



이상유동 해석을 통한 브레이징 판형 응축기 설계 연구

황대중¹⁾ · 오 철^{2)*} · 박상균³⁾ · 지재훈⁴⁾ · 방은신⁵⁾ · 이병길⁶⁾

Design Study of a Brazed Plate Heat Exchanger Condenser Through Two-Phase Flow Analysis

Dae-jung Hwang¹⁾ · Cheol Oh^{2)*} · Sang-kyun Park³⁾ · Jae-hoon Jee⁴⁾ · Eun-shin Bang⁵⁾ · Byeong-gil Lee⁶⁾

Received 26 April 2022 Revised 9 June 2022 Accepted 13 June 2022

ABSTRACT This study was aimed at designing a condenser, as a component of the organic Rankine cycle system for ships. The condenser was manufactured through press molding to achieve a bent shape to enhance the heat transfer performance, considering the shape of the heat transfer plate used in a brazing plate heat exchanger. The heat transfer plate was made of copper-nickel alloy. The required heat transfer rate for the condenser was 110 kW, and the maximum number of layers was set as 25, considering the characteristics of high-temperature brazing. Computational fluid dynamics techniques were used to perform the thermal fluid analysis, based on the ANSYS CFX (v.18.1) commercial program. The heat transfer rate of the condenser was 4.96 kW for one layer (width and length of 0.224 and 0.7 m, respectively) of the heat transfer exchanger. The fin efficiency pertaining to the heat transfer plate was approximately 20%. The heat flow analysis for one layer of the heat exchanger plate indicated that the condenser with 25 layers of heat transfer plates could achieve a heat transfer rate of 110 kW.

Key words Brazed Plate Heat Exchanger(브레이징 열교환기), Condenser(응축기), Refrigerant 134(R134a), Organic Rankine Cycle(유기랭킨 사이클), Computational fluid dynamics(전산유체역학)

1. 서론

2018년 4월 개최된 국제해사기구(이하 IMO) 제72차 해양환경보호위원회(이하 MEPC) 회의에서는 선박 온실가스 감축을 위한 전략 로드맵의 하나로 ‘IMO 선박 온실가스 감축 초기 전략(Initial IMO Strategy on reduction of GHG emissions from ships)’이 채택되었다.^[1]

동 전략은 선박 온실가스 감축 목표와 함께 이를 실행하기 위한 구체적인 단·중·장기 기술 조치를 제시하고 있으며 선박의 에너지효율 체계 개선과 효율 증대를 위한 기술 개발 핵심 사항으로 포함하고 있다.

추가로, 에너지효율과 관련하여 2021년 6월 개최된 IMO

- 1) Researcher, Korea Center for International Maritime Safety Cooperation
- 2) Professor, Division of Marine System Engineering, Korea Maritime & Ocean University
- 3) Professor, Division of Maritime AI & Cyber Security, Korea Maritime & Ocean University
- 4) Professor, Division of Korea Coast Guard, Mokpo National Maritime University
- 5) Doctor Course, Department of Marine Engineering, Korea Maritime & Ocean University
- 6) CEO, Tae Kwang Industries

*Corresponding author: ohcheol@kmou.ac.kr

Tel: +82-51-410-4268

Fax: +82-51-410-4268

제76차 MEPC 회의에서는 기존에 신조 선박에 적용하는 에너지효율 관리 규제인 EEDI(Energy Efficiency Design Index)와는 별도로 현존 운항 선박을 대상으로 하는 EEXI(Energy Efficiency Existing Ship Index) 규제를 2022년 11월 1일 발효·시행하기로 하였다.^[2]

IMO 차원의 여러 국제규제 개발을 통해 알 수 있듯이 선박 에너지효율 증대는 해양환경 보전뿐만 아니라 해운산업의 경쟁력 측면에서도 그 중요성이 더욱 커지고 있다.

이러한 규제를 배경으로 최근 조선업계는 고효율·친환경 선박기자재 개발을 적극적으로 추진하며 선박의 운항 에너지효율 증대의 필요성을 강조하고 있다.^[3]

에너지효율 측면에서 열교환기는 선박의 주기관을 포함한 주요 기기의 원활한 운전 및 효율 극대화를 위한 필수적인 선박 부품 중 하나로 관련 시장은 점차 확대되는 추세이며 기술 개발을 위한 다양한 연구가 진행되고 있다.^[4]

유기랭킨 사이클(이하 ORC, Organic Rankine Cycle)은 열역학적 사이클 중 낮은 온도 범위에서 작동되는 저온 사이클로서 폐열회수뿐만 아니라 고온 열사이클과 병합 운전 등을 통해 기존 시스템의 에너지효율을 증대시킬 수 있는 큰 장점이 있다. 이를 바탕으로 선박 적용 및 에너지효율 개선을 위한 다음의 여러 연구가 추진되고 있다.^[5]

Oh and Song(2012)^[6]은 선박에서 발생하는 배기가스 폐열을 열원으로 하는 ORC 발전 시스템 시뮬레이션 계산을 통해 1,000 kW급 발전 출력을 확인하였다. Moon *et al.*(2021)^[7]은 선박의 소기 냉각기(Scavenge Air Cooler, SAC) 냉각수에 적용할 수 있는 선박 폐열회수시스템을 이용한 ORC 시스템을 시뮬레이션하여 최대 55.3 kW 규모의 발전 출력을 확인하였다. Sung and Ahn(2013)^[8]은 ORC 발전에 사용되는 판형 열교환기의 중형비 영향에 대한 열·유동을 수치해석을 활용하여 관찰하여 관계식을 도출하였다.

본 연구에서는 선박 에너지효율 증대를 목적으로 주기관 폐열을 이용한 ORC 발전 시스템의 구성 요소인 브레이징 타입 응축기 열교환기 제작에 앞서 기초 설계 단계로서 CFD 기법을 활용하여 응축기의 열전달 성능을 시뮬레이션 하였다.

2. CFD 모델링

Fig. 1은 본 연구에서 개발하는 응축기가 포함된 선박용 ORC 시스템을 보여준다. 이 시스템은 선박 운항 과정에서 주기관으로부터 배출되는 배기가스를 Heater 열원으로 사용한다. Heater를 통해 발생한 증기는 터빈을 운전하고 응축기는 선박에서 냉각수로 사용되는 30°C 해수를 냉각원으로 이용하는 열에너지 사이클이다.

상용화된 브레이징 열교환기(Brazed Plate Heat Exchanger) 전열판 형상을 기반으로 주기관 폐열을 이용한 ORC 발전 시스템 구성을 위해 응축기에 요구되는 열전달률 110 kW를 충족하고 고온 브레이징 공법의 제작 방식을 고려하여 전열판의 적층 수는 최대 25개로 제한하여 응축기 3D 모델링을 제작하였다. 이를 통해 ANSYS CFX(v.18.1) 상용 프로그램을 사용하여 열·유동 해석을 수행하였다.

2.1 해석 형상

Fig. 2는 동 연구를 통해 개발할 응축기의 제작에 사용

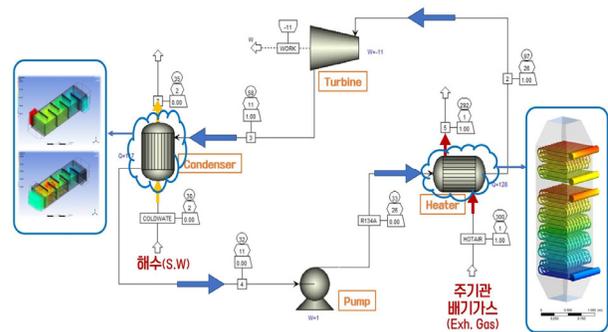


Fig. 1. Design of ORC system for ship



Fig. 2. Brazed type heat exchanger plate for condenser

될 브레이징 타입 판형 열교환기 전열판을 보여준다. 프레 스금형 공법을 통해 제작된 전열판의 세부 형상을 살펴보면 단순히 핀(Fin)으로 유로만 나뉜 것이 아닌 핀 자체에 구멍(Hole)을 가공하여 유동에 따른 열전달 효율이 향상하도록 한 점을 알 수 있다.

전열판 형상에 대한 수치를 실측하였으며 수치해석 계산을 위한 격자 생성을 고려해 모양을 단순화하여 ANSYS사의 DesignModeler(v.18.1) 프로그램을 이용해 3D 형상을 제작하였다. Fig. 3은 해석 대상의 수치와 모양을 보여준다.

응축기는 제작사의 브레이징 공법 기술을 고려하여 총 25단의 전열판을 적층해 제작할 예정이다. 전열 판 크기는 전열 면적과 중형비를 변경하면서 열전달률 110 kW를 충족하는 수치를 구했으며 최종적으로 가로 0.22 4m 세로 0.7 m로 결정하였다.

전열판 재질은 백동(Cu-Ni) 합금으로써 두께는 0.0002 m이고 유동 방향의 핀 하나당 길이는 0.0015 m 그리고 높이는 0.0028 m이다. 전열판 면적과 비교해 핀의 길이가 상대적으로 매우 작다. 따라서 핀이 포함된 전열판을 25단 적층해 형상을 만들어 격자를 생성하면 과도한 격자 생성으로 인해 수치해석 계산 진행 자체가 어렵고 계산 정확도가 떨어진다. 이에, 동 연구에서는 Fig. 2를 통해 보여준 단일 전열판의 절반을 모델링 대상으로 선정하고 절단면 경계는 Symmetric 조건을 적용하여 유동에서 대칭 효과가 나타나도록 하였다.

ANSYS Meshing 프로그램을 이용하여 격자 생성을 하였으며 격자 의존도 검증을 통해 본 해석에 사용된 격자수는 130만 개다.

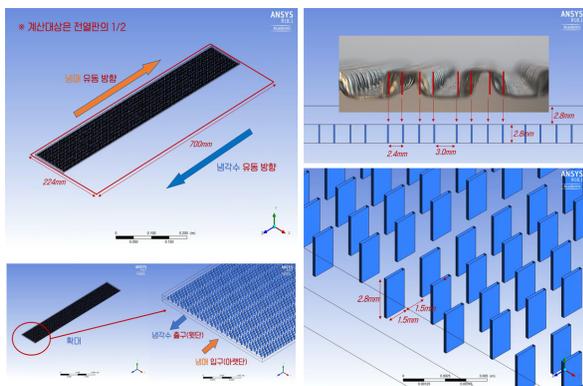


Fig. 3. Configuration of heat exchanger plate 1 layer

2.2 해석 조건

2.2.1 물성 조건

시뮬레이션의 대상은 응축기에 유입되는 포화증기 상태의 R134a 냉매가 냉각수에 의해 응축되어 과냉각 상태로 토출되는 상변화 과정이다. 이에, 계산에 사용하는 유체는 총 세 가지로써 냉각수로 사용되는 물(Water)과 작동 유체인 R134a 냉매의 기체(Vapor)와 액체(Liquid)이다. 물은 CFX 프로그램 자체에서 설정할 수 있도록 지원하고 있으므로 손쉽게 재료 물성을 설정할 수 있다.

다만, R134a 냉매의 경우에는 CFX 계산에 적합한 물성이 담긴 파일을 별도로 제공하고 있지 않으므로 이는 ANSYS사에서 제공하는 RGP(Real Gas Property) Table 변환 프로그램을 통해 CFX 계산이 가능하도록 변환하는 작업이 필요하다. RGP Table 변환 프로그램은 Real Gas 데이터 파일인 *.fld 파일을 이용하여 별도의 input 파일에 적용하고자 하는 유체의 압력과 온도 범위를 설정하고 변환 Table의 Sampling 수를 입력하게 되면 RGP Table 형태로 변환하게 된다.^[9]

변환된 파일을 CFX 프로그램의 Material 설정에서 Table Format을 'TASCflow RGP'로 설정하고 변환된 RGP 파일을 적용하면 된다. RGP 파일이 계산에 적용될 때 물성 모델은 Homogeneous Binary Mixture이며 이는 주로 상변화에 따른 이상유동(Multi-phase flow) 해석에 사용된다.

2.2.2 경계 조건

Fig. 4는 모델링의 경계조건 설정을 보여준다. 입구로 유입되는 냉매 기체는 절대압력 26.3 bar, 온도 80°C의 포

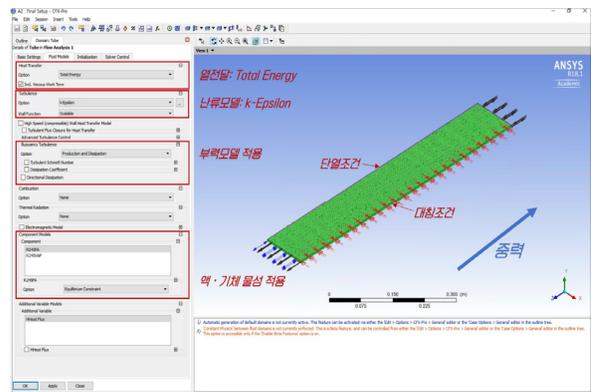


Fig. 4. Model setup for boundary condition

화증기로 설정하였다. 출구는 응축되어 과냉각 상태가 된 냉매 액체가 토출되도록 설정하였다.

응축기가 수평 방향으로 놓인 것처럼 보이지만 모델링의 중력은 y축이 아닌 -z 방향으로 적용되었다. 즉 응축기는 냉매 출구 방향으로 중력이 작용하는 직립형으로 상부를 통해 기체가 유입되어 상대적으로 밀도가 큰 액체 냉매가 하부로 토출되도록 하였다. 입구 상태의 온도 80°C, 압력 26.3 bar에서 R134a 냉매의 기체 밀도는 약 155 kg/m³이고 액체의 밀도는 약 928 kg/m³이다. 동일 압력에서 액체가 기체보다 6배가량 무거우므로 응축기는 직립형이 적합하다.

냉각수는 선박에서 사용하는 해수의 물성을 고려하여 입구 온도를 30°C로 설정하였으며 냉매와 대향류로 배치하였다. 냉매와 냉각수가 열교환이 일어나는 접촉면은 CFX 프로그램에 내장된 금속 고유의 물성과 두께를 이용한 열전달 모사 기법(Thin Material Heat Transfer)을 적용하였다. 전열판의 재질인 백동(Cu-Ni) 합금 금속의 전도 열전달계수 50 W/m·K 및 두께 0.2 mm 조건이 계산에 적용되었다.

본 연구를 통해 개발하는 25단으로 적층한 응축기에 요구되는 열전달률은 110 kW이다. 따라서 시뮬레이션을 수행하는 단일 전열판에 요구되는 열전달률은 약 4.4 kW이다. 입구의 온도 80°C, 압력 26.3 bar에서 냉매의 엔탈피는 428 kJ/kg이며 응축되어 30°C까지 과냉각되었을 때 엔탈피는 242 kJ/kg이다.

계산 조건으로 적용되는 냉매 가스의 질량유량은 식 (1)을 통해 계산된 0.0266 kg/s 값을 적용하였다. 여기서 Q 는 열전달률(Heat transfer rate), \dot{m} 은 질량유량(Mass flow rate), h_i 은 응축기 입구의 엔탈피(Enthalpy) 그리고 h_o 은 응축기 출구의 엔탈피를 나타낸다.

$$Q = \dot{m}(h_i - h_o) \quad [\text{kW}] \quad (1)$$

Table 1은 본 연구에서 개발하고자 하는 응축기 내부의 한 단에 해당하는 전열판 모델링의 경계조건과 계산 결과를 보여준다. 단일 전열판에 대한 열·유동 시뮬레이션을 통해 유동 특성을 파악하고 최종적으로 25단으로 적층한 응축기

Table 1. Boundary condition and result of 1 layer

Material	Content	Inlet	Outlet
R134a	Flow rate	0.0266 kg/s	
	Temperature	80,1°C	30,2°C
	Pressure	26,3 bar	26,3 bar
	Velocity	0,243 m/s	0,0386 m/s
	Enthalpy	428 kJ/kg	242 kJ/kg
	Steam quality	1	Supercooling
	Heat Transfer	4.96 kW	
Water	Flow rate	0.5 kg/s	
	Temperature	30,0°C	31,2°C
	Pressure	2,5 bar	2,5 bar
	Velocity	0,79 m/s	0,80 m/s
Metal (Cu-Ni alloy)	Thickness	0,2 mm	
	Thermal conductivity	50 W/m·k	

에 요구되는 열전달률 110 kW의 충족 여부 및 성능을 예측하고자 하였다.

2.3 핀의 열전달 효과

냉매와 냉각수가 면접촉하는 영역의 열전달은 CFX 프로그램에 내장된 “Thin Material Heat Transfer” 기법을 활용해 모사할 수 있지만, 전열판에 가공된 핀 자체의 전도 열전달 효과는 기하학적 형상으로 인해 같은 기법으로 열전달을 모사하기 어렵다.

그렇다면 핀에 해당하는 격자(Mesh)를 생성하여 전도 열전달에 따른 온도 구배를 직접 계산해야 하는데 동 해석 대상은 핀의 크기가 전열판과 비교하여 매우 작으므로 격자수가 과도해진다.

2.3.1 계산 조건

이에, 축소된 모델링을 제작하여 핀에 의한 열전달 효과를 계산하고 그 결과를 본 계산에 경계조건으로 적용하기로 하였다. Fig. 5와 같이 계산 대상 전열판의 가로와 세로의 각각 1/10 크기에 해당하는 부분을 샘플링하여 핀이 있는 모델링의 열전달률을 계산하였다. 그리고 핀이 없는 모델링도 별도 제작하여 열전달률을 계산하였다. 이를 통해 핀 유무에 따른 열전달 성능을 비교하였다.

Table 2. Boundary condition and result of sampling heat exchanger plate

Material	Content	Inlet	Outlet
Heat plate without Fin (Case A)	Flow rate	0,0027 kg/s	
	Temperatue	73,4°C	64,8°C
	Enthalpy	309 kJ/kg	295 kJ/kg
	Heat Transfer	39,91 W	
Heat plate with Fin (Case B)	Flow rate	0,0027 kg/s	
	Temperatue	73,4°C	62,7°C
	Enthalpy	309 kJ/kg	292 kJ/kg
	Heat Transfer	47,74 W	
Metal (Cu-Ni alloy)	Thickness	0,2 mm	
	Thermal conductivity	50 W/m·k	

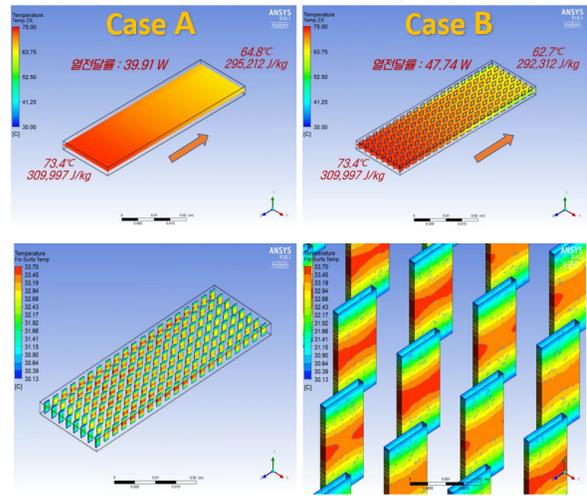


Fig. 6. Efficiency of fin on heat transfer

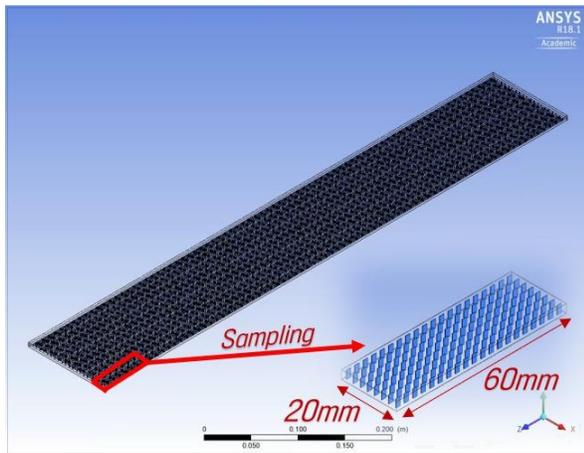


Fig. 5. Sampling for measuring efficiency of fin

Table 2는 핀 유무에 따른 모델링의 열전달 계산 결과를 보여준다. 샘플링의 위해 축소한 비율만큼 질량유량 등의 계산 조건도 축소 적용하였다.

2.3.2 계산 결과

계산 결과, 핀이 있는 모델링의 열전달률이 핀이 없는 모델링의 열전달률보다 약 20% 높음을 확인하였다. 핀의 유무를 제외하고 같은 계산 조건에서 핀이 있는 모델링은 47.74 W 그리고 핀이 없는 모델링은 39.91 W 열전달 성능이 보여준다.

Fig. 6은 전도 열전달에 따른 핀 표면의 온도 변화를 보여준다. 핀이 있는 영역을 냉매가 유동하고 그 상·하면을 타고 흐르는 물에 의해 냉각 효과가 일어난다. 이에 따라

핀의 상·하부 온도가 중심과 비교하여 상대적으로 낮게 나타남을 확인할 수 있다.

샘플 모델링 계산 결과를 본 해석 대상의 핀에 열 유속 (Heat Flux) 경계조건으로써 20% 비율만큼 열전달 효과가 핀의 경계면에서 추가로 발생하도록 적용하였다.

3. 수치해석 결과

Fig. 7은 시뮬레이션을 통해 열교환기에서 발생하는 응축 과정을 몰리에르(Mollier) 선도에 표시하였다. 단일 전 열판의 열전달 특성은 3.1~3.4절에, 3.5절에는 25단 적층한 응축기 설계를 위한 수치해석 결과를 각각 기술하였다.

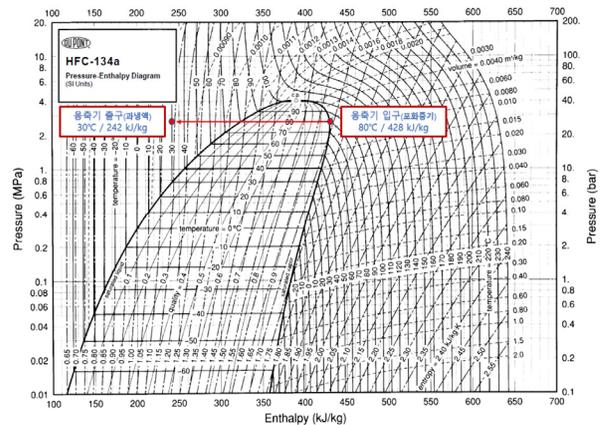


Fig. 7. Mollier diagram of R134a

3.1 열전달 특성

몰리에르 선도에서 나타나듯 건도 1의 포화증기 상태로 유입된 냉매는 건도 0의 포화액 상태까지 냉각되면서 온도 80°C를 일정하게 유지한다. 포화액 상태에서 냉각수에 의해 더욱 응축되면서 과냉각 상태로 변하는데 이때부터 온도가 감소한다.

Fig. 8은 응축기 내부 위치에 따른 냉매의 온도, 압력, 속도 그리고 건도 변화를 나타낸다. 온도 변화를 통해 응축기 상부에 있는 입구로부터 유입된 80°C 포화증기 냉매가 포화액이 되는 지점이 입구에서 약 0.31 m 떨어진 영역임을 파악할 수 있다. 온도 변화를 나타낸 그래프에서 확인할 수 있듯이 포화액으로 변한 지점부터 선형적으로 온도가 감소하여 응축기 출구에서는 약 30°C 온도를 나타낸다.

3.2 압력 특성

이상적인 유기랭킨 사이클 운전에서 응축은 완전한 등압하에 진행되지만, 실제 응축기 내부에서 발생하는 압력 강하는 유동의 가속, 마찰, 중력 그리고 열교환기의 기하학적 구조 등에 영향을 받는다.^[10]

동 해석 대상에서 냉매 입·출구의 압력 강하는 대략 0.01 bar 크기로 근소하게 나타난다. 응축기 내부 위치에 따른

압력을 살펴보면 입구로부터 0.31 m 떨어진 지점 즉, 건도 0이 되는 포화액 영역에서 압력이 낮게 나타나며 해당 지점에서 냉매 출구까지의 정압(Static pressure)이 상대적으로 높아진다. 이는 온도가 80°C에서 30°C로 낮아지는 냉매의 과냉각 유동에 따라 밀도가 높아지면서 나타나는 양상으로 판단된다.

3.3 냉매 유속 특성

응축기 내부 위치에 따른 냉매의 속도 변화를 살펴보면 냉매 입구에서 속도는 0.243 m/s로서 출구 속도 0.0386 m/s보다 약 6배 높게 나타난다.

같은 크기의 냉매 입·출구 단면적에 유량도 같지만, 상변화에 따른 밀도 차이로 인해 속도가 다르게 나타난다. 80°C 온도에서 R134a 포화액의 밀도는 927.8 kg/m³이고 80°C 온도에서 포화증기 상태의 냉매 밀도는 155.1 kg/m³로써 약 6배 차이가 나며 이는 냉매 입·출구의 속도 차이와 같다.

3.4 냉매 건도 특성

냉매의 건도는 R134a 기상(Vapor)의 질량 분율(Mass fraction)을 통해 파악할 수 있다. 건도 1의 포화증기 상태로 유입된 냉매가 냉각수에 의해 응축되어 건도 0의 포화액이 되는 입구로부터 0.31 m 떨어진 지점까지 선형적으로 건도가 낮아지는 점을 알 수 있다.

이상류가 발생하는 응축기에서 포화액 즉 건도 0이 되는 지점은 안정적인 응축기 운전에서 중요한 요인이다. 만약 포화액으로 변하는 지점이 출구와 근접한다면, 응축되지 못한 기체 상태의 냉매가 응축기 후단에 설치된 펌프에 유입되어 펌프 운전에 손상을 미칠 수도 있기 때문이다. 따라서 응축기 설계에서 작동 유체가 포화액으로 변하는 지점을 가능한 한 응축기 유동 길이의 절반 지점에 있도록 해야 한다.

3.5 응축기 모델링

지금까지의 열·유동 해석은 응축기 내부의 단일 전열판을 계산한 결과이다. 그러나 실제 제작될 응축기의 열전달은 단일 전열판에서만 일어나지 않고 25단이 브레이징 공법을 통해 모두 조립된 상태의 응축기에서 발생한다.

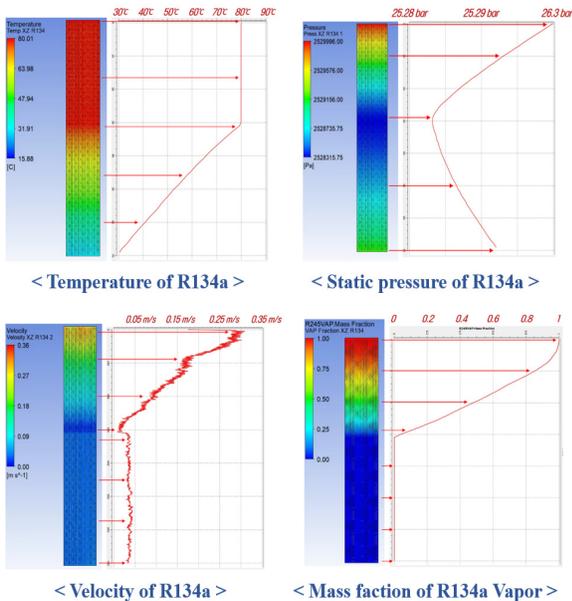


Fig. 8. Flow characteristics of R134a in heat exchanger plate of condenser

이에, 단일 전열판의 모델링 및 수치해석 결과를 기반으로 25단이 완전히 조립된 응축기의 열전달률을 예측하기 위해 별도 모델링을 제작하고 수치해석을 수행하였다. 이러한 예측 방법과 유사한 연구로서 Choi *et al.* (2012)^[11]은 R245a 냉매를 사용하는 판형 열교환기 단일 전열판을 대상으로 하는 응축 열전달계수 측정 실험을 통해 적층한 상태의 응축기 열전달률을 예측하였다.

이에, 25단 전열판의 조립상태에서의 응축기 열전달 성능을 예측하기 위해 Fig. 9와 같이 핀이 없는 전열판 25단을 적층한 응축기 모델링을 제작하여 시뮬레이션을 수행하였다.

3.5.1 계산 조건

Table 3은 25단 응축기의 열·유동 해석에 대한 계산 조건 및 결과를 보여준다. 단일 전열판의 계산 결과에 정확히 25배 비례하여 계산 결과가 나타나지 않는 이유는 적층한

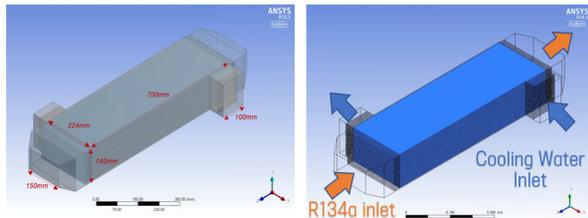


Fig. 9. Configuration of heat exchanger plate 25 layer

Table 3. Boundary condition and result of 25 layer condenser

Material	Content	Inlet	Outlet
R134a	Flow rate	0.646 kg/s	
	Temperature	80.1°C	43.6°C
	Pressure	26.3 bar	26.3 bar
	Velocity	0.396 m/s	0.0732 m/s
	Enthalpy	428 kJ/kg	261 kJ/kg
	Steam quality	1	Supercooling
	Heat Transfer	106.1 kW	
Water	Flow rate	4.8 kg/s	
	Temperature	30.0°C	33.1°C
	Pressure	2.5 bar	2.5 bar
	Velocity	0.35 m/s	0.35 m/s
Metal (Cu-Ni alloy)	Thickness	0.2 mm	
	Thermal conductivity	50 W/m·k	

전열판 내부에 핀이 없으므로 핀에 의한 유동 형상이 단일의 결과와 유사하게 나타나지 않고 25단의 모든 전열판에서 냉매와 냉각수의 유동이 완전히 동일하게 나타나지 않기 때문이다.

냉매의 유량은 단일 전열판 시뮬레이션에서 적용한 유량의 25배인 0.646 kg/s를 조건으로 주었으며 응축기 입구의 냉매 온도와 압력도 단일 전열판과 같게 경계조건을 설정하였다.

냉각수의 경우 단일 전열판 계산에서는 대향류 유동이 발생하도록 설정하였으나 25단을 적층한 상태에서는 구조적으로 완전한 대향류 방식의 냉각수 입·출구를 배치할 수 없어 Fig. 9와 같이 냉각수가 응축기 하부의 측면에서 유입되어 상부의 측면으로 토출되도록 하였다.

3.5.2 계산 결과

Fig. 10은 정상 상태에서 응축기 내부의 위치에 따른 냉매의 온도, 압력 그리고 건도 변화를 보여준다. 정성적인 해석 관점에서 단일 전열판의 유동과 그 양상이 크게 다르지 않다.

단일 전열판 열·유동 시뮬레이션에서는 80°C 포화증기 상태의 냉매가 과냉각되어 30°C 온도로 토출되었다면, 동계산에서는 43.6°C 온도로 한 단의 해석에 비해 다소 높은 온도로 토출되었다. 원인은 냉각수 유동에 따른 냉각 효과

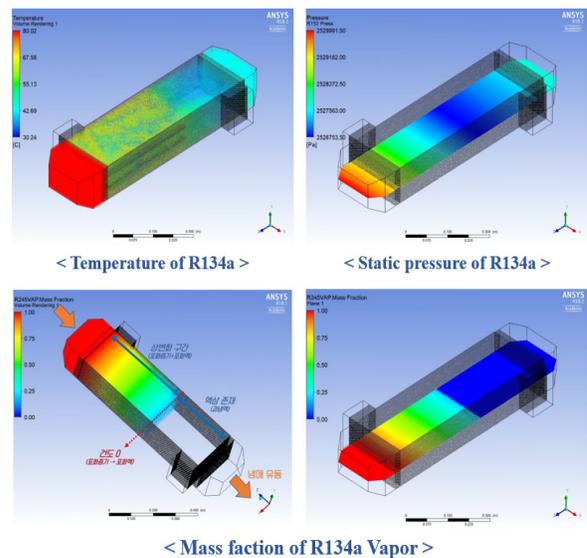


Fig. 10. Flow characteristics of R134a in condenser

저하로 판단되며, 이는 열교환기 내 기하학적인 변화를 통해 냉각수의 흐름을균일하게 조정하여 더욱 효과적인 열전달이 일어나도록 하거나 유량을 조절하여 개선할 수 있다.

냉매 R134a 기상(Vapor)의 질량 분율(Mass fraction)을 살펴보면 단일 전열판 시뮬레이션에서는 응축기 입구로부터 0.31 m 떨어진 지점에서 건도 0이 되었다면 동 계산에서는 입구로부터 대략 0.41 m 떨어진 지점에서 포화액 상태가 되었다.

열전달률은 106.1 kW가 도출되었다. ORC 발전 시스템에서 응축기에 요구되는 110 kW 열전달 성능에는 미치지 못하지만 동 시뮬레이션에는 과도한 격자 생성을 고려하여 전열판 핀 제작을 제외한 점을 고려해야 한다. 앞선 3장의 계산 결과에 따라 전열판 핀에 의한 열전달 성능이 약 20% 향상되는 점을 반영한다면 실제 25단 적층의 응축기에서는 110 kW 이상의 열전달 성능이 도출될 것으로 판단된다.

4. 결론

동 연구는 선박의 주기관 배기가스를 가열원 그리고 해수를 냉각원으로 사용하는 ORC 발전 시스템의 구성 요소인 브레이징 타입 응축기의 실제 제작에 앞서 기초 설계 단계로서 CFD 기법을 활용하여 응축기 전열 성능을 계산하였다.

그 결과, 본 해석 대상의 계산 조건 및 범위 내에서 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 온도 80°C 포화증기 상태의 냉매 R134a가 0.0266 kg/s 유량으로 유입 후, 냉각수에 의해 응축되어 30.2°C 과냉각 상태로 토출된다. 단일 전열판 열전달률은 4.96 kW이고 응축압력은 26.3 bar로 일정하며 엔탈피는 입구와 출구 각각 428 kJ/kg와 242 kJ/kg 값으로 나타났다.
- 2) 직립형 응축기로서 상부로 유입된 냉매가 냉각되어 하부로 토출된다. 유동 방향의 길이는 0.7 m이며 입구로부터 약 0.31 m 떨어진 지점에서 냉매는 포화액으로 응축되었고 해당 영역에서 냉매 속도와 압력이 낮게 나타났다.

- 3) 핀에 의한 전열 성능을 확인하기 위해 단일 전열판의 가로, 세로 길이를 각각 1/10로 축소 샘플 모델링하여 핀 유무에 따른 열전달률을 측정하였다. 그 결과, 핀에 의한 열전달 성능이 약 20% 향상됨을 확인하였다.
- 4) 25단 적층·조립된 응축기 성능을 예측하기 위해 핀이 없는 전열판을 적층한 응축기를 별도로 모델링하여 시뮬레이션하였다. 계산 결과, 106 kW 크기의 열전달률이 도출되었고 냉매 출구에서 온도 43.6°C, 엔탈피 261 kJ/kg가 나타났다.

이는 핀 효과를 제외한 결과로써 만약 핀에 의한 열전달 효과를 반영된다면, 개발 목표로서 응축기에 요구되는 110 kW 열전달률 성능을 충분히 달성할 것으로 예측한다.

감사의 글

이 논문은 2020년도 연구개발특구진흥재단의 재원으로 2021년 연구개발특구육성(R&D)의 지원을 받아 수행된 연구임(2021-BS-RD-0115-01-201).

References

- [1] International maritime organization (IMO), RESOLUTION MEPC.304(72), 2018, "INITIAL IMO STRATEGY ON REDUCTION OF GHG EMISSIONS FROM SHIPS", Adopted on 13 April 2018.
- [2] International maritime organization (IMO), RESOLUTION MEPC.328(76), 2021, "AMENDMENTS TO THE ANNEX OF THE PROTOCOL OF 1997 TO AMEND THE INTERNATIONAL CONVENTION FOR THE PREVENTION OF POLLUTION FROM SHIPS, 1973, AS MODIFIED BY THE PROTOCOL OF 1978 RELATING THERETO", Adopted on 17 June 2021.
- [3] Yang, H.S., 2020, "Korean shipbuilding industry' revival and strategic response : Focusing on the recent high value-added vessel sector", M.S. thesis, Pukyong National University, Busan.

- [4] KOTRA, "Greek marine heat exchanger market", 2017. 06.12.
- [5] Kim, J.K., Kim, Y.T., and Kang, H.G., 2014, "An analysis on the characteristics of superheater organization of ORC system for marine waste heat recovery system (WHRS)", JAMET, **38**(1), 8-14.
- [6] Oh, C., and Song, Y.U., 2012, "A study on the ship's ORC power system using seawater temperature difference", J Navig Port Res, **36**(5), 349-355.
- [7] Moon, J.M., Lee, H.S., and Seo, J.B., 2021, "Performance analysis of ORC cycle using waste heat", The J. of the Korean Soc. for Power Syst. Eng., **25**(5), 45-50.
- [8] Sung, M.J., and Ahn, J., 2013, "Effects of channel aspect ratio on flow and heat transfer characteristics of primary surface heat exchanger for ORC", Korean Society of Computational Fluids Engineering, **18**(4), 35-40.
- [9] ANZINE Newsletter, 2017, "Introduction of the definition method of real gas properties using RGP table in CFX program", TAE SUNG S&E Company, **42**, 44-46.
- [10] Kim, C.D., Park, I.H., and Lee, J.H., 2004, "Prediction and experiment of pressure drop of R22, R407C and R410A on design conditions of condenser", Korean J. Air-Cond. Refrig. Eng., **16**(1), 42-53.
- [11] Choi, Y.H., Yoon, S.H., Kim, O.J., and Song, C.H., 2015, "Experimental study of the R245fa condensation heat transfer on a single plate heat exchanger for steam generation", Proc. Society of Air-conditioning and refrigerating engineers of Korea, A summer conference, 917-920.