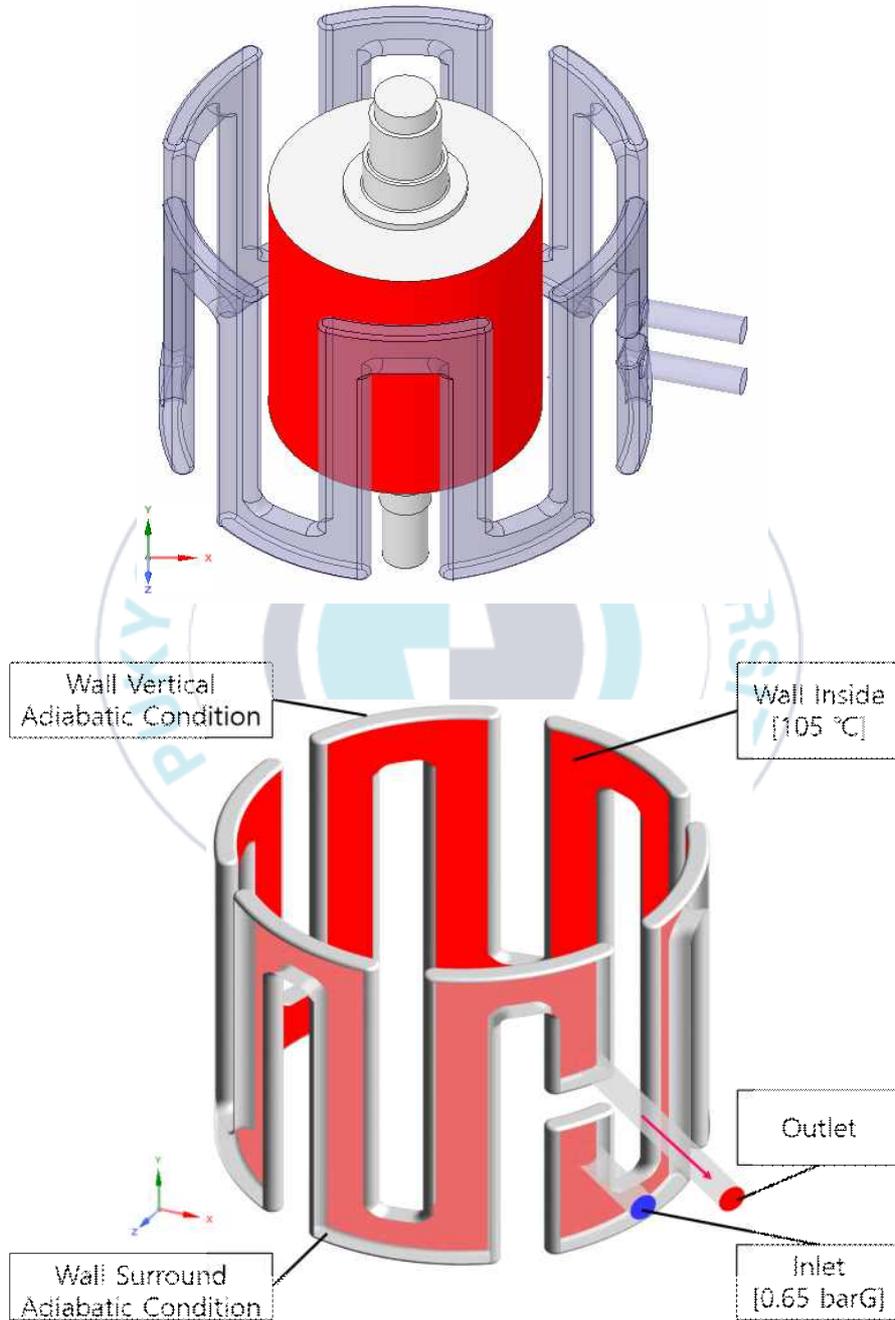


Figure 20 Boundary Conditions - Case 1

이후 Figure 20에 나타낸 해석모델을 Case 1로 표현하겠다.

센서 데이터값 들과 측정값을 확인한 결과 경계조건으로 주어질 온도 값으로 사용할 온도 값은 구동용 전기 모터가 허용하는 최고 온도로 경계조건 값을 설정하였다.

Table 3 Boundary Conditions

Solved Program	ANSYS CFX	Boundary Wall	No Slip Wall
Turbulence Model	SST k- ω model	Heat Transfer form Environment	Non(Adiabatic)
Inlet Temperature	25[$^{\circ}$ C]	Wall Temperature	Wall Inside 105[$^{\circ}$ C]
Inlet Pressure	0.65[barG]	Inlet Volume Flow Rate	Variable

펌프의 유량은 회전수에 정 비례한다.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{S_1}{S_2} \quad Q: \text{유량}(ex : m^3/h), S: \text{회전수}(RPM)$$

그러므로 Inlet에 적용되는 Volume Flow Rate는 Table 4 에 나타내었다.

Table 4 Water Pump Volume Flow Rat

RPM (rev/min)	1000	1500	2000	2500	3320
LPM (L/min)	12	18	24	30	39.84

3.3 전열 면적 변경

Case 1을 기준으로 Case 2의 냉각라인의 형상을 만들었으며 구동용 전기 모터 하우징의 구조적인 부분을 고려하여 형상을 변형하였다.

Case 1 Wall Inside $41,051\text{mm}^2$ 이고 Case 2 Wall Inside $59,246\text{mm}^2$ 로 조건을 변경하였다.

냉각라인 형상은 Figure 21 와 Figure 22에 나타내었다.

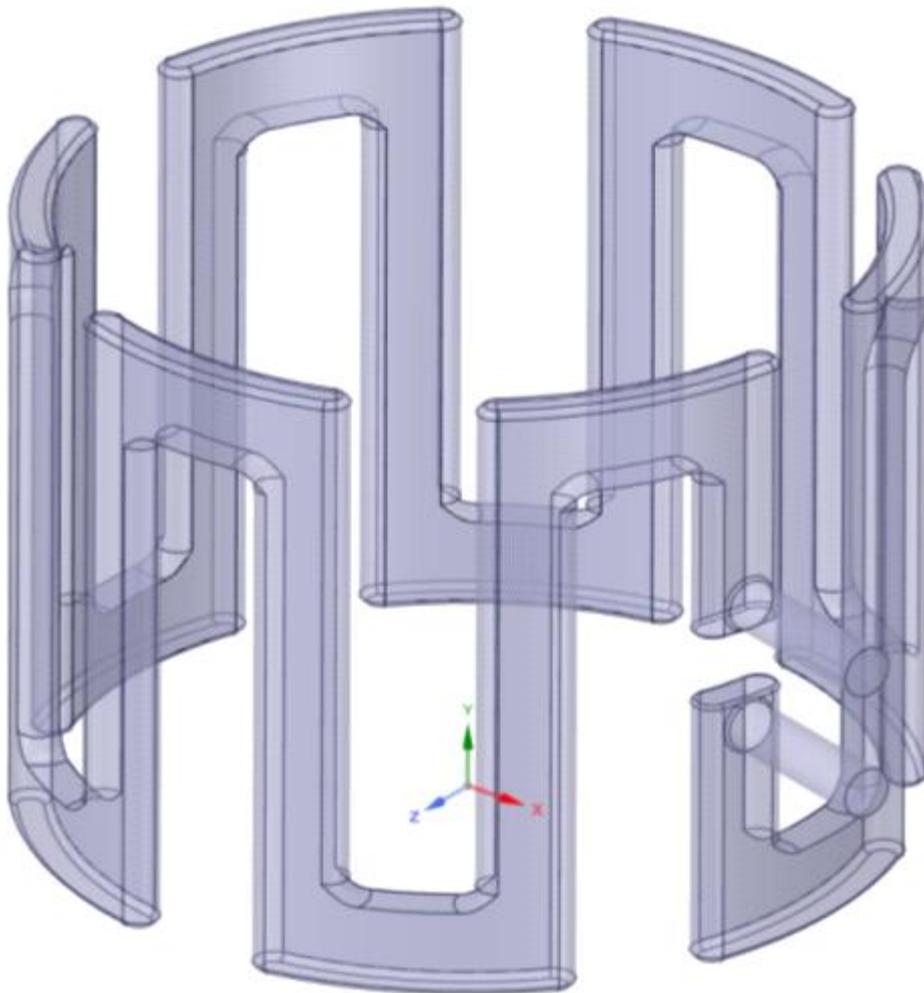


Figure 21 Case 1 Wall Inside : $41,051\text{mm}^2$

3.4 냉각 유량 조건 변경

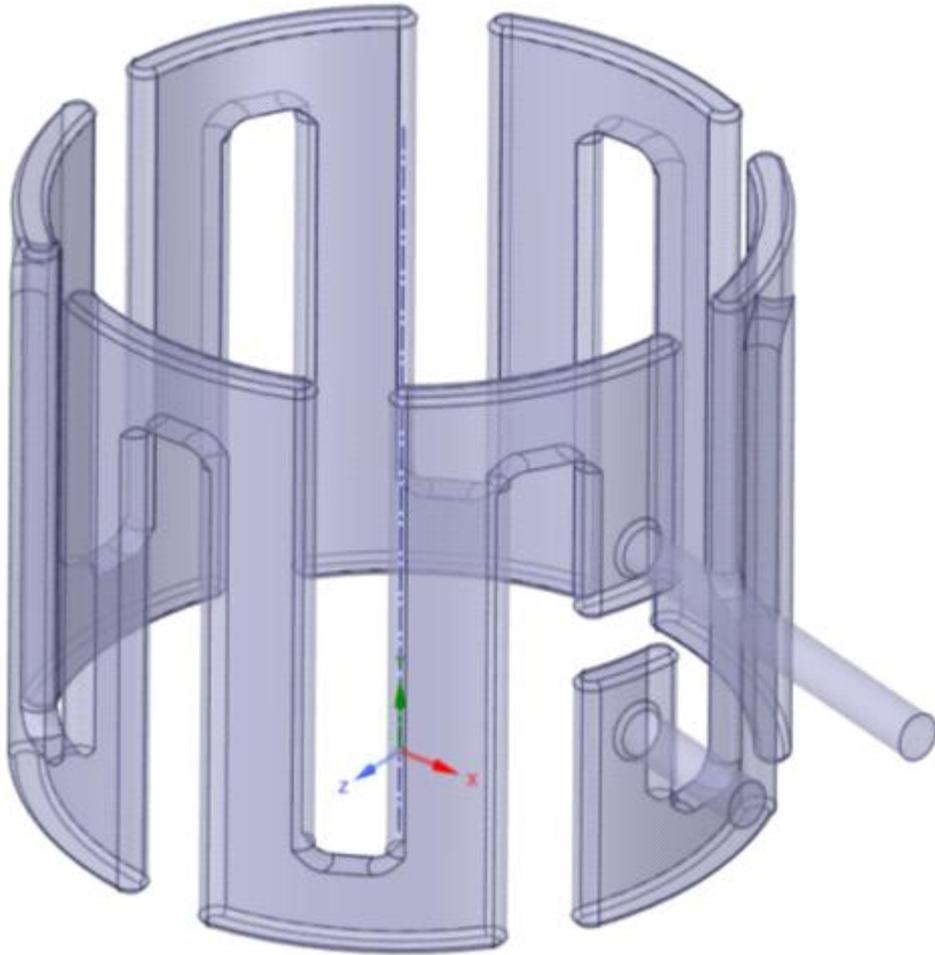


Figure 22 Case 2 Wall Inside : 59,246mm²

IV. 해석결과 및 고찰

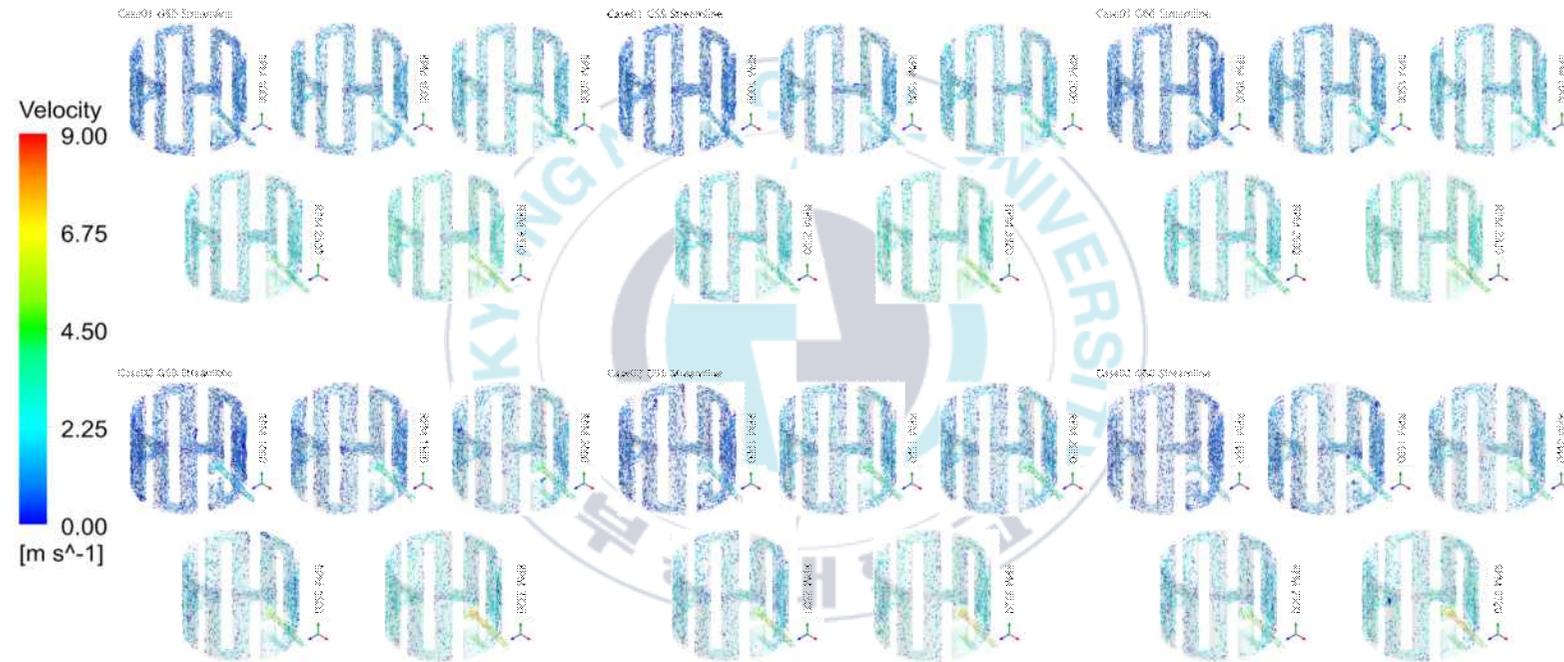


Figure 23 Total Streamline

Figure 23은 모든 영역의 유선에 대한 결과 값이다.

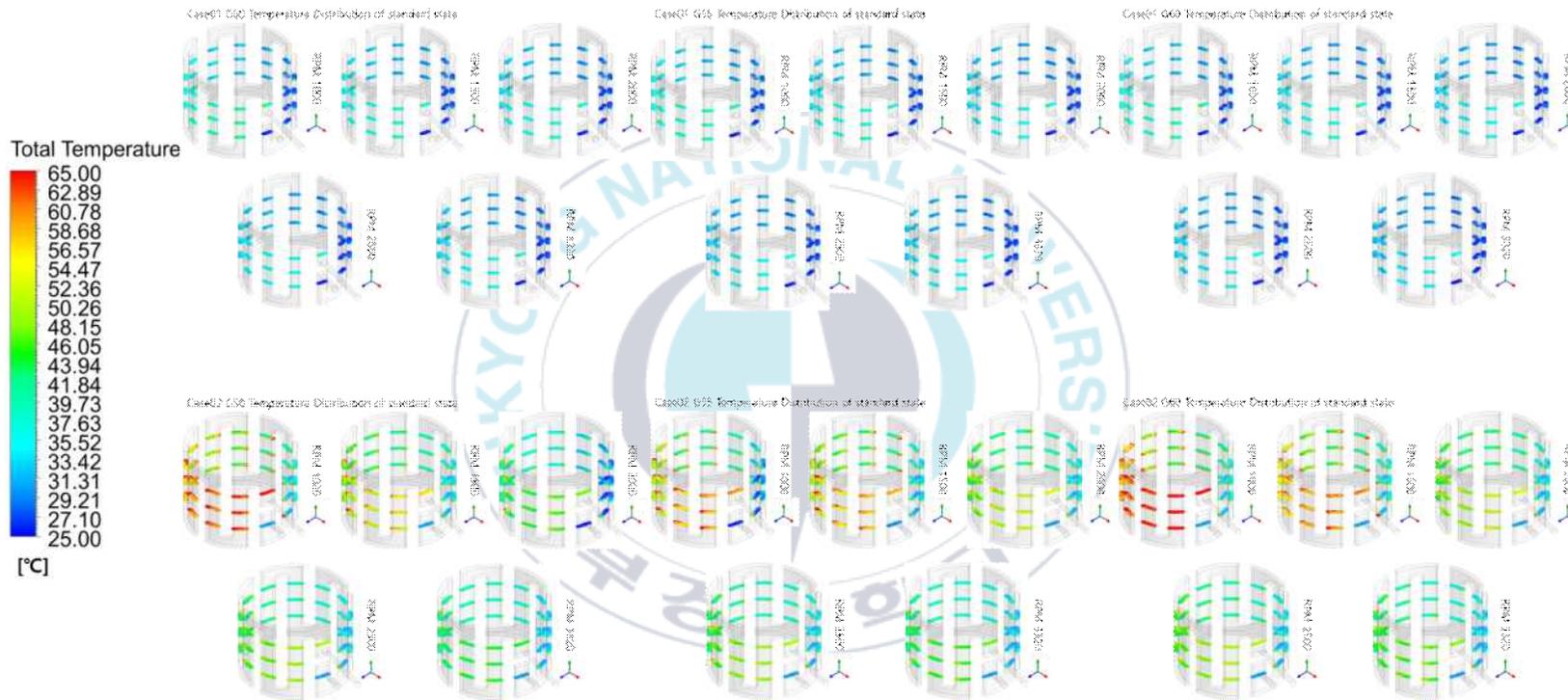


Figure 24 Total Temperature Distribution of standard state

Figure 24는 모든 영역의 온도 분포에 대한 결과 값이다.

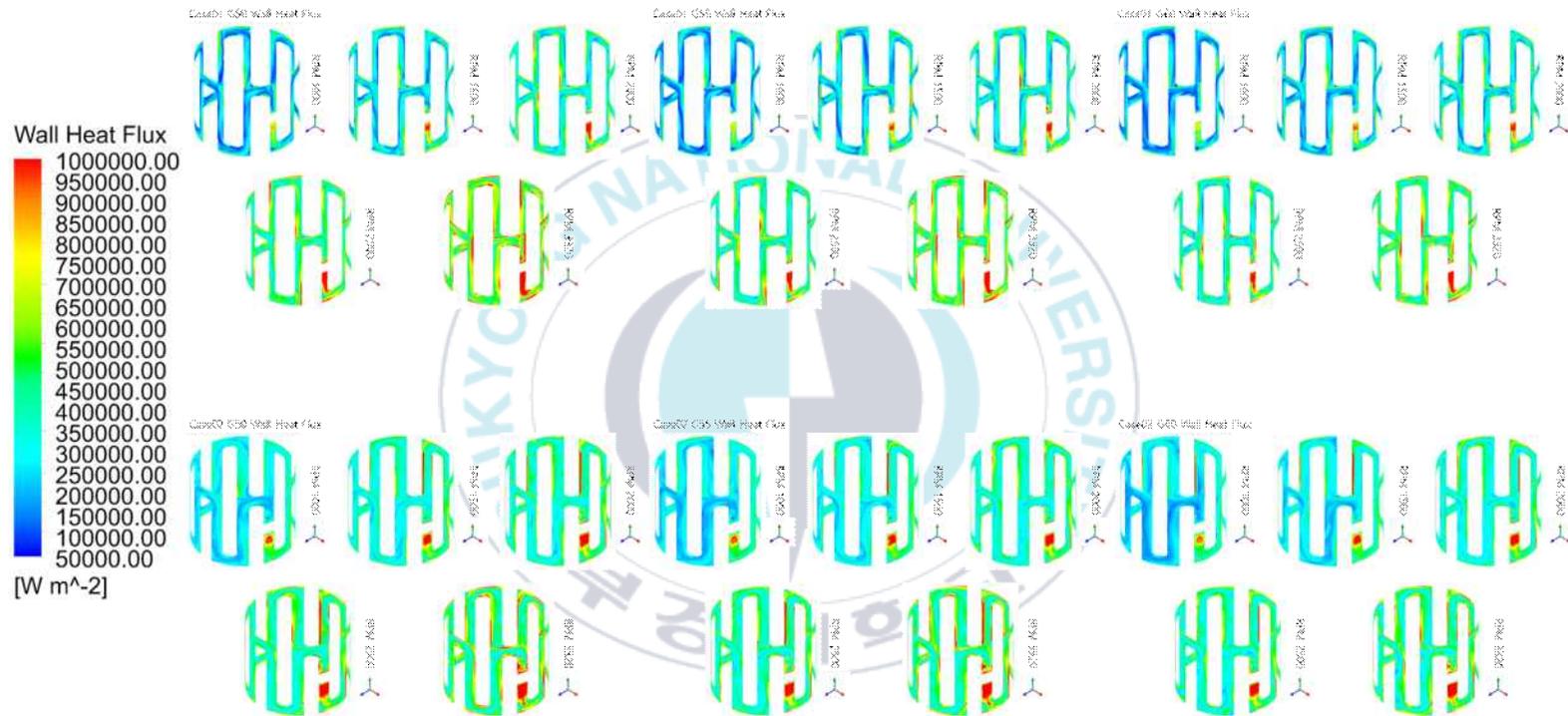


Figure 25 Total Wall Heat Flux

Figure 25는 모든 영역의 열 전달량에 대한 결과 값이다

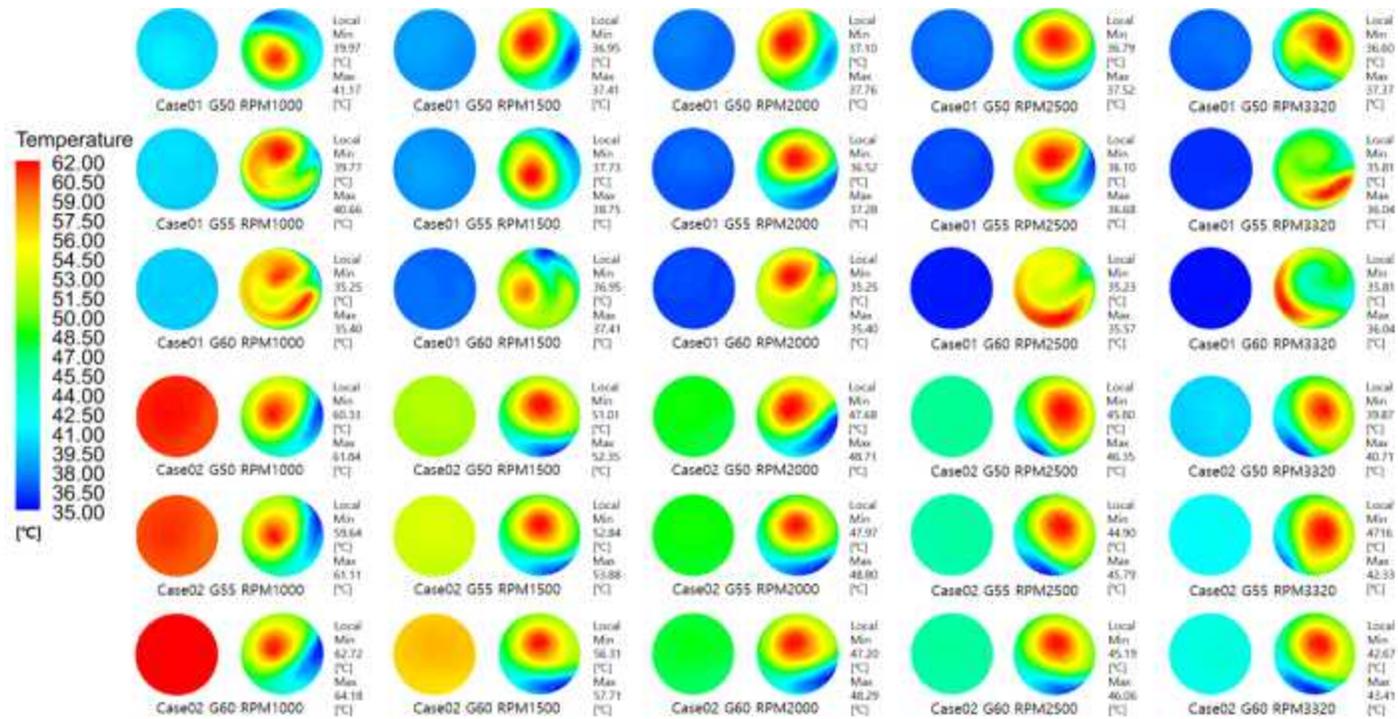


Figure 26 Total Outlet Temperature

Figure 26은 모든 영역의 출구 온도에 대한 결과 값이다

4.1 기준점(Case 1-G50-RPM2000)에서의 냉각 특성

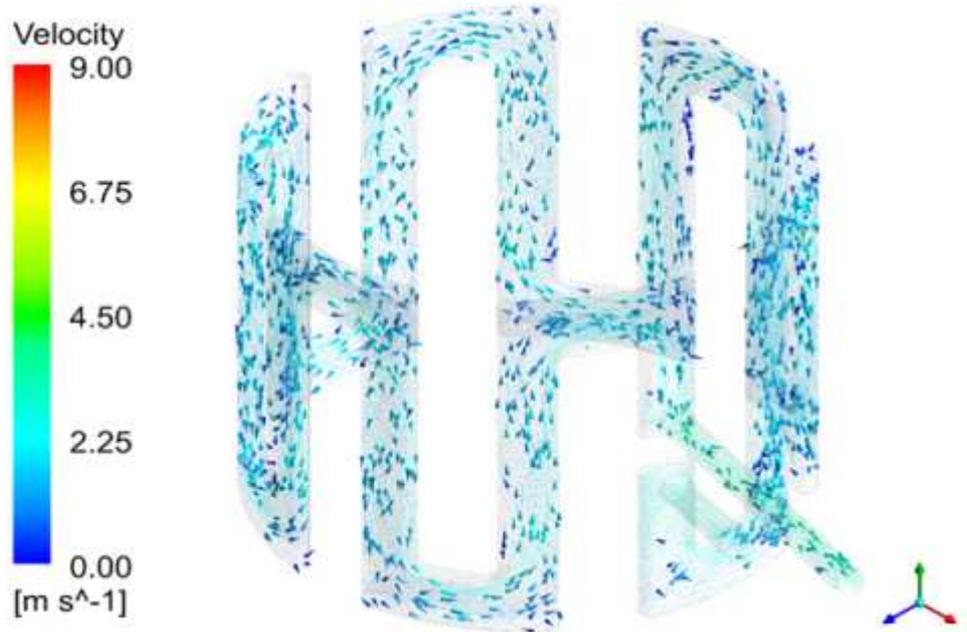


Figure 27 Streamline of standard state



Figure 28 Streamline of standard state Local

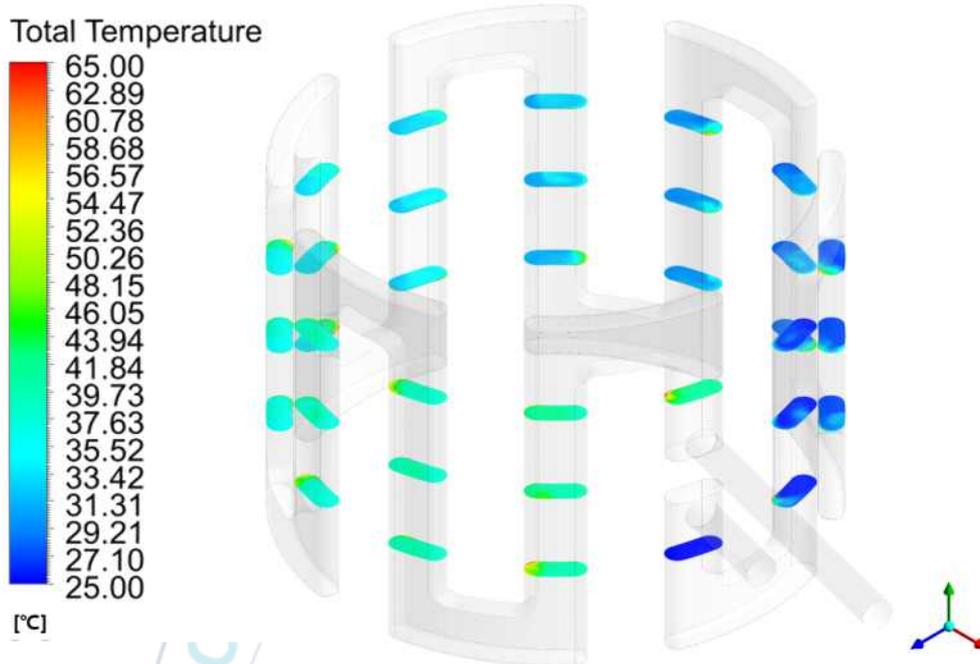


Figure 29 Temperature Distribution of standard state

기준점이 되는 Figure 27의 유선을 살펴보았을 때 명확한 속도 차이를 확인하기에는 조금 부족하여 Figure 28에서 보듯이 Local로 유선을 표현하였다.

Figure 28의 유선을 살펴보면 유로의 가장자리 부분은 냉각수가 정체되는 모습을 볼 수가 있으며 유로의 중앙 부분은 가장자리와 비교하면 비교적 빠른 유속을 확인하였다.

기준점이 되는 Figure 29의 온도 분포를 살펴보면 구동용 전기 모터의 로터 부분 Water-jacket 중앙의 측면으로 높은 온도가 국부적으로 관찰되었다.

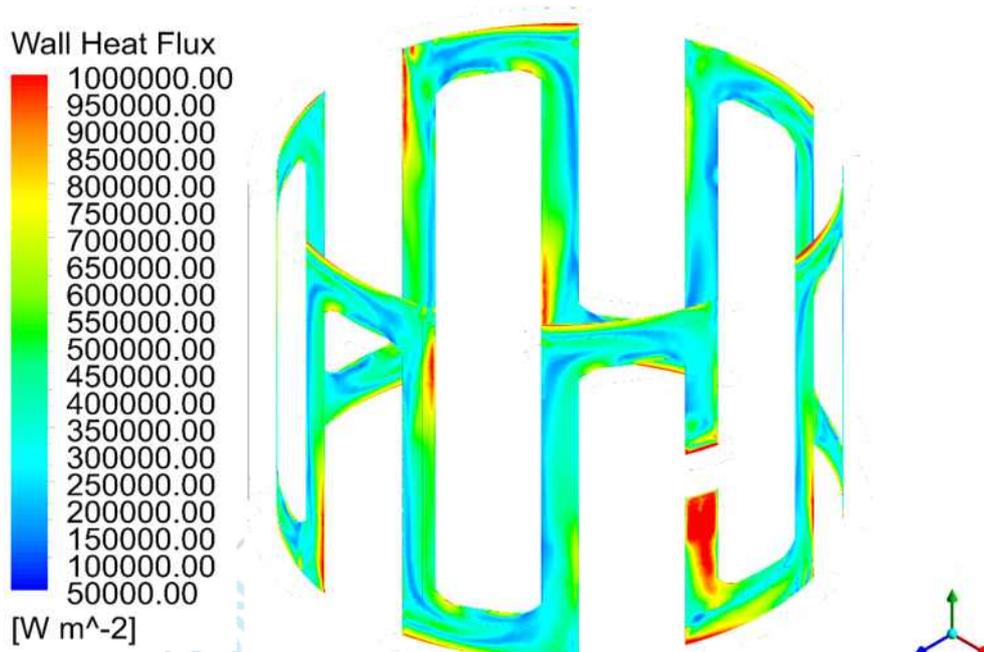


Figure 30 Wall Heat Flux of standard state

Figure 30의 벽면 열 전달량을 살펴보면 입구 쪽 파이프와 Water-jacket에 수직으로 맞닿는 부분이 가장 많은 열전달이 이루어지고 있는 것을 확인할 수 있으며 유로의 방향이 90°로 변경되는 부분 또한 많은 열전달이 이루어지는 것을 확인할 수 있다.

Figure 31의 출구 온도를 살펴보았을 때 명확한 온도 분포를 확인하기에는 조금 부족하여 Figure 32에서 보듯이 Local로 온도 분포를 표현하였다.

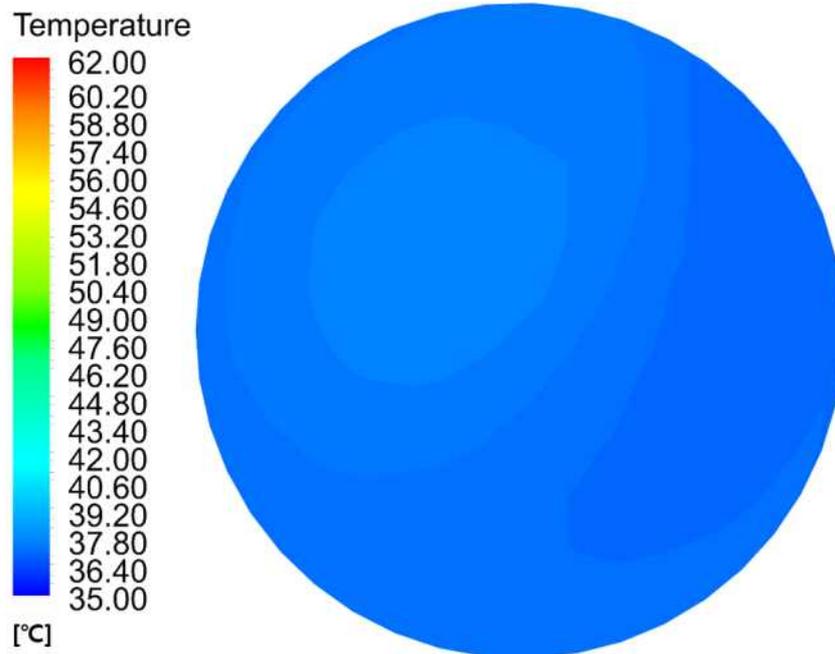


Figure 31 Outlet Temperature of standard state

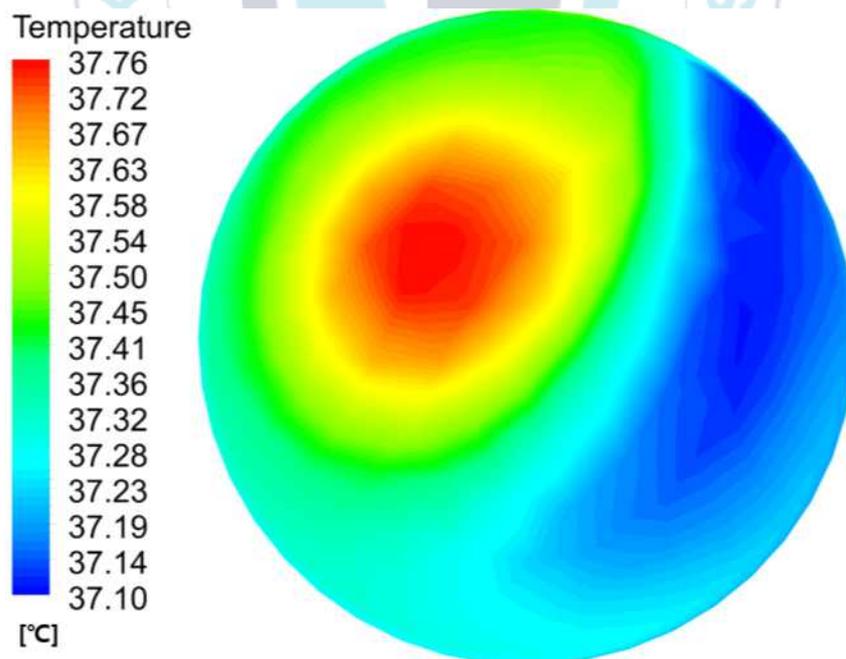


Figure 32 Outlet Temperature of standard state Local

4.2 Case 1에서 펌프 회전수의 변화에 따른 출구 온도 및 열 전달량, 압력 비교

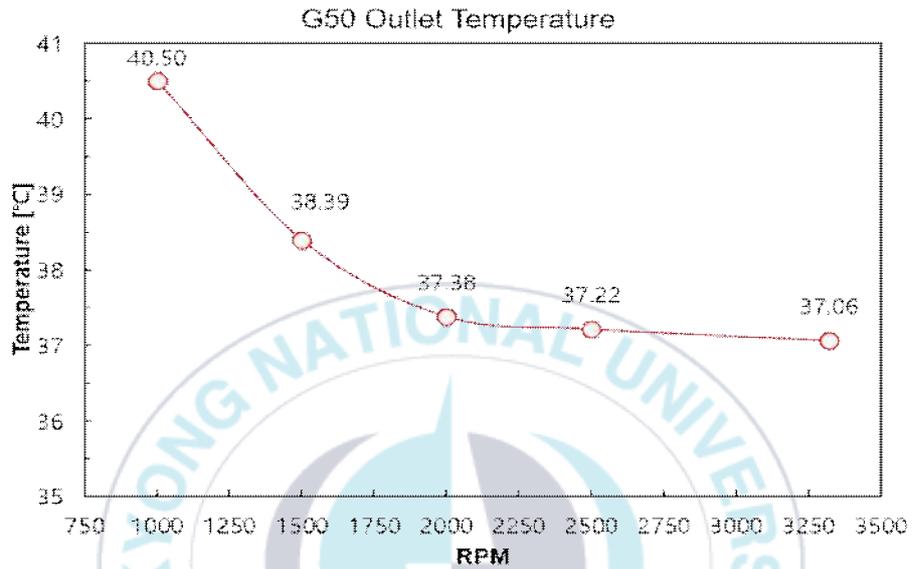


Figure 33 Case 1 G50 Outlet Temperature

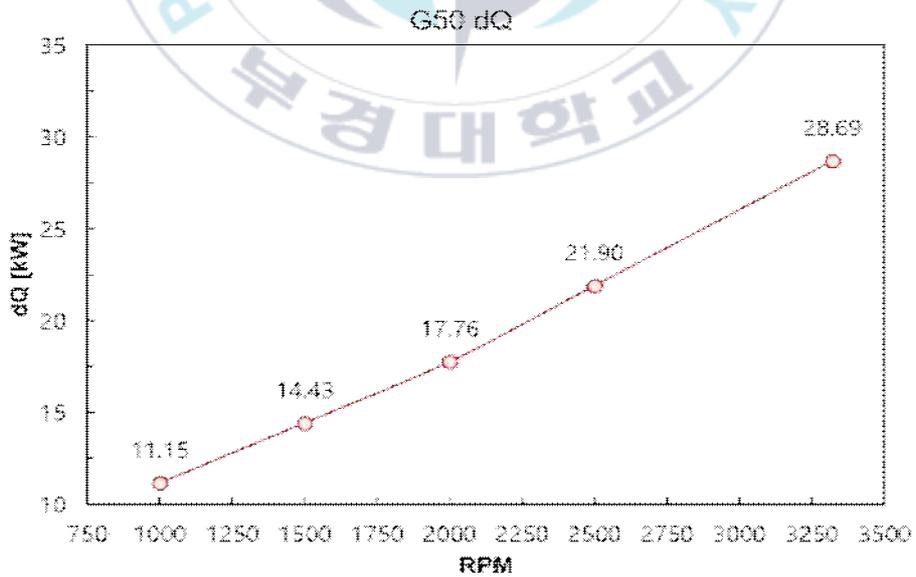


Figure 34 Case 1 G50 dQ

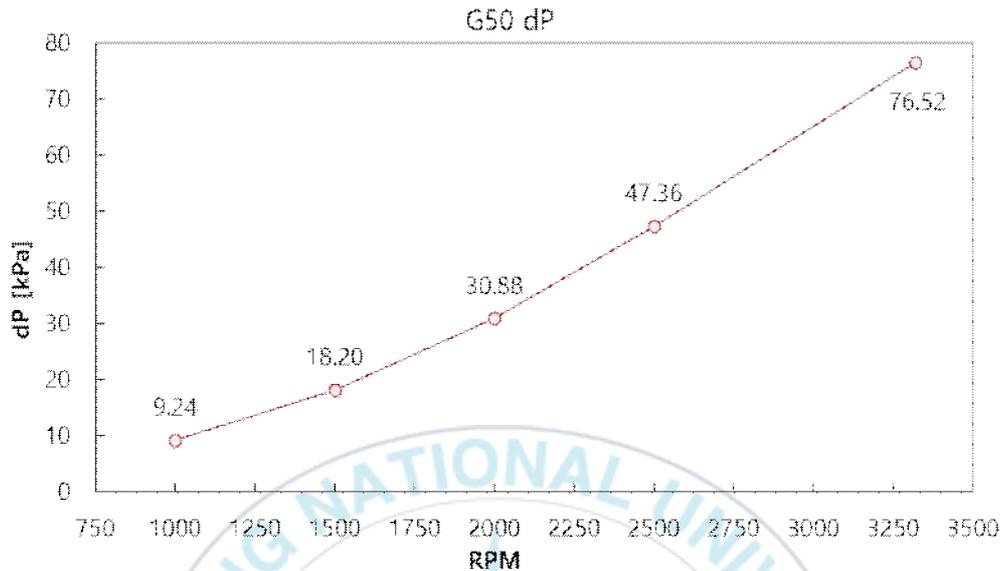


Figure 35 Case 1 G50 dP

Case 1에서 펌프 회전수의 변화에 따른 출구 온도, 열 전달량, 압력 비교는 다음과 같다.

Figure 28 Case 1의 출구 온도 변화를 확인하면 전동식 워터펌프의 회전수가 가장 느린 1000 RPM일 때는 출구 온도가 40.50[°C]으로 나타났으며 전동식 워터펌프의 회전수가 가장 빠른 3320 RPM일 때 출구 온도가 37.06[°C]으로 전동식 워터펌프의 회전수가 빨라질수록 출구 온도가 낮아지는 것을 확인하였다.

Figure 29 Case 1의 열 전달량 변화를 확인하면 전동식 워터펌프의 회전수가 가장 느린 1000 RPM일 때 열 전달량은 11.15[kW]로 나타났으며 전동식 워터펌프의 회전수가 가장 빠른 3320 RPM일 때 열 전달량은 28.69[kW]로 높아지는 것을 확인하였다.

Figure 29 Case 1의 압력변화를 확인하면 전동식 워터펌프의 회전수가 가장 느린 1000 RPM일 때 압력은 9.24[kPa]로 나타났으며 전동식 워터펌프의 회전수가 가장 빠른 3320 RPM일 때 출구 온도가 76.52[kPa]로 전동식 워터펌프의 회전수가 빨라질수록 압력이 높아지는 것을 확인하였다.

4.3 Case 1에서 냉각수의 물성 변화에 따른 출구 온도 및 열 전달량, 압력 비교

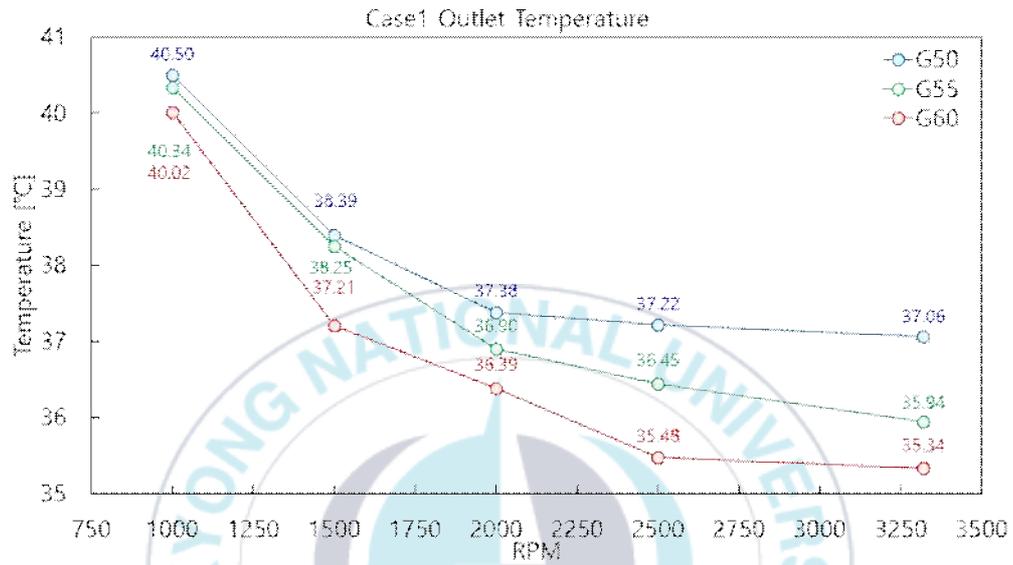


Figure 36 Case 1 G50, G55, G60 Outlet Temperature

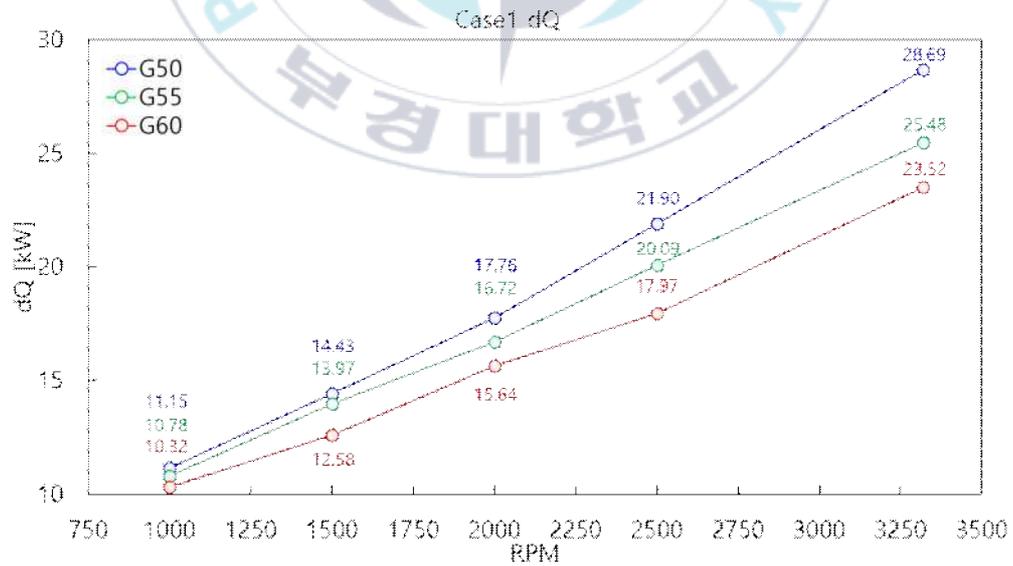


Figure 37 Case 1 G50, G55, G60 dQ

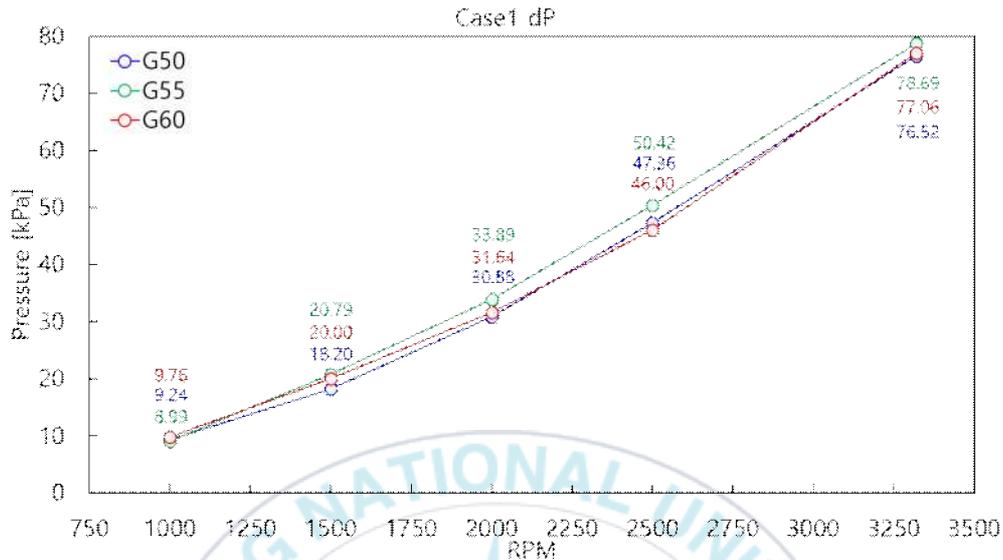


Figure 38 Case 1 G50, G55, G60 dP

Case 1에서 냉각수의 물성 변화에 따른 출구 온도, 열 전달량, 압력 비교는 다음과 같다.

Figure 31 Case 1에서 G50, G55, G60일 때의 출구 온도 변화를 확인하면 전동식 워터펌프의 회전수가 가장 느린 1000 RPM일 때 40.50[°C], 40.34[°C], 40.02[°C]로 나타났으며 물성에 따른 온도 차는 최소 0.16[°C] 최대는 0.32[°C]의 차가 발생하였다. 전동식 워터펌프의 회전수가 가장 빠른 3320 RPM일 때 37.06[°C], 35.94[°C], 35.34[°C]로 나타났으며 물성에 따른 온도 차는 최소 0.6[°C] 최대는 1.12[°C]의 차가 발생하였다. 물성값별로 부피 비가 커질수록 출구 온도는 낮아지는 것을 확인하였다.

Figure 32 Case 1에서 G50, G55, G60일 때의 열 전달량 변화를 확인하면 전동식 워터펌프의 회전수가 가장 느린 1000 RPM일 때 11.15[kW], 10.78[kW], 10.32[kW]로 나타났으며 물성에 따른 온도 차는 최소 0.37[kW] 최대는 0.46[kW]의 차가 발생하였다. 전동식 워터펌프의 회전수가 가장 빠른 3320 RPM일 때 28.69[kW], 25.48[kW], 23.52[kW]로 나타났으며 물성에 따른 온도 차는 최소 1.96[kW] 최대는 3.21[kW]의 차가 발생하였다. 물성값별로 부피 비가 커질수록 열 전달량은 많아지는 것을 확인하였다.

Figure 33 Case 1에서 G50, G55, G60일 때의 압력변화를 확인하면 전동식 워터펌프의 회전수가 가장 느린 1000 RPM일 때 9.24[kPa], 8.99[kPa], 9.76[kPa]으로 나타났으며 물성에 따른 온도 차는 최소 0.25[kPa] 최대는 0.52[kPa]의 차가 발생하였다. 전동식 워터펌프의 회전수가 가장 빠른 3320 RPM일 때 76.52[kPa], 78.69[kPa], 77.06[kPa]으로 나타났으며 물성에 따른 온도 차는 최소 0.54[kW] 최대는 1.63[kW]의 차가 발생하였다. 물성값별로 부피 비가 커질수록 압력은 높아지는 것을 확인하였다.

4.4 유량 조건 변화에 따른 출구 온도 및 열 전달량, 압력 비교

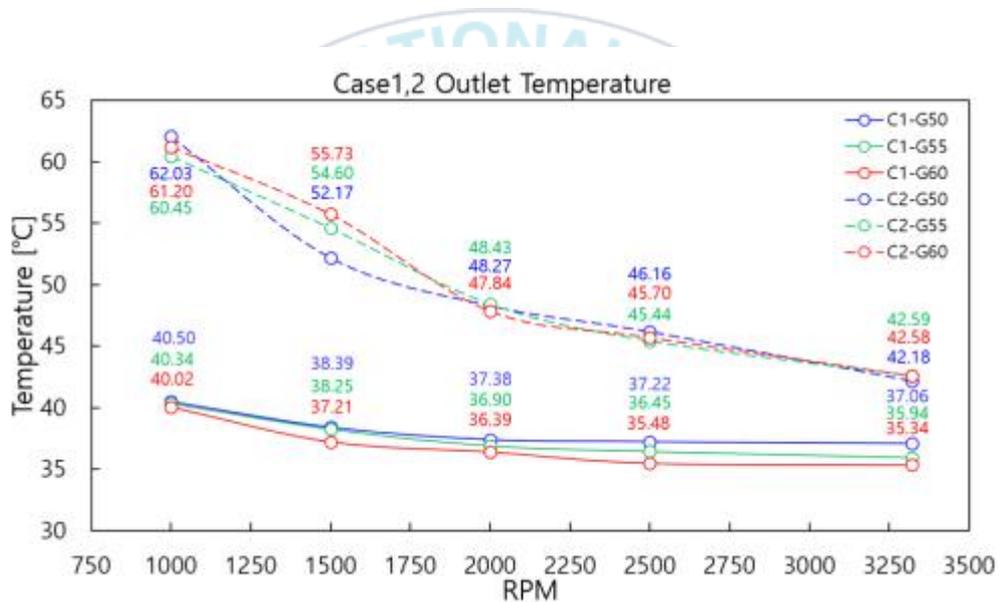


Figure 39 Case 1, Case 2 Outlet Temperature

Figure 34에서 유량 조건 변화에 따라 Case 1을 C1, Case 2를 C2로 표현하였다. 앞서 Figure 28에서 Case 1의 출구 온도와 Figure 31에서 물성 변화에 따른 온도 변화를 확인하였다.

Figure 34에서 Case 2의 유량 조건에 따른 물성 변화, 펌프 회전수의 변화에 대한 출구 온도 비교는 다음과 같다.

Case 2의 유량 조건에 따른 물성 변화, 펌프 회전수의 변화에 대한 출구 온도 변화

를 확인하면 전동식 워터펌프의 회전수가 가장 느린 1000 RPM일 때 G50, G55, G60의 출구 온도가 62.03[°C], 60.45[°C], 61.20[°C]으로 나타났으며 전동식 워터펌프의 회전수가 가장 빠른 3320 RPM일 때 G50, G55, G60의 출구 온도가 42.18[°C], 42.59[°C], 52.58[°C]로 나타났으며 1000 RPM 기준 Case 1 대비 Case 2는 평균 20.94[°C] 높게 확인되었다. 전동식 워터펌프의 회전수가 빨라질수록 Case 2 출구 온도가 평균적으로 18.77[°C]이 낮아지는 것을 확인하였다.

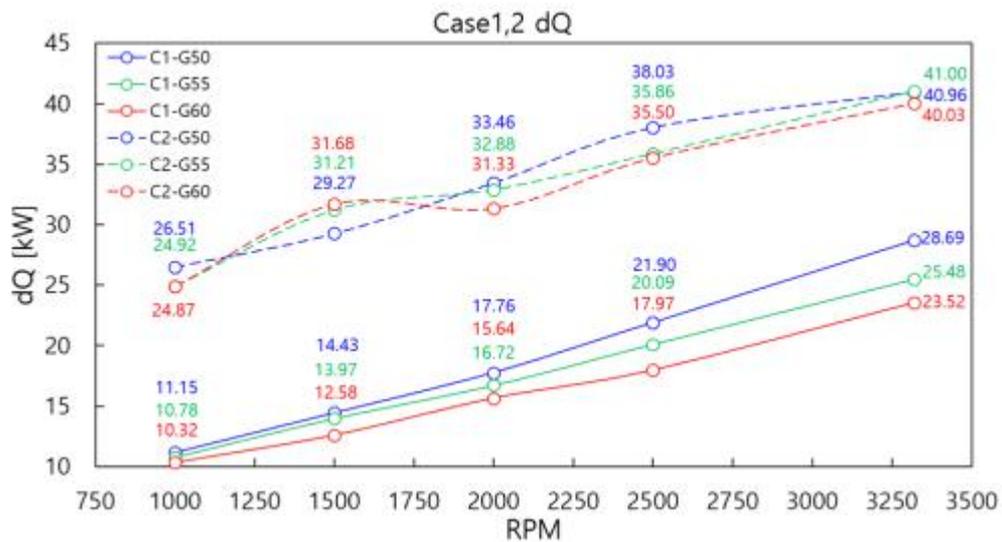


Figure 40 Case 1, Case 2 dQ

Figure 35에서 Case 2의 유량 조건에 따른 물성 변화, 펌프 회전수의 변화에 대한 열 전달량 비교는 다음과 같다.

Case 2의 유량 조건에 따른 물성 변화, 펌프 회전수의 변화에 대한 열 전달량 변화를 확인하면 전동식 워터펌프의 회전수가 가장 느린 1000 RPM일 때 G50, G55, G60의 열 전달량은 26.51[kW], 24.92[kW], 24.87[kW]로 나타났으며 전동식 워터펌프의 회전수가 가장 빠른 3320 RPM일 때 G50, G55, G60의 열 전달량은 40.96[kW], 41.00[kW], 40.03[kW]으로 나타났으며 1000 RPM 기준 Case 1 대비 Case 2는 평균 14.68[kW] 높게 확인되었다. 전동식 워터펌프의 회전수가 빨라질수록 Case 2의 열 전

달량이 평균적으로 15.23[kW]이 높아지는 것을 확인하였다.

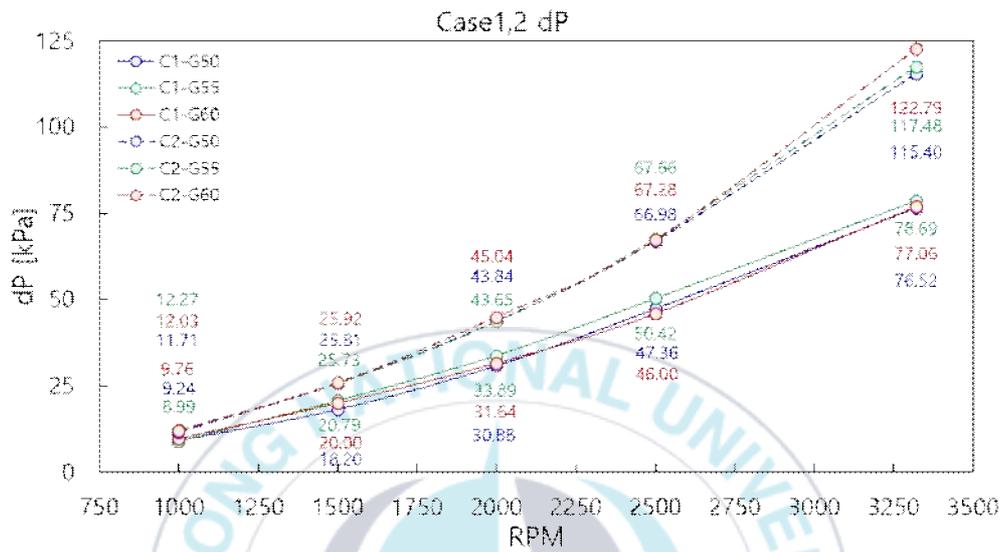


Figure 41 Case 1, Case 2 dP

Figure 36에서 Case 2의 유량 조건에 따른 물성 변화, 펌프 회전수의 변화에 대한 압력 비교는 다음과 같다.

Case 2의 유량 조건에 따른 물성 변화, 펌프 회전수의 변화에 대한 압력변화를 확인 하면 전동식 워터펌프의 회전수가 가장 느린 1000 RPM일 때 G50, G55, G60의 압력은 11.71[kPa], 12.27[kPa], 12.03[kPa]으로 나타났으며 전동식 워터펌프의 회전수가 가장 빠른 3320 RPM일 때 G50, G55, G60의 압력은 115.40[kPa], 117.48[kPa], 122.79[kPa]로 나타났으며 1000 RPM 기준 Case 1 대비 Case 2는 평균 2.67[kPa] 높게 확인되었다. 전동식 워터펌프의 회전수가 빨라질수록 Case 2의 압력이 평균적으로 106.55[kPa]이 높아지는 것을 확인하였다.

IV. 결론

본 연구를 수행한 결과 아래와 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 유량이 증가함에 따라 기준점이 되는 Case 1의 출구 온도 값은 40.50[°C]에서 37.06[°C]으로 열 전달량은 11.15[kW]에서 28.69[kW]로 변화하였다.
2. 냉각수의 물성이 변화함에 따라 출구의 온도 값은 최소 0.48[°C]과 최대 1.74[°C]의 차이를 보이며 열 전달량은 최소 0.83[kW] 와 최대 5.17[kW]의 차이가 나타난다.
3. Case의 변화에 따라 출구 온도는 Case 1과 Case 2의 최고 온도 값 기준 21.53[°C]의 차이를 보이며 최저 온도 값 기준 6.04[°C]의 차이를 보이며 열 전달량은 Case 1과 Case 2의 최고 열 전달량 기준 12.53[kW] 최저 열 전달량 기준 15.36[kW]의 차이를 확인하였다.
4. Case의 변화에 따라 출구 압력변화는 Case 1 G50 1000 RPM 8.99[kPa] 과 Case 2 G50 1000 RPM 11.71[kPa], 2.72[kPa] 의 차이를 보이며 Case 1 G50 3320 RPM 76.52[kPa] 과 Case 2 G50 3320 RPM 115.40[kPa], 38.88[kPa] 의 차이를 확인하였다.
5. 냉각라인의 형상이 변화함에 따라 냉각 성능이 향상하는 것을 알 수 있으며 출구의 압력은 Case 1 대비 높아지는 것을 확인하였다.
Water-jacket의 형상 설계를 할 때 구조적인 문제와 유체의 정체 구간을 고려하여 설계할 필요가 있다.

참고문헌

- [1] Falkner, Robert. "The Paris Agreement and the new logic of international climate politics." *International Affairs* 92.5 (2016): 1107-1125.
- [2] 이상혁, et al. "탄소 포집 및 저장의 현재와 전망." *대한환경공학회지* 44.12 (2022): 652-664.
- [3] 이성욱, and 박병주. "무공해 자동차 기술의 현 상태와 발전 방향." *문화기술의 융합* 5.1 (2019): 377-384.
- [4] Park, Heesung. "Numerical assessment of liquid cooling system for power electronics in fuel cell electric vehicles." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 73 (2014): 511-520.
- [5] 하성호. VOF 를 이용한 트랙션 모터용 오일 냉각의 전산 열 유동해석. Diss. 한양대학교, 2020.
- [6] 나유창, and 손기현. "회전속도와 간극 폭에 따른 모터의 열전달 특성에 대한 수치적 연구." *한국전산유체공학회지* 27.4 (2022): 114-120.
- [7] 장리텐. 전기자동차용 모터의 내부 형상에 따른 냉각 효과 향상에 관한 전산 열 해석 연구. Diss. 한양대학교, 2018.
- [8] Kim, Min-Soo, Kwan-Soo Lee, and Sukkee Um. Numerical investigation and optimization of the thermal performance of a brushless DC motor. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52.5-6 (2009) 1589-1599.
- [9] Chang, Chih-Chung, et al. "Air cooling for a large-scale motor." *Applied Thermal Engineering* 30.11-12 (2010): 1360-1368.
- [10] Madej, Jerzy, and Bartłomiej Będkowski. "Air flow analysis for electrical motor's cooling system with Autodesk simulation CFD 2013 program." *acta mechanica et automatica* 7.2 (2013): 89-92.
- [11] Song, Liwei, et al. 3D thermal analysis of water cooling induction motor used for HEV. 2008 International Conference on Electrical Machines and Systems. IEEE, 2008
- [12] Huang, Zhe, et al. "Characterization and application of forced cooling channels for traction motors in HEVs." 2012 XXth International Conference on

Electrical Machines. IEEE, 2012.

[13] Rehman, Zabdur, and Kwanjae Seong. "Three-D numerical thermal analysis of electric motor with cooling jacket." *Energies* 11.1 (2018): 92.

[14] Davin, Tanguy, et al. Experimental study of oil cooling systems for electric motors. *Applied Thermal Engineering* 75 (2015) 1-13.

[15] Huang, Zhe, et al. "Direct oil cooling of traction motors in hybrid drives." 2012 IEEE International Electric Vehicle Conference. IEEE, 2012.

[16] Wilcox, David C. Formulation of the kw turbulence model revisited. *AIAA journal* 46.11 (2008) 2823-2838.

[17] Menter, Florianr. Zonal two equation kw turbulence models for aerodynamic flows. 23rd fluid dynamics, plasmadynamics, and lasers conference. 1993.

[18] Menter, Florian R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA journal* 32.8 (1994) 1598-1605.

[19] ©ANSYS, Inc. ANSYS Fluent Theory Guide. 2022

[20] 아이오닉(Electric) 88kW 정비 지침서 2017

감사의 글

본 논문을 작성하고 완성되기까지 도움을 주시고 조언을 해주신 모든 분에게 감사한 마음을 전합니다.

먼저 부족한 부분이 많은 저에게 2년 동안 학업과 연구 생활에 있어서 아낌없이 가르쳐주시고 지도 해주신 이연원 교수님께 깊은 감사의 마음을 전합니다. 교수님의 참된 가르침을 가슴속 깊이 간직하며 살아가도록 노력하겠습니다.

또한, 평소 웃음을 잃지 않으시며 항상 긍정의 힘을 심어주신 유동인 교수님 그리고 최윤희 교수님께 깊은 감사의 마음을 전합니다.

연구실 생활 전부터 노크하며 많은 것들을 물어보고 적응하는 동안 많은 조언과 격려를 아끼지 않으신 박재현 선배님, 그리고 평소 궁금한 점을 많이 여쭙었던 김명준 선배님, 논문 작성 시 많은 제안을 해 주셨던 Zhao 박사님, 마지막으로 가장 오랫동안 연구실에서 함께 하고 충고 조언을 많이 해주신. 제가 많이 괴롭힌 듯하여 가장 죄송하게 생각하는 허재원 선배님 모든 연구실 분에게 깊은 감사의 마음을 전합니다.

그리고 홀로 두 딸을 혼자서 보살피며 저까지 돌보아 준 저의 집사람 김향란씨 고맙습니다.

마지막으로 투병 중에 운명을 다하신 아버지 매주 찾아뵈었지만, 더 자주 함께하지 못하여 죄송합니다. 요즘 바쁘지 않은지 어서 가서 할 일 하라고 하셨던 마지막 말씀이 잊히지 않습니다. 제가 존재할 수 있게 해주신 아버지 어머니 정말로 감사드립니다.