

## 오일냉각기의 내부유동에 대한 수치해석적 연구

김승완\* · 이상래\*\* · 김정우\*\*\* · 신원규\*†

### Numerical Analysis of Internal Flow Field of a Oil Cooler

Seungwan Kim\*, Sangrae Lee\*\*, Jeongwoo Kim\*\*\*, Weon Gyu Shin\*†

*Key Words* : Oil cooler(오일냉각기), Heat exchanger(열교환기), Turbulent flow(난류 유동), Pressure drop(압력강하), Recirculation(재순환), Numerical analysis(수치해석), Offset strip fin(오프셋 스트립 핀)

#### ABSTRACT

The studied oil cooler consists of 14 wave-patterned oil channels, resulting in a complex internal geometry. It is necessary to examine the internal flow characteristics that could directly affect the performance of the oil cooler. In this study, the internal flow characteristics such as velocity, flow distribution, pressure drop, and recirculation zones within the oil cooler were analyzed using the ANSYS FLUENT solver. Mesh convergence study was successfully conducted by comparing the results of analyses with grid sizes 2.2 times, 1.42 times, and 1 times mesh. The analysis results of two turbulence models, Realizable  $k-\epsilon$  and SST  $k-\omega$ , were compared, and the SST  $k-\omega$  model was found to be more suitable. Recirculation phenomena near the walls, inlet, and outlet were observed. Initially, oil was slightly concentrated in the 4th channel of the 1st pass, but it was evenly distributed into all channels from the 2<sup>nd</sup> pass onward. At the oil path 1<sup>st</sup> inlet, non-uniform velocity distribution due to impingement, recirculation, and transition was observed. The largest pressure drop occurred when passing through the 1<sup>st</sup> pass and 2<sup>nd</sup> pass, with each causing a pressure decrease of 0.85% relative to the oil inlet pressure. The oil outlet pressure was 2.3% lower than the oil inlet pressure.

#### 1. 서 론

항공기용 엔진은 다양한 방식으로 구성되고 있으며, 터보샤프트 엔진은 오일을 이용하여 기어박스를 윤활한다. 이때 기어박스 작동에 의해 윤활 오일이 가열되고, 이를 오일냉각기(oil cooler)를 통해 냉각해야 한다. 통상 오일은 일정한 수준의 온도로 오일냉각기에 진입하여야 윤활에 필요한 점도로서 기어박스의 작동을 원활하게 할 수 있다. 즉 적절한 점도를 지닌 상태의 오일을 기어박스에 진입시켜야 하고, 가열된 오일은 다시 냉각시켜야 하며, 이의 역할은 오일냉각기가 실시한다. 또한 오일냉각기의 위치별 압력 및 유속의 변화 등을 관찰하여 오일냉각기의 설계에 따른 결괏값을 시험 전에 예측하고자 하였다.

기준에 유로 채널의 개수, 형상 및 배치 등의 기하학적 특

성에 따른 열교환과 유동 효율 평가에 대한 연구들이 진행되었다. 각각의 채널로 유체가 균일하게 분배될 때 채널에서 균일한 열교환이 일어날 수 있다. 균일한 유동의 분배는 열교환기 헤더 매니폴드(heat exchanger header manifold) 형상에 크게 영향을 받는다. Osman K. Siddiqui<sup>(1)</sup>은 마이크로 채널 열교환기의 헤더, 유로 채널 크기, 개수 및 구조 등 다양한 기하학적 특성에 따른 유체 유동의 균일성과 열교환 효율에 대한 영향을 종합적으로 고찰하였다. 채널의 기하학적 특성이 헤더 매니폴드에 비해 유동 분포에 더 큰 영향을 끼치며, 채널 길이가 길어질수록 대부분의 압력 손실이 채널에서 발생하여 헤더 압력변화의 영향이 감소하는 것을 보였다. 또한, 헤더 매니폴드 단면적 대 채널들의 총 단면적 비율이 높을수록 유동 특성이 향상될 수 있음을 보여주었다.

\* 충남대학교 기계공학과(Department of Mechanical Engineering, Chungnam National University)

\*\* (주)이노윌(Innowill)

\*\*\* (주)한화에어로스페이스(Hanwha aerospace)

† 교신저자, E-mail : wgshin@cnu.ac.kr

열교환기 내부 유동을 묘사하기 위한 다양한 난류모델들이 연구되었다. 계산의 정확도를 높이기 위해서 물리적 조건에 적합한 난류모델을 선정하는 것이 중요하다. Patricia Anne D. Cruz 등<sup>(2)</sup>은 쉘 튜브 열교환기(STHE)의 난류 영역에서 물에 산화구리(CuO)를 주입하여 제작한 나노 유체의 열 및 유동 거동을 Realizable  $k-\epsilon$  난류모델을 이용하여 분석하였다. Ender Ozden<sup>(3)</sup>은 쉘 튜브 열교환기 내부 흐름을 격자 밀도가 다른 두 가지 경우에 대해 Spalart-Allmaras<sup>(4)</sup>, Standard  $k-\epsilon$  그리고 realizable  $k-\epsilon$  난류모델 세 종류로 해석하였고, realizable  $k-\epsilon$  난류모델이 가장 우수한 것을 보여주었다.

Labbadlia 등<sup>(5)</sup>은 쉘 튜브 열교환기의 튜브 배열이 유동 분포에 미치는 영향에 대하여 SST(Shear-stress transport)  $k-\omega$  난류 모델을 이용하여 분석하였다. SST(Shear-stress transport)  $k-\omega$  난류 모델은 빠르게 변형되는 유동에 대한 정확도를 크게 향상시킬 수 있다고 알려져 있다. 또한, Widiawaty 등<sup>(6)</sup>은 SST  $k-\omega$  난류 모델을 이용하여 쉘 튜브 열교환기의 내부 유동으로 인한 벽면 온도 변화를 해석하였다. 실험 결과와 비교하여  $\pm 9.7\%$  온도 오차가 존재했지만 경계층 이론과 비교하여 속도분포는 비교적 일치하였다.

위에서 언급한 기존 연구 결과는 열교환기의 기하학적 특성이 열교환기의 내부 유동에 직접적인 영향을 미친다는 것을 보여준다. 적절한 난류 모델의 선정이 열교환기 내부 유동을 정확하게 예측하는데 중요한 것으로 판단된다.

본 연구에서는 기존에 연구되지 않은 새로운 구조를 갖는 오일냉각기의 내부유동 특성 및 압력손실에 관해 수치해석적으로 예비성능 평가를 수행하였다. 열교환 및 열전달 특성은 고려하지 않았다. 오일냉각기는 14개의 오일 채널과 15개의 공기 채널로 이루어져 있으며, 각 채널은 offset strip fin 으로 구성되어 있다. 주어진 열교환기의 유로 형상이 채널별 유량 분포, 유동 속도 및 압력 손실 등에 미치는 영향을 분석하였다. ANSYS FLUENT<sup>(7)</sup> 상용 해석 프로그램을 이용하였으며, 격자 수렴성 평가를 통해 해석 격자 밀도의 적절성을 검증하였다. 또한 realizable  $k-\epsilon$ 과 SST  $k-\omega$  두 가지 난류모델을 이용한 해석 결과를 서로 비교하였다. 적절한 난류모델을 이용하여 최종 해석 결과를 도출하였다.

## 2. 수치해석

### 2.1 모델링

본 연구의 해석 및 실험 대상 알루미늄 오일냉각기의 모델은 Fig. 1과 2와 같다. 오일냉각기는 oil in header, oil out header, return header, 14개의 오일 채널(oil 14 layer) 및 15개의공기 채널(air 15 layer)로 구성된다. 오일, 공기 채널은 각각 Offset Strip Fin의 알루미늄 유로로 이루어져 있으며, 열전달 효율을 향상시키기 위해 유체와 표면 간의 접촉을 효율적으로 늘린 구조이다. 오일, 공기 채널은 서로 교차

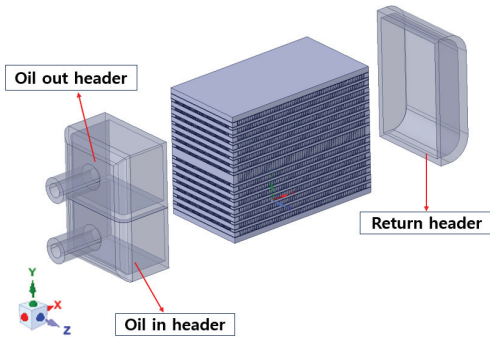


Fig. 1 Schematic diagram of an oil cooler

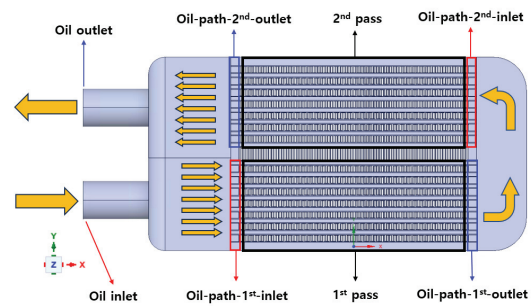


Fig. 3 Details of the oil cooler

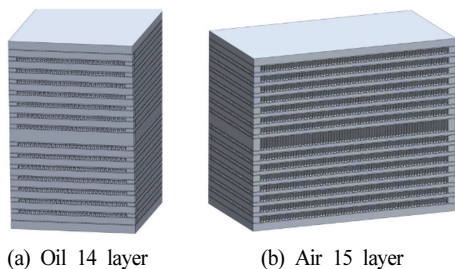


Fig. 2 Schematic diagram of oil cooler channels

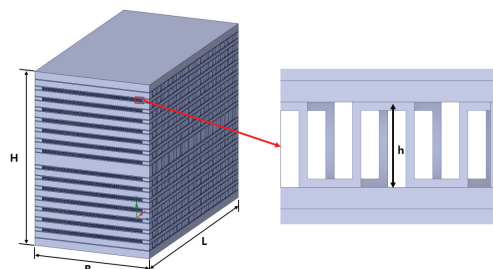


Fig. 4 Primary dimensions of the oil cooler and front view of the offset strip fin

Table 1 Specific dimensions of an oil cooler

H(mm)	B(mm)	L(mm)	h(mm)
117	80	150	2

결합시킴으로 하나의 몸체를 형성하며, 각각의 채널은 독립적인 유로를 구성한다. 오일이 정면 채널로 유입되면, 공기는 측면 채널을 통해 흐르며 오일을 냉각시킨다.

Fig. 3은 각각 오일냉각기 입구, 출구의 명칭을 나타낸다. 또한 오일냉각기 내부 오일 유동 과정을 나타내며, 하단 7개와 상단 7개의 오일 채널을 각각 1st pass, 2nd pass로 지칭한다. Oil inlet으로 유입된 오일은 oil in header, 1st pass 순으로 흐르며 return header를 통해 2nd pass로 진입한다. 2nd pass를 지난 오일은 oil out header를 거쳐 oil outlet으로 유출된다.

Fig. 4는 오일냉각기와 offset strip fin의 개략도를 보여준다. H, B, L은 각각 오일냉각기의 높이, 너비, 길이이며, h는 fin의 높이를 나타낸다. Table 1은 오일냉각기의 주요 치수를 보여준다.

## 2.2 해석 방법 및 지배방정식

전산수치해석은 pre-processing, processing, post-processing의 단계를 거쳐 수행된다. Fig. 5는 CFD 프로세스의 개략도를 보여준다.<sup>(8)</sup> ANSYS FLUENT Solver 23 R1으로 해석하였으며, 유체 영역은 정상 유동, 비압축성으로 가정 후, 식 (1)~(4)의 지배방정식을 풀게 된다. 식 (1)은 연속방정식, 식 (2)~(4)는 Reynolds Averaged Navier-Stokes Equation으로서 좌표축에 따른 모멘텀 보존방정식이다.<sup>(2)</sup>

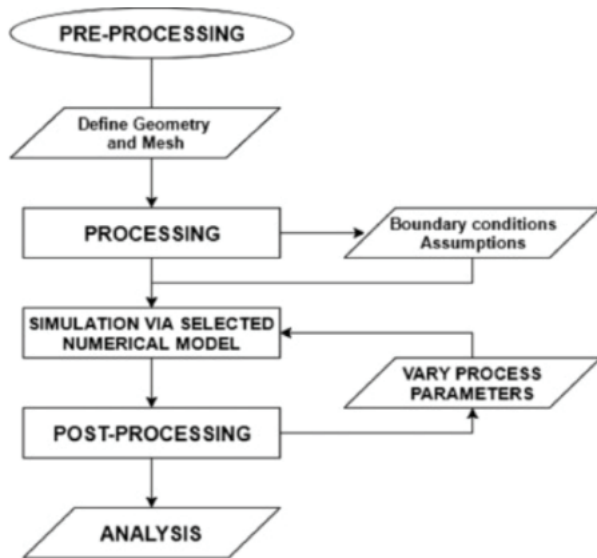


Fig. 5 CFD analysis process

$$\nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (1)$$

$$\nabla \cdot (\rho u \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \quad (2)$$

$$\nabla \cdot (\rho v \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} - \rho g \quad (3)$$

$$\nabla \cdot (\rho w \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \quad (4)$$

여기서  $\rho, \vec{V}, p, \tau_{ij}, g, u, v, w$ 는 각각 유체의 밀도, 속도 벡터, 압력, 응력 텐서, 중력가속도, x, y, z 방향의 속도 성분이다.

본 연구에서는 보편적으로 널리 사용되는 realizable k- $\epsilon$  난류모델과 넓은 범주의 유동에 대해 신뢰성이 높은 SST k- $\omega$  난류모델을 비교하였다.<sup>(9)</sup>

식 (5)와 (6)은 realizable k- $\epsilon$  모델에서 요구되는 운동에너지(k), 소산율( $\epsilon$ )에 대한 수송방정식이다.<sup>(3)</sup>

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon + S_k \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\epsilon + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b \quad (6)$$

$$- C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\epsilon \nu}} + S_\epsilon \quad (7)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (8)$$

$$C_1 = \max \left[ 0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (9)$$

$$\eta = S \frac{k}{\epsilon} \quad (10)$$

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (11)$$

여기서  $\mu, \mu_t, G_k, G_b, S$ 는 각각 유체의 동적 점도, 난류 점도, 평균 속도 구배로 인한 난류 운동 에너지 생성, 부력으로 인한 난류 생성, 평균 변형률 텐서를 의미한다.  $\sigma_k, \sigma_\epsilon$ 은 각각 난류 운동 에너지(k)와 소산율( $\epsilon$ )의 난류 프란틀 수이다. Table 2는 realizable k- $\epsilon$  모델의 상수값을 나타낸다.

SST k- $\omega$  모델은 식 (11)~(22)와 같이 나타낼 수 있다.<sup>(10)</sup>

Table 2 Constants for realizable k- $\epsilon$  model

$C_{1\epsilon}$	$C_2$	$\sigma_k$	$\sigma_\epsilon$
1.44	1.9	1.0	1.2

식 (11)과 (12)는 SST k- $\omega$  모델에서 요구되는 난류 운동 에너지(k)와 소산율( $\omega$ )에 대한 수송방정식이다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_t S^2 - \rho \beta^* \omega^2 \quad (11)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{\alpha}{v_t} \mu_t S^2 - \rho \beta \omega^2 \quad (12)$$

$$+ 2(1 - F_1) \rho \frac{1}{\omega \sigma_{\omega,2}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (13)$$

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (14)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (15)$$

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[ \frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{\alpha_1 \omega_1} \right]} \quad (16)$$

$$\sigma_k = \frac{1}{F_1 / \sigma_{k,1} + (1 - F_1) / \sigma_{k,2}} \quad (17)$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{F_1 / \sigma_{\omega,1} + (1 - F_1) / \sigma_{\omega,2}} \quad (18)$$

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4) \quad (19)$$

$$\Phi_1 = \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{0.09 \omega y}, \frac{500 \mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4 \rho k}{\sigma_{\omega,2} D_\omega^+ y^2} \right] \quad (20)$$

$$D_\omega^+ = \max \left[ 2 \rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right] \quad (21)$$

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^2) \quad (22)$$

$$\Phi_2 = \max \left[ 2 \frac{\sqrt{k}}{0.09 \omega y}, \frac{500 \mu}{\rho y^2 \omega} \right] \quad (22)$$

Table 3 Constants for SST k- $\omega$  model

$\sigma_{k1}$	$\sigma_{\omega 1}$	$\sigma_{k2}$	$\sigma_{\omega 2}$	$\alpha_1$	$\beta_{i1}$	$\beta_{i2}$
1.176	2.0	1.0	1.168	0.31	0.075	0.0828

Table 4 Properties of oil (MIL-PRF-23699)

Parameter	Value
Oil density	904.388 kg/m <sup>3</sup>
Oil viscosity	0.00238 kg/(m*s)

여기서  $\sigma_\omega$ 는 소산율( $\omega$ )의 난류 프란틀 수이며,  $D_\omega^+$ 는 교차 확산 항의 양수 부분이다.  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $\Phi_1$ ,  $\Phi_2$ 는 함수나 모델을 매끄럽게 결합하여 전환하거나 혼합하는 데 사용되는 블렌딩 함수이다.  $y$ 는 벽으로부터 해당 격자 중심까지의 거리이다. Table 3은 SST k- $\omega$  모델의 상수값을 나타낸다.

### 2.3 경계조건

모든 유로의 벽은 no-slip 조건으로 모델링하였다. 0.1933 kg/s의 질량유량 입구 조건, 400 kPa의 압력 출구 조건을 사용하였으며, 중력가속도는 9.81 m/s<sup>2</sup>으로 설정하였다. 작동 유체는 MIL-PRF-23699 오일이며, 오일냉각기의 열교환 및 열전달 특성을 고려하지 않기 때문에 오일의 온도는 열교환기 작동 시 예상 유입 온도인 140.52 °C로 설정하였고, 해당 온도에서 물성치를 사용하였다. 효율적인 계산을 고려하여 좁고 긴 유로를 가지며 유동 속도가 매우 느린 1<sup>st</sup> pass와 2<sup>nd</sup> pass 영역은 층류로 가정하였다. Table 4는 오일의 물성치를 나타낸다.

### 2.4 격자 생성

오일냉각기의 내부유동을 해석하기 위해 SpaceClaim 프로그램을 활용하여 Fig. 6과 같이 유로의 유동장을 추출하였다. 벽면 및 입구, 출구 영역과 같은 유동이 복잡한 영역의 격자를 세밀하게 형성할 필요가 있다. 이를 위하여 Fig. 7의 초록 영역과 같이 벽면으로부터 5 mm 간격으로 oil in/out/return header 부근의 유동장 체적을 분리하였다.

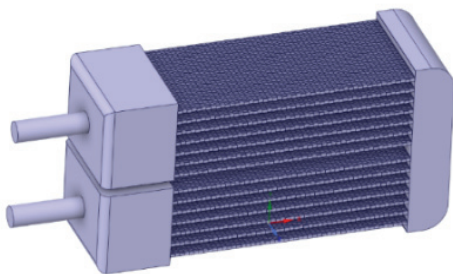


Fig. 6 Flow region of the oil cooler

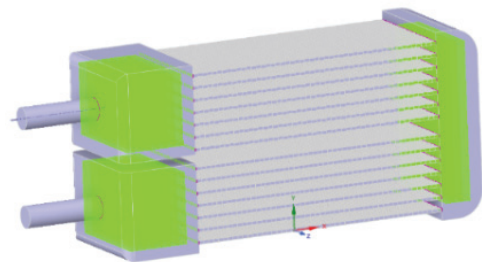


Fig. 7 Flow regions separated from the wall

ANSYS FLUENT MESHING 소프트웨어를 이용하여 표면 및 체적 격자를 생성하였다. 벽면 및 1st pass, 2nd pass 영역의 입구, 출구에 0.4 mm의 국부적 표면 격자 크기 조건을 부여하여 조밀한 격자 생성을 유도하였다. 전역 표면 격자 크기를 최대 5 mm로 설정하였고, 추가 표면 격자 향상 작업을 통하여 표면 격자 뒤틀림 수치가 0.5인 양질의 표면 격자를 생성하였다.

경계층은 조밀한 격자로 구성되어, 벽함수(wall function) 뿐만 아니라, 벽면 근처와 각 채널의 입구, 출구에서의 급격한 유동 변화를 정확하게 분석하는 데 도움을 준다. Masoud Darbandi 등<sup>(8)</sup>의 연구를 참고하여, 벽함수 적용을 위한  $Y+$  값을 5 이하, 체적 격자 뒤틀림 기준을 0.87이하로 선정하였다. 층류인 1st pass, 2nd pass 영역을 제외한 모든 영역을 경계층 생성 대상으로 선택했다. 경계층은  $Y+ \leq 5$  조건을 만족하도록, 벽면 근처 첫 번째 격자가 0.0561 mm인 10층의 격자로 구성하였다. Fig. 8의 노란 영역은 경계층을 고려하여 격자가 형성된 부분을 보여준다. Fig. 9는 벽면 근처에 생성된 격자들을 자세하게 나타낸다.

체적 격자는 복잡한 구조 및 격자 개선 작업에서 효율적으로 작동하는 사면체 격자를 선택하였다. 최대 격자 길이는 3.78 mm로 설정하여 대략 5855만 개의 격자를 생성하였다. Fig. 10는 전체 체적 격자를 보여주며, Fig. 11과 12는 각각 1st pass와 return header의 체적 격자를 나타낸다. 체적 격자 향상 작업을 통해 0.86 이하의 체적 격자 뒤틀림 수치를 얻을 수 있었다. 이는 목표치 0.87보다 더 좋은 양질의 체적 격자를 생성했다는 것을 의미한다.

### 2.5 격자 수렴성 평가

CFD(Computational Fluid Dynamics)는 유한체적법으로 해를 구하는 수치해석 기법을 이용하기 때문에, 해석 유동장의 격자수가 유동 특성에 큰 영향을 미칠 수 있다. 따라서 격자수에 따른 유동 특성의 변화를 검증하는 격자 수렴성 평가가 필수적이다.

본 연구에서는 효율적인 평가를 위해, oil in/out/return header에서만 2.2배, 1.42배, 1배로 격자 개수 차이를 두었다. 1st pass와 2nd pass는 층류 영역으로, 격자 개수에 크게 영향을 받지 않기 때문에 차이를 두지 않았다. 총 세 가지 케이스를 SST  $k-\omega$  난류모델로 계산하였으며, 운동량 및 연속방정식의 Residual이  $10^{-5}$  이하로 수렴될 때까지 반복 계산하였다. Table 5는 각 케이스에 대한 전역 표면 격자 크기, 층류 영역을 제외한 격자 개수, 격자 개수 비율 그리고 총 격자 개수를 보여준다.

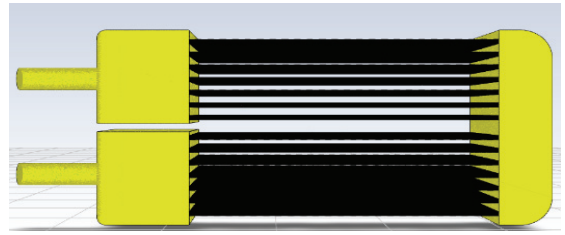


Fig. 8 Target region for the boundary layer

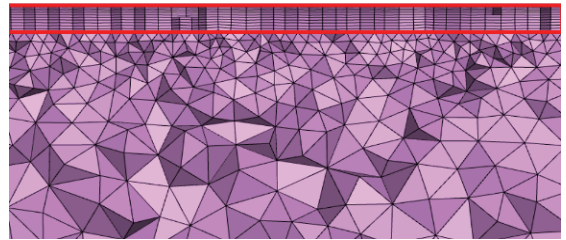


Fig. 9 Boundary layer of the wall, inlet, and outlet

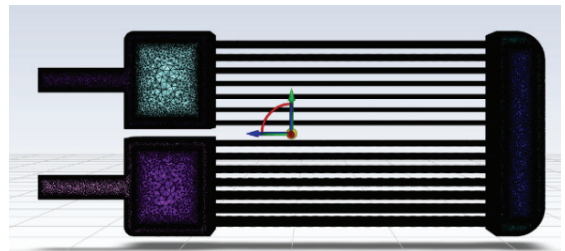


Fig. 10 Total volume mesh



Fig. 11 1st pass volume mesh

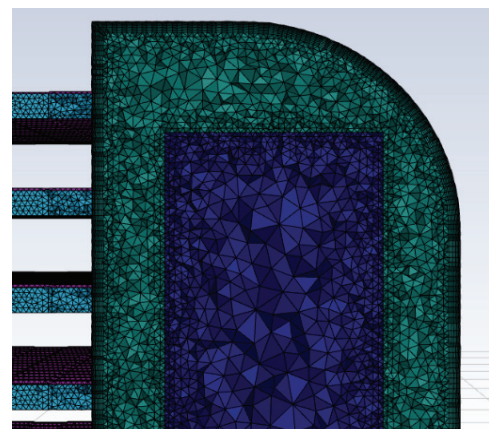


Fig. 12 Return header mesh

Table 5 Surface mesh size, and total cell counts according to case

Parameter	Case 1	Case 2	Case 3
Global surface mesh size	0.6 mm	0.5 mm	0.4 mm
Cell counts excluding a laminar region	11,535,440	16,411,037	25,371,796
Cell count ratio excluding a laminar region	1	1.42	2.2
Total cell counts	47,976,462	52,829,602	58,547,211

Table 6 Maximum Y+ value according to case

Location	Case 1	Case 2	Case 3
Oil in header	4.048	3.959	4.044
Oil out header	3.232	3.231	3.217
Oil return header	1.605	1.542	1.541

Table 6은 케이스 별 벽함수가 적용된 oil in/out/return header 벽면의 최대 Y+ 값을 보여준다. 2.2배, 1.24배, 그리고 1배 격자의 최대 Y+ 값은 각각 4.05, 3.96, 4.04로서 최대 허용 수치인 5보다 낮아 벽함수가 적합하게 적용된 것으로 판단된다.

Fig. 13은 케이스 별 z=0인 XY 평면에서의 속도, 속도 벡터, 그리고 정압 컨투어를 보여주며, 재순환을 포함한 전반적인 유동 현상에서의 차이가 없음을 확인할 수 있다. Table 7은 케이스 별 오일냉각기 각 영역 입구, 출구에서의 면적 기준 속도와 정압 평균값을 나타낸다. 가장 큰 속도 차이를 보인 경우는 oil path 1st pass inlet 영역에서 2.2배와 1.42 배 케이스를 비교할 때 0.74% 정도의 차이가 있었다. 가장

Table 7 Area-weighted average velocity and pressure according to the turbulent model

Location	Velocity [m/s]			Pressure [kPa]		
	Case 1	Case 2	Case 3	Case 1	Case 2	Case 3
Oil inlet	1.690	1.690	1.689	409.514	409.442	409.428
Oil path 1 <sup>st</sup> inlet	0.802	0.799	0.805	409.232	409.161	409.147
Oil path 1 <sup>st</sup> outlet	0.281	0.281	0.281	405.729	405.675	405.661
Oil path 2 <sup>nd</sup> inlet	0.309	0.309	0.309	405.690	405.637	405.623
Oil path 2 <sup>nd</sup> outlet	0.282	0.282	0.282	402.196	402.165	402.154
Oil outlet	1.691	1.690	1.689	400.000	400.000	400.000

큰 정압 차이를 보인 경우는 oil inlet에서 2.2배와 1배 케이스를 비교할 때, 0.02% 정도의 차이가 있었다. 결과적으로 케이스 별 속도와 압력 차이가 1% 이하로 크지 않았기에, 격자 수렴성 평가가 성공적으로 이뤄졌다고 판단할 수 있다.

### 2.6 난류모델 비교

본 연구에서는 난류모델 비교를 위하여 realizable k-ε, SST k-ω 두 가지 난류모델을 선정하였다. Table 5에 있는 case 3의 격자 조건을 이용하였으며, 운동량 및 연속방정식의 Residual이 10<sup>-5</sup> 이하로 수렴된 후 계산 결과를 비교 분석하였다. Realizable k-ε 모델은 복잡한 전단 흐름과 벽면에서 먼 영역의 유동 분석에 적합한 난류모델이다. 분석

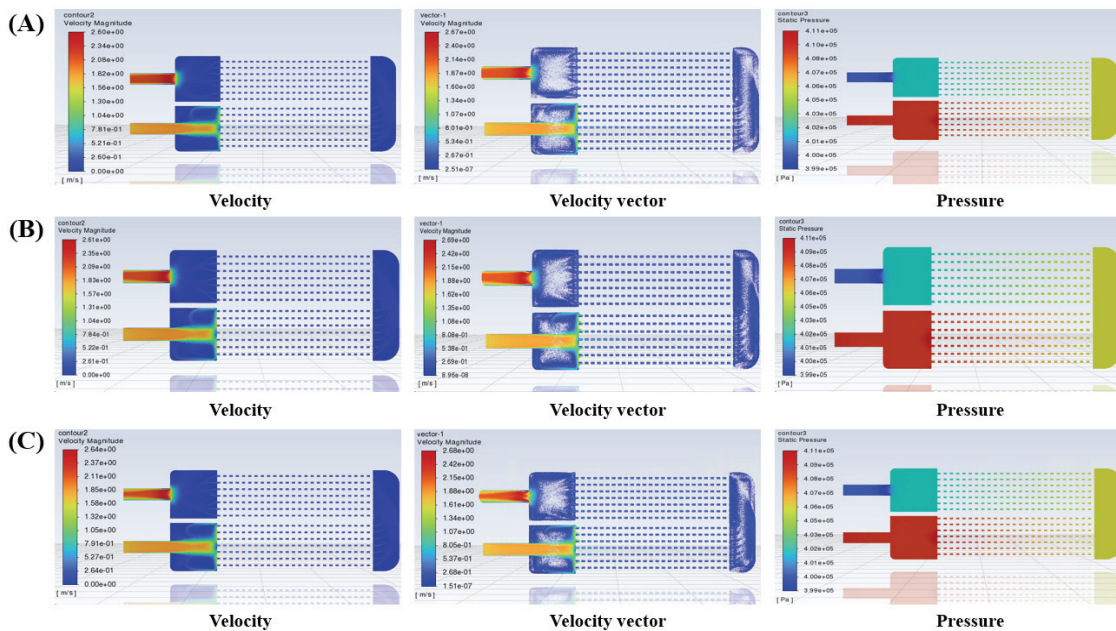


Fig. 13 Velocity, velocity vector, pressure contours for (A) Case 1, (B) Case 2, and (C) Case 3

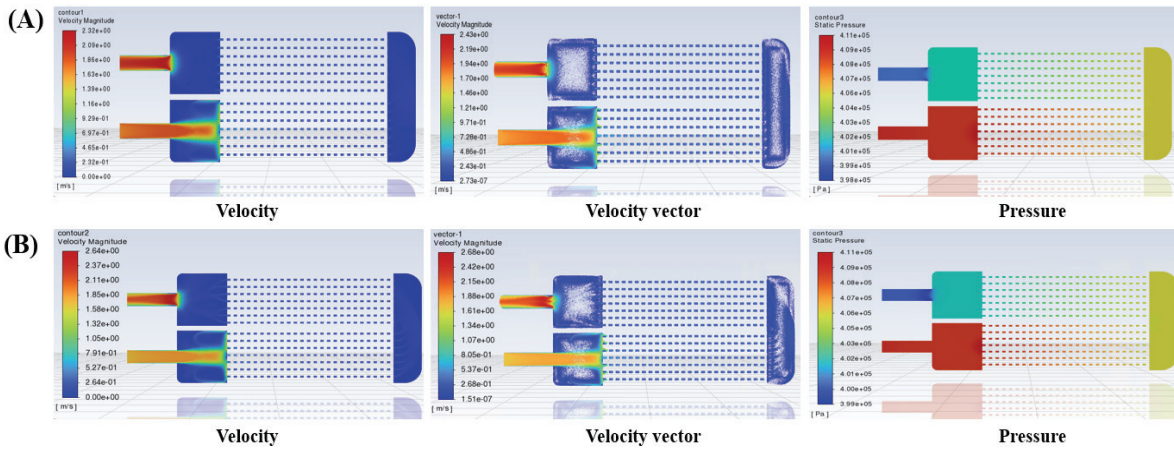


Fig. 14 Velocity, velocity vector, pressure contours for (A) realizable  $k-\epsilon$ , and (B) SST  $k-\omega$

Table 8 Maximum  $Y^+$  values according to turbulent models

Location	Realizable $k-\epsilon$	SST $k-\omega$
Oil in header	4.166	4.044
Oil out header	3.500	3.217
Oil return header	1.456	1.541

시 Enhanced wall treatment wall function을 적용하여 계산하였다. SST  $k-\omega$  모델은 벽면 근처와 멀리 떨어진 영역의 유동 해석에 모두 용이하다. 벽 근처는  $k-\omega$ , 멀리 떨어진 영역에서는  $k-\epsilon$  모델을 활용하기 때문이다.<sup>(10)</sup> 분석 시 SST  $k-\omega$ 는 벽함수가 기본적으로 활성화가 되기에 추가적인 설정이 불필요하다. 본 연구에서는 Low Re Corrections 기능을 활성화하여 근처 및 레이놀즈수가 낮은 영역의 난류 운동 에너지를 수치해석적으로 감쇠시켜 분석하였다.

Table 8은 각 난류모델에서의 벽함수가 적용된 oil in/out/return header 벽면 최대  $Y^+$  값을 보여준다. realizable  $k-\epsilon$  모델의 경우 4.17, SST  $k-\omega$  모델의 경우 4.04로서 최대 허용 수치인 5보다 작아서 벽함수가 적합하게 적용된 것으로 판단된다.

Fig. 14는 realizable  $k-\epsilon$ 과 SST  $k-\omega$  난류모델을 적용하여 계산 시  $z=0$ 인 XY 평면에서의 속도, 속도 벡터, 그리고 압력 컨투어를 보여준다. 속도 벡터를 검토한 결과, realizable  $k-\epsilon$  모델과 다르게 SST  $k-\omega$  난류모델을 사용한 경우 벽면, 입구, 출구 근처의 재순환 현상과 같은 세부적인 유동을 묘사하는 것이 가능하였다.

Table 9는 난류모델별 오일냉각기 각 영역 입구, 출구에서의 면적 기중 속도와 정압 평균값을 나타낸다. 입구, 출구 영역에서 두 모델 속도를 비교할 때, 전반적으로 SST  $k-\omega$  모델의 수치가 높았으며, oil path 1st inlet에서 5.30%, oil path 2nd inlet에서 1.55% 속도 차이가 났다. 이러한 차이는 벽면 및 입구, 출구에서의 유동 특성이 난류모델에 영향을 받기 때문으로 보인다. 그 외 영역의 속도 차이는 0.31% 이하로 모델 간 큰 차이가 없었다. 가장 큰 정압 차이를 보인

Table 9 Area-weighted average velocity and pressure according to the turbulent model

Location	Velocity [m/s]		Pressure [kPa]	
	Realizable $k-\epsilon$	SST $k-\omega$	Realizable $k-\epsilon$	SST $k-\omega$
In	1.689	1.689	409.360	409.428
Oil path 1 <sup>st</sup> inlet	0.763	0.805	409.028	409.147
Oil path 1 <sup>st</sup> outlet	0.280	0.281	405.601	405.661
Oil path 2 <sup>nd</sup> inlet	0.304	0.309	405.561	405.623
Oil path 2 <sup>nd</sup> outlet	0.281	0.282	402.143	402.154
Out	1.689	1.689	400.000	400.000

영역은 oil path 1<sup>st</sup> inlet으로 0.03%의 차이가 있었으며, 모델 간 압력차가 크지 않음을 확인했다.

두 난류모델을 비교한 결과, SST  $k-\omega$  난류모델이 realizable  $k-\epsilon$  모델보다 입구 및 출구에서의 전반적인 유동 흐름과 재순환 현상을 더욱 자세하게 묘사함을 확인하였다. 본 연구와 유사하게 Zhe Zhang<sup>(11)</sup> 등의 연구에서도 큰 헤더에 다관이 연결된 열교환기 내부유동을 분석하였으며, 재순환 현상이 발생함을 확인할 수 있었다. 큰 헤더(Header)와 다수의 작은 유로 사이를 유체가 흐르는 경우, 유속 변화가 크고 유동 방향이 급격하게 변하기 때문에 재순환 현상이 발생할 가능성이 높기 때문이다. 따라서 재순환 영역을 보다 명확하게 나타내는 SST  $k-\omega$  모델이 해석에 더욱 적합하다고 판단하여, 최종 해석 모델로 채택하였다.

### 3. 수치해석 결과

난류모델 비교 결과를 바탕으로  $k-\epsilon$ 과  $k-\omega$  난류모델의 장점을 모두 포함하는 SST  $k-\omega$  난류모델을 이용하여 세부적인 해석을 수행하였다.

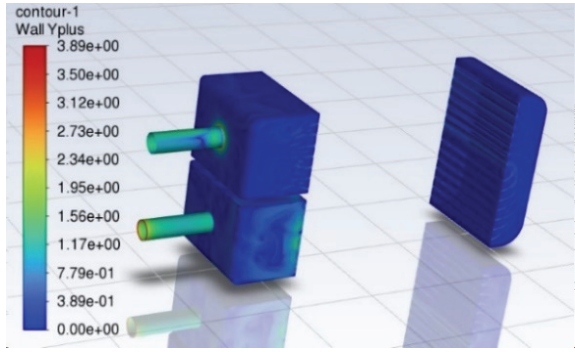


Fig. 15 Y+ contour at oil in, out, return header

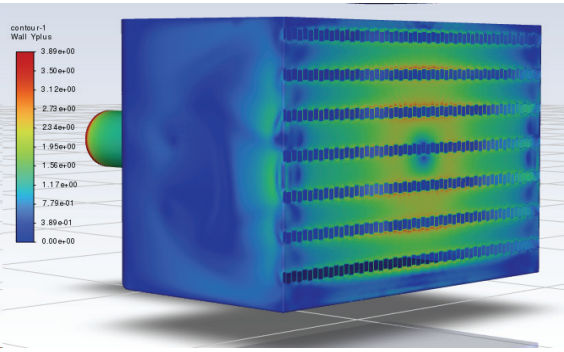


Fig. 16 Y+ contour at oil path 1<sup>st</sup> inlet

Table 10 Maximum Y+ values according to turbulent models

Location	Maximum Y+	Average Y+
Oil in header	4.044	0.704
Oil out header	3.217	0.298
Oil return header	1.541	0.210

Fig. 15와 16은 Y+ 컨투어를 보여준다. 재순환이 발생하거나 유동이 빠른 지점에서 높은 Y+ 값들이 형성됨을 알 수 있다. Table 10은 벽함수가 적용된 oil in/out/return header 벽면의 Y+ 최대값과 평균값을 보여준다. 평균적으로 1 미만의 아주 낮은 Y+ 값들이 분포됨을 평균 Y+ 값을 통해 알 수 있다. Y+의 최대값은 4.04로 최대 허용 수치인 5보다 낮기에 벽함수가 적합하게 적용된 것으로 판단된다.

Table 11은 7개의 채널로 이뤄진 1st pass와 2nd pass의 각 채널의 입구, 출구의 유량과 전체 유량에 대한 유량 분포 퍼센트를 나타낸다. 각각 pass 영역의 7개의 채널은 최하층

을 1번 채널, 최상층을 7번 채널로 순서를 정하였다. 1st 초기 오일냉각기 입구를 통해 유입된 오일은 x축 방향의 모멘텀이 지배적이며, 4번 채널의 oil path 1st inlet으로 처음 흡입된다. 이때 오일의 모멘텀은 4번 채널로 오일이 집중 흡입되도록 유도하며, 결과적으로 다른 채널들에 비해 많은 양의 오일이 4번 채널을 통해 흘러가게 된다. Oil path 1st inlet/outlet의 4번 채널에서 전체 유량의 약 15%가 흐르고, 나머지 채널에서 평균적으로 약 14%가 흐르는 것으로 표현되었다. 1st pass를 지난 오일의 속도가 감소하면서 유동이 균일하게 분배된다. 이후 2nd pass부터 각 채널로 약 14.29%의 유량이 일정하게 흐르게 된다.

Fig. 17~18은 z=0인 XY평면 속도 벡터를 이용하여 oil in/out/return header 영역의 오일 재순환 현상을 나타낸다. Fig. 17 (a)는 oil-path 1st inlet으로 흐르지 못한 오일이 oil in header의 벽면을 따라 흘러 발생하는 재순환을 보여준다. Fig. 17 (b)와 Fig. 18 (a)는 oil 2nd pass outlet로부터 유입된 오일이 오일냉각기 출구로 유출될 때, oil out header 속 주요 오일 흐름에서 분리된 오일이 재순환하는 것을 나타낸다. Fig. 17 (b)는 오일냉각기 출구로 유출되지 못한 오일이 oil out header의 가장자리로 분리된 후 발생하는 재순환을 보여준다. Fig. 18 (a)는 오일이 oil path 2nd outlet을 지나 oil out header로 유입될 때 oil path 2nd outlet 사이에서 일부 오일이 재순환하는 것을 보여준다. Fig. 18 (b)에서 oil-path 1st outlet에서 유입된 오일이 oil

Table 12 Pressure and pressure drop percentage

Location	Pressure(kPa)	Percentage(%)
Oil inlet	409.428	0
Oil path 1st inlet	409.147	0.069
Oil path 1 <sup>st</sup> outlet	405.661	0.92
Oil path 2nd inlet	405.623	0.93
Oil path 2 <sup>nd</sup> outlet	402.154	1.78
Oil outlet	400.000	2.30

Table 11 Mass flow rate, and mass flow rate distribution percentage on each channel at inlet and outlet

Channel	Oil path 1 <sup>st</sup> inlet		Oil path 1 <sup>st</sup> outlet		Oil path 2 <sup>nd</sup> inlet		Oil path 2 <sup>nd</sup> outlet	
	Mass flow rate(kg/s)	Percentage (%)	Mass flow rate(kg/s)	Percentage (%)	Mass flow rate(kg/s)	Percentage (%)	Mass flow rate(kg/s)	Percentage (%)
1st channel	0.0272	14.06	0.0272	14.05	0.0275	14.25	0.0275	14.25
2nd channel	0.0270	13.99	0.0271	14.00	0.0275	14.25	0.0275	14.25
3rd channel	0.0283	14.62	0.0283	14.65	0.0276	14.29	0.0276	14.29
4th channel	0.0291	15.06	0.0290	15.01	0.0276	14.30	0.0276	14.30
5th channel	0.0276	14.26	0.0276	14.28	0.0277	14.32	0.0277	14.32
6th channel	0.0269	13.90	0.0269	13.92	0.0276	14.31	0.0276	14.31
7th channel	0.0273	14.11	0.0272	14.09	0.0276	14.28	0.0276	14.28

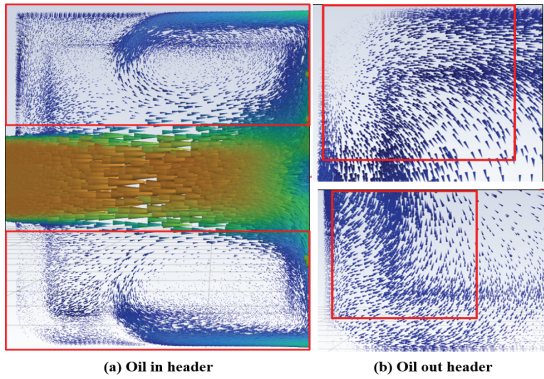


Fig. 17 Recirculation in oil in and out header

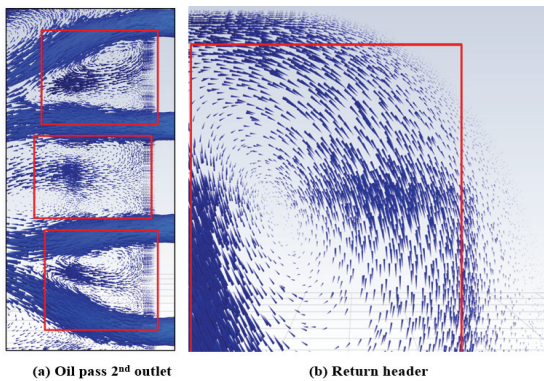


Fig. 18 Recirculation in oil pass 2nd outlet and return header

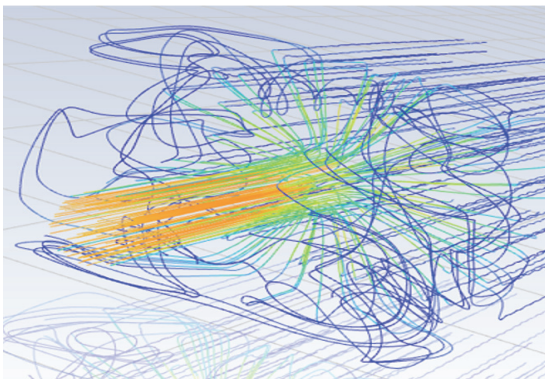


Fig. 19 Detail Streamlines of Oil in header

path 2nd inlet으로 유출되면서 return header 상단 모서리 영역에서 일부 오일이 재순환되고 있음을 보여준다. Fig. 19는 oil in header 영역에서의 유선 분포를 나타낸다. 오일냉각기 입구로 빠르게 유입된 오일은 oil path 1st inlet의 중앙과 충돌하게 된다. 대부분 오일은 oil path 1st inlet을 통해 1st pass를 통과하지만, 일부 오일은 oil in header의 벽면을 타고 재순환을 하게 된다. Fig. 19는 oil in header 벽면에서 재순환이 발생하는 것을 보여준다.

Fig. 20과 21은 각각 전체적인 오일냉각기의 유적선과 유선을 나타낸다. 모두 앞서 언급한 재순환 현상을 잘 묘사하고 있다.

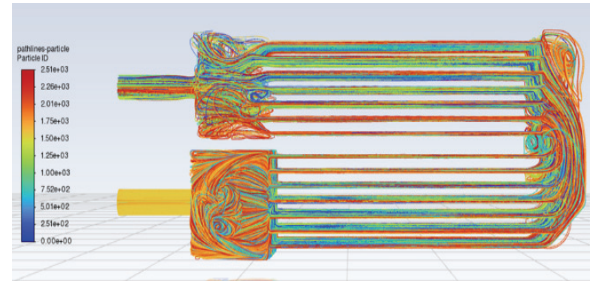


Fig. 20 Pathlines of Oil inside the Oil Cooler

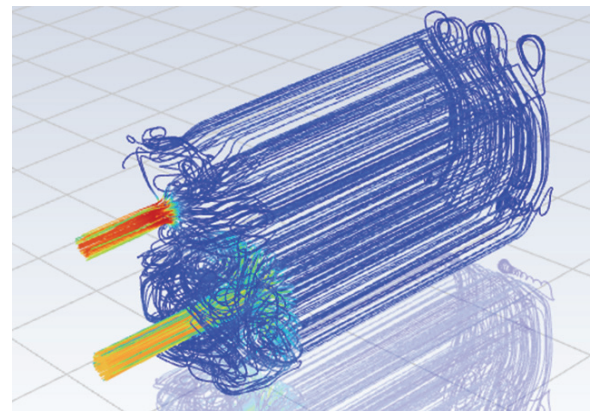


Fig. 21 Streamlines of Oil inside the Oil Cooler

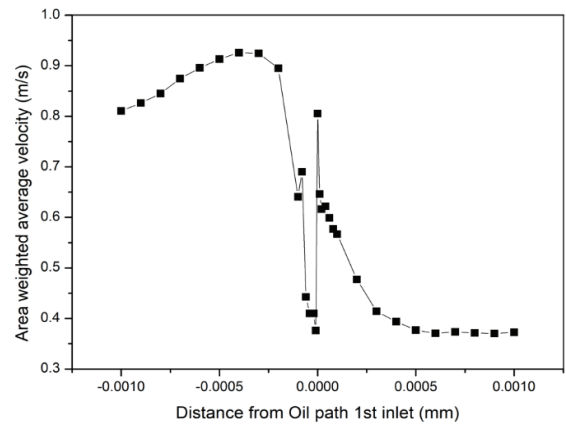


Fig. 22 Area weighted average velocity according to distance from oil path 1<sup>st</sup> inlet

Fig. 22는 oil path 1st inlet 단면의 x 좌표를 x=0으로 지정했을 때, oil in header와 1st pass에서 x 축에 수직인 YZ 단면의 면적 가중 평균 속도를 나타낸다.  $x > 0$ 인 영역은 1st pass,  $x < 0$ 인 영역은 oil in header의 YZ 단면 평균 속도를 의미한다. Oil in header 영역에서 최대 평균 속도 0.926 m/s에 도달 후, oil path 1st inlet 영역에 진입하기 직전 급격하게 속도가 감소한다. 이는 x=0에서 oil path 1st inlet이 아닌 벽면과의 충돌로 인한 속도 감소, 재순환 및 천이 영역으로 인한 불안정한 유동의 영향을 보여준다. 벽면이 아닌 oil path 1st inlet을 통과하는 유체들의 속도는 0.805 m/s로

계산되었다. 이내 1st pass에 진입하며 급격하게 속도가 감소하였으며, 최종적으로 0.280 m/s로 일정하게 되었다.

Table 12는 오일냉각기 입구, 출구에서의 면적 가중 정압 평균값과 오일냉각기 입구 압력 대비 각 지점의 압력 감소율을 보여준다. 오일냉각기 입구에서 출구로 오일이 흐르며 점점 압력이 감소하는 것을 확인할 수 있다. 1st pass와 2nd pass 영역을 지날 때 0.85%의 가장 큰 압력 감소가 나타났으며, return header 영역을 지날 때 0.0094%의 가장 작은 압력 감소가 발생했다. 오일냉각기 출구와 입구의 정압은 각각 400 kPa, 409.428 kPa로 총 압력 손실이 9.428 kPa임을 확인했으며, 이는 입구 압력 대비 2.3%의 압력 감소이다.

#### 4. 결 론

본 연구는 오일냉각기의 예비 성능 평가를 위해 채널 별 유량분포, 속도분포, 압력손실 및 재순환과 같은 내부 유동 특성 등을 CFD를 이용하여 해석하였다.

- 1) 격자 개수 차이에 따른 압력, 속도 및 유동 현상의 차이는 미미하여 성공적으로 격자를 검증할 수 있었고, 2.2 배 격자 케이스를 최종 분석에 이용하였다.
- 2) Realizable  $k-\epsilon$ 와 SST  $k-\omega$  난류모델 해석 결과 간 압력 차이는 크지 않았다. SST  $k-\omega$  모델이 벽면, 입구, 출구에서 유동 현상을 좀 더 자세히 표현하였다. oil path 1st, 2nd inlet에서의 속도 차이가 있으며, 결과적으로 SST  $k-\omega$  모델을 최종 분석에 이용하였다.
- 3) 오일냉각기 입구에서 유입된 오일은 4번 채널의 oil path 1st inlet으로 집중 유입되었다. 1st pass 영역에서 전체 질량유량의 15%가 4번 채널로 집중되었으며, 1st pass를 지나며 속도가 감소하고 유동이 다소 안정되었다. 2nd pass 영역에서 모든 채널로 동일한 유량 흐름을 확인하였다.
- 4) Oil in/out header 영역에서 일부 오일이 벽면을 타고 재순환하게 된다는 것을 발견했다. 또한, 주 유동 흐름에서 분리된 오일이 oil path 2nd outlet 사이와 return header 상단 모서리 부분에서 재순환하게 됨을 확인했다.
- 5) Oil in header 영역에서 x 축에 수직인 YZ 단면 최대 평균 속도는 0.926 m/s였으며, oil path 1st inlet 영역에 진입하기 직전 벽면과의 충돌, 재순환 및 천이로 인한 급격한 속도 감소가 확인되었다. 1st pass에 진입 후 속도가 안정되었으며 0.280 m/s로 수렴하였다.
- 6) 1st pass, 2nd pass를 지날 때, 입구 압력 대비 각각 0.85% 압력 감소가 발생했다. 오일냉각기 총 압력 손실은 9.428 kPa로 입구 압력 대비 2.3% 감소하였다.

#### 후 기

이 논문은 2023년 정부(방위사업청)의 재원으로 국방기술진흥연구소의 지원을 받아 수행된 연구임

#### References

- (1) Siddiqui, O. K., & Zubair, S. M., 2017, "Efficient energy utilization through proper design of microchannel heat exchanger manifolds: A comprehensive review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 74, pp. 969-1002.
- (2) Cruz, P. A. D., Yamat, E. J. E., Nuqui, J. P. E., & Soriano, A. N., 2022, "Computational Fluid Dynamics (CFD) analysis of the heat transfer and fluid flow of copper (II) oxide-water nanofluid in a shell and tube heat exchanger," *Digital Chemical Engineering*, Vol. 3, pp. 100014.
- (3) Ozden, E., & Tari, I., 2010, "Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger," *Energy conversion and management*, Vol. 51, No. 5, pp. 1004-1014.
- (4) Spalart, P., & Allmaras, S., 1992, "A one-equation turbulence model for aerodynamic flows," In 30th aerospace sciences meeting and exhibit, pp. 439.
- (5) Labbadia, O., Laribi, B., Chetti, B., & Hendrick, 2017, "Numerical study of the influence of tube arrangement on the flow distribution in the header of shell and tube heat exchangers," *Applied thermal engineering*, Vol. 126, pp. 315-321.
- (6) Widiawaty, C. D., Siswantara, A. I., Gunadi, G. G. R., Pujowidodo, H., & Syaferi, M. H. G., 2020, "A CFD simulation and experimental study: predicting heat transfer performance using SST  $k-\omega$  turbulence model," In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Vol. 909, No. 1, pp. 012004.
- (7) Ansys Fluent Theory Guide 2023, ANSYS, Inc. 2023.
- (8) Masilungan-Manuel, J. T., Manuel, M. C. E., Lin, P. T., & Soriano, A. N., 2015, "Optimization of the drying parameters for the short-form spray dryer producing powdered egg with 20% tapioca starch additive," *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 7, No. 9, pp. 1687814015602603.
- (9) Labbadia, O., Laribi, B., Chetti, B., & Hendrick, P., 2017, "Numerical study of the influence of tube arrangement on the flow distribution in the header of shell and tube heat exchangers," *Applied thermal engineering*, Vol. 126, pp. 315-321.
- (10) Shao, H., Zhang, M., Zhao, Q., Wang, Y., & Liang, Z., 2018, "Study of improvements on flow maldistribution of double tube-passes shell-and-tube heat exchanger with rectangular header," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 144, pp. 106-116.
- (11) Zhang, Z., & Li, Y., 2003, "CFD simulation on inlet configuration of plate-fin heat exchangers," *Cryogenics*, Vol. 43, No. 12, pp. 673-678.