



저작자표시-동일조건변경허락 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



동일조건변경허락. 귀하가 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공했을 경우에는, 이 저작물과 동일한 이용허락조건하에서만 배포할 수 있습니다.

- 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](#)

공학석사 학위논문

선박폐열회수(WHRS) 발전용
유기랭킨사이클(ORC)의
용량선정 및 효율향상을 위한 연구

A Study on the Capacity Determination and the Efficiency
Improvement of the Organic Rankine Cycle for Marine Waste Heat
Recovery System



지도교수 김 유 택

2014 년 2월

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과

김 종 권

本 論文을 金鍾勸의 工學碩士 學位論文으로 認准함

위원장 공학박사 강호근 (인)

위 원 공학박사 임태우 (인)

위 원 공학박사 김유택 (인)



2013년 12월 13일

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과

김종권

목 차

Abstract iii

Nomenclature vii

제 1 장 서 론

1.1 연구 배경 1

1.2 연구 목적 3

제 2 장 선박폐열회수발전 시스템

2.1 선박폐열회수발전 5

2.2 유기랭킨사이클 6

2.2.1 유기랭킨사이클의 개념 6

2.2.2 유기랭킨사이클의 종류 7

2.2.3 유기랭킨사이클의 작동유체 10

2.3 저온부식 11

제 3 장 선박폐열회수발전 시스템의 용량선정을 위한 연구

3.1 선박의 종류별 주기관 출력에 따른 시스템 특성 13

3.1.1 선박폐열회수발전 기본 사이클의 용량선정 14

3.1.2 선박의 종류별 주기관 출력에 따른 시스템 특성 분석 21

3.2 냉매 종류에 따른 밀폐사이클과 재생사이클의 특성 23

3.2.1 R-245fa 23

3.2.2 R-134a 25

3.2.3 R-22 29

| | |
|--|----|
| 3.2.4 냉매종류에 따른 시스템 특성 결과 분석 | 32 |
| 3.3 칼리나 사이클의 특성 | 34 |
| 3.3.1 칼리나 사이클의 개념 | 34 |
| 3.3.2 암모니아-물 혼합물 | 35 |
| 3.3.3 선박폐열회수발전 용 칼리나 사이클의 용량선정 | 36 |
| 3.3.4 암모니아-물 혼합물의 조성비에 따른 사이클 특성 | 38 |
| 3.4 냉각수 온도변화에 따른 시스템 특성 | 41 |

제 4 장 선박폐열회수발전 시스템의 효율향상을 위한 연구

| | |
|--|----|
| 4.1 과열기 추가에 따른 사이클 특성 | 45 |
| 4.1.1 기본 사이클 | 45 |
| 4.1.2 과열기 추가 사이클 | 48 |
| 4.1.3 과열기 추가 전후 비교 | 51 |
| 4.1.4 열원 유량비율조절에 따른 사이클 특성 | 53 |
| 4.1.5 과열기 추가 사이클의 배관손실 계산 | 57 |
| 4.1.6 과열기 추가 사이클의 동특성 결과 분석 | 61 |
| 4.2 SOTEC을 응용한 사이클 특성 | 67 |
| 4.3 주기관의 Air Cooler 폐열을 이용한 사이클 특성 | 71 |

제 5 장 선박폐열회수발전 시스템의 경제성

제 6 장 결 론

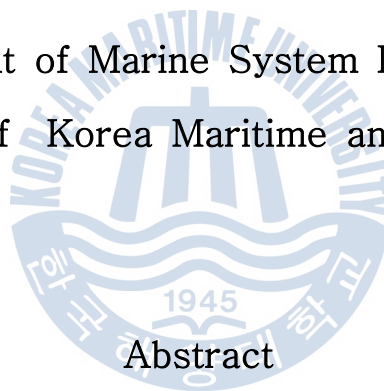
참고문헌

감사의 글

A Study on the Capacity Determination and the Efficiency
Improvement of the Organic Rankine Cycle for Marine Waste Heat
Recovery System

Jong-Kwon Kim

Department of Marine System Engineering
Graduate School of Korea Maritime and Ocean University



Global Warming is a phenomenon that air temperature is gradually increased as the concentration of green house gas such as carbon dioxide, methane, etc. is increased. This is very important phenomenon which maintains the earth at certain temperature. But, gas causing green house effect is recently released too much artificially for a short time, so water temperature and sea level rise and abnormal climatic phenomenon

is caused all over the world.

The release of green house gas in the whole world is continuously increased after the Industrial Revolution and particularly and rapidly increased after 1945. For 200 years, CO₂ of more than about 2.3 trillion has been released to the air and more than the half is the quantity released from 1974 to the present.

In this situation, one of the technologies which can reduce CO₂ generated in ship is WHRS (Marine Waste Heat Recovery System). WHRS means the system generating electric power with organic rankine cycle whose working fluid is Freon or organic media of hydrocarbon which is evaporated at the range of temperature lower than that of water so as to use existing heat source at middle and low temperature, which is released to the air, effectively.

This research which is for the selection of quantity of organic rankine cycle for WHRS generation selected fundamental specifications of closed cycle, regeneration cycle and kalina cycle and analyzed characteristics of cycle, 3 kinds of pure refrigerant and 1 kind of mixture refrigerants by temperature changes of coolant. In addition, as a measure to improve efficiency of WHRS generation cycle, the characteristics of Hysys7.3 program of Aspentech, which is widely used as a process design program of industrial field were compared and analyzed for three measures

such as addition of superheater, utilization of solar heat system, using of air cooler's waste heat. And, it analyzed economic feasibility in case when WHRS generation system is applied to full line with the data obtained by this research. And, the conclusions were as follows,

1) As the result of the study on the characteristics of WHRS ORC system by output of main engine by kinds of ship, turbine output of 669.0kW for 13,000TEU container ship, 417.2kW for crude oil ship, 159.3kW for 180k bulk ship could be obtained.

2) As the result of the study on the characteristics of WHRS ORC system by kinds of cycle and coolant, regeneration cycle showed higher cycle efficiency of from 0.75% to 4.41% than closed cycle by working fluid.

3) The quantity of kalina cycle for WHRS generation whose working fluid is compound of ammonia·water was selected and cycle efficiency of 13.5% could be obtained. And, if composition ratio of compound of ammonia·water is changed, cycle output and efficiency were changed by changes of compound characteristics.

4) As the temperature of coolant of central cooling system which is used as coolant of WHRS generation was increased, rate of

increase range of inquired flux was increased. And, inquired flux was rapidly increased at the temperature of collant at more than 39°C.

5) Output increase of 5.42% could be obtained by overheating working fluid in state of saturated steam from the evaporator in the study on characteristics of system by addition of WHRS generation superheater. And, there was no big change for cycle efficiency by addition of superheater.

6) When using warm water generated by solar heat collecting system in WHRS generation system, improved efficiency of from 2.04% to 4.05% was shown by temperature of warm water.

7) Efficiency improvement of 2.63% was shown when installing preheater using waste heat generated in air cooler of main engine in WHRS generation system and preheating working fluid.

8) If assuming that WHRS generation system is installed and operated in 13,000TEU container ship, oil costs of from \$384,915.43 to \$331,336.00 was expected to be saved per a year.

Nomenclature

| | | |
|----------|---|-------------------|
| A | : Heating Surface | [m ²] |
| B | : Constant, also known as F_t | |
| c | : Specific heat | [J/g·K] |
| C_{ji} | : Concentration of j in the Inlet Stream | |
| C_{jo} | : Concentration of j in the Outlet stream | |
| D | : Constant, also known as Velocity Head Factor | |
| f_T | : Fully Turbulent Friction Factor | |
| F_i | : Flow Rate of the Feed entering the Bank | |
| F_o | : Flow Rate of the Product exiting the Tank | |
| F_t | : Logarithmic Mean Temperature Difference Correction Factor | |
| h | : Enthalpy | [J] |
| j | : Component | |
| k | : Kinetic Energy (energy per unit mass) | |
| m | : Mass flow | [kg/s] |
| P_c | : Critical Pressure | [Pa] |
| P_o | : Vessel Pressure (energy per unit mass) | [Pa] |
| Q_h | : Total Energy Injected in Cycle | [J] |
| R | : Gas Constant | |
| R_j | : Reaction of Rate of the Generation of Component j | |
| T_c | : Critical Temperature | [K] |

| | | |
|-----------------|--|-----------------------|
| T_{c1} | : Cold Side Inlet Temperature | [K] |
| T_{c2} | : Cold Side Outlet Temperature | [K] |
| T_{h1} | : Hot Side Inlet Temperature | [K] |
| T_{h2} | : Hot Side Outlet Temperature | [K] |
| T_{high} | : Inlet Temperature | [K] |
| T_{low} | : Outlet Temperature | [K] |
| u | : Internal Energy (energy per unit mass) | |
| U | : Overall Heat Transfer Coefficient | [W/m ² ·K] |
| V | : Volume of the Fluid | [m ³] |
| W_{p1} | : Working Fluid Pump Power | [W] |
| W_{p2} | : Cold Water Pump Power | [W] |
| W_t | : Turbine Power | [W] |
| ΔT_{lm} | : Logarithmic Mean Temperature Difference | [K] |
| ΔP | : Pressure Drop | [Pa] |
| ρ | : Density | [kg/m ³] |
| ρ_i | : Density of the Feed entering the Bank | [kg/m ³] |
| ρ_0 | : Density of the Feed entering the Bank | [kg/m ³] |
| Φ | : Potential Energy (energy per unit mass) | |
| w | : Shaft Work done by system (energy per unit mass) | |
| ω_f | : Deviation Factor | |

List of Figures

- Figure 1-1 Diagram of the Green House Gas
Figure 1-2 Diagram of the Ways to Reduce Greenhouse Gas
- Figure 2-1 Diagram of Marine Waste Heat Recovery System
Figure 2-2 Rankine Cycle T-S Curve
Figure 2-3 Schematic Diagram of a Closed Cycle
Figure 2-4 Schematic Diagram of a Regeneration Cycle
Figure 2-5 Schematic Diagram of a Kalina Cycle
- Figure 3-1 Diagram of WHRS
Figure 3-2 T-h Curve of the Water
Figure 3-3 Closed Cycle for WHRS
Figure 3-4 T-h Curve of R-245fa
Figure 3-5 Simulation of Container Carrier
Figure 3-6 Simulation of a Closed Cycle(R-245fa)
Figure 3-7 Simulation of a Regeneration Cycle(R-245fa)
Figure 3-8 Simulation of a Closed Cycle(R-134a)
Figure 3-9 Simulation of a Regeneration Cycle(R-134a)
Figure 3-10 Simulation of a Closed Cycle(R-22)
Figure 3-11 Simulation of a Regeneration Cycle(R-22)
Figure 3-12 Results of Cycle Efficiency[%]
Figure 3-13 Schematic Diagram of the Kalina Cycle
Figure 3-14 T-h Curve of Amonia · Water Mixture(5:5)
Figure 3-15 Diagram of the Kalina Cycle
Figure 3-16 Diagram of the Kalina Cycle's Heat Exchanger
Figure 3-17 Diagram of the Kalina Cycle Efficiency
Figure 3-18 Simulation of a Closed Cycle according to the Cooling Water Temperature
Figure 3-19 Results of Cooling Water's Mass Flow according to the Cooling Water Temperature
Figure 3-20 Results of a Closed Cycle Efficiency according to the Cooling Water Temperature
- Figure 4-1 Schematic Diagram of Basic WHRS

- Figure 4-2 Simulation of Basic WHRS
- Figure 4-3 Simulation of WHRS added a Superheater
- Figure 4-4 Results of Heat Exchangers Duty
- Figure 4-5 Results of Efficiency
- Figure 4-6 Schematic Diagram of WHRS added a Superheater
- Figure 4-7 Results of Turbine Power & Superheater Duty
- Figure 4-8 Results of Efficiency
- Figure 4-9 Dynamic Simulation of WHRS
- Figure 4-10 Simulation of the Piping Loss in WHRS
- Figure 4-11 Diagram of WHRS Layout
- Figure 4-12 Dynamic Simulation of WHRS
- Figure 4-13 Dynamic Simulation of WHRS according to the Heat Source Temperature(Increase)
- Figure 4-14 Dynamic Simulation of WHRS According to the Heat Source Temperature(Decrease)
- Figure 4-15 Dynamic Simulation of WHRS According to the Cycle Mass Flow
- Figure 4-16 Conceptual Diagram of the Solar System
- Figure 4-17 Simulation of WHRS Using the Solar System
- Figure 4-18 Efficiency of WHRS System Using the Solar System
- Figure 4-19 Heat Balance of Marine Diesel Engine
- Figure 4-20 Simulation of WHRS using the Air Cooler Waste Heat
- Figure 4-21 Efficiency of WHRS using the Air Cooler Waste Heat
-
- Figure 5-1 Price of Bunker Fuel Oil C (CST380)
- Figure 5-2 Container Service line of PCX : Pacific China Express

List of Tables

- Table 1-1 The Technologies to Reduce Emission for Ship
- Table 3-1 Data of the Ships
- Table 3-2 Conditions of Closed Cycle(WHRS)
- Table 3-3 Results of WHRS ORC Simulation
- Table 3-4 Results of Simulation(R-245fa)
- Table 3-5 Conditions of a Closed cycle(R-134a)
- Table 3-6 Results of Simulation(R-134a)
- Table 3-7 Conditions of a Closed cycle(R-22)
- Table 3-8 Results of Simulation(R-22)
- Table 3-9 Results of Simulation(R-245fa,R-134a,R-22)
- Table 3-10 Conditions of the Kalina Cycle
- Table 3-11 Conditions of Separator in Kalina Cycle
- Table 3-12 Results of the Kalina Cycle(Amonia·Water Ratio)
- Table 3-13 Results of a Closed Cycle according to the Cooling Water Temperature
- Table 4-1 Conditions of Basic WHRS Cycle
- Table 4-2 Conditions of WHRS Cycle added a Superheater
- Table 4-3 Results of Simulation
- Table 4-4 Results of Simulation according to the Heat Source Ratio
- Table 4-5 Results of the Piping Loss
- Table 4-6 Paramerters of PID Controller
- Table 4-7 Results of WHRS Simulation using the Solar System
- Table 4-8 Results of WHRS Simulation using the Air Cooler Waste Heat
- Table 5-1 Table of Waste Heat According to the Season
- Table 5-2 Table of Power from WHRS
- Table 5-3 Table of Marine Generator Engine Specification
- Table 5-4 Results of Saving Power by WHRS
- Table 5-5 Results of Saving Price by WHRS

1. 서 론

1.1 연구 배경

지구 온난화(Global Warming)란 대기 중 이산화탄소, 메탄가스 등의 온실가스(Green House Gas) 농도가 증가함에 따라서 대기의 온도가 점차 상승 하는 현상이다. 이 현상은 지구를 항상 일정한 온도로 유지시켜 주는 매우 중요한 현상이지만, 최근 온실효과를 일으키는 기체들이 짧은 시간에 인위적으로 과다하게 방출됨으로써 세계 여러 지역에서 수온과 해수면이 상승하고, 이상기후 현상이 나타나고 있다.^[1]

전 세계의 온실가스 배출은 산업혁명 이후 계속 증가 하고 있으며 특히, 1945년 이후 가파르게 상승 하고 있다. 지난 200년 동안 약 2.3조 톤 이상의 이산화탄소(CO₂)가 대기 중으로 배출되었으며, 이 중 절반 이상이 1974년부터 현재까지 방출된 양이다.^[2]

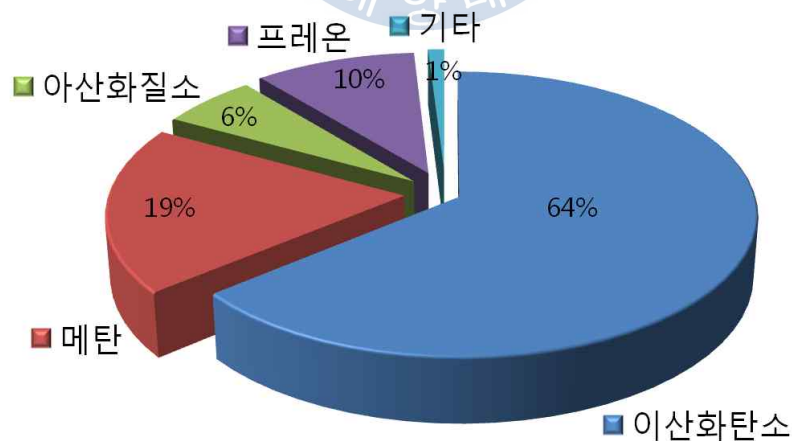


Figure 1-1 Diagram of the Green House Gas^[1]

Figure 1-1은 지구온난화를 일으키는 온실가스의 종류를 보여주고 있다. 이 중 이산화탄소(CO₂)가 64%로 전체에서 가장 많은 부분을 차지하고 있고, 지구온난화 문제를 해결하기 위해서는 이산화탄소의 배출감소가 필요하다는 것을 알 수 있다.^[1]

이런 상황에서, 국제해사기구(International Maritime Organization)는 해운분야의 온실가스 감축을 위한 MARPOL 73/78 Annex VI의 개정을 통해 총톤수 400톤 이상의 원양선박에 대해 2013년 1월 1일부터 시행하였다.

Figure 1-2은 선박에서 배출되는 온실가스 감축을 위한 IMO의 규제 방안들을 나타낸다.^[3] 여기서, 기술적 조치로 선박에너지효율설계지수(EEDI : Energy Efficiency Design Index)가 있다. 선박에너지효율설계지수는 신규로 건조되는 선박에서 해당선박이 실제로 운항 시에 배출할 것으로 예상되는 온실가스의 양을 산정하고, 산정된 값이 IMO에서 정하는 규제치 보다 높은 경우에 선박의 인도 및 취항을 금지시키는 제도이다.^[4]

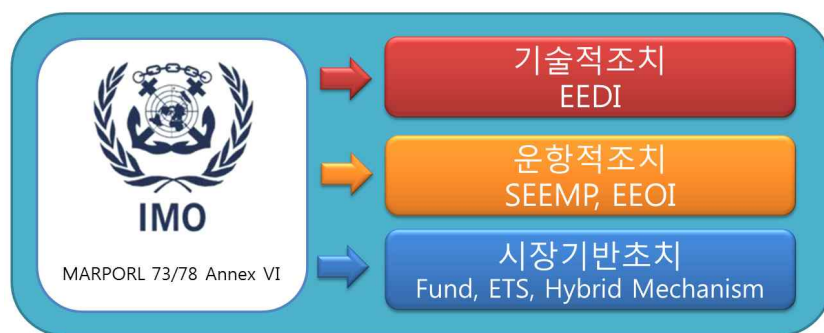


Figure 1-2 Diagram of the Ways to Reduce Greenhouse Gas^[3]

본 연구에서 연구하고자 하는 선박폐열회수시스템(Marine Waste Heat Recovery System)은 선박에서 기존에 대기로 버려지는 중·저온의 열원을 효과적으로 이용하기 위하여 물보다 더 낮은 온도범위에서 증발이 일어나는 프레온이나 탄화수소계통의 유기 매체를 작동유체로 하는 유기랭킨사이클(Organic Rankine Cycle)을 이용하여 전력을 생산하는 시스템을 말한다.

이 기술을 이용함으로써, 신조선의 선박에너지효율설계지수의 개선 및 선박에서의 이산화탄소배출 감소 효과를 기대할 수 있다.

1.2 연구 목적

선박폐열회수발전 시스템은 에너지효율향상 및 이산화탄소배출 감소와 관련하여 중요한 기술로 부각되고 있으며 현재 덴마크, 독일, 일본, 스위스 등의 나라에서 활발하게 연구되고 있다. 이들 나라에서는 실제 선박에도 적용되어 사용되고 있으며, 해운선사인 MAERSK사의 경우 1,300kW ~ 3,500kW 사이의 다양한 선박폐열회수 시스템을 적용한 선박들을 운항하여 유류비용 절감 및 온실가스 배출을 감소시키고 있다.

우리나라의 경우 아직까지 실제 선박에 적용 가능한 선박폐열회수발전 시스템에 대한 개발 실적이 없으며, 현재 그 연구를 활발히 진행 중이다.

선박폐열회수발전 시스템의 설계 및 효율향상과 관련된 종래의 연구를 살펴보면, Cha. 등^[5]은 선박폐열회수 발전에 적용할 수 있는 재생사이클, 밀폐사이클에 대하여 3종의 작동유체를 사용하여 그 특성을 연구 하였고, Lee. 등^[6]은 엔진폐열 온도 조건 변화에 따른 선박폐열회수발전 시스템의 특성을 연구 하였다.

본 연구에서는 종래의 연구에서 더 나아가 선박폐열회수 발전용 유기

랭킨사이클의 용량선정 및 효율 향상을 위하여 산업분야의 공정설계 프로그램으로 널리 사용되고 있는 AspenTech사의 Hysys7.3 프로그램을 이용하여 다음의 연구를 수행 하였다.

1) 시스템의 용량선정을 위한 연구로 밀폐사이클, 재생사이클, 칼리나 사이클의 기본사양을 선정하고, 냉각수 온도변화에 따른 사이클 특성 및 단일냉매 3종(R-245fa, R-134a, R-22)과 혼합냉매 1종(암모니아·물 혼합물)의 특성을 분석하였다.

2) 사이클의 효율 향상을 위한 연구로 과열기의 추가, 태양열 시스템의 활용, air cooler 폐열 이용의 3가지 방안에 대하여 분석하였다.

3) 본 연구를 통하여 얻은 자료를 이용하여 선박폐열회수발전 시스템을 실선에 적용하였을 경우의 경제성에 대하여 분석하였다.

2. 선박폐열회수발전 시스템

2.1 선박폐열회수발전

선박폐열회수시스템은 선박에서 기존에 대기로 버려지는 열원을 이용하여 과워터빈 혹은 스팀터빈을 구동하여 전력을 생산하는 시스템을 말한다. 이 기술을 이용함으로써, 추가 동력을 생산하게 되고 선박의 전체 시스템의 효율을 향상시킬 수 있다.^[7]

Figure 2-1는 선박폐열회수시스템의 개념도를 나타낸다. 그림과 같이 기존의 선박에서 이코노마이저를 통과한 배기가스의 열원을 활용하여 열교환기, 터빈, 응축기로 구성된 유기랭킨사이클을 이용하여 전력을 생산한다.

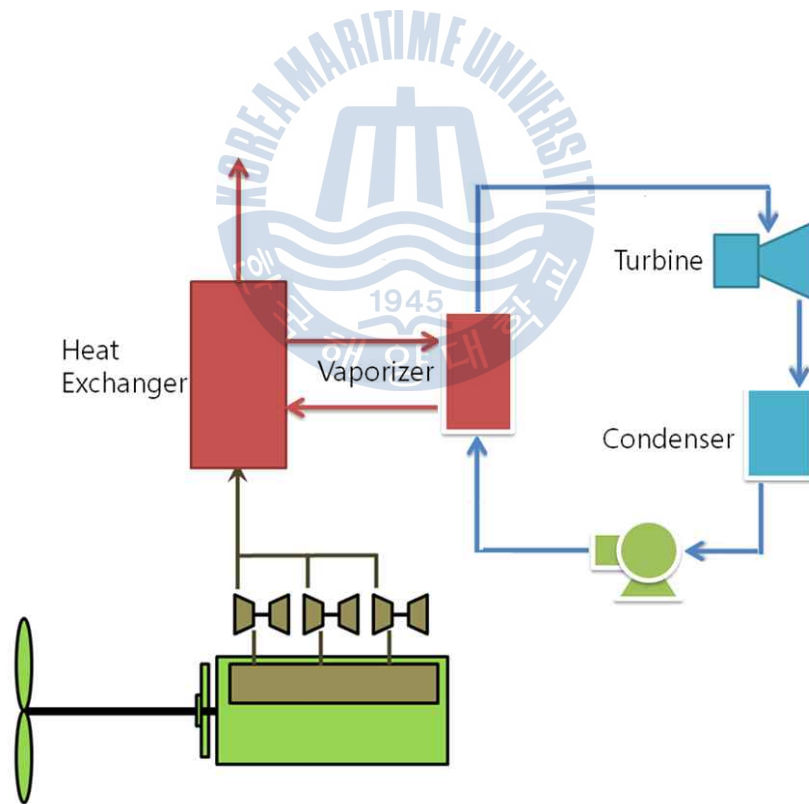


Figure 2-1 Diagram of Marine Waste Heat Recovery System

2.2 유기랭킨사이클

2.2.1 유기랭킨사이클의 개념

유기랭킨사이클은 중·저온(70~400°C) 범위의 열원에서 높은 에너지 변환 효율을 얻기 위해 물보다 더 낮은 온도범위에서 증발이 일어나는 프레온이나 탄화수소계통의 유기 매체를 작동유체로 하는 사이클이다. 유기 랭킨 사이클 시스템과 기존의 랭킨 사이클 시스템의 차이는 작동 유체에 있으며 그 밖의 원리와 시스템 구성은 차이가 없다.^[8]

Figure 2-2는 유기랭킨사이클을 이해하기 위한 랭킨사이클의 T-S선도를 나타낸다. 작동유체 펌프에 의해서 작동유체는 1에서 2의 상태로 변하게 된다. 그리고 과열기에 의해 \dot{Q}_{in} 의 열량을 얻어 2에서 3의 상태로 변하게 된다. 이때 3의 상태는 건 포화증기상태이다. 그리고 작동유체는 엔트로피가 감소하며 W 의 일을 하여 3에서 4의 상태로 변하게 되고, 터빈을 통과한 작동유체는 응축기를 지나면서 4에서 1의 상태로 엔트로피가 다시 감소하게 되는 과정의 사이클을 나타낸다.^[5]

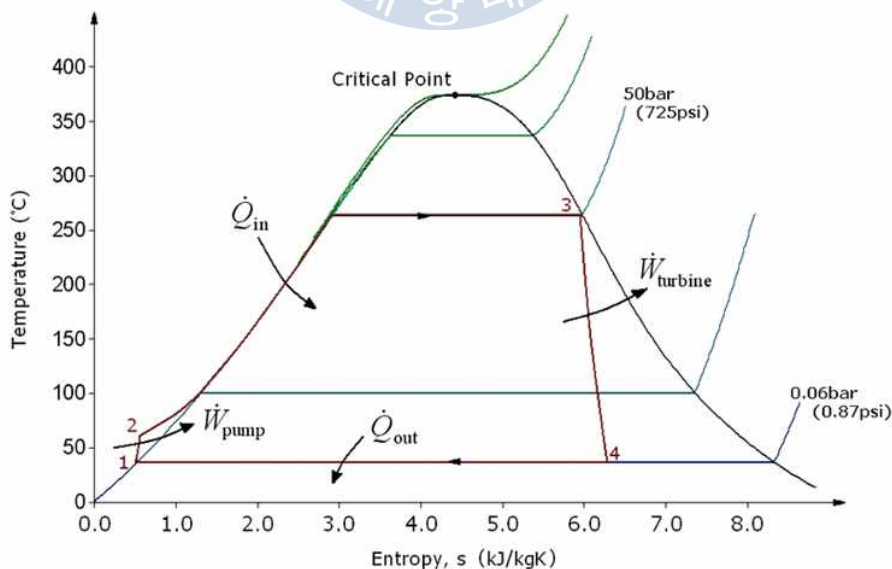


Figure 2-2 Rankine Cycle T-S Curve

2.2.2 유기랭킨사이클의 종류

선박폐열회수발전에 적용할 수 있는 ORC 사이클은 대표적으로 밀폐형 사이클(Closed Cycle), 재생식 사이클(Regeneration Cycle), 칼리나 사이클(Kalina Cycle)이 있으며, 그 내용은 다음과 같다.^[9]

1) Figure 2-3은 밀폐사이클을 나타낸다. 증발기, 터빈, 응축기, 작동 유체 펌프로 구성되어 있다. 구성이 간단하고, 유지보수가 간단하다는 장점이 있다.

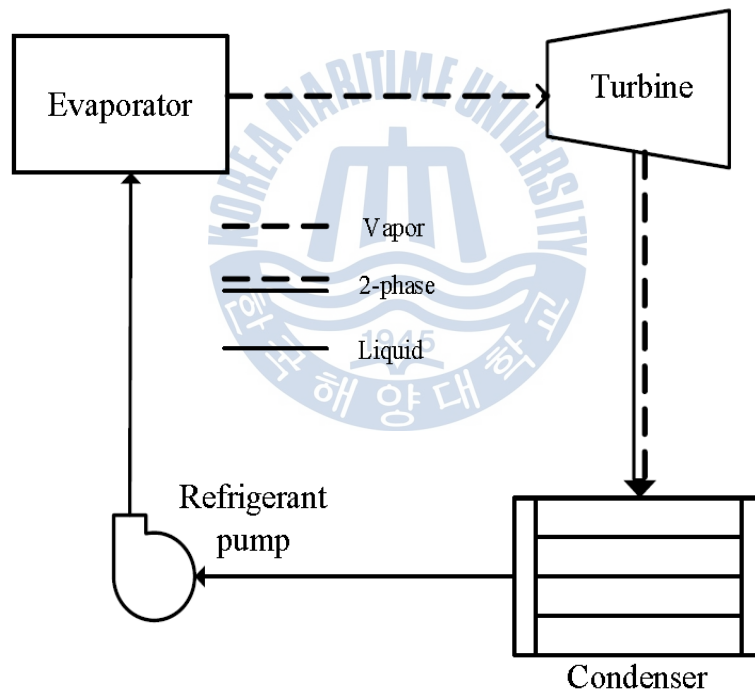


Figure 2-3 Schematic Diagram of a Closed Cycle

2) Figure 2-4는 재생사이클을 나타낸다. 기존의 랭킨 사이클에서 터빈으로 들어간 작동유체 일부를 추가하여 증발기로 들어가는 작동유체의 예열에 사용한다. 이렇게 함으로써, 터빈효율은 일부 줄어들 수 있으나, 시스템효율이 상승하는 효과가 있다.

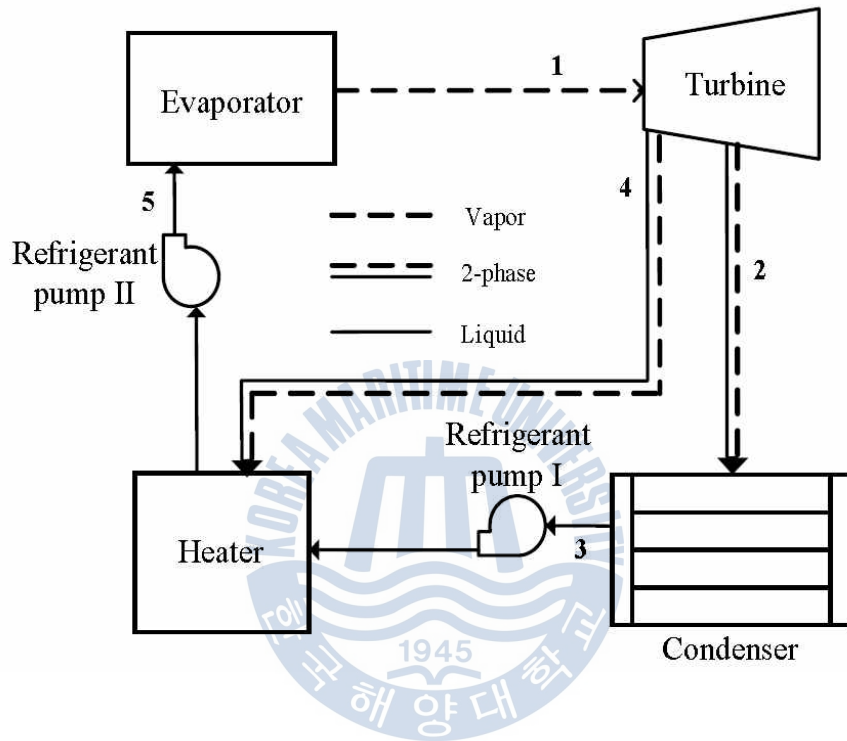


Figure 2-4 Schematic Diagram of a Regeneration Cycle

3) Figure 2-5는 칼리나사이클을 나타낸다. 기존의 랭킨 사이클에서 증발기 출구에 분리기를 설치하여, 증발기를 통과한 작동유체 중 포화액을 작동유체의 예열 및 터빈 출구에서 나온 작동유체와 혼합하여 응축기의 용량을 줄이는 역할을 한다. 작동유체는 비공비 혼합물을 사용하며 대표적으로 암모니아-물 혼합물이 있다.

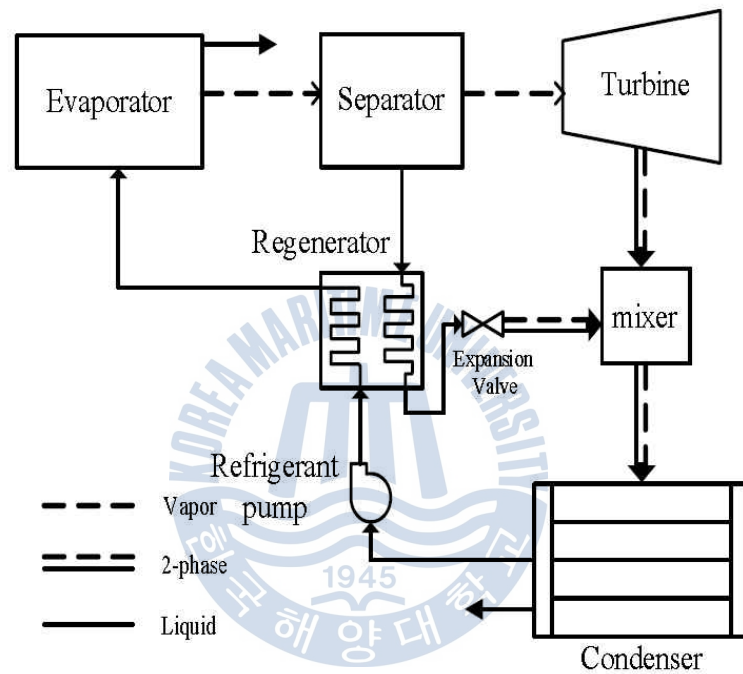


Figure 2-5 Schematic Diagram of a Kalina Cycle

2.2.3 유기랭킨사이클의 작동유체

유기랭킨사이클의 작동유체로 활용되고 있는 할로카본은 크게 CFC, HCFC, HFC로 분류된다. CFC는 염소, 불소 및 탄소로 구성된 '염화불화탄소'로서 R-11, R-12, R-113, R-114 및 R-115 등이 이에 포함된다. HCFC는 구성 원자 중에 최소한 수소가 한 개 이상 포함되어 있는 '수소화염화불화탄소'로서 R-22, R-123, R-124, R-141b 및 R-142b 등이 여기에 포함된다. 그러나 지구 온난화를 유발하는 성층권의 오존을 파괴하는 주요 인자인 염소의 사용 규제를 감안하면 CFC의 오존파괴지수(Ozone Depletion Potential)가 이들 중에서 가장 높고 염소의 일부를 수소로 대체한 HCFC의 경우에도 CFC에 비해 오존파괴지수는 작지만 여전히 염소가 존재하므로 온도차 발전 시스템의 작동유체로서는 적절하지 못하다. 그러므로 대체 냉매로서 HFC 계열 즉, 수소, 불소 및 탄소로 구성된 수소화불화탄소가 염소가 없어 오존층을 전혀 파괴시키지 않으므로 작동유체로서 고려할 수 있으며 주요 HFC 계열의 냉매로는 R-32, R-125, R-134a, R-143a 및 R-152a 등을 들 수 있다.^[2]

유기랭킨사이클은 중·저온의 열원을 사용하기 때문에 작동유체의 선택이 매우 중요하다. 일반적으로 유기랭킨사이클의 작동유체를 선택하고자 할 때에는 다음 사항을 고려하여야 한다.

1) 온도에 따른 안정성 : 유기냉매의 경우 전이온도에서는 화학적 성질이 변하게 되며, 이러한 상황에서도 작동유체의 화학적 안정성이 필요하다.

2) 높은 밀도 : 작동유체가 높은 밀도를 가질수록 증발기에서 더 많은 에너지를 흡수하기 때문에 동일 설비에서 더 많은 출력과 펌프의 소요

동력을 줄일 수 있다.

3) 환경오염지수 : 오존파괴지수 및 지구온난화지수(Global Warming Potential)이 낮아야 한다. 오존파괴지수는 삼염화불화탄소(CFCl₃)의 오존파괴능력을 1로 보았을 때 상대적인 파괴능력을 나타내며, 지구온난화지수는 이산화탄소 1kg과 비교하였을 때의 상대적인 지구온난화에 미치는 영향을 나타내는 지수이다.

4) 안전성 : 작동유체는 설비에 영향을 주는 부식성이 없어야하며, 작업자의 안전을 위하여 인체에 무해하여야 한다.

5) 저렴한 비용 : 작동유체는 가격 경쟁력을 갖추어야 한다.^[10]

2.3 저온부식

저온부식은 연료 중의 유황분이 연소에 의해 산화하여 아황산가스(SO₂)가 되고, 그 일부가 다시 산화하여 무수황산(SO₃)으로 변하게 된다.

무수황산의 노점(露点)은 150℃ 이하인데, 이코노마이저 등의 전열면은 150℃ 이하로 되기 쉬우며 이 저온부에서 무수황산의 연소 가스 속의 수증기(H₂O)와 화합, 응축하여 황산(H₂SO₄)을 생성하고, 전열면에 부착하여 이 부분을 부식시키는 현상을 말한다. 이 현상은 선박폐열회수발전 시스템의 실용화에 가장 큰 문제점 중 하나이다.^[11]

저온부식을 방지하기 위한 예방 대책으로는 다음과 같은 방법들이 있다.

1) 저유황유 사용 : 유황분을 포함하지 않거나 유황분이 극히 적은 저유황 연료를 사용하여, 아황산가스(SO_2)의 생성을 억제 및 방지하는 방법

2) 배기가스온도를 200°C 이상유지 : 배출하는 배기가스 SO_3 의 노점보다 높게 하여 SO_3 가 수증기와 화합하여 황산으로 되지 않도록 하는 방법

3) 저온부식 방지제 첨가 : 연료에 SO_3 의 노점을 저하시키는 암모니아 등의 저온부식 방지제를 첨가하여 방법

4) 저온부식에 강한 소재 이용 : 저온부식에 강한 소재를 이용하여 열교환기를 제작하는 방법^[11]



3. 선박폐열회수발전 시스템의 용량선정을 위한 연구

3.1 선박의 종류별 주기관 출력에 따른 시스템 특성

선박은 화물의 종류에 따라 여러 종류의 선박이 있으며, 주기관의 출력도 다양하다. 본 절에서는 선박폐열회수발전 시스템의 용량을 선정하기 위하여, 선박의 종류별 주기관의 출력에 따라 크게 3가지의 선박을 선정하였다.

표.3-1은 선박폐열회수발전 시스템의 용량을 선정하기 위하여, 컨테이너선, 원유선, 벌크선 총 3개 선박의 주기관이 NCR(Normal Continuous Service Rating) 출력 일 때, 주기관의 과급기 후단에서 발생하는 폐열의 온도, 유량, 비열의 정보를 나타낸다.

Table 3-1 Data of the Ships

| | Container Carrier | Crude Oil Tanker | Bulk Carrier |
|--------------------------|-------------------|------------------|--------------|
| Size | 13,000TEU | 318,000DWT | 180,000DWT |
| M/E Model | 12S90ME-C9.2 | 7RT-FLEX 82T | 6S70ME-C8.1 |
| M/E MCR[kW] | 55,780 | 31,640 | 17,525 |
| Exhaust Gas Temp' [°C] | 254.2 | 265.9 | 232.0 |
| Mass Flow[kg/h] | 396,500 | 203,364 | 154,500 |
| Specific Heat[cal/g°C] | 0.2 | 0.2 | 0.2 |
| Waste Heat[kW] | 4,998.52 | 3,117.16 | 1,149.95 |
| Cooling Water Temp' [°C] | 36~40 | 36~40 | 36~40 |
| Shipyard | SHI | DSME | Hanjin |

Table 3-1에서 “Waste Heat[kW]”은 황성분이 포함된 연료유를 사용하는 선박에서 발생하는 저온부식을 방지하기 위하여 폐열회수 시스템의 열교환기에서 배기가스 측 온도를 200℃ 까지 하락시킨다고 가정하였을 때, 선박의 폐열이 가진 열에너지를 kW로 환산한 값이다. 선박의 종류에 따라 각각 4,998.52kW, 3,117.16kW 그리고 1,149.95kW의 수치를 얻을 수 있었다.

Table 3-1에서의 “Waste Heat[kW]”의 계산식은 다음과 같다.

$$(T_{high} - T_{low}) \times c \times m = Waste\ Heat [kW] \quad (3.1)$$

여기서,

T_{high} = Inlet Temperature [K]

T_{low} = Outlet Temperature [K]

c = Specific Heat [J/g·K]

m = Mass Flow [kg/s]

3.1.1 선박폐열회수 발전 기본 사이클의 용량 선정

Figure 3-1은 선박폐열회수 발전을 위한 기본 사이클의 구성을 나타낸다. 그림과 같이 주기관의 과급기 후단에 열교환기를 설치하여 가압된 물을 순환시켜 증기를 생성하여 일부는 선박 내에 증기가 필요한 기관실 내의 각종 heater, 선내 난방 등에 공급하고 나머지는 선박폐열회수발전 시스템에 공급한다고 가정하였다. 위와 같은 구성을 사용한 이유는 기존 선박에서 사용하는 composite type boiler와 동일한 배치를 사용하여

선박설계의 용이성을 고려하였다. 또한 선박폐열회수발전 시스템 내에서 유기냉매를 직접 폐열원에 접촉 시키는 것은 폭발, 화재 위험이 있으므로 위의 구성을 사용하였다.^[6]

열교환기에서 발생하는 증기는 선박폐열회수 발전 시스템 및 선박 기관실내 각종 보조기계에 사용될 증기임을 고려하여, 일반적인 컨테이너 선박, 벌크 선박과 같이 스팀터빈 기기를 사용하지 않는 선박의 보조보일러의 증기 공급 조건과 동일한 700kPa, 170℃의 증기를 공급한다고 가정하였다.

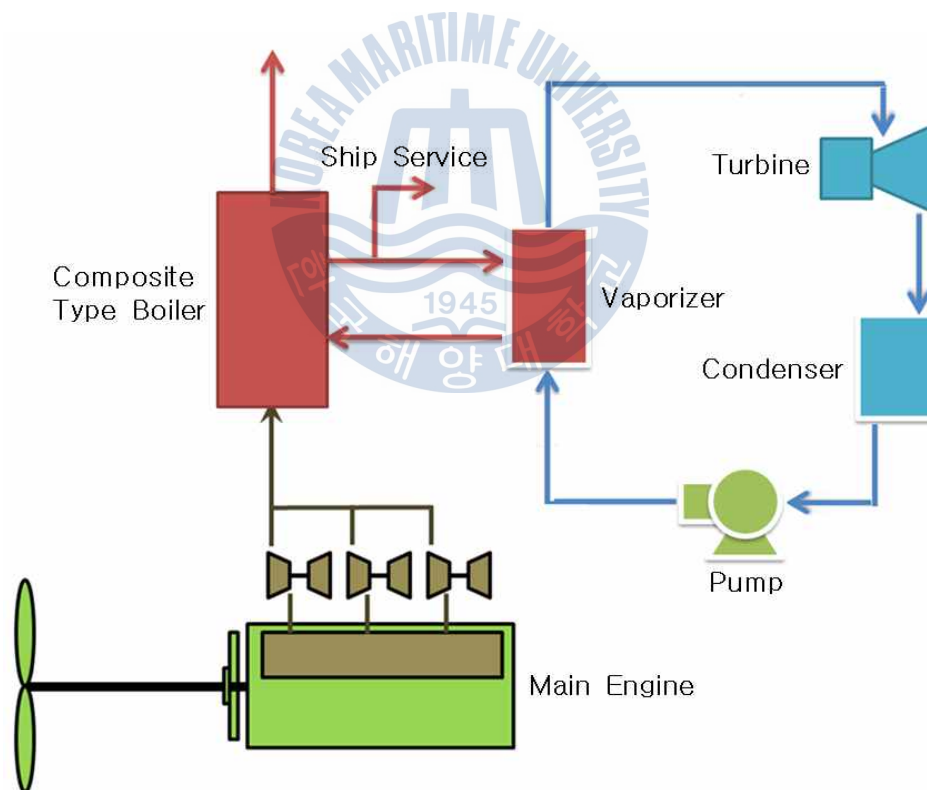


Figure 3-1 Diagram of WHRS

Figure 3-2는 물의 T-h 선도에 700kPa 등압선을 나타낸 그래프이다. 위 그래프를 통해 물이 700kPa, 170°C 일 때 과열증기 상태임을 확인할 수 있다.

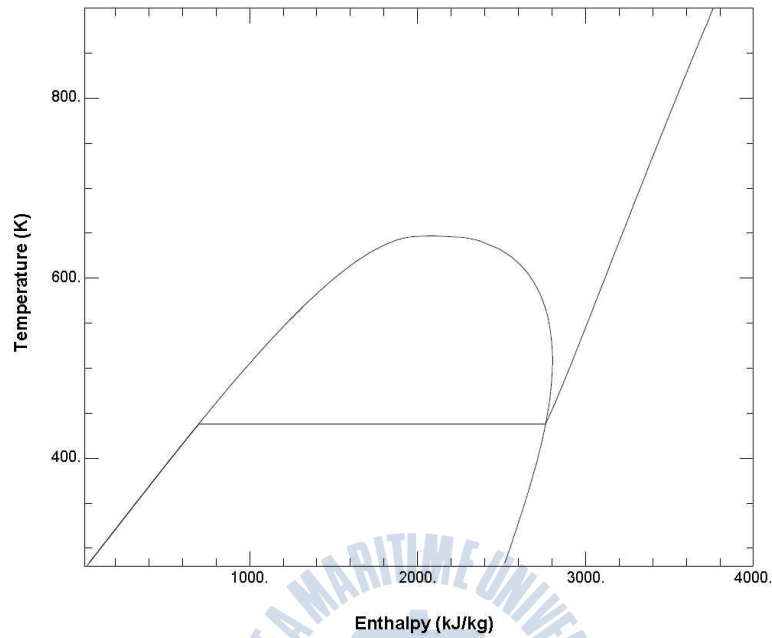


Figure 3-2 T-h Curve of the Water

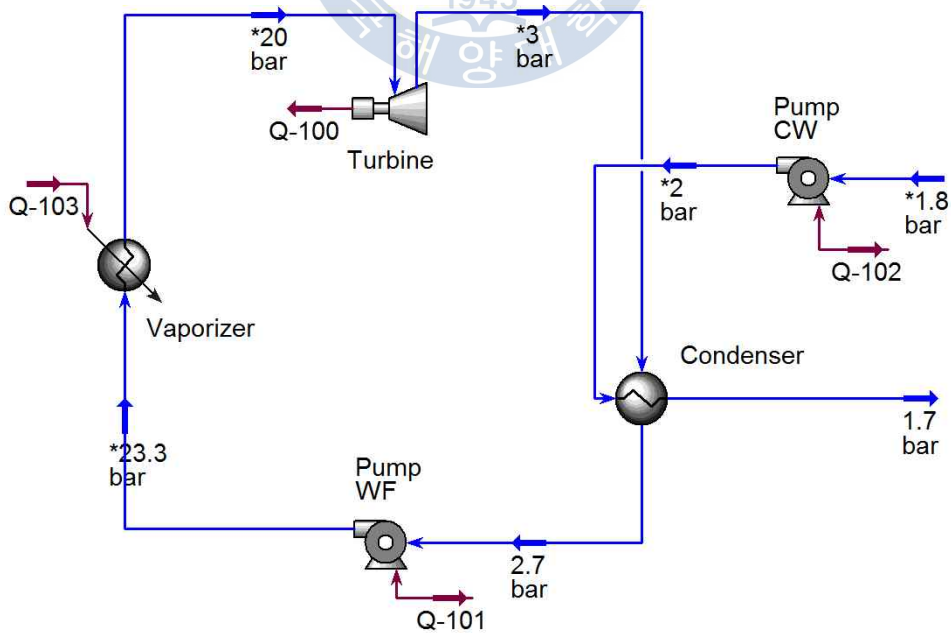


Figure 3-3 Closed Cycle for WHRS

Figure 3-3은 각 선박별 폐열크기에 따라 선박폐열회수 발전 시스템을 이용하여 얻을 수 있는 발전량을 계산하기 위하여 현재, 개발 중인 선박폐열회수 발전 시스템의 작동유체인 R-245fa와 각 구성요소의 전, 후단의 압력 조건을 고려하여 구성한 ORC밀폐사이클을 나타낸다.^[12] 사이클은 터빈, 응축기, 작동유체펌프, 증발기의 순서로 구성된다. 응축기 부분에서는 냉각수펌프 구동에 필요한 소요동력을 계산을 위한 펌프를 두었다.

Table 3-2는 Figure 3-3 사이클의 주요 구성요소의 초기조건을 나타낸다. 현재 개발 중인 선박폐열회수 발전 시스템에 들어가는 터빈의 운전조건을 참조하여, 터빈의 입구압력을 2,000kPa로 설정하였다.^[12] 터빈의 입구온도는 R-245fa의 2,000kPa일 때의 포화온도인 121.9°C에서 실제 운전 중 발생할 수 있는 열손실 및 배관손실 등을 고려하여 온도를 3°C 더 상승시켜 124.9°C로 설정하였다. 응축기의 출구온도는 R-245fa의 270kPa 일 때의 응축온도인 42.49°C에서 온도를 3°C 더 하강시켜 39.49°C로 설정하였다. 응축기에 들어가는 냉각수의 온도 및 압력은 일반적인 선박의 Central Cooling System의 조건을 고려하여 200kPa, 36°C로 설정하였다.

Table 3-2 Conditions of Closed Cycle(WHRS)

| | Temperature[°C] | Pressure[kPa] | Working Fluid |
|---------------------------|-----------------|---------------|---------------|
| Turbine Inlet | 124.9 | 2,300 | R-245fa |
| Turbine Outlet | 76.39 | 300 | R-245fa |
| Condenser Outlet | 39.49 | 270 | R-245fa |
| Pump Outlet | 40.79 | 2,330 | R-245fa |
| Cooling Water Pump Outlet | 36 | 200 | Water |

Figure 3-4는 R-245fa의 T-h선도에 Figure 3-3 사이클의 터빈의 입구, 출구 압력인 2,000kPa, 300kPa의 등압선을 나타낸다. Figure 3-4의 T-h선도를 통하여 터빈을 통과한 R-245fa 냉매는 기체 상태를 유지함을 알 수 있다. 또한 작동유체는 응축기를 지나며 모두 액체 상태로 응축됨을 알 수 있다.

Figure 3-5는 Figure 3-3에서 구성한 선박폐열회수 발전 ORC 사이클에 Table 3-1의 각 선박별 폐열회수 자료를 적용하여 산출한 사이클의 출력, 각 펌프의 소요동력, 응축기의 필요유량을 나타낸다. 터빈 및 펌프의 효율의 상용제품의 효율이 최저 90% 이상인 점을 고려하여 90%로 설정하였다.

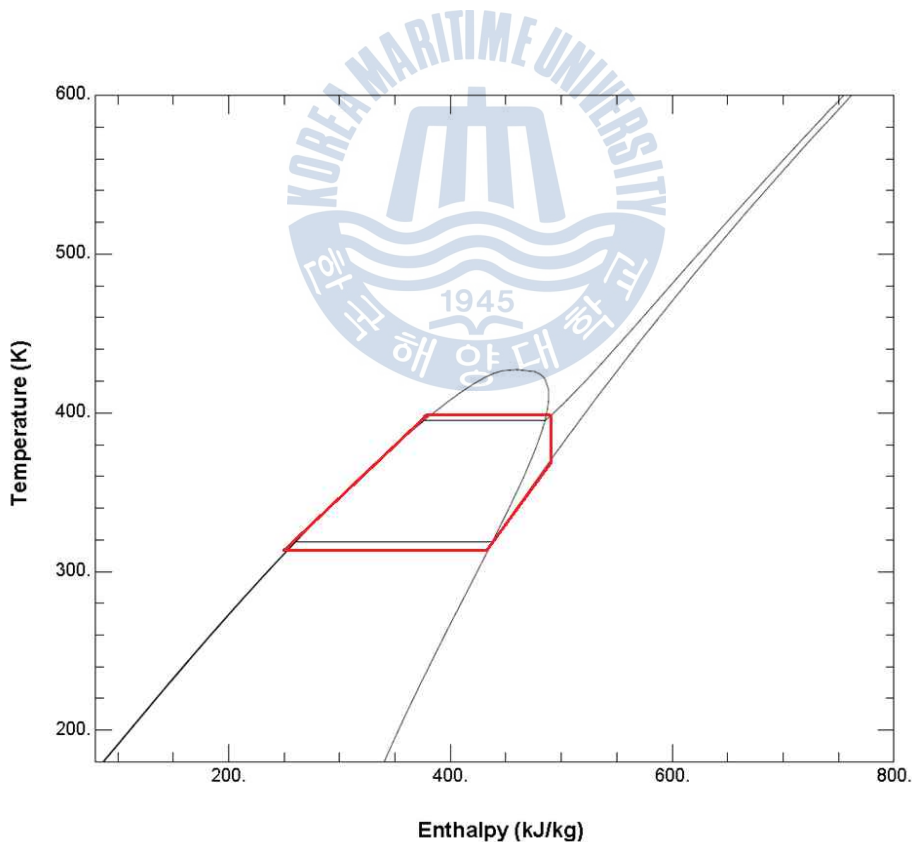


Figure 3-4 T-h Curve of R-245fa

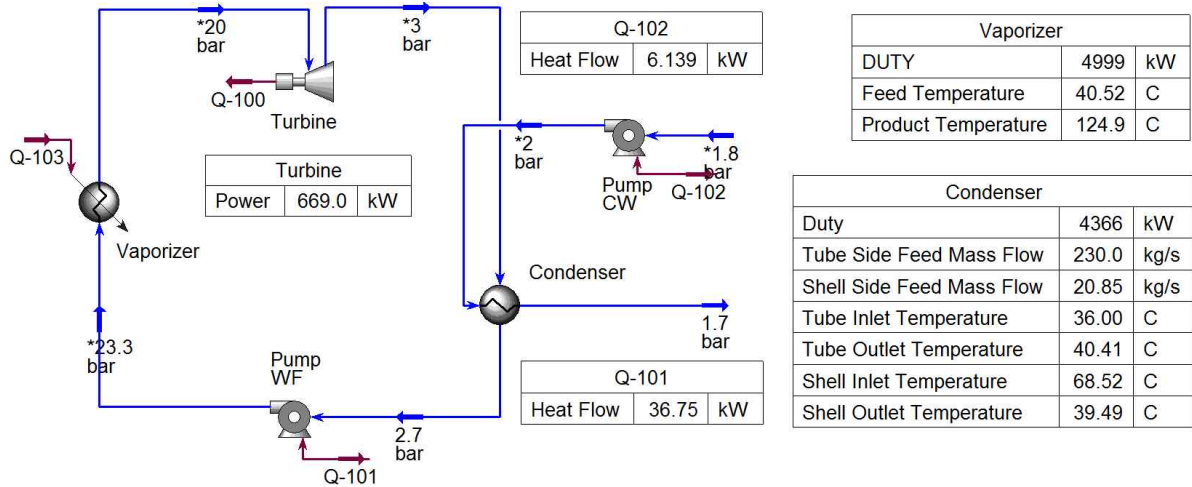


Figure 3-5 Simulation of Container Carrier

Figure 3-5의 계산에 사용된 상태방정식은 Peng-Robinson 방정식을 사용하였으며, 식은 다음과 같다.^[13]

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V(V+b)+b(V-b)} \quad (3.2)$$

여기서,

$$a = a_c \alpha \quad (3.3)$$

$$\alpha_c = 0.45724 \frac{R^2 T_c^2}{P_c} \quad (3.4)$$

$$b = 0.07780 \frac{RT_c}{P_c} \quad (3.5)$$

$$\sqrt{\alpha} = 1 + \kappa(1 - T_r^{0.5}) \quad (3.6)$$

$$\kappa = 0.37464 + 1.5422\omega_f - 0.26992\omega_f^2 \quad (3.7)$$

$$T_r = \frac{T}{T_c} \quad (3.8)$$

P_c = Critical Pressure [Pa]

T_c = Critical Temperature [K]

R = Gas Constant

ω_f = Deviation Factor

Figure 3-5의 계산에서 열교환기의 총 열량은 다음 식을 이용하였다.^[13]

$$Q = UA\Delta T_{lm}F_t \quad (3.9)$$

여기서, U = Overall Heat Transfer Coefficient [W/m²·K]

F_t = Logarithmic Mean Temperature Difference Correction Factor

A = Heating Surface [m²]

ΔT_{lm} = Logarithmic Mean Temperature Difference [K]

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h_2} - T_{c_2}) - (T_{h_1} - T_{c_1})}{\ln[(T_{h_2} - T_{c_2}) / (T_{h_1} - T_{c_1})]} \quad (3.10)$$

여기서, T_{h_1} = Hot Side Inlet Temperature [K]

T_{h_2} = Hot Side Outlet Temperature [K]

T_{c_1} = Cold Side Inlet Temperature [K]

T_{c_2} = Cold Side Outlet Temperature [K]

3.1.2 선박의 종류별 주기관 출력에 따른 시스템 특성 분석

Table 3-3은 Figure 3-5의 밀폐사이클에서 각 선박별 정보를 통하여 산출한 결과를 나타낸다. 컨테이너선의 경우 4,998.52kW의 배기가스 폐열에서 669.0kW의 출력을 얻을 수 있었고, 원유선의 경우 3,117.16kW의 배기가스 폐열에서 417.2kW의 출력을 얻을 수 있었다. 벌크선의 경우 1,149.95kW의 배기가스 폐열에서 153.9kW의 출력을 얻을 수 있었다.

각 선박의 조건에서 얻어진 효율은 같은 사이클의 구성 및 초기조건을 사용하여 동일하게 13.38%의 사이클효율과 12.52%의 정미효율을 얻을 수 있었다.

Table 3-3 Results of WHRS ORC Simulation

| | Container Carrier | Crude Oil Tanker | Bulk Carrier |
|------------------------|-------------------|------------------|--------------|
| Size | 13,000TEU | 318,000DWT | 180,000DWT |
| M/E Model | 12S90ME-C9.2 | 7RT-FLEX 82T | 6S70ME-C8.1 |
| M/E MCR[kW] | 55,780 | 31,640 | 17,525 |
| Waste Heat[kW] | 4,998.52 | 3,117.16 | 1,149.95 |
| Turbine Power[kW] | 669.0 | 417.2 | 153.9 |
| Working Fluid Pump[kW] | 36.75 | 22.92 | 8.454 |
| Cooling Water Pump[kW] | 6.113 | 3.870 | 1.468 |
| Condenser Duty[kW] | 4,366 | 2,723 | 1,005 |
| Cycle Efficiency[%] | 13.38 | 13.38 | 13.38 |
| Net Efficiency[%] | 12.52 | 12.52 | 12.52 |

Table 3-1에서 사이클 효율(Cycle Efficiency)는 다음 식으로 계산하였다.

$$\eta_{cycle} = \frac{W_t}{Q_h} \quad (3.12)$$

여기서, W_t = Turbine Power[W]

Q_h = Total Energy Injected in Cycle[W]

Table 3-1에서 정미효율(Net Efficiency)은 다음 식으로 계산하였다.

$$\eta_n = \frac{W_t - W_{p1} - W_{p2}}{Q_h} \quad (3.13)$$

여기서, W_{p1} = Working Fluid Pump Power[W]

W_{p2} = Cold Water Pump Power[W]

3.2 냉매 종류에 따른 밀폐사이클과 재생사이클의 특성

본 절에서는 Table 3-1의 세 가지 선박 모델 중 배기가스 폐열이 가장 많은 13,000TEU 컨테이너선의 정보를 이용하여 하여 유기랭킨사이클에 대표적으로 사용되는 HFC계열의 R-245fa, R-134a와 HCFC계열의 R-22를 작동유체로 하는 밀폐사이클과 재생사이클을 구성하고 그 결과를 비교 분석 하였다. 추가적으로 암모니아-물 혼합물을 사용하는 칼리나사이클은 3장 3절에서 연구하였다.

3.2.1 R-245fa

R-245fa는 R-123의 대체냉매로 고안된 냉매로서 이론적인 효율계수는 R-11, R-123 보다 낮지만, 열전달 특성이 우수하다고 알려져 있다.^[5]

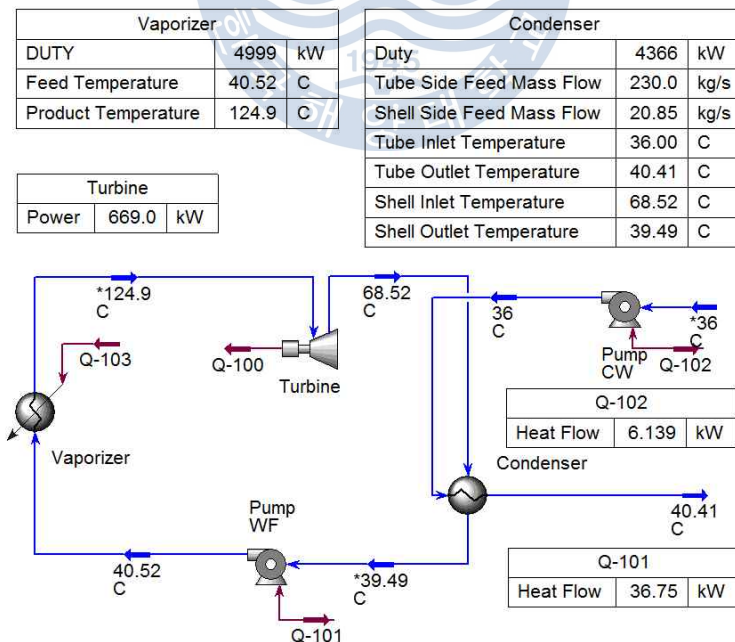


Figure 3-6 Simulation of a Closed Cycle(R-245fa)

Figure 3-6은 R-245fa를 작동유체로 하는 밀폐사이클의 구성을 나타낸다. 사이클 구성요소의 초기조건은 Figure 3-3의 밀폐사이클과 동일하다.

Figure 3-7은 R-245fa를 작동유체로 재생사이클을 구성한 그림이다. 1단 터빈의 입구압력인 2,000kPa과 2단 터빈의 출구 압력인 300kPa의 중간 압력인 850kPa 지점에서 일부 증기를 추가하여 열교환기로 들어가는 작동유체의 예열에 사용하였다. 추가 비율은 1단과 2단 터빈의 출력차이를 비슷하게 유지하기 위해 10%로 정하였다.

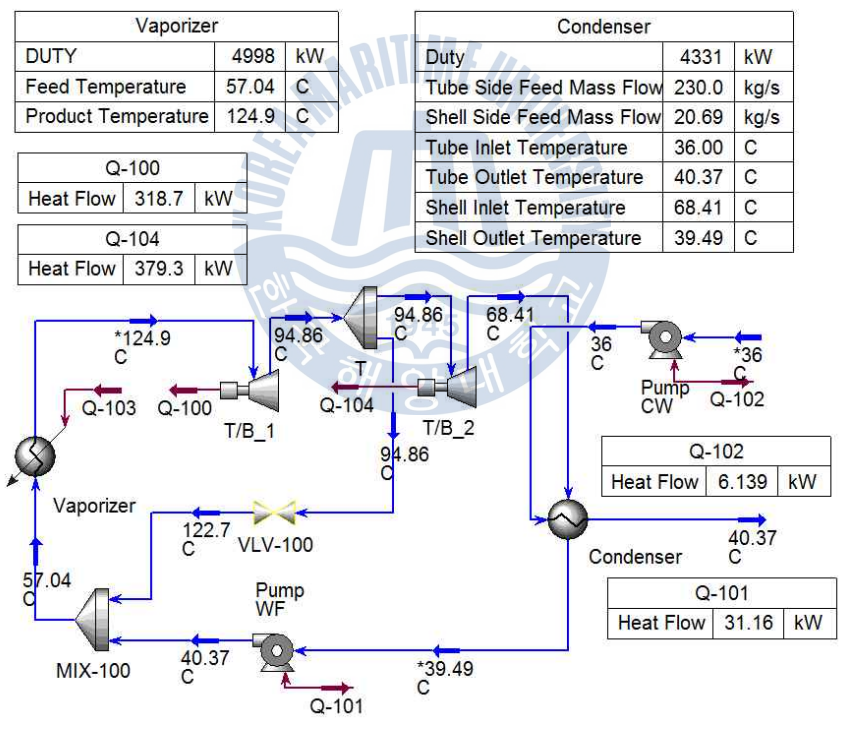


Figure 3-7 Simulation of a Regeneration Cycle(R-245fa)

Table 3-4는 R-245fa를 작동유체로 하는 밀폐사이클과 재생사이클의 계산 결과를 나타낸다.

재생사이클은 터빈에서 일부 증기를 추기하여 작동유체의 예열에 사용하여 밀폐사이클 대비 4.41% 높은 사이클 효율을 보였고, 증기 추기에 의하여 작동유체 펌프의 소요동력이 일부 감소하여 정미효율의 경우 5.59% 높은 수치를 나타내었다.

3.2.2 R-134a

R-134a는 할로카본계 냉매로 이전의 냉동 컨네이너의 작동유체로 주로 사용되었던 냉매이다. 현재는 오존층 파괴물질의 규제에 관한 국제협약인 몬트리올 의정서에 의해 퇴출 대상이다.

Figure 3-8은 R-134a를 작동유체로 하는 밀폐사이클의 구성을 나타낸다.

Table 3-4 Results of Simulation(R-245fa)

| R-245fa | Closed Cycle | Regeneration Cycle |
|-------------------------|--------------|--------------------|
| Waste Heat[kW] | 4,999 | 4,998 |
| Turbine Power 1[kW] | 669 | 318.7 |
| Turbine Power 2[kW] | 0 | 379.3 |
| Total Turbine Power[kW] | 669 | 698 |
| Working Fluid Pump[kW] | 36.75 | 31.16 |
| Cooling Water Pump[kW] | 6.139 | 6.139 |
| Condenser Duty[kW] | 4,366 | 4,331 |
| Cycle Efficiency[%] | 13.38 | 13.97 |
| Net Efficiency[%] | 12.52 | 13.22 |

| Vaporizer | | |
|---------------------|-------|----|
| DUTY | 4999 | kW |
| Feed Temperature | 54.93 | C |
| Product Temperature | 103.9 | C |

| Turbine | | |
|---------|-------|----|
| Power | 469.3 | kW |

| Condenser | | |
|---------------------------|-------|------|
| Duty | 4613 | kW |
| Tube Side Feed Mass Flow | 65.00 | kg/s |
| Shell Side Feed Mass Flow | 32.07 | kg/s |
| Tube Inlet Temperature | 36.00 | C |
| Tube Outlet Temperature | 52.44 | C |
| Shell Inlet Temperature | 55.07 | C |
| Shell Outlet Temperature | 52.07 | C |

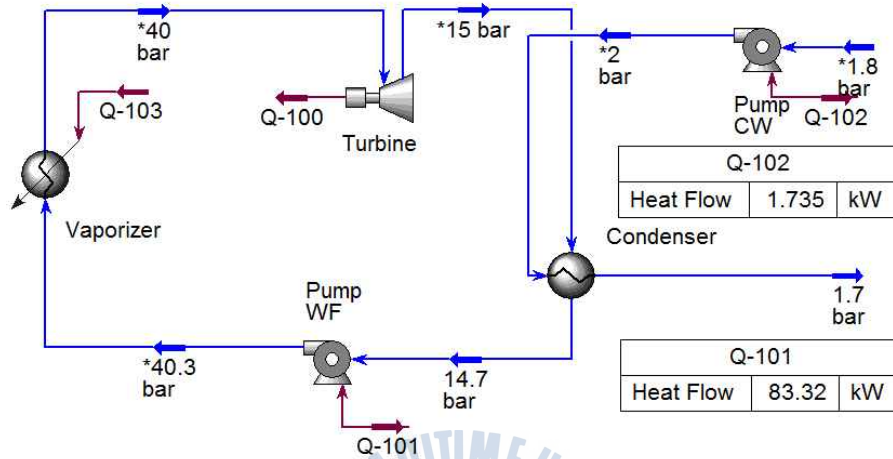


Figure 3-8 Simulation of a Closed Cycle(R-134a)

Table 3-5 Conditions of a Closed cycle(R-134a)

| | Temperature[°C] | Pressure[kPa] | Working Fluid |
|---------------------------|-----------------|---------------|---------------|
| Turbine Inlet | 103.9 | 4,000 | R-134a |
| Turbine Outlet | 55.07 | 1,500 | R-134a |
| Condenser Outlet | 52.07 | 1,200 | R-134a |
| Pump Outlet | 54.93 | 4,300 | R-134a |
| Cooling Water Pump Outlet | 36 | 200 | Water |

Table 3-5은 Figure 3-8 사이클의 주요구성요소의 초기조건을 나타낸다. 터빈의 입구온도는 R-134a의 4,000kPa 일 때의 포화온도인 100.3에서 실제 운전 중 발생할 수 있는 열손실 및 배관손실을 고려하여 온도를 3°C더 상승시켜 103.9°C로 설정하였다. 응축기의 출구온도는 R-245fa의 1,500kPa 일 때의 응축온도인 55.07°C에서 온도를 3°C더 하강시켜 52.07°C로 설정하였다.

Figure 3-9는 R-134a를 작동유체로 하는 재생사이클의 구성을 나타낸다. 1단 터빈의 입구압력인 4,000kPa과 2단 터빈의 출구 압력인 2,750kPa의 중간 압력인 1,250kPa 지점에서 10% 증기를 추가하여 열교환기로 들어가는 작동유체의 예열에 사용하였다.

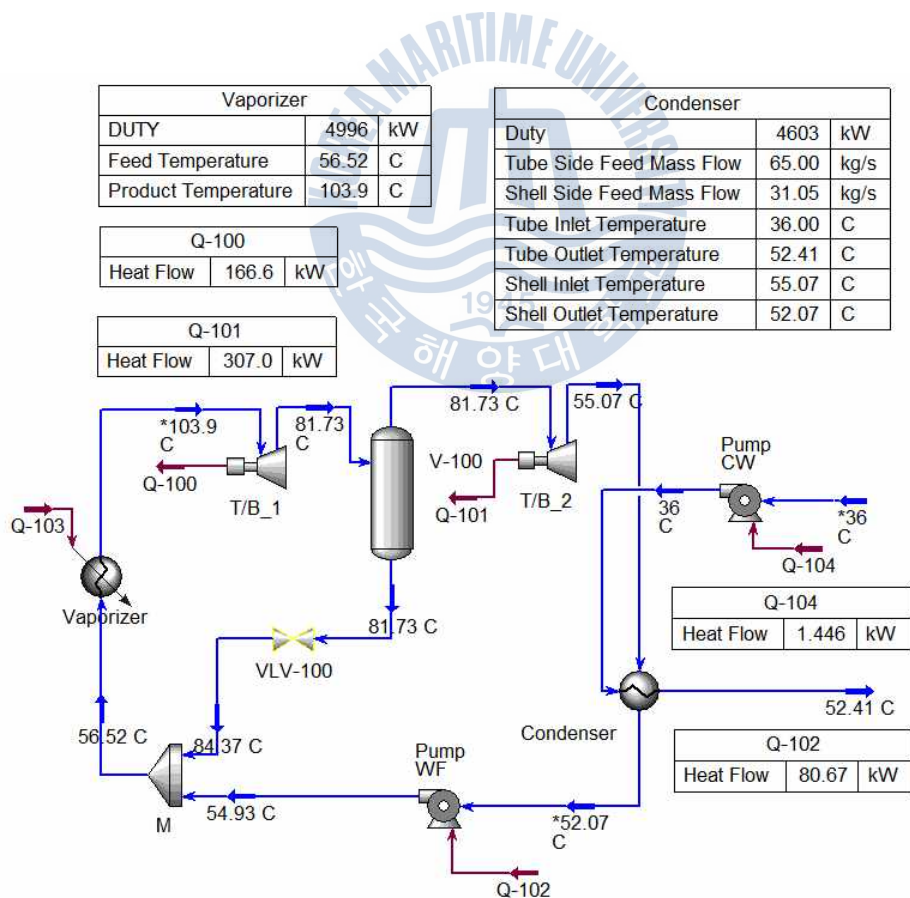


Figure 3-9 Simulation of a Regeneration Cycle(R-134a)

Table 3-6은 R-134a를 작동유체로 하는 밀폐사이클과 재생사이클의 계산 결과를 나타낸다.

재생사이클은 터빈에서 일부 증기를 추기하여 작동유체의 예열에 사용하여 밀폐사이클 대비 0.96% 높은 사이클 효율을 보였고, 증기 추기에 의하여 작동유체 펌프의 소요동력이 일부 감소하여 정미효율의 경우 1.95% 높은 수치를 나타내었다.

Table 3-6 Results of Simulation(R-134a)

| R-134a | Closed Cycle | Regeneration Cycle |
|-------------------------|--------------|--------------------|
| Waste Heat[kW] | 4,999 | 4,996 |
| Turbine Power 1[kW] | 469.3 | 166.6 |
| Turbine Power 2[kW] | 0 | 307.0 |
| Total Turbine Power[kW] | 469.3 | 473.6 |
| Working Fluid Pump[kW] | 83.32 | 80.67 |
| Cooling Water Pump[kW] | 1.74 | 1.45 |
| Condenser Duty[kW] | 4,613 | 4,603 |
| Cycle Efficiency[%] | 9.39% | 9.48% |
| Net Efficiency[%] | 7.69% | 7.84% |

3.2.3 R-22

R-22는 폭발의 위험이 없고, 취급이 간단하여 가정용 에어컨의 냉매로 주로 사용되었다. 하지만 대표적인 오존파괴물질로서 우리나라의 경우 2013년부터 생산 및 수입을 금지 하였으며, 2030년 안에 사용이 완전히 금지 될 예정이다.

Figure 3-10은 R-22를 작동유체로 하는 밀폐사이클의 구성을 나타낸다. 사이클 구성요소의 초기조건은 Table 3-7에 나타내었다.

Table 3-7은 Figure 3-10 사이클의 주요 구성요소의 초기조건을 나타낸다. 터빈의 입구온도는 R-22의 4,000kPa 일 때의 포화온도 인

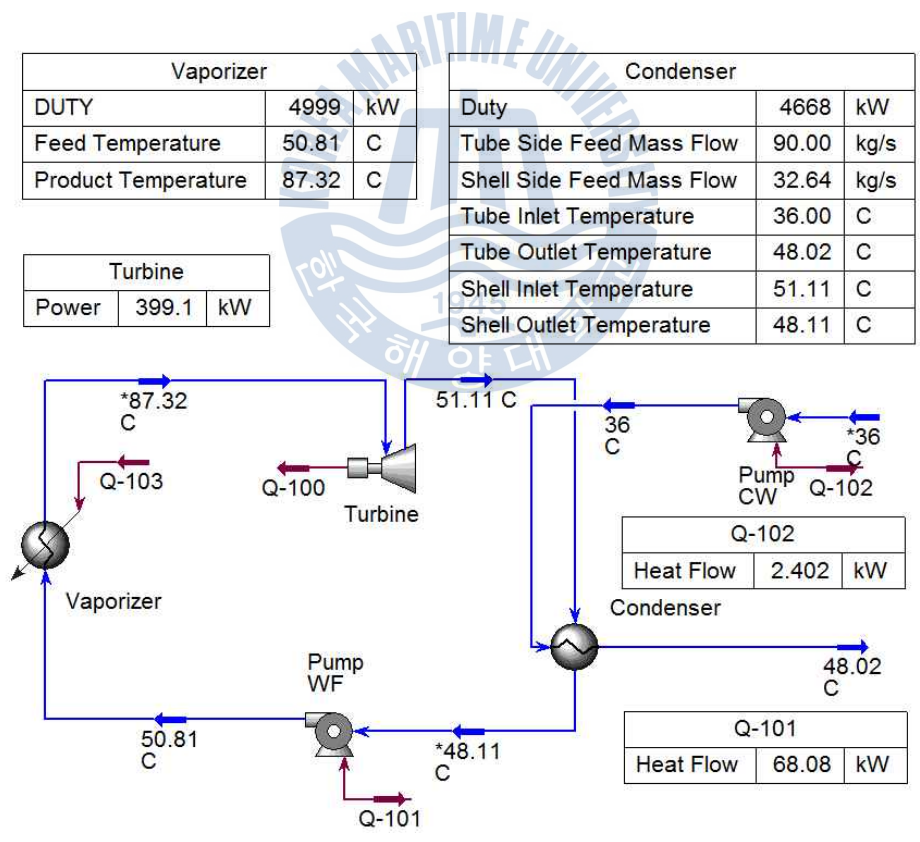


Figure 3-10 Simulation of a Closed Cycle(R-22)

84.32°C에서 실제 운전 중 발생할 수 있는 열손실 및 배관손실을 고려하여 온도를 3°C더 상승시켜 87.32°C로 설정하였다. 응축기의 출구온도는 R-22의 2,000kPa 일 때의 응축온도인 51.11°C에서 온도를 3°C더 하강시켜 48.11°C로 설정하였다.

Table 3-7 Conditions of a Closed cycle(R-22)

| | Temperature[°C] | Pressure[kPa] | Working Fluid |
|---------------------------|-----------------|---------------|---------------|
| Turbine Inlet | 87.32 | 4,000 | R-22 |
| Turbine Outlet | 51.11 | 2,000 | R-22 |
| Condenser Outlet | 48.11 | 1,700 | R-22 |
| Pump Outlet | 50.81 | 4,300 | R-22 |
| Cooling Water Pump Outlet | 36 | 200 | Water |

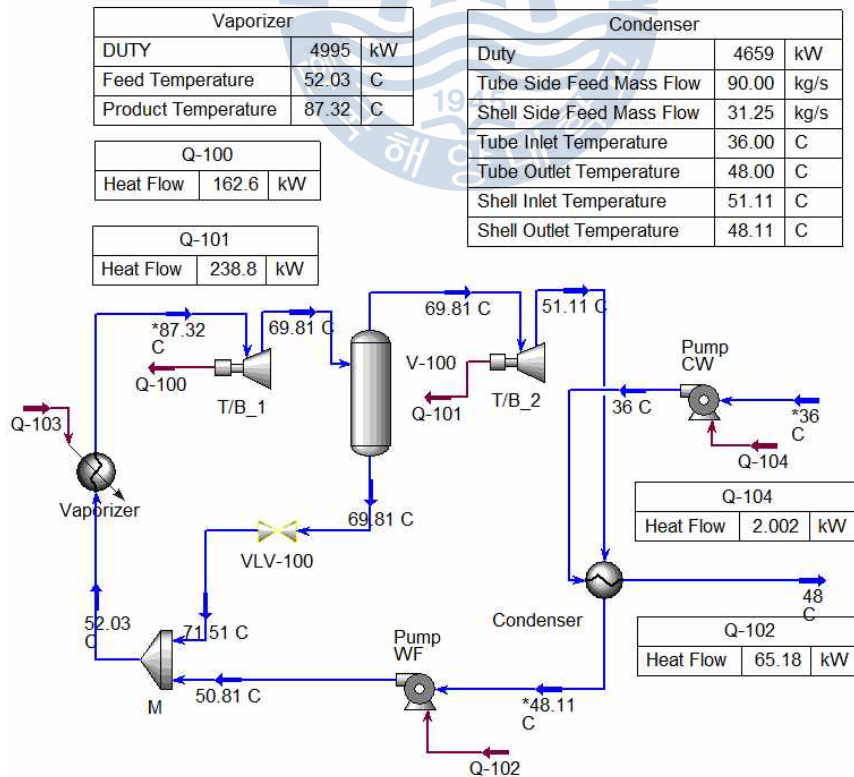


Figure 3-11 Simulation of a Regeneration Cycle(R-22)

Table 3-8은 R-22를 작동유체로 하는 밀폐사이클과 재생사이클의 계산 결과를 나타내었다.

재생사이클은 터빈에서 일부 증기를 추기하여 작동유체의 예열에 사용하여 밀폐사이클 대비 0.75% 높은 사이클 효율을 보였고, 증기 추기에 의하여 작동유체 펌프의 소요동력이 일부 감소하여 정미효율의 경우 1.83% 높은 수치를 나타내었다.

Table 3-8 Results of Simulation(R-22)

| R-22 | Closed Cycle | Regeneration Cycle |
|-------------------------|--------------|--------------------|
| Waste Heat[kW] | 4,999 | 4,995 |
| Turbine Power 1[kW] | 399.1 | 162.6 |
| Turbine Power 2[kW] | 0 | 238.8 |
| Total Turbine Power[kW] | 399.1 | 401.4 |
| Working Fluid Pump[kW] | 68.08 | 65.18 |
| Cooling Water Pump[kW] | 2.402 | 2.002 |
| Condenser Duty[kW] | 4,668 | 4,659 |
| Cycle Efficiency[%] | 7.98 | 8.04 |
| Net Efficiency[%] | 6.57 | 6.69 |

3.2.4 냉매종류에 따른 시스템 특성 결과 분석

Table 3-9는 2장2절에서 수행한 사이클 종류 및 냉매 종류에 따른 계산 결과 값을 나타낸다.

Table 3-9 Results of Simulation(R-245fa,R-134a,R-22)

| | R-245fa | | R-134a | | R-22 | |
|-------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| | Closed Cycle | Regen' Cycle | Closed Cycle | Regen' Cycle | Closed Cycle | Regen' Cycle |
| Waste Heat[kW] | 4,999 | 4,998 | 4,999 | 4,996 | 4,999 | 4,995 |
| Turbine Power 1[kW] | 669 | 318.7 | 469.3 | 166.6 | 399.1 | 162.6 |
| Turbine Power 2[kW] | 0 | 379.3 | 0 | 307.0 | 0 | 238.8 |
| Total Turbine Power[kW] | 669 | 698 | 469.3 | 473.6 | 399.1 | 401.4 |
| Working Fluid Pump[kW] | 36.75 | 31.16 | 83.32 | 80.67 | 68.08 | 65.18 |
| Cooling Water Pump[kW] | 6.139 | 6.139 | 1.735 | 1.446 | 2.402 | 2.002 |
| Condenser Duty[kW] | 4,366 | 4,331 | 4,613 | 4,603 | 4,668 | 4,659 |
| Cycle Efficiency[%] | 13.38 | 13.97 | 9.39 | 9.48 | 7.98 | 8.04 |
| Net Efficiency[%] | 12.52 | 13.22 | 7.69 | 7.84 | 6.57 | 6.69 |

Figure 3-12는 Table 3-9의 각 작동유체의 밀폐사이클과 재생사이클의 사이클 효율을 나타낸다. 그림에서 보는 바와 같이 R-245fa를 작동유체로 하는 재생사이클이 13.97% 사이클 효율로 가장 높은 효율을 나타내었고, R-22를 작동유체로 하는 밀폐사이클이 7.98%로 가장 낮은 사이클 효율을 나타내었다.

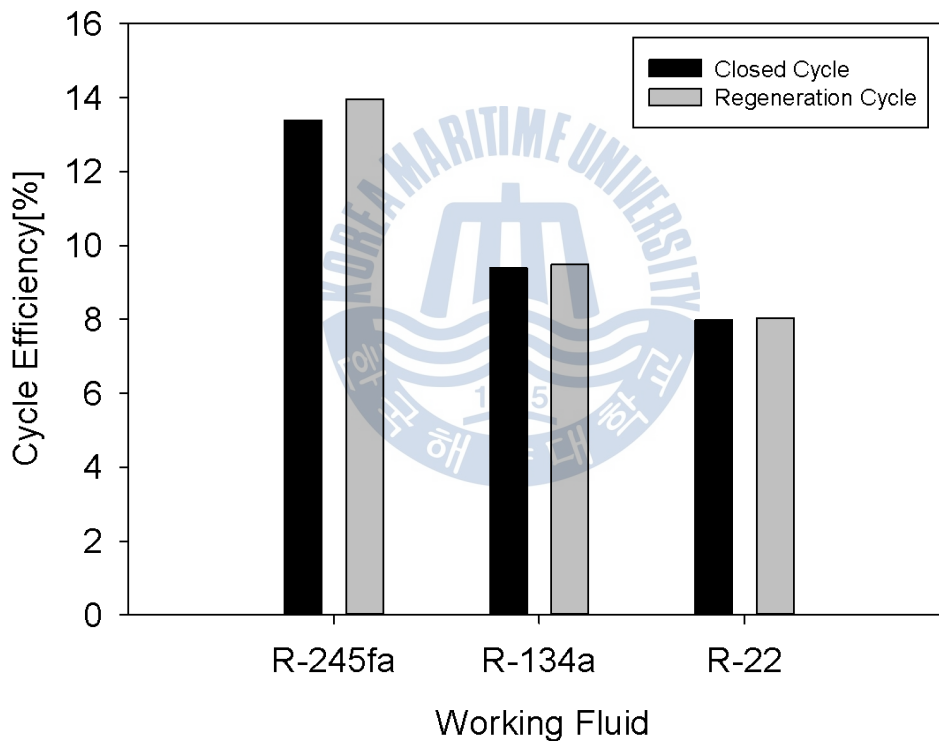


Figure 3-12 Results of Cycle Efficiency[%]

3.3 칼리나 사이클의 시스템 특성

3.3.1 칼리나 사이클의 개념

Figure 3-13은 2장 2절의 칼리나 사이클의 설명을 보충하기 위하여 나타낸 그림이다. 칼리나 사이클은 위 그림과 같이 터빈, 응축기, 혼합기, 증축기, 작동유체펌프, 재열기, 증발기, 분리기, 팽창변으로 이루어진다. 칼리나 사이클과 기존의 랭킨사이클과의 차이점은 증발기를 통과한 암모니아-물 혼합물은 암모니아의 비율이 높은 포화증기와 물의 비율이 높은 포화액으로 나누어진다. 그리고 포화증기는 터빈을 구동하게 되고, 포화액은 재열기를 지나며 작동유체를 예열하게 되고 재열기를 지난 포화액은 팽창변을 지나 혼합기에서 터빈에서 나온 작동유체와 혼합하여 작동유체의 온도를 내려 증축기의 용량을 줄이는 역할을 한다.

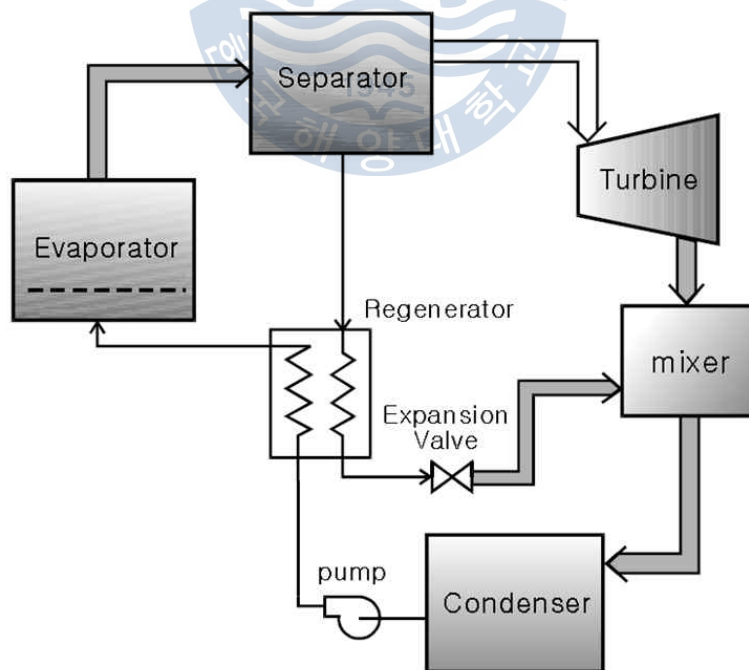


Figure 3-13 Schematic Diagram of the Kalina Cycle

3.3.2 암모니아·물 혼합물

암모니아·물 혼합물은 대표적인 비공비 혼합물로서 물과 분자량이 비슷하고 열효율이 우수하여 저온열원을 활용하는 사이클에 자주 이용된다. 비공비 혼합물의 특징으로는 2개 이상의 냉매가 혼합되어도 각각의 개별적인 성격을 띠며 등압의 증발 및 응축과정을 겪을 때 조성비가 변하고 온도가 증가 또는 감소되는 온도구배를 나타낸다.

Figure 3-14은 본 절의 칼리나사이클의 작동유체로 사용하게 될 암모니아와 물의 비율이 5:5인 혼합물의 T-h 선도에 터빈 입구 압력인 3,200kPa과 출구 압력인 500kPa의 등압선을 나타내었다. 그림과 같이 상변화 과정에서 온도가 상승하는 비공비 혼합물의 특징을 나타낸다.

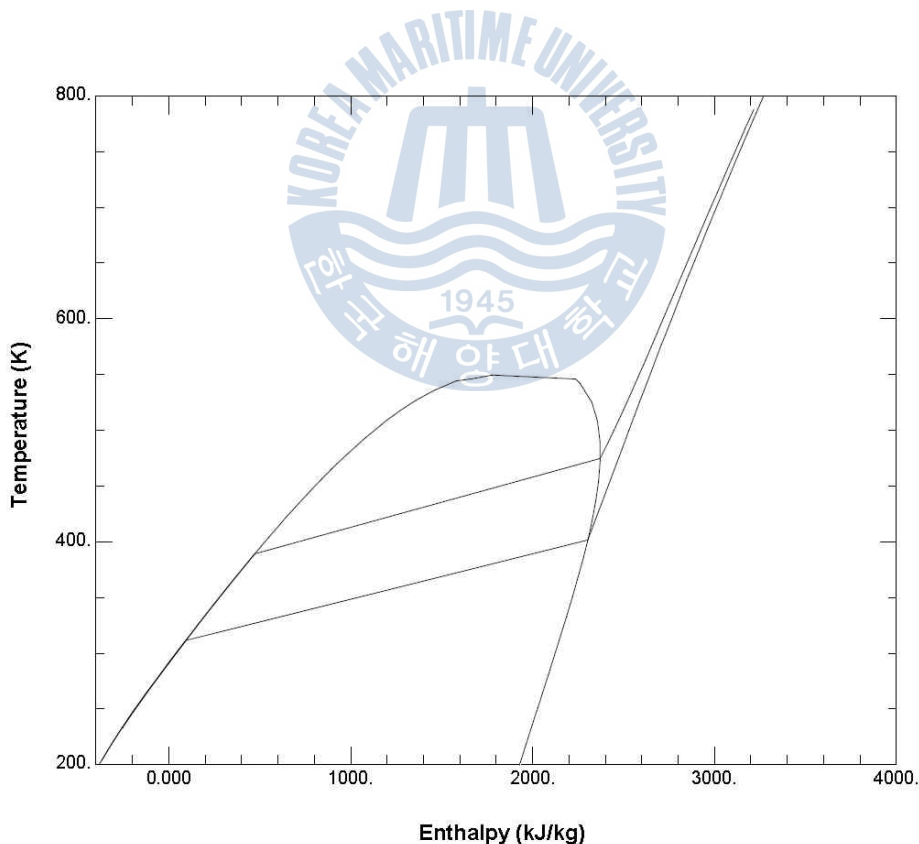


Figure 3-14 T-h Curve of Ammonia · Water Mixture(5:5)

3.3.3 선박폐열회수발전 용 칼리나 사이클의 용량선정

Figure 3-15는 선박폐열회수발전 용 칼리나 사이클을 나타낸다. Figure 3-15의 구성을 사용한 결과, 675kW의 터빈출력과 13.51%의 사이클 효율을 얻을 수 있었다.

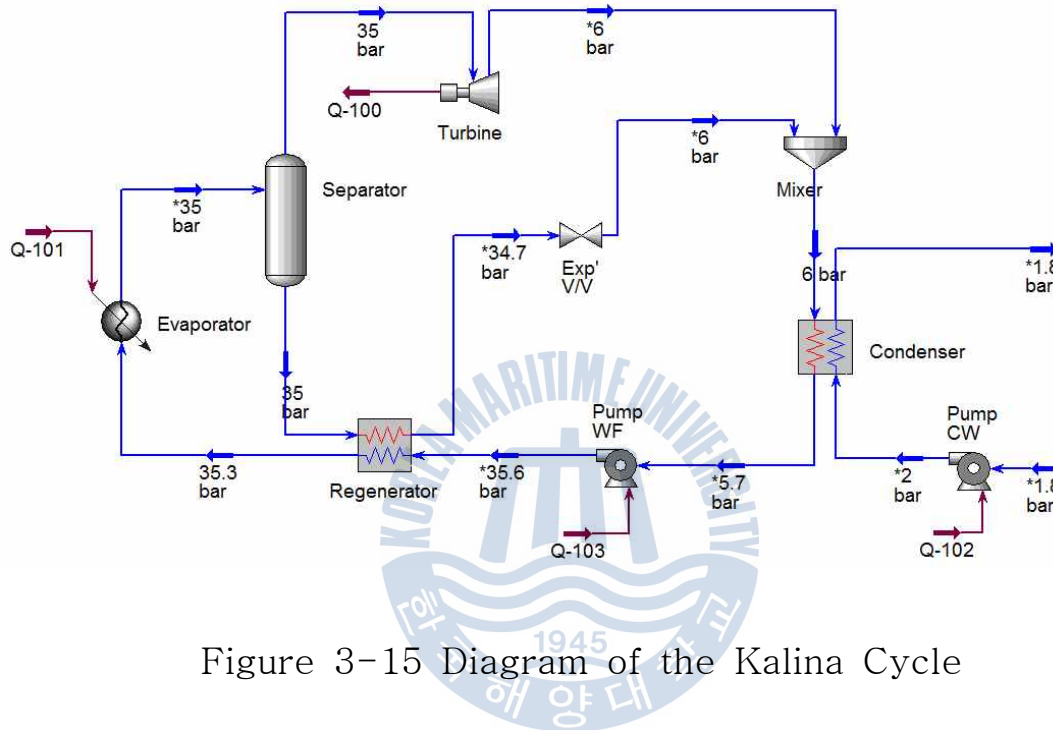


Figure 3-15 Diagram of the Kalina Cycle

Table 3-10 Conditions of the Kalina Cycle

| | Temperature[°C] | Pressure[kPa] | Mass Flow[kg/s] |
|-------------------|-----------------|---------------|-----------------|
| Turbine Inlet | 145.0 | 3,500 | 2.626 |
| Turbine Outlet | 72.69 | 600 | 2.626 |
| Mixer Outlet | 60.67 | 600 | 12.50 |
| Condenser Outlet | 40.0 | 570 | 12.50 |
| WF Pump Outlet | 40.33 | 3,560 | 12.50 |
| Regen'tor Outlet | 112.0 | 3,530 | 12.50 |
| Evaporator Outlet | 145.0 | 3,500 | 12.50 |

Table 3-10은 Figure 3-15의 칼리나 사이클의 주요 각 부분의 온도, 압력, 유량을 나타낸다. 표에서 보는 바와 같이 증발기를 통과한 후 암모니아-물 혼합물의 전체유량 12.50kg/s에서 2.626kg/s의 포화증기만 터빈으로 유입되고 나머지 작동유체는 재열기로 공급되는 것을 확인 할 수 있다.

Table 3-11은 Figure 3-15의 칼리나사이클에서 분리기의 입구와 출구의 암모니아-물 혼합물의 조성비를 나타낸다. 표와 같이 분리기 입구에서는 암모니아:물 비율이 5:5 였지만, 기체 출구측의 포화증기에서는 증발온도가 낮은 암모니아가 더 많이 증발하여 0.915:0.085의 수치로 높은 암모니아 비율을 보였고, 액체 출구측의 포화액의 경우에는 0.387:0.615의 수치로 높은 물의 비율을 보였다.

Table 3-11 Conditions of Separator in Kalina Cycle

| | Separator | | |
|---------------------------|-----------|-------|--------|
| | Inlet | Vapor | Liquid |
| Temperature[°C] | 145.0 | 145.0 | 145.0 |
| Pressure[kPa] | 3,500 | 3,500 | 3,500 |
| Mass Flow[kg/s] | 12.50 | 2.626 | 9.874 |
| Amonia [Mole Fraction] | 0.5 | 0.915 | 0.3863 |
| Water [Mole Fraction] | 0.5 | 0.085 | 0.6137 |

3.3.4 암모니아·물 혼합물의 조성비에 따른 사이클 특성

암모니아·물 혼합물은 대표적인 비공비 혼합물로서 그 특성을 이용하면 시스템의 열효율 상승 및 응축기의 용량을 크게 줄일 수 있다. 하지만 냉매의 누설 및 충전으로 인하여 시스템에 있는 냉매의 조성비가 변하게 되면 사이클의 설계조건에서 벗어나게 되어, 운전에 큰 영향을 미치게 된다. 이런 점을 고려하여 다음 내용에서는 Figure 3-18에서 구성한 선택폐열회수 발전용 칼리나 사이클에서 암모니아·물 혼합물의 조성비 변화에 따른 사이클 특성을 비교분석 하였다.

Table 3-12은 Figure 3-15의 칼리나 사이클의 암모니아·물 혼합물 조성비에 따른 사이클 특성 결과를 나타낸다. 암모니아·물 혼합물의 조성비가 52:48 이상의 경우에는 작동유체펌프 입구에 기체가 발생하였고, 38:62 조성비 이하에서는 혼합물의 포화온도점이 상승하여 포화증기가 생성되지 않음을 확인하였다. 따라서 암모니아·물 혼합물의 조성비를 설계점인 50:50의 비율과 탈설계점인 48:52, 46:54, 44:56, 42:58, 40:60의 조성비에서 계산 하였다.

Figure 3-16은 암모니아·물 혼합물의 조성비에 따른 증발기, 응축기, 재열기의 용량을 나타낸다. 그림과 같이 암모니아의 유량 비율이 줄어들수록 혼합물의 포화온도가 상승하기 때문에 증발하기 못한 포화액이 증가하여 재열기의 용량이 커지게 되었고, 응축기로 가는 유량이 감소하여 응축기의 용량은 작아지는 추세를 보였다.

Figure 3-17은 암모니아·물 혼합물의 조성비에 따른 터빈출력, 사이클 효율과 정미효율을 나타낸다. 그림과 같이 암모니아의 조성비가 줄어들수록 혼합물의 포화온도가 상승하여 포화증기의 유량이 감소하게 되어 터빈출력이 줄어들었다. 사이클효율과 정미효율은 50:50 조성비에서 가

장 높은 수치를 보였고, 암모니아 조성비가 줄어들수록 감소하는 추세를 보였다.

Table 3-12 Results of the Kalina Cycle(Amonia·Water Ratio)

| | Amonia : Water | | | | | |
|---------------------------------|----------------|-------|-------|-------|--------|--------|
| | 50:50 | 48:52 | 46:54 | 44:56 | 42:58 | 40:60 |
| Waste Heat[kW] | 4,997 | 4277 | 3552 | 2823 | 2088 | 1349 |
| Total Turbine Power[kW] | 675.0 | 555.7 | 436.6 | 317.8 | 199.3 | 81.08 |
| Working Fluid Pump[kW] | 54.56 | 53.98 | 53.41 | 52.85 | 52.29 | 51.74 |
| Cooling Water Pump[kW] | 1.001 | 0.889 | 0.778 | 0.556 | 0.445 | 0.334 |
| Condenser Duty[kW] | 4376 | 3775 | 3169 | 2558 | 1941 | 1320 |
| Regenerator Duty[kW] | 4250 | 4450 | 4650 | 4849 | 5047 | 5245 |
| Separtor Vapor Mass Flow[kg/s] | 2.626 | 2.162 | 1.699 | 1.237 | 0.7755 | 0.3155 |
| Separtor Liquid Mass Flow[kg/s] | 9.874 | 10.34 | 10.8 | 11.26 | 11.72 | 12.18 |
| Cycle Efficiency[%] | 13.51 | 12.99 | 12.29 | 11.26 | 9.55 | 6.01 |
| Net Efficiency[%] | 12.40 | 11.71 | 10.77 | 9.37 | 7.02 | 2.15 |

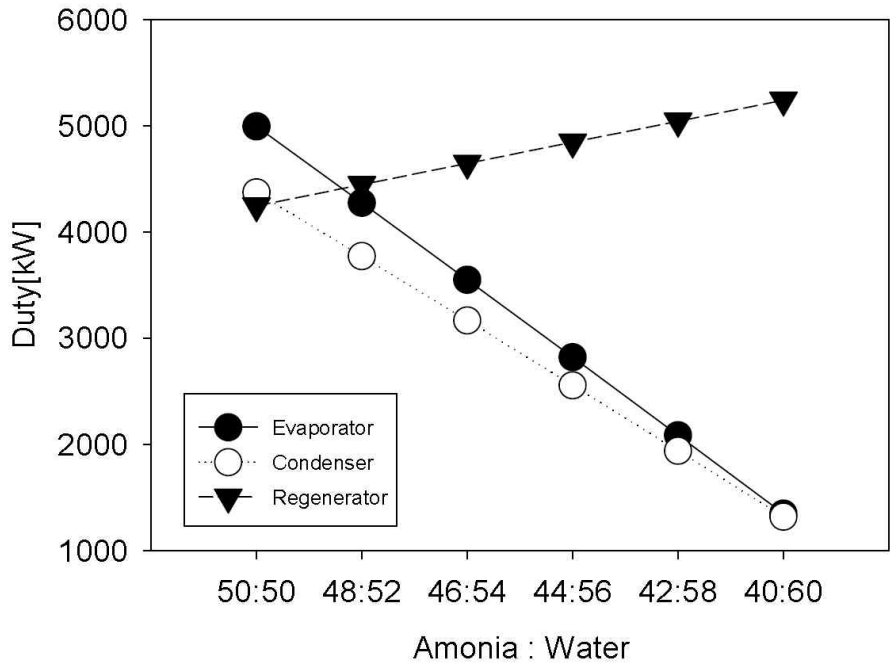


Figure 3-16 Diagram of the Kalina Cycle's Heat Exchanger

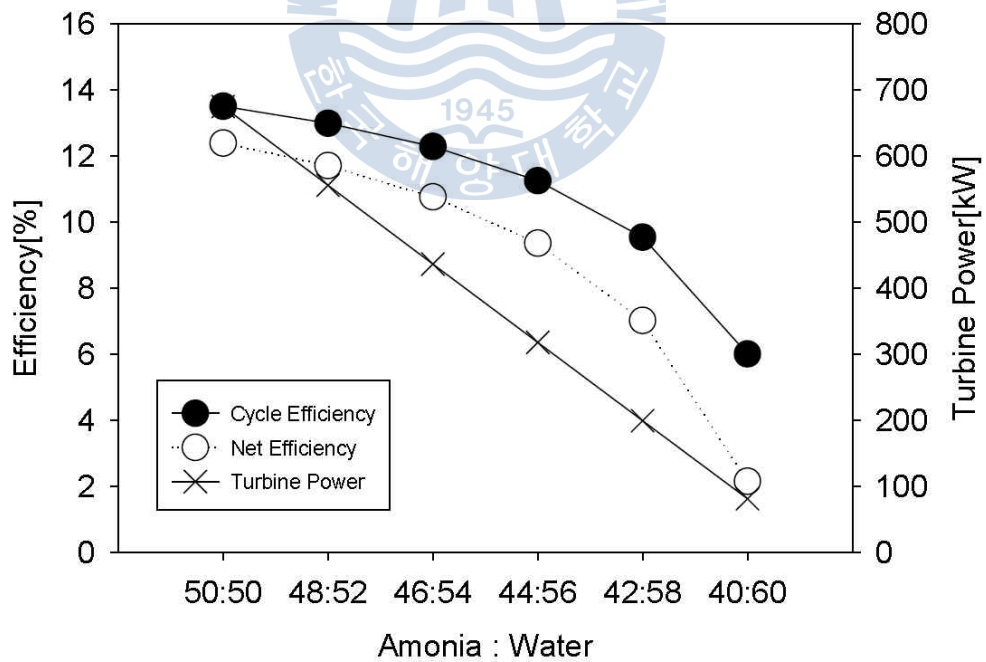


Figure 3-17 Diagram of the Kalina Cycle Efficiency

3.4 냉각수 온도 변화에 따른 시스템 특성

선박폐열회수발전 시스템에서 응축기에 공급되는 냉각수의 온도는 시스템에 많은 영향을 미친다. 선박폐열회수발전 시스템이 적용될 대형 선박은 원양해역을 운항하게 되며 동계, 하계 지역에 따라 Central Cooling System의 냉각수는 평균적으로 35°C에서 40°C사이의 온도 값을 보인다. 본 절에서는 3장 1절에서 구성한 Figure 3-3의 밀폐사이클을 이용하여 35°C~40°C사이의 냉각수 온도 변화에 따른 사이클 특성을 비교분석 하였다.

Figure 3-18은 R-245fa를 작동유체로 하는 밀폐사이클이다. 사이클의 구성요소의 초기조건은 Table 3-3의 내용과 동일하게 구성 하였다.

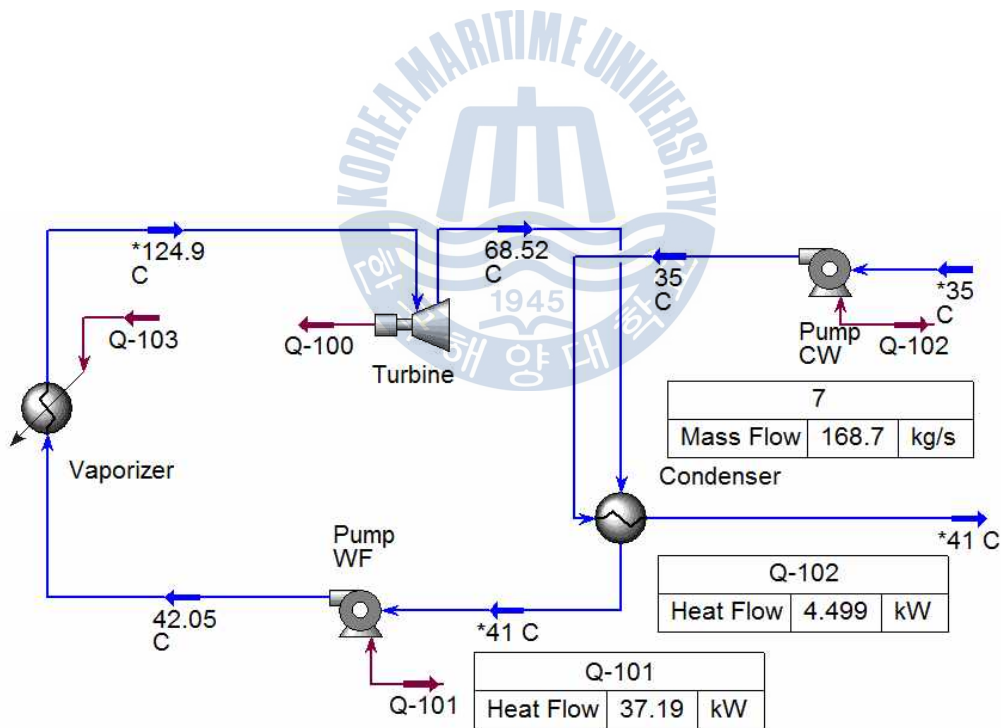


Figure 3-18 Simulation of a Closed Cycle according to the Cooling Water Temperature

Table 3-13는 냉각수 온도 변화에 따른 칼리나 사이클의 계산 결과를 나타낸다.

Table 3-13 Results of a Closed Cycle according to the Cooling Water Temperature

| | Cooling Water Inlet Temperature[°C] | | | | | |
|-------------------------------|-------------------------------------|-------|-------|-------|-------|--------|
| | 35 | 36 | 37 | 38 | 39 | 40 |
| Waste Heat[kW] | 4,999 | 4,999 | 4,999 | 4,999 | 4,999 | 4,999 |
| Total Turbine Power[kW] | 674.7 | 674.7 | 674.7 | 674.7 | 674.7 | 674.7 |
| Working Fluid Pump[kW] | 37.19 | 37.19 | 37.19 | 37.19 | 37.19 | 37.19 |
| Condenser Duty[kW] | 4361 | 4361 | 4361 | 4361 | 4361 | 4361 |
| Cooling Water Pump[kW] | 4.499 | 5.404 | 6.763 | 9.030 | 13.57 | 27.28 |
| Cooling Water Mass Flow[kg/s] | 168.7 | 202.5 | 253.2 | 337.8 | 507.4 | 1019.0 |
| Cycle Efficiency[%] | 13.50 | 13.50 | 13.50 | 13.50 | 13.50 | 13.50 |
| Net Efficiency[%] | 12.66 | 12.64 | 12.62 | 12.57 | 12.48 | 12.21 |

Figure 3-19는 냉각수 온도 변화에 따른 사이클의 냉각수 필요 유량 및 냉각수펌프의 소요 동력을 나타낸다. 그림과 같이 냉각수의 온도가 상승함에 따라 응축기에 공급된 작동유체를 응축시키기 위하여 필요유량이 추세를 나타낸다.

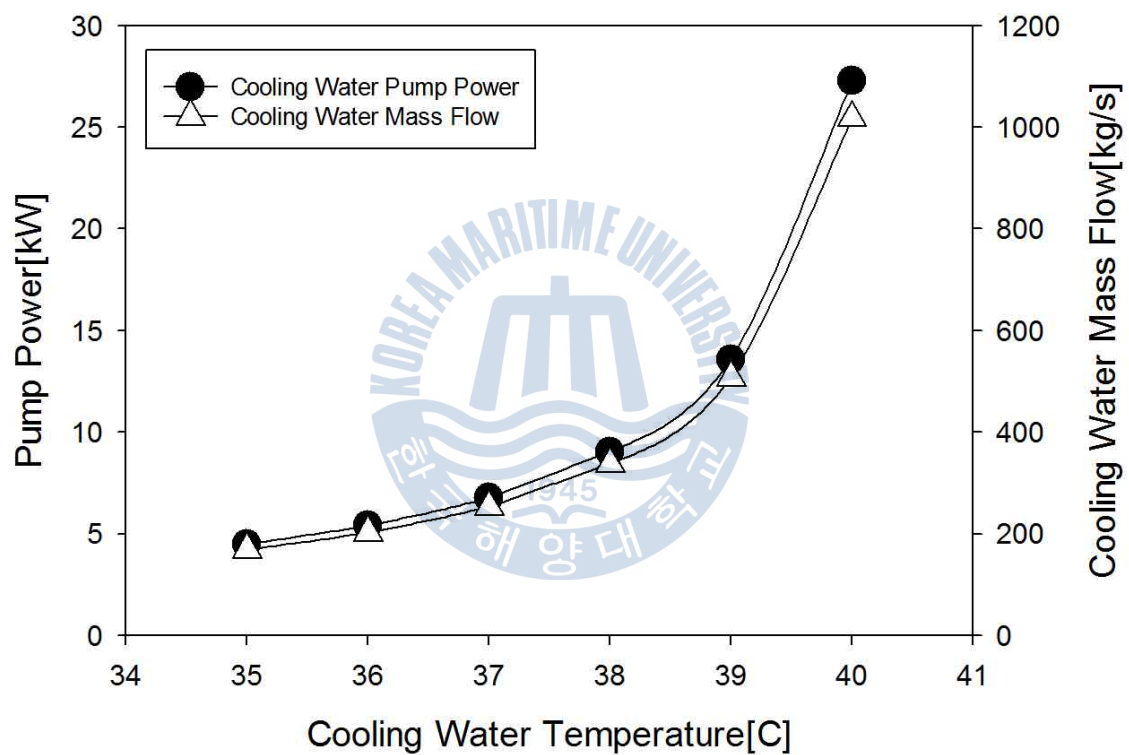


Figure 3-19 Results of Cooling Water Mass Flow according to the Cooling Water Temperature

Figure 3-20은 냉각수 온도 변화에 따른 사이클효율과 정미효율을 나타낸다. 그림과 같이 터빈출력과 증발기에 공급열량은 변화가 없으므로 사이클효율은 변화가 없었고, 냉각수의 온도가 상승할수록 냉각수펌프의 소요동력이 상승하여 정미효율은 감소하였다.

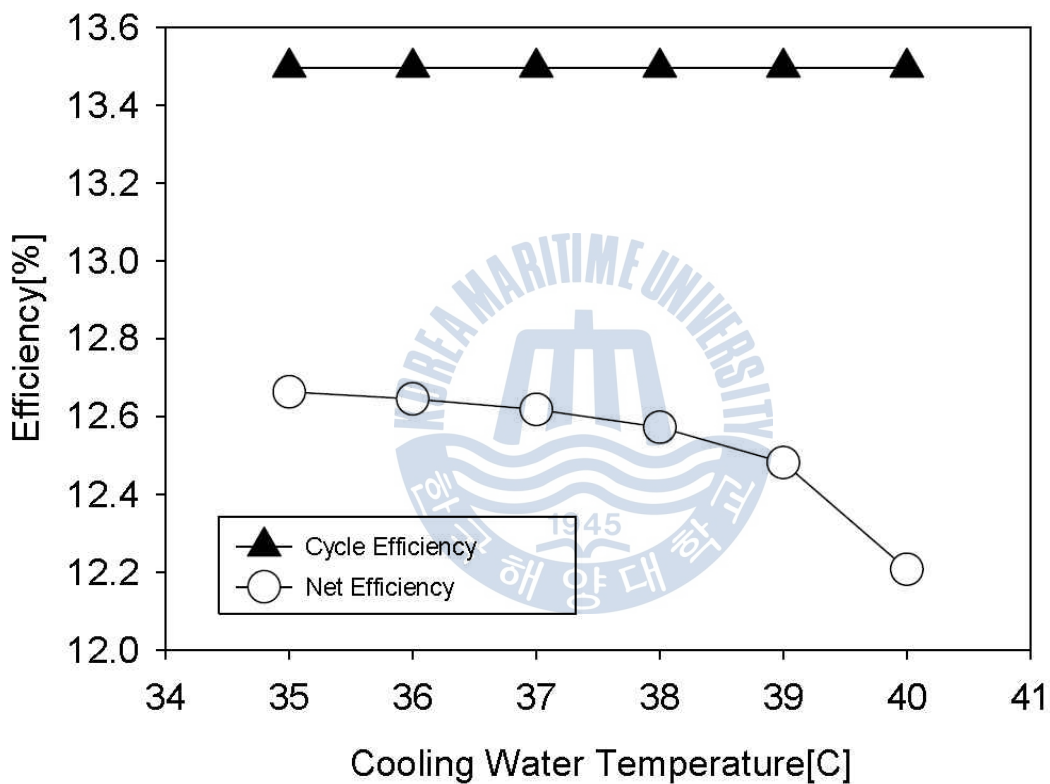


Figure 3-20 Results of a Closed Cycle Efficiency according to the Cooling Water Temperature

4. 선박폐열회수발전 시스템의 효율향상을 위한 연구

3장에서는 선박폐열회수발전 시스템의 용량을 선정하기 위한 연구로 유기랭킨사이클 3가지의 사양을 선정하고 단일냉매 3종, 혼합냉매 1종, 냉각수 온도 변화에 따른 시스템 특성에 대해 비교 분석하였다. 4장에서는 선박폐열회수발전 사이클의 효율 향상을 위한 방안으로 과열기의 추가, 태양열 시스템의 활용, air cooler 폐열 이용의 3가지 방안에 대하여 산업분야의 공정설계 프로그램으로 널리 사용되고 있는 AspenTech사의 Hysys7.3 프로그램을 이용하여 그 특성을 비교분석 하였다.

4.1 과열기 추가에 따른 사이클 특성

과열기는 증발기에서 발생한 포화증기를 과열증기로 만드는 장치로, 포화증기를 과열함으로써 사이클의 열효율을 향상시키고 작동유체의 포화증기에 남을 수 있는 습분을 제거하여 터빈의 날개 부식, 마찰과손 등의 장애를 방지하는 역할을 한다. 본 절에서는 이전 연구에서 높은 효율을 보인 R-245fa를 작동유체로 하는 선박폐열회수 발전 사이클을 이용하여, 과열기 추가에 따른 특성을 비교분석 하였다.

4.1.1 기본 사이클

Figure 4-1은 과열기 추가에 따른 사이클 특성을 연구하기 위한 기본 사이클을 나타낸다. 그림과 같이 ① 주기관의 과급기 후단에 설치한 열교환기에서 발생한 가압된 증기는 선박폐열회수 발전 사이클의 증발기로 들어가서 ② 예열기를 통과 후 다시 열교환기로 들어가게 된다. 사이클에서 사용되는 열교환기는 작동유체의 상변화가 일어나지 않는 예열기와

액체에서 기체로 상변화가 일어나는 증발기로 구성하였다. 사이클의 작동유체인 R-245fa는 ③ 예열기, 증발기를 지나 기화되어 터빈으로 들어가 전력을 발생시키고 ④ 응축기에서 응축되어 작동유체펌프로 들어가게 된다.

Figure 4-2는 Figure 4-1의 선박폐열회수발전 시스템을 Hysys 프로그램으로 계산한 결과 값을 나타낸다. 계산 결과 252.9kW의 터빈출력과 13.35%의 사이클 효율을 얻을 수 있었다.

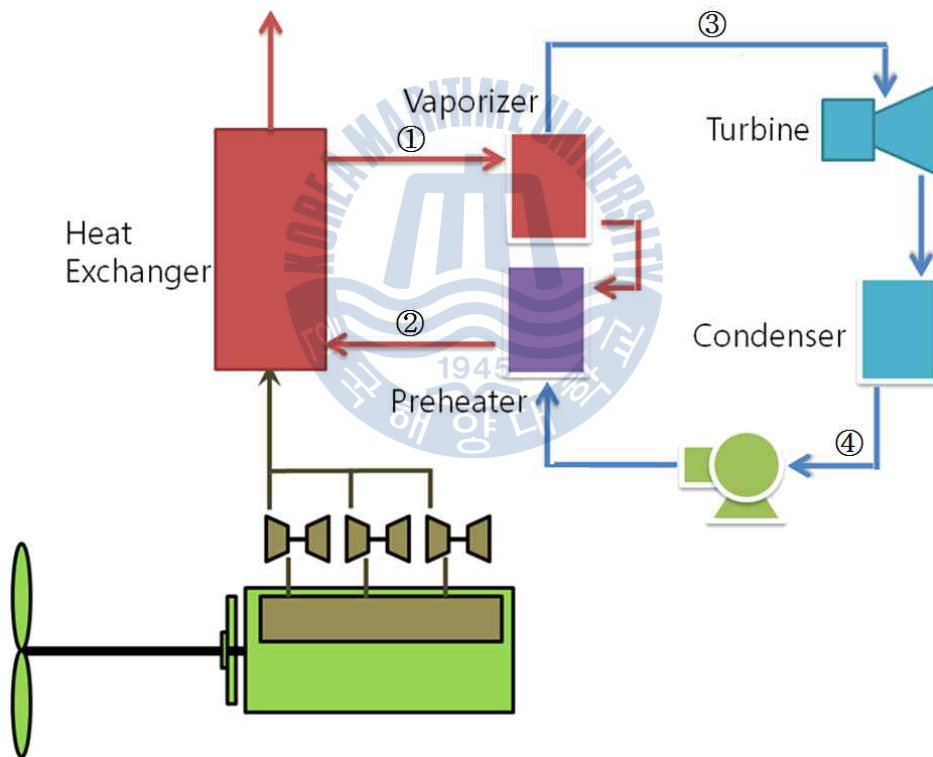
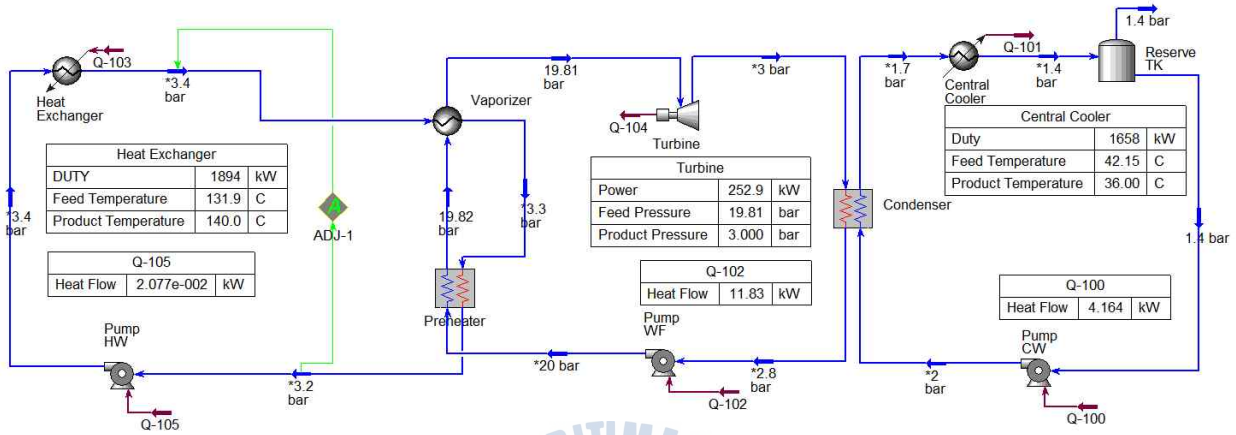


Figure 4-1 Schematic Diagram of Basic WHRS

| Vaporizer | |
|---------------------------|-------------|
| Duty | 895.9 kW |
| Tube Side Feed Mass Flow | 0.8600 kg/s |
| Shell Side Feed Mass Flow | 8.030 kg/s |
| Tube Inlet Temperature | 140.0 C |
| Tube Outlet Temperature | 136.8 C |
| Shell Inlet Temperature | 121.0 C |
| Shell Outlet Temperature | 122.0 C |

| Preheater | |
|---------------------|----------|
| Number of Sides | 2 |
| Exchanger Cold Duty | 998.5 kW |

| Condenser | |
|---------------------|---------|
| Number of Sides | 2 |
| Exchanger Cold Duty | 1653 kW |



| Vaporizer | |
|---------------------------|-------------|
| Duty | 895.9 kW |
| Tube Side Feed Mass Flow | 0.8600 kg/s |
| Shell Side Feed Mass Flow | 8.030 kg/s |
| Tube Inlet Temperature | 140.0 C |
| Tube Outlet Temperature | 136.8 C |
| Shell Inlet Temperature | 121.0 C |
| Shell Outlet Temperature | 122.0 C |

| Preheater | |
|---------------------|----------|
| Number of Sides | 2 |
| Exchanger Cold Duty | 998.5 kW |

| Condenser | |
|---------------------|---------|
| Number of Sides | 2 |
| Exchanger Cold Duty | 1653 kW |

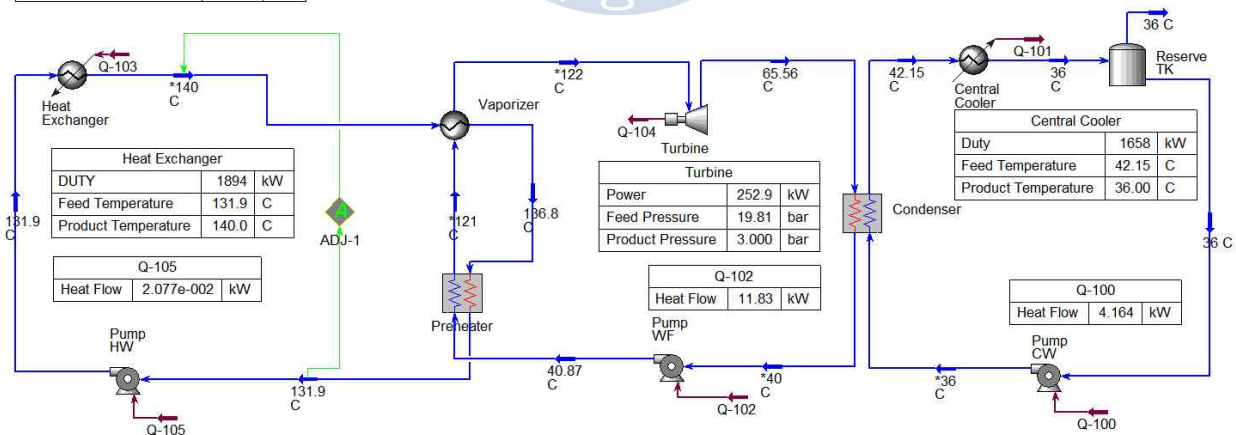


Figure 4-2 Simulation of Basic WHRS

Table 4-1은 Figure 4-2의 선박폐열회수발전 시스템의 주요 구성요소의 온도, 압력, 유량의 초기조건을 나타낸다. 터빈의 압력낙차 및 열교환기 입·출구의 압력차는 현재 개발 중인 선박폐열회수발전 시스템의 자료를 참조하였다.^[12]

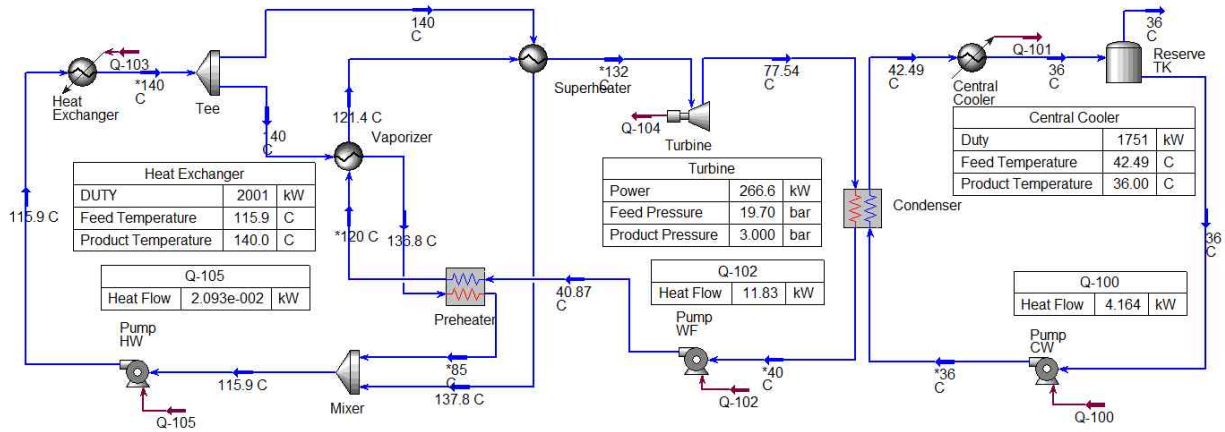
4.1.2 과열기 추가 사이클

Figure 4-3은 Figure 4-2에서 구성한 기본 사이클의 증발기 후단에 과열기를 설치하여 작동유체의 온도를 증가시킨 사이클을 나타낸다. 과급기 후단에 설치된 열교환기에서 순환수를 순환시켜 발생한 증기를 분배기를 이용하여 과열기와 증발기에 공급하였다. 증발기를 통과한 증기는 예열기를 지나며 액체상태가 되며 과열기를 지나 액체상태가 된 열원 유체와 만나 순환수 펌프로 유입되어 다시 순환하게 된다. Figure 4-3 계산에서 266.6kW의 터빈출력과 13.32%의 사이클 효율을 얻을 수 있었다.

Table 4-1 Conditions of Basic WHRS Cycle

| | Temperature[°C] | Pressure[kPa] | Mass Flow[kg/s] |
|------------------|-----------------|---------------|-----------------|
| Turbine Inlet | 122.0 | 1.981 | 8.03 |
| Turbine Outlet | 65.56 | 300 | 8.03 |
| Condenser Outlet | 40 | 280 | 8.03 |
| WF Pump Outlet | 40.87 | 2,000 | 8.03 |
| Preheater Outlet | 121 | 1,982 | 8.03 |

| Vaporizer | | Superheater | | Preheater | | Condenser | |
|---------------------------|-------------|---------------------------|-------------|---------------------|----------|---------------------|---------|
| Duty | 897.7 kW | Duty | 121.3 kW | Number of Sides | 2 | Number of Sides | 2 |
| Tube Side Feed Mass Flow | 0.7800 kg/s | Tube Side Feed Mass Flow | 8.030 kg/s | Exchanger Cold Duty | 982.4 kW | Exchanger Cold Duty | 1747 kW |
| Shell Side Feed Mass Flow | 8.030 kg/s | Shell Side Feed Mass Flow | 0.1000 kg/s | | | | |
| Tube Inlet Temperature | 140.0 C | Tube Inlet Temperature | 121.4 C | | | | |
| Tube Outlet Temperature | 136.8 C | Tube Outlet Temperature | 132.0 C | | | | |
| Shell Inlet Temperature | 120.0 C | Shell Inlet Temperature | 140.0 C | | | | |
| Shell Outlet Temperature | 121.4 C | Shell Outlet Temperature | 137.8 C | | | | |



| Vaporizer | | Superheater | | Preheater | | Condenser | |
|---------------------------|-------------|---------------------------|-------------|---------------------|---------|---------------------|---------|
| Duty | 2.776 kW | Duty | 121.3 kW | Number of Sides | 2 | Number of Sides | 2 |
| Tube Side Feed Mass Flow | 0.7800 kg/s | Tube Side Feed Mass Flow | 8.030 kg/s | Exchanger Cold Duty | 1877 kW | Exchanger Cold Duty | 1747 kW |
| Shell Side Feed Mass Flow | 8.030 kg/s | Shell Side Feed Mass Flow | 0.1000 kg/s | | | | |
| Tube Inlet Temperature | 140.0 C | Tube Inlet Temperature | 121.4 C | | | | |
| Tube Outlet Temperature | 138.0 C | Tube Outlet Temperature | 132.0 C | | | | |
| Shell Inlet Temperature | 121.5 C | Shell Inlet Temperature | 140.0 C | | | | |
| Shell Outlet Temperature | 121.4 C | Shell Outlet Temperature | 137.8 C | | | | |

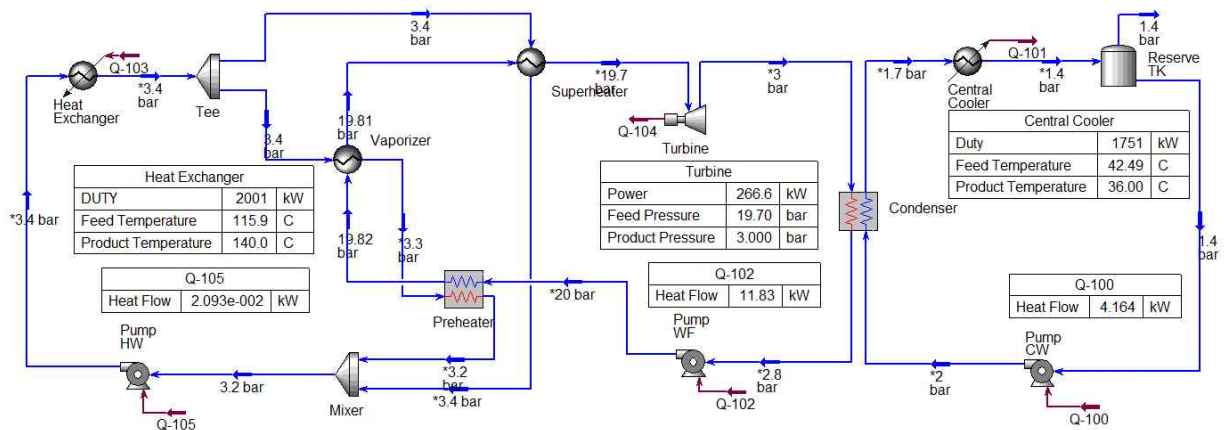


Figure 4-3 Simulation of WHRS added a Superheater

Table 4-2는 Figure 4-3의 선박폐열회수발전 시스템의 주요 구성요소의 온도, 압력, 유량의 초기조건을 나타낸다. 현재 개발 중인 선박폐열회수발전 시스템에 사용된 터빈의 설계점을 고려하여 증발기에서 나온 121.4℃의 포화증기상태의 R-245fa를 과열기를 통해 온도를 132.0℃까지 상승시켰다.^[12]

Table 4-2 Conditions of WHRS Cycle added a Superheater

| | Temperature[℃] | Pressure[kPa] | Mass Flow[kg/s] |
|------------------|----------------|---------------|-----------------|
| Turbine Inlet | 132.0 | 1,970 | 8.03 |
| Turbine Outlet | 77.54 | 300 | 8.03 |
| Condenser Outlet | 40.0 | 280 | 8.03 |
| WF Pump Outlet | 40.87 | 2,000 | 8.03 |
| Preheater Outlet | 120.0 | 1,982 | 8.03 |
| Vaporizer Outlet | 121.4 | 19,81 | 8.03 |

4.1.3 과열기 추가 전후 비교

Table 4-3은 Figure 4-2와 Figure 4-3의 계산 결과를 나타낸다. 표와 같이 과열기를 추가하여 작동유체를 과열하였을 때 엔탈피 증가로 인하여 터빈출력이 252.9kW에서 266.6kW로 5.42% 상승하였다.

Table 4-3 Results of Simulation

| | Figure 4-2 [Basic Cycle] | Figure 4-3 [Superheater Cycle] |
|------------------------|-----------------------------|-----------------------------------|
| Heat Exchanger[kW] | 1,894 | 2,001 |
| Turbine Power[kW] | 252.9 | 266.6 |
| Superheater Duty[kW] | 0 | 121.3 |
| Vaporizer Duty[kW] | 895 | 897.7 |
| Preheater Duty[kW] | 998.5 | 982.4 |
| Condenser Duty[kW] | 1,653 | 1,747 |
| Working Fluid Pump[kW] | 11.83 | 11.83 |
| Cooling Water Pump[kW] | 4.164 | 4.164 |
| Cycle Efficiency[%] | 13.35 | 13.32 |
| Net Efficiency[%] | 12.51 | 12.52 |

Figure 4-4는 Table 4-3의 계산 결과 값 중에서 열교환기 크기를 나타낸다. 그림과 같이 증발기와 예열기를 통과한 작동유체의 온도변화에는 큰 차이가 없기 때문에, 과열기 추가에 따른 증발기와 예열기의 크기는 큰 차이가 없었다. 하지만 작동유체의 과열로 인하여 터빈출구에서 나온 작동유체의 온도가 65.56℃에서 77.54℃로 상승하여, 응축기의 크기도 1,653kW에서 1,747kW로 5.69% 증가하였다.

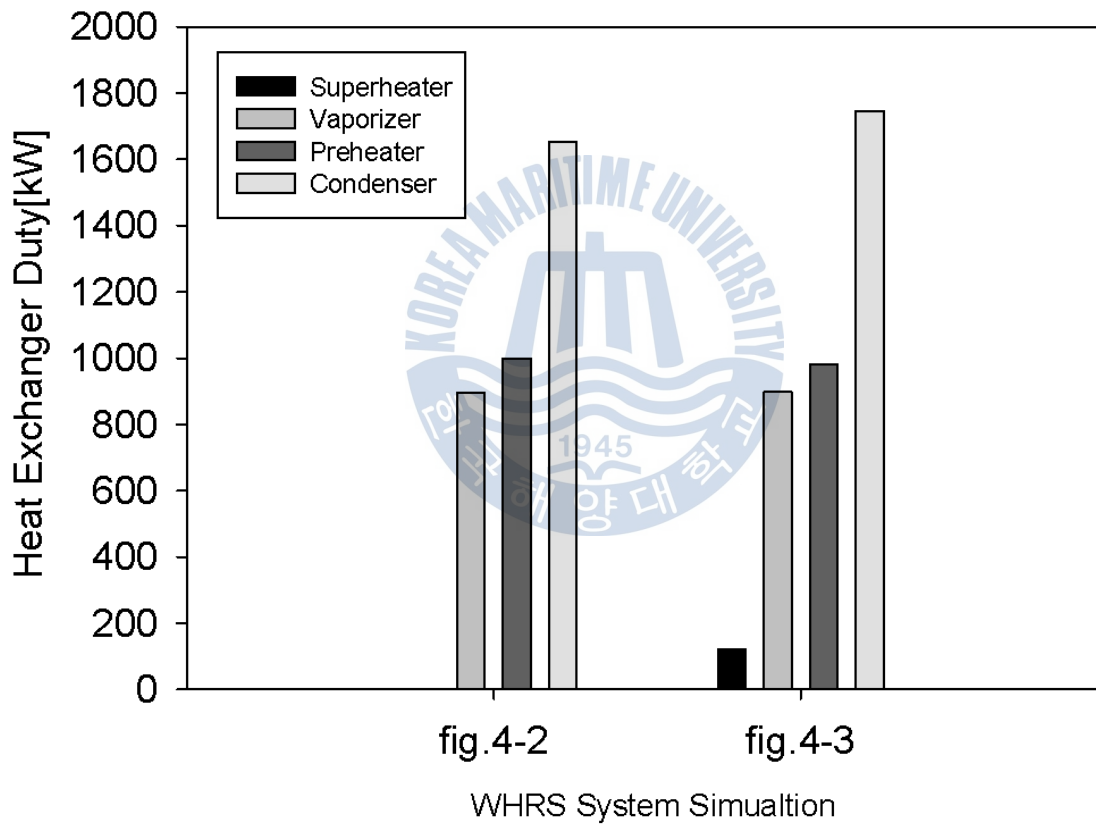


Figure 4-4 Results of Heat Exchangers Duty

Figure 4-5는 Figure 4-2와 Figure 4-3의 사이클효율과 정미효율을 나타낸다. 사이클효율은 각각 13.35%, 13.32%을 나타내었고, 정미효율은 각각 12.51%, 12.52%의 수치로 두 사이클 사이에 큰 효율 차이는 없었다.

4.1.4 열원 유량비율조절에 따른 사이클 특성

Figure 4-6은 Figure 4-3의 과열기를 추가한 선박폐열회수발전 사이클의 흐름도를 나타낸다. 그림과 같이 열원부에서 발생한 증기는 유량비율을 조절할 수 있는 분배기를 통하여 과열기와 증발기로 공급된다. 이와 같은 방식을 사용하는 이유는 과열기로 들어가는 열원 유량을 조절하여 과열기의 크기가 비대해 지는 것을 방지 할 수 있다.

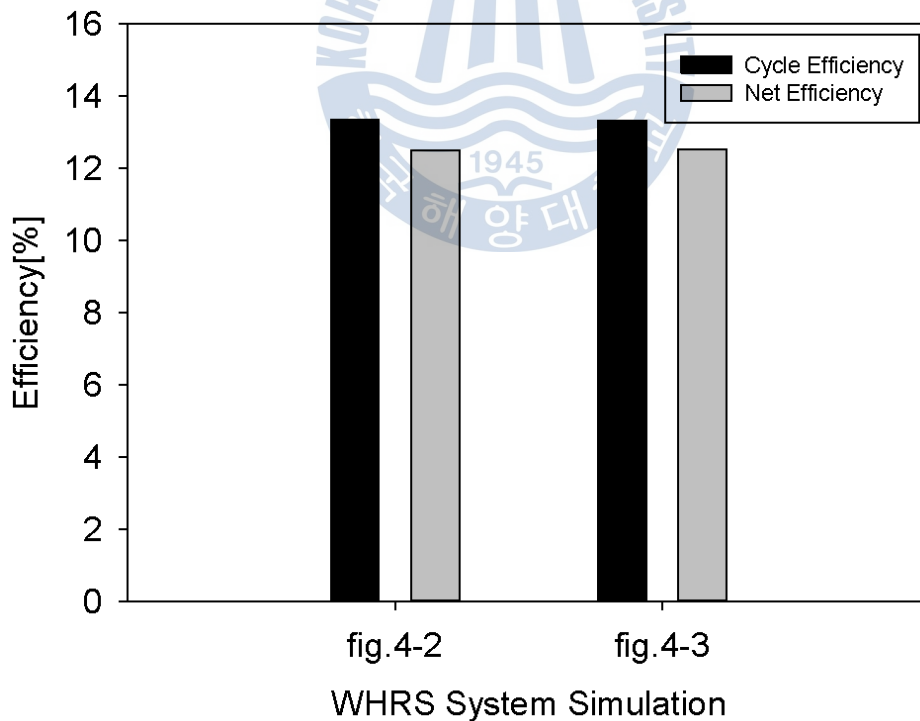


Figure 4-5 Results of Efficiency

Figure 4-6에서의 선박폐열회수발전 시스템은 R-245fa의 포화온도, 과열기 출구 온도, 압력을 고려하여 증발기와 과열기의 용량을 선정하여 각각의 열교환기로 유입되는 유량 비율을 11:89로 설정하였다.

본 연구에서는 과열기로 가는 열원유량변화에 따라 과열기에서 나오는 작동유체의 온도 변화를 알아보기 위해 과열기의 용량을 고정하여, 설계점인 11:89 유량비율을 포함하여 5:95, 8:92, 11:89, 14:86, 17:83 의 총 5개의 유량비율을 따른 사이클 특성을 분석하였다.

추가로, 18:82 이상의 비율에서는 열원부의 순환수 펌프 입구에서 기체가 발생함을 확인하였고, 4:96 이하의 비율에서는 과열기로 들어가는 열원유량이 부족하여 과열기의 설계점을 벗어남을 확인하였다.

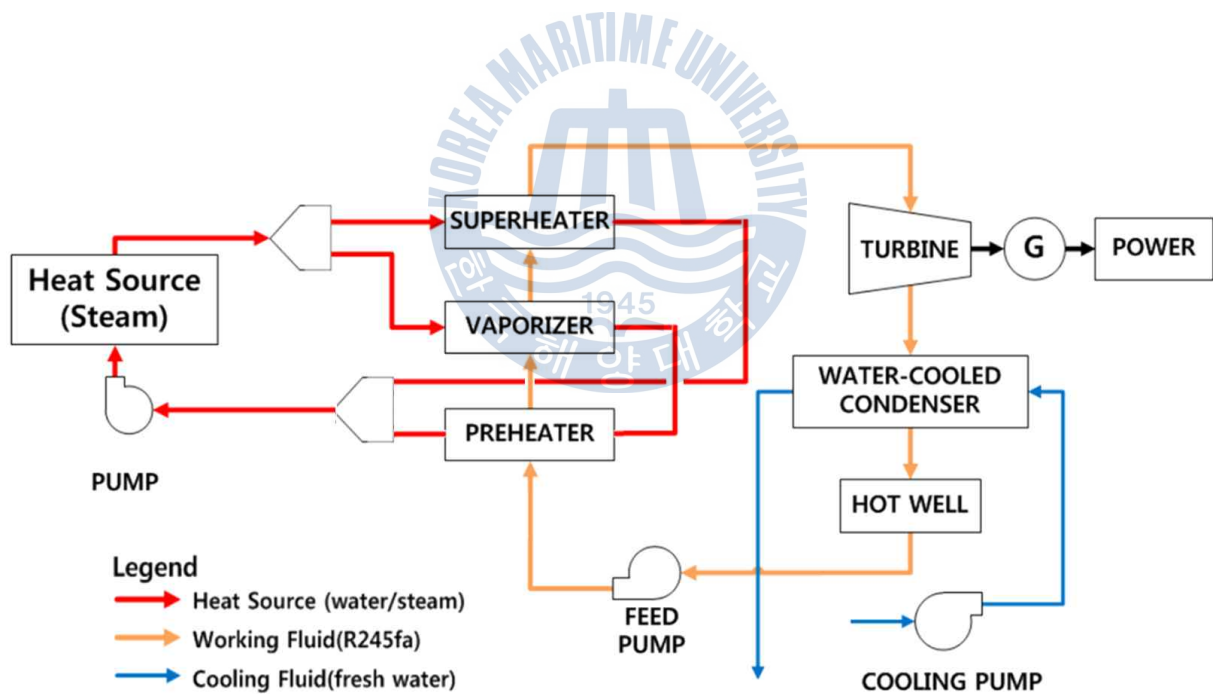


Figure 4-6 Schematic Diagram of WHRS added a Superheater

Figure 4-7은 Table 4-4의 열원유량비율 변화에 따른 계산 결과에서 과열기, 증발기, 예열기의 용량을 나타낸다. 그림과 같이 열원부의 분배기에 의해서 열원유량이 공급됨으로, 과열기와 증발기의 용량은 반비례하는 관계를 보였고 예열기의 용량은 일정한 값을 보였다.

Table 4-4 Results of Simulation according to the Heat Source Ratio

| | Superheater : Vaporizer | | | | |
|------------------------|-------------------------|-------|-------|-------|-------|
| | 5:95 | 8:92 | 11:89 | 14:86 | 17:83 |
| Heat Exchanger[kW] | 2,051 | 2,028 | 2,005 | 1,967 | 1,926 |
| Turbine Power[kW] | 272.9 | 270.0 | 267.1 | 262.1 | 256.7 |
| Superheater Duty[kW] | 35.66 | 76.84 | 117.3 | 142.7 | 165.9 |
| Vaporizer Duty[kW] | 1,033 | 969.1 | 905.4 | 841.8 | 778.1 |
| Preheater Duty[kW] | 982.4 | 982.4 | 982.4 | 982.4 | 982.4 |
| Condenser Duty[kW] | 1,790 | 1,770 | 1,754 | 1,717 | 1,682 |
| Working Fluid Pump[kW] | 11.83 | 11.83 | 11.83 | 11.83 | 11.83 |
| Cooling Water Pump[kW] | 4.164 | 4.164 | 4.164 | 4.164 | 4.164 |
| Superheater Outlet[°C] | 136.8 | 134.6 | 132.4 | 128.7 | 124.8 |
| Cycle Efficiency[%] | 13.31 | 13.31 | 13.32 | 13.32 | 13.33 |
| Net Efficiency[%] | 12.53 | 12.52 | 12.52 | 12.51 | 12.50 |

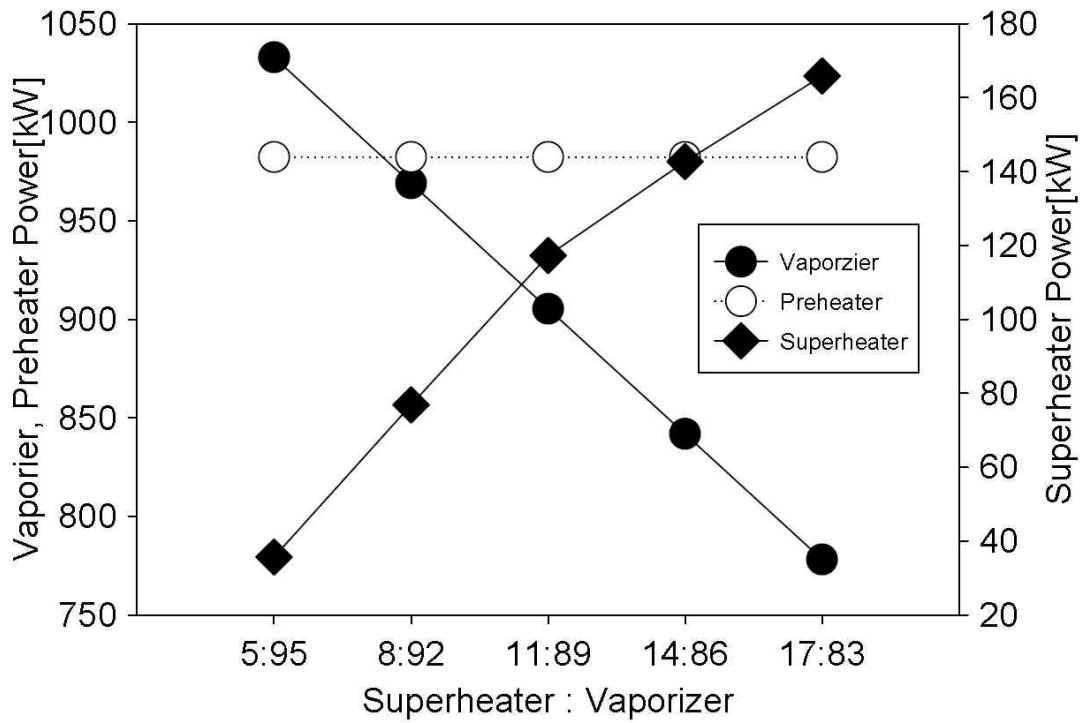


Figure 4-7 Results of Heat Exchangers Duty

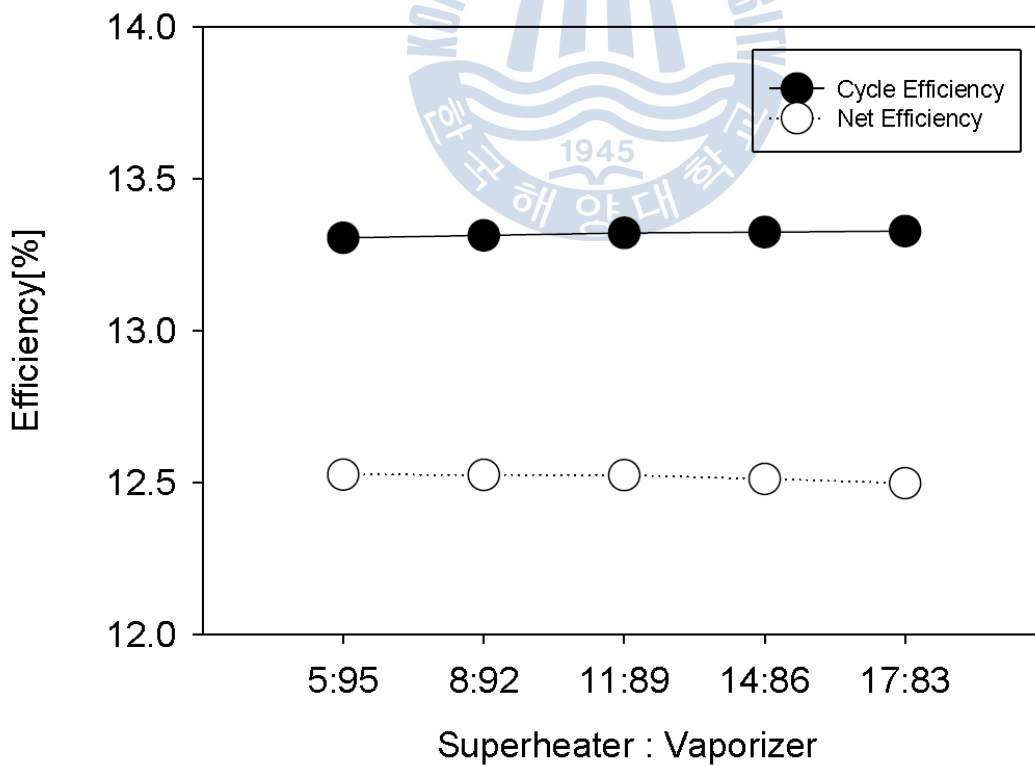


Figure 4-8 Results of Efficiency

Figure 4-8은 열원유량비율 변화에 따른 사이클효율과 정미효율 나타낸다. 사이클 효율은 13.31%에서 13.33% 사이의 값을 보였고, 정미효율은 12.53%에서 12.50% 사이의 값으로, 효율은 유량분배 비율에 대하여 큰 차이 없이 비슷함을 확인하였다.

4.1.5 과열기 추가 사이클의 배관손실 계산

Figure 4-9는 과열기 추가 사이클의 동특성을 연구하기 위하여 Figure 4-3의 사이클에서 해석에 불필요한 열원부와 냉각부의 열교환기, 가열기, 탱크 등의 구성요소들을 정리한 구성을 나타낸다.

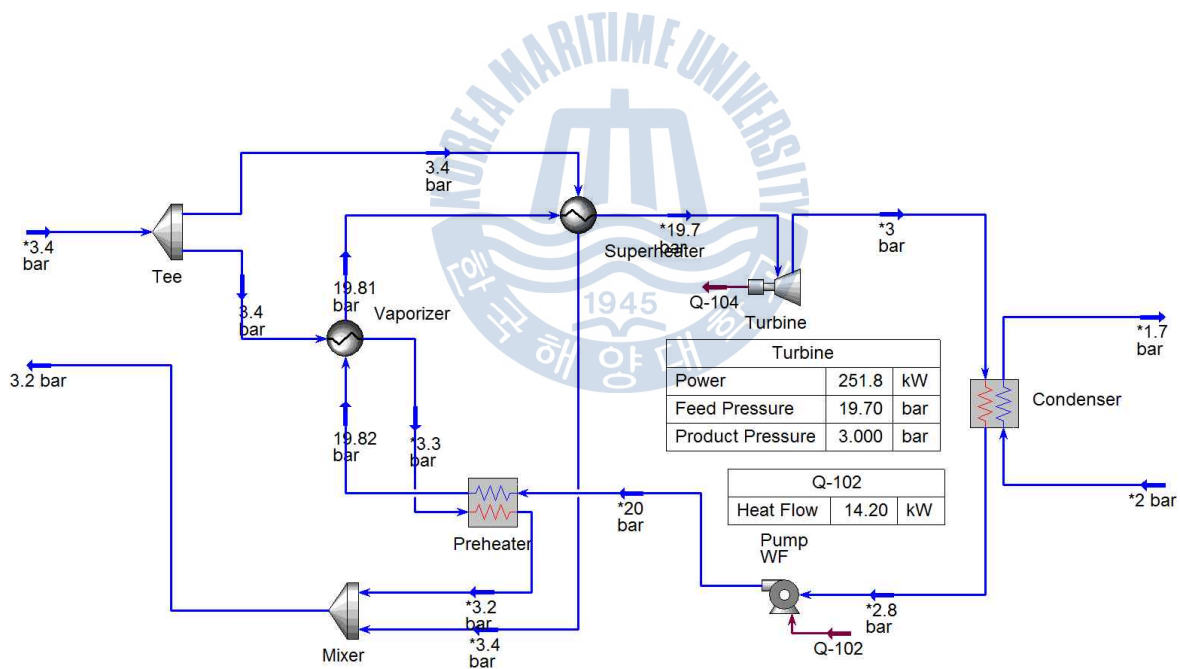


Figure 4-9 Dynamic Simulation of WHRS

| Vaporizer | |
|---------------------------|-------------|
| Duty | 4.602 kW |
| Tube Side Feed Mass Flow | 0.7800 kg/s |
| Shell Side Feed Mass Flow | 8.030 kg/s |
| Tube Inlet Temperature | 140.0 C |
| Tube Outlet Temperature | 136.8 C |
| Shell Inlet Temperature | 121.4 C |
| Shell Outlet Temperature | 121.3 C |

| Superheater | |
|---------------------------|-------------|
| Duty | 118.9 kW |
| Tube Side Feed Mass Flow | 8.030 kg/s |
| Shell Side Feed Mass Flow | 0.1000 kg/s |
| Tube Inlet Temperature | 121.2 C |
| Tube Outlet Temperature | 132.0 C |
| Shell Inlet Temperature | 140.0 C |
| Shell Outlet Temperature | 137.8 C |

| Preheater | |
|---------------------|---------|
| Exchanger Cold Duty | 1875 kW |

| Condenser | |
|---------------------|---------|
| Exchanger Cold Duty | 1762 kW |

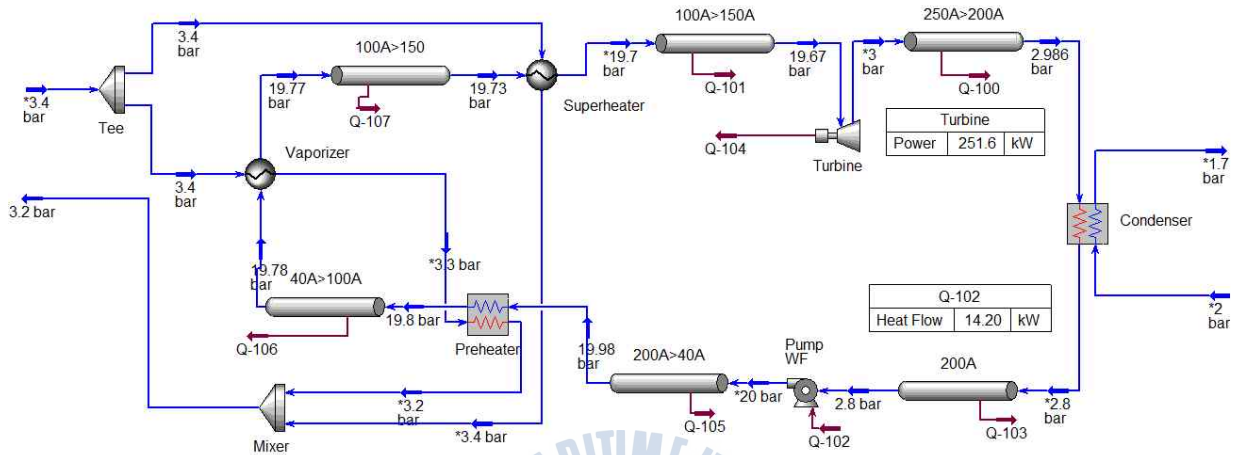


Figure 4-10 Simulation of the Piping Loss in WHRS

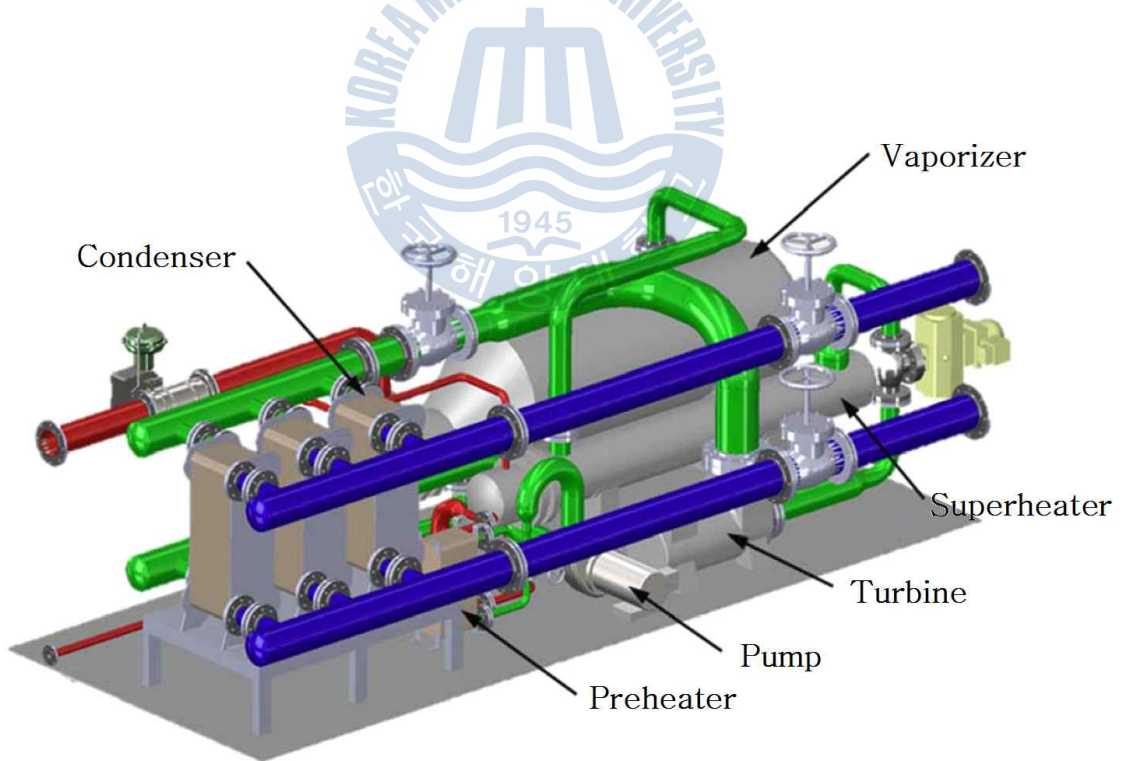


Figure 4-11 Diagram of WHRS Layout

Figure 4-10은 현재 개발 중인 선박폐열회수 발전 시스템의 배관 정보를 참조하여 계산한 배관손실의 결과 값을 나타낸다.^[12]

Figure 4-11은 배관 정보 입력에 사용한 자료 중 전체시스템의 외관도를 나타낸다.

Figure 4-10의 배관손실 계산에 사용된 식은 다음과 같다. [13]

$$\Delta P = K \frac{\rho v^2}{2} \quad (4.1)$$

여기서,

ΔP = Pressure drop

ρ = Density

v = Velocity

$$K = D + B \times f_T$$



(4.2)

여기서,

D = Constant, also known as velocity head factor

B = Constant, also known as F_t

f_T = Fully turbulent friction factor

Table 4-5는 배관손실 고려 여부에 따른 사이클 구성요소의 입구와 출구에서의 압력 차이를 나타낸다. 여기서, Case1은 배관손실을 고려하지 않았을 때의 사이클 결과 값이고, Case2는 배관손실을 고려하였을 때의 값을 나타낸다.

전체적으로 기존 Case1 대비 최소 0.10%에서 최고 0.40%의 차이 값을 나타내는 것을 확인하였다.

Table 4-5 Results of the Piping Loss

| Unit[kPa] | Case1 | Case2 | Difference[%] |
|-------------------|-------|-------|---------------|
| Turbine Inlet | 1,970 | 1,967 | 0.15 |
| Condenser Inlet | 300 | 298.6 | 0.47 |
| WF Pump Inlet | 280 | 280 | 0.00 |
| Preheater Inlet | 2,000 | 1,998 | 0.10 |
| Vaporizer Inlet | 1,982 | 1,978 | 0.20 |
| Superheater Inlet | 1,981 | 1,973 | 0.40 |

4.1.6 과열기 추가 사이클의 동특성 결과 분석

실제 선박폐열회수발전 시스템이 선박에 적용되어 운전 될 때에는 주 기관의 출력 변화에 의하여 열원의 온도상승 및 하강이 발생할 수 있으며, 이외에도 작동유체 펌프의 이상 및 작동유체 누설로 인한 사이클의 유량의 변화가 발생 할 수 있다. 본 절에서는 위에서 제시한 상황을 고려하여 열원 온도 상승, 하강 및 사이클 유량에 따른 동특성에 대하여 분석 하였다.

HYSYS 프로그램의 동특성 계산에 적용되는 질량, 구성요소와 열평형은 정적인 상태방정식과 동일하게 적용되어진다. 단, 시간의 변화에 따른 다이내믹 균형에서 출력 값의 변화는 다음과 같은 기본적인 방정식으로 계산되어 진다.^{[2][13]}

1) Material Balance

$$\frac{d(\rho)}{t} = F_i \rho_i - F_0 \rho_0 \quad (4-3)$$

여기서,

F_i = flow rate of the feed entering the bank

ρ_i = density of the feed entering the bank

F_0 = flow rate of the product exiting the tank

ρ_0 = density of the feed entering the bank

2) Component Balance

$$\frac{d(V)}{t} = F_i C_{ji} - F_o C_{jo} + R_j V \quad (4-4)$$

여기서,

j = component

C_{ji} = concentration of j in the inlet stream

C_{jo} = concentration of j in the outlet stream

R_j = reaction of rate of the generation of component j

V = volume of the fluid

3) Energy Balance

$$\frac{d}{dt} [(u + k + \Phi)] = F_i \rho_i (u_i + k_i + \Phi_i) - F_o \rho_o (u_o + k_o + \Phi_o) + Q + Q_r - (w + F_o P_o - F_i P_i) \quad (4-5)$$

여기서,

u = internal energy (energy per unit mass)

k = kinetic energy (energy per unit mass)

Φ = potential energy (energy per unit mass)

V = volume of the fluid

w = shaft work done by system (energy per unit mass)

P_o = vessel pressure (energy per unit mass)

Figure 4-12는 Figure 4-11에서 계산한 배관손실 값을 고려하여 과열기를 추가한 사이클의 동특성 계산의 구성을 나타낸다. 그림과 같이 사이클의 내에서의 압력 맥동을 줄이기 위해 작동유체펌프 전단에 탱크를 추가 하였고, 터빈입구 전단에 터빈의 출력을 조절하기 위한 PID 컨트롤러와 콘트롤 밸브를 설치하였다.

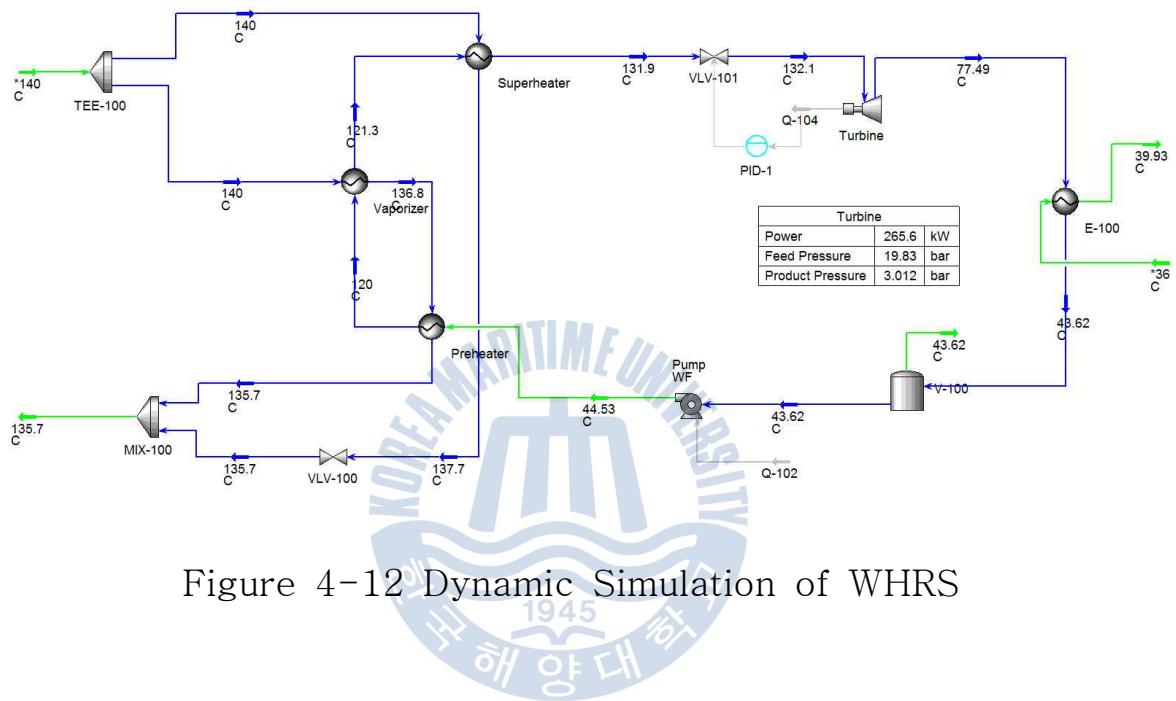


Figure 4-12 Dynamic Simulation of WHRS

Table 4-6 Parameters of PID Controller

| | PID Controller |
|---------------------------|----------------|
| Set Point[kW] | 265.6kW |
| Process Variable Max.[kW] | 255.0kW |
| Process Variable Min.[kW] | 275.0kW |
| Output Target Object | Valve-101 |
| Process Variable Source | Turbine Power |

Table 4-6은 터빈 출력을 조절하기 위한 PID 컨트롤러의 설정 값을 나타낸다. 표와 같이 변수(Process Variable)를 터빈의 출력으로 설정하고, 지정값(Set Point)을 265.6kW로 설정하였다.

Figure 4-13은 열원의 온도를 140℃에서 160℃까지 5℃ 단위로 상승시켰을 경우, 터빈출력과 작동유체의 과열기 출구, 증발기 출구, 예열기 출구의 온도를 나타낸다. 그림과 같이 열원의 온도 상승에 따른 엔탈피 증가로 터빈출력과 작동유체의 과열기 출구, 증발기 출구 온도는 같은 추세의 상승을 보였고, 상대적으로 증발기에서 많은 열교환이 발생하여 예열기 출구의 작동유체 온도는 소폭 하락하는 추세를 보였다.

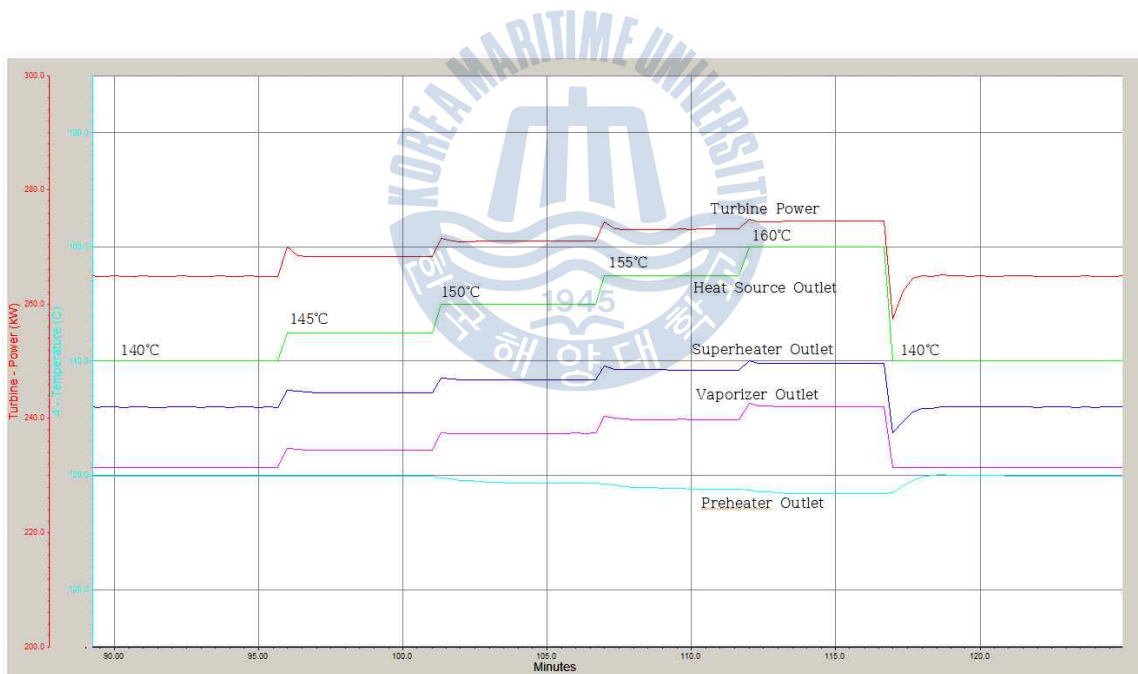


Figure 4-13 Dynamic Simulation of WHRS according to the Heat Source Temperature(Increase)

Figure 4-14은 열원의 온도를 140°C에서 137°C까지 1°C단위로 하강시켰을 경우, 터빈출력과 작동유체의 과열기 출구, 증발기 출구, 예열기 출구의 온도를 나타낸다. 그림과 같이 열원의 온도가 하강에 따른 엔탈피 감소로 터빈출력과 과열기 출구의 작동유체 온도는 같은 추세의 감소를 보였고, 증발기와 예열기의 출구의 작동유체 온도는 비슷한 값을 보였다. 그리고 열원의 온도가 137°C가 되었을 때 과열기에 공급되는 열량이 감소하여 터빈 입구조건인 19.67bar에서 R-245fa의 포화온도인 121.1°C까지 작동유체의 온도가 하강하여, 터빈 입구에 액적이 발생하며 출력이 발생하지 않았다.

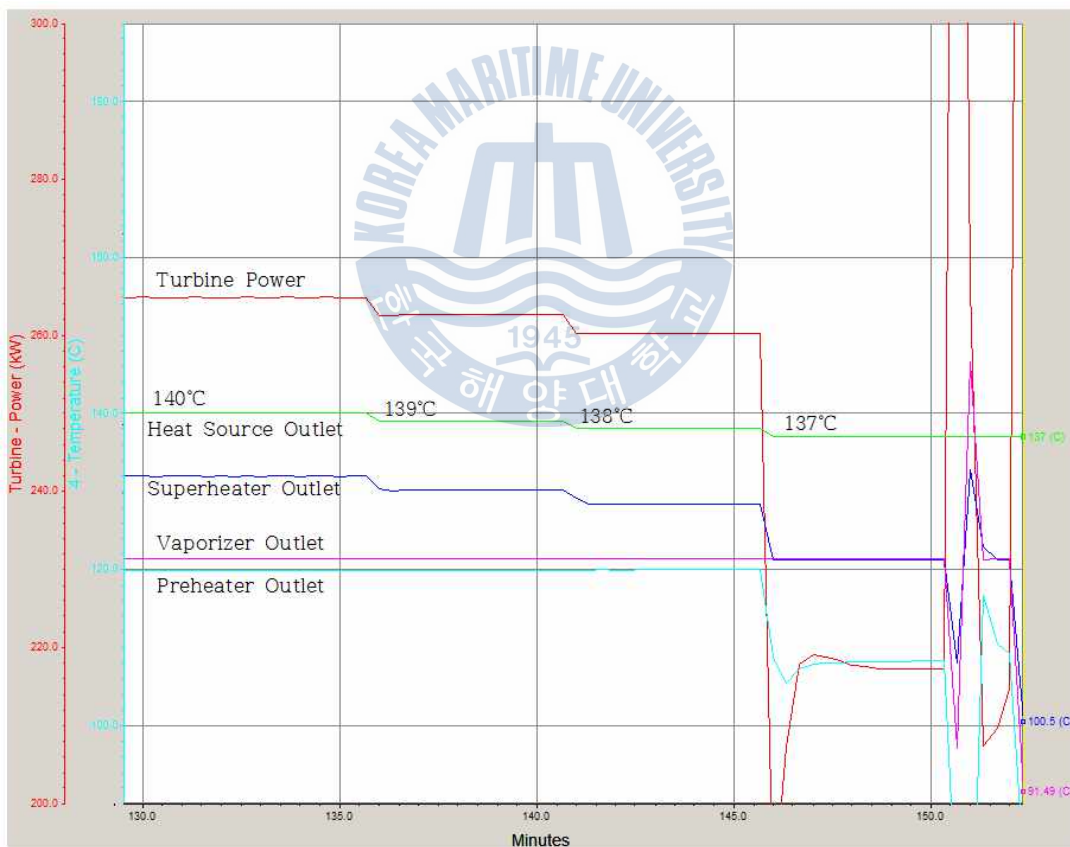


Figure 4-14 Dynamic Simulation of WHRS According to the Heat Source Temperature(Decrease)

Figure 4-15는 사이클의 유량을 설계유량인 8kg/s에서 0kg/s까지 2kg/s 단위로 하강시켰을 때의 각 구성요소의 온도 및 터빈의 출력을 나타낸다. 그림과 같이 사이클 유량이 줄어들수록 터빈 출력도 같이 감소하였다. 펌프의 정지를 나타내는 0kg/s의 사이클 유량에서는 순환하는 작동유체가 없으므로 출력이 발생하지 않았다. 열교환기에서 공급되는 열량은 동일하였기 때문에 사이클 유량감소에 따라 과열기, 증발기, 예열기 출구의 작동유체의 온도는 상승하였다.

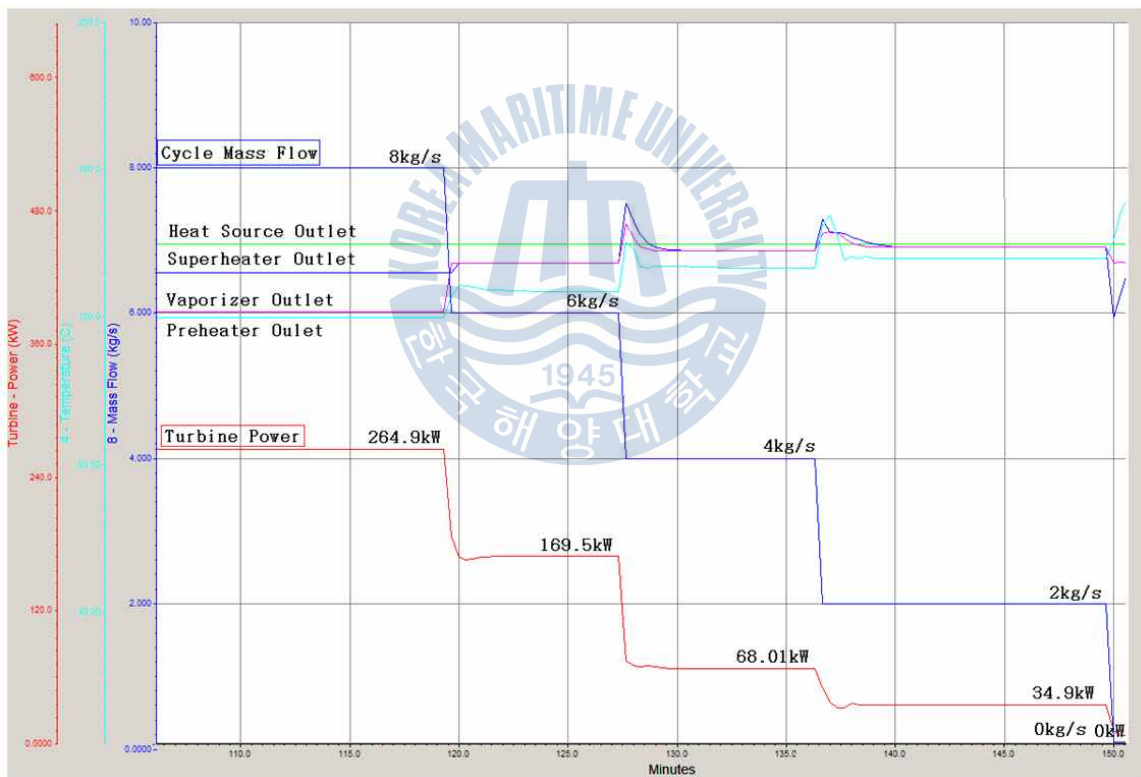


Figure 4-15 Dynamic Simulation of WHRS According to the Cycle Mass Flow

4.2 SOTEC을 응용한 사이클의 특성

SOTEC은 Solar Ocean Thermal Energy Conversion의 약자로 해양 온도차발전에 태양열 집열장치를 이용하여 효율을 높이는 기술이다. 선박의 경우 거주구역 및 갑판상에 태양열집열판을 설치할 수 있는 공간이 상당부분 존재하며, 태양열 집열판을 설치하여 태양이 존재하는 맑은 날의 낮 시간 동안 생산한 온수로 선박폐열회수 발전 사이클의 냉매의 예열에 사용할 경우 시스템의 특성에 대하여 분석 하였다.

Figure 4-16은 태양열 집열 시스템과 선박폐열회수 사이클에 설치할 예열기의 개념도를 나타낸다. 그림과 같이 태양열 집열판에 순환수를 순환시키게 되면 낮 시간 동안의 태양고도에 따라 낮 시간 동안 최대 $60^{\circ}\text{C}\sim 56^{\circ}\text{C}$ 의 온수를 생산할 수 있게 된다. 집열판은 육상에서 온수급탕용으로 널리 사용 중인 진공관형 집열기를 사용한다고 가정하였다. 진공관형 집열기는 열손실 중 가장 높은 비중을 차지하는 대류와 전도 손실을 줄일 수 있고, 경량이며 설치가 용이한 특징이 있다.^{[14][15]}

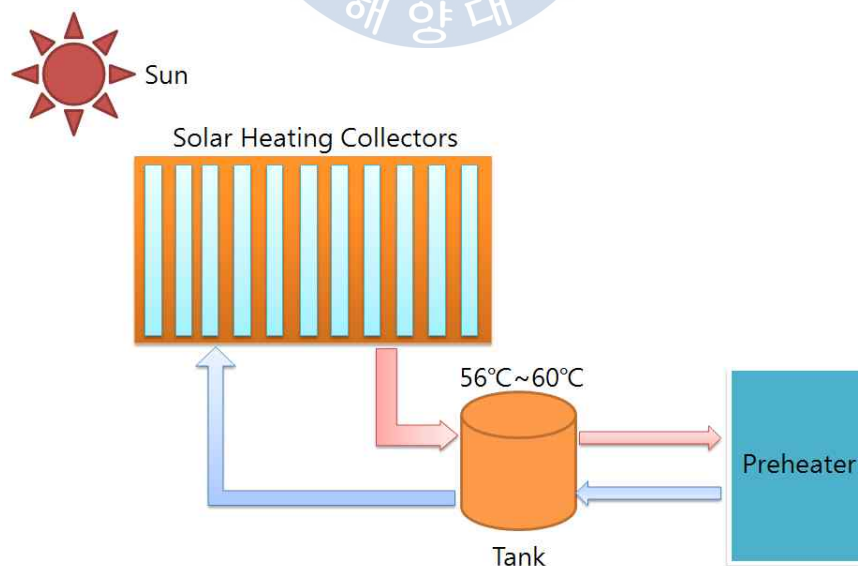


Figure 4-16 Conceptual Diagram of the Solar System

Figure 4-17은 Figure 4-3의 선박폐열회수발전 과열기 추가 사이클에 기존의 예열기를 전에 추가 예열기를 설치하여 태양열 집열판을 통하여 생산한 온수를 선박폐열회수 발전 시스템의 작동유체 예열에 사용한 사이클을 나타낸다.

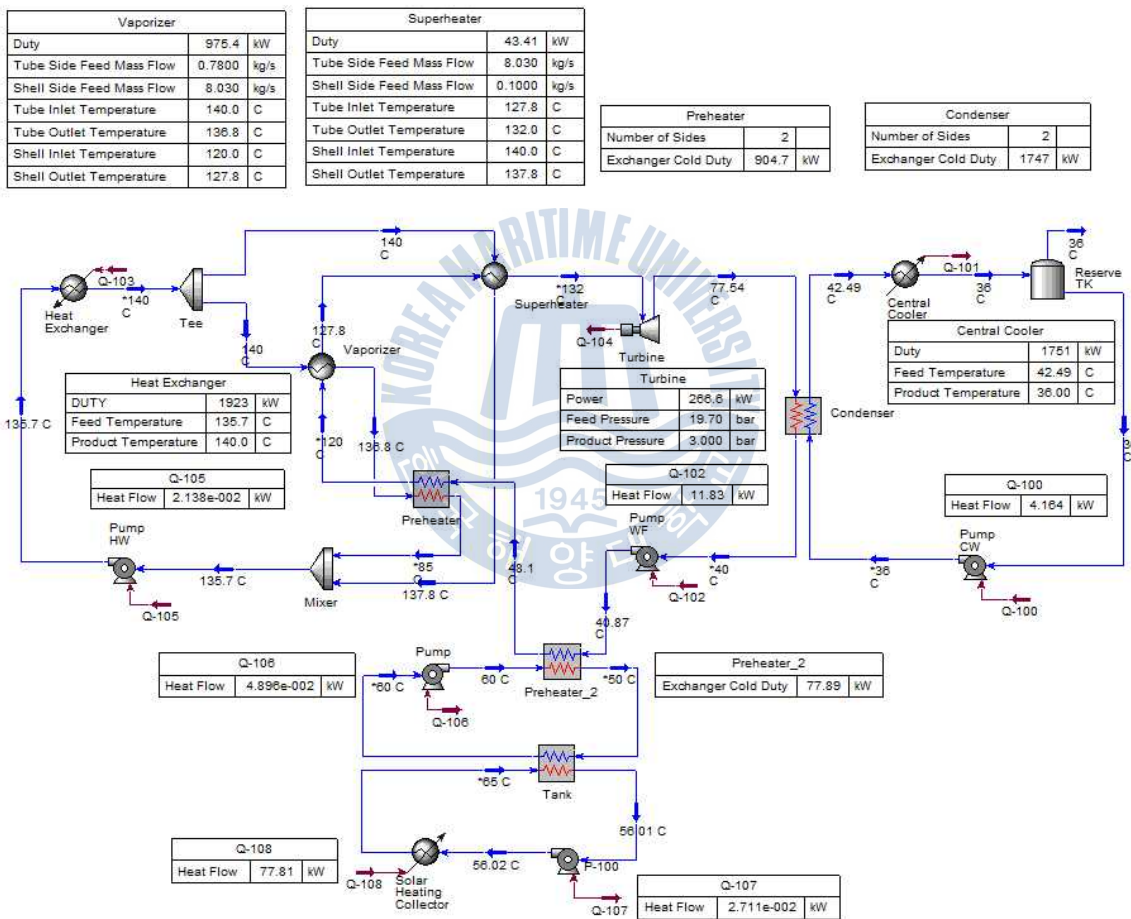


Figure 4-17 Simulation of WHRS Using the Solar System

Table 4-7은 Figure 4-3과 Figure 4-17의 계산 결과를 나타낸다. 태양열 시스템에서 공급되는 온수의 온도는 태양에 고도에 따라 변하게 되는 점을 고려하여, 56℃에서 60℃까지 총 5가지 온도에 대하여 연구를 수행하였다.

Table 4-7 Results of WHRS Simulation using the Solar System

| Hot Water From Solar System | | | | | | |
|-----------------------------|------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Temperature[℃] | Figure 4-3 | 56 | 57 | 58 | 59 | 60 |
| Heat Exchanger[kW] | 2,001 | 1,955 | 1,947 | 1,939 | 1,931 | 1,923 |
| Turbine Power[kW] | 266.6 | 266.6 | 266.6 | 266.6 | 266.6 | 266.6 |
| Superheater Duty[kW] | 121.3 | 74.50 | 66.72 | 58.93 | 51.14 | 43.41 |
| Vaporizer Duty[kW] | 897.7 | 944.3 | 952.1 | 959.8 | 967.6 | 975.4 |
| Preheater Duty[kW] | 982.4 | 935.8 | 928 | 920.3 | 912.5 | 904.7 |
| Preheater_2 Duty[kW] | 0 | 46.79 | 54.58 | 62.37 | 70.16 | 77.89 |
| Condenser Duty[kW] | 1,747 | 1747 | 1747 | 1747 | 1747 | 1747 |
| Working Fluid Pump[kW] | 11.83 | 11.83 | 11.83 | 11.83 | 11.83 | 11.83 |
| Cooling Water Pump[kW] | 4.164 | 4.164 | 4.164 | 4.164 | 4.164 | 4.164 |
| Cycle Efficiency[%] | 13.32 | 13.64 | 13.69 | 13.75 | 13.81 | 13.86 |
| Net Efficiency[%] | 12.52 | 12.82 | 12.87 | 12.92 | 12.98 | 13.03 |

Figure 4-18은 선박폐열회수발전 시스템에 태양열 시스템을 이용하여 공급한 온수의 온도에 따른 사이클효율과 정미효율을 나타낸다. 태양열 시스템에서 공급된 추가 열원으로 인하여 그림과 같이 온수 온도상승에 따라 13.64%에서 13.86%까지의 사이클 효율이 증가하였다. 이는 Figure 4-3의 사이클 효율인 13.32%와 비교 하여 최고 4.05%, 최소 2.04%의 향상된 효율을 보였다.

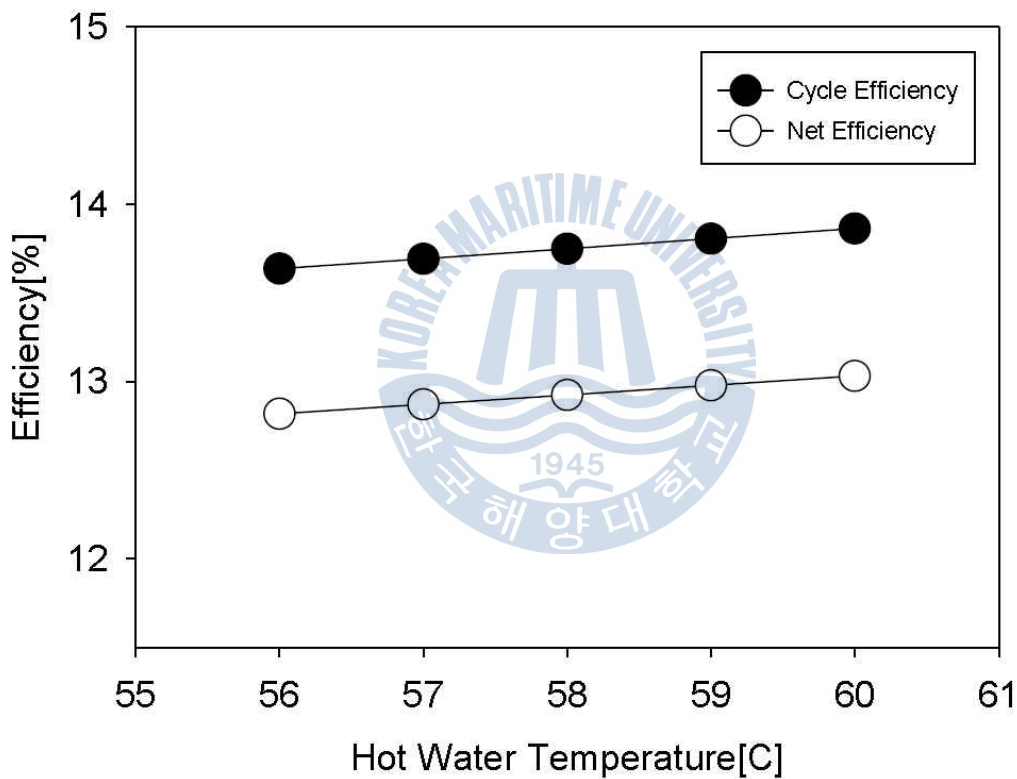


Figure 4-18 Efficiency of WHRS System Using the Solar System

4.3 주기관의 Air Cooler 폐열을 이용한 사이클 특성

일반적인 선박에서 사용하는 대형 디젤기관에서 발생하는 손실 중에서 배기가스 손실다음으로 air cooler에서 발생하는 손실이 두 번째로 큰 부분을 차지한다. 대형디젤기관에서 air cooler를 이용하여 주기관에 공급되는 소기를 냉각하는 이유는 과급기를 통과한 공기는 온도가 높아 공기 밀도가 작기 때문에 더 높은 효율을 위해 이를 냉각시켜 더 많은 공기를 기관에 공급하기 위해서이다. 본 절에서는 선박폐열회수발전 시스템에 air cooler의 폐열을 이용하는 예열기 추가 설치에 따른 사이클의 특성을 분석하였다.

Figure 4-19는 선박용 디젤엔진의 열평형도를 나타낸다. 그림과 같이 디젤기관에 공급된 연료 중에서 25.5%가 배기가스 손실로 소비되고 16.5%가 air cooler 손실로 소비된다.

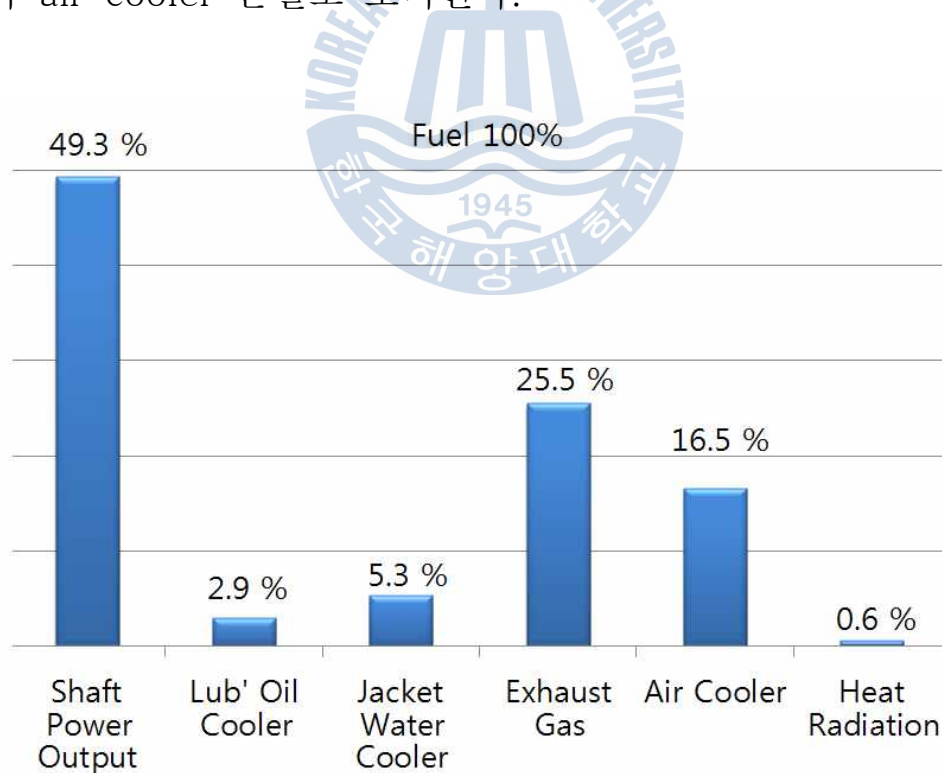


Figure 4-19 Heat Balance of Marine Diesel Engine^[16]

Figure 4-20은 Figure 4-3의 선박폐열회수 과열기 추가 사이클에서 기존의 예열기 전에 추가 예열기를 설치하여 주기관의 air cooler에서 소기를 냉각시키고 나온 Central Cooling System의 50℃, 180kPa 조건의 냉각수를 공급한다고 가정한 사이클을 나타낸다.

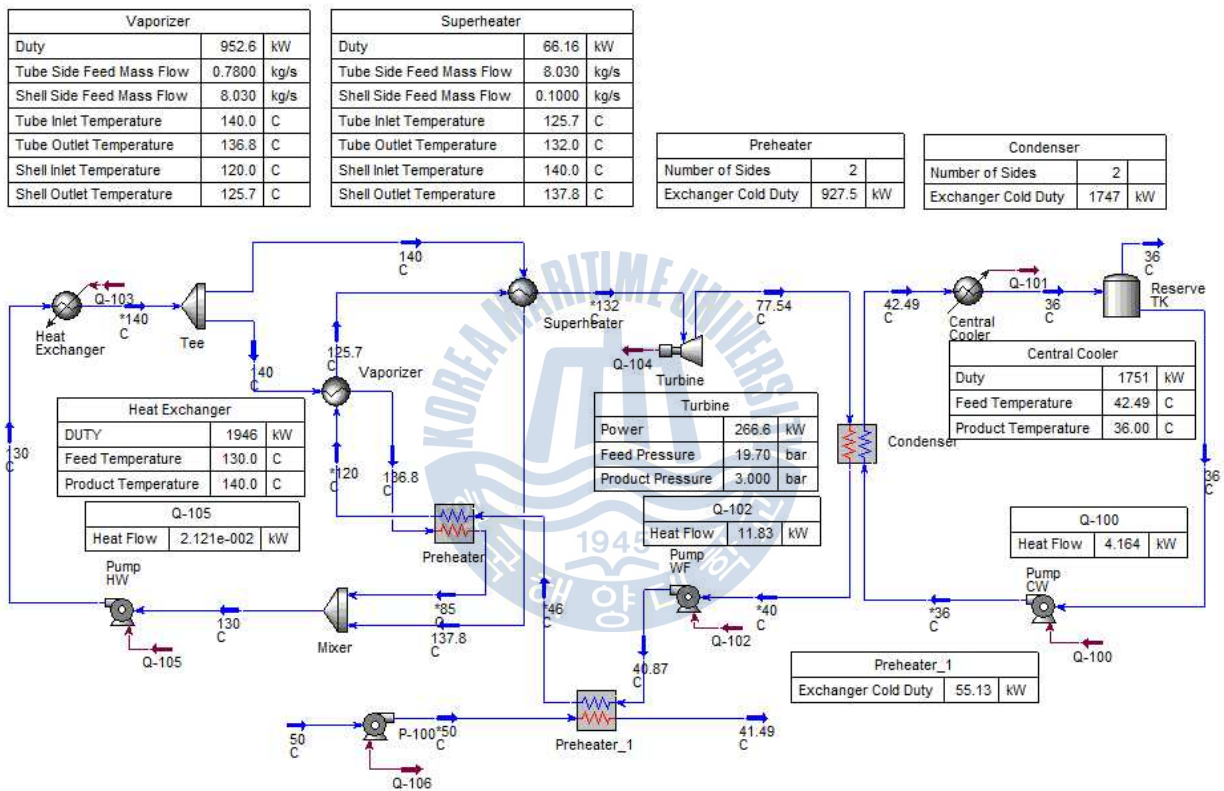


Figure 4-20 Simulation of WHRS using the Air Cooler Waste Heat

Table 4-8은 Figure 4-3과 Figure 4-20의 계산 결과를 나타낸다. 표와 같이 주기관의 air cooler 폐열을 이용하는 예열기를 설치하여 55.13kW의 air cooler 폐열을 회수할 수 있었다.

Table 4-8 Results of WHRS Simulation using the Air Cooler Waste Heat

| | Figure 4-3 [Basic Cycle] | Figure 4-20 [Air Cooler Waste Heat] |
|------------------------|-----------------------------|---|
| Heat Exchanger[kW] | 2,001 | 1,948 |
| Turbine Power[kW] | 266.6 | 266.3 |
| Superheater Duty[kW] | 121.3 | 67.52 |
| Vaporizer Duty[kW] | 897.7 | 952.6 |
| Preheater Duty[kW] | 982.4 | 927.5 |
| Preheater 1 Duty[kW] | 0 | 55.13 |
| Condenser Duty[kW] | 1,747 | 1,748 |
| Working Fluid Pump[kW] | 11.83 | 11.83 |
| Cooling Water Pump[kW] | 4.164 | 4.164 |
| Cycle Efficiency[%] | 13.32 | 13.67 |
| Net Efficiency[%] | 12.52 | 12.85 |

Figure 4-21은 Figure 4-3과 Figure 4-20의 계산에서 사이클효율과 정미효율을 나타낸다. 그림과 같이 air cooler의 폐열에서 발생한 추가 열원을 이용함으로써, 사이클 효율이 13.32%에 13.67%로 2.63% 상승하였고, 정미효율은 12.52%에서 12.85%로 2.64% 상승하였다.

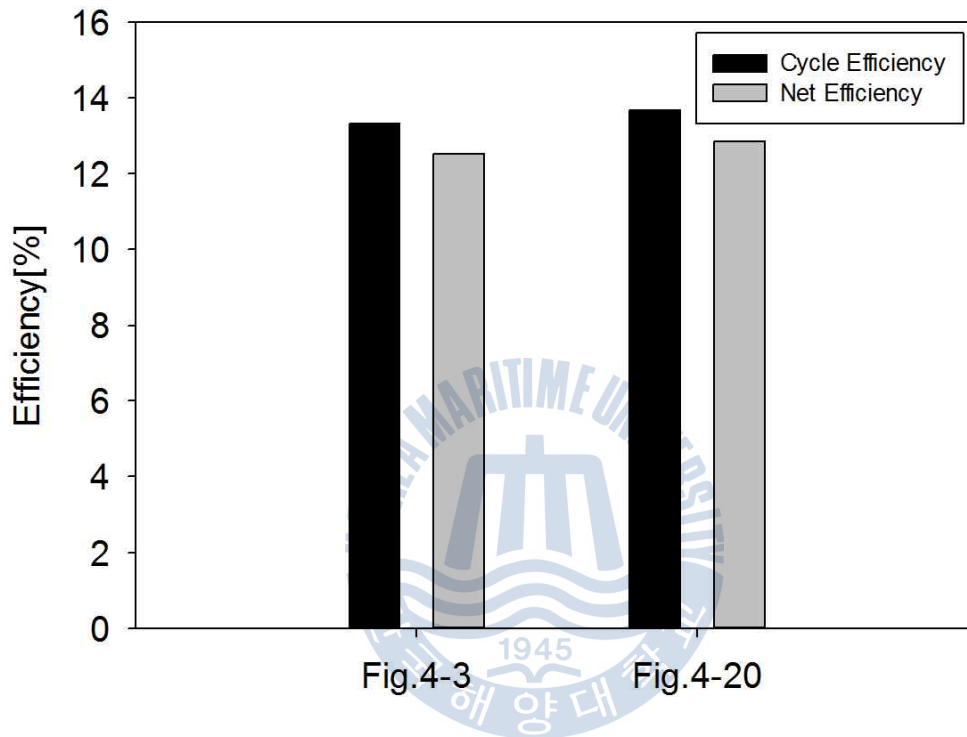


Figure 4-21 Efficiency of WHRS using the Air Cooler Waste Heat

5. 선박폐열회수발전 시스템의 경제성

본 장에서는 3장에서 수행한 연구를 바탕으로 Table 3-1의 13,000TEU 컨테이너선의 주기관인 12S90ME-C9.2 모델의 폐열정보를 이용하여, 선박폐열회수발전 시스템의 설치 및 운영에 따른 경제성에 대하여 분석 하였다. 배기가스의 폐열량은 황성분을 포함한 연료를 사용하는 주기관에서 저온부식을 방지하기 위하여 폐열회수 시스템의 열교환기에서 배기가스의 열교환을 200℃까지 한다고 가정하였을 때, 4,998.52kW 얻을 수 있었다. 이 폐열을 과급기 후단에 composite type boiler를 설치하여 선박폐열회수발전 시스템 및 선내 공급하는 700kPa, 170℃의 증기를 생성한다고 가정하였다.

Table 5-1은 일반적인 컨테이너선에서 기관실 내의 각종 heater 및 선내난방에 사용되는 동절기 증기사용량인 2.0ton/h과 하절기 증기사용량인 1.8ton/h을 참고하여, composite type boiler에 공급되는 물을 저장하는 cascade tank의 평균온도인 50℃에서 170℃까지 온도를 상승시키는데 필요한 열량을 뺀 후 선박폐열회수발전에 사용할 수 있는 에너지를 나타낸다.

Table 5-1 Table of Waste Heat According to the Season

| | Waste Heat [kW] | Steam Consumption [ton/h] | Waste Heat for WHRS[kW] |
|--------|-----------------|---------------------------|-------------------------|
| Winter | 4,998.52 | 2.0ton/h [1,450kW] | 3,548.52 |
| Summer | 4,998.52 | 1.8ton/h [1,305kW] | 3,693.52 |

Table 5-2는 Table 5-1에서 계산한 선박폐열회수발전의 동계, 하절기에 이용 가능한 폐열에너지에 3장에서 연구한 사이클 중 가장 높은 효율을 나타낸 Figure 3-5의 밀폐사이클의 정미효율인 12.52%를 대입하여, 선박폐열회수발전에서 생산가능 한 전력을 나타낸다. 계절별로 동계에 444.27kW와 하계에 462.43kW의 출력을 얻을 수 있었다.

Table 5-3은 선박용 발전기 엔진으로 많이 사용되는 MAN B&W사의 V28/32S 엔진의 kWh당 필요 열량을 나타낸다. 이 모델의 750RPM을 기준으로 하여 kWh당 8,420kJ의 필요하고, 대형선박에서 사용하는 저위발열량이 9750kcal/kg인 벙커C유를 사용한다고 가정하면, 1kWh당 0.20626kg의 벙커C유를 소비하는 값에 해당된다. 여기에 발전기 효율인 96%를 곱하게 되면 1kWh의 전력을 생산하기 위해 0.21485kg의 벙커C유를 사용하는 결과를 얻을 수 있다.^[16]

Table 5-2 Table of Power from WHRS

| | Waste Heat for WHRS [kW] | Figure 3-5 Net efficiency[%] | Power from WHRS[kW] |
|--------|--------------------------|------------------------------|---------------------|
| Winter | 3,548.52 | 12.52 | 444.27 |
| Summer | 3,693.52 | 12.52 | 462.43 |

Table 5-3 Table of Marine Generator Engine Specification^[16]

| MAN V28/32S | |
|----------------------|--------|
| Engine Speed | 750rpm |
| kJ/kWh | 8,420 |
| Generator Efficiency | 96% |
| Frequency | 50Hz |

Figure 5-1는 대형 선박용 벙커C유의 가격 변동을 나타낸다.^[17] 2013년도의 경우 2월에 약 \$673/mt로 가장 높은 가격을 보였고, 6월에 약 \$603/mt로 가장 낮은 가격을 보였다.

Table 5-4는 Table 5-2의 통계, 하계에 선박폐열회수 발전시스템의 발전 전력에 Figure 5-1의 벙커C유의 가격을 참조하여서 각각의 조건에서 시간당 절약할 수 있는 유류비용을 미화로 나타내었다. 그림과 같이 하절기에 벙커 C유 가격이 \$673/mt일 경우 시간당 \$66.86로 가장 많은 금액을 절약 할 수 있었고, 동절기에 벙커 C유 가격이 \$603/mt일 때 \$57.56로 가장 적은 금액을 절약 할 수 있었다.



Figure 5-1 Price of Bunker Fuel Oil C(CST380)^[17]

Figure 5-3는 현대상선의 컨테이너선 서비스 라인인 PCX : Pacific China Express의 항로를 나타낸다.^[18] 이 항로는 35일 한 항차로 대양 향해 구간인 부산에서 로스엔젤레스 구간은 12일, 오클랜드에서 부산 구간은 11일이 소요된다.

Table 5-4 Results of Saving Power by WHRS

| | Winter | Summer |
|----------------------------------|--------|--------|
| Power from WHRS System[kW] | 444.27 | 462.43 |
| Saving Bunker [kg/h] | 95.45 | 99.35 |
| Saving Price [\$ /h] at \$673/mt | 64.24 | 66.86 |
| Saving Price [\$ /h]at \$603/mt | 57.56 | 59.91 |

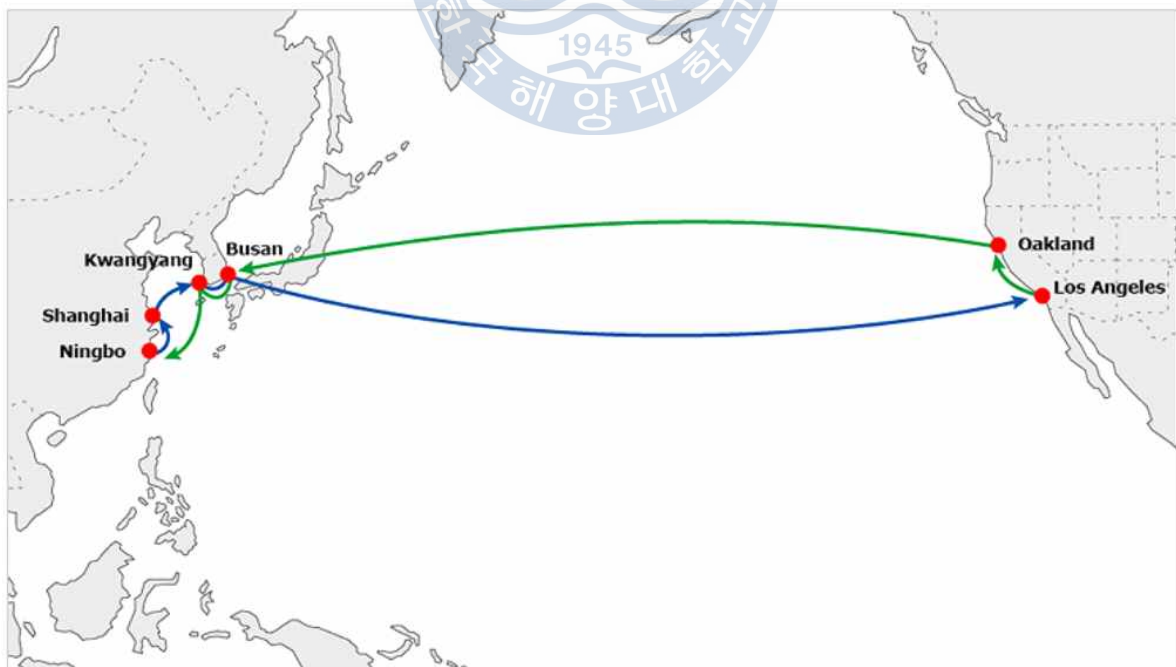


Figure 5-2 Container Service line of PCX : Pacific China Express^[18]

Table 5-5는 Table 5-4의 계절별, 병커C유 가격별 시간당 절약금액을 참고하여, 13,000TEU 컨테이너 선박이 PCX 항로를 1년간 운항한다고 가정하였을 경우 유류절감비용을 나타낸다. 선박폐열회수발전의 안정적인 운전을 위해 대양항해 구간인 부산에서 로스엔젤레스 구간과 오클랜드에서 부산 구간에서만 선박폐열회수발전 시스템을 운전한다고 가정했을 때, 1년 동안 239.86일의 운전시간을 얻을 수 있다.

연간 운전시간을 참조하여 하절기에 병커C유 가격이 \$673/mt일 경우에 1년 운영수익은 \$384,915.43로 가장 많은 금액을 절약 할 수 있었고, 동절기에 병커C유 가격이 \$603/mt일 때 \$331,336.00로 가장 적은 금액을 절약 할 수 있었다.

일반적인 컨테이너선의 평균 수명인 25년을 운항한다고 가정하였을 때 운영기간 동안 최대 \$9,622,885.77에서 최소 \$8,283,402.00의 유류비를 절감할 수 있다. 이 금액은 13,000TEU 컨테이너선의 신조 가격인 \$1,365,000,000에서 0.61%~0.70%에 해당하는 금액이다.

Table 5-5 Results of Saving Price by WHRS

| | Winter | Summer |
|---|--------------------------------|--------------------------------|
| Sailing days | 239.86 days [5756.64 hours] | 239.86 days [5756.64 hours] |
| Saving Price [\$/h] at \$673/mt | 64.24 | 66.86 |
| Saving Price [\$/year] at \$673/mt | 369,799.65 | 384,915.43 |
| Saving Price [\$/h] at \$603/mt | 57.56 | 59.91 |
| Saving Price [\$/year] at \$603/mt | 331,336.08 | 344,878.00 |

위에서 계산한 선박폐열회수발전 시스템의 설치 및 운영으로 절약할 수 있는 금액은 다음 3가지 내용에 의해 더욱 증가할 수 있을 것이다.

1) 선박폐열회수발전 사이클의 효율향상 : 현재 상용화 되어있는 폐열 회수사이클은 13% 전후의 효율로 새로운 유기냉매의 개발 및 사이클의 개발로 효율이 향상될 수 있다.

2) LNG연료 추진 선박 개발 : 현재 LNG를 연료로 하는 선박에 대한 연구가 진행중이며 LNG를 연료로 하는 선박이 상용화 될 경우 열교환 기의 저온부식의 문제가 없어지므로 더 많은 배기가스 폐열을 회수할 수 있다.

3) 탄소 배출권 거래 : 현재, 유럽연합(EU)는 탄소권 거래제를 2005년 부터 시행하고 있으며 우리나라도 2013년 1월에 예정이던 거래제도 도입을 2015년으로 연기하였다. 추후 탄소권 거래제가 활성화 될 경우, 선박폐열회수로 감소한 탄소거래권의 매매로 추가 수익을 얻을 수 있을 것이다.

6. 결 론

본 논문에서는 선박폐열회수 발전용 유기랭킨사이클의 용량선정을 위한 연구로 밀폐사이클, 재생사이클, 칼리나사이클의 기본사양을 선정하고, 냉각수 온도변화에 따른 사이클 특성 및 단일냉매 3종(R-245fa, R-134a, R-22)과 혼합냉매 1종(암모니아-물 혼합물)의 특성을 분석하였다. 또한, 선박폐열회수발전 사이클의 효율 향상을 위한 방안으로 과열기의 추가, 태양열 시스템의 활용, air cooler 폐열 이용의 3가지 방안에 대하여 산업분야의 공정설계 프로그램으로 널리 사용되고 있는 AspenTech사의 Hysys7.3 프로그램을 이용하여 그 특성을 비교분석 하였다. 그리고 연구를 통하여 얻은 자료를 이용하여 선박폐열회수발전 시스템을 실선에 적용하였을 경우의 경제성에 대하여 분석하였고, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 선박의 종류별 주기관 출력에 따른 선박폐열회수발전 ORC 시스템의 특성 연구 결과, 각각 13,000TEU 컨테이너선에서는 669.0kW, 318k 원유선에서는 417.2kW, 180k 벌크선에서는 159.3kW의 터빈출력을 얻을 수 있었다. [3.1 선박의 종류별 주기관 출력에 따른 시스템 특성]

2) 사이클 종류 및 냉매종류에 따른 선박폐열회수발전 ORC 시스템의 특성 연구 결과, 작동유체에 따라 재생사이클은 밀폐사이클보다 최대 4.41% 최소 0.75% 높은 사이클 효율 값을 보였다. [3.2 냉매 종류에 따른 밀폐사이클과 재생사이클의 특성]

3) 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 하는 선박폐열회수발전 용 칼리나 사이클의 용량을 선정하여, 13.5%의 사이클 효율을 얻었으며, 암모니아-물 혼합물의 조성비가 변화할 경우 혼합물의 특성변화로 인해 사이클의

출력 및 효율이 변화함을 확인하였다. [3.3 칼리나 사이클의 특성]

4) 선박폐열회수발전의 냉각수로 사용되는 Central Cooling System의 냉각수 온도가 상승할수록 필요유량의 증가폭의 비율이 증가하였으며, 39℃ 이상의 냉각수 온도에서는 필요유량이 급격히 증가함을 확인하였다. [3.4 냉각수 온도변화에 따른 시스템 특성]

5) 선박폐열회수발전 과열기 추가에 따른 시스템 특성 연구로부터 증발기에서 나온 포화증기의 온도를 상승시켜 5.42%의 출력 상승을 얻을 수 있었으며, 과열기 추가에 따른 사이클 효율은 큰 변화가 없었다. [4.1 과열기 추가에 따른 사이클 특성]

6) 선박폐열회수발전 시스템에 태양열 집열 시스템을 이용하여 발생한 온수를 작동유체 예열에 사용하였을 경우, 온수 온도에 따라 최고 4.05%에서 최소 2.04%의 향상된 효율을 보였다. [4.2 SOTEC을 응용한 사이클 특성]

7) 선박폐열회수발전 시스템에 주기관의 air cooler에서 발생한 폐열을 이용하는 예열기를 설치하여 작동유체를 예열할 경우에 2.63%의 효율 향상을 보였다. [4.3 주기관의 Air Cooler 폐열을 이용한 사이클 특성]

8) 선박폐열회수발전 시스템을 13,000TEU의 컨테이너선에 설치 및 운영한다고 가정하였을 경우, 1년에 \$384,915.43에서 \$331,336.00 사이의 유류비용을 절약할 수 있을 것으로 예상하였다. [제5장 선박폐열회수발전 시스템의 경제성]

참 고 문 헌

- [1] 김도희 “지구 온난화에 따른 해양환경 변화와 대책”, 2010년도 해양환경안전학회 춘계학술발표회
- [2] 송영욱 “선박폐열 및 해수온도차를 이용한 ORC 발전시스템에 의한 선박 열효율 향상에 관한 연구” 한국해양대학교 대학원 박사논문, 2012년 8월
- [3] 천강우 “그린쉽 기술소개 제 44회 KOSCO SYMPOSIUM 초록집” 2012년도 춘계학술대회 p49
- [4] 오공균 “선박배출온실가스 감축을 위한 기술·운항·시장 조치에 관한 법제 연구” 한국해양대학교 대학원 박사논문 2013년
- [5] 차상원 “선박폐열회수(WHRS) 및 해양온도차(OTEC)발전용 유기랭킨사이클(ORC)의 효율향상을 위한 연구발전시스템에 의한 선박 열효율 향상에 관한 연구” 한국해양대학교 대학원 석사논문 2012년 2월
- [6] 이동길, 진정근, 이호기, 박건일 “선박 내 폐열 회수 시스템 구성을 고려한 유기 랭킨 사이클의 열역학적 분석” 대한기계학회
- [7] 모장오, 김유택, 김만응, 오 철, 김정환, 이영호 “선박 폐열을 이용한 100kW급 구심터빈 공력설계 및 CFD에 의한 성능해석” 한국마린엔지니어링학회지 제35권 제2호, pp. 175 ~ 181, 2011. 3 (ISSN 1226-9549)
- [8] 오 철, 송영욱 “선박폐열을 이용한 해수 온도차 발전 시뮬레이션” 대한설비공학회 2012 하계학술발표대회 논문집 pp. 042 ~ 048
- [9] 강윤영, 박성식, 박윤범, 김남진 “울진 원자력발전소 온배수를 이용한 재생식 해양온도차발전에 대한 연구” 차세대교통차량공학과설비공학논문집 제24 권 제7호(2012)/pp. 591-597
- [10] 엄홍선 “저온열원의 특성에 따른 ORC(Organic Rankine Cycle) 성능해석 및 실험연구” 한남대학교 대학원 석사논문 2012년
- [11] 오 철 “선박 폐열을 이용한 ORC 발전 시스템” 설비저널 제41권 2012년 9월호
- [12] 포스코플랜텍 “선박용 중·저온 폐열 회수 발전 시스템 기술개발 2

- 차년도 연차보고서”, 2013년 4월 30일
- [13] Aspen HYSYS Operation Guide(1,2), Aspentech
- [14] 양순창 “열사이폰 형태의 태양열 집열기 열성능에 관한 연구” 부산대학교 대학원 석사논문 2013년 8월
- [15] 백남춘, 이진국, 유창균, 윤응상, 윤중호 “Facade 일체형 태양열 집열기를 갖는 태양열/지열하이브리드 시스템의 태양열 집열 시스템 작동특성 연구” 한국태양에너지학회 논문집 Vol. 30, No. 5, 2010
- [16] MAN DIESEL&TURBO, <http://www.mandieselturbo.com>
- [17] BUNKER WORLD, <http://www.bunkerworld.com>
- [18] HYUNDAI MERCHANT MARINE, <http://www.hmm21.com>
- [19] 김종권, 김도엽, 이운호, 김유탉 “선박폐열회수(WHRS) ORC 시스템 열교환기의 열원 유량분배에 따른 정특성 해석” 2013년도 한국해양과학기술협의회 공동학술대회 초록집, 2013.5, 62-63
- [20] 김종권, 김유탉, 강호근 “선박폐열회수(WHRS) ORC 시스템의 과열기 구성에 따른 특성 해석” 한국마린엔지니어링학회지[투고중]

후 기

본 논문은 지식경제부 기술혁신사업 산업원천기술개발사업(그린쉽 기반 확보를 위한 에너지절감형 선형 및 추진시스템 개발)(No.10040099) 및 해양수산부의 지원으로 수행한 해양에너지 전문인력양성사업의 일부 지원으로 수행되었으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

[선박용 중·저온 폐열 회수 발전 시스템 기술개발]

주관기관 : 포스코플랜텍

참여기관 : 삼성중공업, 대우조선해양, 한진TMS, STX조선, 한국선급,
한국기자재연구원, 한국해양대학교

[해양수산부 해양에너지 전문인력양성사업]

주관기관 : 한국해양대학교 해양인력양성사업단

감사의 글

본 논문이 완성되기까지 세심한 지도와 조언을 아끼지 않으신 김유택 지도 교수님께 깊은 감사드립니다. 그리고 부족한 논문을 세심하게 다듬어 빛내주신 강호근 교수님, 임태우 교수님께도 감사드립니다.

연구실 생활 동안 언제나 아낌없는 격려와 도움주신 태진형님, 문오형님, 도엽형님, 종수형님, 용석형님, 윤호형님, 상원이, 학근이, 영수, 보형이에게도 감사의 마음을 전합니다.

여기에 적지는 못하였지만 저에게 있어 졸업이라는 커다란 수확을 거둘 수 있게 도와주신 많은 분들에게 감사드립니다.

마지막으로, 한평생 피와 땀으로 키워주시고 언제나 헌신적인 사랑을 주시는 부모님께 감사의 말씀을 드립니다.



2014년 1월 3일
유동에너지 연구실에서
김종권 올림