



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

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

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



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

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

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

선박의 배기가스 폐열을 이용한 흡수식 냉동시스템의
선박 적용에 관한 연구

A Study on Ship Application of Absorption Refrigeration
System Using Exhaust Waste Heat from Ship



지도교수 오 철

1945

2018년 2월

한국해양대학교 해사산업대학원

기관공학부

송 인 응

本 論文을 宋寅雄의 工學碩士 學位論文으로 認准함

위원장 : 윤석훈 (인)
위원 : 이영호 (인)
위원 : 오 철 (인)

2017년 12월 20일

한국해양대학교 해사산업대학원

목 차

List of Tables	v
List of Figures	vi
Abstract	viii

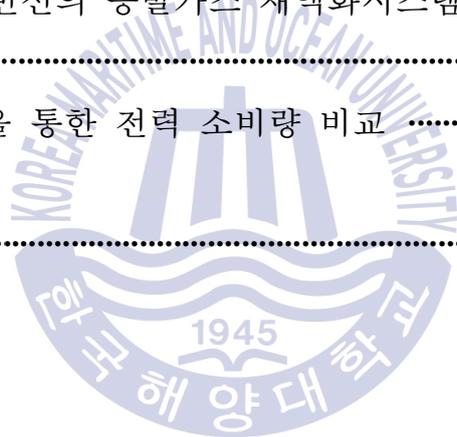
1. 서 론

1.1 연구 배경	1
1.1.1 온난화에 따른 기후 변화	1
1.1.2 신 기후체제	6
1.2 종래의 연구	11
1.2.1 선박의 친환경 기술	11
1.2.2 선박 폐열 회수 시스템	13
1.2.3 폐열을 이용한 ORC 발전 시스템	20

2. 선박 주기판 폐열을 활용한 흡수식 냉동 시스템 설계

2.1 흡수식 냉동 시스템의 이론	24
2.1.1 시스템의 개요	24
2.1.2 시스템의 원리	25
2.1.3 시스템의 열 계산과 성적계수	27
2.1.4 다단 흡수식 냉동 시스템	30
2.2 배기가스 폐열을 활용한 NH_3/H_2O 흡수식 냉동 시스템 설계 ...	31
2.2.1 NH_3/H_2O 흡수식 냉동 시스템의 필요성	31
2.2.2 시스템 설계	32
2.2.3 시스템 해석	38
2.2.4 시스템 성능	43

3. 2중 효율 NH_3/H_2O 흡수식 냉동 시스템의 최적화	
3.1 발생기에 공급되는 배기가스 온도의 영향	45
3.2 발생기에 공급되는 NH_3/H_2O 용액의 유량에 따른 영향	49
3.3 응축기로 공급되는 해수 온도의 영향	53
3.4 시스템의 최적화를 위한 시뮬레이션	57
3.5 최적화된 시스템의 용량의 확대	66
4. 배기가스 폐열을 이용한 흡수식 냉동 시스템의 선박 적용	
4.1 적용 분야	70
4.2 액화석유가스운반선의 증발가스 재액화시스템에 적용	73
4.2.1 개요	73
4.2.2 시뮬레이션을 통한 전력 소비량 비교	76
5. 결 론	80



List of Tables

Table 2.1 Reliability of the HYSYS program	33
Table 2.2 Total heat transfer coefficient and area of heat exchanger	37
Table 2.3 Distinction and attributes of stream	37
Table 2.4 Simulation data I	42
Table 2.5 Simulation data II	42
Table 2.6 Simulation data III	42
Table 2.7 Simulation data IV	42
Table 2.8 Simulation data V	42
Table 3.1 Simulation data VI	48
Table 3.2 Simulation data VII	52
Table 3.3 Simulation data VIII	56
Table 3.4 Simulation data IX	60
Table 3.5 Simulation data X	62
Table 3.6 Simulation data XI	64
Table 3.7 Simulation data XII	68
Table 4.1 Simulation data XIII	77
Table 4.2 Simulation data XIV	77
Table 4.3 Simulation data XV	78
Table 4.4 Simulation data XVI	78

List of Figures

Fig. 1.1 Observed globally averaged combined land and ocean surface temperature anomaly 1850-2012	3
Fig. 1.2 Sea ice extent	4
Fig. 1.3 Global mean sea level change 1900-2010	4
Fig. 1.4 Globally averaged greenhouse gas concentrations	5
Fig. 1.5 Contributions to observed surface temperature change over the period 1951-2010	5
Fig. 1.6 Greenhouse gas emissions of Republic of Korea	9
Fig. 1.7 2030 Greenhouse reduction target	10
Fig. 1.8 Heat balance diagram of typical MAN 12K98ME/MC engine	15
Fig. 1.9 Configuration of the PTG system	16
Fig. 1.10 Single pressure ST system	17
Fig. 1.11 PT-ST combined system	18
Fig. 1.12 Comparison efficiency	19
Fig. 1.13 Comparison combined SFOC	19
Fig. 1.14 Concept of exhaust gas ORC generating system	22
Fig. 1.15 Concept of sea water cooling ORC generating system	23
Fig. 2.1 Diagram of absorption refrigeration system(NH_3/H_2O)	26
Fig. 2.2 Double-effect absorption refrigeration system(NH_3/H_2O)	34
Fig. 3.1 Relation of COP with exhaust gas temperature	47
Fig. 3.2 Relation of COP with flow rate of 1 st Gen. HTR	51
Fig. 3.3 Relation of COP with S.W temperature	55
Fig. 3.4 Relation of COP with exhaust gas temp and flow rate (*at S.W	

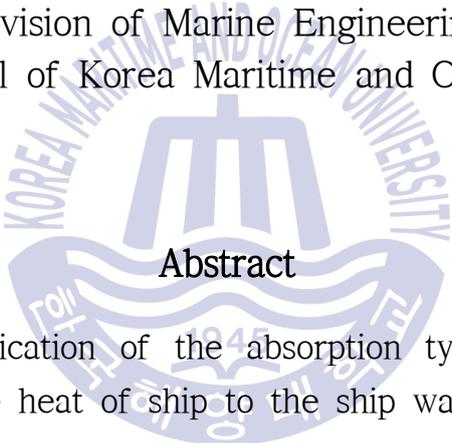
temperature 10°C)	59
Fig. 3.5 Relation of COP with exhaust gas temp and flow rate (*at S.W temperature 20°C)	61
Fig. 3.6 Relation of COP with exhaust gas temp and flow rate (*at S.W temperature 30°C)	63
Fig. 3.7 Relation of COP with exhaust gas temp and flow rate (*at 1 st generator flow rate 1,000kg/h)	65
Fig. 3.8 Comparison of COP	69
Fig. 3.9 Comparison of refrigeration capacity	69
Fig. 4.1 Re-liquefaction system with sea water	75
Fig. 4.2 Re-liquefaction system with refrigerant(NH_3)	75
Fig. 4.3 Comparison of BOG pressure	79
Fig. 4.4 Comparison of compressor power	79



A Study on Ship Application of Absorption Refrigeration System Using Exhaust Waste Heat from Ship

Song, In Ung

Division of Marine Engineering
Graduate School of Korea Maritime and Ocean University



Abstract

A study on the application of the absorption type refrigeration system using exhaust gas waste heat of ship to the ship was carried out.

There is an unusual climate all over the world, and global warming is the main cause. There are various discussions on the idea that global warming is the cause of greenhouse gas, but there is a close correlation between the increase of greenhouse gas and the increase of global temperature. Efforts are being made to reduce greenhouse gas emissions globally as the awareness of greenhouse gases and global warming increases.

In the case of ships, the waste heat recovery system can be operated to improve efficiency and reduce greenhouse gas emissions. And confirmed the effect of increasing energy efficiency of ship and reduction of greenhouse gas through A Study on the Ship's Thermal Efficiency Improvement by the ORC Power Generation System by Temperature Difference between Exhaust Heat and Sea Water.

We considered additional efficiency improvement method after the ORC power generation system using exhaust gas waste heat. The absorption refrigeration system using waste heat was constructed, and the optimization method and the application of the ship were carried out.

A double effect absorption refrigeration system was designed using the HYSYS process design program and simulations were conducted to check the coefficient of performance and refrigeration capacity. As a result of simulation by inputting arbitrary temperature, pressure, and flow rate to the designed system, the results were obtained with a coefficient of performance of 0.48 and a freezing capacity of 185.5 kW . The working fluid of the system was ammonia and water.

In order to optimize the system, the temperature of the exhaust gas supplied to the generator, the flow rate of the working fluid supplied to the generator, and the temperature of the cooling seawater supplied to the condenser were selected as parameters. The simulation results show that each parameter is changed and it affects the coefficient of performance. Then, simulation was performed by applying a combination of three parameters. Through the optimization process, the grade coefficient of performance could be improved to 0.58. For reference, the refrigeration capacity of 73 kW was obtained.

The optimized absorption refrigeration system was applied to the BOG re-liquefaction system of the LPG carrier. The BOG re-liquefaction system of the LPG carrier was simplified by using HYSYS, and the refrigeration load was used in the BOG cooling process. As a result, energy savings of 16.5 kW were confirmed.

Through this study, we confirmed the efficiency improvement after the ORC power generation system using exhaust gas waste heat. This study is expected to be useful for improving the energy efficiency of ship in industrial field.

제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

1.1.1 온난화에 따른 기후 변화

2014년의 지구 전체의 기온 상승률은 역대 최고를 보였다. 평균기온은 20세기의 평균기온보다 0.68℃나 높았으며 1880년 관측을 시작한 이후에 가장 높은 기온을 기록하였다. 같은 해에 인도의 뉴델리에서는 한여름 낮 최고기온이 47.8℃까지 오르고, 겨울이 한창이었던 호주의 시드니에서는 낮 최고 기온이 20.3℃를 기록하였다. 고위도에 위치하여 추운 날씨로 유명한 북유럽의 노르웨이와 핀란드에서도 최고기온이 30℃에 육박하는 이상고온 현상이 나타났다. 미국과 캐나다에서는 20년 만의 기록적인 한파가 발생하였고 중국, 과테말라, 온두라스에서는 매우 심각한 수준의 가뭄이 발생하였으며 세르비아, 일본, 중국 남부에서는 홍수로 인해 수많은 인명 피해가 발생하였다. 앞서 일부 사례만을 언급하였지만 세계 곳곳에서 다양한 형태의 이상기후가 나타났으며 그로 인해 많은 인명 피해와 경제적 손실이 발생하였다.⁽¹⁾

이러한 이상기후의 주된 원인으로는 지구 온난화를 들 수 있는데, 1950년대 이후 관측된 온난화와 관련된 변화들은 수십 년에서 수천 년 사이에 전례가 없었던 것으로, 지구 전체의 평균 육지-해양 표면 온도와 해수면이 상승하고 있으며 눈과 빙하의 양은 감소하고 있다. 그림 1.1에서 선형 경향을 사용하여 계산한 전 지구적으로 관측된 평균적인 육지-해양 표면 온도 편차를 보면 표면 온도가 상승하는 추세를 보이고 있으며, 1880년에서 2012년까지 0.85℃의 온도 상승이 있음을 알 수 있다. 20세기에 걸쳐 빙하의 감소도 진행되었는데, 빙하의 감소는 곧 해수면의 상승이라는 결과를 가져오게 되었다. 그림 1.2에서 북극 해양빙의 면적은 1979년에서 2012년 사이 10년당 3.5~4.1%의 감소율을 보이며 감소했음을 알 수 있다. 같은 시기에 걸쳐 남극 해양빙의 면적은 10년당 1.2~1.8%의 증가율을 보였으나 해양빙의 면적이 증가한 지역이 있는 반면 감소한 지역도 있었다. 그림

1.3을 통해서 지구 전체의 평균 해수면이 상승 추세를 보이고 있음을 확인할 수 있는데 1901년에서 2010년 사이에 평균 해수면은 0.19m 상승했다. 1970년대 이후 온난화로 인한 빙하의 감소와 해양의 열팽창이 해수면 상승을 설명하는 주요인이 되고 있다.⁽²⁾

지구 온난화의 주요 원인이 온실가스 때문이라는 것에 대해 아직도 학계에서는 다양한 의견이 제시되고 있는 상황이다. 하지만 적어도 유엔환경계획(UNEP, United Nations Environment Program)이 1985년에 주최한 지구 온난화에 관한 빌라흐 회의(Villach Conference)를 통해 온실가스의 농도가 증가할수록 이상기후를 초래할 가능성이 높다는 의견이 공감대를 얻었다.⁽³⁾

그림 1.4에서 대표적인 온실가스인 이산화탄소(CO_2), 메탄(CH_4), 아산화질소(N_2O)의 대기 중 농도 변화를 확인할 수 있는데, 온실가스의 대기 중 농도의 변화는 점차 상승하는 추세로 지구 전체의 온도상승과 어느 정도 상관관계가 있음을 짐작할 수 있다.

기후변화에 관한 정부 간 협의체(IPCC, Intergovernmental Panel on Climate Change)의 제5차 평가 종합보고서의 “기후 시스템에서 인간과 자연의 영향에 대한 기후변화의 원인규명” 섹션에서도 온실가스 농도와 기타 인위적 강제력의 증가는 1951년부터 2010년에 걸쳐 진행된 지구 전체 표면의 온도 상승과 관계가 있을 가능성이 크다고 보았다. 그림 1.5는 1951년부터 2010년 기간에 관측된 표면 온도 변화에 대한 기여도를 보여주고 있다.

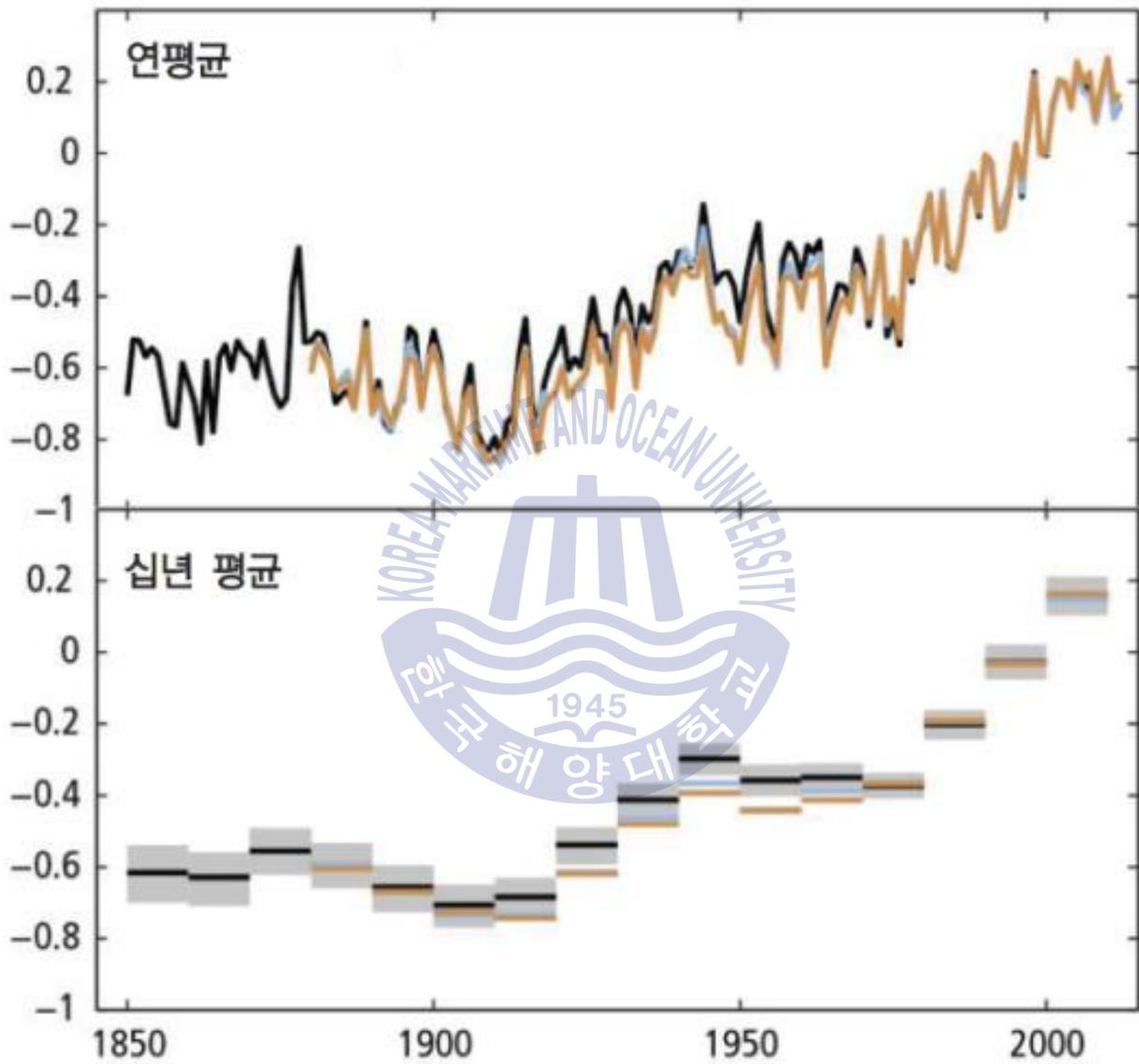


Fig.1.1 Observed globally averaged combined land and ocean surface temperature anomaly 1850-2012⁽²⁾

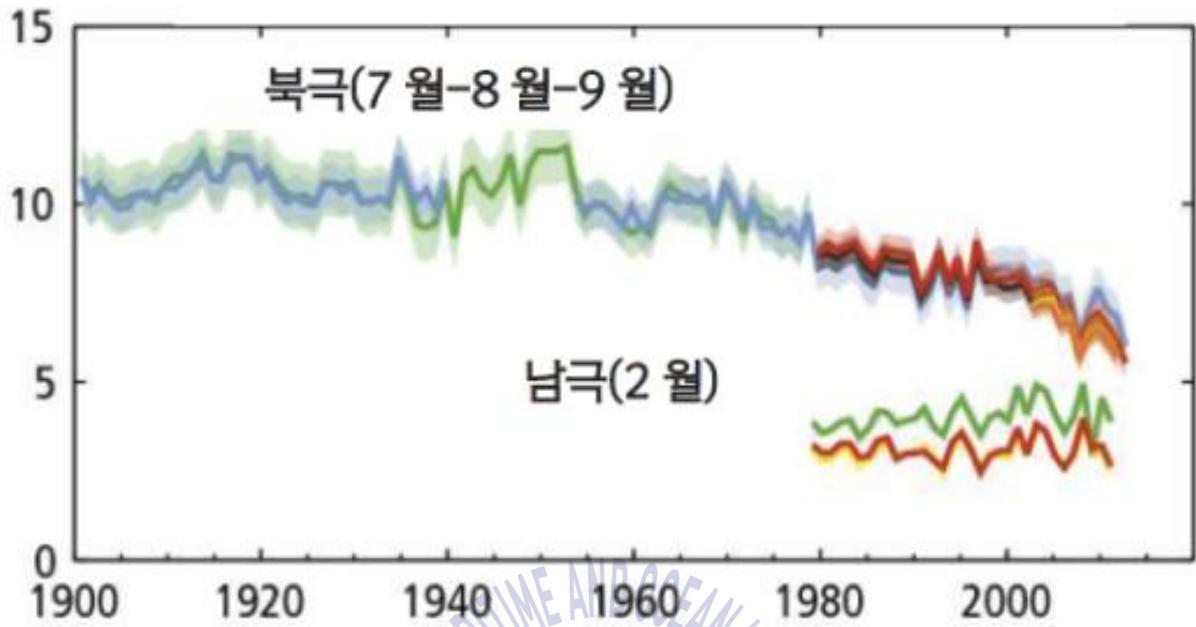


Fig.1.2 Sea ice extent⁽²⁾

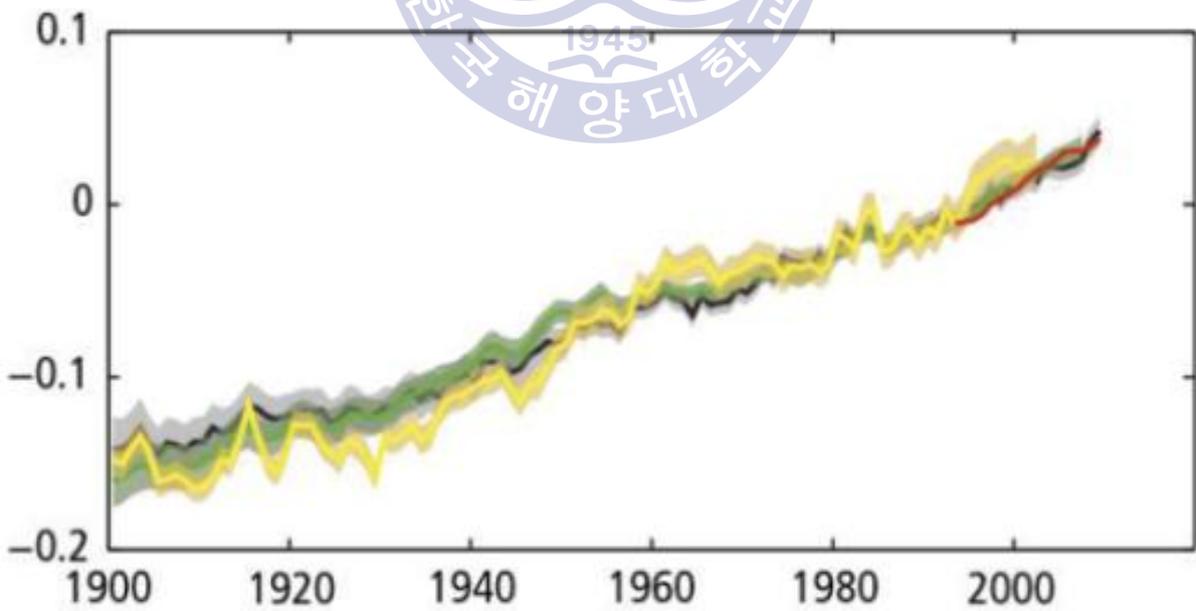


Fig.1.3 Global mean sea level change 1900-2010⁽²⁾

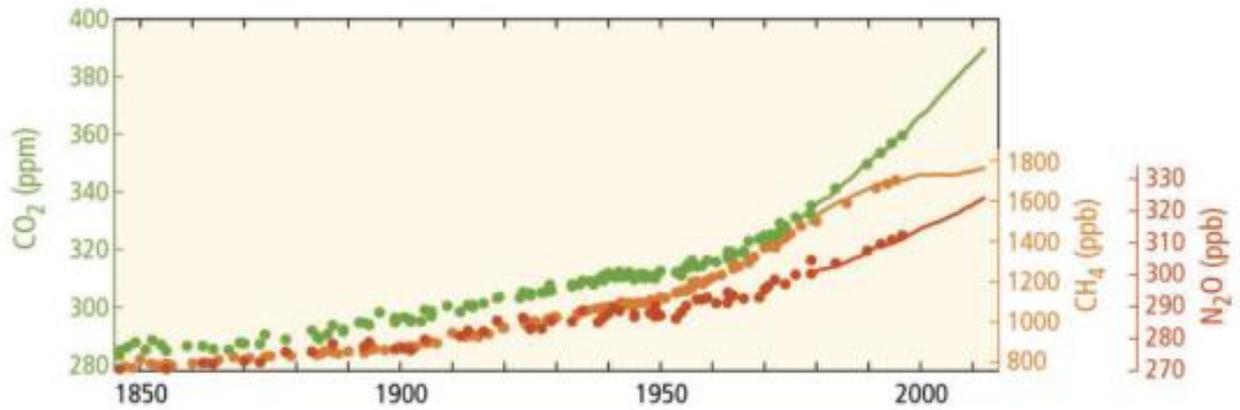


Fig.1.4 Globally averaged greenhouse gas concentrations⁽²⁾

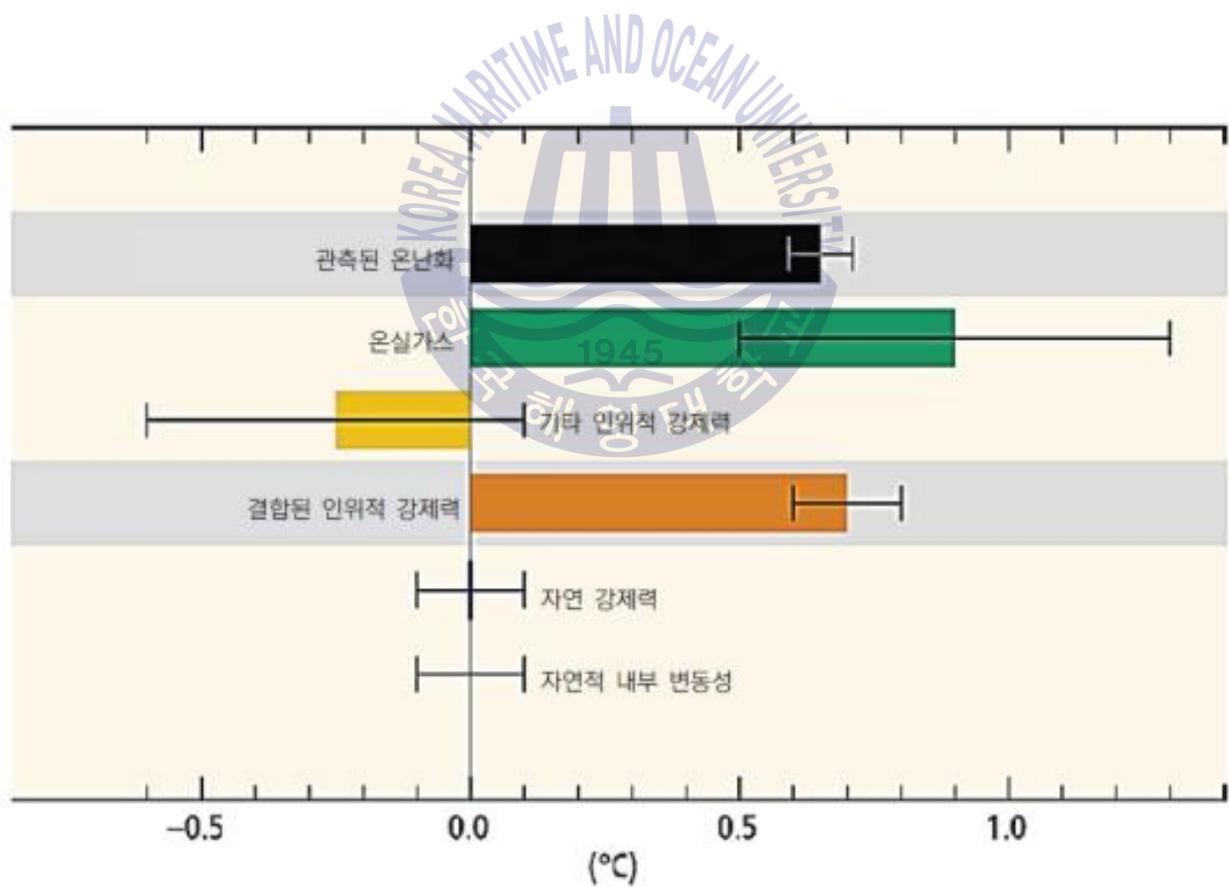


Fig.1.5 Contributions to observed surface temperature change over the period 1951-2010⁽²⁾

1.1.2 신 기후체제

지구온난화와 온실가스에 대한 경각심이 커지면서 온실가스감축을 위한 국제 사회의 노력이 이루어지기 시작했다. 1992년에 기후변화에 관한 국제연합기본협약(UNFCCC, United Nations Framework Convention on Climate Change)이 채택되었으며 1997년에 제3차 당사국총회에서 국제적 합의와 구속력을 갖춘 교토의정서를 채택했다. 교토의정서에 의하여 2008년부터 2012년까지 5년간 온실가스배출량을 1990년을 기준으로 5.2%를 줄이기로 하는 구체적인 온실가스 감축목표가 설정되었고 배출권 거래제, 청정개발체제, 공동이행제도와 같은 지원 제도들이 신설되었다.⁽⁴⁾

우리나라의 경우 교토의정서 체제하에서는 온실가스의 비자발적 감축국가에 속했다. 하지만 우리나라는 2007년을 기준으로 세계 9위의 온실가스 배출국(6억 2천만 톤)이었으며 1999년부터 2005년까지 온실가스 배출 증가율이 경제협력 개발기구(OECD, Organization for Economic Cooperation and Development) 국가 중 1위에 해당하는 국가였다. 따라서 이러한 이유를 근거로 국제사회로부터 적극적인 온실가스 감축 노력을 요구 받는 상황이었다.

이런 상황 속에서 우리나라는 국제사회의 기후 변화 대응에 적극적으로 참여 하고 에너지 관련 신성장산업의 창출을 목적으로, 온실가스배출량을 2020년 온실가스배출전망(Business As Usual, BAU)대비 30%감축하겠다는 국가감축목표를 설정하고 국제사회에 약속하였다.(2009, Copenhagen Accord.) 이후 국가감축목표를 달성하기 위하여 온실가스종합정보센터 주관 하에 단계별, 부문별 온실가스 감축목표가 수립되었다. 부문별로는 크게 산업, 발전, 수송, 건물, 공공, 농림어업으로 나누어 감축목표가 수립되었는데 수송부문의 경우 2020년 온실가스배출전망 대비 34.3%(약 3,700만 톤)를 감축하는 것으로서 감축비율로는 여러 부문 중에서 가장 높은 감축 비율에 해당했다. 수송에 속하는 해운부문의 경우도 신재생 에너지 보급을 증가시켜 선박에너지 효율 개선을 도모하는 방안들이 제시되었다.⁽⁵⁾ 2015년 1월 1일부터는 「저탄소 녹색성장 기본법」, 「온실가스 배출권의 할당 및 거래에 관한 법률」과 같은 근거를 바탕으로, 온실가스 배출 사업장에 연

단위의 배출권을 할당하고 할당 범위 내에서 배출행위를 할 수 있도록 하며 배출량을 평가하여 여분 또는 부족분에 대해 사업장간의 거래를 허용하는 온실가스 배출권 거래제도가 시작되었다.⁽⁶⁾ 이후 2015년 6월에는 2030년까지 온실가스배출전망(Business As Usual, BAU)대비 37% 감축하겠다는 국가 수준의 온실가스 감축목표를 수립하고 대한민국의 온실가스 감축을 위한 기여방안(INDC, Intended Nationally Determined Contribution)을 작성하여 유엔(유엔기후변화협약 사무국)에 제출하였다.⁽⁷⁾

해운분야의 온실가스 감축을 위한 국제적인 노력과 제도마련은 국제해사기구(IMO, International Maritime Organization) 산하 위원회인 해양환경보호위원회(MEPC, Marine Environment Protection Committee)를 중심으로 이루어지고 있다. 2011년 7월에 있었던 62차 해양환경보호위원회의 결과 해양오염방지협약(MARPOL) 부속서 VI의 개정을 통하여 온실가스 규제와 관련된 선박 에너지효율 규정이 신설되었다. 주요 내용을 살펴보면 국제 항해에 종사하는 총톤수 400톤 이상의 모든 선박은 선박에너지효율관리계획서(SEEMP, Ship Energy Efficiency Management Plan)를 의무적으로 비치해야한다는 규정, 신조선에 대한 에너지효율 설계지수(EEDI, Energy Efficiency Design Index) 승인 관련 규정, 현존선에 대한 에너지효율운항지수(EEOI, Energy Efficiency Operating Index) 관련 규정에 대한 것이었다. 상기의 온실가스 배출 규정 개정협약은 2013년 1월 1일부터 발효되었고, 이를 통하여 해운 분야에도 국제적이고 강제성을 갖는 배출 규제가 진행되기 시작했다. 국제해사기구가 2009년에 발표한 선박기인 온실가스 배출에 관한 보고서(IMO GHG Study, 2009)에 의하면 선박으로부터 배출되는 온실가스 총량은 2009년을 기준으로 2.7%이며, 2050년에는 12~18%까지 증가할 것이라고 전망했다. 이에 선진국은 기술적·운항 조치만으로는 현재의 선박에 의한 온실가스 배출량의 30% 감축이라는 목표를 달성할 수 없다는 판단을 하였고, 보다 효율적인 온실가스의 감소 방안으로 배출권거래제(ETS, Emission Trading System), 온실가스기금(GHG Fund)등과 같은 시장기반체제(MBM, Market Based Measures)를 국제해사기구 회원국 간에 도입하자고 주장하기 시작했다. 그러나 시장기반체제는 발전의 저해와 같은 경제적 문제를 이유로 개도국의 반대가 극심

하여 지속적으로 논의 중인 상황에 있다.⁽⁸⁾

2015년 12월, 파리에서 개최된 당사국총회(COP 21)결과 2020년 이후 전 지구적인 온실가스 감축을 위한 신 기후체제가 출범하였다. 신 기후체제의 출범은 교토의정서의 한계를 극복하고 선진국과 개도국의 적극적인 참여와 감축의지를 이끌어 낸 의미가 큰 사건이었다. 해운분야에서도 국제해사기구를 중심으로 선박으로부터의 온실가스 감축을 위한 다양한 방안이 지속적으로 제시되고 논의되며 관련 규정이 신설되고 있다.



Green House Gas Emissions

(In 2013, million tons CO2)

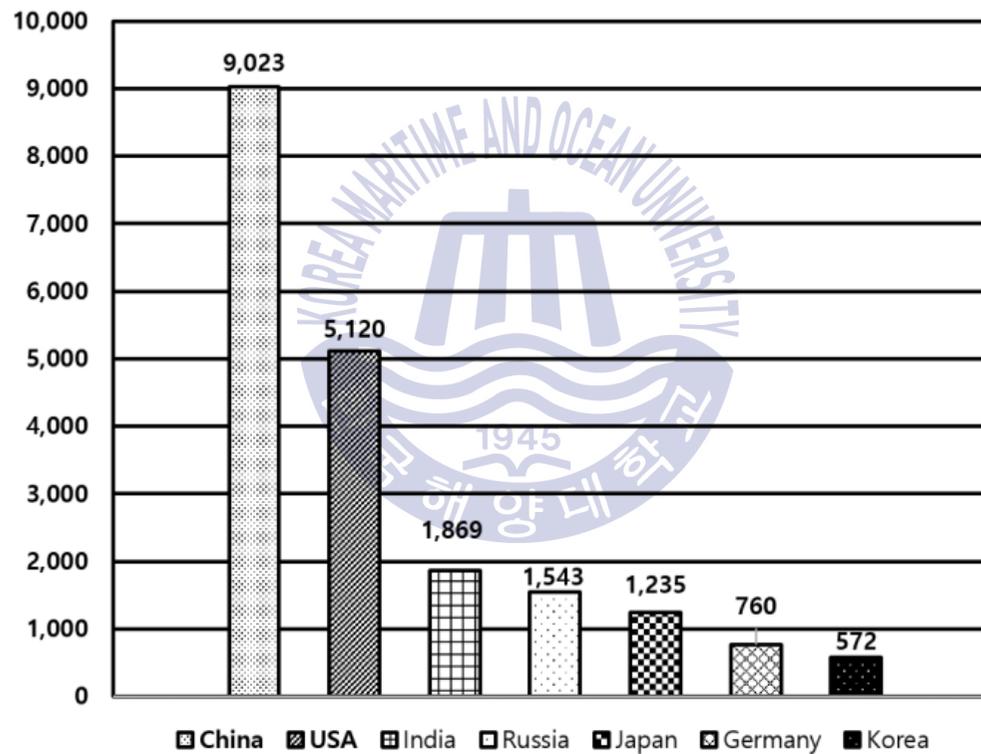


Fig.1.6 Greenhouse gas emissions of Republic of Korea⁽⁵⁾

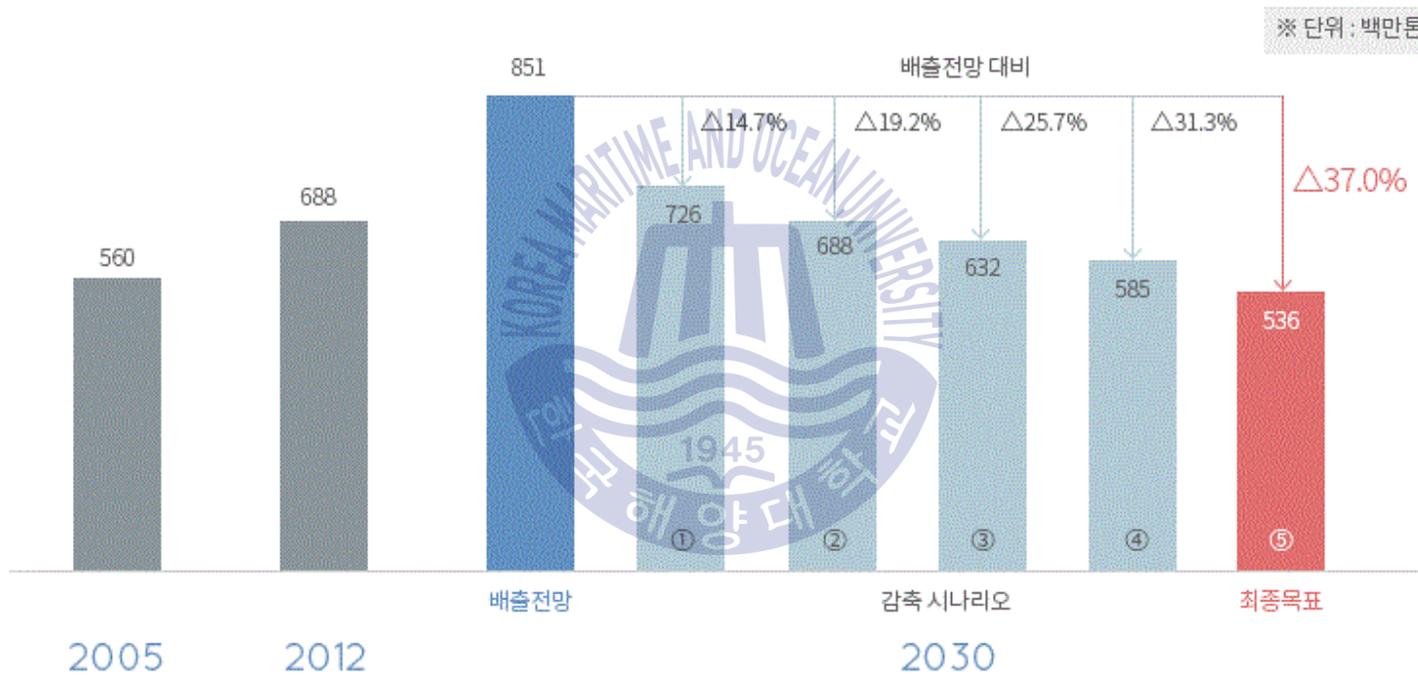


Fig.1.7 2030 Greenhouse reduction target⁽⁵⁾

1.2 종래의 연구

1.2.1 선박의 친환경 기술

선박의 온실가스 배출을 감축하기 위한 다양한 친환경 기술이 존재한다.

선체 저항을 개선하여 친환경의 목적을 도모하는 방법이 있는데 선체 및 구상선수를 개조하는 기술을 하나의 예로 들 수 있다. 「대형 컨테이너선의 저속 운항 시 선수부 개조 전후 EEOI 변화에 대한 연구」에 따르면, 고속 운항을 위해 설계된 대형 컨테이너선에서 연료 절감을 목적으로 장기간 저속 운항한 결과 선수부가 저항으로 작용하여 연료 절감 효율을 저해하는 것으로 확인되었다. 이것을 개선하기 위해 저속에 적합한 구상선수로 개조하고 개조 전후의 연료 소비량을 비교했는데 18노트를 기준으로 평균 5.3%의 연료 절감을 확인했다. 이는 예상했던 3.7%보다 큰 것으로 비용 회수율도 예상했던 시간보다 단축되었다.⁽⁹⁾

한편, 추진효율을 개선하여 친환경의 목적을 달성하는 방법도 있다. 이것은 보통 부가적인 설비를 프로펠러 전·후단에 설치하여 효율을 개선하는 것으로 PSS(Pre-Swirl Stator), Saver Fin, Mewis Duct 등을 예로 들 수 있다. PSS (Pre-Swirl Stator)는 2007년 대우조선해양이 개발한 것으로 프로펠러의 바로 앞 부분에 4개의 고정 날개를 부착하여 프로펠러로 유입되는 물의 흐름을 균일하게 함으로써 효율을 개선하는 기술이다. 이것은 기존 선박에 비해 3~5% 가량의 연료 절감 효과가 있는 것으로 알려져 있다. Saver Fin은 삼성중공업이 개발한 것으로 프로펠러에 불균일한 유속을 발생시키는 원인을 제거함으로써 연료 소비를 최대 5%정도 감소시키고, 선체 진동을 약 70%까지 감소시키는 효과가 있다. Mewis Duct는 독일의 Becker사가 개발한 것으로 프로펠러로 유입되는 유속을 증속시켜 추진 효율을 개선하는 기술이다.⁽¹⁰⁾

또한 터보차저 컷 오프 시스템과 같이 엔진의 성능 개선을 통해 친환경의 목적을 달성하는 방법도 존재한다. MAN Diesel은 대형 컨테이너 선박의 저부하 운전 시 주기관의 연료 소비를 줄이고 성능을 향상시키기 위하여 터보

차저 컷 오프 시스템을 개발하였다. 시스템 적용을 통해 3개의 터보차저가 있는 주기관의 경우 1개의 터보차저 차단 차단을 통해 25%의 출력에서 0.25bar의 소기 압력 상승과 5g/kWh의 연료소비량 감소를 기대할 수 있다.⁽¹¹⁾

그 밖에도 트림 최적화, 연료절감형 도료, 프로펠러 클리닝(Propeller Cleaning), 전자제어 방식의 엔진, 주기관의 조정(M/E De-rating), 축 발전 시스템, 폐열 회수 시스템 등과 같은 친환경 기술이 선박에 적용되고 있다. 그 중에서 폐열 회수 시스템은 고온의 배기가스를 이용하여 선내 전력을 생산하는 방식으로 절대적으로 에너지 사용을 절감할 수 있는 기술이다. 노르웨이 선급(DNV)에서 2011년 발간한 컨테이너 선박의 연료 절감 지침(Fuel Saving Guideline for container ships)에 따르면 폐열 회수 시스템은 개선율이 최대 11%로 다른 기술에 비해 비교적 높은 수준의 효율 개선을 보여주고 있다.⁽¹⁰⁾



1.2.2 선박 폐열 회수 시스템

지속적인 기술의 발전을 통하여 선박에 사용되는 주기관은 50%에 가까운 연료 효율을 보이고 있다. 그림1.8은 선박용 디젤 엔진(MAN B&W, 12K98ME/MC)의 열평형도(Heat Balance Diagram)를 보여주고 있다. 열평형도에 의하면 축에 전달되는 효율은 49.3%임을 알 수 있다. 그리고 배기가스에 의한 손실은 25.5%, 공기 냉각기에 의한 손실은 16.5%정도로 나타나고 있다. 또한 냉각수에 의한 손실도 5.2%나 되는데 효율에 비해 손실의 양이 적지 않음을 알 수 있다.⁽¹²⁾

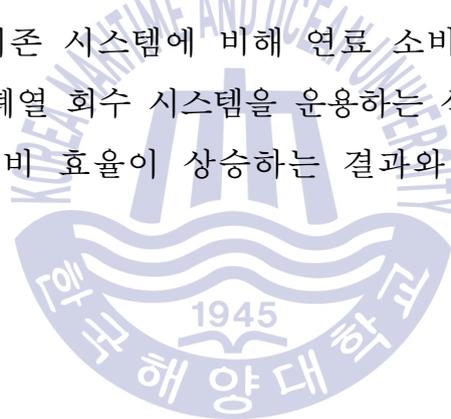
폐열 회수 시스템(WHRS, Waste Heat Recovery System)은 선박에서 발생하는 폐열을 활용하여 선박의 열효율을 증대시키고, 궁극적으로 연료를 절감하는 시스템이다. 선박의 폐열 회수 시스템의 종류는 크게 파워터빈(PT, Power Turbine)을 적용한 시스템, 증기터빈(ST, Steam Turbine)을 적용한 시스템, 그리고 파워터빈과 증기터빈을 결합한 시스템이 있다. 각각의 시스템에 대해 간략하게 알아보면 다음과 같다.

파워터빈 시스템은 통상적으로 주기관의 배기가스 매니폴드에서 과급기로 공급되는 배기가스를 일부 추출하여 파워 터빈에 공급하고 그것을 통해 발전을 하는 방식이다. 이때 배기가스가 갖는 열에너지는 터빈을 구동하는 동력원이 된다. 그림 1.9는 파워터빈 시스템을 보여주고 있는데 시스템은 배기가스 터빈(Exhaust gas turbine), 기어박스(Gear box), 커플링(Coupling), 발전기(Generator)와 같은 주요 장치로 구성되어 있다. 이러한 시스템을 통해 최대 14%의 배기가스가 파워터빈에서 활용될 수 있고 최대 5%의 엔진 축 동력을 생산할 수 있다.

그림 1.10은 단일 압력의 증기터빈 시스템을 보여주고 있는데 주기관의 배기가스를 절탄기(Economizer)에 공급하여 과열증기를 생산하고 증기터빈을 구동하여 발전을 하는 방식이다. 이때 마찬가지로 과열증기가 갖고 있는 열에너지를 활용하여 터빈을 구동하게 된다. 절탄기는 예열기(Preheater), 증발기(Evaporator), 과열기(Superheater)로 구성되어 있는데 과열기에서 생산한 과열증기가 증기터빈에 공급된다.

파워터빈과 증기터빈을 결합한 시스템은 그림 1.11과 같이 구성되어 있다. 주기관 배기가스는 매니폴드를 거쳐 과급기를 통과하고 절탄기에 전달된다. 절탄기에서는 저압(LP, Low Pressure)과 고압(HP, High Pressure)의 과열증기를 생산하고, 생산된 과열증기는 증기터빈에 공급된다. 한편, 주기관의 배기가스 중 매니폴드를 거쳐 일부를 과급기를 거치지 않고 파워터빈에 공급된다. 결과적으로 증기터빈과 파워터빈이 회전하면서 발전을 하게 되는 방식이다.

그림 1.12는 기존 시스템과 폐열 회수 시스템의 주기관의 출력에 따른 효율을 비교한 것이다. 자료를 통해서 폐열 회수 시스템을 적용할 경우 효율이 향상되는 것을 확인할 수 있고 파워터빈과 증기터빈을 결합한 시스템의 효율이 가장 우수한 것을 확인할 수 있다. 그림 1.13은 기존 시스템과 폐열 회수 시스템의 주기관의 출력에 따른 연료 소비율을 비교한 것이다. 자료를 통해서 폐열 회수 시스템을 활용할 경우 기존 시스템에 비해 연료 소비율이 감소하는 것을 확인할 수 있다. 결과적으로 폐열 회수 시스템을 운용하는 선박은 그렇지 않은 선박과 비교하여 동일한 출력대비 효율이 상승하는 결과와 연료 소모량이 감소하는 효과를 얻을 수 있다.



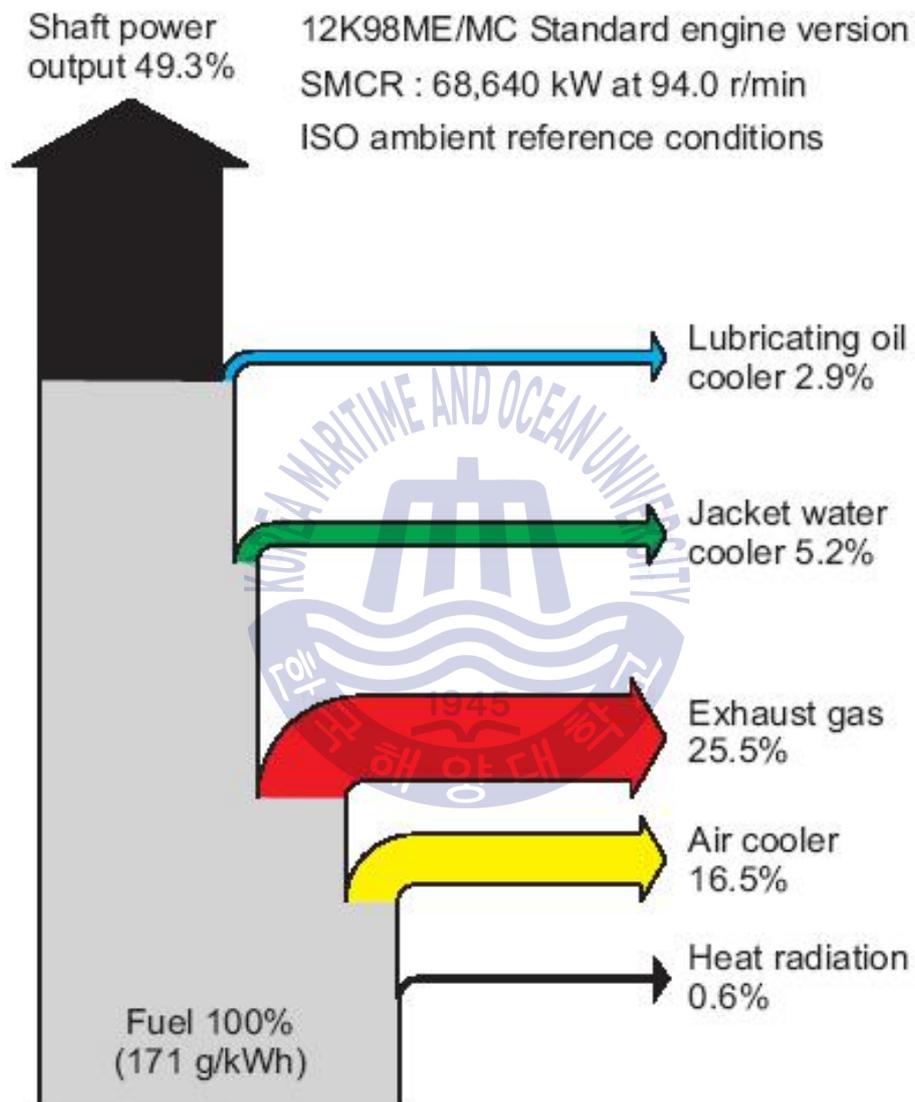


Fig.1.8 Heat balance diagram of typical MAN 12K98ME/MC engine⁽¹²⁾

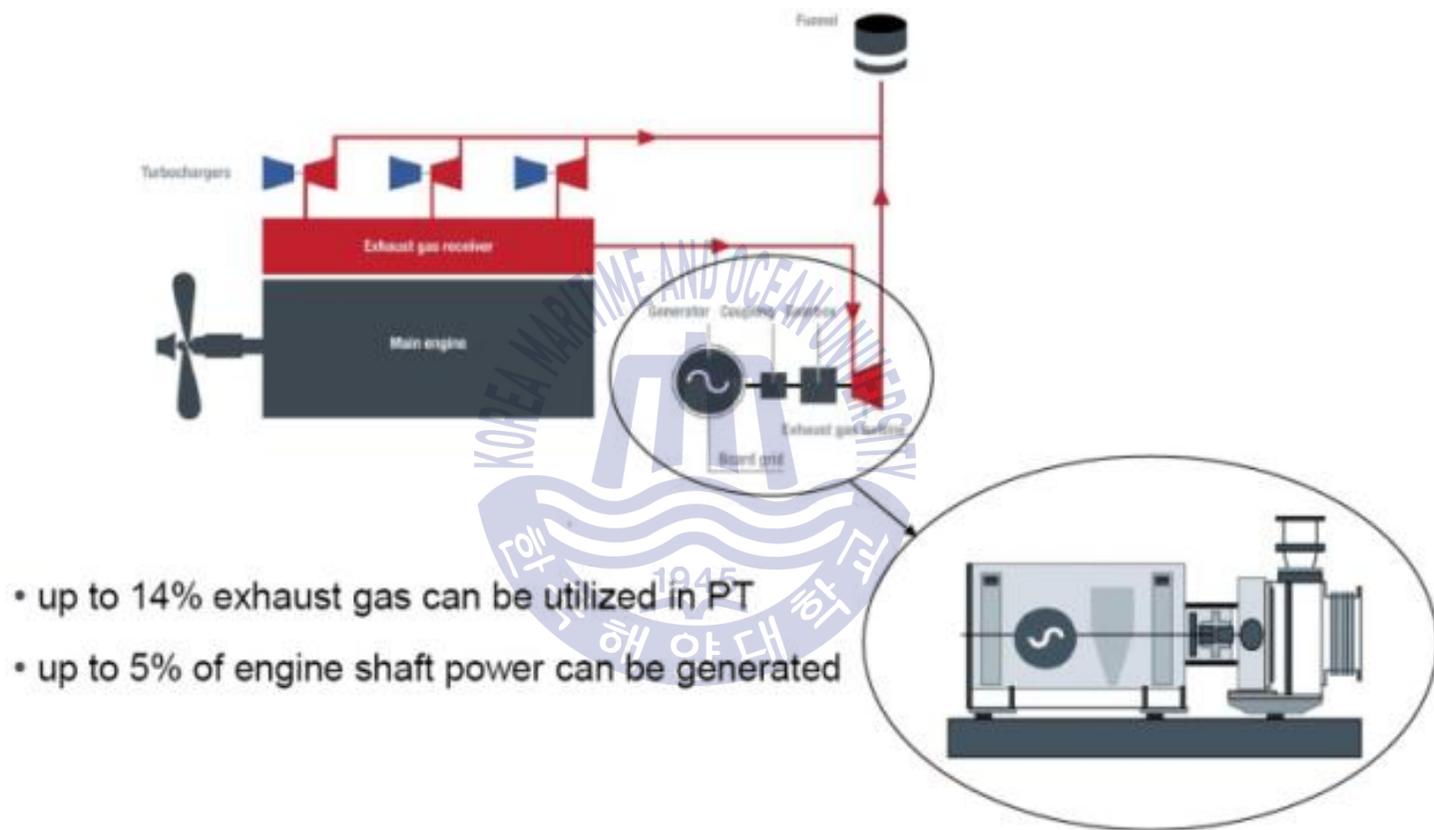


Fig.1.9 Configuration of the PTG system⁽¹²⁾

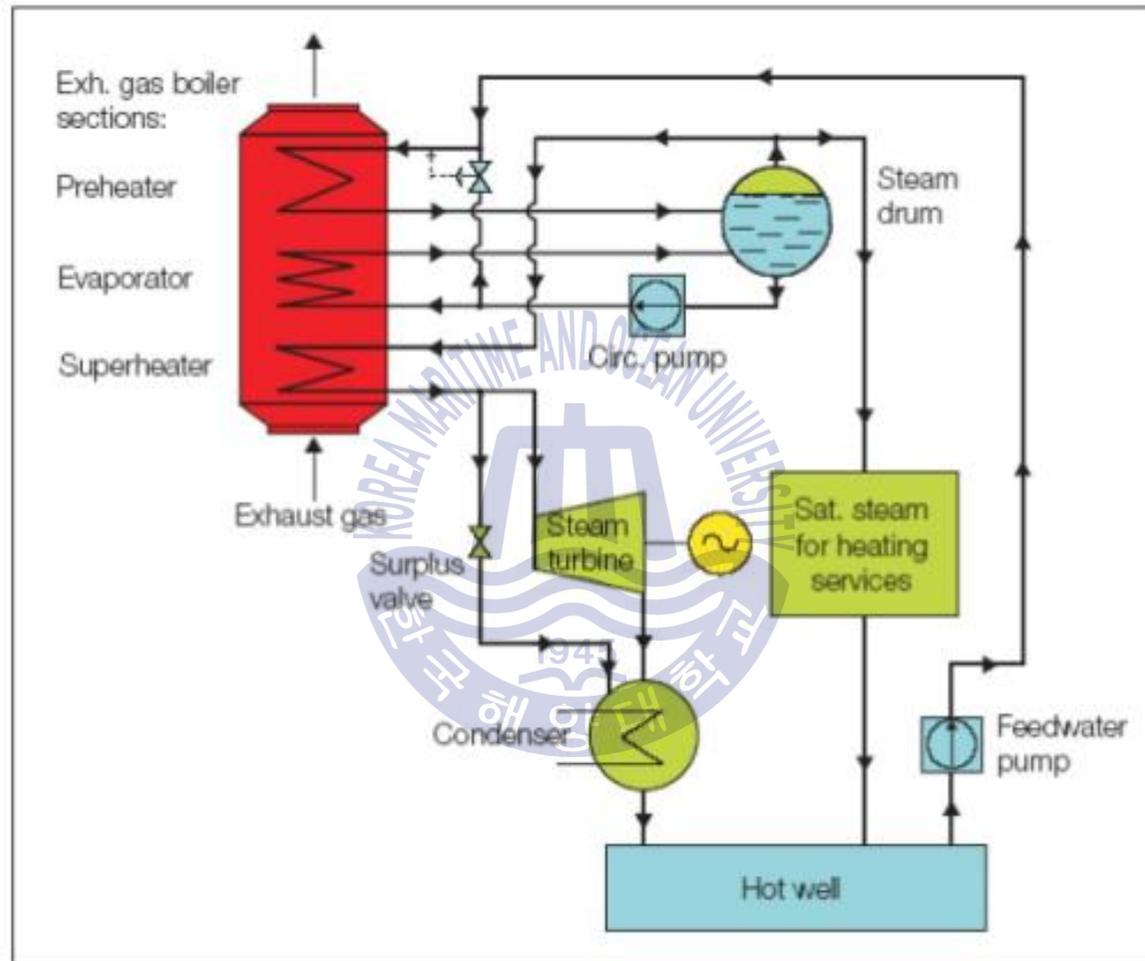


Fig.1.10 Single pressure ST system⁽¹²⁾

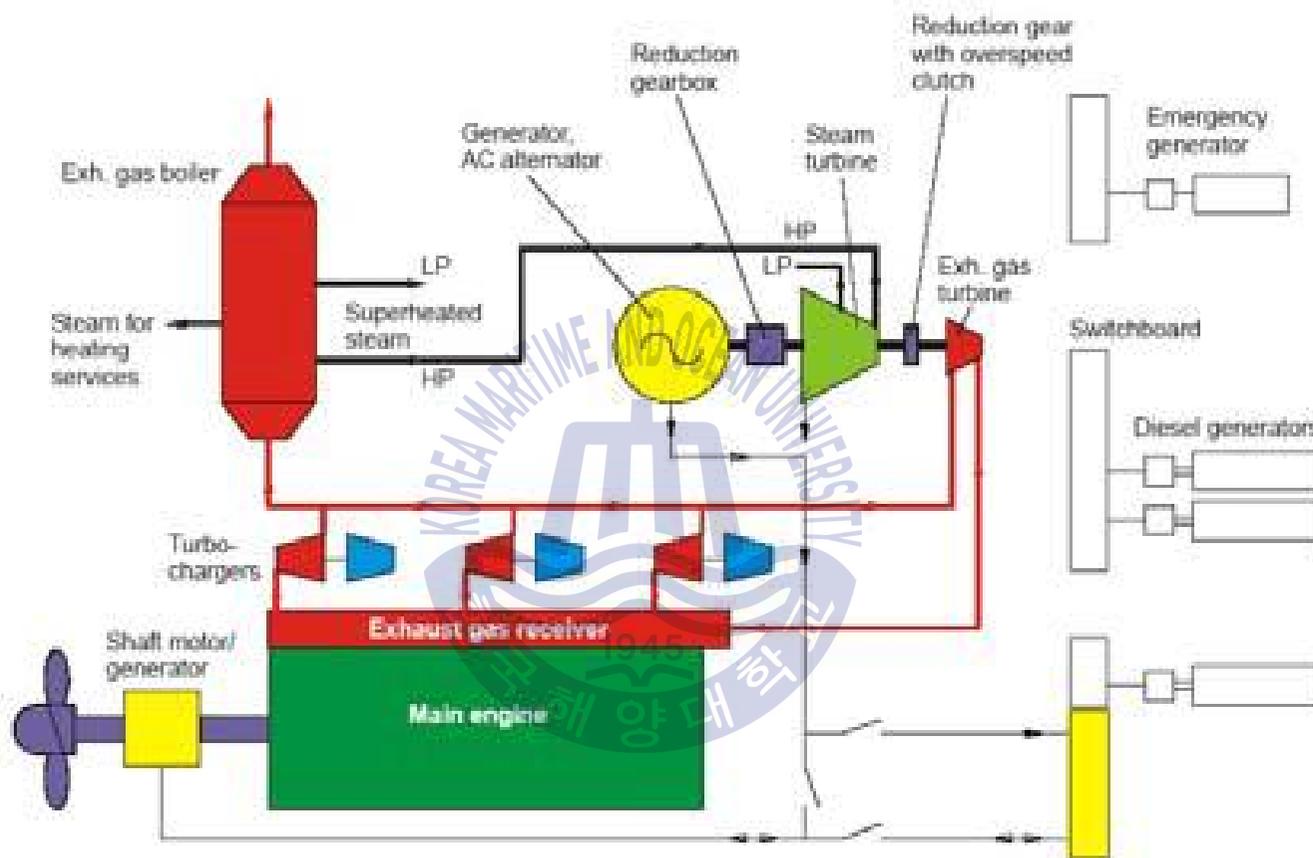


Fig.1.11 PT-ST combined system⁽¹²⁾

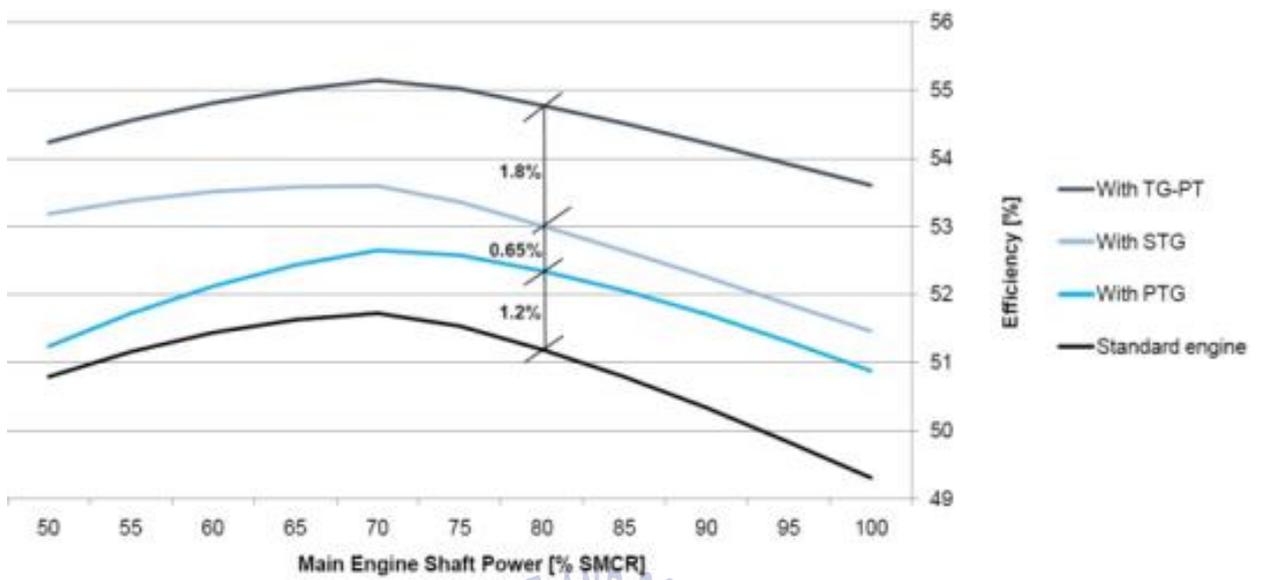


Fig.1.12 Comparison efficiency⁽¹²⁾

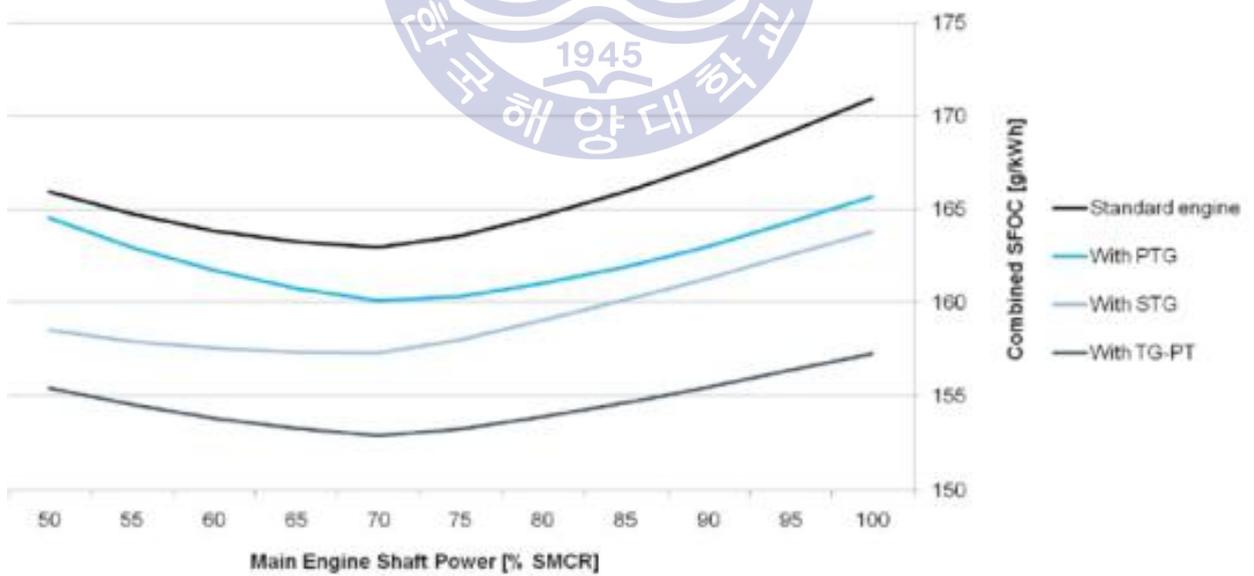


Fig.1.13 Comparison combined SFOC⁽¹²⁾

1.2.3 폐열을 이용한 ORC 발전 시스템

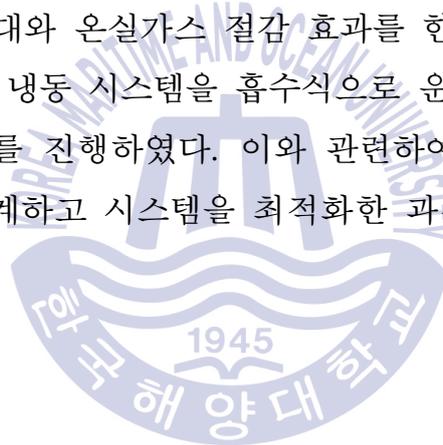
선박용 폐열 회수 시스템과 해수온도차를 이용한 유기랭킨사이클(ORC, Organic Rankine Cycle) 발전 시스템에서 폐열로 버려지는 열을 회수하기 위하여 「선박폐열 및 해수온도차를 이용한 ORC 발전시스템에 의한 선박 열효율 향상」에 관한 연구를 진행하였다.⁽¹³⁾ 선박 열원의 열 해석을 수행하였고, 그것에 대한 자료를 바탕으로 선박에서의 ORC 발전시스템을 구상하였으며, 시스템의 해석 및 실험과 시뮬레이션을 통한 검증 과정을 진행하였다. 연구 과정에서 설계한 선박에서의 ORC 발전 시스템은 배기가스와 냉각수의 폐열을 각각 독립시켜 이용한 랭킨 사이클을 별도로 구성하였다.

배기가스를 이용한 ORC 발전시스템은 그림 1.14와 같이 설계되었으며 시스템은 가열기(Heater), 발전기(Generator)와 터빈(Turbine), 응축기(Condenser), 드레인 탱크(Drain Tank), 펌프(Fluid Pump)와 같은 장치로 구성된다. 시스템상의 가열장치(Heater, Economizer)에서 주기관의 배기가스는 작동유체에 열을 전달한다. 작동유체는 열을 전달받아 증기 상태로 상변화가 이루어지고, 이 상태로 터빈에 공급되어 터빈을 구동한다. 이러한 과정을 통해 전력 생산이 가능하게 된다. 터빈 구동을 마친 작동유체는 해수에 의해 응축되고, 펌프를 통해 다시 가열장치에 공급되며 폐회로를 형성한다.

냉각수의 폐열을 이용한 ORC 발전시스템은 해양 심층수를 활용한 해양온도차 발전 시스템(OTEC, Ocean Thermal Energy Conversion)과 유사한 시스템 구성을 갖으며 그림 1.15와 같이 설계되었다. 시스템은 증발기(Evaporator), 발전기와 터빈, 응축기, 드레인 탱크, 펌프, 해수 펌프(Sea Water Pump), 스쿠프(Scoop)와 같은 장치로 구성된다. 시스템상의 증발기에서는 선박의 청수시스템을 냉각하고 배출되는 해수와 작동유체 사이의 열전달이 이루어진다. 열전달을 통하여 기체 상태가 된 작동유체는 터빈에 공급되어 터빈을 구동하는데 쓰인다. 마찬가지로 이러한 과정을 통해 전력의 생산이 이루어진다. 이후 배기가스 ORC 발전 시스템과 동일하게 해수에 의해서 응축되고, 펌프를 통해 다시 증발기에 공급되며 폐회로를 형성한다.

ORC 발전 시스템의 시뮬레이션 결과, 가정한 조건에서 배기가스의 폐열을 회수하는 온도차 발전 시스템에서는 최대 출력 약 1,900kW까지 얻을 수 있었고, 냉각수의 배출 열을 회수하는 온도차 발전시스템에서는 최대 출력 650kW를 얻을 수 있었다. 이러한 결과는 생산된 전력만큼 기존 발전 시스템의 부하 감소로 연결되기 때문에 선박의 연료 소모량이 줄어들게 된다. 또한 연료 소모량이 줄어들기 때문에 선박의 운항 과정에서 발생하는 온실가스의 배출량도 감소하게 된다.

지금까지 선박 폐열 회수 시스템과 선박폐열을 이용한 ORC발전 시스템을 통해 선박의 에너지 효율 증대와 온실가스 절감의 효과를 확인하였다. 필자는 선박에서 ORC 발전 시스템을 구동하는데 사용하고 배출된 배기가스의 폐열을 한 번 더 활용하여 선박의 효율 증대와 온실가스 절감 효과를 한 층 더 높일 수 있는 방안으로, 선박의 공기조화 및 냉동 시스템을 흡수식으로 운용하여 배기가스의 폐열을 한 번 더 활용하는 연구를 진행하였다. 이와 관련하여 제 2장을 통해 2중 효율 흡수식 냉동 시스템을 설계하고 시스템을 최적화한 과정에 대하여 기술하였다.



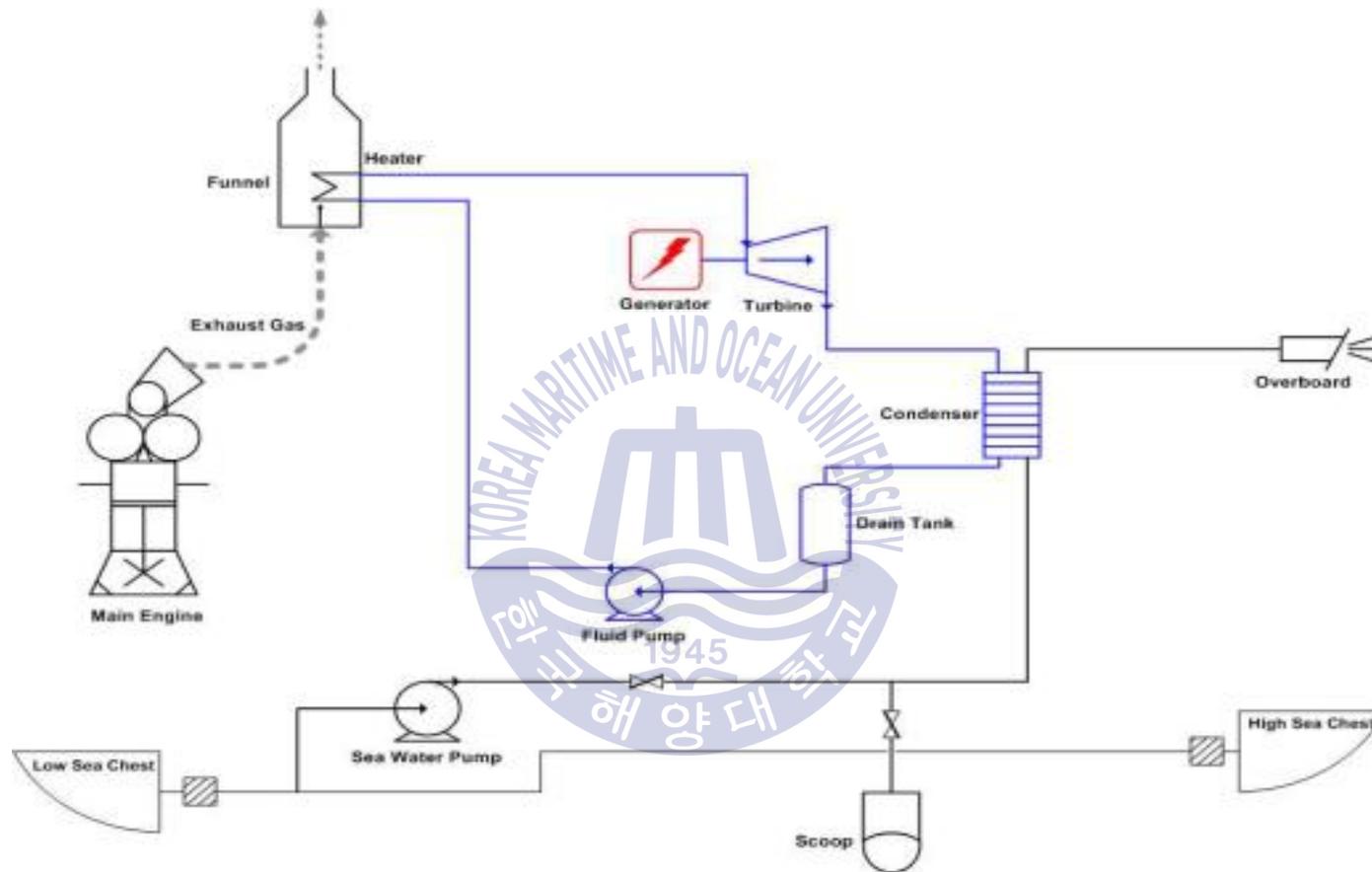


Fig.1.14 Concept of exhaust gas ORC generating system⁽¹³⁾

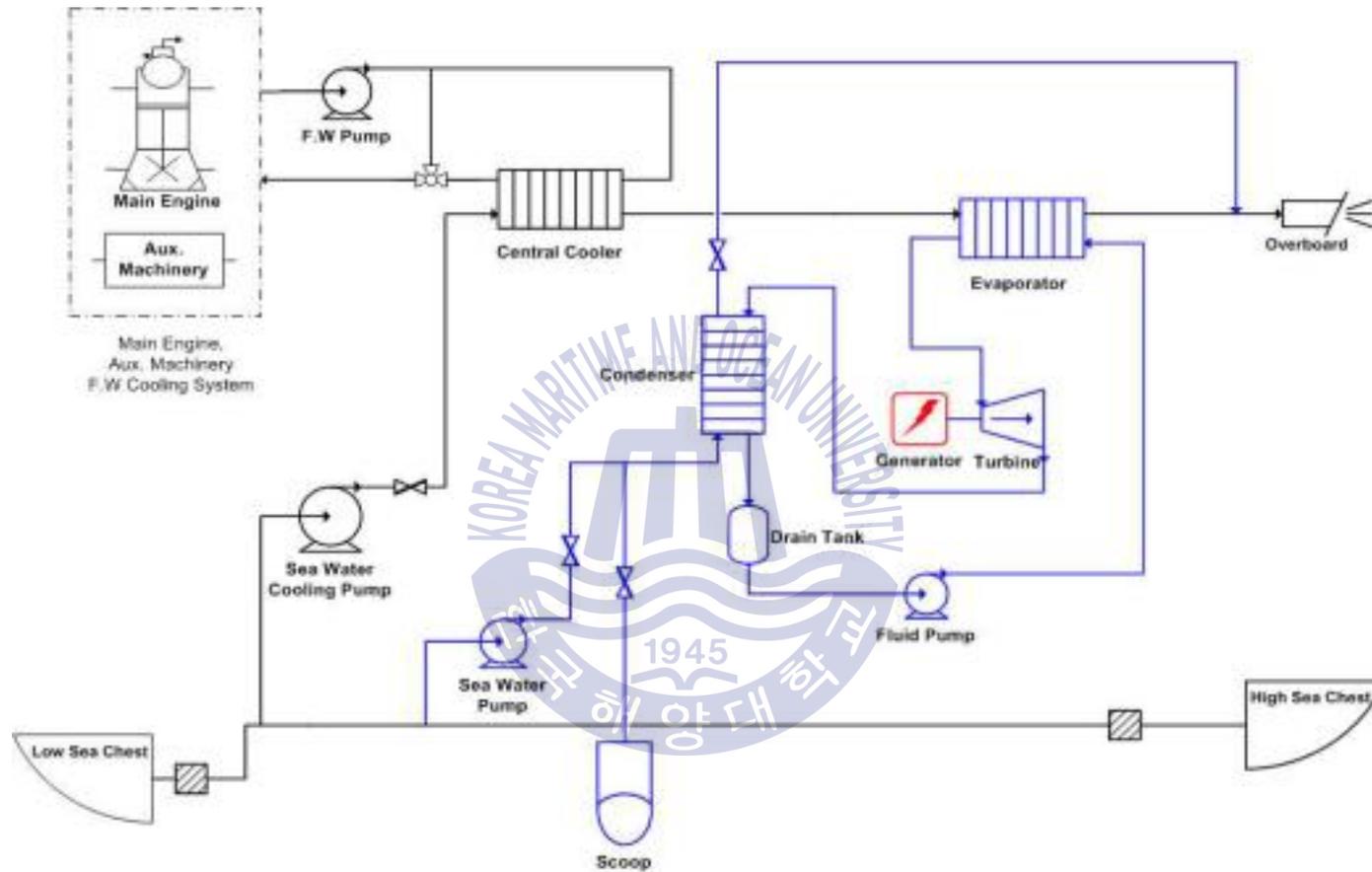


Fig.1.15 Concept of sea water cooling ORC generating system⁽¹³⁾

제2장 선박 주기관 폐열을 활용한 흡수식 냉동 시스템 설계

2.1 흡수식 냉동 시스템의 이론

2.1.1 시스템의 개요

20세기 초까지는 흡수식 냉동기가 많이 사용되었으나, 증기 압축식 냉동기가 개발되면서 경쟁력을 잃고 시장성이 떨어졌다. 그러나 에너지 가격의 급등과 더불어 프레온 가스에 의한 오존층 파괴와 같은 환경 문제가 대두되면서 폐열을 이용한 흡수식 냉동 시스템이 다시 관심을 받기 시작했고, 시장성과 경쟁력을 회복해가고 있다.⁽¹⁴⁾

저온을 발생시키기 위하여 기계적인 일을 수행하는 증기 압축식 냉동 시스템과 달리 흡수식 냉동 시스템은 열에너지를 소비하여 저온을 발생시킨다. 증기 압축식 냉동 시스템은 말 그대로 증기 상태의 냉매를 압축하기 때문에 많은 동력이 요구된다. 따라서 주로 전기에너지 같은 고가의 고급 에너지가 사용된다.

반면 흡수식 냉동 시스템에서는 냉매 증기를 흡수제에 흡수시켜 액체로 만든 후 압축하기 때문에 압축에 필요한 동력이 현저히 감소한다. 대신에 발생기에서 고압 상태의 액체 냉매를 증발시키기 위해 많은 양의 열에너지가 요구된다. 증기 압축식과 흡수식의 성적계수를 종합적으로 비교해보면 증기 압축식이 더 우수하다. 하지만 폐열과 같은 저급의 열에너지를 열원으로 사용할 수 있고, 히트 펌프로도 사용할 수 있다는 장점을 감안하면 흡수식 냉동 시스템도 경제적인 측면의 이점이 충분히 존재한다. 또한 전기 에너지를 생산하기 위한 발전소의 효율 등을 감안하여 본다면 증기 압축식과 비교했을 때 효율적인 측면에서도 나름 경쟁력을 갖출 수 있는 시스템으로 인정되고 있다.

흡수식 냉동 시스템의 작동 유체는 냉매와 흡수제로 구성된다. 주로 물과 리튬 브로마이드, 암모니아(NH_3)와 물이 한 세트를 이루어 냉동 시스템에 사용된다. 물과 리튬브로마이드를 작동유체로 사용하는 흡수식 냉동 시스템에서는 비등

점이 높은 물이 냉매로 사용되고 리튬브로마이드가 흡수제 역할을 한다. 이러한 시스템은 0°C 이하의 온도를 얻는 것이 불가능하고, 부식 발생의 가능성이 크며 제작이 까다로운 편이다. 암모니아와 물을 작동유체로 사용하는 흡수식 냉동 시스템에서는 암모니아가 냉매로 사용되고 물이 흡수제 역할을 한다. 이것은 영하의 온도를 얻는 것이 가능하나 유독하며 가연성 있으므로 주의해야 한다. 그리고 냉매와 흡수제의 비점차가 작아 정류기와 분류기를 필요로 한다.

2.1.2 시스템의 원리

그림 2.1은 암모니아수(NH_3/H_2O)를 작동 유체로 하는 기본적인 흡수식 냉동 시스템의 계통도를 나타낸다.

그림에서 확인할 수 있듯이 흡수식 냉동 시스템의 주요 구성 장치로 발생기(Generator), 응축기(Condenser), 증발기(Evaporator), 흡수기(Absorber)가 있으며 냉동 사이클을 형성하고 있다. 보통 40% 정도의 암모니아수 농용액이 펌프를 통해 압축되고 고압의 액체 상태로 발생기에 유입된다. 발생기에서 저온의 열원을 통해 가열이 이루어지게 되며 이 과정에서 냉매 작용을 하는 암모니아의 증기가 발생한다. 암모니아의 증기는 응축기로 이동하여 냉각수에 의해 응축이 되고 저온 고압의 액체 냉매가 된다. 이것은 팽창밸브를 거쳐 증발이 용이하도록 저온 저압의 액체 냉매 상태가 된다. 계속적으로 증발기에 공급되어 증발이 되며, 주변의 열을 흡수하며 냉동 작용을 한 후 기체 상태로 흡수기에 돌아간다. 한편, 증발기에서 암모니아가 증발하면, 농도가 낮아진 암모니아수 희용액은 팽창밸브를 거쳐 감압된 상태로 흡수기로 돌아간다. 흡수기에서는 암모니아수 희용액과 암모니아 증기가 냉각 및 응축되고, 두 물질이 다시 혼합하여 40% 정도의 암모니아수 농용액이 된다.

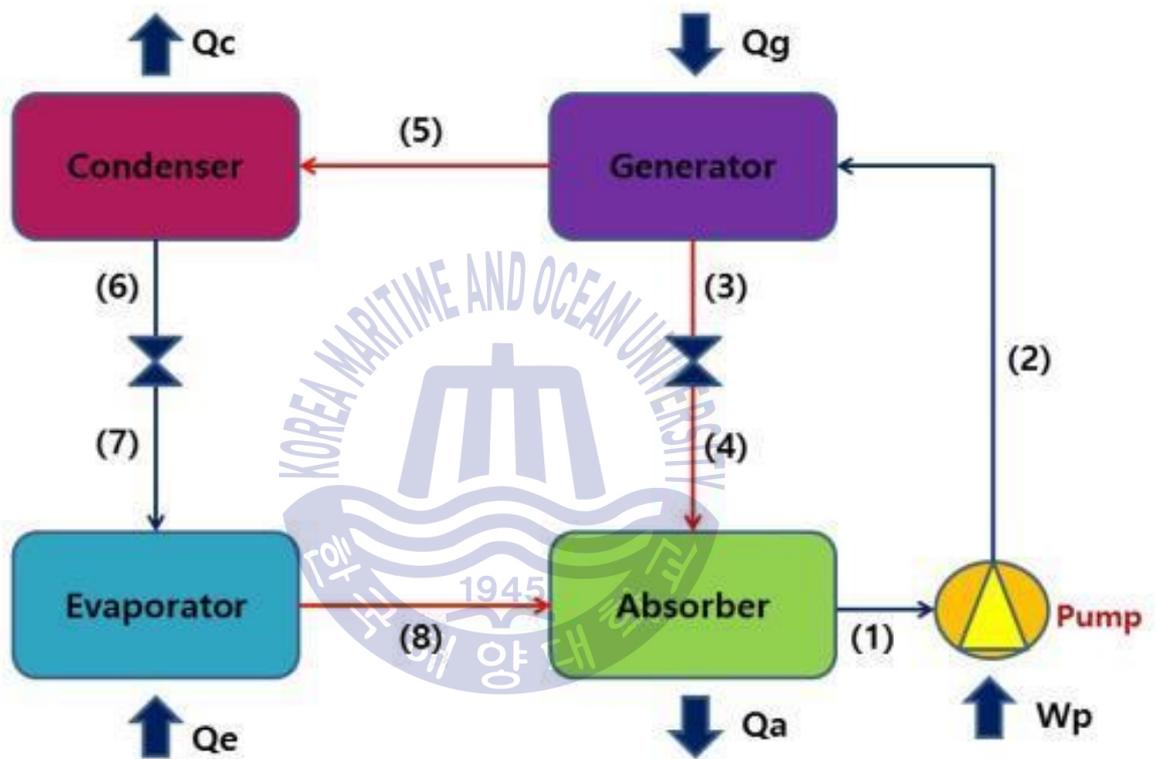


Fig.2.1 Diagram of absorption refrigeration system(NH_3/H_2O)

2.1.3 시스템의 열 계산과 성적계수

상기에서 예를 든 암모니아수 흡수식 냉동 시스템에 있어서 펌프의 소요 동력, 발생기에서의 가열 열량, 증발기에서의 냉동 열량 및 냉동기 성능계수의 값은 다음과 같은 계산을 통하여 구할 수 있다.

(1) 펌프의 소요 동력 (W_p)

펌프에 출입하는 에너지의 상관관계는 식 2.1과 같이 나타낼 수 있다.

$$m_1 i_1 + W_p = m_2 i_2 \quad (2.1)$$

식 2.1에 근거하여 펌프의 소요 동력은 식 2.2와 같이 구할 수 있다.

$$W_p = m_2 i_2 - m_1 i_1 \quad (2.2)$$

여기서,

i_1 : 펌프 입구의 암모니아수용액의 엔탈피

i_2 : 펌프 출구의 암모니아수용액의 엔탈피

m_1 : 펌프 입구의 암모니아수 유량

m_2 : 펌프 출구의 암모니아수 유량

식 2.2에서 m_2 와 m_1 은 동일하므로 식 2.3과 같이 나타낼 수 있다.

$$W_p = m_2 (i_2 - i_1) \quad (2.3)$$

(2) 발생기에서의 가열 열량 (Q_g)

발생기에 출입하는 에너지의 상관관계는 식 2.4와 같이 나타낼 수 있다.

$$m_2 i_2 + Q_g = m_5 i_5 + m_3 i_3 \quad (2.4)$$

식 2.4에 근거하여 발생기에서의 가열 열량은 식 2.5와 같이 구할 수 있다.

$$Q_g = m_5 i_5 + m_3 i_3 - m_2 i_2 \quad (2.5)$$

여기서,

i_3 : 발생기에서 흡수기로 되돌아가는 암모니아수 희용액의 엔탈피

i_5 : 발생기에서 응축기로 공급되는 암모니아 증기의 엔탈피

m_3 : 발생기에서 흡수기로 되돌아가는 암모니아수 희용액의 유량

m_5 : 발생기에서 응축기로 공급되는 암모니아 증기의 유량

(3) 증발기에서의 흡열 열량 (Q_e)

증발기에 출입하는 에너지의 상관관계는 식 2.6과 같이 나타낼 수 있다.

$$m_7 i_7 + Q_e = m_8 i_8 \quad (2.6)$$

식 2.6에 근거하여 증발기에서의 가열 열량은 식 2.7과 같이 구할 수 있다.

$$Q_e = m_8 i_8 - m_7 i_7 \quad (2.7)$$

여기서,

i_7 : 증발기 입구 암모니아 액상 냉매의 엔탈피

i_8 : 증발기 출구 암모니아 기체 냉매의 엔탈피

m_7 : 증발기 입구 암모니아 액상 냉매의 유량

m_8 : 증발기 출구 암모니아 기체 냉매의 유량

(4) 성적계수 (COP_{ref})

성적계수는 냉동시스템의 효율을 의미하는 것으로 시스템에 공급된 에너지와 냉동능력의 비를 의미하여 식 2.8과 같이 나타낼 수 있다.

$$COP_{ref} = \frac{Q_e}{W_p + Q_g} \quad (2.8)$$

여기서,

Q_e : 증발기에서의 흡열 열량

Q_g : 발생기에서의 가열 열량

W_p : 펌프의 소요 동력



2.1.4 다단 흡수식 냉동 시스템

단효용 사이클의 흡수식 냉동 시스템은 성적계수가 작은 단점을 갖고 있다. 이러한 단효용 흡수식 냉동 시스템의 성적계수를 개선하기 위한 것으로 다단 흡수식 냉동 시스템이 있으며 일반적으로 2중 효용 흡수식 냉동 시스템을 사용한다. 2중 효용 흡수식 냉동 시스템은 2개의 발생기를 갖도록 설계된다. 유체 펌프로부터 2개의 발생기에 냉매와 흡수제가 섞인 용액을 공급하는데 이때 유량 조절을 통하여 각각의 발생기에 적절한 비율로 공급된다. 2중 효용 흡수식 냉동 시스템의 방식에는 조금씩 차이가 있으나 일반적으로 1차 발생기에서만 외부 열원에 의한 가열 작용이 이루어지며 이 과정에서 1차적으로 냉매 증기를 생산된다. 그리고 1차적으로 생산된 냉매 증기를 2차 발생기로 공급하여 가열 작용의 열원으로 한 번 더 사용하게 되는데, 이러한 과정을 통해 2차 발생기에서 추가적인 냉매 가스의 발생이 이루어진다. 이런 방식을 통해 2중 효용 흡수식 냉동 시스템에서는 단효용 흡수식 냉동 시스템에서 냉각수에 의해 버려지던 냉매 가스의 응축열을 추가적으로 이용하는 것이 가능해진다.

식 2.8에 근거하여 단효용 흡수식 냉동 시스템과 2중 효용 흡수식 냉동 시스템의 성적계수를 비교해 보면 다음과 같다. 같은 농도를 갖는 농용액을 동일한 유량과 압력으로 공급한다면 펌프에서의 소요 동력은 동일하게 계산될 것이다. 그리고 단효용 흡수식 냉동 시스템과 2중 효용 흡수식 냉동 시스템에서 가열 열량을 동일하게 공급한다고 가정한다면 2중 효용 흡수식 냉동 시스템의 경우 냉각수에 의해 버려지던 냉매 가스의 응축열을 추가적으로 이용할 수 있기 때문에 더 많은 냉매 가스를 생산하게 된다. 냉매 가스의 생산량이 더 많기 때문에 증발기에서의 흡열 열량은 더 커질 수밖에 없다. 결과적으로 시스템에 공급된 에너지가 동일한 상황에서 후자의 경우가 냉동 능력이 더 크기 때문에 더 우수한 성적계수 값을 얻을 수 있다. 이처럼 간단한 사고를 통해서도 2중 효용 흡수식 냉동 시스템으로 운용할 경우 단효 흡수식 냉동 시스템에 비해 공급 열량 대비 냉매 증기의 발생량이 많아 성능이 우수해짐을 알 수 있다.

2.2 선박 주기판의 배기가스 폐열을 활용한 NH_3/H_2O 흡수식 냉동 시스템 설계

2.2.1 NH_3/H_2O 흡수식 냉동 시스템의 필요성

국제해사기구(IMO)는 온실가스의 감축을 위하여 해양오염방지협약(MARPOL 73/78) 부속서 VI에 “선박의 에너지 효율에 관한 규칙”을 신설하였고 2013년 1월 부터 발효가 되었다. 그에 대한 내용은 크게 선박에너지효율관리계획서와 에너지 효율설계지수의 개념 도입으로 구성되어 있다. 선박에너지효율관리계획서는 기존 선박과 신규 선박에 모두 적용되는 것인데 선박의 에너지 효율의 개선을 위하여 폐열회수시스템 도입, 프로펠러의 교체 등과 같이 효율 개선을 위한 계획을 수립 하도록 되어 있다. 그리고 수립한 계획에 맞게 이행한 후 에너지효율운영지수를 활용하여 모니터링을 하고 결과에 따라 개선을 하도록 되어 있다. 한편, 에너지 효율설계지수는 신조선에 적용되는 것으로 계산식을 통해 얻어진 에너지효율 설계지수는 허용 기준보다 낮아야 한다. 허용 기준은 2015년부터 5년 간격으로 10%씩 감소하여 2025년에는 신조선은 기존선 대비 30% 이상의 효율 개선을 갖추 도록 하고 있다. 에너지효율설계지수의 계산식에 근거하여 볼 때 이산화탄소 배출계수가 작을수록 선박의 입장에서는 만족스러운 결과를 얻을 수 있게 된다.

이러한 패러다임에 맞게 온실가스의 배출을 감축하기 위한 선박 효율 개선의 아이디어를 고민하던 중 ORC 발전에 사용되고 남은 배기가스 폐열을 버리는 것이 아니라 한 번 더 활용함으로써 추가적으로 효율을 개선하는 방안을 생각하게 되었다. 선박에 흡수식 냉동시스템을 도입하여 냉동, 냉장, 냉각 부하를 필요로 하는 부분에 공급한다면 기존에 시스템에서 냉동, 냉장, 냉각을 위해 요구되는 동력 에너지를 절감할 수 있을 것으로 기대하였다. 적은 규모의 에너지라도 절감을 이루어낼 수 있다면 에너지효율개선과 더불어 온실가스 감축의 목적을 달성할 수 있을 것이다.

2.2.2 시스템 설계

흡수식 냉동 시스템의 설계를 위하여 화학 공정설계에 주로 사용하는 Aspen HYSYS 시뮬레이션 프로그램을 활용하였다. 시뮬레이션 프로그램은 「선박폐열 및 해수온도차를 이용한 ORC 발전시스템에 의한 선박 열효율 향상」에 관한 연구에서 신뢰성을 이미 확인하였다.

중전의 연구에서는 R134a를 냉매로 하는 공기조화장치를 가지고 실제 실험을 통해 각 작동유체의 상태를 계측하였다. 동시에 프로그램을 통해 동일한 공기조화 시스템을 구축한 후 시뮬레이션을 실시하여 동일한 온도 조건에서 각 작동유체의 상태를 확인하였다. 확인한 결과값을 비교한 것이 표 2.1에 나와 있다.

표 2.1의 값을 비교해보면 장치를 통해 계측한 결과와 시뮬레이션을 통해 확인된 결과값이 허용 오차 범위 내에서 일치하고 있음을 알 수 있다. 이러한 사실을 통해 본 연구에 사용하고자 하는 프로그램이 충분한 신뢰성을 갖추고 있다고 할 수 있겠다.

검증된 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 암모니아수를 작동유체로 사용하는 2중 효율 흡수식 냉동 시스템을 설계하였고, 그림 2.2와 같이 구성이 되어 있다. 시스템의 주요 구성요소는 발생기, 응축기, 증발기, 흡수기로 구성된다. 특히 발생기는 냉동 시스템의 효율 개선을 고려하여 1단과 2단으로 구성하였으며 배기가스는 1단에만 공급하도록 설계하였다. 그 밖에도 팽창밸브(Expansion Valve), 분리장치(Separator), 분류장치(Dehlegmator), 유량제어장치(Flow Controller), 혼합장치(Mixer)와 같은 기타 장치가 함께 시스템을 구성하고 있다.

한편, 선박은 해수면에서 운항하므로 유동성이 크기 때문에 여기에 설치되는 흡수식 냉동 시스템의 경우 증발기와 흡수기의 셉프 커버(Sump Cover)를 설치하는 것으로 가정한다. 이 경우 증발기와 흡수기의 작동 유체가 유동에 의해 서로 반대쪽으로 넘치거나 침입하는 것을 방지할 수 있게 된다.⁽¹⁵⁾

Table.2.1 Reliability of the HYSYS program

Sensor		measured Value	Simulation Result
Refrigerant (R-134)	ST10 [$^{\circ}\text{C}$]	44	44
	SP1 [kPa]	1,140	1,140
	SC1 [l/h]	39	39
	ST11 [$^{\circ}\text{C}$]	13.1	13.1
	ST9 [$^{\circ}\text{C}$]	10.4	10.4
	SP2 [kPa]	420	420
Air	ST3 [$^{\circ}\text{C}$]	34	34
	SP3 [m^3/h]	351	351
	ST5 [$^{\circ}\text{C}$]	18.0	17.8

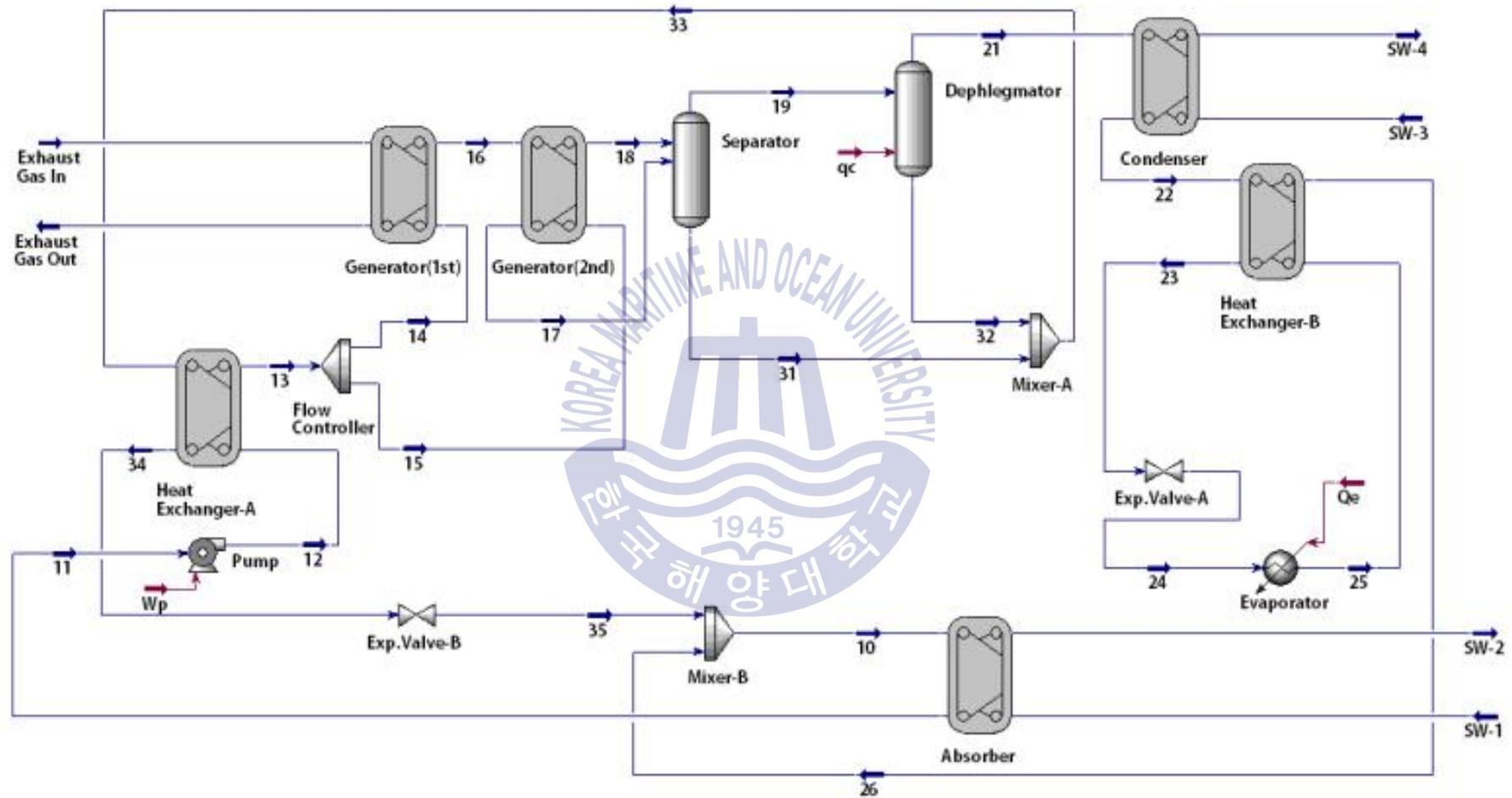


Fig.2.2 Double-effect absorption refrigeration system(NH_3/H_2O)

시스템의 설계는 다음과 같은 조건으로 설정하여 설계하였다.

1. 펌프에 공급되는 암모니아수용액의 상태는 39.1%의 농도를 갖고 있으며 공급 유량은 $5,000\text{kg/h}$, 공급 온도는 40°C , 공급 압력은 370kPa 로 설정한다. 보다 낮은 저온을 얻기 위하여 리튬브로마이드 수용액(LiBr) 대신에 암모니아수를 사용하였다.
2. 펌프를 통해 공급되는 암모니아수용액을 압축하고, 이 과정에서 $1,230\text{kPa}$ 의 압력 상승이 있다.
3. 열교환기 A에서는 펌프로부터 공급되는 암모니아수 농용액과 발생기로부터 회수되는 암모니아수 희용액의 열 교환이 이루어지고 농용액은 희용액으로부터 열을 공급받는다.
4. 유량 조절기를 사용하여 발생기 1단과 발생기 2단측에 공급되는 암모니아수 농용액의 유량을 설정한다.
5. 발생기 1단에서는 ORC 발전에 사용되고 난 후의 배기가스가 공급되며, 배기가스의 폐열을 추가적으로 활용하여 발생기 1단으로 공급되는 암모니아수 농용액을 가열한다.
6. 발생기 2단에서는 1단으로 공급된 암모니아수 농용액을 사용하여 2단으로 공급된 암모니아수 농용액을 가열한다.
7. 분리장치와 정류기를 거치며 99.7%의 암모니아 증기와 암모니아수 희용액이 최종적으로 분리된다.
8. 99.7%의 암모니아 증기는 응축기를 통과하며 해수에 의해 응축되고 상변화가 일어난다.
9. 열교환기 B에서는 암모니아 응축액과 증발기로부터 공급되는 암모니아가 만나서 열 교환이 이루어진다.
10. 암모니아 응축액은 팽창밸브 A를 거치며 증발이 잘되도록 저압의 상태가 된 후 증발기에 공급된다. 팽창밸브를 거친 암모니아 용액은 370kPa 정도의 압력을 갖는다.

11. 증발기에서 암모니아 용액이 증발하며 주변의 열을 흡수하고 이러한 과정을 통해 냉동 작용이 일어난다.
12. 증발기로부터 배출된 암모니아와 발생기로부터 회수된 암모니아수 희용액은 흡수기로 돌아가고 해수에 의해 응축과정을 거친다.
13. 흡수기에서 응축과정을 거친 암모니아수용액은 펌프에 의해 발생기로 다시 공급되며, 이러한 방식으로 냉동사이클이 구성된다.
14. 발생기 1단, 발생기 2단, 응축기, 열교환기 B를 설계하는데 있어서 총열전달 계수와 면적의 설정 값은 표 2.2와 같다.
15. 시스템을 구성하는 각각의 구성요소는 스트림을 통해 연결한다. 그리고 각각의 스트림은 두 개의 숫자로 조합하여 구분하며, 앞 번호에 따라 표 2.3과 같이 큰 틀에서 구분한다.



Table.2.2 Total heat transfer coefficient and area of heat exchanger

Division	Generator(1st)	Generator(2nd)	Condenser	Heat Exchanger-B
Total heat transfer coefficient [kJ/hm ² °C]	5,000	5,000	5,000	5,000
Area [m ²]	10	10	10	3

Table.2.3 Distinction and attributes of stream

Front Number for Stream	Condition of Stream
1	39.1% NH_3/H_2O
2	99.7% NH_3
3	NH_3/H_2O Dilute solution

2.2.3 시스템 해석

(1) 펌프에서의 압축 작용 (W_p)

임의로 설계된 시스템에서 펌프로 암모니아수용액이 공급되고, 압축되어 토출된다. 펌프 입구 및 출구 측의 작동 유체의 상태 값은 표 2.4와 같다.

이때, 펌프 입구 측의 암모니아수용액이 액체 상태이고 비압축성이므로 다음과 같은 식을 통해 펌프의 소요 동력을 구할 수 있다.

$$W_p = v \cdot (p_2 - p_1) \quad (2.9)$$

여기서,

p_1 : 펌프 입구의 압력 [kPa]

p_2 : 펌프 출구의 압력 [kPa]

v : 암모니아수 체적 유량 [m^3/h]

펌프 입구의 암모니아수의 질량밀도(*Mass Density*)는 $800.7kg/m^3$ 이므로, 펌프의 소요 동력을 구하면 다음과 같다.

$$W_p = v \cdot (p_2 - p_1) = 7,680.779kJ/h \quad (2.10)$$

펌프의 효율이 75%인 점을 감안하여 소요 동력을 구하면 다음과 같다.

$$W_p = 10,241.04kJ/h \quad (2.11)$$

시뮬레이션을 통해 자동으로 계산된 펌프의 소요 동력은 $10,241.25kJ/h$ 이며, 계산에 의한 값과 오차 범위 내에서 일치한다.

(2) 발생기 1단에서의 가열 과정(Q_g)

임으로 설계된 시스템에서 발생기 1단으로 공급된 암모니아수용액은 배기가스에 의해 가열된다. 발생기에 공급되는 암모니아수와 배기가스의 상태 값은 표 2.5와 같다.

이때, 시스템에 공급된 열량은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$Q_g = UA\Delta T_{lm} \quad (2.12)$$

여기서,

A : 열교환기의 전열면적 [m^2]

U : 열교환기의 총열전달계수 [$kJ/hm^2\cdot^{\circ}C$]

ΔT_{lm} : 로그 평균 온도차 [$^{\circ}C$]

로그 평균 온도차(ΔT_{lm})는 다음의 식을 통해서 구할 수 있다.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (2.13)$$

ΔT_1 , ΔT_2 는 각각 다음과 같다.

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} = 13.6^{\circ}C \quad (2.14)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} = 49.26^{\circ}C \quad (2.15)$$

상기 값을 식 2.13에 대입하여 로그평균온도차(ΔT_{lm})를 계산하면,

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} = 27.7^{\circ}C \quad (2.16)$$

계산을 통해 산출된 로그평균온도차(ΔT_{lm})값을 식 2.12에 대입하여 시스템에 공급된 열량을 구하면 최종적으로 발생기에 공급된 열량을 구할 수 있다.

$$Q_g = UA\Delta T_{lm} = 1,385,347kJ/h \quad (2.17)$$

한편, 시스템에 공급된 열량은 다음식과 같이 시뮬레이션을 통해 계산된 열유량 (*HeatFlow*, [kJ/h]) 값의 차이를 통해서 구할 수도 있다.

$$q = \Delta Heat Flow \quad (2.18)$$

참고로 각각의 열유량 값은 각각의 엔탈피(i , [kJ/kg])와 질량유량(*Mass Flow*, [kg/h])의 곱에 의해 자동으로 계산된다.

$$HeatFlow = i \cdot Mass Flow \quad (2.19)$$

식 2.18을 활용하면 다음과 같이 배기가스에 의해 발생기 1단에 공급된 열량을 구할 수 있다.

$$Q_g = HF_{exh.gas inlet} - HF_{exh.gas outlet} = 1,381,317.8kJ/h \quad (2.20)$$

동일한 방식으로 발생기 1단으로 출입하는 암모니아수용액의 열유량의 차이 값을 통해서도 공급 열량을 구할 수 있다.

$$Q_g = HF_{liquidoutlet} - HF_{liquidinlet} = 1,381,317.8kJ/h \quad (2.21)$$

상기의 과정을 살펴보면 결과적으로 계산식에 의한 결과 값과 시뮬레이션에 의해 계산된 결과 값은 오차 범위 내에서 존재함을 알 수 있다.

(3) 응축기에서의 방열 과정(Q_c)

임의로 설계된 시스템에서 응축기로 암모니아 증기가 공급되고 해수와 열교환이 이루어진다. 응축기에 공급되는 암모니아 증기와 해수의 상태 값은 표 2.6과 같다.

시뮬레이션을 통해 계산된 해수의 열유량의 차이 값을 통해 방출 열량을 구해보면 다음과 같다.

$$Q_c = HF_{sw.outlet} - HF_{swinlet} = 692,103.8 kJ/h \quad (2.22)$$

(4) 증발기에서의 흡열 과정(Q_e)

임의로 설계된 시스템에서 증발기에 암모니아가 공급되고, 증발 과정을 통해 냉각 작용이 이루어진다. 증발기 입구 및 출구 측의 암모니아의 상태 값은 표 2.7과 같다.

시뮬레이션을 통해 계산된 암모니아의 열유량의 차이 값을 통해 흡수한 열량을 구해보면 다음과 같다.

$$Q_e = HF_{NH3.outlet} - HF_{NH3inlet} = 667,715.6 kJ/h \quad (2.23)$$

(5) 흡수기에서의 방열 과정(Q_a)

임의로 설계된 시스템에서 흡수기로 암모니아수가 공급되고 해수에 의해 냉각 및 응축 작용이 이루어진다. 증발 과정을 통해 냉각 작용이 이루어진다. 흡수기에 공급되는 암모니아수와 해수의 상태 값은 다음과 같다.

시뮬레이션을 통해 계산된 해수의 열유량의 차이 값을 통해 방열량을 구해보면 다음과 같다.

$$Q_a = HF_{sw.outlet} - HF_{swinlet} = 984,524.13 kJ/h \quad (2.24)$$

Table 2.4 Simulation data I

Division	Pump In	Pump Out
Temperature [°C]	40	40.19
Pressure [kPa]	370	1,600
Mass Flow [kg/h]	5,000	5,000

Table 2.5 Simulation data II

Division	NH_3/H_2O	Exhaust Gas
Temperature [°C]	98.44	150
Pressure [kPa]	1,600	120
Mass Flow [kg/h]	2,500	500,000

Table 2.6 Simulation data III

Division	NH_3	Sea Water
Temperature [°C]	60.81	20
Pressure [kPa]	1,600	300
Mass Flow [kg/h]	540.8	20,000

Table 2.7 Simulation data IV

Division	NH_3 In	NH_3 Out
Temperature [°C]	-3.523	4
Pressure [kPa]	370	370
Mass Flow [kg/h]	540.8	540.8

Table 2.8 Simulation data V

Division	NH_3/H_2O	Sea Water
Temperature [°C]	51.68	20
Pressure [kPa]	370	300
Mass Flow [kg/h]	5,000	20,000

2.2.4 시스템 성능

앞에서 2중 효율 흡수식 냉동 시스템을 임의로 설계하고, 펌프에서의 압축, 발생기에서의 가열, 응축기에서의 방열, 증발기에서의 흡열, 흡수기에서의 방열 과정을 확인하였다. 그리고 각각의 과정에서 이루어지는 열 교환 작용에 대해서도 알아보았다. 그 결과 값을 토대로 임의로 설계된 냉동 시스템의 냉동능력과 성적계수에 대해 알아보려고 한다. 성적계수는 냉동기로 사용하였을 때와 더불어 히트펌프 용도의 성적계수에 대해서도 구해보자.

(1) 냉동능력

냉동능력은 냉동기를 구동하여 얻어 낼 수 있는 냉동효과를 의미한다. 쉽게 말해 냉동기를 구동하여 시간당 얼마만큼의 열에너지를 제거하고, 그에 따른 냉동효과를 얻을 수 있는지에 대한 값으로 이해하면 되겠다. 앞서 설계한 시스템에서 증발기에서 이루어지는 흡열량이 곧 냉동능력이 되겠다. 시뮬레이션을 통해 계산된 흡열량은 다음과 같으며 임의로 설계된 흡수식 냉동 시스템은 약 185.5 kW의 냉동능력을 갖는다.

$$Q_e = HF_{NH_3.outlet} - HF_{NH_3.inlet} = 667,715.6 \text{ kJ/h} \quad (2.25)$$

(2) 성적계수

성적계수는 냉동 시스템의 효율적인 측면을 정의하는 값이다. 즉, 시스템의 냉동능력과 그 냉동능력을 얻기 위해 투입된 열에너지와의 비를 말한다. 식으로 표현하면 다음과 같다.

$$COP_{ref} = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} \quad (2.26)$$

상기의 계산식 2.26을 활용하여 성적계수(COP)를 구해보면 다음과 같은 결과 값을 얻을 수 있다.

$$COP_{ref} = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} = 0.4798 \quad (2.27)$$

한편, 흡수식 냉동 시스템은 흡수기와 응축기를 통해서 시스템으로부터 방출되는 열을 활용하여 히트펌프의 용도로도 사용할 수 있다. 쉽게 말해서 냉동 및 냉방의 역할을 수행함과 동시에 난방의 역할을 수행할 수도 있다. 이렇게 히트펌프로 사용할 경우 유용하게 사용되는 열에너지는 증가하게 된다. 따라서 히트펌프의 용도로 사용할 경우 성적계수 계산식을 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$COP_{heat} = \frac{Q_e + Q_c + Q_a}{Q_g + W_p} \quad (2.28)$$

상기의 계산식을 적용하여 히트펌프로서의 성적계수 값을 구해보면 다음과 같은 결과를 얻을 수 있다.

$$COP_{heat} = \frac{Q_e + Q_c + Q_a}{Q_g + W_p} = 1.6847 \quad (2.29)$$

정리하면 임의로 설계한 2중 효율 흡수식 냉동 시스템의 경우 185.5kW의 냉동 능력을 갖으며, 냉동기의 용도로만 사용할 경우 약 0.48의 성적계수를 갖는다. 히트펌프의 용도로 확대하여 사용한다고 가정할 경우 시스템의 성적계수는 약 1.68이 되겠다.

제3장 2중 효율 NH_3/H_2O 흡수식 냉동 시스템의 최적화

3.1 발생기에 공급되는 배기가스 온도의 영향

앞서 제2장을 통해 암모니아수를 작동유체로 사용하는 2중 효율 흡수식 냉동 시스템을 설계였고, 시뮬레이션을 이용한 시스템 해석을 통해 $185.5kW$ 의 냉동 능력, 0.48의 성적계수에 해당하는 결과를 얻었다. 그러나 이러한 결과는 임의 설정에 대한 것으로 시스템의 최적화를 통해 성적계수를 개선할 필요가 있다. 성적계수에 영향을 미치는 인자 중 하나로 발생기에 공급되는 배기가스의 온도를 생각해볼 수 있겠다. 제2장에서 제시된 식 2.12를 근거로 생각해 볼 때 발생기의 열전달계수와 전열면적이 일정한 상태에서 공급되는 배기가스의 온도에 따라 발생기에 공급되는 열량의 값이 변화할 것으로 판단된다. 그리고 배기가스의 온도 변화에 따라 발생기에 공급되는 열량이 변화한다면 성적계수를 산출하는 식 2.26에 의거하여 볼 때, 결과적으로 성적계수의 개선을 도모할 수 있을 것으로 생각하였다.

기존에 설계한 시스템에서는 발생기 1단에서 공급되는 배기가스의 온도를 $150^{\circ}C$ 로 설정하여 시뮬레이션을 진행했었다. 이번 과정에서는 발생기에 공급되는 배기가스 온도에 변화를 주어 해당 인자의 영향을 알아보려고 하였다. 기존에 설계한 시스템과 동일한 조건하에서 배기가스의 온도만 변화를 주어 시뮬레이션을 실시하였다. 온도 설정은 기존의 $150^{\circ}C$ 를 기준으로 $10^{\circ}C$ 의 편차를 주어 $130^{\circ}C$, $140^{\circ}C$, $150^{\circ}C$, $160^{\circ}C$, $170^{\circ}C$ 로 변화를 주며 시뮬레이션을 실시하였다.

배기가스의 온도에 변화를 주면 배기가스의 입구 측과 출구 측의 열유량이 변화하였고, 두 값의 차이에 따른 공급 열량의 변화를 확인할 수 있었다. 그리고 공급 열량이 변화함에 따라 발생기 1단과 발생기 2단을 거치며 최종적으로 생산되는 암모니아 가스의 유량이 변화하는 것 역시 확인하였다. 그리고 시스템의 증발기에서의 흡수 열량에도 변화가 나타났다.

발생기 1단 측으로 공급되는 배기가스의 온도에 변화를 주며 해당 온도에서

제 2장의 식을 활용하여 펌프의 소요 동력, 발생기의 가열 열량, 증발기의 흡수 열량을 각각 산출하였다. 그리고 성적계수를 산출하는 식에 대입하여 계산한 결과 표 3.1과 같은 데이터를 얻을 수 있었다. 이것을 토대로 발생기에 공급되는 배기가스의 온도와 성적계수 사이의 관계를 나타내면 그림 3.1과 같다.

자료를 통해 알 수 있듯이 배기가스의 온도가 130℃일 때 성적계수는 0.54였고, 배기가스의 온도가 올라갈수록 성적계수가 지속적으로 감소하여 170℃에서는 0.41까지 하락하였다. 배기가스의 온도가 낮을수록 시스템에 공급되는 열에너지와 시스템이 흡수하는 열에너지가 감소하는 것을 확인할 수 있었다. 이때 시스템에 공급되는 열에너지의 감소 정도가 시스템이 흡수하는 에너지의 감소 정도와 비교하여 크기 때문에 결과적으로 성적계수가 개선되었다. 결과적으로 공급되는 배기가스의 온도가 130℃일 때, 설계된 냉동 시스템은 128kW의 냉동능력을 갖으며 성적계수가 0.54로 가장 우수한 것이 확인되었다.

한편, 배기가스 온도에 따라 발생할 수 있는 저온부식 현상에 대하여 이후 추가적인 연구가 필요하다.



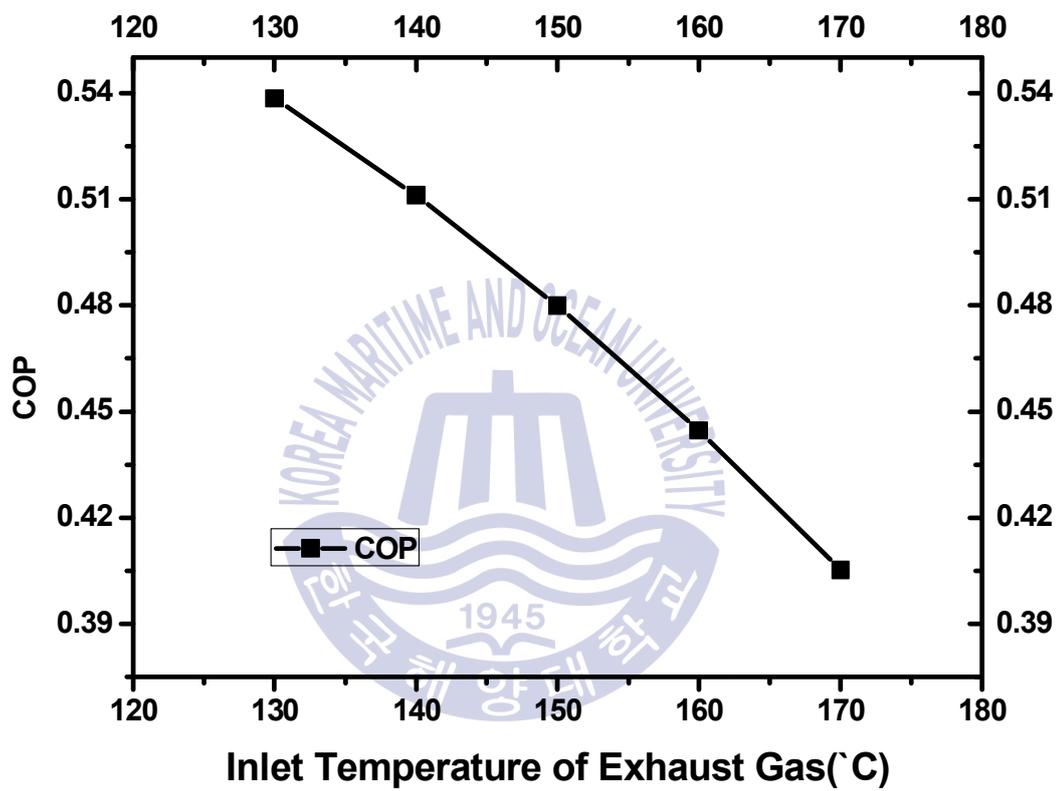


Fig.3.1 Relation of COP with exhaust gas temperature

Table.3.1 Simulation data VI

Condition	Exhaust gas inlet temperature (°C)	130	140	150	160	170
	Flow rate of 1 st generator (kg/h)	2,500				
	Flow rate of 2 nd generator (kg/h)	2,500				
	Condenser seawater temperature (°C)	20				
Result	Compressor power required (kJ/h)	10,241.25				
	Generator heating calorie (kJ/h)	845,030.04	1,109,031.30	1,381,319.79	1,667,406.66	1,971,806.53
	Evaporator absorption Calorie (kJ/h)	460,529.35	572,002.92	667,715.77	745,951.41	803,040.83
	Refrigeration ability (kW)	127.92	158.89	185.48	207.21	223.07
	Coefficient of performance (cop)	0.54	0.51	0.48	0.44	0.41

3.2 발생기에 공급되는 NH_3/H_2O 용액의 유량에 따른 영향

3.1절을 통하여 발생기에 공급되는 배기가스의 온도가 변화하면 공급열량과 냉동능력이 변화하는 것을 확인하였다. 그리고 최종적으로 성적계수에 영향을 미치는 것을 확인할 수 있었다.

공급열량의 변화에 영향을 줄 수 있는 또 다른 인자를 생각해보면, 설계된 시스템이 2중 효율 흡수식 냉동 시스템인 점을 감안해 볼 때 발생기 1단과 발생기 2단에 공급되는 작동유체의 유량을 제어하는 방식도 공급열량에 변화를 줄 수 있는 하나의 방법이 될 수 있다. 다시 말해 발생기 1단의 공급 열원은 배기가스의 폐열이고, 발생기 2단의 공급 열원은 발생기 1단을 통과한 암모니아수용액이 갖고 있는 열이기 때문에 1단과 2단의 유량에 변화를 준다면 공급열량이 변화할 것으로 판단하였다.

기존에 설계한 시스템에서는 발생기 1단으로 공급되는 암모니아수용액의 유량을 발생기 2단으로 공급되는 암모니아수용액의 유량과 동일하게 $2,500\text{ kg/h}$ 로 설정하여 시뮬레이션을 진행하였다. 이 과정에서는 발생기 1단에 공급되는 암모니아수용액의 유량을 각각 $1,000\text{ kg/h}$, $2,000\text{ kg/h}$, $3,000\text{ kg/h}$, $4,000\text{ kg/h}$ 으로 $1,000\text{ kg/h}$ 의 편차를 갖고 변화를 주며 시뮬레이션을 실시하였다. 물론 당연히 시스템을 구성하는 암모니아수용액의 총 유량이 $5,000\text{ kg/h}$ 인 점을 고려하여 1단과 2단의 유량에 차이를 두고, 그 합은 $5,000\text{ kg/h}$ 되도록 하였다.

발생기 1단 측의 공급 유량을 변화시키면 배기가스 입구의 열유량은 일정하나, 출구의 열유량은 변화가 나타났고 그 차이에 따른 시스템의 공급 열량에도 변화가 발생했다. 그리고 공급 열량의 변화는 발생기 1단과 2단, 분리장치와 정류 장치를 거치며 최종적으로 생산되는 암모니아의 유량에 영향을 미쳤다. 이러한 결과는 증발기에서의 흡수 열량의 변화로 이어졌다.

발생기 1단으로 공급되는 암모니아수용액의 유량에 변화를 주며 설정된 유량에서 계산식을 활용하여 펌프의 소요 동력, 발생기의 가열 열량, 증발기의 흡수 열량을 각각 산출하였다. 그리고 성적계수를 산출하는 식에 대입하여 계산한 결과

표 3.2와 같은 데이터를 얻을 수 있었다. 이것을 토대로 발생기에 공급되는 암모니아수용액의 유량과 성적계수 사이의 관계를 나타내면 그림 3.2와 같다.

자료를 통해 알 수 있듯이 발생기 1단으로 공급되는 유량이 $1,000\text{kg/h}$ 일 때 성적계수는 0.55였고, 유량이 증가할수록 성적계수가 지속적으로 감소하여 $4,000\text{kg/h}$ 에서는 0.44까지 하락하였다. 이러한 결과를 통하여 발생기 1단에 공급되는 유량이 적을수록 성적계수가 개선되는 모습을 확인할 수 있었고 발생기 1단에 공급되는 유량이 $1,000\text{kg/h}$ 일 때, 설계된 냉동 시스템은 116kW 의 냉동 능력을 갖으며 성적계수가 0.55로 가장 우수한 것이 확인되었다.



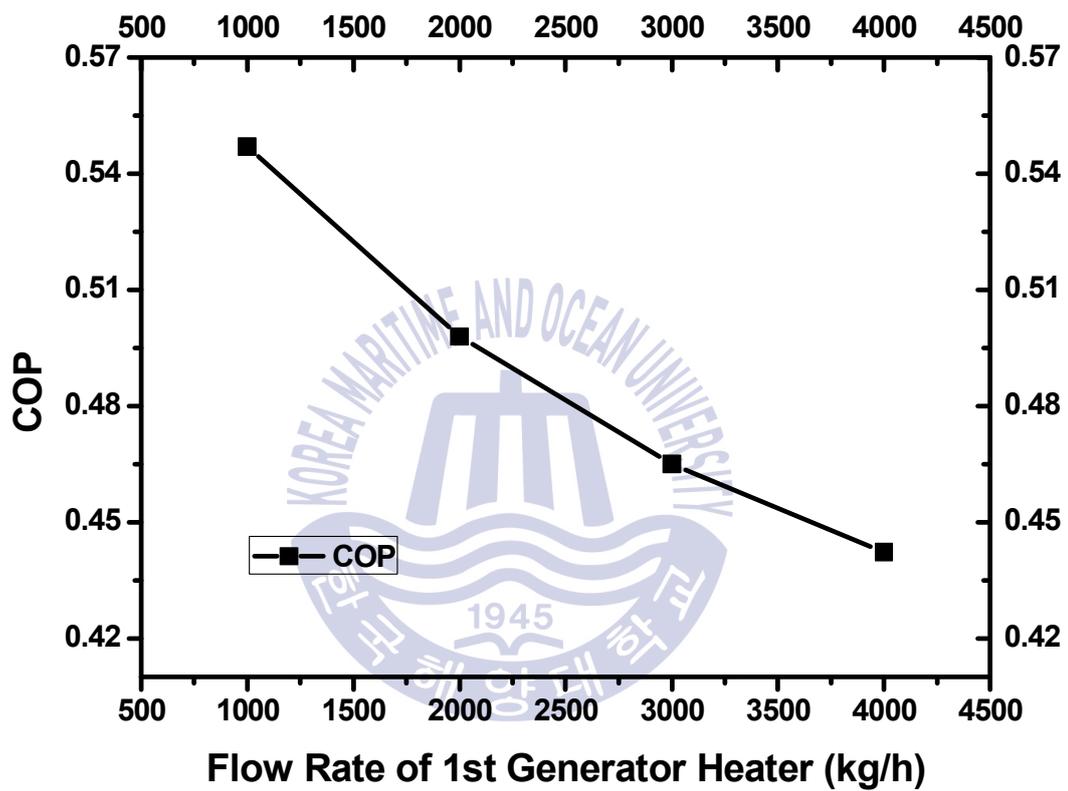


Fig.3.2 Relation of COP with flow rate of 1st Gen. HTR

Table.3.2 Simulation data VII

Condition	Exhaust gas inlet temperature (°C)	150			
	1 st Flow rate of generator (kg/h)	1,000	2,000	3,000	4,000
	2 nd Flow rate of generator (kg/h)	4,000	3,000	2,000	1,000
	Condenser seawater temperature (°C)	20			
Result	Compressor power required (kJ/h)	10,241.25			
	Generator heating calorie (kJ/h)	754,749.85	1,226,039.70	1,504,417.42	1,686,523.08
	Evaporator absorption Calorie (kJ/h)	418,445.22	615,604.03	704,245.33	750,337.08
	Refrigeration ability (kW)	116.23	171.00	195.62	208.43
	Coefficient of performance (cop)	0.55	0.50	0.46	0.44

3.3 응축기로 공급되는 해수의 온도의 영향

제2장의 성적계수에 관한 식2.26을 참고하면 성적계수에 영향을 주는 요소는 발생기에 공급되는 가열 열량 이외에도 펌프의 소요 동력, 증발기의 흡수 열량이 있음을 이해할 수 있다. 이 중 펌프의 소요 동력은 발생기에서의 공급 열량과 증발기에서의 흡수 열량에 비해 그 값이 매우 작기 때문에 성적계수에 미치는 영향이 아주 미비하다. 따라서 증발기의 흡수 열량에 영향을 미치는 인자를 찾아 변화를 주면 성적계수의 변화가 생길 것으로 판단되었다.

증발기의 과열도가 일정하도록 설정한 상황에서 응축기로 유입되는 냉각해수에 변화를 주어 냉매의 과냉각도에 변화를 준다면 최종적으로는 증발기의 흡수 열량에도 영향을 미칠 것으로 생각되었다. 즉, 응축기로 공급되는 냉각해수의 온도에 변화를 주면 증발기의 흡수 열량이 변화할 것으로 기대하였다.

앞의 두 변수에 대한 영향을 확인할 때와 마찬가지로 기존에 설계한 시스템에서 응축기로 공급되는 냉각해수의 온도만을 변화시켜 시뮬레이션을 시행해보았다. 기존의 냉각 해수의 공급 온도를 20°C로 설정하였는데 그 값을 기준으로 10°C의 편차를 주었고, 냉각해수의 공급 온도를 각각 10°C, 20°C, 30°C로 변화를 주며 시뮬레이션을 실시하였다.

시뮬레이션 결과, 배기가스 입구 온도가 150°C이고 발생기 1단 측으로 공급되는 암모니아수용액의 유량을 2,500kg/h로, 기존 시스템과 동일하기 때문에 공급 열량은 항상 일정하였고 변화가 발생하지 않았다. 그리고 예상했던 것과 마찬가지로 응축기의 냉각해수의 온도 변화는 응축기를 통과하며 응축된 암모니아 용액의 온도에 영향을 주었다. 응축된 암모니아 용액의 온도 변화는 최종적으로 팽창밸브를 거치며 감압된 암모니아 유체의 기상분수(Vapour/Phase Fraction)에 영향을 미쳤다. 온도가 낮을수록 팽창밸브를 거친 암모니아 유체의 기상분수는 낮은 수치를 보였고, 결과적으로 증발기 흡수 열량의 증가가 나타났다.

응축기의 냉각해수 온도에 변화를 주며 펌프의 소요 동력, 발생기의 가열 열량, 증발기의 흡수 열량을 각각 산출하였다. 그리고 성적계수를 산출하는 식에 대입

하여 계산한 결과 표 3.3과 같은 데이터를 얻을 수 있었다. 이것을 토대로 응축기의 냉각해수 온도와 성적계수 사이의 관계를 나타내면 그림 3.3과 같다.

자료를 통해 알 수 있듯이 응축기로 유입되는 냉각해수의 온도가 10℃일 때 성적계수는 0.49였고, 냉각해수의 온도가 높아질수록 성적계수가 지속적으로 감소하여 냉각해수의 온도가 30℃에서는 0.47까지 하락하였다. 이러한 결과를 통하여 응축기에 공급되는 냉각해수의 온도가 작을수록 성적계수가 개선되는 모습을 확인할 수 있었다. 최종적으로 시뮬레이션 결과를 정리하면 응축기로 유입되는 냉각해수의 온도가 10℃일 때 설계된 냉동 시스템은 188.8kW의 냉동능력을 갖으며 성적계수가 0.49로 가장 우수하였다.



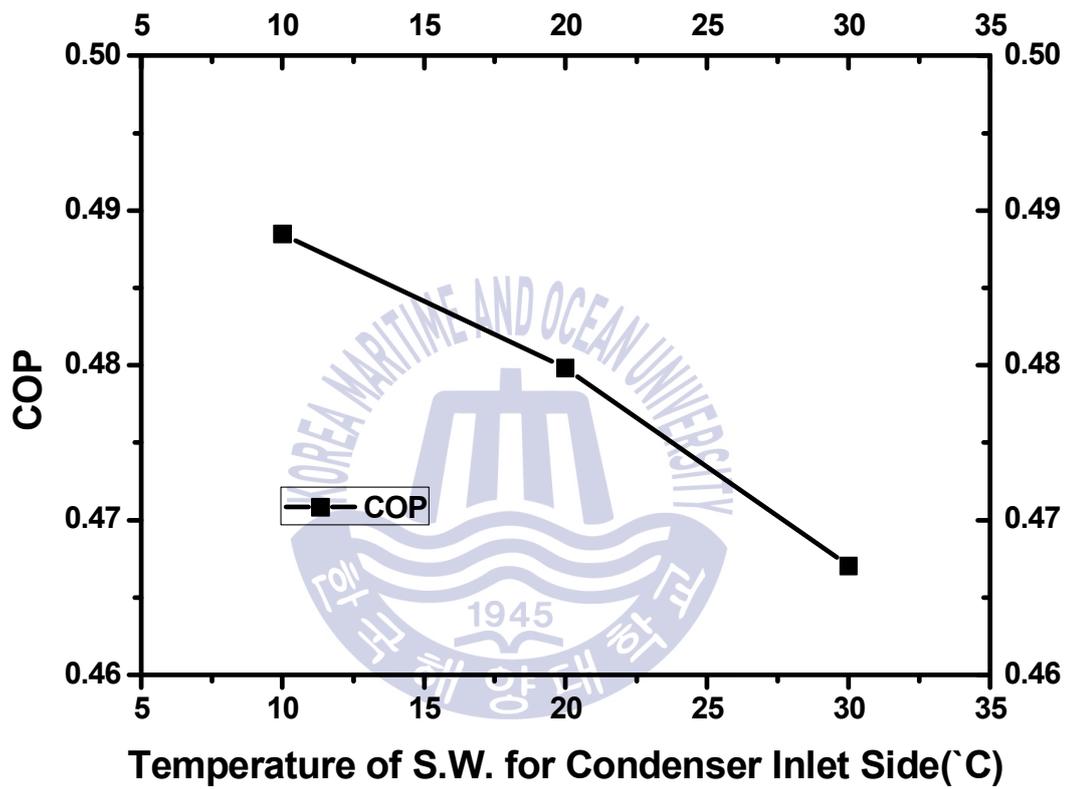


Fig.3.3 Relation of COP with S. W temperature

Table.3.3 Simulation data VIII

Condition	Exhaust gas inlet temperature (°C)	150		
	Flow rate of 1 st generator (kg/h)	2,500		
	Flow rate of 2 nd generator (kg/h)	2,500		
	Condenser seawater temperature (°C)	10	20	30
Result	Compressor power required (kJ/h)	10,241.25		
	Generator heating calorie (kJ/h)	1,381,332.94		
	Evaporator absorption Calorie (kJ/h)	679,750.95	667,715.77	649,899.11
	Refrigeration ability (kW)	188.82	185.48	180.53
	Coefficient of performance (cop)	0.49	0.48	0.47

3.4 최적화를 위한 시뮬레이션

앞서 진행된 과정을 통해 발생기에 공급되는 배기가스 온도의 영향, 발생기에 공급되는 암모니아수의 유량에 따른 영향, 응축기에 공급되는 냉각해수의 온도의 영향을 확인하였다. 기존에 설계한 시스템을 바탕으로 하나의 매개변수(Parameter)를 대상으로만 설정을 변경하고, 그 외의 설정에 대해서는 변화를 주지 않고 시뮬레이션을 수행해보았다. 그 결과 발생기에 공급되는 배기가스의 온도가 낮을수록, 발생기 1단으로 공급되는 암모니아수의 유량이 적을수록 시스템에 공급되는 열량이 감소하였고 이러한 변화가 냉동능력에도 변화를 주었으며 결과적으로 성적계수가 개선되는 것을 확인할 수 있었다. 또한 응축기에 공급되는 냉각해수의 온도가 낮을수록 냉동능력이 향상되며 성적 계수가 개선되는 것을 확인할 수 있었다.

이번에는 성적계수의 개선에 영향을 주는 세 개의 매개변수를 복합적으로 변경하며 시뮬레이션을 실시하여 가장 우수한 성적계수가 나오는 최적화 구간을 확인해보았다. 매개변수를 복합적으로 적용하여 60개의 설정 조건을 형성하였고, 시뮬레이션을 통하여 설정 조건에 따른 발생기의 공급 열량, 증발기의 흡수 열량, 펌프의 소요 동력을 산출하였다. 그리고 계산식을 활용하여 냉동능력과 성적계수를 확인하였고, 그 결과는 다음과 같았다.

표 3.4와 그림 3.4는 응축기 냉각 해수 온도가 10℃일 때 발생기에 공급되는 배기가스 온도와 발생기 1단으로 공급되는 유량에 따른 성적 계수를 보여준다. 표 3.5와 그림 3.5는 응축기 냉각 해수 온도가 20℃일 때 발생기에 공급되는 배기가스 온도와 발생기 1단으로 공급되는 유량에 따른 성적 계수를 보여준다. 표 3.6과 그림 3.6은 응축기 냉각 해수 온도가 30℃일 때 발생기에 공급되는 배기가스 온도와 발생기 1단으로 공급되는 유량에 따른 성적 계수를 보여준다.

시뮬레이션 결과를 종합해보면 다음과 같다. 세 개의 매개변수는 예상한 대로 성적 계수에 영향을 주었고, 발생기에 공급되는 배기가스의 온도가 낮을수록, 발생기 1단으로 공급되는 유량이 적을수록, 응축기에 공급되는 냉각 해수 온도가 낮을수록 성적 계수가 향상되었다. 즉, 발생기에 공급되는 배기가스의 온도가

130℃, 발생기 1단으로 공급되는 유량이 1,000kg/h, 응축기에 공급되는 냉각 해수 온도가 10℃인 조건에서 성적 계수가 가장 우수하게 나타났다.

더 나아가 세 개의 매개변수가 성적계수에 영향을 미치는 정도에 대해서도 비교해보자면 발생기에 공급되는 배기가스의 온도와 발생기 1단으로 공급되는 유량이 성적 계수 개선에 큰 영향을 미쳤다. 응축기의 냉각 해수 온도는 다른 두 개의 매개변수에 비해 성적 계수 개선에 미치는 영향이 적었다. 그림 3.7은 발생기 1단으로 공급되는 유량이 1,000kg/h일 때, 발생기에 공급되는 배기가스 온도와 응축기의 냉각 해수 온도에 따른 성적계수 변화를 보여주고 있다. 해수 온도 10℃와 30℃도의 성적계수의 차가 0.02 내외로 비교적 작음을 알 수 있겠다.

한편, 각각의 매개변수마다 최저 설정 값 이하의 설정을 하여 추가적으로 시뮬레이션을 시행하였으나, 열교환 장치의 용량을 초과하는 에러(Error)의 발생으로 시스템 오류(System Fail)와 같은 결과가 생겨났다. 즉, 발생기에 공급되는 배기가스의 온도, 발생기 1단으로 공급되는 유량, 응축기의 냉각 해수 온도가 과도하게 낮거나 부족할 경우 안정적인 시스템 운영이 어렵게 된다.



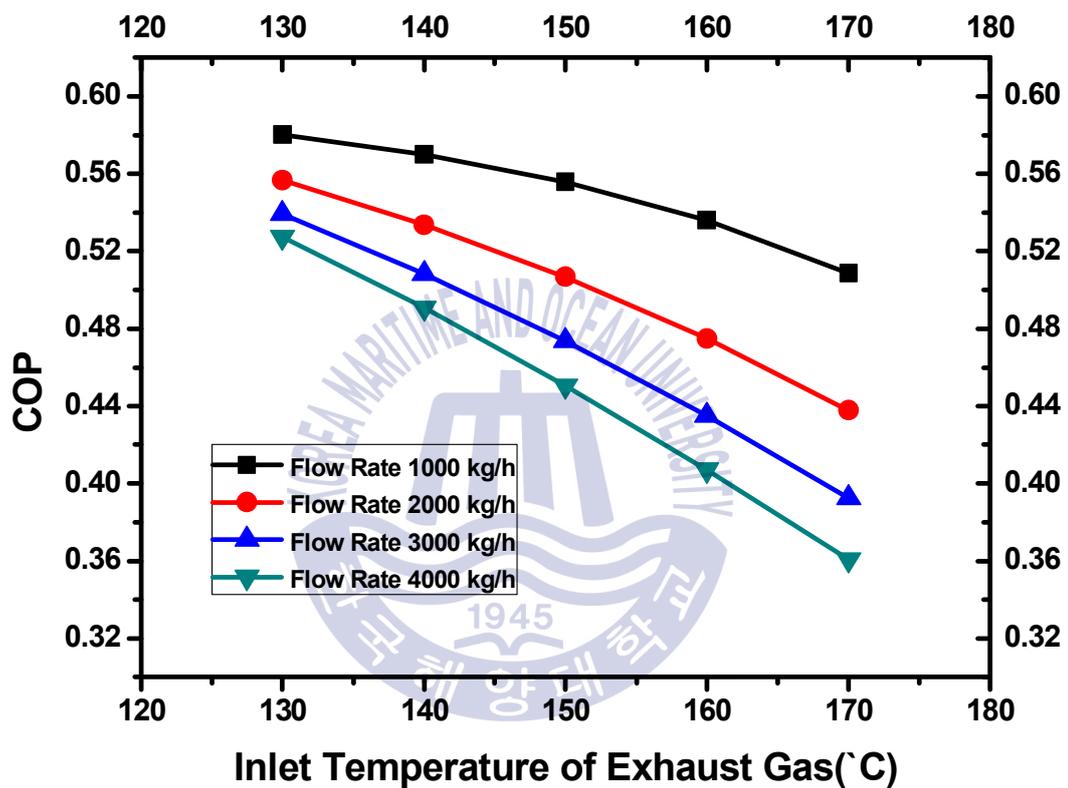


Fig.3.4 Relation of COP with exhaust gas temp and flow rate

(*at S.W temperature 10°C)

Table.3.4 Simulation data IX

Division	Exhaust gas supply temperature(°C)					Setting value	
	130	140	150	160	170		
Required power (kJ/h)	10,241	10,241	10,241	10,241	10,241	1,000	Flow rate of 1 st generator (kg/h)
Supply calorie (kJ/h)	441,297	587,708	754,766	956,292	1,208,403		
Absorbed calories (kJ/h)	262,022	340,830	425,121	518,112	619,902		
COP (η)	0.58	0.57	0.56	0.54	0.51		
Required power (kJ/h)	10,241	10,241	10,241	10,241	10,241	2,000	
Supply calorie (kJ/h)	743,911	978,782	1,226,099	1,492,738	1,784,557		
Absorbed calories (kJ/h)	419,836	527,865	626,408	713,821	785,821		
COP (η)	0.56	0.53	0.51	0.47	0.44		
Required power (kJ/h)	10,241	10,241	10,241	10,241	10,241	3,000	
Supply calorie (kJ/h)	924,458	1,211,722	1,504,418	1,806,816	2,122,478		
Absorbed calories (kJ/h)	504,085	621,129	717,182	790,269	837,099		
COP (η)	0.54	0.51	0.47	0.43	0.39		
Required power (kJ/h)	10,241	10,241	10,241	10,241	10,241	4,000	
Supply calorie (kJ/h)	1,039,737	1,362,193	1,686,480	2,015,336	2,351,384		
Absorbed calories (kJ/h)	553,651	673,537	764,448	824,624	851,887		
COP (η)	0.53	0.49	0.45	0.41	0.36		

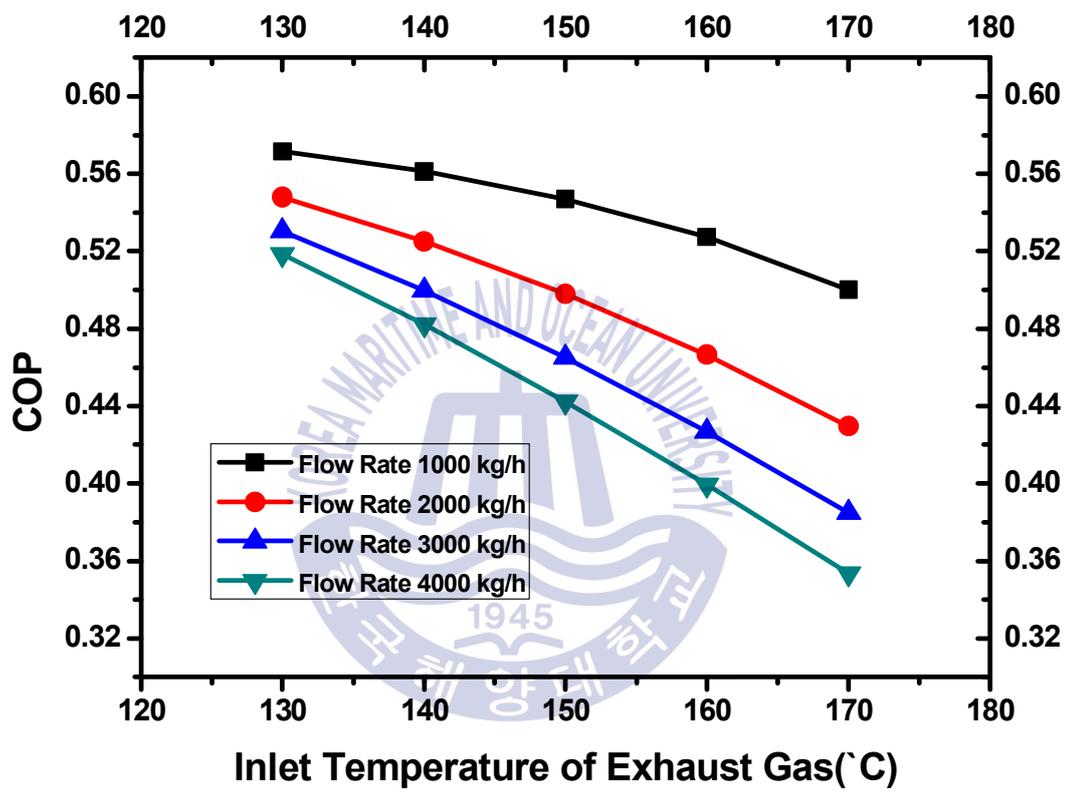


Fig.3.5 Relation of COP with exhaust gas temp and flow rate

(*at S.W temperature 20°C)

Table.3.5 Simulation data X

Division	Exhaust gas supply temperature(°C)					Setting value	
	130	140	150	160	170		
Required power (kJ/h)	10,241	10,241	10,241	10,241	10,241	1,000	Flow rate of 1 st generator (kg/h)
Supply calorie (kJ/h)	441,295	587,707	754,766	956,293	1,208,404		
Absorbed calories (kJ/h)	258,046	335,608	418,453	509,665	609,269		
COP (η)	0.57	0.56	0.55	0.53	0.50		
Required power (kJ/h)	10,241	10,241	10,241	10,241	10,241	2,000	
Supply calorie (kJ/h)	743,904	978,782	1,226,099	1,492,738	1,784,557		
Absorbed calories (kJ/h)	413,263	519,221	615,627	700,964	771,1575		
COP (η)	0.55	0.52	0.50	0.47	0.43		
Required power (kJ/h)	10,241	10,241	10,241	10,241	10,241	3,000	
Supply calorie (kJ/h)	924,435	1,211,722	1,504,418	1,806,816	2,122,478		
Absorbed calories (kJ/h)	495,910	610,468	704,246	775,491	820,844		
COP (η)	0.53	0.50	0.46	0.43	0.38		
Required power (kJ/h)	10,241	10,241	10,241	10,241	10,241	4,000	
Supply calorie (kJ/h)	1,039,737	1,362,193	1,686,480	2,015,337	2,351,384		
Absorbed calories (kJ/h)	544,469	661,657	750,328	808,898	834,989		
COP (η)	0.52	0.48	0.44	0.40	0.35		

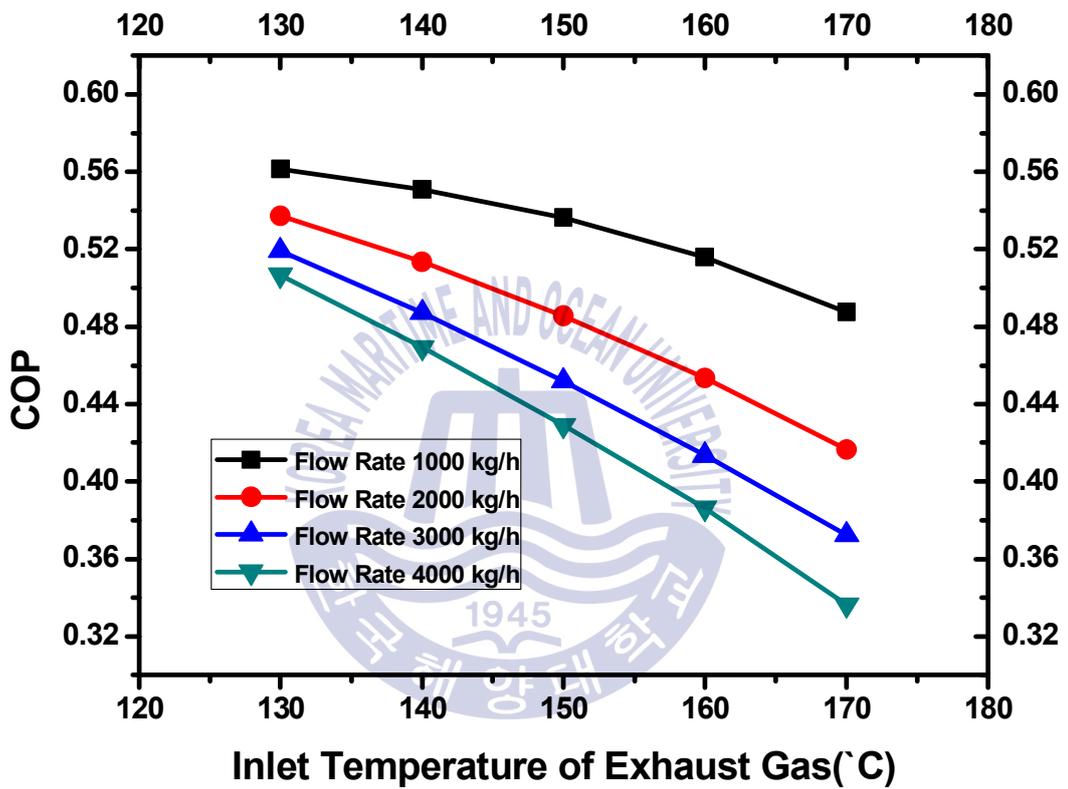


Fig.3.6 Relation of COP with exhaust gas temp and flow rate

(*at S.W temperature 30°C)

Table.3.6 Simulation data XI

Division	Exhaust gas supply temperature(°C)					Setting value	
	130	140	150	160	170		
Required power (kJ/h)	10,241	10,241	10,241	10,241	10,241	1,000	Flow rate of 1 st generator (kg/h)
Supply calorie (kJ/h)	441,297	587,709	754,766	956,293	1,208,404		
Absorbed calories (kJ/h)	253,485	329,438	410,209	498,572	594,233		
COP (η)	0.56	0.55	0.54	0.52	0.49		
Required power (kJ/h)	10,241	10,241	10,241	10,241	10,241	2,000	
Supply calorie (kJ/h)	743,911	978,782	1,226,099	1,492,738	1,784,557		
Absorbed calories (kJ/h)	405,162	507,790	600,305	681,382	747,407		
COP (η)	0.54	0.51	0.49	0.45	0.42		
Required power (kJ/h)	10,241	10,241	10,241	10,241	10,241	3,000	
Supply calorie (kJ/h)	924,458	1,211,722	1,504,418	1,806,816	2,122,478		
Absorbed calories (kJ/h)	485,300	595,378	684,483	751,464	793,987		
COP (η)	0.52	0.49	0.45	0.41	0.37		
Required power (kJ/h)	10,241	10,241	10,241	10,241	10,241	4,000	
Supply calorie (kJ/h)	1,039,737	1,362,193	1,686,480	2,015,436	2,351,384		
Absorbed calories (kJ/h)	532,106	644,141	727,884	782,708	794,283		
COP (η)	0.51	0.47	0.43	0.39	0.34		

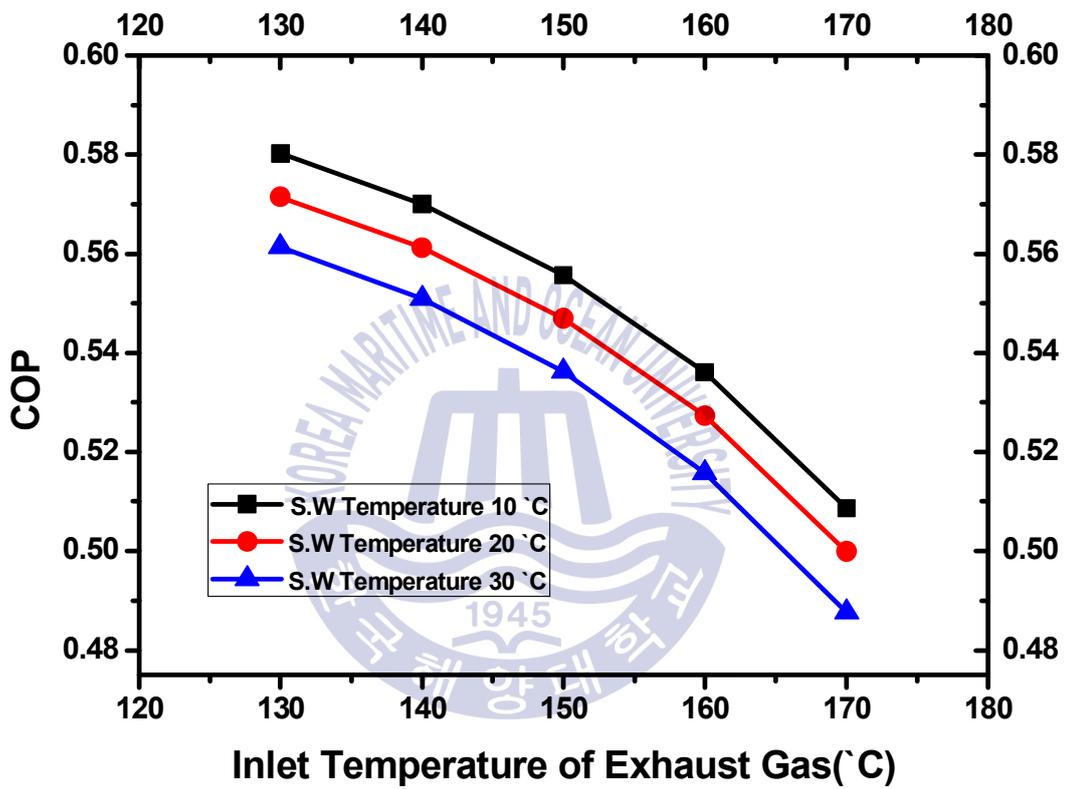


Fig.3.7 Relation of COP with exhaust gas Temp. and S.W Temp.

(*at 1st Generator flow rate 1,000kg/h)

3.5 최적화된 시스템의 용량의 확대

앞서 시스템의 최적화 과정을 통하여 발생기에 공급되는 배기가스의 온도가 130℃, 발생기 1단으로 공급되는 유량이 1,000kg/h, 응축기에 공급되는 냉각 해수 온도가 10℃인 조건에서 성적 계수가 0.58로 가장 우수한 것을 확인하였다. 그러나 최적화 과정을 거치며 시스템의 냉동능력은 73kW로 감소하였다. 비교적 적은 값의 냉동능력을 증대시키기 위한 방안으로 시스템을 구성하는 작동유체의 유량을 증대시키는 방안을 고려하였다. 즉, 기존에 설계된 시스템의 작동유체인 암모니아수의 유량은 5,000kg/h인데, 10,000kg/h까지 증대시켜서 시뮬레이션을 수행해보았다.

우선 그림 2.2와 같이 구성된 기존의 시스템에서 11번 스트림의 유량을 10,000kg/h 설정하였다. 그리고 난 후 발생기 1단과 2단의 유량 비율을 최적화된 시스템과 동일하게 1:4의 비율로 설정하여, 1단 측에 2,000kg/h의 작동유체를 공급하였다. 배기가스의 공급 온도는 최적화된 시스템과 동일하게 130℃로 설정하였고, 냉각 해수의 온도 역시 10℃로 동일하게 유지하였다.

시뮬레이션 수행 결과 표 3.7과 같은 결과를 얻을 수 있었다. 이러한 데이터를 통해 시스템의 해석과 성능을 다음과 같이 확인해보았다.

(1) 펌프에서의 압축 작용

시뮬레이션을 통해 자동으로 계산된 펌프의 소요 동력은 20,482.5kJ/h로 산출되었는데, 2배의 유량이 증가함에 따라 소요 동력도 2배 증가하였다.

(2) 발생기 1단에서의 가열 과정

2장의 식 2.18과 식 2.20을 적용하여 배기가스에 의해 발생기 1단 측에 공급된 열량을 계산하면 다음과 같다.

$$Q_g = HF_{exh.gas\ inlet} - HF_{exh.gas\ outlet} = 743,891.1kJ/h \quad (3.1)$$

(3) 증발기에서의 흡열 과정

2장의 식 2.23을 참고하여 시뮬레이션을 통해 계산된 암모니아의 열유량의 차이 값을 통해 흡수한 열량을 구해보면 다음과 같다.

$$Q_e = HF_{NH_3.outlet} - HF_{NH_3.inlet} = 446,113.6kJ/h \quad (3.2)$$

상기의 계산식을 통하여 시스템의 냉동능력은 123.9kW로 더 증가된 결과 값을 얻을 수 있음을 확인하였다. 참고로 시스템 전체의 작동유체의 유량이 5,000 kg/h인 경우 응축기 전에 최종적으로 생산되는 99.7%의 암모니아의 유량은 약 207kg/h이었고, 시스템 전체의 작동유체의 유량이 10,000kg/h인 경우엔 응축기 전에 최종적으로 생산되는 99.7%의 암모니아의 유량이 약 353.6kg/h이었다.

(4) 성적계수

2장의 식 2.26과 2.27을 참고하여 성적계수를 산출하면 다음과 같은 결과 값을 얻을 수 있다.

$$cop_{ref} = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} = 0.5836 \quad (3.3)$$

시스템 전체의 작동유체의 유량이 5,000kg/h이었을 때 성적계수가 0.58이었던 것과 비교하면 유량을 10,000kg/h로 증가시켜 운용했을 때와 성적계수가 거의 같음을 확인하였다. 결과적으로 0.58의 효율을 유지하면서 냉동 시스템의 냉동 능력을 증가시킬 수 있었다.

Table.3.7 Simulation data XII

Content		Simulation Result
Heat Flow of Exhaust Gas In	[kJ/h]	-1.92×10^9
Heat Flow of Exhaust Gas Out	[kJ/h]	-1.92×10^9
Absorption Heat in Evaporator	[kJ/h]	446,113.56
Power of Pump	[kJ/h]	20,482.51
Flow Rate of Ammonia(99.7%)	[kg/h]	353.57

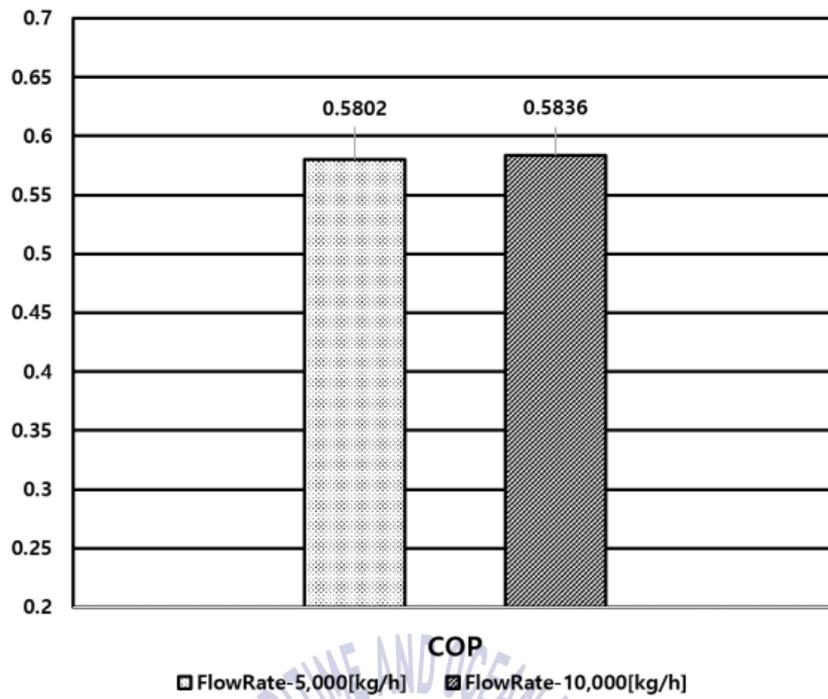


Fig.3.8 Comparison of COP

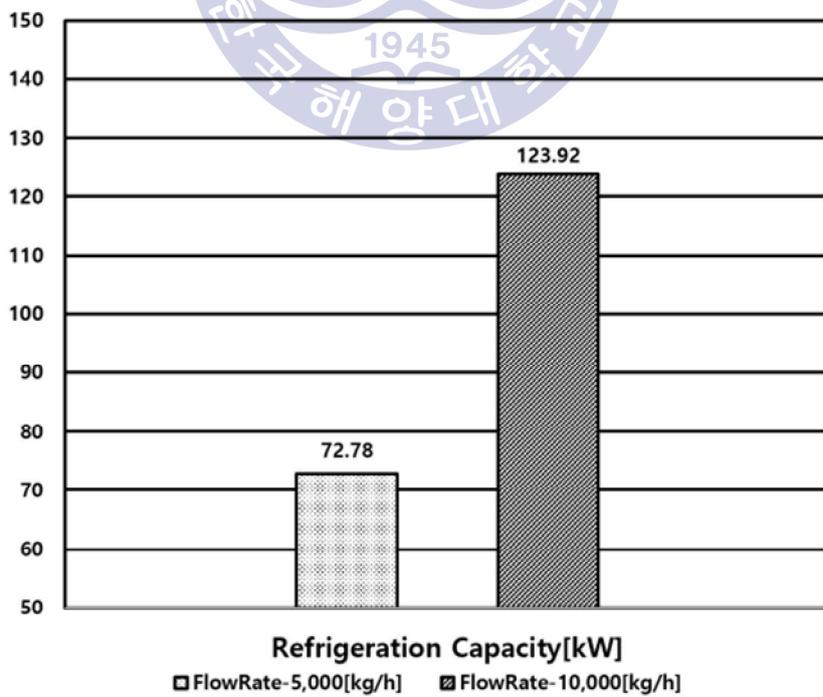


Fig.3.9 Comparison of refrigeration capacity

제4장 배기가스 폐열을 이용한 흡수식 냉동 시스템의 선박 적용

4.1 적용 분야

지금까지 시뮬레이션 프로그램을 통해 선박의 배기가스 폐열을 활용한 흡수식 냉동 시스템을 설계하고, 시뮬레이션의 반복을 통해 설계 조건 범위에서 최적화된 2중 효율 암모니아수 흡수식 냉동 시스템을 확인하였다. 이제는 시뮬레이션을 통해 확인된 시스템을 바탕으로 선박에 적용하는 방안을 확인해보고자 한다.

선박의 냉동 시스템은 다양한 목적을 가지고 활용되고 있는데 큰 범위에서 두 가지로 나뉘보면 일반 상선에서 거주구역의 공기 조화 및 부식 창고의 냉동을 위한 용도와 저온의 화물을 운반하는 특수 선박에서 화물의 냉장 및 냉동을 위한 용도가 있겠다.

보통 일반 상선에서 거주구역의 공기 조화 및 부식 창고의 냉동을 목적으로 하는 냉동 시스템은 대부분 증기 압축식이 설치되어 운용되고 있다. 이 방식은 압축기(Compressor)가 증발기로부터 발생한 냉매를 고압으로 압축하는 과정에서 많은 소요 동력이 요구되고 이는 곧 전기 에너지의 소비로 이어진다. 따라서 여기에 흡수식 냉동 시스템이 적용된다면 전기 에너지 소비의 절감, 에너지 효율의 개선, 이산화탄소 배출 절감의 효과를 얻을 수 있을 것으로 기대한다. 다만, 냉매로 사용되는 암모니아의 독성 때문에 거주 구역의 공기 조화 시스템에 냉매를 직접 순환시키는 방식은 적용할 수가 없겠다. 따라서 이에 대한 대안으로 거주 구역의 공기 조화 시스템에는 물과 같이 안전성을 갖춘 전열 물질을 순환시키고, 그 물을 다시 암모니아로 냉각하는 간접 순환 방식을 활용할 수 있다. 또 다른 대안으로 사람이 생활하는 거주 구역의 경우엔 리튬브로마이드수용액($LiBr/H_2O$)을 작동 유체로 사용하는 흡수식 냉동 시스템을 별도로 구성하여 운영한다면 안전성을 갖춘 물(H_2O)이 냉매의 역할을 담당하기 때문에 직접 순환 방식을 통해서 공기 조화가 가능할 것이다.

저온의 화물을 운반하는 특수 선박에서 화물을 냉장 및 냉동을 위한 용도의

대표적인 예로 냉장 및 냉동운반선이 있다. 냉장 및 냉동 운반선은 보통 화물창의 온도를 과일, 야채 등을 보관하는 경우 0~15℃ 정도, 냉동 제품 및 수산물을 보관하는 경우 -20~-50℃ 정도로 유지할 수 있어야 한다.⁽¹⁶⁾ 이를 위해서 냉장 및 냉동 시스템이 필수적인데 역시 대부분 증기 압축식 시스템 활용되어 지고 있다. 따라서 냉장 및 냉동 운반선에 선박의 배기가스 폐열을 활용한 흡수식 냉동 시스템을 도입한다면 증기 압축 시스템을 운용하는데 필요한 비교적 큰 규모의 전기 에너지를 오히려 절약할 수 있을 것으로 기대된다. 현재 냉장 및 냉동 운반선의 경우 대부분이 25년 이상의 선령을 갖는 노후 선박으로 신규 발주에 대한 수요가 증가할 것으로 생각된다. 물론 냉동 컨테이너선의 운용이 증가함에 따라 소규모 냉장 및 냉동 운반 시장에서의 경쟁력이 감소하는 추세 이기는 하지만 원양어선으로부터 공급되는 대규모의 냉동 운반 수요는 지속 될 것이기 때문에 냉장 및 냉동 운반선의 배기가스 폐열을 활용한 흡수식 냉동 시스템 도입은 경쟁력을 갖출 수 있을 것으로 기대된다. 더불어 2013년 발효된 선박의 에너지효율에 관한 규칙에 따라 선박에너지효율관리계획, 에너지효율 운영지수, 에너지효율설계지수가 적용되었기 때문에 이 역시 시스템 도입의 경쟁력에 도움이 될 것으로 생각된다.

한편, 액화가스 화물을 운반하는 일부 특수 선박에도 냉동 부하를 유용하게 활용할 수 있을 것으로 생각된다. 대표적으로 액화석유가스(LPG, Liquefied Petroleum Gas) 운반선을 들 수 있는데, 화물을 운반하는 과정에서 증발 가스(BOG, Boil Off Gas)가 반드시 발생하기 때문에 대부분의 선박이 재액화시스템(Re-liquefaction System)을 설치하여 운영하고 있다. 재액화시스템은 방식에 따라 차이가 있지만 대체로 화물 탱크로부터 발생한 BOG를 압축기(Cargo Compressor)를 활용하여 압축하고, 해수를 활용하여 냉각하고 있다. 30℃에 해당하는 비교적 높은 온도의 해수와 열 교환이 이루어지려면 압축기를 작동시켜 고압으로 만들어야 한다. 이 과정에서 전기 에너지를 필요로 하게 된다. 만약 선박 배기가스 폐열을 활용한 흡수식 냉동 시스템을 도입하여 생산한 냉동 부하를 재액화를 위한 열 교환 과정에 활용한다면 압축기를 통한 압축일이 줄어들게 될 것이다. 더불어 온실가스 규제의 세계화에 따라 이산화탄소 포집 및 저장기술(CCS, Carbon

Capture and Storage)과 이산화탄소 운반선에 대한 연구·개발도 진행되고 있다. 「CO₂ 수송선 저장탱크의 BOG 측정 실험 및 회수에 관한 연구」에서는 설계 조건에서 발생하는 BOG의 양을 측정하고, 이것을 재액화 공정 중 하나인 증기 재압축 냉동사이클을 적용하여 대부분 회수하는데 필요한 냉매 총 순화유량, 압축기 소요 동력, 응축기 시설 소모량을 확인하였다.⁽¹⁷⁾ 이러한 연구 결과를 참고하여 이산화탄소 운반선의 BOG를 재액화 하는데 흡수식 냉동 시스템을 적용한다면 에너지 효율의 개선과 이산화탄소 배출 절감의 효과를 얻을 수 있을 것으로 기대한다.



4.2 액화석유가스운반선의 증발가스 재액화 시스템에 적용

4.2.1 개요

앞 절에서도 언급한 것처럼 LPG 운반선의 경우 운반 과정에서 화물 탱크로부터 BOG가 발생하게 된다. 따라서 대부분의 선박은 재액화시스템을 설치하여 BOG를 재액화 한 후 화물 탱크에 다시 돌려보내고 있다. 이때 발생하는 LPG의 BOG를 다시 액체 상태로 만들기 위한 냉각제로 해수가 사용된다. 해수의 온도는 보통 20~30℃ 내외로 BOG보다 온도가 높기 때문에 BOG를 가압한 후 열 교환이 이루어지도록 하고 있다. 이렇게 BOG를 가압하기 위해서 압축기를 사용하는데 이때 전기 에너지를 소모하게 된다. 앞에서 설계한 흡수식 냉동 시스템은 증발기에 공급되는 암모니아의 온도가 -3.5℃ 가량으로 이를 활용하여 BOG를 냉각한다면 압축기를 이용해 더 낮은 압력으로 BOG를 가압해도 되기 때문에 전기 에너지를 절약할 수 있을 것으로 기대하였다.

4.2.2 절에서는 시뮬레이션을 통해 해수 냉각 방식에서의 전기 에너지 소비량과 흡수식 냉동 시스템을 활용할 때의 전기 에너지 소비량을 비교하였다. 시뮬레이션을 위해 Aspen HYSYS를 이용해 시스템을 구성하였으며, 선박에서 사용되고 있는 실제적인 재액화시스템은 더 많은 구성 요소를 갖추고 있으나 압축기의 소요 동력만을 비교하는 차원에서 그림 4.1, 그림 4.2와 같이 간략하게 구성하였다. 그림에서처럼 화물 탱크로부터 발생한 BOG는 압축기를 통해 가압된 후 열교환기에 보내져 냉각과정을 거치며 액화된다.

시스템의 설계는 다음과 같은 조건으로 설정하여 설계하였다.

1. 화물 탱크로부터 유입되는 LPG는 부탄(C_4H_{10} , Butane) 100%로 구성되며 4.18℃, 120kPa, 100m³/day의 상태 값을 갖는다. 압력은 화물 탱크의 압력이 25kPa 이하로 유지되는 점을 근거로 설정하였다. 유량은 운반선의 화물 탱크의 용량을 100,000m³, 증발률을 0.1%/day로 가정하여 설정하였다.
2. 해수를 사용하여 냉각하는 경우, 해수는 10℃, 300kPa, 20,000kg/h의 상태

값을 갖는다.

3. 암모니아를 사용하여 냉각하는 경우, 암모니아는 -3.5°C , 370kPa , 1414kg/h 의 상태 값을 갖는다. 암모니아의 유량은 3장에서 최종적으로 설계한 시스템의 유량이 353.57kg/h 인 것을 바탕으로 하여 동일한 시스템을 4기 운용했다고 가정하고 적용하였다.
4. 열교환기의 총열전달계수와 면적은 각각 $5,000\text{kJ/hm}^2\text{c}$, 10m^2 이다.
5. 열교환기를 거치며 LPG는 50kPa 의 압력 강하가 있는 것으로 가정한다.



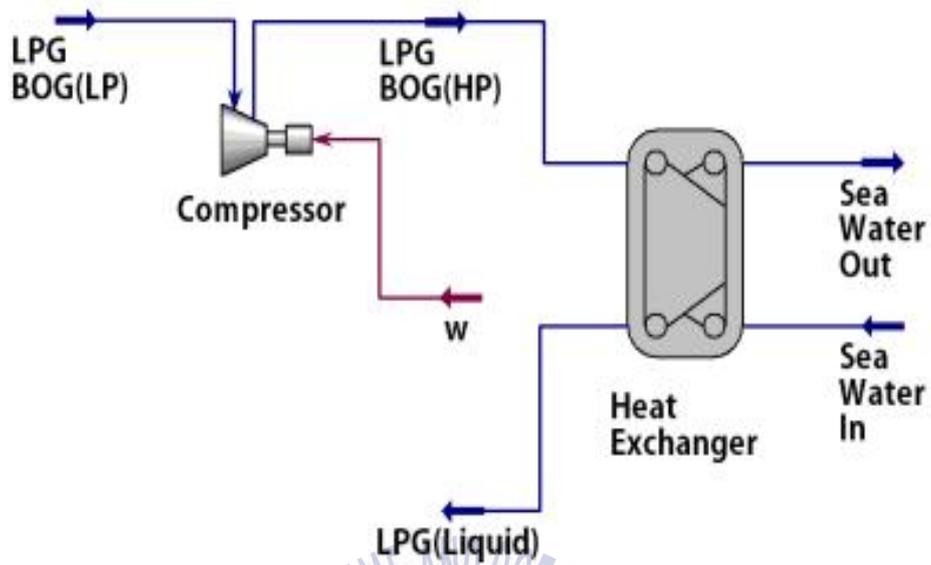


Fig.4.1 Re-liquefaction system with sea water

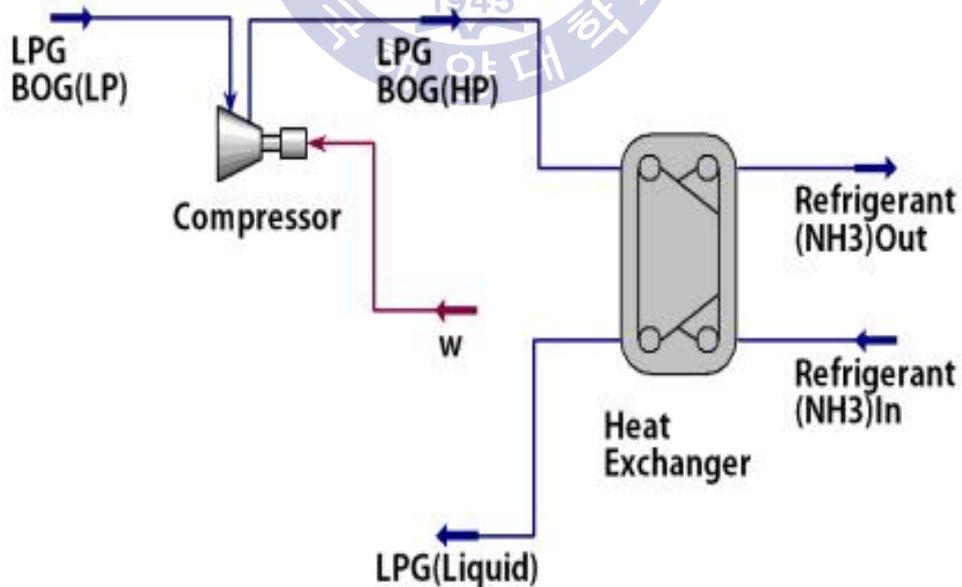


Fig.4.2 Re-liquefaction system with refrigerant(NH_3)

4.2.2 시뮬레이션을 통한 전력 소비량 비교

(1) 해수를 사용하여 냉각하는 경우

시뮬레이션 결과 4.18°C , 120kPa , $100\text{m}^3/\text{day}$ 의 상태 값을 갖는 LPG가 열교환기를 거쳐 완벽하게 액화되기 위해서는 압축기를 통해 최소 322kPa 까지 가압을 해야 했으며 이 과정에서 34.6kW 의 전력이 요구되었다. 압축기와 열교환기 전후의 각각의 상태 값은 표 4.1, 표 4.2와 같다.

(2) 암모니아를 사용하여 냉각하는 경우

시뮬레이션 결과 4.18°C , 120kPa , $100\text{m}^3/\text{day}$ 의 상태 값을 갖는 LPG를 거쳐 완벽하게 액화되기 위해서는 압축기를 통해 최소 202kPa 까지 가압을 해야 했으며 이 과정에서 18.1kW 의 전력이 요구되었다. 압축기와 열교환기 전후의 각각의 상태 값은 표 4.3, 표 4.4와 같다.

(3) 비교 결과

시뮬레이션을 통해 해수를 사용하여 냉각할 때보다 암모니아 냉매를 사용하여 냉각하면 압축기를 통한 압축 압력이 작아지고 결과적으로 압축기의 소요 동력이 줄어드는 것을 확인했다. 주어진 설정 조건에서 16.5kW 의 에너지 절감을 확인할 수 있었고, 액화에 소요되는 압축기 소요 동력을 기준으로 약 47.7%의 효율을 개선할 수 있었다. 시스템의 에너지 절감과 효율 개선의 효과는 설정 조건에 따른 것으로 흡수식 냉동 시스템의 확대 운용할 경우 더 큰 에너지 절감 효과를 기대할 수 있을 것이다.

Table.4.1 Simulation data XIII

Division	Compressor LPG(LP) IN	Compressor LPG(HP) OUT
Vapour	1	1
Temperature [°C]	4.18	38.43
Pressure [kPa]	120	322
Volume Flow [kg/h]	100	100
Heat Flow [kJ/h]	-5,368,966	-5,244,335

Table.4.2 Simulation data XIV

Division	LPG(HP) IN	Sea water IN	LPG(liquid) OUT	Sea water OUT
Vapour	1	0	0	0
Temperature [°C]	38.43	10	28.73	20.59
Pressure [kPa]	322	300	272	300
Volume Flow [kg/h]	100	20,000	100	20,000
Heat Flow [kJ/h]	-5,244,335	-3.19 X 10 ⁸	-6,158,371	-3.18 X 10 ⁸

Table.4.3 Simulation data XV

Division	Compressor LPG(LP) IN	Compressor LPG(HP) OUT
Vapour	1	1
Temperature [°C]	4.18	22.13
Pressure [kPa]	120	202
Volume Flow [kg/h]	100	100
Heat Flow [kJ/h]	-5,368,965	-5,303,825

Table.4.4 Simulation data XVI

Division	LPG(HP) IN	NH ₃ IN	LPG(liquid) OUT	NH ₃ OUT
Vapour	1	0.26	0	0.78
Temperature [°C]	22.13	-3.5	10.6	-3.2
Pressure [kPa]	202	370	152	370
Volume Flow [kg/h]	100	1414	100	1414
Heat Flow [kJ/h]	-5,303,825	-5,314,906	-6,263,163	-4,355,568

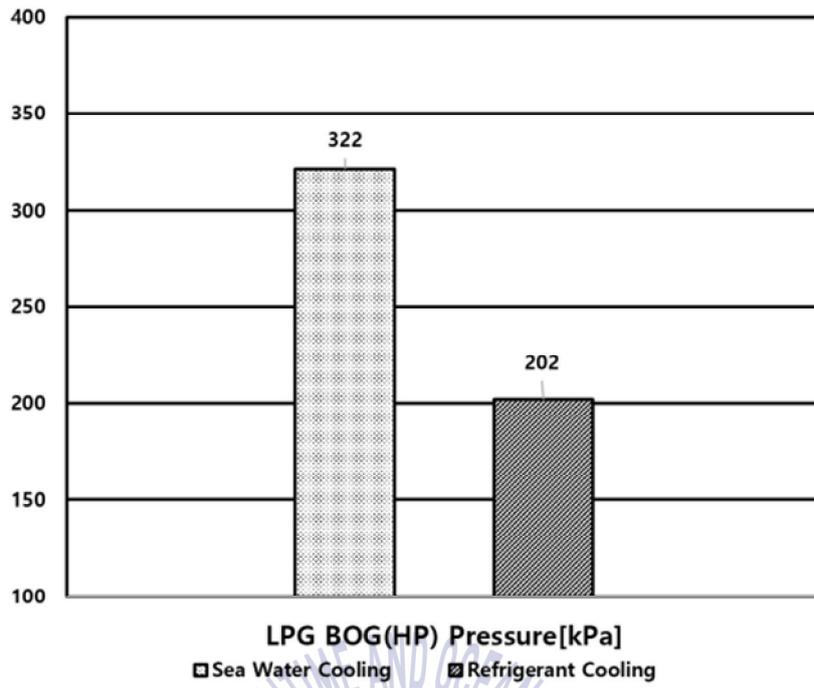


Fig.4.3 Comparison of BOG pressure

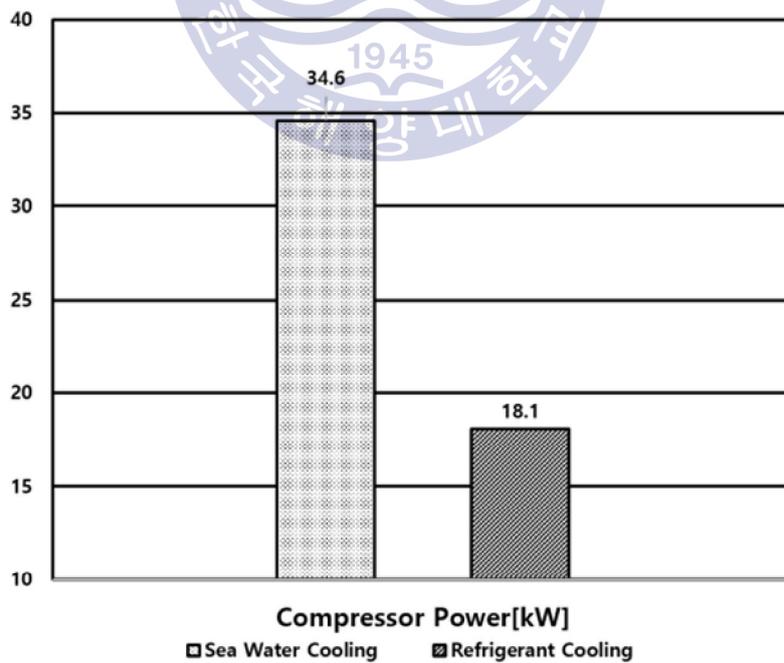


Fig.4.4 Comparison of compressor power

제5장 결 론

본 논문에서는 선박의 에너지 효율 개선을 통해 온실가스 배출을 절감하기 위한 방안으로 선박의 배기가스의 폐열을 활용한 흡수식 냉동 시스템 설계와 더불어 최적화 및 선박 적용 방안에 대해 연구를 하였다.

본 연구는 “선박폐열 및 해수온도차를 이용한 ORC 발전시스템에 의한 선박 열효율 향상에 관한 연구” 에서 더 나아가 ORC 발전 시스템 구동 후 배출된 배기가스의 폐열을 한 번 더 사용함으로써 전반적인 선박의 에너지 효율을 추가적으로 개선하는데 목적을 두었다.

1. 이전의 연구에서 사용된 Aspen HYSYS 공정 설계 프로그램을 동일하게 사용하여 2중 효율 암모니아수 흡수식 냉동 시스템을 설계하였고, 시뮬레이션을 통하여 설계된 냉동 시스템의 성적계수와 냉동능력을 확인하였다. 설계한 시스템에 임의의 적정 온도, 압력, 유량을 입력하여 시뮬레이션을 시행한 결과 성적계수 0.48, 냉동능력 185.5kW의 결과값을 얻을 수 있었다.
2. 냉동 시스템의 최적화를 위하여 성적계수와 연관이 있을 것으로 기대되는 매개변수를 선정하였다. 선정된 매개변수는 발생기 1단에 공급되는 배기가스의 온도, 발생기 1단으로 공급되는 암모니아수용액의 유량, 응축기로 공급되는 해수의 온도로, 각각의 매개변수를 제어하며 시뮬레이션을 실시하였다. 각각의 매개변수를 제어함에 따라 성적계수의 변화를 확인하였고, 예상한대로 매개변수가 성적계수에 영향을 미치는 것을 알 수 있었다. 이후 매개변수를 복합적으로 제어하며 최적화 구간을 확인한 결과, 발생기에 공급되는 배기가스의 온도가 130℃, 발생기 1단으로 공급되는 유량이 1,000kg/h, 응축기에 공급되는 냉각 해수의 온도가 10℃일 때 성적계수가 0.58로 가장 우수했고 73kW의 냉동 능력을 얻을 수 있었다. 이는 ORC 발전시스템에서 버려지는 폐열을 이용한 것으로 ORC 발전시스템에서 생산되는 발전 출력의 약 3.8%에 해당하는 에너지를 추가로 절감할 수 있음을 알 수 있다.
3. 최적화 된 흡수식 냉동 시스템을 선박에 적용하기 위해 고민하였고, 간접 순환

방식과 같이 보완된 시스템으로 일반 상선의 거주구역의 공기조화에 활용할 수 있을 것으로 기대하였다. 또한 냉장 및 냉동운반선의 화물창의 냉동을 위한 시스템으로도 적합할 것으로 기대하였다. 그리고 액화가스 화물을 운반하는 일부 특수 선박에도 냉동 부하를 유용하게 활용할 수 있을 것으로 기대하였다. 시뮬레이션을 통해 LPG 운반선의 BOG 재액화시스템을 간단하게 구성하고 냉각 과정에서 냉동 부하를 활용한 결과, 동일하게 주어진 BOG 발생 조건에서 기존 방식과 비교하여 16.5kW 에너지 절감을 확인할 수 있었다.

4. 선박 폐열을 활용하여 ORC 발전을 한 이후에 폐열을 추가로 활용하여 흡수식 냉동 시스템을 운용함으로써 선박의 추가적인 에너지 효율 개선을 도모할 수 있었다. ORC 발전과 비교하여 에너지 효율 개선의 규모가 작은 편지만, 선박의 에너지 효율에 관한 규칙의 시행과 더불어 전 세계적인 온실 가스 감축 노력이 이루어지고 있는 상황 속에서 선박 에너지 효율 개선과 온실 가스 감축을 위한 하나의 방법이 될 것으로 기대한다.



참고문헌

1. 「2014년 이상기후보고서」, 기상청, (2015)
2. IPCC, 2014: Climate Change 2014 : Synthesis Report. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change [Core Writing Team, R. K. Pachauri and L.A Meyer(eds.)]. IPCC, Geneva, Switzerland, 151pp.
3. 이윤철외 1인, 「선박기인 온실가스 배출에 대한 IMO 규제와 이행방향」, 한국항해항만학회지 제35권 제5호, pp.371~380, (2011)
4. 이장무, 「신기후체제 출범과 우리나라의 바람직한 대응」, 기후변화와 녹색성장 제9호, (2015)
5. 온실가스종합정보센터(온실가스감축목표), <http://www.gir.go.kr>
6. 「환경정책 Briefs / 온실가스 배출권거래제도 이렇게 운영하겠습니다.」, 환경부
7. 「보도자료 / 2030년 우리나라 온실가스 감축목표 BAU 대비 37% 감축으로 확정」, 환경부, (2015)
8. 박한선의 1인, 「선박기인 온실가스 배출규제를 위한 시장기반체제(MBM)에 관한 국제법적 연구」, 해사법연구 제24권 제2호, (2012)
9. 박고용외 1인, 「대형 컨테이너선의 저속 운항 시 선수부 개조 전후 EEOI 변화에 대한 연구」, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 41, No. 1 pp. 15~20, 2017, (2017)
10. 박한선의 3인, 「우리나라 선박의 친환경기술 적용 확대 방안」, 한국해양수산개발원, (2016)
11. 「Turbocharger Cut-off System Benefits Engine Performance」, MAN Diesel, (2009)
12. 정병욱, 「폐열 회수 시스템(Waste Heat Recovery system)」, 한국선급, (2013)
13. 송영욱, 「선박폐열 및 해수온도차를 이용한 ORC 발전시스템에 의한 선박

- 열효율 향상에 관한 연구」, 한국해양대학교 박사논문, (2013)
14. 민만기외 4인, 「공기조화 및 냉동(Heating, Ventilating, and Air Conditioning)」, 회중당, (1997)
 15. 류진상외 6인, 「WO2014027795 A1 / ABSORPTION-TYPE REFRIGERATOR」, 특허 기술, (2014)
 16. 윤정인외 3인, 「선박용 냉동 설비」, 한국마린엔지니어링학회 Webzine Vol.39, (2015)
 17. 박진우외 3인, 「CO2 수송선 저장탱크의 BOG 측정 실험 및 회수에 관한 연구」, 공주대학교 화학공학부&삼성중공업 (2013)

