



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

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

A Study on the Efficiency Improvement of the Organic Rankine
Cycle for Waste Heat Recovery System(WHRS) of Ship and Ocean
Thermal Energy Conversion



지도교수 김 유 택

2013 년 2월

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과

차 상 원

本 論 文 을 車 相 元 의 工 學 博 士 學 位 論 文 으 로 認 准 함

위 원 장 공 학 박 사 임 태 우 (인)

위 원 공 학 박 사 이 영 호 (인)

위 원 공 학 박 사 김 유 택 (인)



2012년 12월 12일

한 국 해 양 대 학 교 대 학 원

기 관 시 스템 공 학 과

차 상 원

목 차

1. 서 론	1
1.1 연구배경	1
1.2 연구목적	2
2. ORC 및 작동유체	4
2.1 ORC의 기본개념	4
2.2 Cycle 이론 및 Peng-Robinson 방정식	5
2.3 ORC의 종류	12
2.4 ORC의 작동유체	15
2.5 ORC의 적용사례	21
3. 선박용 폐열회수발전시스템	24
3.1 선박용 폐열회수발전시스템의 기본개념	24
3.2 선박용 폐열회수발전시스템의 사이클 및 작동유체의 종류	25
3.3 사이클 및 작동유체의 종류에 따른 열 해석 결과	26
3.4 시뮬레이션결과	46
4 해양온도차발전	48
4.1 해양온도차발전의 기본정의	48
4.2 해양온도차발전의 작동유체의 종류	49
4.3 사이클 및 작동유체의 종류에 따른 열 해석 결과	54
4.4 시뮬레이션결과	72
5. 결 론	74

A Study on the Efficiency Improvement of the Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery System(WHRS) of Ship and Ocean Thermal Energy Conversion

Cha Sang Won

Department of Marine Engineering System
Graduate School of
Korea Maritime University

Abstract

Waste heat recovery system is one of ORC applied technologies. Waste heat recovery system refers to the technology that generates power by withdrawing waste heat of industrial use or vessel and applying ORC. In case of vessels, this technology can generate 1MW of power with only 10% of waste heat withdrawal. In addition, since ORC cycle shows 10~12% efficiency in waste heat withdrawal generation, if applied to industrial waste heat withdrawal, considerable amount of power can be generated.

Ocean thermal energy conversion was first suggested by France J.D'Arsonval in 1881. The basic idea is that warm surface seawater is used to generate steam, and this steam again rotates turbine to generate power. He also designed technology that condensed steam to a liquid by drawing up deep cold water to surface. This is called "closed cycle". Open cycle is the opposite concept with closed cycle, and for this to work, warm sea water itself is evaporated by spray flash in low pressure, and produces steam. This steam rotates turbine and generate power. If it is condensed with deep water, there is the advantage of producing additional plain water. However, since lots of water is required to generate meaningful scale of power and technical feasibility is not met, focus is only on closed cycle yet.

Distinction of these two ORC properties is a different temperature scope. Waste heat power generation uses about 160~200 degree of heat source, and makes about 130~170 degree of temperature difference to condensate water. Ocean thermal energy conversion makes about 20 degree of difference. Cycle efficiency according to this is currently showing about

10~12%, 4%. Common ground of these two technology is the use of ORC, and most of all, it is required to have technology that can increase cycle efficiency.

Selecting working fluid is important to increase cycle efficiency. Currently used working fluid includes ammonia, R22, R134a, R245fa, and recently known refrigerants are R1234yf, and R1234ze(E). According to this working fluid, proper working fluid selection through specific interpretation is important. To enhance regeneration cycle from existing closed cycle, currently there are Kalina cycle, and Uehara cycle. Also, turbine design technology, and heat exchanger design technology are among the important elements.

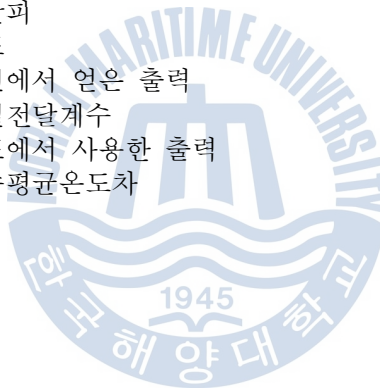
For the purpose of this thesis, through ORC cycle efficiency enhancement, generation efficiency can be improved. To increase generation efficiency, comparison analysis was performed in terms of various specific interpretations of ORC based on working fluid, specific interpretation of ORC based on operation cycle, and specific interpretation when applying medium temperature ORC and low temperature ORC.

For this, interpretation through simulation was performed. This is done by comparing with experiment result. to ensure the reliability of simulation result.



Nomenclature

A	: 전열면적	(m^3)
cycle efficiency	: 사이클 효율	(%)
Ft	: LMTD 보정계수	
h	: 엔탈피	(kJ)
m	: 질량유량	(kg/s)
P_c	: 임계압력	(bar)
P_t	: 임계온도	($^{\circ}C$)
power	: 출력	(kW)
pressure	: 압력	(bar)
Q_{in}	: 고온열원	(kJ)
R	: 기체상수	
s	: 엔탈피	(kJ)
t	: 온도	($^{\circ}C$)
W_{out}	: 터빈에서 얻은 출력	(kW)
U	: 총열전달계수	($W/m^2.K$)
W_{in}	: 펌프에서 사용한 출력	(kW)
ΔT_{lm}	: 대수평균온도차	($^{\circ}C$)



1. 서론

1. 연구배경

최근 화석연료의 고갈이나 환경문제가 심각하게 진행되는 가운데, 에너지 문제가 가장 긴급한 과제 중 하나로 알려져 있다. 또한, 기후 변화에 따른 지구 위기를 공감하면서, 이에 대응하기 위한 공동 노력이 국제적인 규약으로 만들어지고, 이산화탄소의 배출저감이 의무화되고 있다. 이로부터 우리나라는 이산화탄소 배출량을 2020년 배출 전망치 대비 30% 이상 감축하는 목표를 수립하고 있다. 이러한 에너지 문제를 해결하기 위한 방법 중 하나가 신재생에너지의 사용에 있다. 신재생에너지는 무엇보다도 친환경적이고, 안정성이 있으며, 지속가능한 점이 장점이라고 할 수 있다. 신재생에너지에는 태양열, 지열, 해양에너지, 풍력 등이 있다. 이 중 지열에너지를 이용한 발전, 해양온도차발전, 그리고 기존에 버려지는 열원을 이용하여 전력을 생산하는 기술에 적용하는 것이 Organic Rankine Cycle(ORC)이다. ORC는 작동유체를 물이 아닌 유기물(organic)을 사용하여 사이클을 구성하며, 기존의 밀폐사이클(closed cycle)에 비해 낮은 온도차를 이용하여 전력을 생산할 수 있는 장점이 있다[1].

ORC는 지열발전, 폐열회수발전, 해양온도차발전에 적용되는데, 온도차가 작은만큼 사이클의 효율이 기존의 밀폐사이클에 비해 낮은 단점이 있으며, 터빈 및 열교환기의 작동유체가 달라지기 때문에 새로운 설계가 필요하다.

ORC를 적용하는 기술 중 하나로 폐열회수발전이 있다. 폐열회수발전은 산업용 또는 선박의 버려지는 폐열을 다시 회수하여 ORC를 적용함으로써 전력을 생산하는 기술을 말한다. 선박의 경우는 버려지는 열원의 10%만 회수하여도 약 1MW의 전력을 회수할 수 있는 기술이다. 또한 ORC의 효율이 폐열회수발전의 경우 약 10~12%의 효율을 나타내고 있어서 산업용 폐열회수에 적용할 때에 상당한 전력을 얻을 수 있을 것으로 사료된다[2].

우리나라는 신재생에너지 보급을 2030년까지 11%로 확대할 계획이다. 그 중 신재생에너지 총 설비용량이 8,399MW가 되어야 하며, 그 중 해양에너지는 3,081MW를 담당하게 된다. 해양에너지에는 조력, 조류, 파력, 해양온도차이용이 있다. 해양으로 흡수되는 태양에너지를 이용하여 전력을 생산하는 방법이 해양온도차를 이용한 해양온도차발전이다[3].

해양으로 흡수되는 태양에너지는 약 55.1×10^{12} kW이며, 그 중에서 2%만 해양온도차 발전에 활용을 할 수 있다면, 1조 kW가 가용한 것으로 추정할 수 있다. 이 가용량은 2000년 기준으로 한 세계 에너지의 수요의 약 100배에 달하는 것으로 알려져 있다. 특히 우리나라는 3면이 바다로 둘러싸여있으며, 해양심층수는 800m이하의 심층에는 4℃ 이하의 저온을 유지하고 있고, 표층수와 심층수의 차이가 20℃ 이상인 날이 연간 약 260일 정도가 되어 충분한 환경을 가지고 있다[4].

해양온도차발전은 1881년 프랑스의 J.D'Arsonval에 의해 제안되었다. 기본적인 생각은 따뜻한 표면해수가 증기를 발생시키는데 사용되고 그 증기는 터빈을 회전시켜 전력을 생산할 수 있다. 그리고 차가운 심층수를 표면으로 끌어올려 증기를 다시 액체로 응축시키는 기술을 고안해 냈다. 이를 밀폐사이클이라 한다. 이에 반해 개방사이클이(open cycle)이 있는데, 따뜻한 해수자체가 저압에서 증발되어 증기를 생산한다. 이 증기가 터빈을 회전시켜 전력을 생산하고, 심층수를 이용하여 응축시키면 담수로도 추가적으로 생산할 수 있는 장점이 있다. 그러나 큰 규모의 전력을 생산하기 위해서는 많은 양의 물이 요구되어 기술적 타당성이 아직 부족하여 밀폐사이클에 집중되어있다 [5].

2. 연구목적

폐열회수발전은 약 160~200℃의 열원을 이용하여 응축수와외 온도차이가 약 130~170℃ 정도가 되는 반면, 해양온도차 발전의 경우에는 약 20℃차이가 난다. 이에 따른 사이클 효율은 현재 약 10~12%, 4%를 나타내고 있다. 이 두 기술의 공통점으로는 ORC를 사용한다는데 있으며, 무엇보다 사이클의 효율을 높이는 기술이 요구되어 지고 있다[6][7].

ORC의 핵심 기술로는 크게 4부분으로 나뉜다. 첫 번째는 작동유체 선정이다. 작동유체는 ORC에 큰 영향을 미친다. 기존에 사용되어지는 작동유체로는 암모니아, R22, R134a, R245fa가 있으며, 최근에 알려지는 냉매로는 R1234yf, R1234ze(E)가 있다. 작동유체를 어떻게 사용하느냐에 따라 사이클에 크게 영향을 미친다. 두 번째로는 터빈의 설계기술이다. 밀폐사이클에 사용하는 터빈에 비해 ORC에 사용하는 작동유체는 서로 상이하다 따라서 터빈의 설계에 따라 얻을 수 있는 출력 또한 크게 좌우된다. 기존의 radial turbine과, axial turbine등의 종류가 있으며, 사이클의 규모에 따라 적절한 설계가 필요하다. 세 번째로 열교환기설계이다. 열교환기는 기존의 shell & tube의 열교환기가 알려져 있다. 하지만 이 열교환기는 부피도 클 뿐만아니라 열효율도 plate type에 비해 낮다 따라서 plate type 열교환기를 ORC에 적용하기 위한 기술이 무엇보다 필요하다. 마지막으로 사이클의 구성이다. 기본적으로 알려진 사이클로는 밀폐사이클이 있다. 또한 밀폐사이클의 효율을 높이기 위한 재생사이클(regeneration cycle)이 있는데 이는 터빈에 들어간 작동유체의 일부를 재순환하여 열교환기를 통과시킴으로써 예열의 효과를 통한 사이클 효율 증대를 보고 있다. 또한 이 두 사이클 외에도 암모니아/물의 혼합 작동유체를 이용한 칼리나사이클(Kalina cycle), 우에하라 사이클(Uehara cycle)이 있다. 이 역시 사이클의 낮은 효율을 높이기 위해 고안된 것이다 [8][9].

본 연구에서는 ORC의 효율향상을 통해서 발전 효율을 높이는데 있으며, ORC의 기본 개념 및 Peng-Robineson 방정식, 사이클의 종류와 작동유체, ORC의 적용사례에 대해

연구하였으며, 폐열회수발전 및 해양온도차발전에서 적용하는 사이클과 작동유체의 종류, 작동유체에 따른 ORC의 다양한 특성해석, 작동사이클에 따른 ORC의 특성해석에 대해 분석하였다. 현재 사용하고 있는 시뮬레이션으로 Aspentech HYSYS 7.3버전을 이용하여 시뮬레이션을 시행하였으며, 이의 시뮬레이션의 타당성을 검증하기위해 기존의 실험결과와 비교분석하여 타당성을 확인하였다.



2. ORC 및 작동유체

2.1 ORC의 기본개념

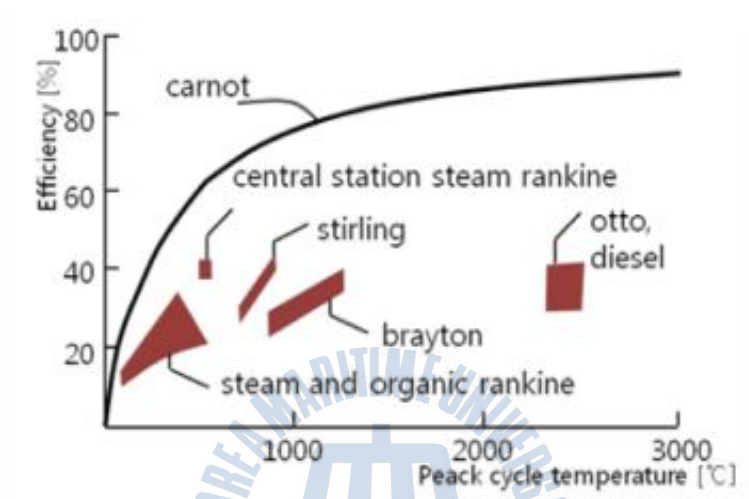


Fig.2-1 : A kind of the thermodynamic power cycle

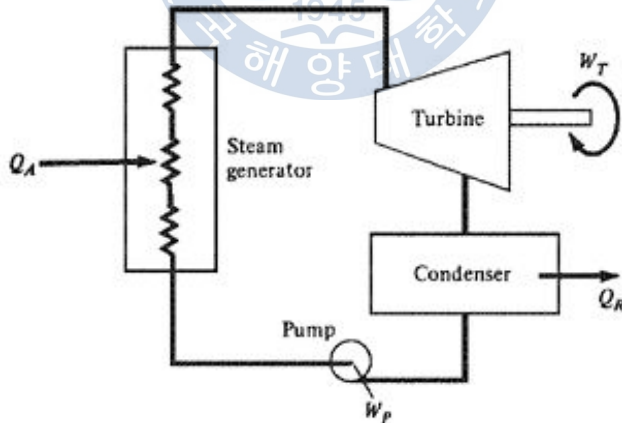


Fig.2-2 : Diagram of the Rankine Cycle

계의 상태가 여러과정을 거쳐 변화하는 과정이 초기 상태로 돌아오는 것을 한 사이클 (cycle)을 거쳤다고 한다. Fig.2-1은 열역학에서 정의되는 thermodynamic power cycle의 종류를 나타낸다. 이것은 열원의 온도에 따른 사이클의 효율을 보여준다. Rankine,

Brayton, Stirling, Otto, Diesel, central station steam rankine은 우리가 일반적으로 알고 있는 rankine cycle의 영역은 steam and organic rankine의 영역이 되는 것을 알 수 있다[10].

Fig.2-2는 랭킨사이클의 2개의 단열변화와 2개의 등압변화로 구성되는 사이클 중, 작동유체가 증기와 액체의 상변화를 수반하여 한 사이클을 구성하는 사이클이다. 이는 증기 사이클이라고 불리기도 하는데, 증기 발전소에서 급수펌프(단열압축), 보일러 또는 과열기(등압가열), 터빈(단열팽창), 복수기(등압방열)의 각 요소에서 랭킨 사이클이 구성되어 있다.

랭킨사이클의 작동유체(working fluid)는 물(water)을 사용한다. 물은 끓는점이 대기압에서 100℃에서 끓는 유체이다. 물이 펌프를 통해서 압력이 상승하여 보일러를 통과하여 증기로 변하고, 증기는 터빈을 회전시켜 열에너지에서 운동에너지로 변한다. 이때 출력을 얻게 되고, 다시 증기는 응축기를 통과하여 액체상태의 물로 변하는 사이클 구조를 갖게 된다. 물이 건 포화증기 이상의 증기를 만들기 위해서는 고온의 열원을 필요로 하게된다. 일반적으로 사용하는 보일러의 경우는 고온의 열원을 만들기에선 충분하다. 하지만 오늘날 주목받고 있는 지열에너지, 폐열회수에너지, 해양에너지의 경우에는 주어진 열원이 상대적으로 낮다. 그래서 랭킨사이클을 사용할 경우에는 물이 충분한 건 포화증기 상태로 될 수가 없다. 여기서 만들어진 사이클이 ORC이다. ORC는 1961년 태양열연구자인 Harry Zvi Tabor과 Lucien Bronicki에 의해 만들어진 사이클이다. 기존의 랭킨사이클과 구성은 같으며 사용하는 작동유체가 물에서 유기체로 바뀐 것이다. 유기체는 물보다 비등점이 낮기 때문에 상대적으로 낮은 온도에서도 증발 및 응축이 가능하여, 낮은 온도의 발전에 유리한 사이클이다[11].

2.2 Cycle 이론 및 Peng-Robinson 방정식

본 논문에서 사용한 사이클 이론에 관한 식들을 소개하고자 한다. Fig.2-3은 가장 기본이 되는 랭킨사이클의 T/S선도를 나타낸다. 작동유체 펌프(pump)에 의해서 작동유체는 1->2의 상태로 변하게 된다. 그리고 과열기에 의해 Q_{in} 의 열량을 얻어 2->3으로 온도가 상승하여 엔트로피가 증가한다. 건 포화증기기의 작동유체는 엔트로피가 감소하며 W 의 일을 하여 3->4로 변하게 되고, 터빈을 통과한 작동유체는 응축기를 지나면서 4->1으로 엔트로피가 다시 감소하게 되는 과정이 한 사이클을 구성한다.

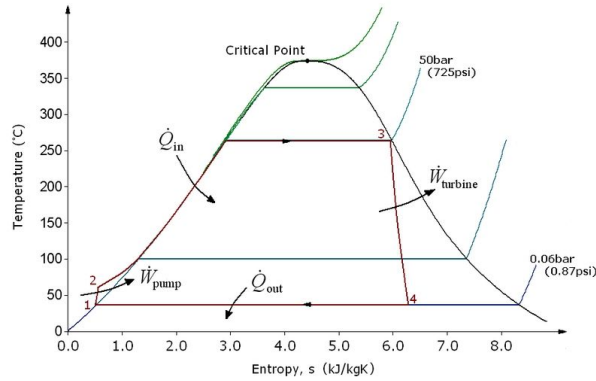


Fig.2-3 : Rankine cycle T/S curve

과열기가 없는 가장 기본이 되는 랭킨사이클의 시스템의 열효율, η_{th} 의 기본 정의는 다음과 같은 수식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \eta_{th} &= \frac{W_{out} - W_{in}}{Q_{in}} \\ &= \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)} \end{aligned} \quad (2.1)$$

식(2.1)에서 알 수 있는 바와 같이 사이클 효율을 높이기 위해서는 엔탈피 차이를 크게하여 터빈의 출력을 높이는 방법과, 보일러에서 주는 열원을 작게하는 방법이 있는 것을 확인 할 수 있다. 그래서 효율을 높이기 위해서는 이 두 가지 방안을 고려해야 할 것이다.

사이클에서 열교환기는 중요한 기기 중 하나이다. 열교환을 통하여 작동유체는 열을 얻고 열을 뺏기며 터빈에 일을 하게 된다. 열교환기의 출력을 계산하는 식은 아래와 같다.

$$Q = UA \Delta T_{lm} Ft \quad (2.2)$$

U는 총열전달계수로 고온 유체로부터 저온 유체로 열이동이 이루어질 때 총열전달이라 불리며 이는 아래의 식(2.3), 식(2.4)와 같이 표현된다.

$$q = UA(T_1 - T_4) \quad (2.3)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{\Delta xa}{ka} + \frac{1}{h_0} \quad (2.4)$$

A는 전열면적으로 열교환기내의 파이프의 면적이 된다. ΔT_{lm} 는 대수평균온도차로써

열교환기 내부에서 발생하는 열전달이 매우 복잡하여, 열전달을 보다 용이하게 해석할 수 있도록 도입된 평균적인 온도차를 말한다. 이 방법은 일반적으로 열교환기의 모든 입구 및 출구에서의 온도값들을 알고서 열전달량 및 전열면적을 구하는데 많이 사용되는 방법이다. 이것은 식(2.5)와 같이 나타난다.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln[(T_{h2} - T_{c2}) / (T_{h1} - T_{c1})]} \quad (2.5)$$

여기에서 h는 고온측의 온도이며 c는 저온측 온도를 나타낸다.

Ft는 열교환기의 형식이 표준 이중관식 열교환기와 다른 경우 나타나는 ΔT_{lm} 값의 오차를 보정하기 위한 수정계수($0.5 < Ft < 1.0$)를 나타낸다. 즉, 표준 이중관식 열교환기의 경우 Ft=1이며 기준이 되는 형식이다. 또한 유체의 상변화가 수반될 때에도 해당 유체의 온도가 일정하게 유지될 때에도 보정계수는 1이 된다[12].

기존에 많은 기체 방정식이 있지만 이상기체방정식을 사용하지 않고 시뮬레이션 프로그램에 사용된 실제기체 방정식인 Peng-Robinson 방정식을 사용하여 해석을 진행하였다.

Peng-Robinson은 아래의 식(2.6)과 같다.

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V(V+b) + b(V-b)} \quad (2.6)$$

$$a = a_c \alpha \quad (2.7)$$

$$\alpha_c = 0.45724 \frac{R^2 T_c^2}{P_c} \quad (2.8)$$

$$b = 0.07780 \frac{RT_c}{P_c} \quad (2.9)$$

$$\sqrt{\alpha} = 1 + \kappa(1 - Tr^{0.5}) \quad (2.10)$$

$$\kappa = 0.37464 + 1.5422\omega - 0.26992\omega^2 \quad (2.11)$$

$$Tr = \frac{T}{T_c} \quad (2.12)$$

P_c =critical pressure

T_c =critical temperature

R=기체상수

Peng-Robinson 방정식은 1976년에 캐나다에 있는 Alberta 대학의 대학교수 Robinson과

박사인 Peng에 의해 만들어진 실제가스 시스템방정식으로 유명한 방정식 중에 하나이다. 식(2.7)은 a 의 수를 구하는데 사용하는 식이다. 식(2.8)은 α_c 를 구하는 식이며, R 과 $T_c P_c$ 로 이뤄져 있다. 식(2.9)는 b 를 구하는 식이며, 식(2.10)은 그에 따른 α 를 구할 수 있다. 또한 κ 은 식(1.11)에서 구할 수 있으며, 식(2.12)는 T_r 을 구할 수 있다. 식(2.6)을 이용하여 시뮬레이션 내의 기체 상태에 대한 계산을 수행하였으며, 계산에 필요한 식들은 식(2.7)~(2.12)를 이용하여 계산을 수행하였다[13].

본 논문에서는 위의 식을 바탕으로 상용프로그램인 Aspentech HYSYS를 사용하여 시뮬레이션을 수행하였다. HYSYS는 시스템의 공정설계에 유용하며, 다양한 온도, 압력, 유량변화 등에 따른 시스템의 정특성 및 동특성을 정확하게 예측할 수 있는 시뮬레이션이다. 상용프로그램의 타당성 및 적합성을 판단하기 위해 2000년 11월 인하대학교에서 연구수행한 “해양온도차 발전(OTEC)플랜트 성능해석 및 최적화 연구”의 실험 자료를 바탕으로 같은 조건을 적용하여 시뮬레이션을 수행하였다[14].

Fig.2-4, Fig.2.5는 증발기와 콘덴서의 입·출구 사이클 특성이다. 왼쪽에서부터 첫 번째는 실험장비의 설계조건이며, 두 번째는 실험결과, 세 번째는 시뮬레이션 결과이다. 그림에서 알 수 있듯이 대부분의 수치가 일치한 값을 보여준다. Fig.2-6는 증발기와 콘덴서에서 요구되는 출력 값이다. 설계조건이 시뮬레이션 값과 다소 차이가 있으나, 실험결과 값과 비슷한 출력값을 나타낸다. Fig.2-7, Fig.2-8은 터빈의 입·출구 사이클 해석이다. 출력은 실험결과 값인 27.3kW와 비슷한 26.05kW를 나타내며, 입·출구 압력과 온도가 근사한 값이 볼 수 있다. Fig.2-9, Fig.2-10, Fig.2-11은 작동펌프의 결과 값이다. 유량과 출력은 근사값을 나타내고 있으나, 수두(head)에서 다소 상이한 값을 나타낸다. 위의 실험 데이터 비교 분석을 통하여 상용프로그램인 HYSYS가 어느 정도 신뢰성이 있다는 사실을 확인하였으며, 이를 근거로 하여 본 논문의 연구를 진행 하였다.

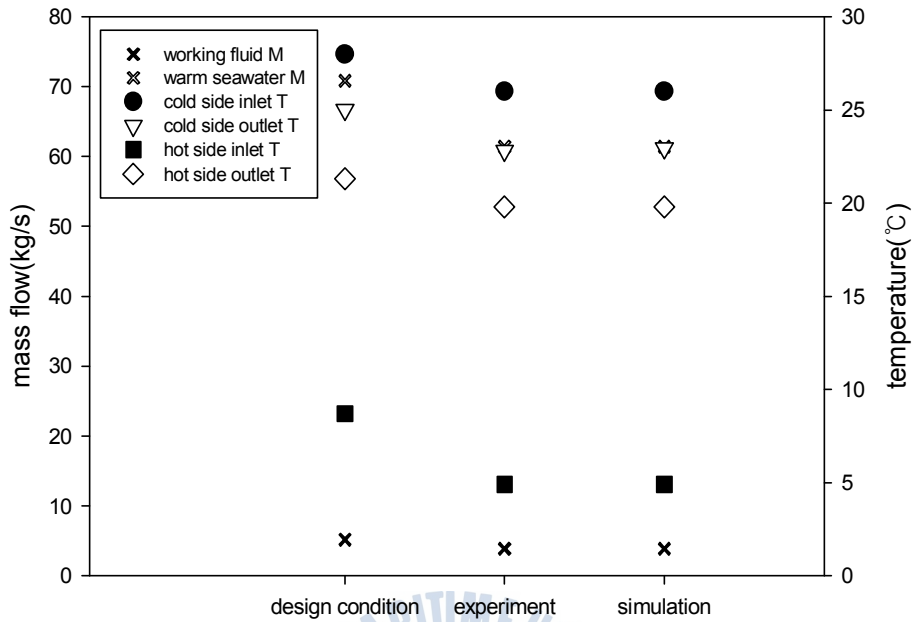


Fig.2-4 : Simulation results of evaporator

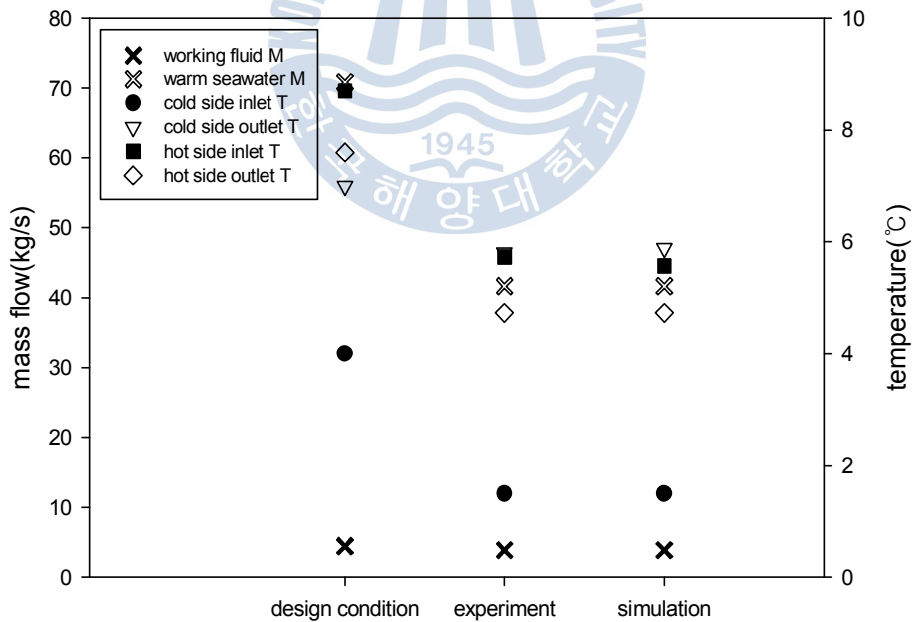


Fig.2-5 : Simulation results of condenser

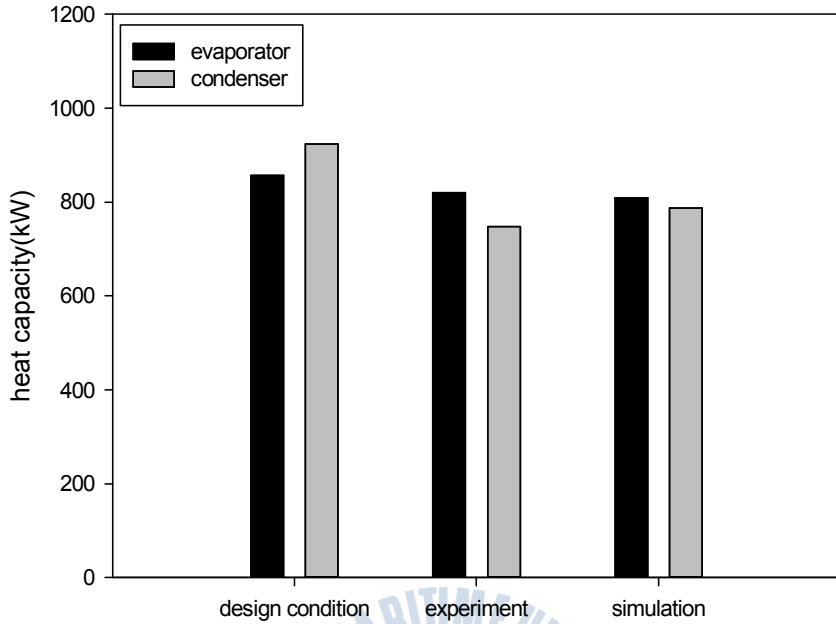


Fig.2-6: Simulation results of heat exchanger power

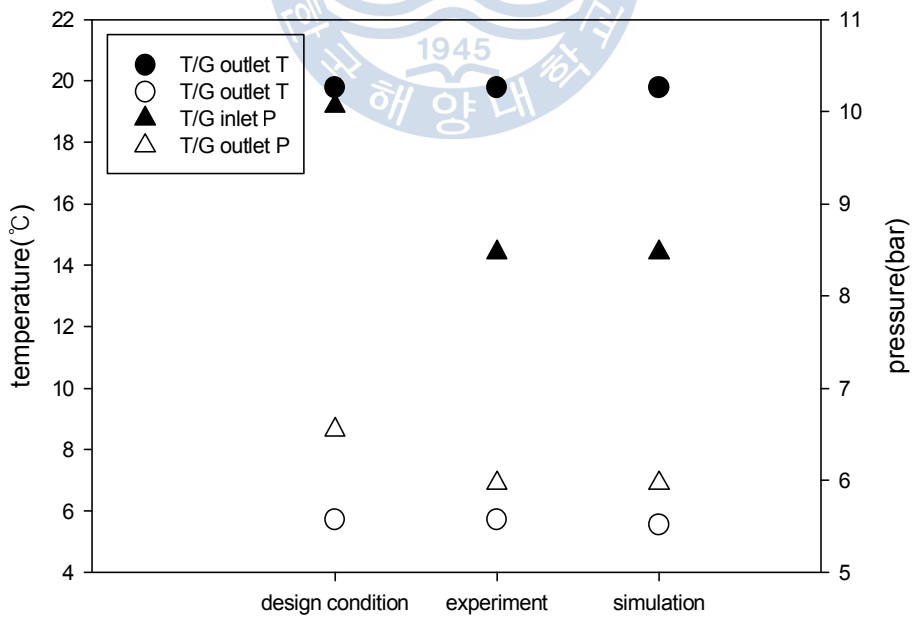


Fig.2-7 : Simulation results of turbine

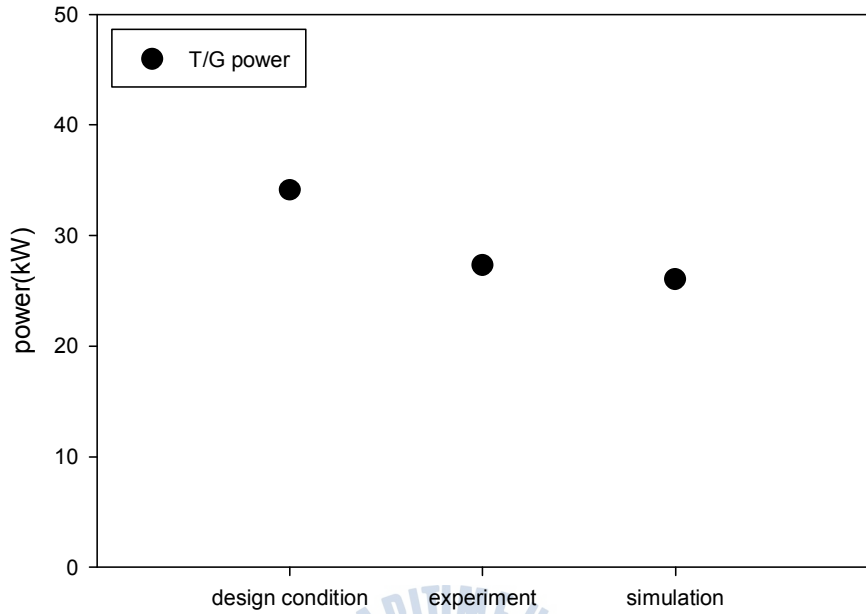


Fig.2-8 : Simulation results of T/G power

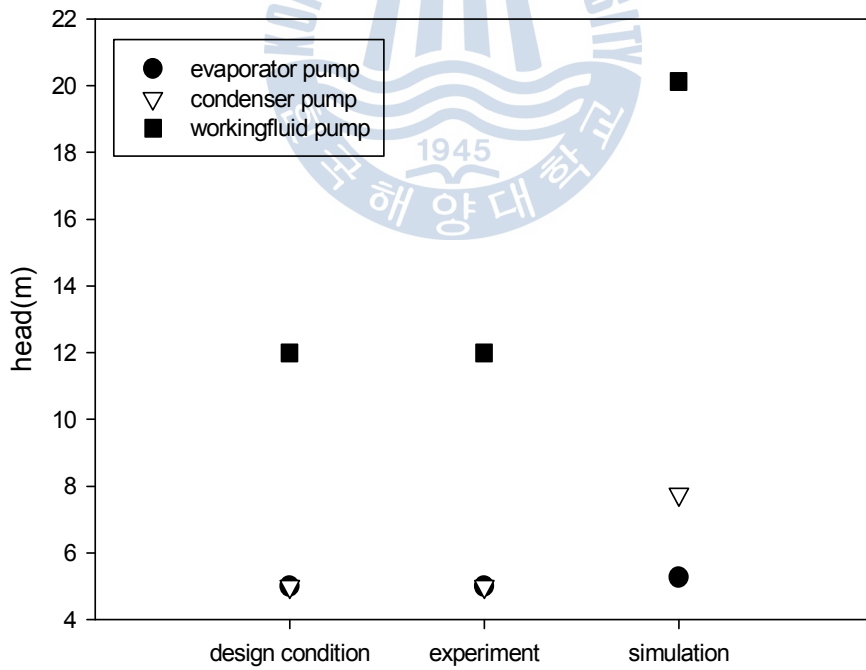


Fig.2-9: Simulation results of pump head

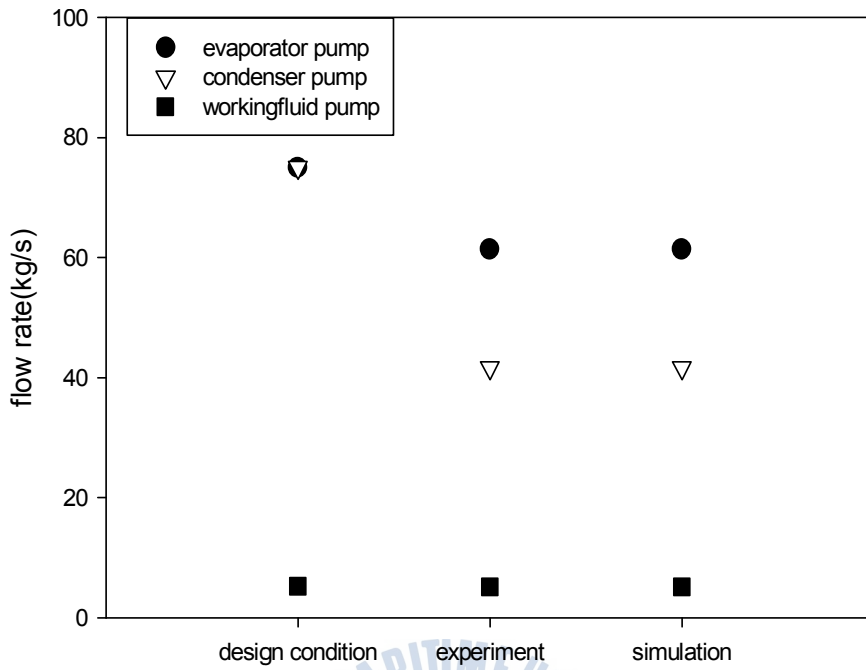


Fig.2-10: Simulation results of pump flow rate

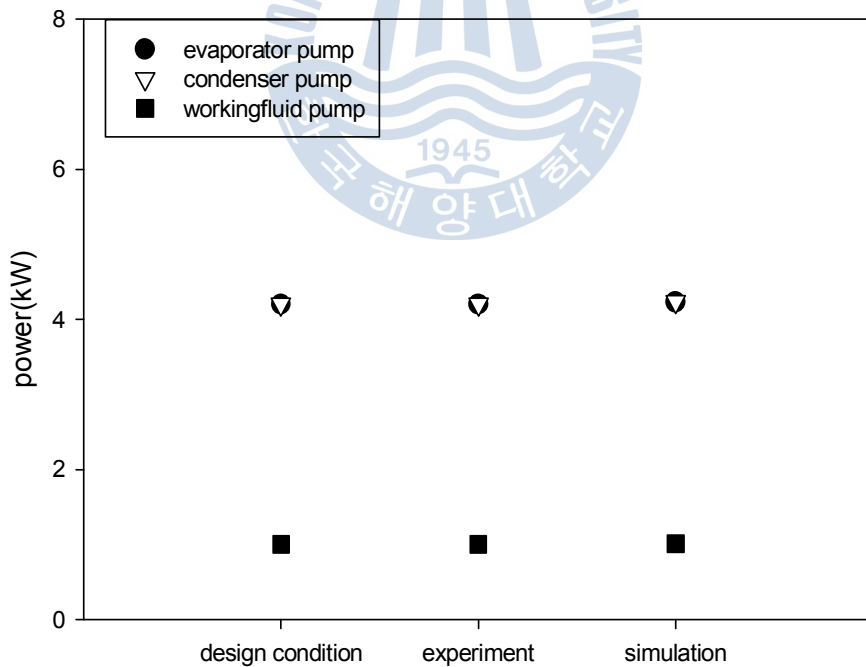


Fig.2-11: Simulation results of pump power

2.3 ORC의 종류

ORC의 종류로는 랭킨사이클에 그대로 적용하여 사용하고 있다. 현재 나타나 있는 사이클로는 밀폐사이클, 재생사이클이 대표적인 사이클이며, ORC을 위해 만들어진 사이클로 칼리나사이클, 우에하라사이클이 있다. Fig.2-12는 밀폐사이클을 나타낸 것이다. 펌프를 지난 작동유체는 압력이 상승하며 보일러를 지나 액체에서 기체로 변화가 발생한다. 보일러를 지난 기체는 터빈을 회전시켜 전력을 생산하고 전력을 생산한 기체는 콘덴서를 지나 다시 응축하여 기체에서 액체로 변화한다. 이 액체는 다시 펌프로 통과하며 한 사이클을 형성한다. 이것이 가장 기본적인 밀폐사이클이다. 밀폐사이클은 시스템 구성이 간단하다는 장점을 가지고 있다. 하지만 상대적으로 낮은 효율을 보완하기 위해 다양한 연구가 진행 중에 있다[15].

Fig.2-13는 재생사이클의 구성이다. 기존의 밀폐사이클의 구성과 비슷하며 터빈을 지난 유체 중 일부를 예열하는 용도로 사용하여 열교환기에 미치는 부하를 줄여서 사이클의 효율을 향상시킨다.

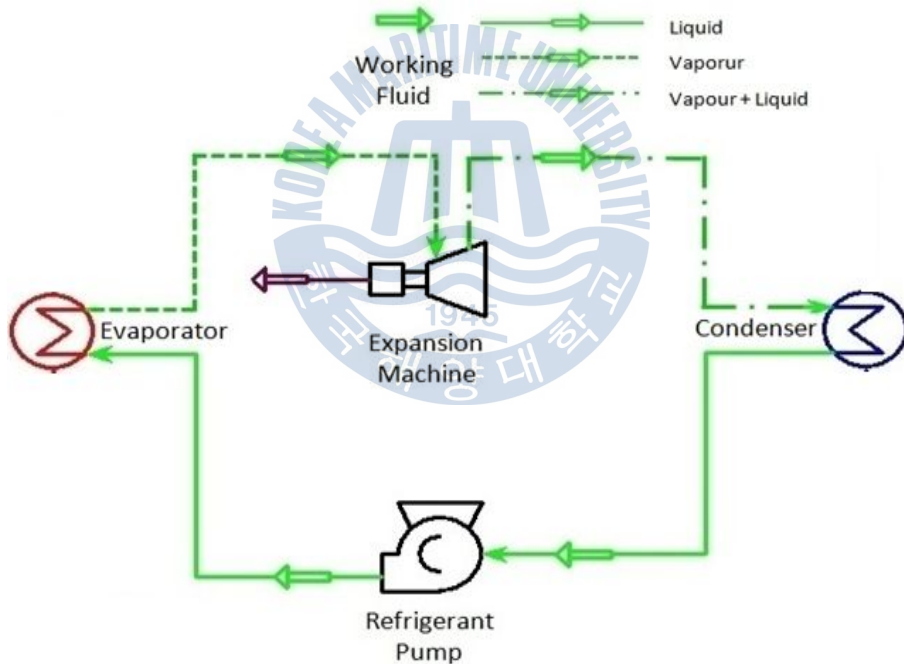


Fig.2-12 : Diagram of closed cycle

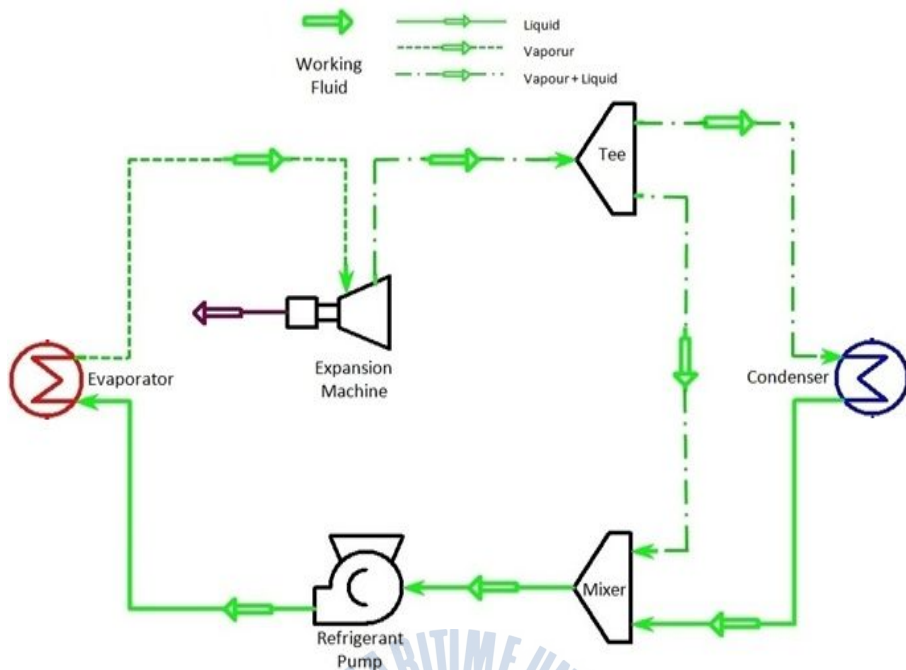


Fig.2-13 : Diagram of regeneration cycle

Fig.2-14는 칼리나사이클의 사이클 구성을 나타낸다. 기존의 밀폐사이클의 경우는 단일 작동유체를 사용하고 있다. 하지만 칼리나사이클은 암모니아/물, R32/R134와 같이 혼합 작동유체를 사용한다. 이 혼합 작동유체의 특징은 상대적으로 끓는점이 낮은 유체는 비등하여 고농도액이 되어 터빈을 회전시키고, 높은 유체는 기액분리기(separator)에서 분리되어 저농도액이 되어 작동유체를 예열하며 응축기의 압력을 낮추고 터빈의 배압을 낮추는 역할을 한다. 작동유체는 펌프를 통해 승압되어 기액분리기에서 나온 유체와 열교환을 하여 온도가 상승하고, 증발기를 거쳐 기화된다. 기액분리기를 지나간 고농도의 작동유체는 터빈을 회전시켜 출력을 얻고 다시 혼합기(mixer)에서 모여서 콘덴서를 거쳐 응축하게 된다. 이것은 다시 펌프를 통해 이송되게 되는 사이클을 이루고 있다[16].

Fig.2-15는 우에하라사이클이다. 우에하라사이클은 칼리나사이클의 효율을 높이기 위해 만든 사이클이다. 구성은 복잡해 보이나 칼리나사이클과 재생사이클의 좋은 점을 섞어 놓은 사이클을 나타낸다.

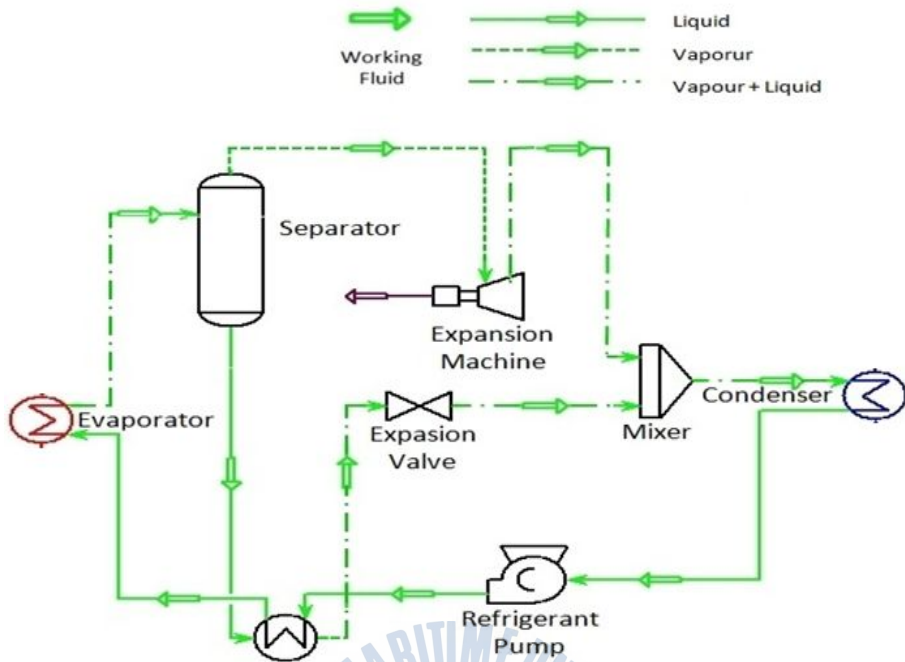


Fig.2-14 : Diagram of Kalina cycle

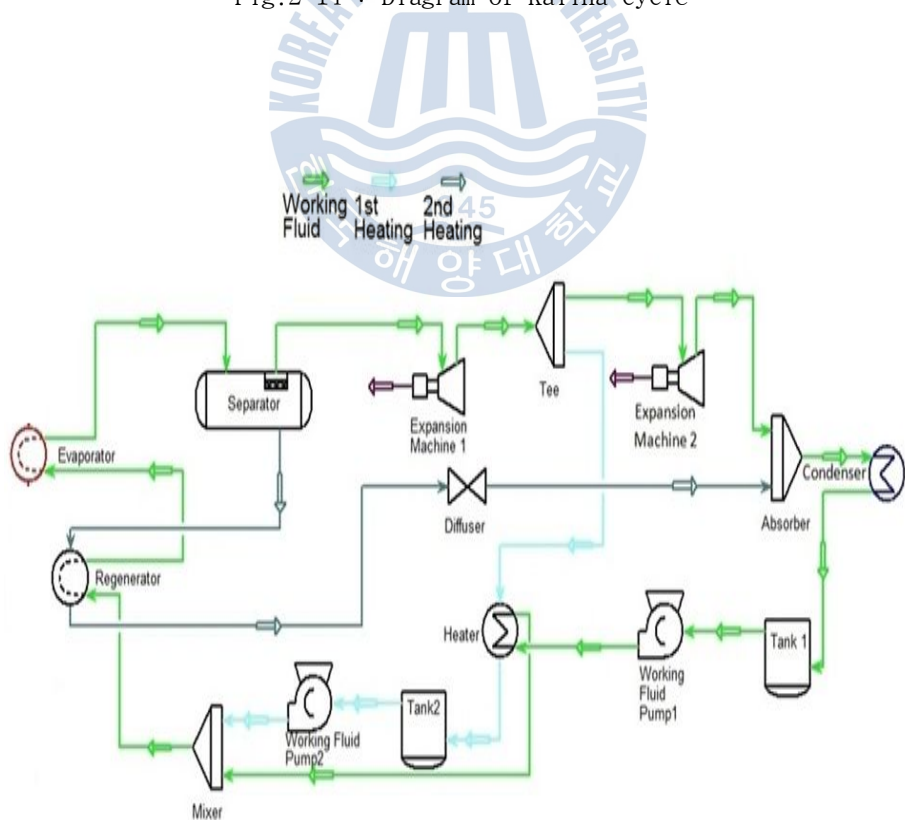


Fig.2-15 : Diagram of Uehara Cycle

작동유체는 칼리나사이클과 같이 혼합 작동유체를 사용하며, 작동유체의 경우는 펌프를 통하여 승압이 되고, 터빈에서 나온 일부를 추출한 작동유체와 열교환을 하여 1 단 예열을 하고, 다시 펌프를 통해 이송된 작동유체는 기액분리기에서 나온 유체와 2 단 예열을 한다. 그리고 증발기를 통과하여 기체로 변하고 터빈을 통하여 일을 한 뒤 응축기에서 응축된다. 이는 칼리나사이클보다 효율을 좀 더 높이기 위해 고안된 사이클이다.

2.4 ORC의 작동유체

작동유체의 기본 골격은 C(탄소), H(수소), F(불소), Cl(염소)의 네가지 원소로 이루어진다. 기본적인 구조는 탄소가 기본이며, 수소, 불소, 염소의 세가지 원소가 어떻게 결합하느냐에 따라 작동유체가 결정짓게 된다.

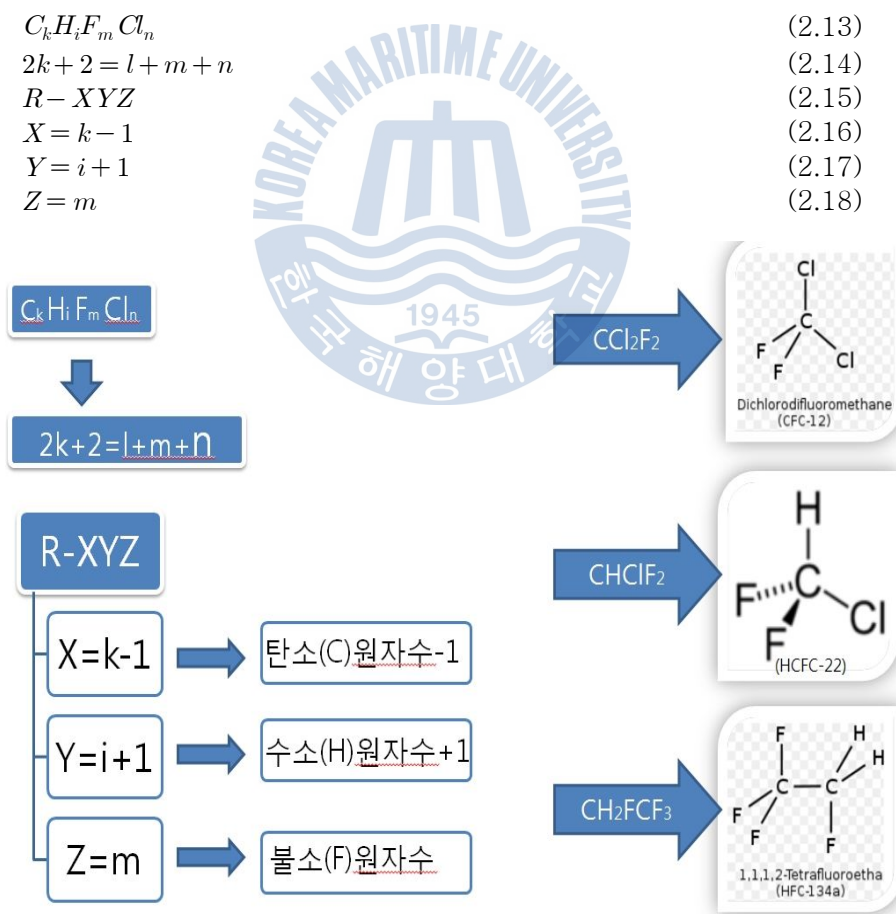


Fig.2-16 : Refrigerants nomenclature

식(2.13)~(2.17)은 탄소, 수소, 불소, 염소를 보여준다. k, i, m, n은 상수이다. R22의 명명법이 만들어지는 예를 들어 위의 식에 대해 설명해 보겠다. R22의 화학적 구조는 HCF_2Cl 이다. 이 구조에서 $k=1$, $i=1$, $m=2$, $n=1$ 이 되어 식(2.14)에 적용하게 되면, $4=1+2+1$ 이 되어 만족한다. 그리하여, $X=1-1=0$, $Y=1+1=2$, $Z=2$ 가 되므로, 식(2.15)에 대입하면 R-022 즉 R-22가 된다. Fig.2-16은 위의 과정을 도식화 하였다.

하지만 이는 순수 유기화합물과 치환 유기화합물의 할로카본계의 작동유체에 적용되는 방법이며, 그 외의 혼합물과 치환 유기화합물에서 할로카본계 외의 작동유체에는 만들어진 순서에 따라 정하게 된다. 예를 들자면, 비공비혼합물은 R4□□으로 명명되며 만들어진 순서대로 R401, R402 등으로 만들어 진다. 그래서 400백번으로 시작되는 작동유체는 비공비혼합물인 것을 알 수 있으며, 500백번은 공비혼합물인 것을 구분 할 수 있다[17].

작동유체는 ORC의 특성을 결정짓는 해석요소이다. Fig.2-17은 작동유체의 종류를 보여준다. 작동유체의 종류는 크게 유기화합물과 무기화합물로 나눌 수 있다. 유기화합물(organic compounds)은 구조의 기본골격으로 탄소원자를 갖는 화합물을 총칭하는 것이다. 예외로는 이산화탄소, 일산화탄소 등은 무기화합물로 분류하게 된다. 유기화합물은 탄소골격의 길이나 분기의 다양성에 제한이 없어 무기화합물 보다 복잡한 구조를 가질 수 있다. 그래서 다양성을 보여준다. 무기화합물(inorganic compounds)은 유기화합물과 반대로 탄소를 포함하지 않는 화합물 총칭이다. 그래서 아래의 그림과 같이 네온, 수소, 헬륨, 암모니아 등이 무기화합물로 분류 된다.



Fig. 2-17 : A kind of the Working fluid

유기화합물은 다시 순수 유기화합물, 치환 유기화합물, 혼합물로 나뉜다. 순수 유기화합물은 유기화합물의 상태에서 어떤 반응이나 혼합 등의 작용이 없이 순수한 상태의 유기화합물이다. 이런 물질의 예로써, 메탄, 에탄 등과 같이 분자구조학적으로 수소(H)와 탄소(C)로만 이루어진 물질이다. 그 다음으로 이런 유기화합물의 성능을 더 높이기 위해 임의로 수소대신에 불소(F), 염소(Cl)를 치환시켜서 만든 물질이 치환 유기화합물이다. 예를 들면 HCFC-22(HCF₂Cl), R134a(CH₂FCF₃) 등의 냉매가 이에 속한다. 이런 냉매도 성능이 우수하여 사용하기 용이하고 가격도 싸기 때문에 많이 사용하나 ODP(Ozone Depletion Potential), GWP(Global Warming Potential) 등의 수치가 높아서 환경적인 문제가 대두되었다.

이 문제를 개선하기 위하여 나온 것이 혼합물이다. 혼합물이란 기존에 있는 치환 유기화합물 중에서도 할로카본계의 냉매를 일정 비율로 혼합하여 만든 물질이다. 이 작동유체의 특징으로는 치환 유기화합물보다는 열역학적인 성능이 조금 떨어지나 ODP지수는 0이기 때문에 오존층을 파괴시키지 않는다. 하지만, GWP지수는 남아있어서 지구 온난화에는 영향을 미치지만 치환 유기화합물에 비해서는 크지않다. 혼합물도 공비혼합물과 비공비혼합물로 나뉜다.

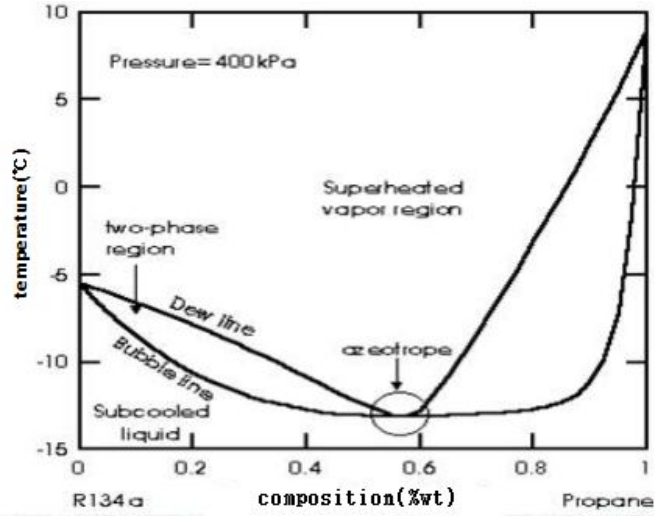


Fig.2-18 : composition & temperature curve

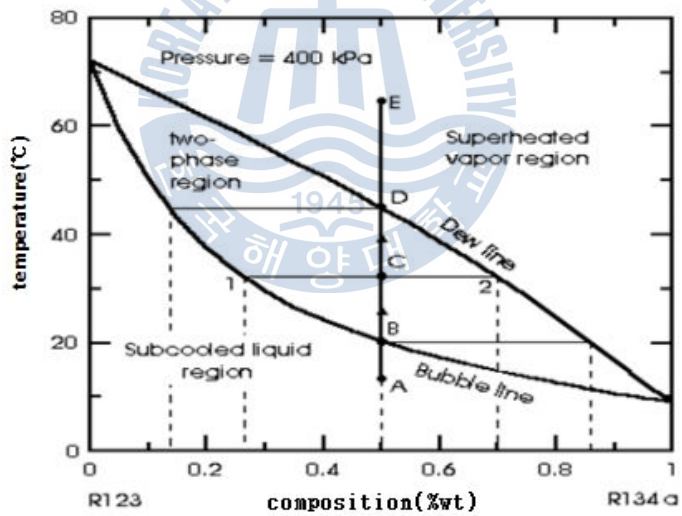


Fig.2-19 : composition & temperature curve

Fig.2-18은 공비혼합물의 조성비에 따른 온도곡선이다. 공비혼합물의 경우에는 일정한 조성비로 물질을 혼합하게 되면, 온도가 변하여도 그 조성비가 변하지 않고 일정하

게 유지된다. 그래서 거의 순수냉매와 유사한 특성을 지니게 된다. 이렇게 특정한 조성비에서 이슬점과 기포선이 서로 만나게 되어 기상과 액상에서의 성분이 서로 같아 순수냉매와 같이 행동하는 냉매로 R500, R501, R502 등의 냉매가 여기에 속한다.

Fig.2-19는 비공비혼합물의 조성비에 따른 온도 곡선이다. 일정한비율의 치환 유기화합물을 혼합하였을 때 예를 들면 A의 점에서 5:5의 조성비를 보이다가 온도를 서서히 올렸을 때 B점이상의 온도가 되게 되면 조성비가 변한다. 예를들어 C점에 도달했을 때에는 2.5:7.5정도의 비율을 보여준다. 다시 D점에 다다랐을 때에는 다시 5:5로 변하게 되고, E점을 지나쳤을 때 완전히 기체상태가 된다. 온도가 변함에 따라 조성비가 변한다. 이와 같이 비공비혼합물의 특징은 2개 이상의 냉매가 혼합되어 각각 개별적인 성격을 가진다. 그리고, 등압의 증발 및 응축과정에서 조성비가 변하고 온도가 증가 또는 감소된다. 하지만 단점으로 2상 상태에서 냉매가 누설될 경우 시스템의 모든 냉매를 회수한 후 다시 냉매를 주입해야 되는 단점이 있다. 현재 R22의 대체냉매로 주목 받고 있는 R404A, R407C, R410A 등이 이러한 냉매에 속한다.

작동유체를 선정하기 위해서는 많은 조건들이 있다. 그 중에서도 4가지에 대해 설명하고자 한다. 첫 번째로 포화증기곡선이다.

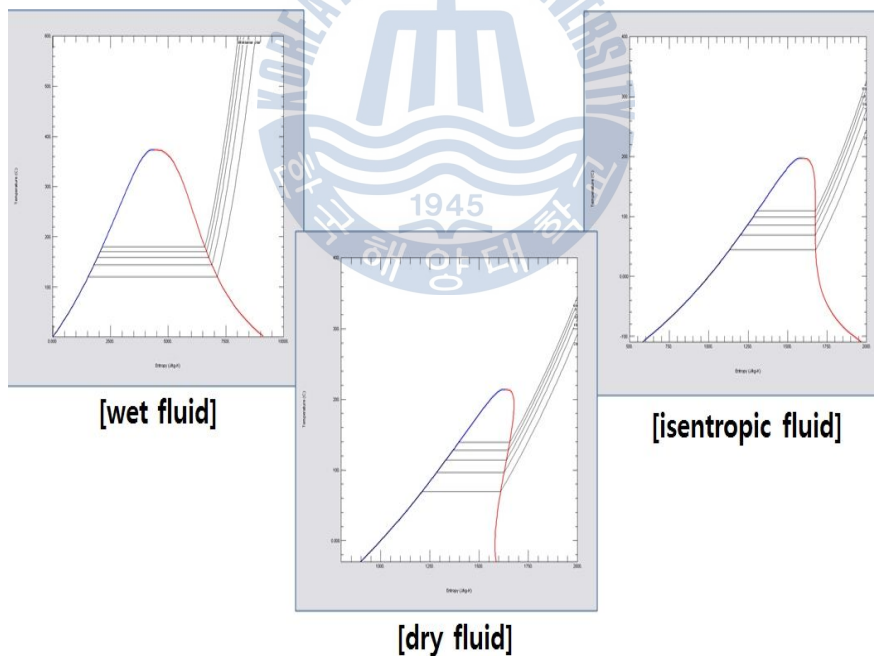


Fig.2-20 : Saturation vapor curve

Fig.2-20은 포화증기곡선의 한 예를 보여준다. 이렇게 작동유체의 상태는 wet fluid, dry fluid 그리고 isotropic fluid로 나뉜다. 여기서 isotropic fluid의 상태는

이론적으로만 가능한 상태이며 대부분 wet fluid 또는 dry fluid로 나뉜다. wet fluid곡선의 경우는 터빈이 팽창하면, 액체의 성분과 기체의 성분이 공존하게 된다. 그래서 이 곡선의 경우는 expander machine을 사용해야 될 것이다. 반대로 dry fluid의 경우는 터빈에서 출력을 얻게 되면, 그대로 과열증기의 상태로 남는다. 그래서 이 곡선의 경우는 일반적인 터빈을 사용할 수 있다. 이렇게 포화증기곡선에 따라 시스템에 고려되는 expansion machine의 종류가 달라진다.

두 번째로, 열역학적 성질을 고려해야 된다. 증발압력이 적당한지, condenser pressure, critical temperature, thermal conductivity, specific heat 등의 열역학적 수치를 고려해야 된다. 증발압력이 너무 높아지면 출력을 더 많이 얻을 수 있는 장점이 있는 반면에 터빈의 재질과 크기, 배관의 재질과 크기 등이 바뀌어야 되기 때문에 가격이 더 비싸질 수 있다. 다음으로 critical temperature가 너무 낮게 되면 상변화를 일으켜서 사이클이 순환이 되어야 하는데, 그런 상변화 선도를 선정하기 곤란해진다. 그렇기 때문에 OTEC에 사용되는 온도 영역대인 4~26℃ 사이의 온도영역에서 critical temperature를 잘 확인하여야 된다. thermal conductivity의 경우에는 너무 작게 되면 열교환기의 크기가 더 커져야 되고, 유량도 더 많아져야 원하는 출력을 얻을 수 있다. 그렇기 때문에 충분한 thermal conductivity가 필요하다. 이런 다양한 thermodynamic parameter를 고려해서 작동유체를 선정해야 된다[18],[19].

세 번째는 환경적인 측면을 고려해야 된다. ODP(Ozone Depletion Potential)의 경우는 현재 몬트리올 의정서에 의하여 2020년까지는 ODP에 영향을 미치는 모든 작동유체들은 사용금지가 되어있으며, 개발도상국으로 분류된 우리나라의 경우에는 아직 2030년까지의 시간이 있기는 하지만 2030년이 되면 사용을 못한다. 그래서 현재 사용되고 있는 R22, R134a 등의 냉매는 차량 및 가정용 에어컨에 많이 쓰이고 있으나, 추후에는 다른 냉매로 대체될 것이다. 그리고, 또한 GWP(Global Warming Potential)도 고려해야 될 사항이다. 이 수치는 지구온난화에 영향을 미치는 지수로서 아직까지는 크게 규제되는 되지 않고 있으나, 이것도 잠정적으로 서서히 규제 대상이 될 것으로 보고 있다. 그래서 이런 환경적인 측면에서는 추후에는 비공비혼합물 또는 공비혼합물에 관심을 가지고 연구해야 될 것으로 생각된다.

네 번째는 안정성을 고려해야한다. Fig.2-21은 작동유체의 각종 안전성 기준표로서 수치가 높을수록 안 좋은 것이며 위험한 것이다. Health의 경우는 사람이 흡입 또는 신체에 물었을 때의 위험도를 나타낸다. 그리고 가연성은 가연성으로 수치가 높을수록 화재의 위험이 높은 물질이 나오게 된다. 그리고 안전성은 반응성으로써 만약에 화재가 나면 이런 확산성을 보는 것으로 가연성과 안정성이 같이 높게 되면 화재가 발생하면 큰 사고가 날 수 있다. 이런 열역학적인 측면도 중요하지만 안정성도 고려해야 할 것이다.

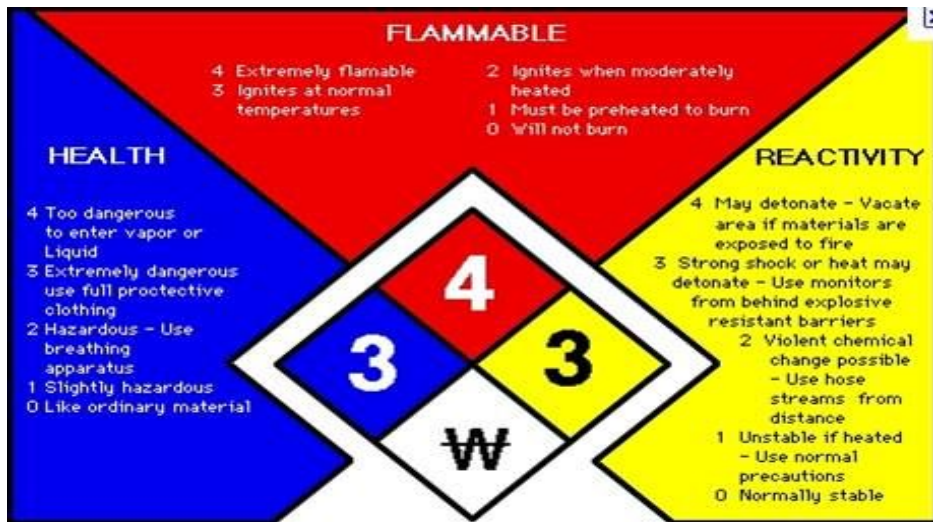


Fig.2-21 : A standard table of the safety

위에서 언급한 작동유체의 선정방법으로 saturation vapor curve, thermodynamic parameter, environment 그리고 safety 이렇게 총 4가지에 대해 설명하였다. 언급한 4가지가 가장 중요한 요소이다. 이 4가지가 모두 적절하게 고려되어야 적절한 작동유체를 선정할 수가 있다. 본 논문의 연구 대상인 폐열회수발전과 해양온도차발전의 온도영역은 다르다. 온도영역이 다르기 때문에 사용하게 될 작동유체 또한 달라지게 되며 그에 따른 특성곡선과 환경적인 측면, 안정성이 모두 다르다. 그렇게 때문에 주어진 환경에 맞는 적절한 작동유체를 선정하는 것이 가장 좋은 방법일 것이다[20].

2.5 ORC의 적용사례

ORC는 온도와 출력에 따라 나뉜다. 온도는 주로 320°C 이하의 온도에서 ORC를 사용하게 된다. 320°C 이상의 열원에서는 ORC보다는 랭킨사이클을 사용한다. Fig.2-22는 온도와 출력에 따른 ORC영역을 나타낸다. 출력이 10kW내외이고, 온도가 200~320°C 영역의 경우는 micro cogeneration의 ORC를 적용하는 영역이다. 반대로 출력은 10MW내외이며 온도영역이 20~30°C일 때는 OTEC에 ORC를 적용하게 된다. 그리고 main ORC영역으로는 온도가 100~200°C 사이의 영역이 ORC의 주 영역으로 볼 수가 있다. Main ORC영역으로 현재 활발히 적용되는 분야로는 폐열회수발전이 있다. 폐열회수발전은 버려지는 폐열을 ORC에 적용하여 전력을 생산하는 기술이다. 육상 및 선박에서 버려지는 열원을 이용하여 전력을 만드는 방법도 현재 활발히 연구 중에 있다[21].

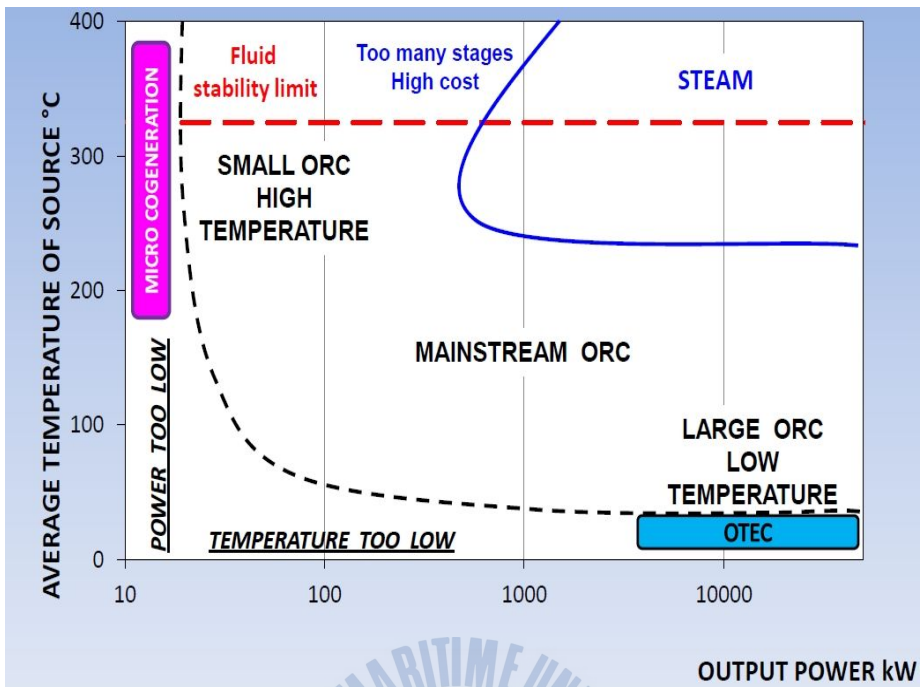


Fig.2-22 : Application of the ORC

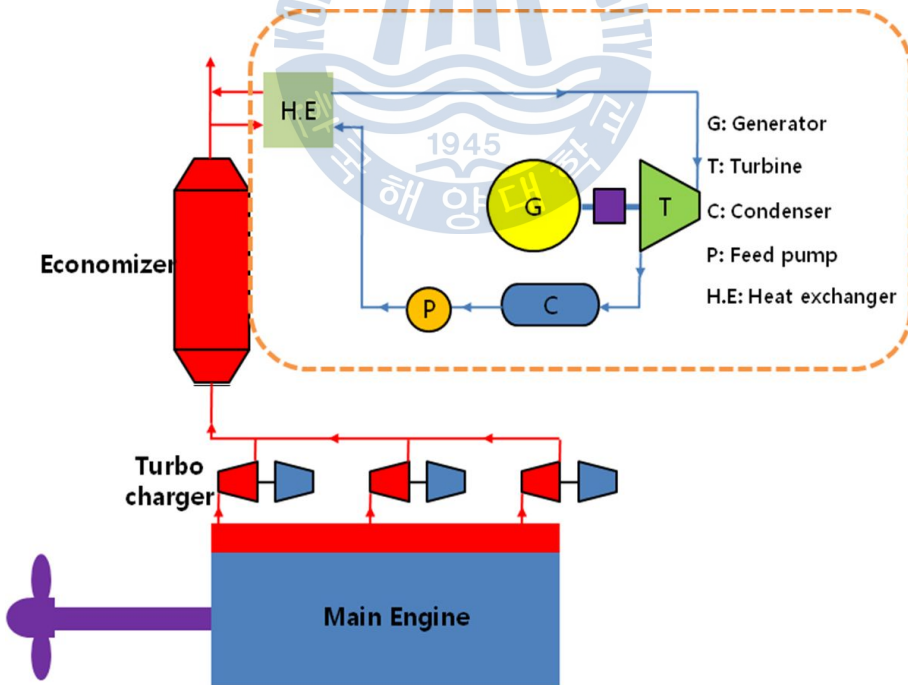


Fig.2-23 Waste heat recovery system for the ship

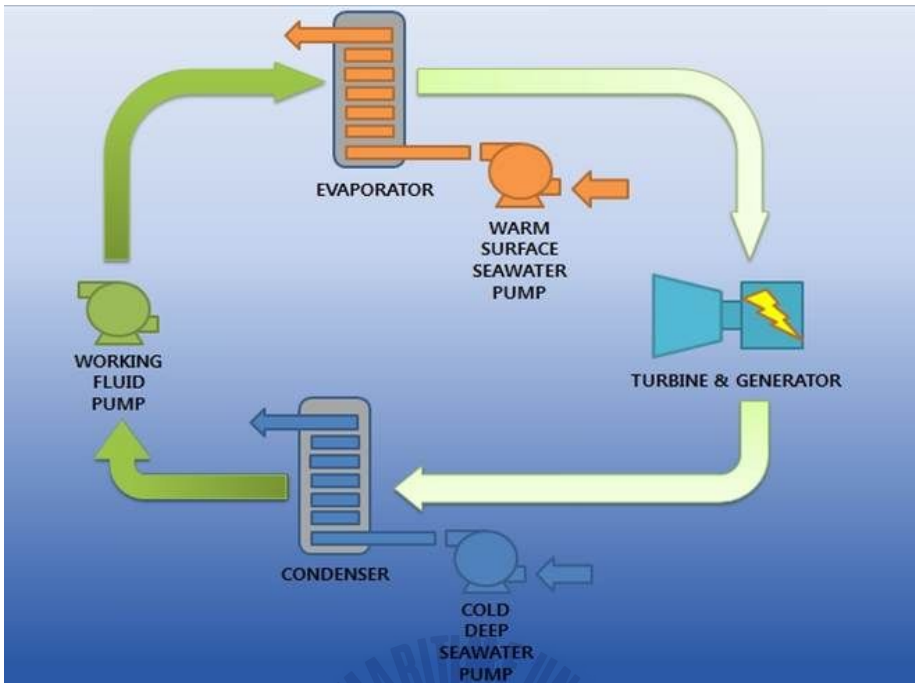


Fig.2-24 Ocean thermal energy conversion

Fig. 2-23은 선박용 폐열회수발전의 시스템을 나타낸다. 주기관에서 일을 한 폐열은 과급기를 지나게 된다. 과급기를 지난 폐열은 선박의 이코노마이저를 지나 한번 더 열원을 뺏기게 되고 여기서 버려지게 되는데, 이 열원을 다시 이용하여 열교환기를 통해 작동유체는 열원을 얻어 발전을 하는 시스템이 폐열회수발전 시스템이 된다. 이때의 버려지는 열원의 온도는 선박의 주기관의 부하에 따라 차이가 있으나, 통상 160~200℃ 고온의 열원이다. 이 열원을 통하여 선박에 사용하는 전력을 만들 수 있기 때문에 선박에서 유류비도 절약이 가능하고, 환경에도 좋은 영향을 미치게 된다. 자세한 설명에 관해서는 3장에서 설명하고자 한다.

다음으로는 낮은 온도 영역에서 사용하는 해양온도차발전이다. 해양온도차발전은 해양의 표층수와 심층수의 온도차를 이용하여 발전하는 방식으로 낮은 온도차이로는 기존의 물은 상변화를 할 수 없으나, 작동유체를 유기체로 사용하는 ORC는 상변화가 가능하여 이 점을 이용하여 발전하는 것이 해양온도차발전용 ORC라고 할 수 있다. Fig.2-24는 해양온도차 발전의 시스템을 나타낸다. 표층수가 주로 26℃라 가정하고 심층수의 온도는 4℃일 때에 작동유체는 펌프를 통하여 표층수와 열교환기를 통해 열원을 얻어 전력을 생산하고 심층수를 통하여 응축하는 발전 방식이다. 이는 낮은 온도차이 때문에 열효율이 다른 사이클에 비해서 낮은 단점이 있다. 이를 보완하기 위해 경제성을 확보하려면 대용량의 발전시스템을 설계하여야 한다. 이 해양온도차발전은 미래의 신재생에너지로 주목 받고 있으며, 세계적으로도 연구가 진행 중에 있다.

3 선박용 폐열회수발전시스템

3.1 선박용 폐열회수발전시스템의 기본개념

사용하는 고온의 열원이 100℃~200℃사이에는 기존의 랭킨사이클을 사용하기에는 열원이 너무 작다. 그렇기 때문에 ORC를 사용하여 충분한 전력을 만들 수 있다. 이 온도 영역의 ORC는 폐열회수발전, 지열발전 등에 적용할 수 있다. 특히 폐열회수발전의 경우에는 다양한 산업분야에 적용가능하다. 화력발전소, 철강공장에 배출되는 폐열, 쓰레기 소각장 그리고 선박의 배기가스 폐열 등 다양한 분야에 적용하여 버려지는 열원을 다시 이용하여 전력을 얻는다는 장점이 있다[22].

폐열회수발전(Waste Heat Recovery System)이란 기존에 버려지는 열원을 회수하여 전력을 생산하는 기술을 말한다. 이 기술을 선박에 적용시켜 선박에서 버려지는 열원을 ORC에 적용하여 전력을 만든다. 이 전력을 다시 배에서 사용하여 연료유를 절감하는 효과를 얻을 수 있는 기술이다. 선박에 ORC를 적용시키기에는 육상에 비해 많은 제재가 따른다. 선박의 특수성을 고려해야하며, 선박의 운영환경, 선박의 특수조건 등 고려해야 할 사항이 다양하다.

Fig.3-1은 선박용 폐열회수발전의 gas flow를 나타낸다. 주기관을 통과한 폐열은 380℃의 온도를 가지며 과급기를 지나고 난 뒤 270℃로 떨어진다. 그리고 이코노마이저를 통과하여 약 200℃의 열원으로 대기에 버려지게 되는데 이를 ORC를 이용하여 전력을 생산하여 폐열회수 발전을 하는 시스템을 보여준다.

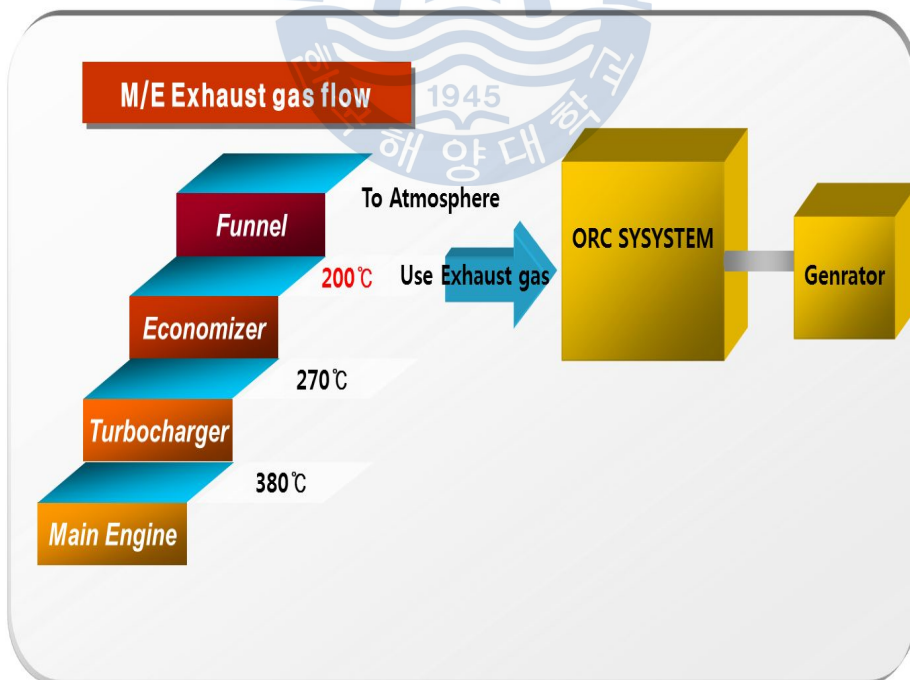


Fig.3-1 : Gas flow of the waste heat recovery system

3.2 선박용 폐열회수발전의 사이클 및 작동유체의 종류

폐열회수발전으로 선박에 적용할 수 있는 사이클로는 밀폐사이클과 재생사이클을 이용할 수 있다. 밀폐사이클은 선박에 적용하게 되면 구성이 간단하여 선박에 배치하기 좋으며 제작이 쉽다. 하지만 재생사이클에 비해 효율이 낮기 때문에 효율을 높이고자 하면 재생사이클을 사용하는 것이 더 바람직 할 것이다. 또한 선박의 특수성을 고려했을 때에 칼리나사이클과 우에하라사이클의 경우에는 혼합작동유체를 사용하기 때문에 선박에 적용하기에는 안정성과 관리에 어려움이 있기 때문에 고려하지 않았다. 선박에 적용할 때에는 성능이 중요하긴 하겠지만 무엇보다도 안정성을 확보하는 것이 최우선으로 되어야 할 것이다. 그렇기 때문에 ORC를 적용할 때에도 단일유기체를 사용하는 사이클인 밀폐사이클과 재생사이클에 대한 연구를 진행 하였다.

폐열회수발전에 적용하는 작동유체에는 온도영역이 약 160℃~220℃정도로 생각 할 수 있다. 열원, 안정성, 국내외의 연구 현황 등을 참고로 하여 암모니아, R134a, R245fa, solkatherm의 냉매들의 특성에 대해 연구하였다.

3.2.1 암모니아(NH₃)

암모니아는 물리적 조성으로 질소 1개와 수소 3개로 이루어진 수소결합 물질이다. 이 물질의 특징은 물에 잘 녹는 특징과 열역학적 성질이 우수한 것을 보인다. 하지만 단점으로는 부식성이 강하여 철과 만나서 강한 부식을 일으킨다. 그리고 인체에 해로워서 관리 및 이동이 까다롭게 되고, 상온에서 가연성이 상대적으로 강하여 관리가 필요하다.

3.2.2 R-134a

R-134a(CH₂FCF₃)는 물리적 조성으로 탄소2개, 수소2개 그리고 불소4개로 이루어진 할로카본계 냉매이다. 이는 국내 냉동 자동차 에어컨에서 많이 쓰이는 냉매이다. 하지만 2011년 이후 생산되는 자동차에는 이 냉매를 사용하지 못하게 하고 있다. 그리고, 선박에 사용되는 냉동컨테이너의 경우에도 현재 새롭게 만들어지고 있는 냉동컨테이너에는 134a를 못쓰게 하고 있는 상황이다. 초기에 만들어진 계기로는 R-12의 대체냉매로써 만들어진 냉매이다. 비등점은 -26.3℃로 몬트리올 의정서에 의해 퇴출 대상에 있는 냉매 중의 하나이다.

3.2.3 R-245fa

R245fa는 R123의 대체 냉매로 고안된 냉매이다. R123의 경우도 염소를 포함한 HCFCs 계열이다. 이론적인 COP는 R-11,R-123보다 낮지만, 열전달 특성은 매우 뛰어난 것으로 알려져 있다.

3.2.4 Solkatherm

화학적으로 안정되어 있어서 대부분의 화학적 성분과 조화를 이룬다. 특징으로는 무색이고, 환경에서부터 비교적 낮은 온도에서 빨리 끓고, 알콜이나 다른 냉매들과 같이 비슷한 경향을 보이기 때문에 대체 냉매로써 견주어 진다.

3.3 사이클 및 작동유체의 종류에 따른 열 해석 결과

시뮬레이션은 상용프로그램인 aspentech HYSYS를 이용하여 열 해석을 수행하였다. 시뮬레이션을 할 때의 조건으로는 아래의 table.3-1과 같다.

table.3-1 : calculation condition

Cold S.W(flow)	50[kg/s]
Cold S.W(Temp)	30[°C]
Warm S.W(flow)	51[kg/s]
Warm S.W(Temp)	180[°C]
Turbine Efficiency	75[%]
Pump Efficiency	80[%]
Heat loss	zero
Heat Exchanger Type	Shell & Tube

3.3.1 밀폐사이클(암모니아)

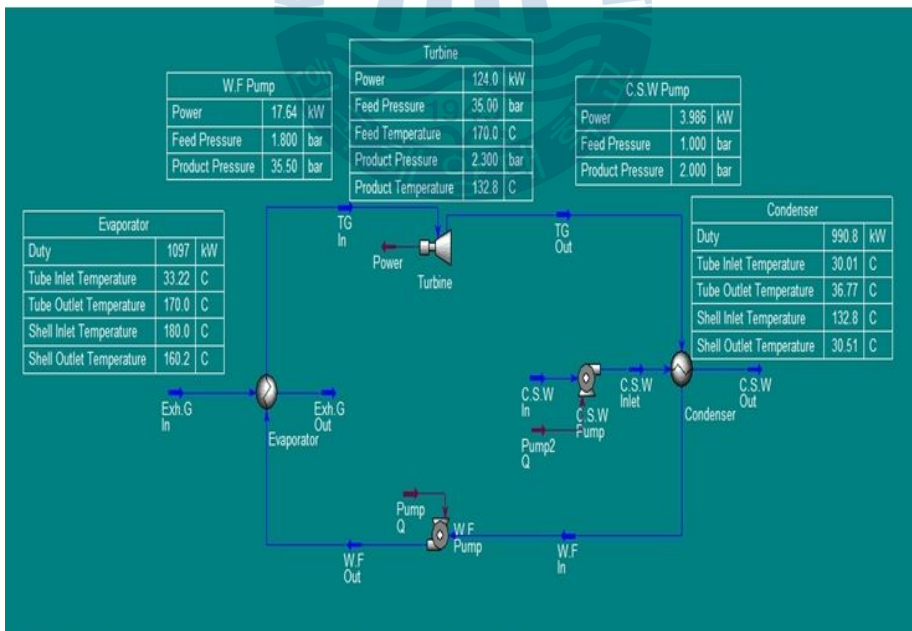


Fig.3-2 : Closed cycle(ammonia)

Fig.3-2는 밀폐사이클에 대한 시뮬레이션결과이다. 시뮬레이션을 수행할 때에 180℃도의 열원을 이용하여 정미출력이 100kW가 되게 수행하였다. 작동유체는 일레로 암모니아를 보여준다.

3.3.2 재생사이클(암모니아)

Fig.3-3은 재생사이클에 대한 시뮬레이션결과이다. 작동유체는 암모니아이며 그에 따른 출력과 효율을 계산하였다. Fig.3-4, Fig.3-5는 사이클의 종류에 따른 정미출력과 효율이다. 정미출력은 재생사이클이 102.37kW, 밀폐사이클이 100.56kW로 재생사이클이 밀폐사이클에 비해 정미출력이 더 높음을 알 수 있었다. 또한 효율은 재생사이클이 9.7%, 밀폐사이클이 9.33%로 재생사이클의 효율이 높았다. 그 이유로는 증발기로 들어가는 냉매가 재생기에 의해 예열이 되어 들어가기 때문에 같은 표층수의 온도와 유량으로도 좀 더 많은 출력을 얻을 수 있기 때문이다. 위의 결과로 부터 효율에서는 재생사이클이 적합하다는 것을 확인 할 수 있었다.

위의 연구결과를 바탕으로 나머지 작동유체인 R134a, R245fa, solkatherm 그리고 물을 적용하여 밀폐사이클과 재생사이클에서 동일한 해석을 수행하였다.

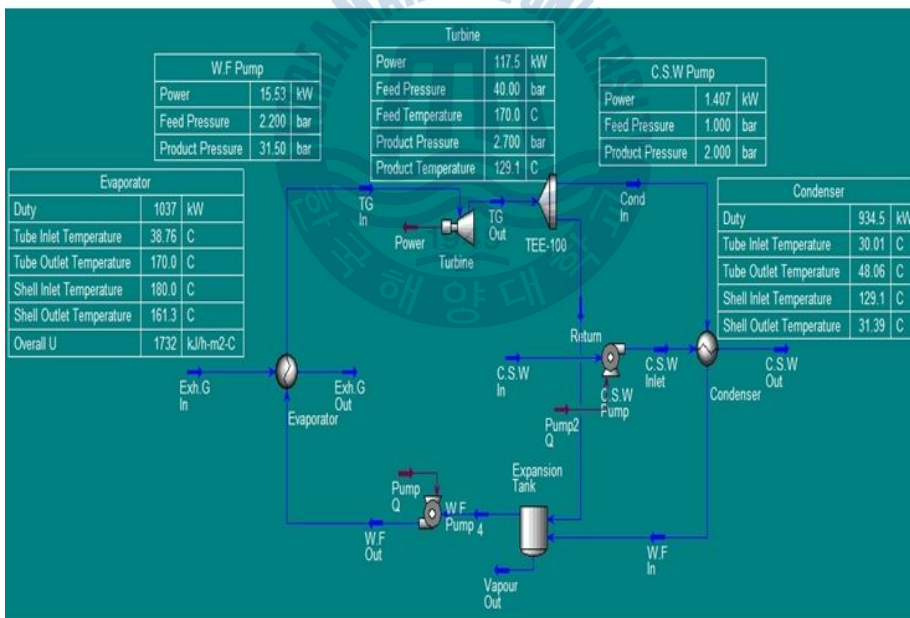


Fig.3-3 : Diagram of the regeneration cycle

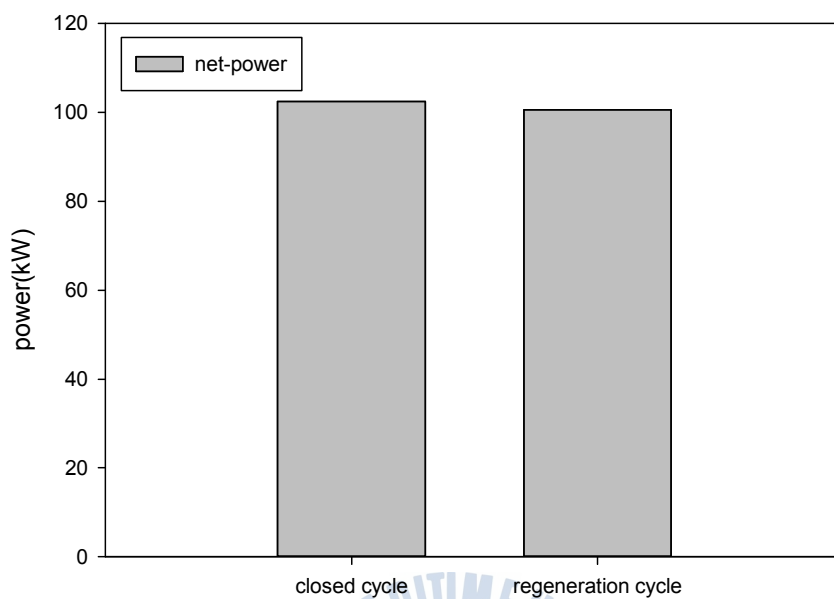


Fig.3-4 : A power of the closed cycle and regeneration cycle

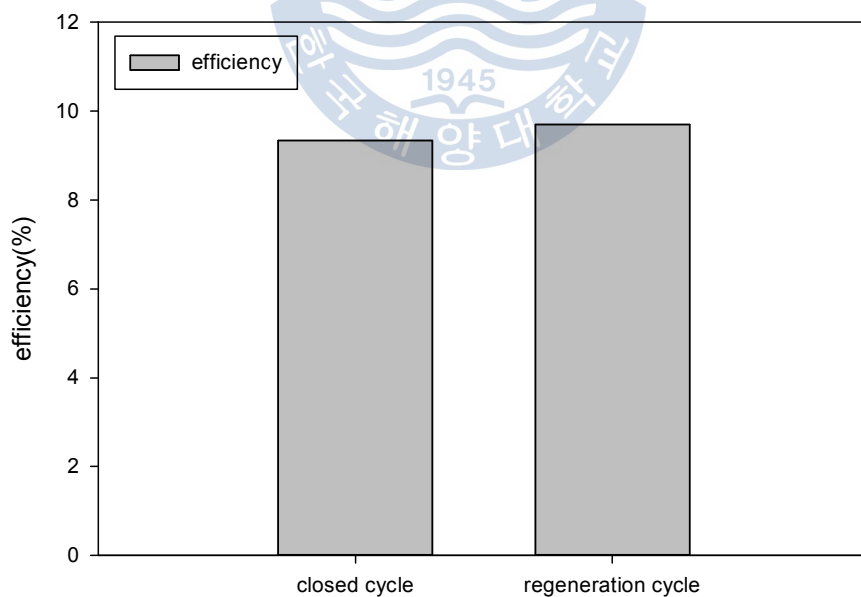


Fig.3-5 : A efficiency of the closed cycle and regeneration cycle

3.3.3 밀폐사이클(물)

Fig.3-6과 Table.3-2는 밀폐사이클에서 물을 사용하여 터빈의 입구압력 변화에 따른 출력과 효율을 해석한 결과이다. Table.3-2에서 보면 터빈의 입구압력이 가장 높을 때인 7.9bar에서 가장 높은 효율과 출력을 보이고 있다. Fig.3-7을 보면 압력이 낮아지면 효율이 낮아지는 것을 볼 수 있다. 이 결과를 보았을 때에 밀폐사이클에서 작동유체를 물로 사용하였을 때에는 터빈의 입구압력이 높을수록 출력에서나 효율이 뛰어난 것을 알 수 있다.

3.3.4 밀폐사이클(R134a)

Fig.3-8과 Table.3-3은 밀폐사이클에서 R134a를 사용하여 터빈의 입구압력 변화에 따른 출력과 효율을 해석한 결과이다. Table.3-3에서 보면 터빈의 입구압력이 가장 높을 때인 포화압력 40bar에서 가장 높은 효율과 출력을 보이고 있다. Fig.3-9를 보면 압력이 낮아지면 효율이 낮아지는 것을 볼 수 있다. 또한, R134a는 30bar이하에서는 출력과 효율이 급격히 떨어지는 것을 알 수 있다. 이 결과를 보았을 때에 밀폐사이클에서 작동유체를 R134a로 사용하였을 때에는 터빈의 입구압력이 높을수록 출력에서나 효율이 뛰어나며, 30bar이상의 압력은 유지해야 한다.

3.3.5 밀폐사이클(R245fa)

Fig.3-10과 Table.3-4는 밀폐사이클에서 R245fa를 사용하여 터빈의 입구압력 변화에 따른 출력과 효율을 해석한 결과이다. Table.3-4에서 출력을 보면 터빈입구 압력은 30bar일 때가 가장 높았고, 효율은 36bar에서 가장 높은 것을 볼 수 있다. Fig. 3-11을 보면 포화압력에서 효율이 가장 높게 나왔으며, 30bar에서 정미출력이 높게 나왔다. 밀폐사이클에서 작동유체를 R245fa로 사용하였을 때에는 터빈의 입구압력이 30~40bar에서 사용할 때에 출력과 효율이 좋은 결과를 보이고 있다.

3.3.6 밀폐사이클(solkatherm)

Fig.3-12와 Table.3-5는 밀폐사이클에서 solkatherm를 사용하여 터빈의 입구압력 변화에 따른 출력과 효율을 해석한 결과이다. Table.3-5에서 보면 출력과 효율은 터빈입구 압력이 포화압력인 25bar에서 가장 높은 결과를 볼 수 있다. Fig.3-13은 압력에 따른 출력과 효율곡선이며, 포화압력에서 가장 높은 결과를 보인다.

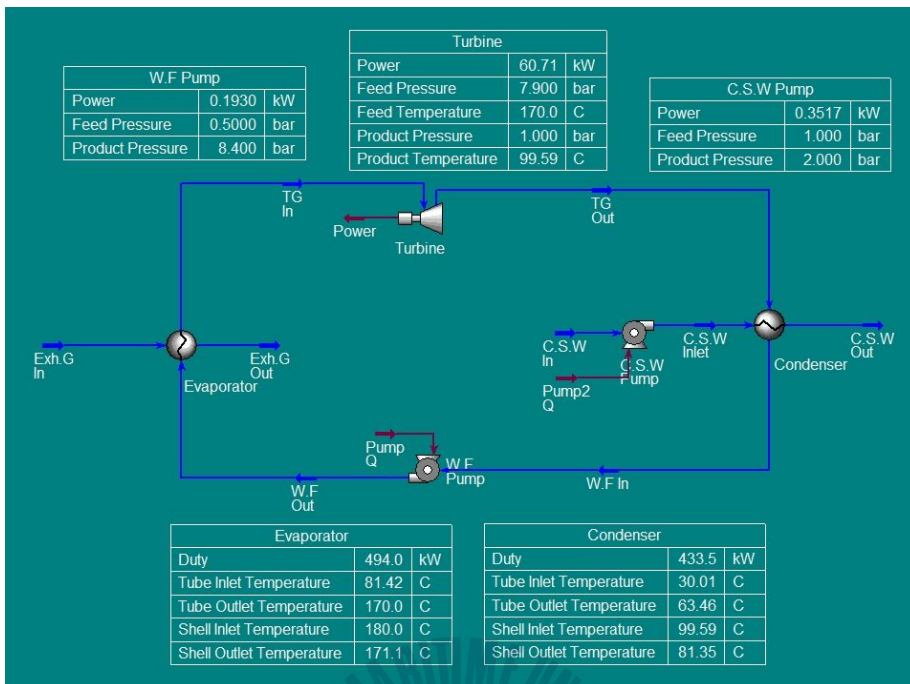


Fig.3-6 : Simulation results of the closed cycle(water)

Table.3-2 : Simulation data of the closed cycle(water)

closed cycle (물)	power (kW)	W.F.P (kW)	C.S.P (kW)	eva.Q (kW)	netPower (kW)	efficiency (%)	pressure (bar)
	53.13	0.146	0.175	495	52.81	10.67	6
	57.39	0.17	0.17	494	57.05	11.55	7
	59.29	0.18	0.23	494	58.88	11.92	7.5
	60.71	0.19	0.23	494	60.29	12.20	7.9

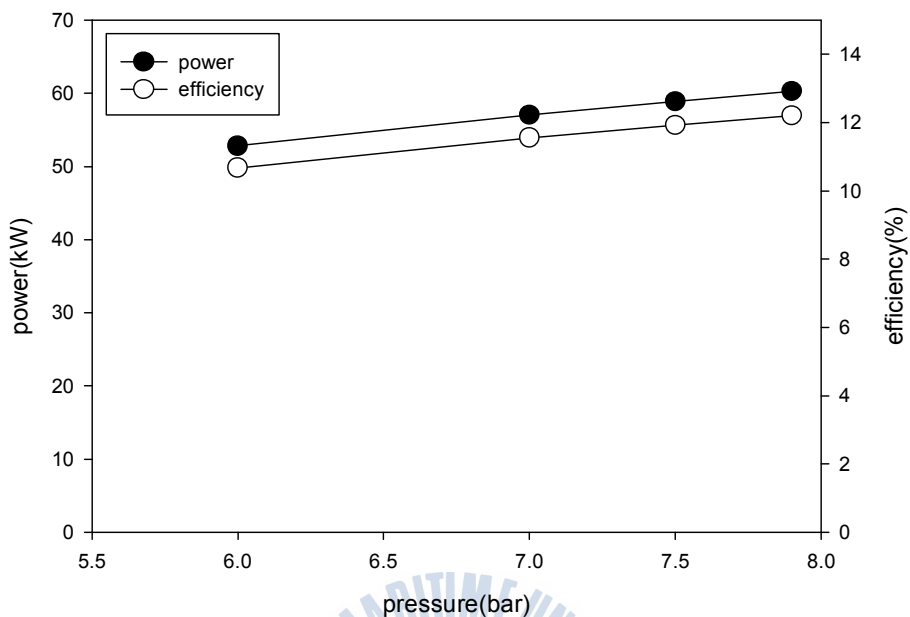


Fig.3-7 : The power and efficiency of the closed cycle(water)

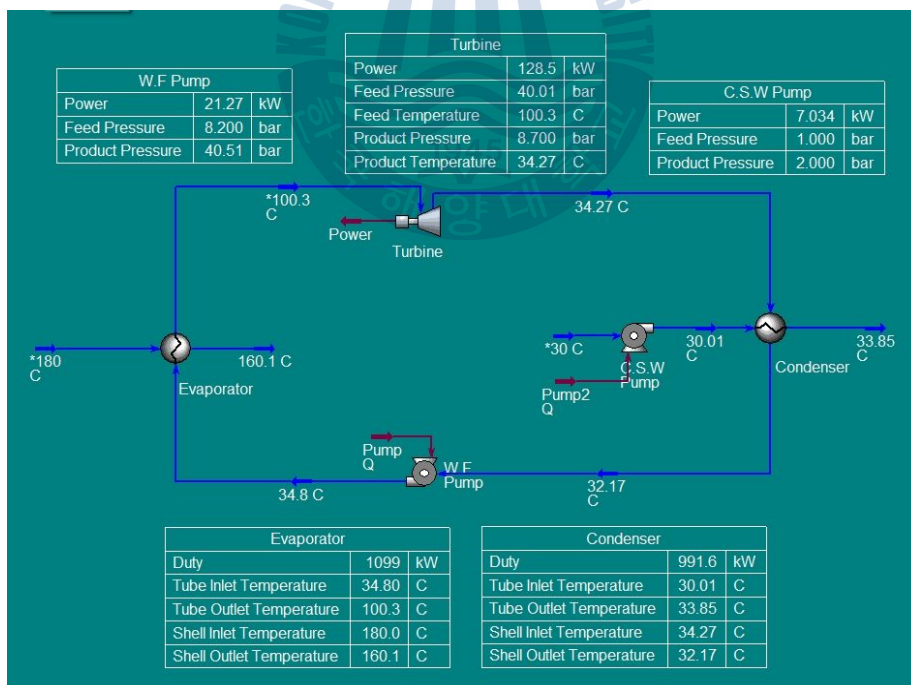


Fig.3-8 : Simulation results of the closed cycle(R134a)

Table.2-3 : Simulation data of the closed cycle(R134a)

closed cycle (R134a)	power (kW)	W.F.P (kW)	C.S.P (kW)	Eva.Q (kW)	netpower (kW)	efficiency (%)	pressure (bar)
	17.19	1.536	7.034	1107	8.62	0.78	10
	84.41	7.449	6.682	1110	70.28	6.33	20
	114.3	13.17	6.448	1103	94.68	8.58	30
	128.5	21.27	6.448	1099	100.78	9.17	40

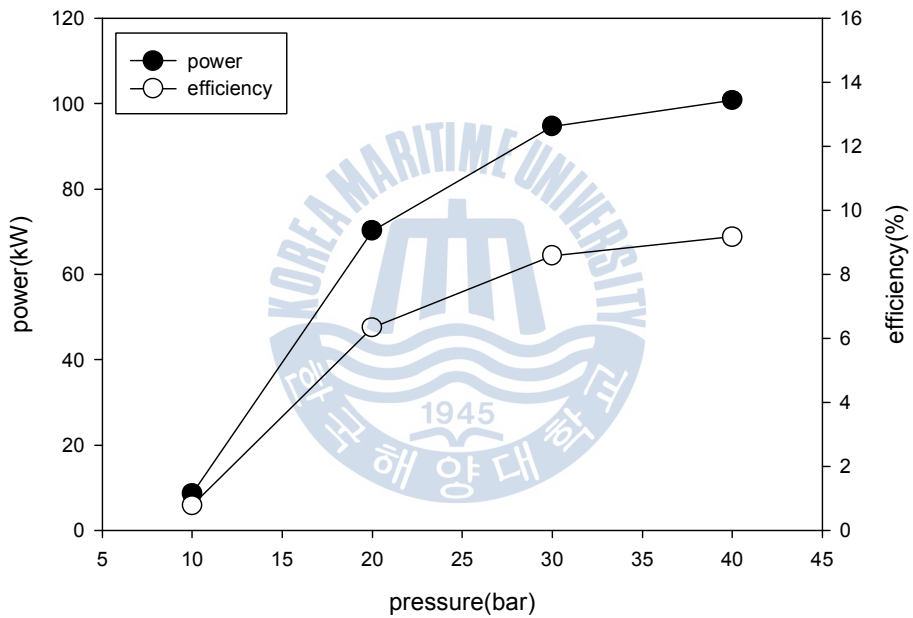


Fig.3-9 : The power and efficiency of the closed cycle(R134a)

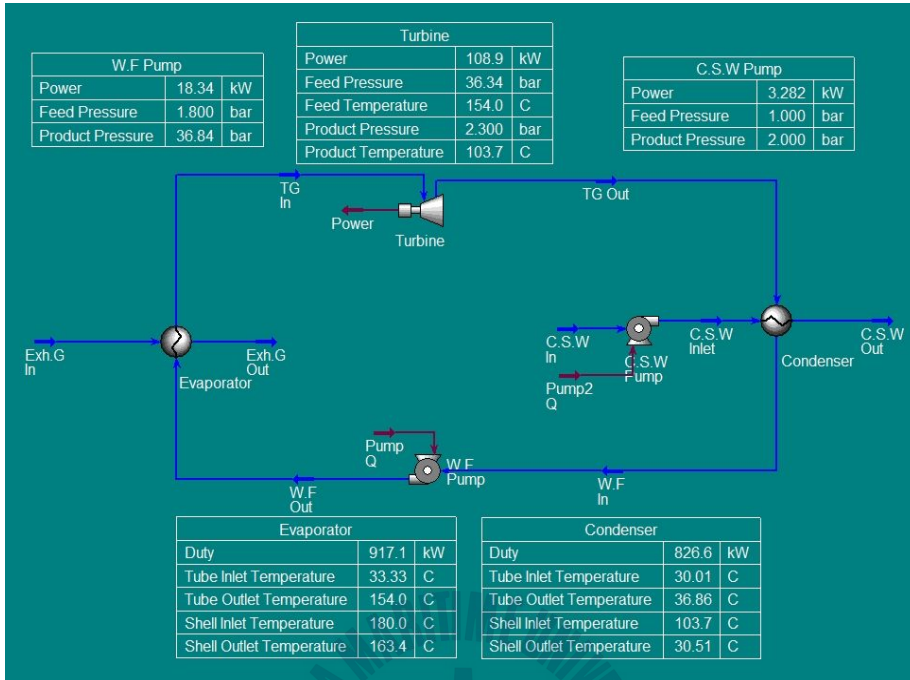


Fig.3-10 : Simulation results of the closed cycle(R245fa)

Table.3-4 : Simulation data of the closed cycle(R245fa)

closed cycle (R245fa)	power (kW)	W.F.P (kW)	C.S.P (kW)	Eva.Q (kW)	netpower (kW)	efficiency (%)	pressure (bar)
	89.01	9.789	3.28	855.1	75.94	8.88	20
	98.96	12.55	3.28	898.8	83.13	9.25	25
	106.1	15.24	3.28	927.3	87.58	9.44	30
	108.9	18.34	3.28	917.1	87.28	9.52	35

Table.3.5 : Simulation data of the closed cycle(solkatherm)

closed cycle (solkatherm)	power (kW)	W.F.P (kW)	C.S.P (kW)	Eva.Q (kW)	netpower (kW)	efficiency (%)	pressure (bar)
	102.61	5.215	2.579	998	102.61	10.28	10
	124.66	7.759	2.579	1032	124.66	12.08	15
	138.37	10.45	2.579	1049	138.37	13.19	20
	159.2	13.26	2.579	1039	143.36	13.80	25

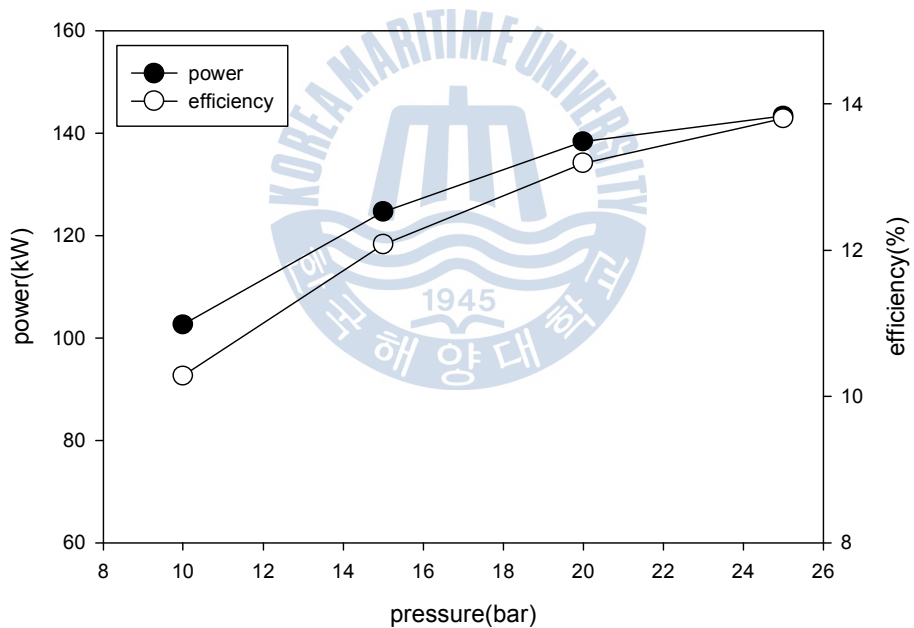


Fig.3-13 : The power and efficiency of the closed cycle(solkatherm)

3.3.7 재생사이클(물)

재생사이클은 밀폐사이클의 효율향상을 위해 만든 사이클이다. 밀폐사이클에 비해 다소 복잡한 사이클을 보이나, 효율면에서 유리한 것을 나타낸다. 재생사이클에서도 밀폐사이클과 같이 가장 적합한 작동유체를 선정하기위해 작동유체에 따른 시뮬레이션을 수행하였다.

Fig.3-14와 Table.3-5는 재생사이클에서 물을 사용하여 터빈의 입구압력 변화에 따른 출력과 효율을 해석한 결과이다. Table.3-5에서 보면 출력과 효율은 터빈입구의 압력이 7.9bar일 때 가장 높은 값을 보이고 있다. Fig.3-15을 보면 압력이 7.9bar이하에서는 출력과 효율이 계속해서 떨어지는 것을 볼 수 있다. 그래서 이 경우에는 터빈의 입구압력이 높을수록 유리한 것을 알 수 있다.

3.3.8 재생사이클(R134a)

Fig.3-16과 Table.3-6은 재생사이클에서 R134a를 사용하여 터빈의 입구압력 변화에 따른 출력과 효율을 해석한 결과이다. Table.3-6에서 보면 출력과 효율은 터빈입구의 압력이 40bar일 때 가장 높은 값을 보이고 있다. Fig.3-17을 보면 압력이 40bar이하에서는 출력과 효율이 계속해서 떨어지는 것을 볼 수 있다. 또한, 30bar이하의 구간에서는 출력과 효율이 급격히 떨어진다. 이를 통해 R134a는 밀폐사이클과 재생사이클에서 30bar이상의 압력을 유지해야 충분한 출력과 효율을 얻을 수 있다.

3.3.9 재생사이클(R245fa)

Fig.3-18과 Table.3-7은 재생사이클에서 R245fa를 사용하여 터빈의 입구압력 변화에 따른 출력과 효율을 해석한 결과이다. Table.3-7에서 보면 출력과 효율은 터빈입구의 압력이 35bar일 때 가장 높은 값을 보이고 있다. Fig.3-19을 보면 압력이 35bar이하에서는 출력과 효율이 계속해서 떨어지는 것을 볼 수 있다. 그래서 이 경우에는 터빈의 입구 압력이 높을수록 좋은 출력과 효율 값을 나타낸다.

3.3.10 재생사이클(solkatherm)

Fig.3-20는 재생사이클에서 solkatherm를 사용하여 터빈의 입구압력 변화에 따른 출력과 효율을 해석한 결과이다. Table.3-9에서 보면 출력과 효율은 터빈입구의 압력이 25bar일때 가장 높은 값을 보이고 있다. Fig.3-21을 보면 압력이 25bar이하에서는 출력과 효율이 계속해서 떨어지는 것을 볼 수 있다. 이 작동유체의 경우에도 터빈의 입구압력을 포화압력까지 최대한 올리는 것이 출력과 효율에 유리하였다.

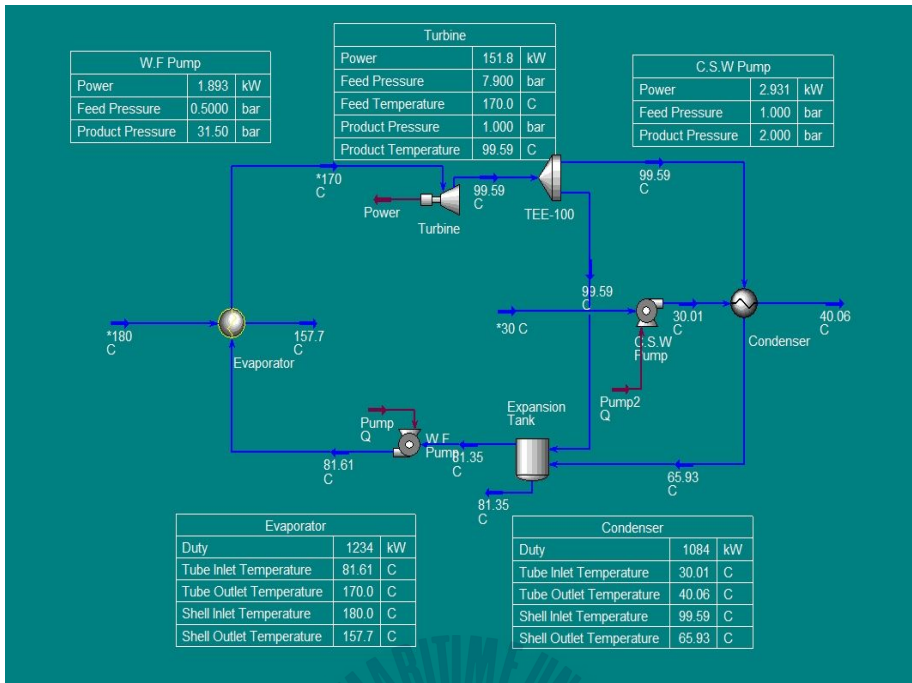


Fig.3-14 : Simulation results of the regeneration cycle(water)

Table.3-6 : Simulation data of the regeneration cycle(water)

regenera tion cycle (물)	power (kW)	W.F.P (kW)	C.S.P (kW)	Eva.Q (kW)	netpower (kW)	efficiency (%)	pressure (bar)
	132.8	1.89	2.93	1237	127.98	10.35	6
	143.5	1.89	2.93	1235	138.68	11.23	7
	148.2	1.89	2.93	1234	143.38	11.62	7.5
	151.8	1.89	2.9	1234	147.01	11.91	7.9

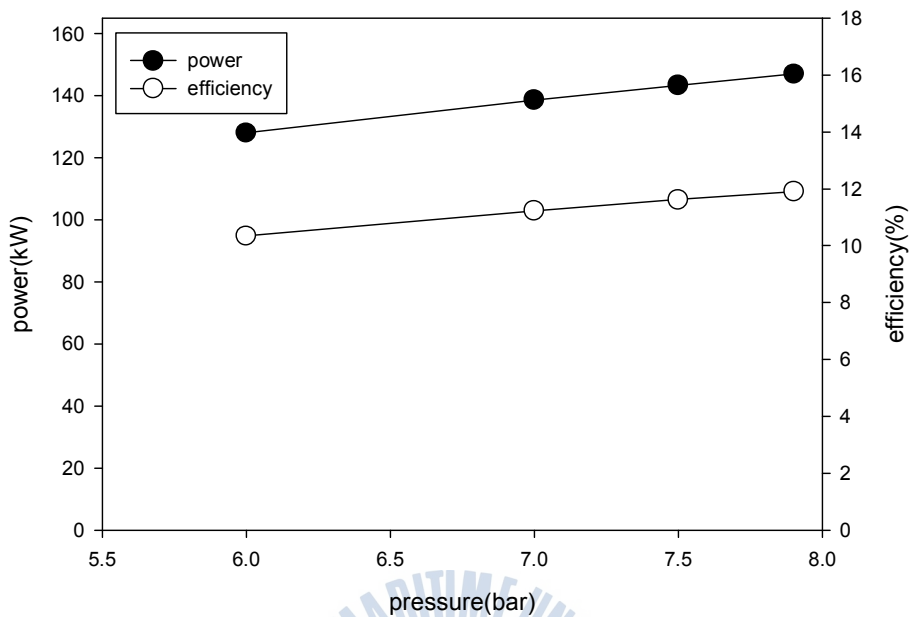


Fig.3-15 : The power and efficiency of the regeneration cycle(water)

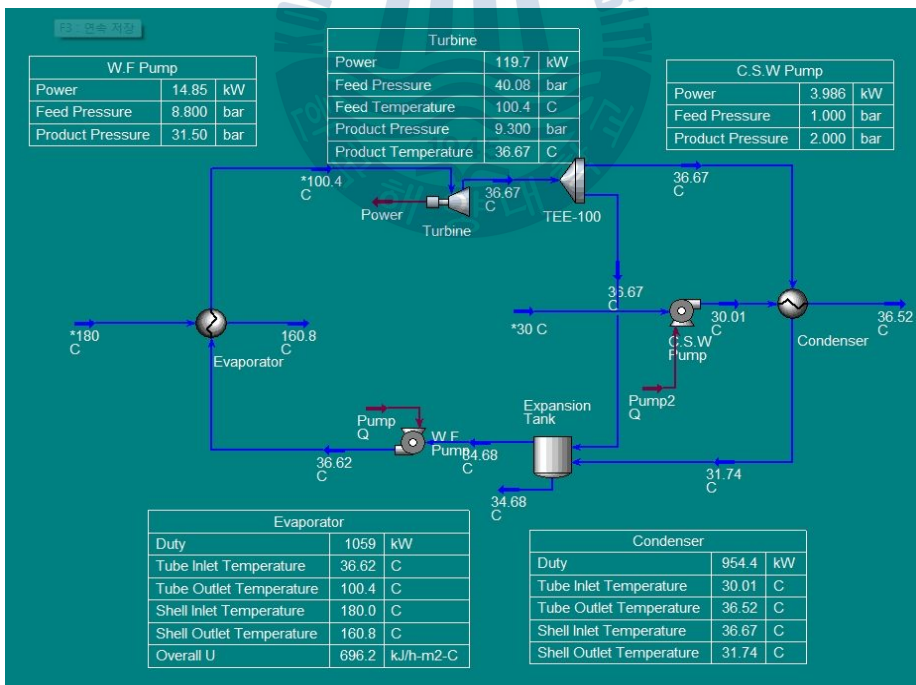


Fig.3-16 : Simulation results of the regeneration cycle(R134a)

Table.3-7 : Simulation data of the regeneration cycle(R134a)

regeneration cycle (R134a)	power (kW)	W.F.P (kW)	C.S.P (kW)	Eva.Q (kW)	netpower (kW)	efficiency(%)	pressure (bar)
	10.06	14.37	4.572	1088	-8.88	-0.82	10
	78.91	13.7	4.337	1099	60.87	5.54	20
	109.6	13.7	4.103	1098	91.80	8.36	30
	119.7	14.85	3.986	1059	100.86	9.52	40

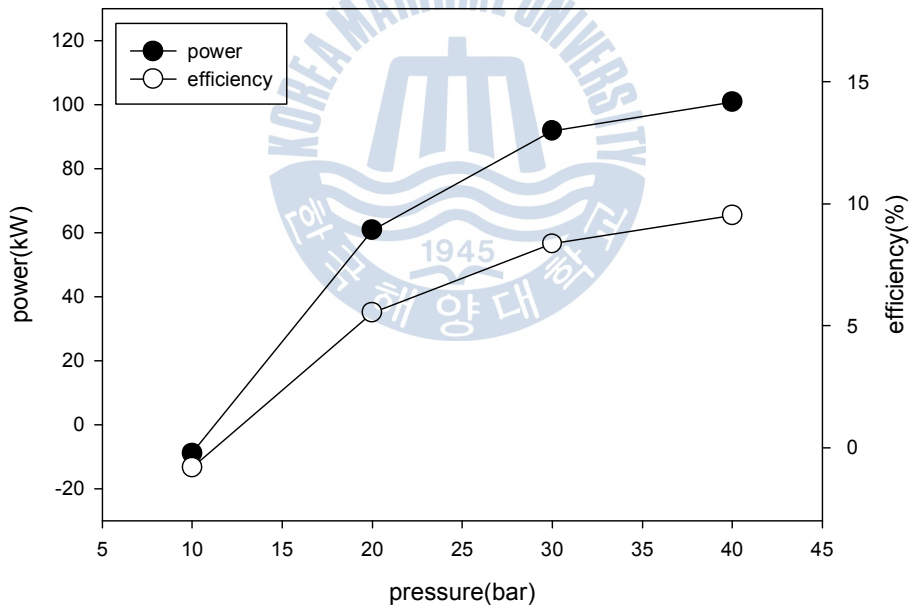


Fig.3-17 : The power and efficiency of the regeneration cycle(R134a)

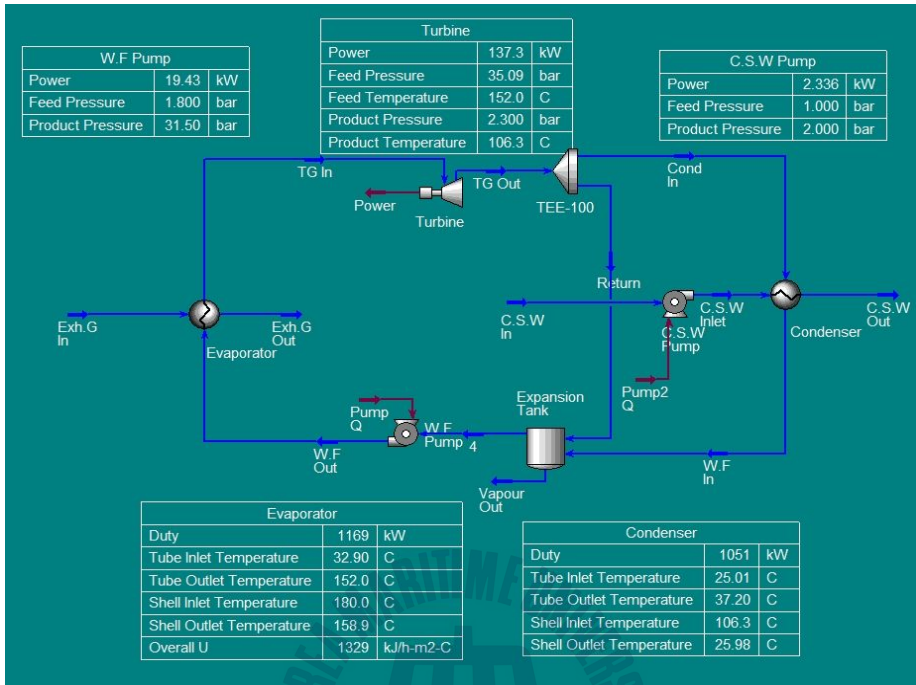


Fig.3-18 : Simulation results of the regeneration cycle(R245fa)

Table.3-8 : Simulation data of the regeneration cycle(R245fa)

regenerati on cycle (R245fa)	power (kW)	W.F.P (kW)	C.S.P (kW)	Eva.Q (kW)	netpower (kW)	efficiency (%)	pressure (bar)
	111.3	19.43	2.336	1062	89.53	8.43	20
	124.7	19.43	2.336	1124	102.93	9.16	25
	133.4	19.43	2.336	1162	111.63	9.61	30
	137.3	19.43	2.336	1169	115.53	9.88	35

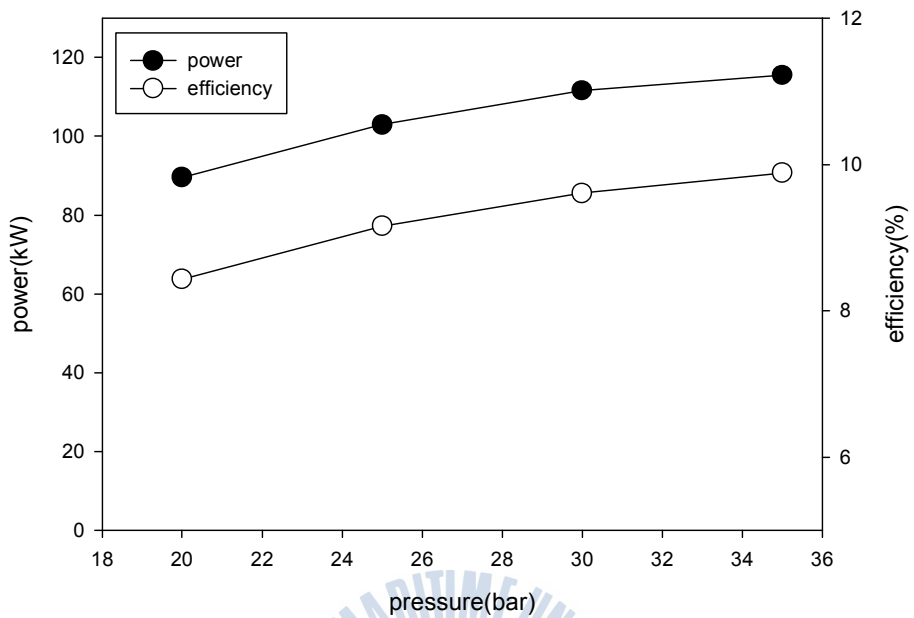


Fig.3-19 : The power and efficiency of the regeneration cycle(R245fa)

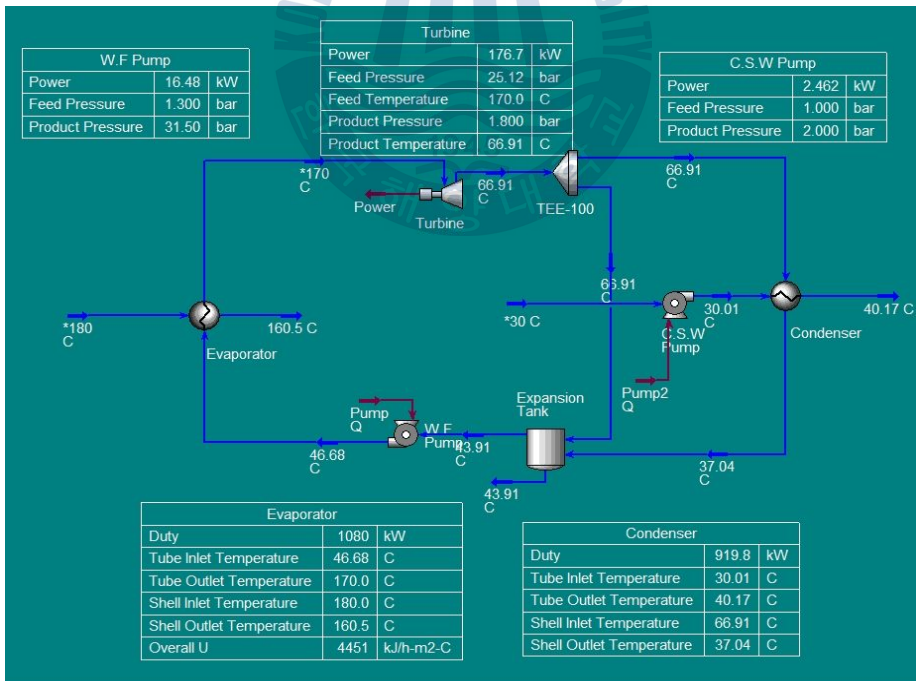


Fig.3-20 : Simulation results of the regeneration cycle(solkatherm)

Table.3-9 : Simulation data of the regeneration cycle(solkatherm)

regeneration cycle (solkatherm)	power (kW)	W.F.P (kW)	C.S.P (kW)	Eva.Q (kW)	netpower (kW)	efficiency (%)	pressure (bar)
	129.5	16.54	2.462	1033	110.5	10.7	10
	155.2	16.54	2.462	1071	136.2	12.7	15
	170.1	16.54	2.462	1087	151.1	13.9	20
	176.7	16.54	2.462	1080	157.7	14.6	25

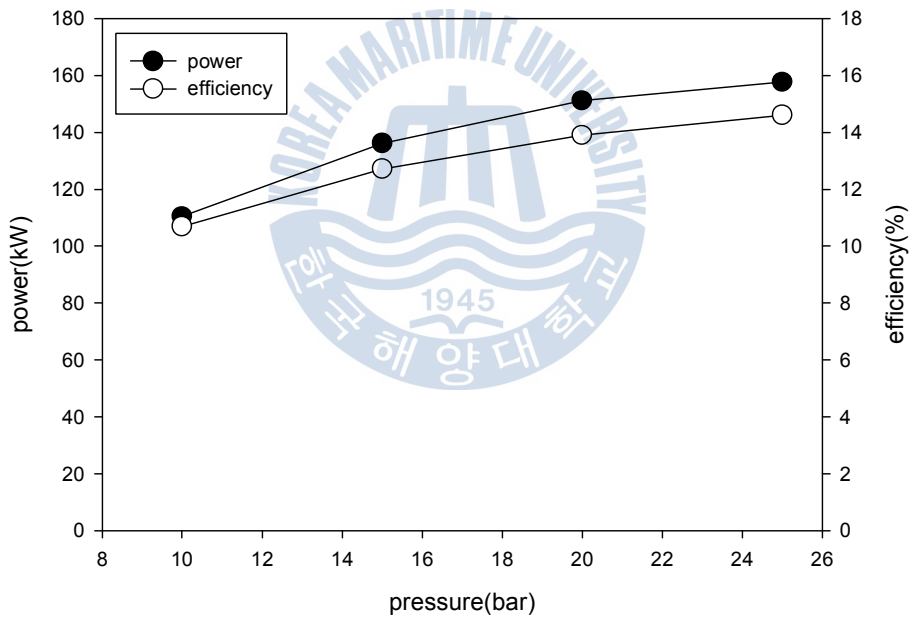


Fig.3-21 : The power and efficiency of the regeneration cycle(solkatherm)

3.3.11 밀폐사이클과 재생사이클의 출력 및 효율 비교

위의 바탕으로 가장 최적의 터빈입구 압력에서의 사이클출력과 효율을 정리하여 결과를 비교분석 해 보았다.

Table.3-10 : A power of the closed cycle and regeneration cycle

net power(kW)				
	water	R134a	R245fa	solkatherm
closed cycle	60.29	100.78	87.58	143.36
regeneration cycle	147	100.86	115.53	157.70

Table.3-11 : A efficiency of the closed cycle & regeneratation cycle

efficiency				
	water	R134a	R245fa	solkatherm
closed cycle	12.2	9.17	9.52	13.8
regeneration cycle	11.91	9.52	9.88	14.60

Table.3-10, Table.3-11은 밀폐사이클과 재생사이클의 출력 및 효율을 정리한 것이고, Fig.3-22, Fig.3-23은 밀폐사이클과 재생사이클의 효율을 도식화 한 것이다. 이 결과를 보면 출력에서는 재생사이클의 solkatherm이 157.70kW로 가장 높은 값을 보이고 있고, 그 다음으로는 재생사이클의 물과 solkatherm이 각각 147kW, 143.36kW를 보이고 있다. 효율을 보았을 때에는 재생사이클의 solkatherm이 14.60%로 가장 높은 값을 보이고 있고, 그 다음으로는 밀폐사이클의 solkatherm과 밀폐사이클의 물이 각각 13.8%, 12.2%를 나타내고 있다

이 결과를 고려했을 때에 가장 적합한 작동사이클로는 재생사이클이 가장 출력과 효율이 크게 나왔다. 종합적으로 고려해보면 재생사이클의 solkatherm 작동유체를 사용하였을 때에 가장 적절한 것으로 생각된다. 이 연구결과를 바탕으로 각 엔진출력에 따른 다양한 시뮬레이션을 연구하였다.

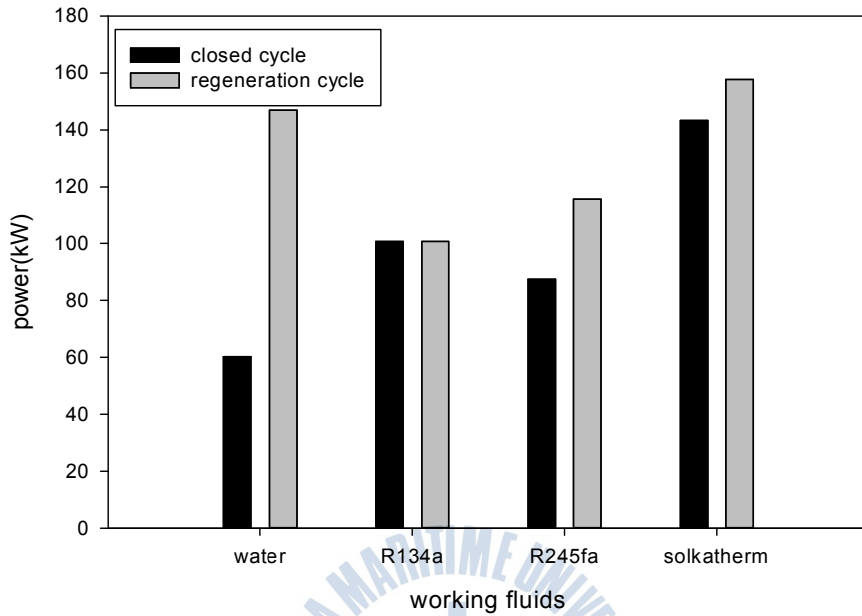


Fig.3-22 : A power of the closed cycle and regeneration cycle

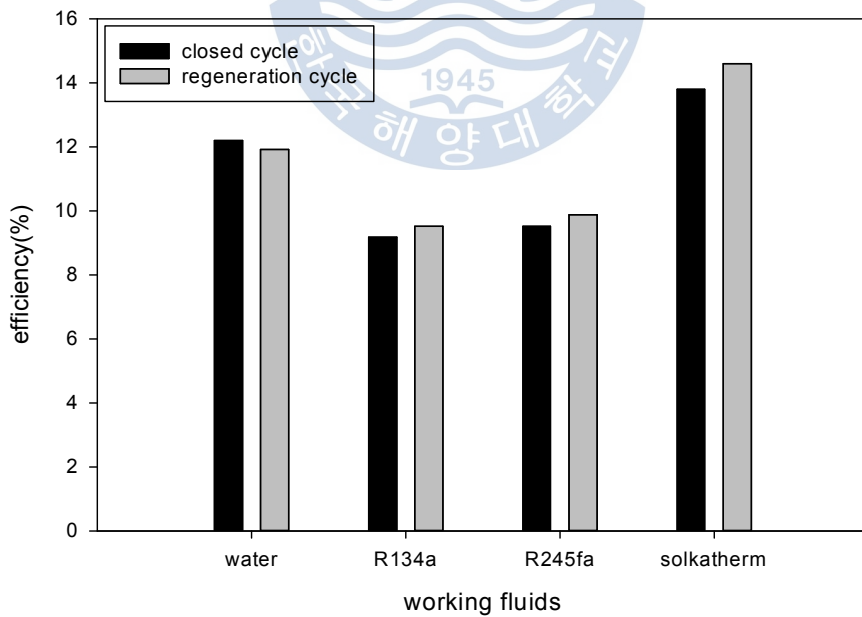


Fig.3-23 : A efficiency of the closed cycle and regeneration cycle

3.3.12 주기관 부하에 따른 ORC특성해석

선박의 특수성을 고려하였을 때 작동유체로 R245fa를 적용하여 엔진의 출력 변화에 따른 사이클의 특성을 해석하였다. 엔진은 선박이 입·출항한다는 가정하에 엔진부하가 40%~90%까지 서서히 상승한다고 가정하거나 또는 90%의 엔진 부하에서 입항하기 위해 40%까지 서서히 하강한다고 가정하여 본 시뮬레이션을 수행하였다.

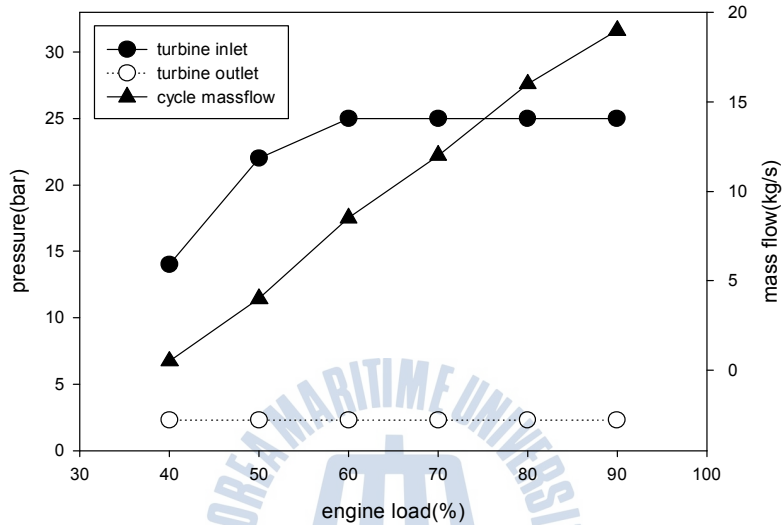


Fig. 3-24 : Characteristics of the cycle according to the engine load

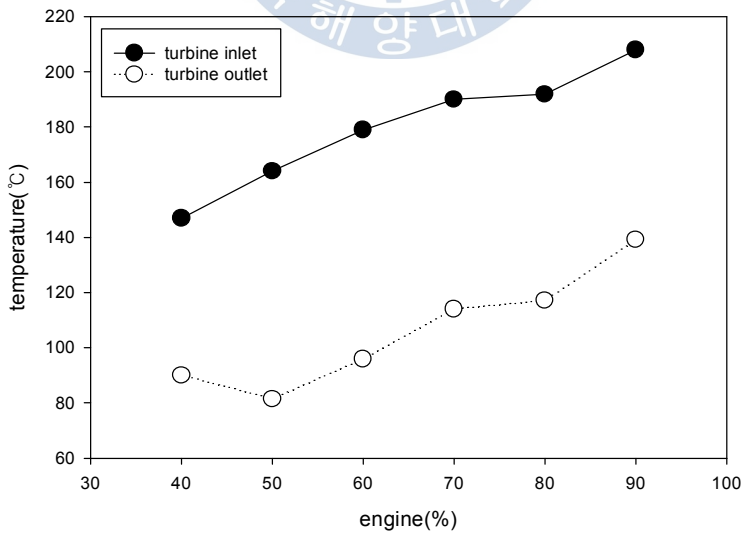


Fig.3-25 : Characteristics of the cycle according to the engine load

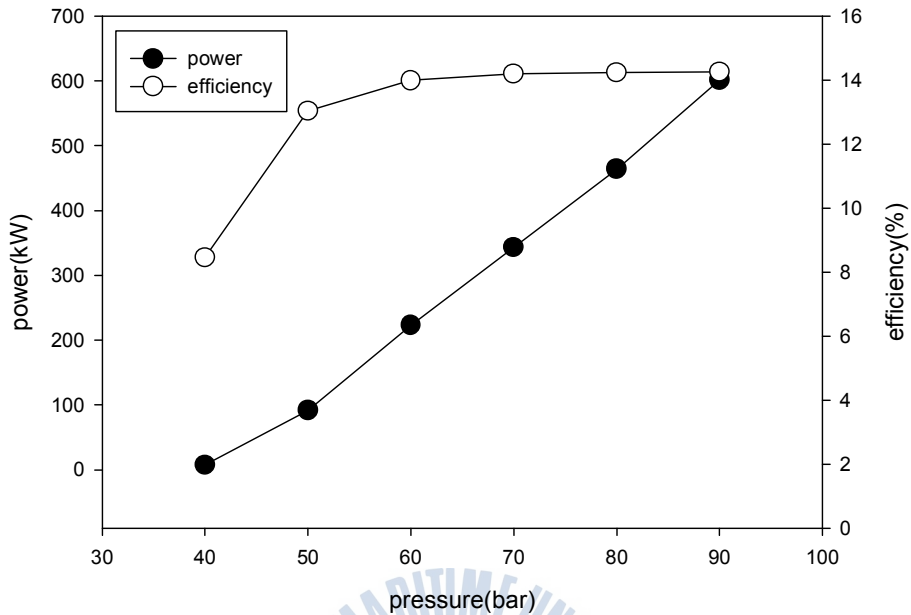


Fig.3-26 : A power and efficiency of the cycle according to the engine load

Fig.3-24와 Fig.3-25는 엔진 출력에 따른 사이클의 특성변화이다. 터빈에 들어가는 작동유체의 압력은 엔진 출력이 50% 이하의 시점부터 줄어들기 시작한다는 것을 확인할 수 있다. 그리고 시스템내의 유량은 엔진로드의 변화에 따라 일정하게 감소하는 것을 알 수 있다. 또한 엔진출력에 따라 엔진으로 유입되는 작동유체의 온도도 일정하게 감소하는 것을 확인할 수 있다. Fig.3-26은 엔진 출력에 따른 사이클의 출력과 효율을 나타낸 것이다. 사이클의 출력은 당연히 출력이 감소할수록 사이클의 출력도 감소하는 것을 확인할 수 있다. 하지만 사이클의 효율은 50% 이상의 출력에서는 크게 변화가 없었으나, 50%의 이하로 줄어들 경우 사이클의 효율이 급격하게 감소하는 것을 확인할 수 있었다. 이 결과로 보았을 때, 엔진 출력이 50% 이상에서 WHRS를 사용하였을 때 가장 좋은 효율을 보인다는 것을 알 수 있다.

3.4 시뮬레이션결과

- 선박용 폐열회수 발전에서의 사이클 선정에 있어서는 재생사이클이 효율적인 측면에서 밀폐사이클 보다 좋음을 확인할 수 있었다. 하지만 현재 협소한 공간의 선박에 적용하기에는 복잡한 사이클의 적용이 다소 어려울 수 있기 때문에 밀폐사이클의 상용화를 통하여 선박에 적용한 다음 추후에는 재생사이클을 선박에 적용할 수 있는 연구가 수행되어야 할 것이다.

- 선박용 폐열회수 발전의 작동유체 선정에 있어서는 solkatherm이 기존의 냉매인 R134a, R245fa에 비해 뛰어남을 알 수 있었다. 하지만 선박의 안정성이라는 문제에 의해 solkatherm이 현재 선박에 적용가능한지에 대한 연구가 추가적으로 필요하다고 생각된다. 현재는 solkatherm을 적용하기 힘들기 때문에 기존의 냉매인 R134a 또는 R245fa를 이용하여 선박에 적용하는 연구가 이뤄져야 할 것이고, 추후에는 solkatherm이 선박용 폐열회수 발전에 적용되는 연구가 이뤄져야 할 것으로 보인다.

- 선박의 경우 주기관의 엔진 부하에 따라서 생성되는 폐열의 열원 또한 달라진다. 이 경우는 육상의 산업폐열과는 전혀 다른 환경이다. 이에 주기관의 부하변동에 따른 ORC 시스템의 안정성을 유지시키는 기술 또한 접목 되어야 하며, 엔진부하의 경우에 50%이하로 내려갈 경우 ORC시스템은 많은 불안정성을 보이기 때문에 선박용 폐열회수 발전의 경우는 선박이 엔진부하 50%이상에서 지속적인 항해를 할 때에 사용하는 시스템이 되어야 할 것이다.



4 해양온도차발전

4.1 해양온도차발전의 기본정의

해양온도차발전은 표층수와 심층수의 온도차를 이용하여 전력을 생산하는 기술이다. 해양온도차발전의 경우에 표층수와 심층수의 온도차이가 작기 때문에 ORC를 적용시켜 전력을 생산하게 된다. 표층수의 경우에 우리나라는 18~28℃정도가 계절에 따라 변하고 있다. 하지만 심층수의 경우에는 800m이하에서 4~5℃를 유지하고 있다.

Fig.4-1은 해양심층수의 거리에 따른 온도 분포이다. 800m이하를 내려갈 경우 수온이 약 4~5℃를 유지함을 볼 수가 있다. Fig.4-2는 해양온도차발전의 장점을 나타낸다.

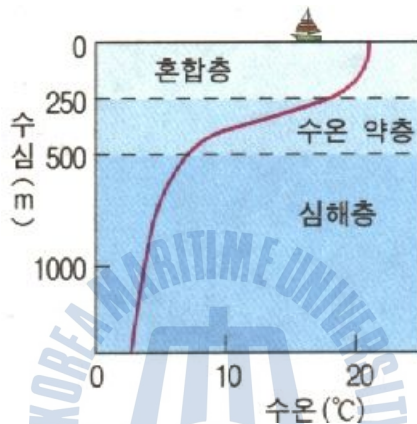


Fig.4-1 : Temperature profile of the deep seawater



Fig.4-2 : Advantage of the OTEC

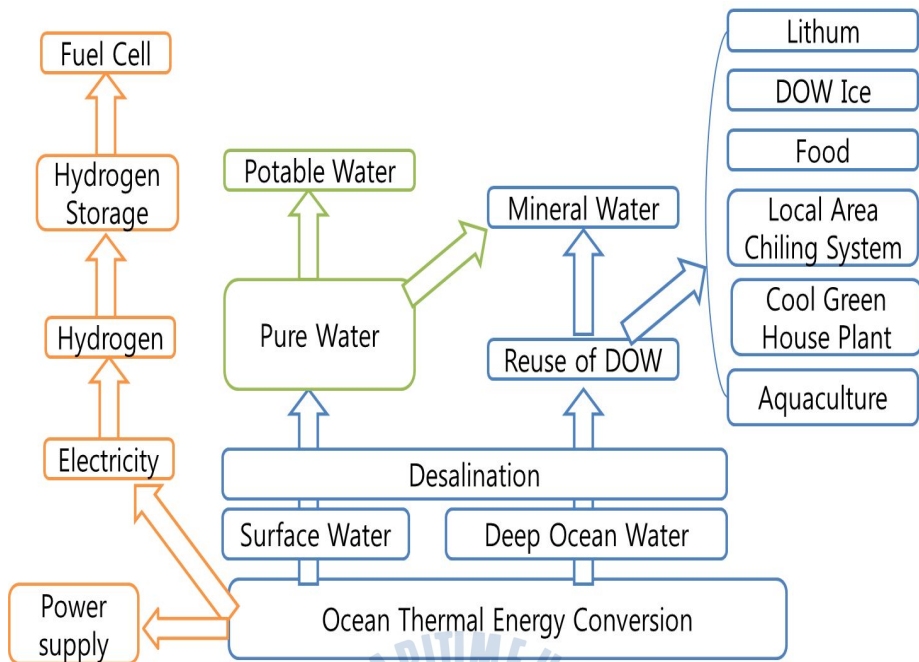


Fig.4-3 Intergrated utillization of the OTEC

Fig.4-3은 해양온도차 발전의 복합이용에 대한 내용이다. 기존에 전력만 만드는 것이 아니라 전력을 만든 후 그 전력으로 물을 전기분해하여 수소를 만들어 연료전지를 사용할 수 있고, 또한 개방사이클을 이용하면 담수 생성도 가능하며, 심층에서 끌어온 해수를 육상에 양식업이나 식음수 등으로 재활용 가능하기 때문에 전력 생산뿐만 아니라 경제적인 부가가치도 뛰어나다. 이런 OTEC장점에 대한 연구가 현재 활발히 진행 중이며, 현재 미국, 일본, 그리고 동남아시아, 유럽에서 지속적인 연구가 진행 중에 있으며, 국내에서도 연구가 진행 중에 있다. 본 논문에서는 해양온도차발전의 단점 중 하나인 낮은 효율의 향상에 대한 연구를 진행 하였다.

4.2 해양온도차발전의 작동유체의 종류

해양온도차발전의 사이클은 크게 3가지로 나뉘볼 수 있다. 첫 번째로는 밀폐사이클이다 가장 기본이 되는 사이클로 약 3~4%효율을 보이고 있다. 이는 전력생산을 하기에 최적화 되어 있는 사이클로 현재 낮은 효율을 극복하기 위한 연구가 활발히 진행 중에 있다. 두 번째로는 개방사이클이다. 개방사이클은 기존에 밀폐사이클과는 달리 담수를 만들 수 있는 장점이 있는 사이클이다.

Fig.4-4는 개방사이클의 모습이다. 표층수는 증발기로 들어가고 진공펌프에 의해 진공으로 되어있어, 낮은 온도에서도 표층수는 끓는다. 비등한 표층수는 터빈을 회전시키고 콘덴서로 들어간다. 콘덴서에 들어간 표층수는 심층수에 의해 응축이 되어 담수

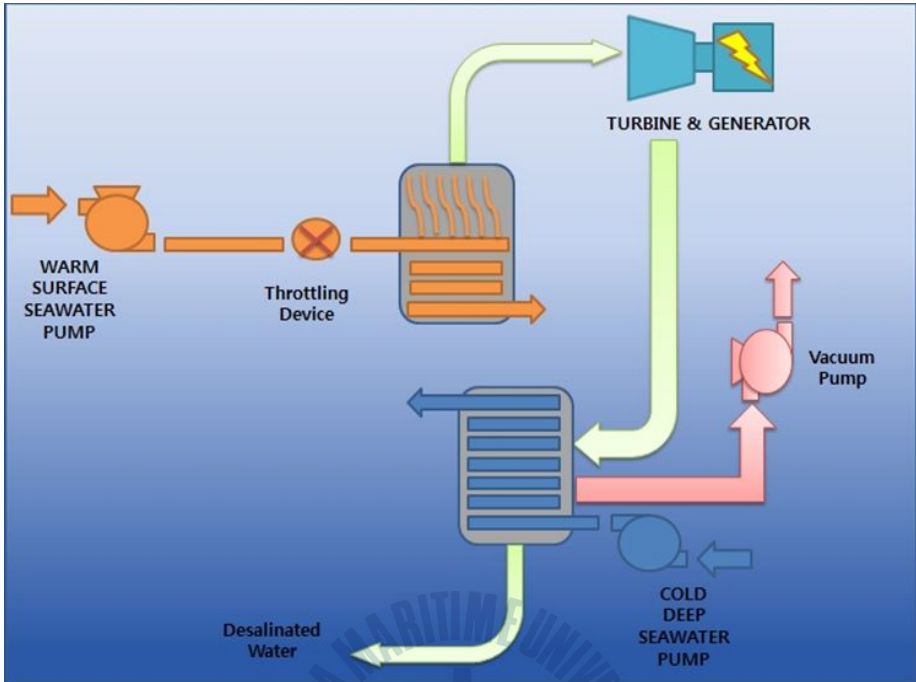


Fig.4-4 : Diagram of the open cycle

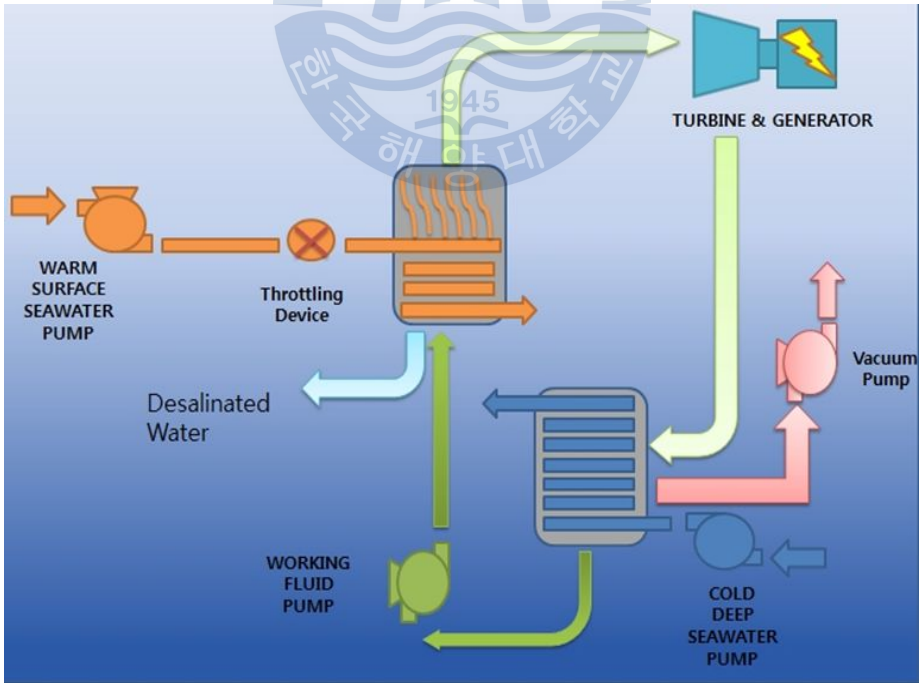


Fig.4-5 : Diagram of the hybrid cycle

를 만드는 사이클이다. 이 기술은 현재 미국에서 연구가 활발히 진행 중이며, 물이 부족한 도시 또는 나라에서 사용하거나, 또는 섬에서 이 기술을 사용하면 전력생산과 물을 동시에 해결할 수 있는 기술이다.

Fig.4-5는 하이브리드사이클을 보여준다. 표층수는 진공펌프에 의해 증발되어 밀폐사이클을 순환하는 작동유체와 열교환기를 통해 작동유체는 비등하여 터빈으로 전력을 생산하며, 표층수는 상대적으로 온도가 낮아져서 담수를 만드는 시스템을 보여준다. 밀폐사이클과 개방사이클의 장점을 복합적으로 이용한 시스템이라고 볼 수 있다. 전력도 만들기 좋고, 담수도 생산할 수 있는 사이클이나 현재 기술적인 문제가 아직 해결되지 않고 있기 때문에 현재 연구 진행 중인 밀폐사이클과와 개방사이클의 기술이 향상 되어 이러한 문제점들이 극복되면 추후에 하이브리드사이클로 연구가 진행 되어야 할 것이다.

다양한 작동유체 중에서 OTEC에 적합한 작동유체를 정하였다. OTEC의 경우는 온도영역이 4~28℃ 정도로 생각할 수 있다. 이 온도 범위와 안정성 및 국내외의 연구 현황 등을 참고로 하여 다음의 6가지 정도로 정하였다[23].

4.2.1 암모니아

암모니아(NH_3)는 물리적 조성으로 질소 1개와 수소 3개로 이루어진 수소결합 물질이다. 이 물질의 특징은 물에 잘 녹는 특징과 열역학적 성질이 우수한 것을 보인다. 하지만 단점으로는 부식성이 강하여, 철과 만나서 강한 부식을 일으킨다. 그리고 인체에 해로워서 관리 및 이동이 까다롭게 되고, 상온에서 가연성이 상대적으로 강하여 관리가 필요하다.

4.2.2 R22

R-22(HCF_2Cl)는 물리적 조성으로 탄소 1개, 수소 1개, 불소 2개, 염소 1개로 이루어진 할로카본계 냉매이다. 이는 금속에 대한 부식성은 R12 정도이며, 암모니아에 비해 큰 부식성이 없고, 인체에 큰 영향이 없다. 하지만 암모니아에 비해서는 열역학적 성질이 떨어지며, 몬트리올 의정서에 의해 현재 퇴출대상으로 되어 있다.

4.2.3 R407C

R407C는 R-32 23%와 R-125 25% 그리고 R-134a 52%의 비공비혼합물이다. 이는 안전도가 높으며 상 변화시 온도변화가 7℃ 정도가 되어 대향류방식의 냉각기를 사용하면 조금 더 효과적이다. 그리고, 상 변화시 열원유체 온도와 냉매온도를 일정하게 유지할 수 있으므로 유효에너지 손실을 절감할 수 있다. 현재 R22의 대체 냉매로써 주목받고 있다.

4.2.4 R410A

R410A는 R-32 50%, R-134a 50%의 조성비로 혼합한 물질이며, 비공비혼합물에 속한다. 이 물질은 상대적으로 상변화시 온도변화가 적어 공비혼합물과 거의 유사하여 근 공비혼합물 냉매라고도 한다. 그리고, 안전도가 높아서 R22보다 약 40% 정도 높은 포화압력을 가지고, 성적계수(COP)는 R22보다는 약간 낮다. R410A는 R22를 대신하여 사용했을 때에 응축기나 증발기에 거의 영향을 미치지 않는 장점이 있어서 중, 소형 상업용 냉동기 냉매로 이용되고 있다.

Fig.4-6은 작동유체에 따른 증발압력이다. 작동유체의 종류에 따라 압력변화가 비슷한 양상을 보인다. R410A는 다른 냉매에 비해서 30~40%정도 증발압력이 높은 것을 확인할 수 있다. 위의 사항과 열역학적인 성질, 환경적인 측면, 그리고 안정성을 모두 고려해서 Ammonia, R22, 그리고 R407C, R410A에 대한 시뮬레이션을 수행하여 적합성을 연구하였다.

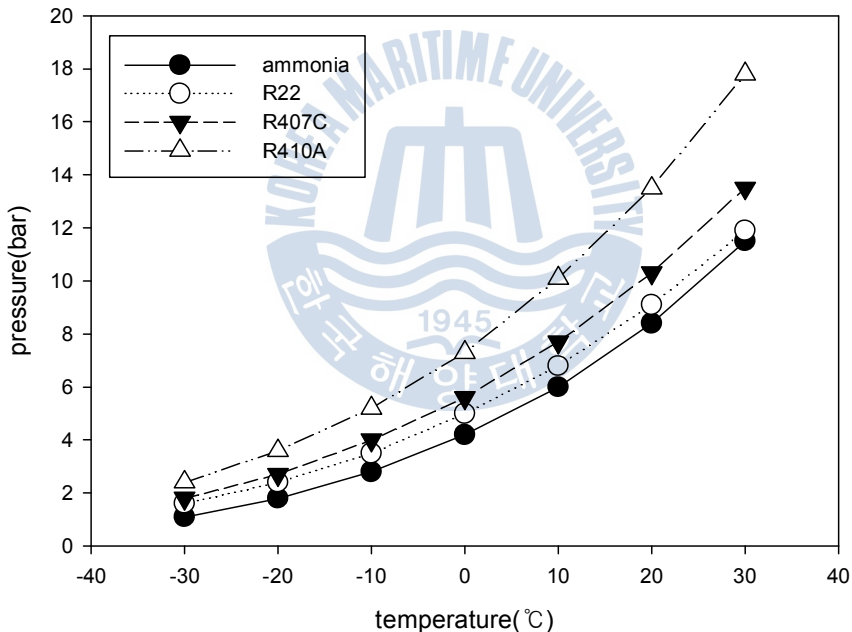


Fig.4-6 : Boiling pressure of the working fluids

4.2.5 암모니/물 혼합작동유체

위의 단일 작동유체와는 달리 혼합작동유체가 있다. 암모니아는 물에 잘 녹는 성질이 있기 때문에 물과 혼합하여 사용하게 된다. 이 작동유체를 사용하는 사이클로는 칼리나사이클과 우에하라사이클 등이 있다. 이 작동유체는 물의 비율이 높아질 수록 열량을 더 많이 얻을 수 있는 특징이 있으며, 그 비율에 따라 다양한 특성을 보이고 있다.

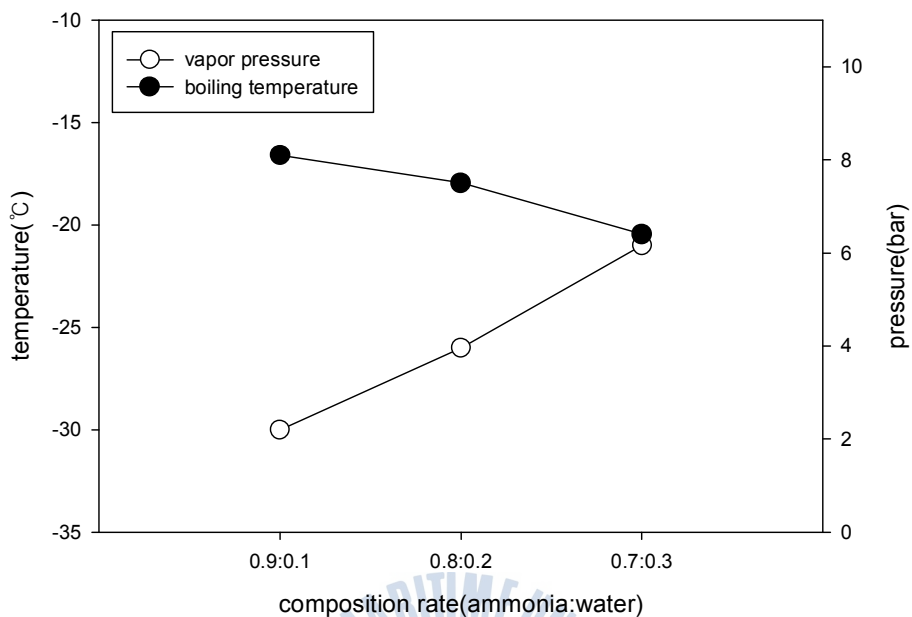


Fig.4-7 : Characteristics according to the amount of mixed ammonia

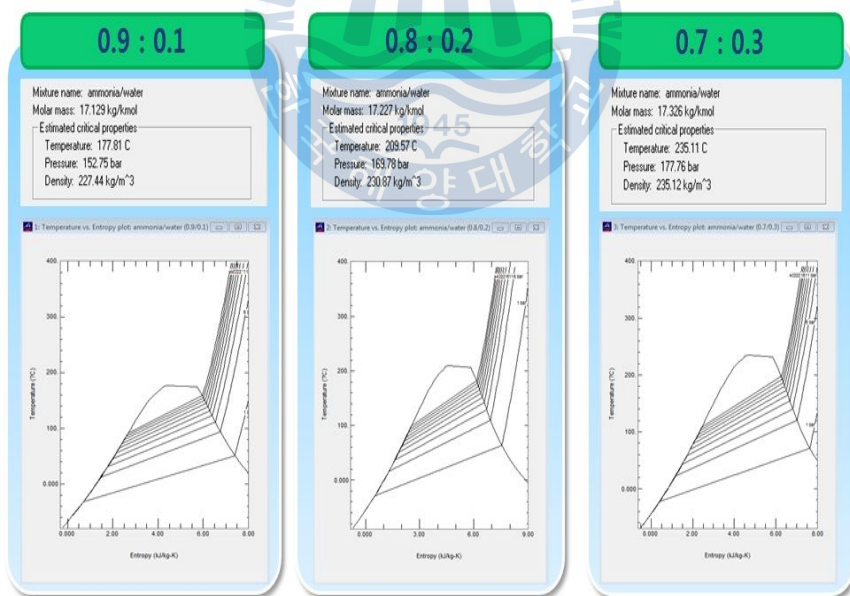


Fig.4-8 : T/S curve according to the amount of mixed ammonia

Fig.4-7은 암모니아와 물의 조성비에 따른 특성 곡선이다. 암모니아와 물의 조성비가

각각 0.9:0.1, 0.8:0.2, 0.7:0.3인 결과이다. 물이 더 많이 섞일수록, 끓는점이 높아지는 성향을 보이며 증발압력이 낮아지는 경향을 보인다. Fig.4-8은 암모니아와 물의 조성비에 따른 T/S선도를 보여준다. 물을 더 많이 섞을수록 얻을 수 있는 열용량이 커진다는 것을 알 수 있다. 또한, 단일 작동유체의 경우 열교환기를 통해 상태변화를 할 때 엔트로피만 상승하나, 혼합작동유체는 온도와 엔트로피가 동시에 상승하는 점을 볼 수 있다. 이런 환경에 맞는 조성비를 선택하여서 작동유체의 조성비를 선택하게 되면, 충분히 좋은 작동유체가 될 것으로 생각된다.

4.3 사이클 및 작동유체의 종류에 따른 열 해석 결과

OTEC의 출력과 효율을 상승시키기 위해서는 사이클의 효율, 작동유체의 선정, 터빈의 선정, 열교환기의 선정 등이 중요하다. 그 중에서도 우선적으로 사이클의 종류에 따른 출력과 효율특성에 대해 연구하였다. 시뮬레이션은 Aspen HYSYS를 이용하여 수행하였으며 사이클 내의 열손실은 없다는 가정에 수행하였다.

4.3.1 사이클종류에 따른 시뮬레이션 해석

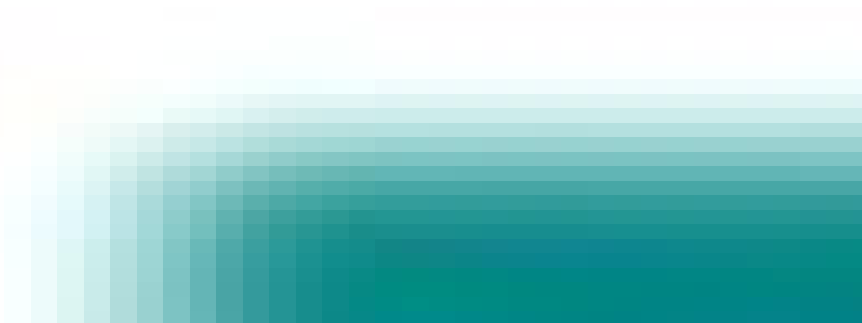


Fig.4-9 A result of the closed cycle simulation



Fig.4-10 : A result of the regeneration cycle simulation

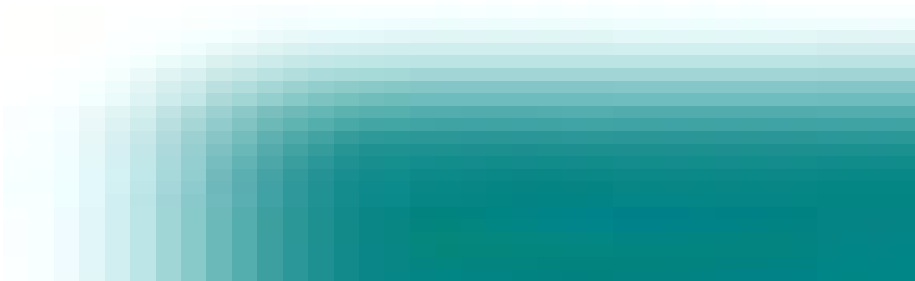
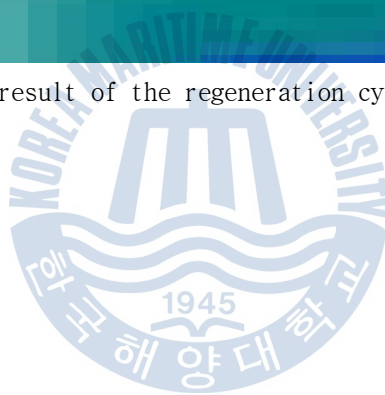


Fig.4-11 : A result of the Kalina cycle simulation



Fig.4-12 : A result of the Uehara cycle simulation

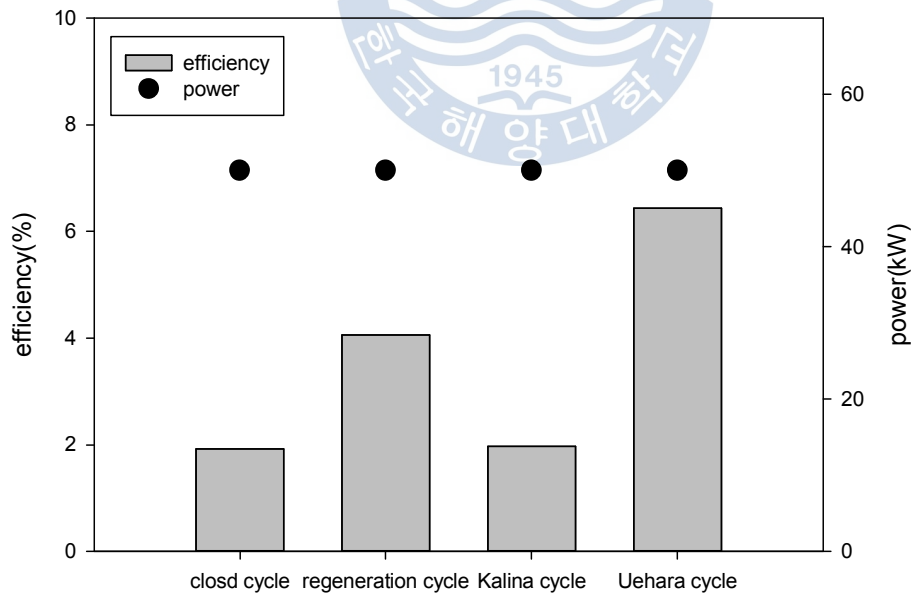


Fig.4-13 : Comparing the efficiency of the working cycles at the 50kW output

Fig.4-9는 밀폐사이클에 대한 시뮬레이션결과이다. 작동유체는 암모니아로 정하였으며, 표층수와 심층수의 조건은 같은 조건하에서 50kW로 출력을 일정하게 맞췄을 때에 나타난 결과를 나타낸다.

Fig.4-10은 재생사이클에 대한 시뮬레이션결과이다. 작동유체는 암모니아로 사용하였으며, 그에 따른 효율 및 출력을 계산하였다.

Fig.4-11은 칼리나사이클에 대한 시뮬레이션결과이다. 작동유체는 암모니아+물로 정하였고 암모니아:물의 조성비는 9:1의 비율로 혼합하였고, 그에 따른 효율 및 출력을 계산하였다.

Fig.4-12는 우에하라사이클에 대한 시뮬레이션결과이다. 작동유체는 암모니아+물로 정하였고 그 조성비는 암모니아:물의 비율이 9:1의 비율로 혼합하였고, 그에 따른 효율 및 출력을 계산하였다.

Fig.4-13은 위의 결과를 바탕으로 50kW의 출력을 일정하게 했을 때 사이클효율을 비교분석한 것이다. Fig.4-13을 보면 밀폐사이클의 경우는 가장 간단하며 실험하기 용이하며 관리하기가 상대적으로 좋다. 그것에 비해 약간 복잡하지만 효율을 생각한다면 재생사이클을 고려할 수 있을 것이다. 칼리나사이클은 재생사이클에 비해서는 같은 출력에서 효율이 낮음을 알 수 있었다. 이는 밀폐사이클과 재생사이클의 경우는 작동유체가 단일 냉매이나, 칼리나사이클과 우에하라사이클의 경우는 암모니아/물의 혼합물이기 때문에 비교하기에 어려운점이 있었고, 출력을 일정하게 고정하여서 이런 효율의 결과가 나온 것으로 사료된다. 효율에서는 같은 출력에서 비교했을 때에 우에하라사이클이 가장 높았다. 이는 예열시키는 열교환기가 많아지고, 최대한의 효율을 얻기 위한 사이클을 조성했기 때문에 이러한 결과가 나온 것이다. 현재 상용화하기에는 사이클이 너무 복잡하고 만들기 어렵기 때문에 국내외로도 시뮬레이션 연구는 이루어지고 있으나, 실제로 실험을 해서 검증하는 단계는 크게 이뤄지지 않고 있다. 따라서, 가장 현실성 있는 사이클로써는 현재 밀폐사이클과 재생사이클이 제일 적합한 것을 알 수 있다.

4.3.2 작동유체에 따른 사이클 출력 및 효율

OTEC에서 사이클의 효율과 출력에 미치는 중요한 요소로 작동유체가 있다. 작동유체에 의해 시스템의 안정성이 결정되며 터빈의 설계 및 제작에도 큰 영향을 끼치게 된다. 이런 중요한 요소를 작동유체에 따른 사이클의 효율과 출력에 중점을 맞춰서 시뮬레이션을 실시하였다.

Fig.4-14, Fig.4-15는 작동유체에 따른 출력 및 효율을 나타낸 그래프이다. 여기서 사이클은 국내외에서 활발히 진행되고 있는 밀폐사이클로 하였다. 작동유체는 암모니아, R22, 그리고, R407C, R410A에 대해 시뮬레이션 하였다. 출력은 암모니아가 단연 제일 컸다. 그 이유로는 열용량이 다른 냉매에 비해 가장 뛰어나기 때문에 같은 유량에서 가장 큰 출력을 보였다. 그래서 국외에도 실제 실험을 수행할 때에 암모니아를

가장 많이 사용하고 있다. 하지만 장기간 사용하면 부식성이 크고, 인체에 너무 해롭기 때문에 취급에 특히 주의를 요하는 작동유체이다. 그래서 관리만 잘되고, 부식성 문제만 해결된다면 좋은 작동유체로 생각된다.

Cycle효율 면에서는 R22가 2.05%로 가장 좋았다. 하지만 R22의 경우는 몬트리올 의정서에 의해 규제 대상이 되었고, 10년후 퇴출이 되기 때문에 그에 따른 대체 냉매 407C와 410A를 비교분석 했다. 출력과 효율을 보았을 때에, R22와 암모니아보다는 떨어지며 가격도 아직 고가의 제품이지만, R407C가 가장 근접한 출력과 효율을 보여주고 있다.

Fig.4-16은 작동유체에 따른 열교환기용량을 나타낸 것이다. 암모니아의 경우에는 그만큼 많은 출력을 내기 때문에 가장 용량이 큰 열교환기가 필요하다. 하지만 나머지 R22, R407C, R410A의 경우는 비슷한 용량을 볼 수 있다. 이러한 결과로 R407C와 R410A도 충분한 대체냉매로 고려할 수 있다.

위의 작동유체 외에 R1234ze(E)와 R1234yf가 최근에 주목을 받고 있다. 이것은 R407C와 R410A와 같이 ODP지수가 0인 작동유체를 혼합한 것이 아닌 새로운 냉매로 알려져 있다. 이 냉매의 장점으로 ODP와 GWP가 낮고, 기존의 R134a와 비슷한 성질을 나타내고 있어 기존의 cycle에도 큰 변화 없이 그대로 적용할 수 있다는 점이 있다. 단점으로는 기존의 시스템보다 초기비용이 비싸다는 점과 약간의 가연성을 보인다는 점이다.

Fig.4-17은 온도에 따른 포화증기압 곡선을 나타낸다. 기존의 암모니아보다는 포화증기압이 낮은 경향을 보인다. 그리고, R1234yf는 R134a와 유사한 곡선을 나타내고 있으며, R1234ze(E)가 가장 낮은 포화 증기압을 보여준다. 위의 결과를 바탕으로 암모니아와 R1234ze(E), R1234yf를 적용하였을 때에 표층수 온도 변화에 따른 사이클 출력과 효율을 비교하였다.

Fig.4-18과 Fig.4-19는 표층수온도 변화에 따른 사이클의 출력과 효율을 나타낸다. Fig.4-18을 보면, 출력은 R1234yf가 가장 큰 점을 볼 수 있다. 또한 21℃ 이하의 표층수 구간에서는 암모니아가 가장 낮은 출력을 보이고 있다. Fig.4-19에서 효율은 R1234ze(E)가 가장 높았으며, 암모니아가 가장 낮은 효율을 보이고 있다. 위의 결과로 보면 신 냉매로 주목받고 있는 R1234ze(E)와 R1234yf가 충분히 고려해 볼 만한 작동유체라는 것을 알 수 있었다.

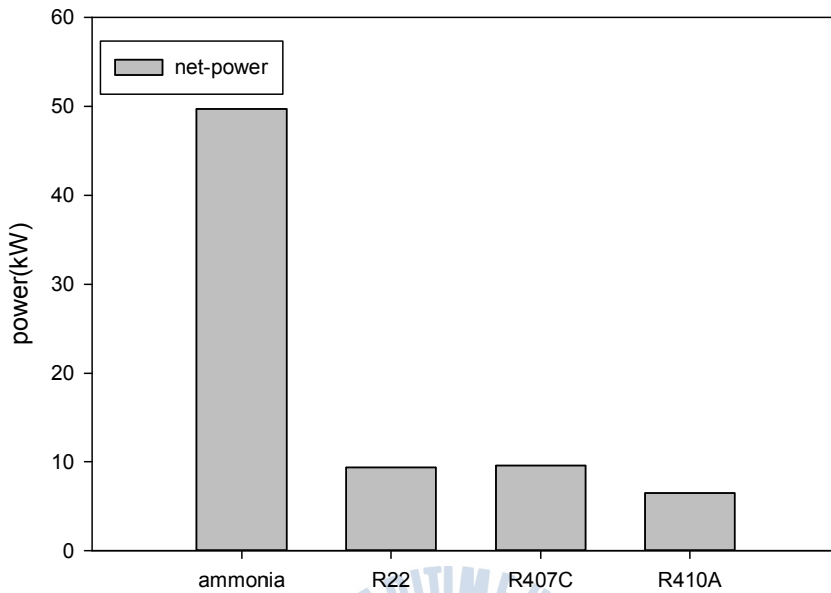


Fig.4-14 : Comparing a power of the working fluids

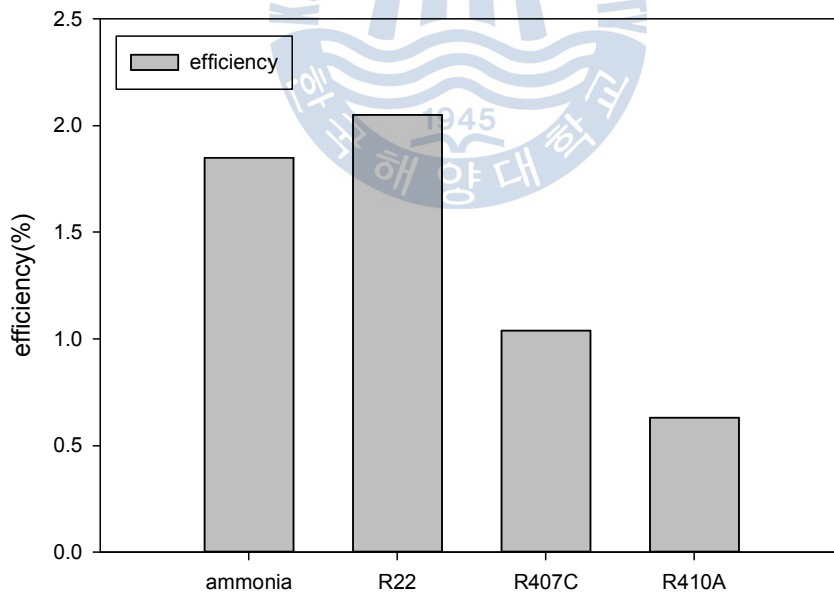


Fig.4-15 : Comparing a efficiency of the working fluids

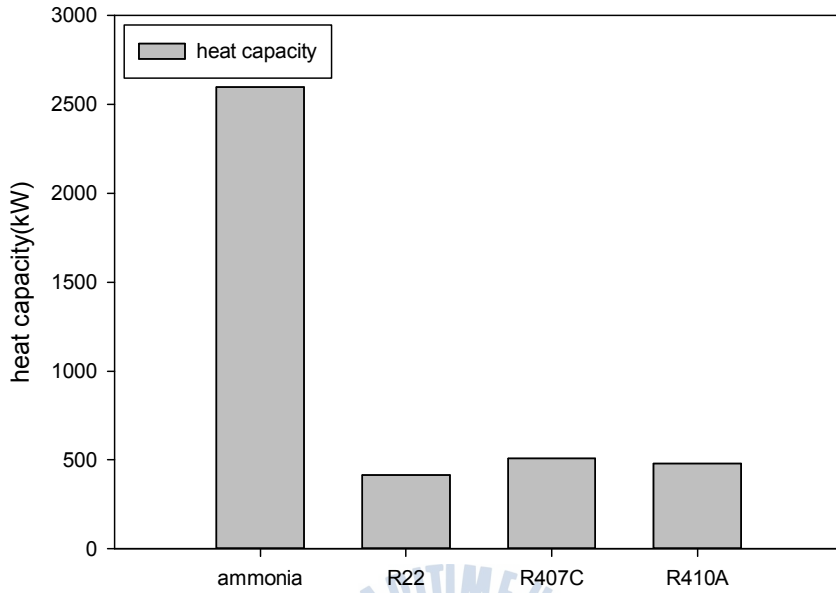


Fig.4-16 : Comparing the heat capacity of the working fluids

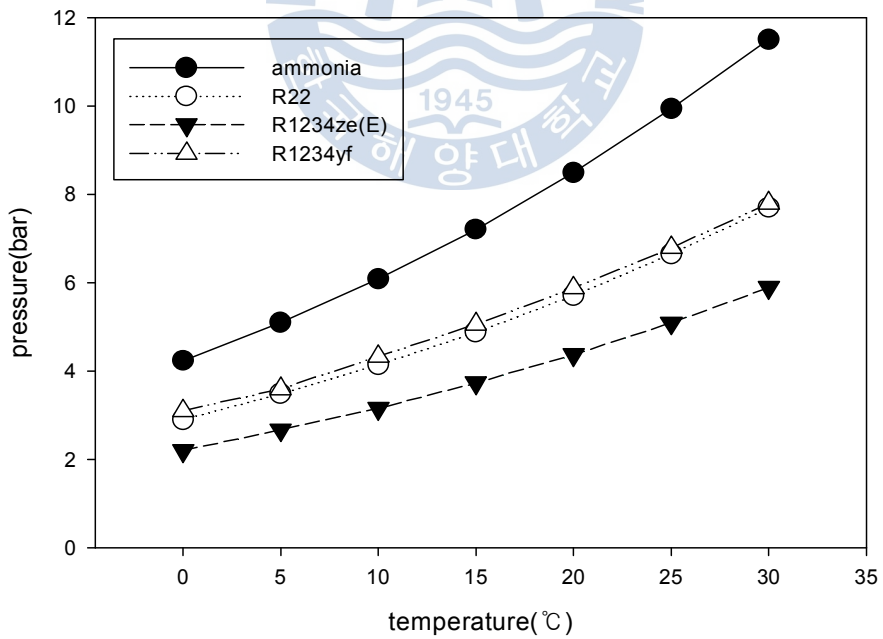


Fig.4-17 : Boiling pressure of the working fluids

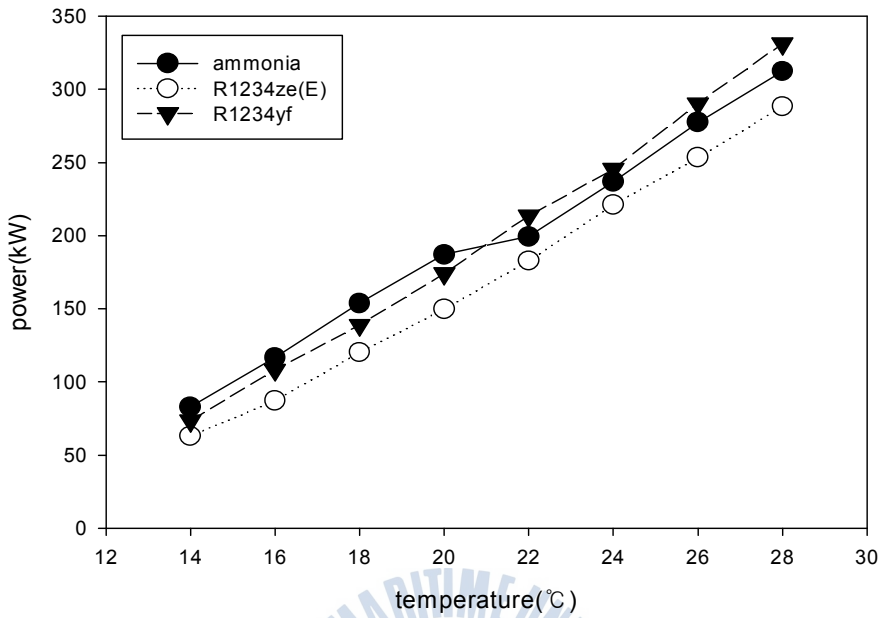


Fig.4-18 : Net-power of the cycle according to the surface seawater

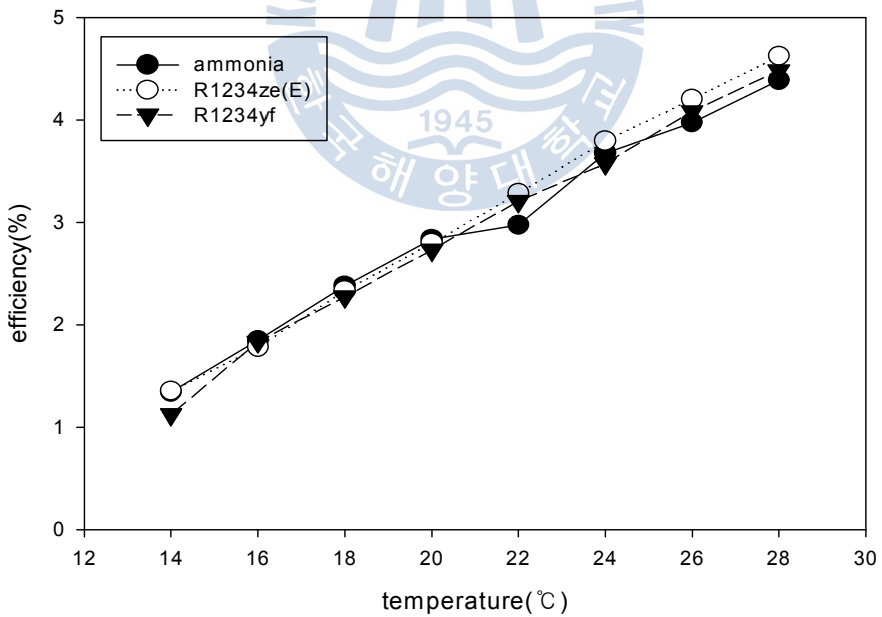


Fig.4-19 : Efficiency of the cycle according to the surface seawater

4.3.3 우에하라사이클의 암모니아 조성비에 따른 사이클 특성분석

OTEC 시스템에서 칼리나사이클과 우에하라사이클의 경우는 암모니아와 물의 혼합작동유체를 사용한다. 이는 암모니아와 물의 조성비에 따라서 사이클의 특성에 큰 영향을 미칠 수 있다. 그래서 본 논문에서는 효율이 더 좋은 우에하라 사이클에 암모니아 물 작동유체의 조성비에 따른 사이클특성을 비교해 보았다. 조성비는 0.88~1.0으로 정하여 그에 따른 해석을 수행하였다.

Fig.4-20은 암모니아 물 조성비에 따른 기체생성량을 나타낸다. 그림에서 보면 암모니아의 비율이 커질수록 기체 생성량이 많아진다. 이것은 같은 열원에서 암모니아가 끓는점이 물보다 낮기 때문에 암모니아가 많이 증발하여 유량이 증가하는 것을 볼 수 있다. Fig.4-21은 암모니아 물 조성비에 따른 출력을 보여준다. No.1 터빈은 선형적으로 증가하는 모습을 보이는데 시뮬레이션에서 입·출구 압력을 일정하게 정하였기 때문에 선형적으로 증가하는 모습이다. No.2는 0.98의 암모니아 비율에서 출력이 가장 큰 점을 확인 할 수 있다. 암모니아가 1.0일 때 생성되는 암모니아 유량에 비해 물을 혼합하여 콘덴서의 압력을 낮게 하여 터빈의 출구 압력(배압)이 더 낮아 졌기 때문에 출력이 더 높은 모습을 보인다. Fig.4-22는 암모니아 물 조성비에 따른 사이클효율을 보인다. 0.96일 때 사이클의 효율이 가장 높은 점을 보이고 있다. 이것은 0.98과 0.96의 출력 차이보다 필요로 하는 열교환기의 양이 더 낮았기 때문에 사이클효율은 0.96이 더 높게 나온 것이다. 그래서, 암모니아와 물의 혼합작동유체를 사용하는 사이클인 우에하라사이클은 조성비가 약 0.96~0.98이 가장 적절한 혼합비가 된다는 점을 확인할 수 있었다.

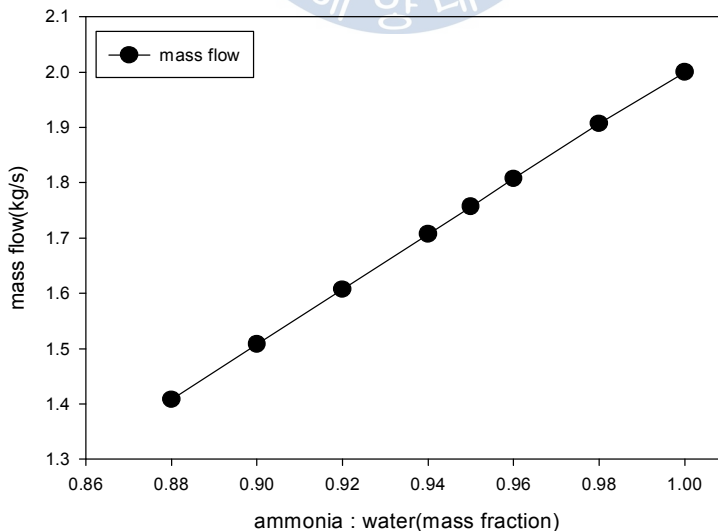


Fig.4-20 Mass flow according to the mass fraction of the ammonia

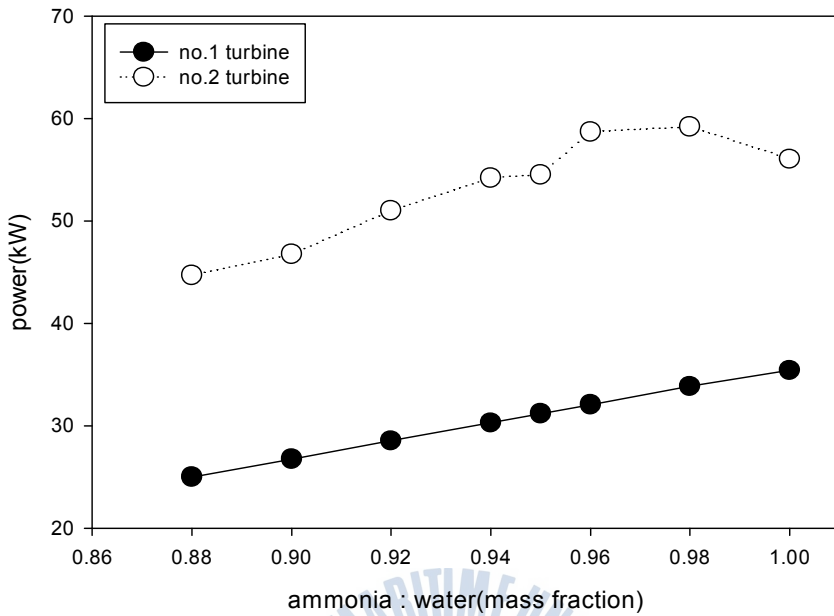


Fig.4-21 Power of the turbine according to mass fraction of the ammonia

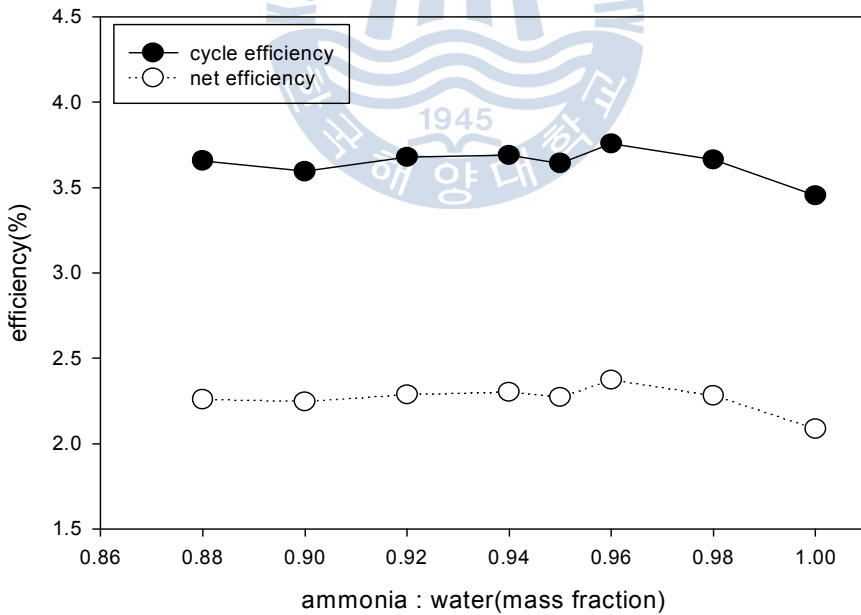


Fig.4-22 : Efficiency of the cycle according to mass fraction of the ammonia

4.3.4 터빈입구압력에 따른 사이클의 출력 및 효율

OTEC 시스템에서 터빈의 입구 압력에 따라 사이클의 출력과 효율이 달라질 수 있다. 표층수 온도의 경우는 가장 효율이 좋다고 판단되는 28℃로 설정하여 밀폐사이클과 재생사이클에서 해석을 수행 하였으며, 각 각의 작동유체와 터빈의 입구 압력에 따른 사이클의 출력과 효율을 비교분석 해보았다.

Fig.4-23은 작동유체는 암모니아를 사용하여 터빈의 입구 압력에 따른 사이클의 출력과 효율을 보여주고 있다. 터빈 입구압력이 8.9bar일 때에 가장 높은 출력인 28.34 kW와 1.67%의 효율을 보이고 있다.

Fig.4-24은 작동유체는 R22를 사용한 그래프이다. R22의 경우에는 터빈의 입구압력이 9.5bar일 때 4.15kW의 출력과 1.53%의 효율을 나타낸다.

Fig.4-25는 작동유체는 R407C를 사용했을 때의 그래프이다. R407C은 터빈의 입구 압력이 11bar일 때 3.96kW의 출력과 1.53%의 효율을 보이고 있다.

Fig.4-26는 작동유체는 R410A를 사용하였을 때 성능 그래프이다. R410A는 터빈의 입구압력이 14bar일 때에 출력이 5.13kW 그리고 효율이 1.71%를 나타내었다. 이상의 결과로부터 밀폐사이클에서 작동유체를 사용할 때 터빈입구 압력은 포화압력을 사용하는 것 보다는 포화압력보다 0.5~1.0bar 낮은 압력에서 사용하는 것이 출력과 효율에서 유리함을 알 수 있다. 또한 R22의 대체 냉매로써 R407C와 R410A가 출력과 효율에서 충분히 사용가능한 점을 확인할 수 있다.

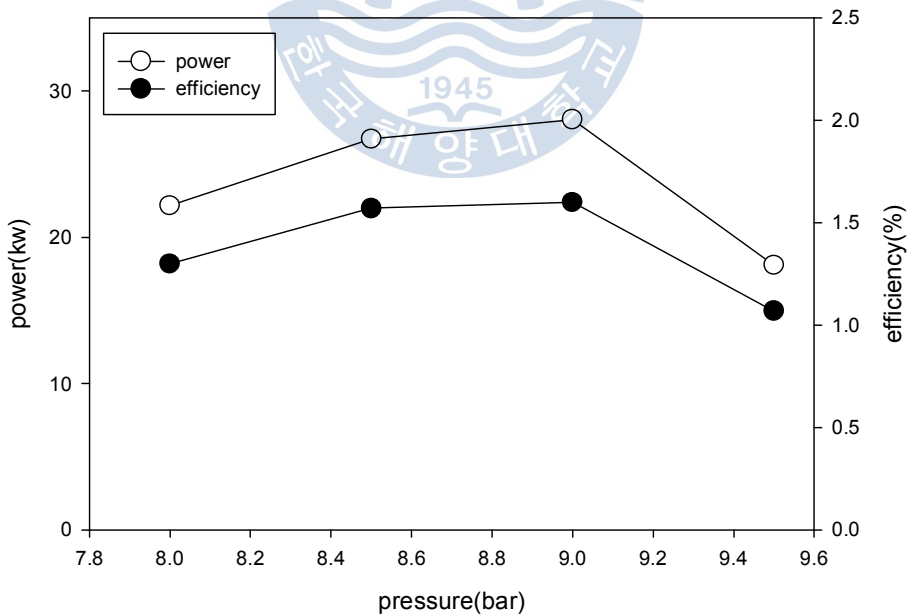


Fig.4-23 : The power and efficiency of the closed cycle(ammonia)

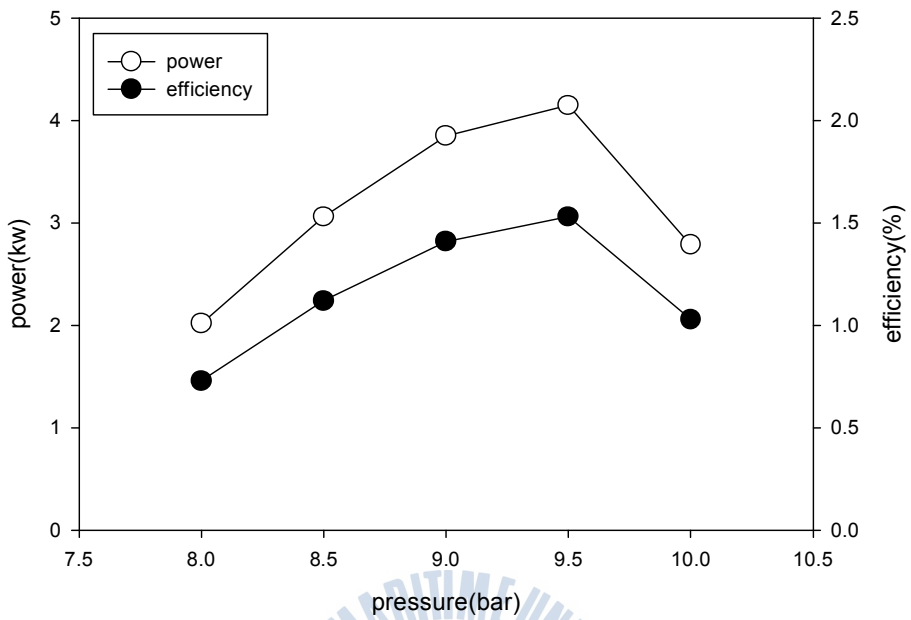


Fig.4-24 : The power and efficiency of the closed cycle(R22)

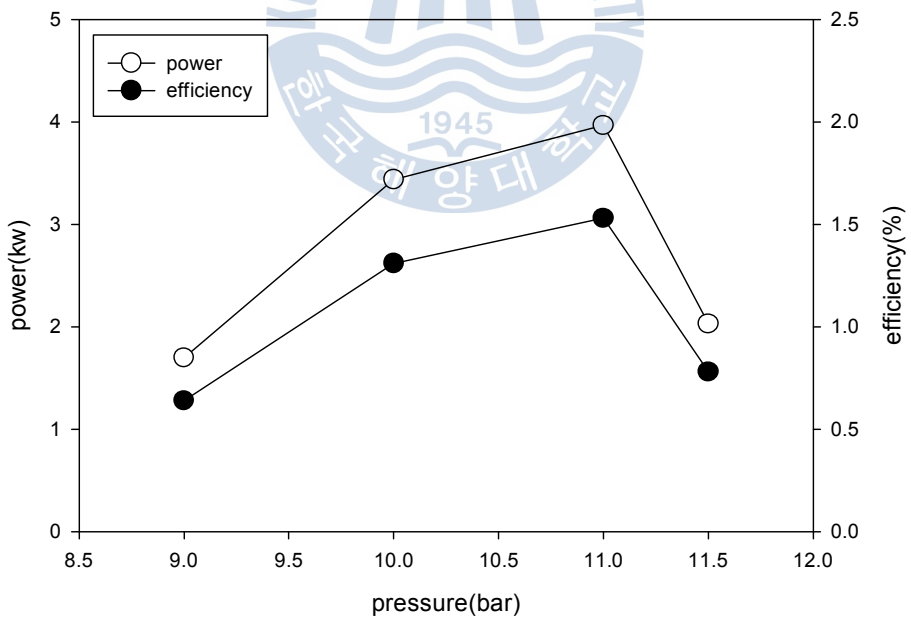


Fig. 4-25 : The power and efficiency of the closed cycle(R407C)

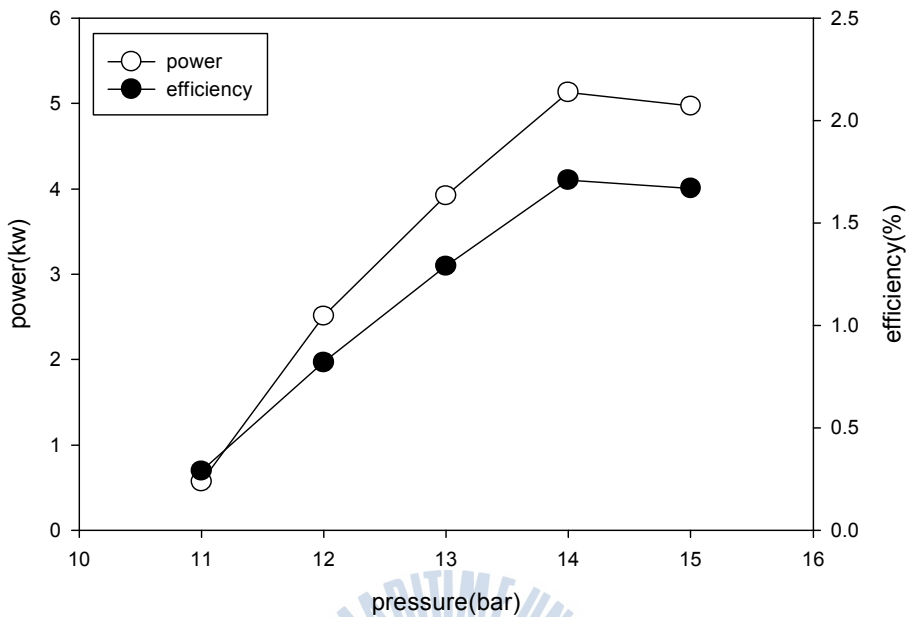


Fig.4-26 : The power and efficiency of the closed cycle(R410A)

Fig.4-27은 작동유체로 암모니아를 사용하여 터빈의 입구 압력에 따른 사이클의 출력과 효율을 보여주고 있다. 터빈 입구압력이 10.2bar일 때에 가장 높은 출력인 51.63kW와 3.05%의 효율을 보이고 있다.

Fig.4-28은 작동유체로 R22를 사용한 그래프이다. R22의 경우에는 터빈의 입구압력이 10.5bar일 때 7.5kW의 출력과 2.78%의 효율을 나타낸다.

Fig.4-29는 작동유체로 R407C를 사용했을 때의 결과이다. R407C는 터빈의 입구압력이 12.1bar일 때 7.61kW의 출력과 2.93%의 효율을 보이고 있다.

Fig.4-29는 작동유체로 R410A를 사용하였을 때의 성능 그래프이다. R410A는 터빈의 입구압력이 16bar일 때에 출력이 9.39kW 그리고 효율이 3.14%를 나타내었다. 이상의 결과로부터 재생사이클에서는 작동유체를 사용할 때의 터빈입구압력이 포화압력일 때에 출력과 효율이 가장 좋게 나타나는 것을 볼 수 있었다. 그리고 재생사이클에서도 R22의 대체냉매로 407C와 R410A에 대한 출력과 효율을 보았을 때 충분히 사용가능하다는 것을 알 수 있다.

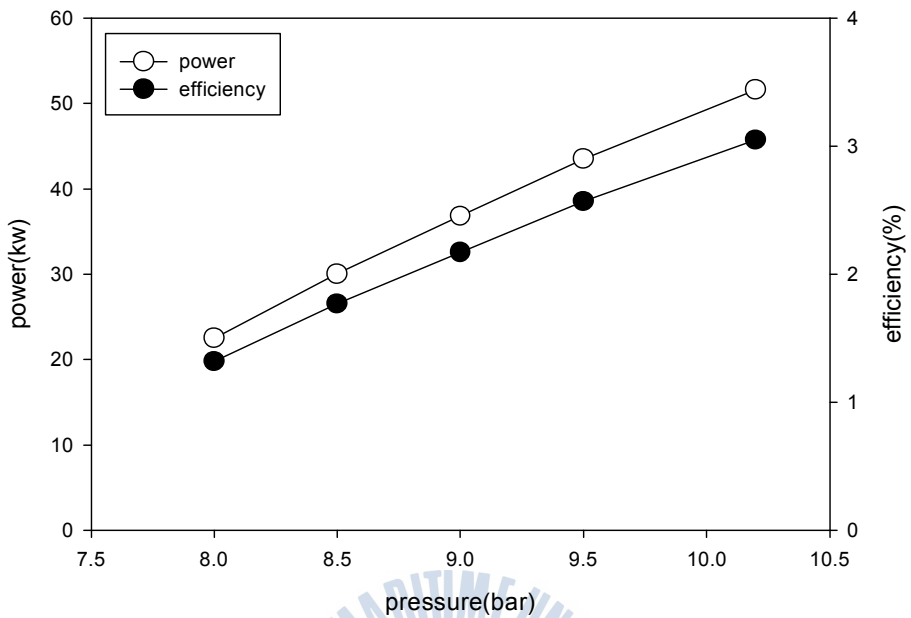


Fig.4-27 : The power and efficiency of the regeneration cycle(ammonia)

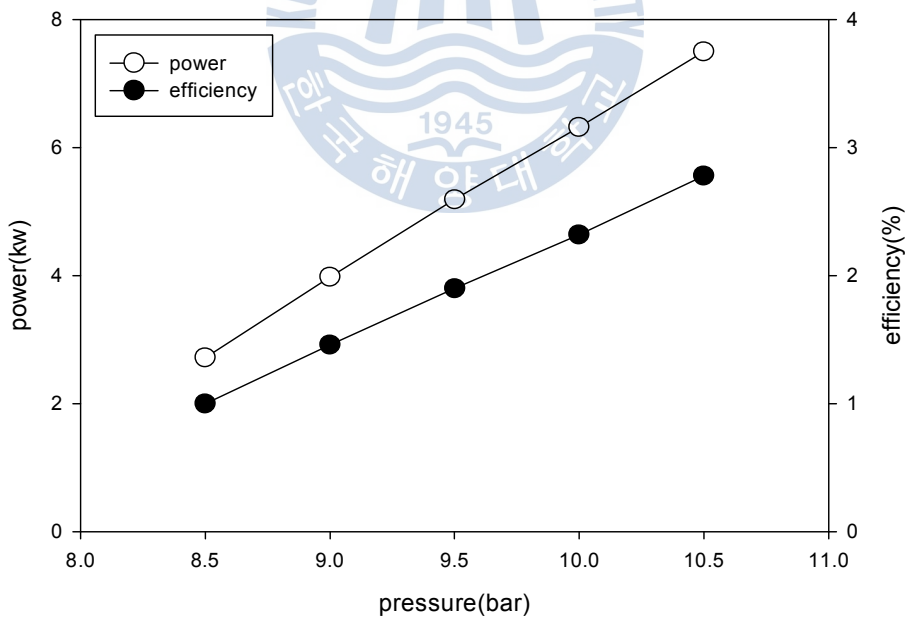


Fig.4-28 : The power and efficiency of the regeneration cycle(R22)

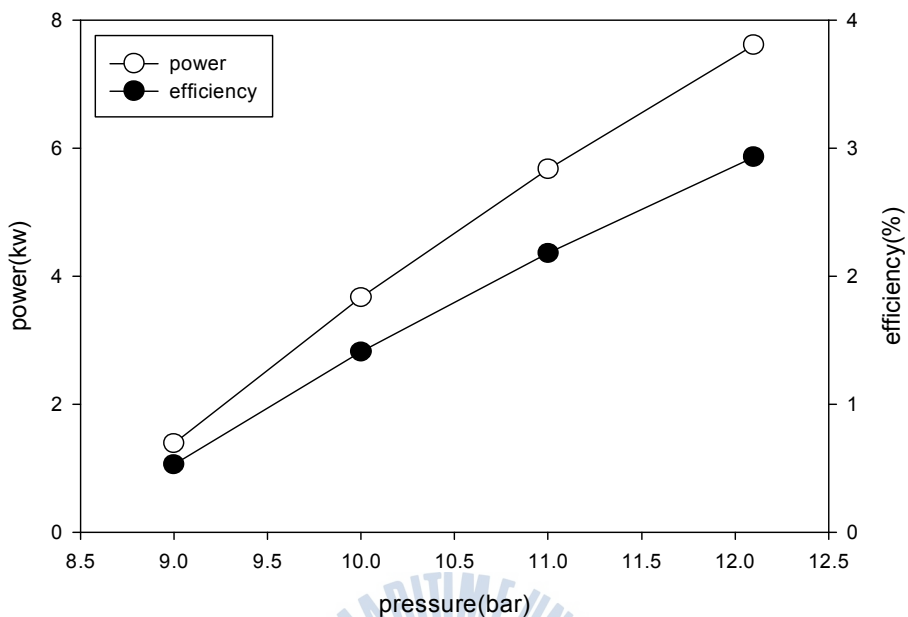


Fig.4-29 : The power and efficiency of the regeneration cycle(R407C)

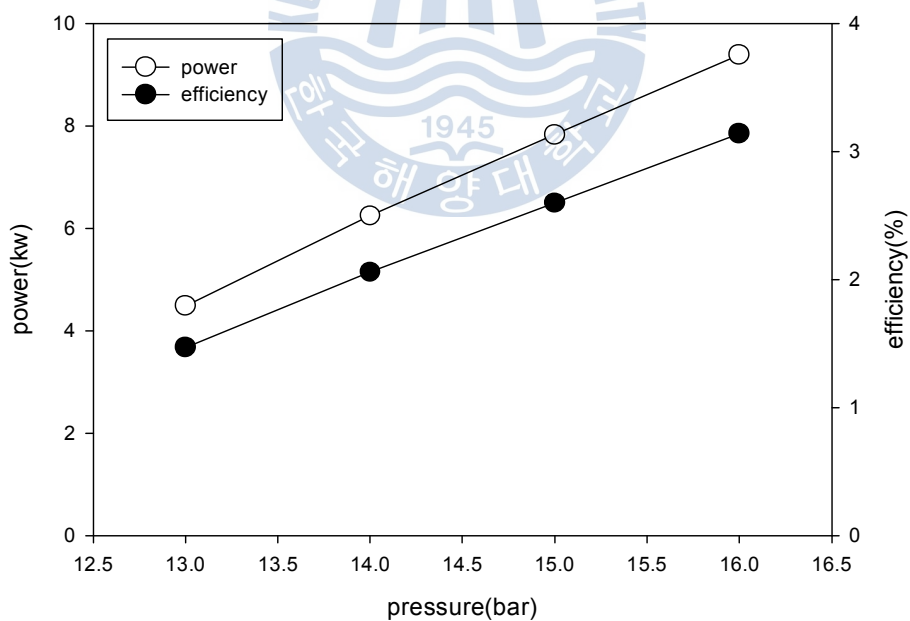


Fig.4-30 : The power and efficiency of the regeneration cycle(R410A)

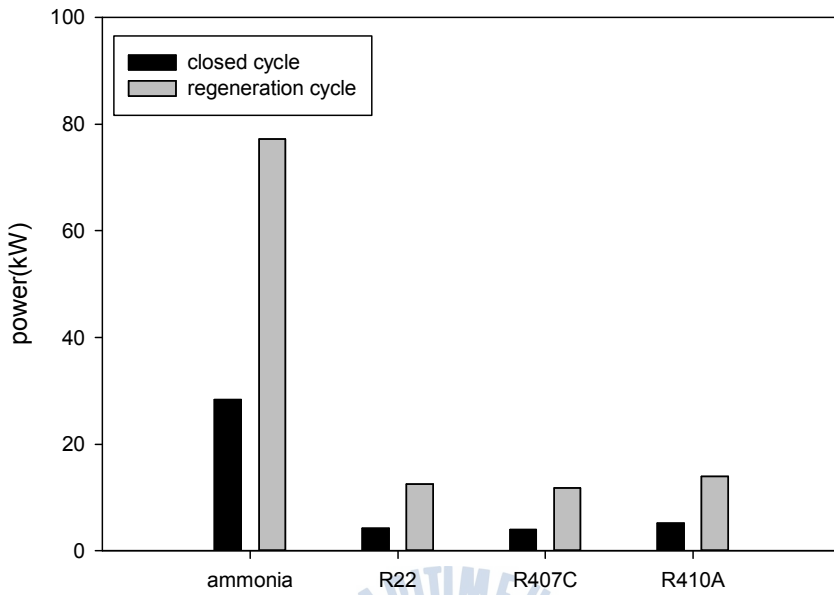


Fig.4-31 : The power of the closed cycle and regeneration cycle

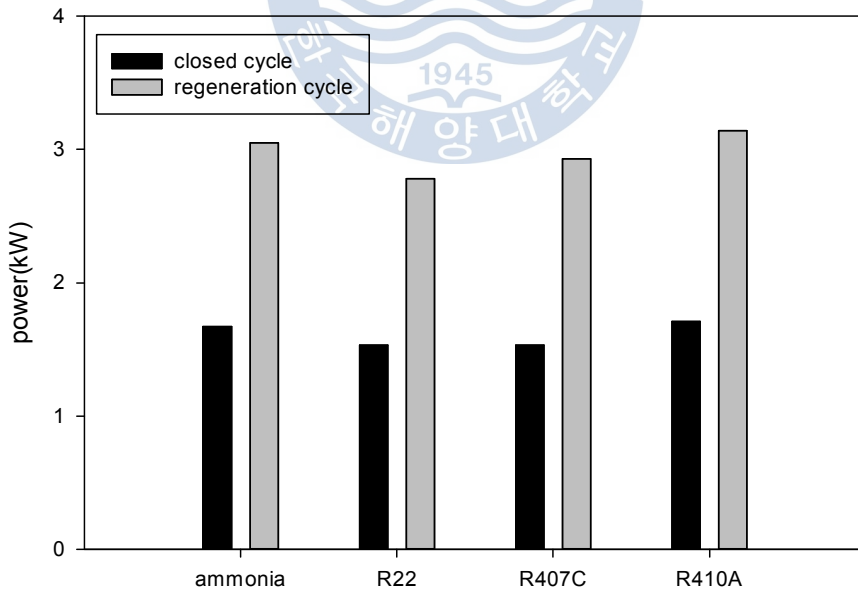


Fig.4-32 : The efficiency of the closed cycle and regeneration cycle

Fig.4-31을 보면 밀폐사이클과 재생사이클의 작동유체에 따른 출력을 보여준다. 출력은 암모니아가 77.16kW로 가장 큰 것을 알 수 있다. 같은 유량에서 큰 출력을 얻으려면 사이클에 상관없이 암모니아가 유리하다. 그리고, 밀폐사이클보다는 재생사이클이 전체적으로 출력이 높은 것을 알 수 있다.

Fig.4-32는 밀폐사이클과 재생사이클의 작동유체에 따른 사이클효율을 보여준다. 효율을 보면 작동유체 중 R410A가 가장 높은 효율인 3.14%를 나타내고 있다. R410A의 경우는 R22의 대체냉매로 고려되고 있는 냉매로 더 많은 연구가 진행되어야 할 것이다. 그리고, 밀폐사이클보다는 재생사이클이 효율에서 좋은 것을 알 수 있다. 이상의 결과로부터 작동사이클은 재생사이클이 출력과 효율에서 좋은 것을 알 수 있고, 작동유체로는 출력을 고려했을 때에는 암모니아, 효율을 고려할 때에는 R410A가 적합한 것을 알 수 있다.

4.3.5 표층수 온도에 따른 사이클의 출력 및 효율

OTEC의 경우에는 위에서 언급했던 두 가지 사이클 및 작동유체의 종류 이외에도 표층수 온도에 따라서도 달라진다. 표층수의 온도는 계절에 따라, 밤과 낮에 따라 다양하게 변하게 된다. 그 중에서도 밤과 낮에 따라서 표층수의 온도가 변했을 때 시뮬레이션을 수행하였다.

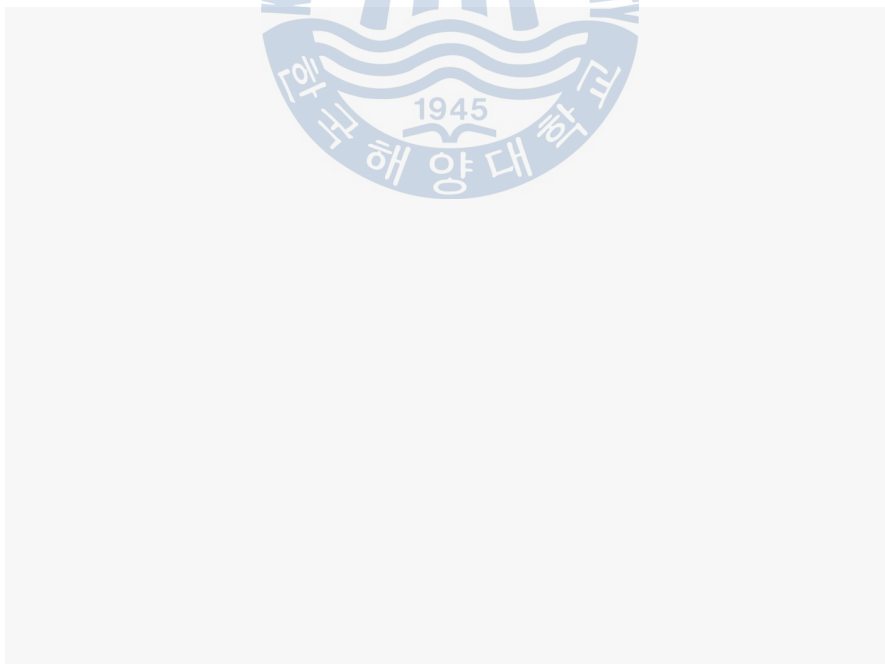


Fig. 4-33 : Power and efficiency of the cycle according to surface seawater temperature(closed cycle)

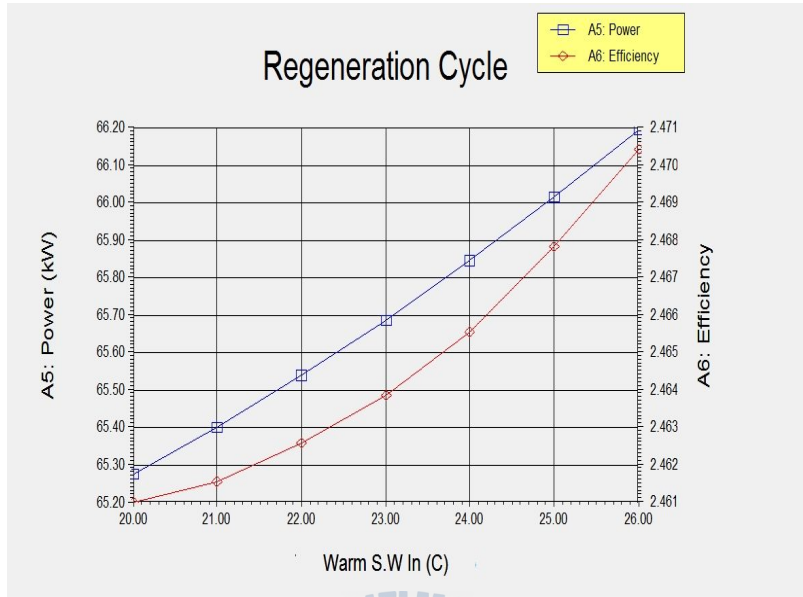


Fig. 4-34 : Power and efficiency of the cycle according to surface seawater temperature(regeneration cycle)



Fig. 4-35 : Power and efficiency of the cycle according to surface seawater temperature(Kalina cycle)



Fig. 4-36 : Power and efficiency of the cycle according to surface seawater temperature(Uehara cycle)

Fig.4-33, Fig.4-34, Fig.4-35, Fig.4-36은 표층수 온도에 따른 사이클효율 및 출력이다. 4가지 모두 온도상승에 따라 출력이 증가하지만 밀폐사이클과 재생사이클은 표층수 온도가 상승할 경우 지수함수적으로 증가하지만 칼리나사이클과 우에하라사이클은 그 증가정도가 느리게 증가하는 로그함수 적으로 증가함을 알 수 있다.

4.4 시뮬레이션결과

- 같은 출력에서의 효율은 우에하라사이클이 가장 크다. 상용화하기에는 아직 구조적인 어려움이 많다는 단점이 있다. 그래서 가장 현실성 있는 사이클로써는 현재 밀폐사이클과 재생사이클이 제일 적합한 것으로 사료된다.

- 밀폐사이클의 경우는 가장 간단할 뿐만 아니라 실험하기 용이하며 관리하기가 상대적으로 좋다. 그것에 비해 약간 복잡하지만 효율을 생각한다면 재생사이클을 고려할 수 있을 것이다.

- 작동유체에서는 출력의 측면에서 보면 암모니아가 좋다. 그 이유로는 열용량이 다른 냉매에 비해 암모니아가 가장 뛰어나기 때문에 같은 유량에서 가장 큰 출력을 보였다. 하지만 장기간 사용하면 부식성이 크고, 인체에 너무 해롭기 때문에 취급에 특히

주의를 요하는 작동유체이다. 그래서 관리만 잘되고, 부식성문제만 해결된다면 좋은 작동유체로 생각된다.

- 고온의 표층수 영역에서 출력은 R1234yf가 가장 큰 점을 볼 수 있다. 또한 21℃ 이하의 표층수 구간에서는 암모니아가 가장 낮은 출력을 보이고 있다. cycle 효율을 고려한다면 R1234ze(E)가 가장 높았으며, 암모니아가 가장 낮은 효율을 보이고 있다. 위의 결과로 R1234ze(E)와 R1234yf가 충분히 고려해 볼 만한 작동유체라는 것을 알 수 있었다.

- 우에하라사이클에서 암모니아 물 조성비에 따른 해석을 수행하였으며, 출력은 0.98:0.02, 효율은 0.96:0.04가 가장 높았으며, 0.96~0.98사이의 조성비가 가장 좋은 결과를 나타내었다.

- 사이클효율에서는 R22가 2.05%로 가장 좋았다. 하지만 R22의 경우는 몬트리올 의정서에 의해 규제 대상이 되었고, 10년 후에 퇴출이 되기 때문에 그에 따른 대체 냉매 407C와 410A를 비교분석 했다. 출력과 효율 면에서 보았을 때에, R22와 암모니아보다는 떨어지며 가격도 아직 고가의 제품이지만, R407C가 가장 근접한 출력과 효율을 보여주고 있다.

- 터빈의 입구 압력에 따른 사이클의 출력과 효율을 비교 하였을 때 밀폐사이클 및 재생사이클은 모두 출력은 암모니아가 가장 좋았으며, 효율은 R410A가 가장 좋았다.

- 밀폐사이클은 포화압력보다 낮은 압력에서 출력과 효율이 높았고, 재생사이클은 포화압력에서의 출력과 효율이 가장 좋았다.

- 밀폐사이클보다 재생사이클이 출력이 더 크고 효율에서도 약 2배정도 더 높은 cycle 효율을 보였다.

- 해수온도 변화에 따른 출력과 효율을 봤을 때에 4가지 모두 온도상승에 따라 출력이 증가하지만 밀폐사이클과 재생사이클은 표층수 온도가 상승할 경우 지수함수적으로 증가하지만 칼리나사이클과 우에하라사이클은 그 증가정도가 느리게 증가하는 로그함수 적으로 증가함을 알 수 있다.

3. 결 론

본 논문에서는 선박용폐열회수발전과 해양온도차발전에 적용하는 ORC사이클의 출력과 효율을 높이고자 함에 있어서 aspentech HYSYS 7.3버전을 이용하여 기존의 실험결과와 비교분석하여 타당성을 확인한 후 시뮬레이션을 수행하였다. 이를 통하여 ORC의 기본 개념 및 Peng-Robineson 방정식을 사용하여 사이클 및 작동유체의 종류에 따른 ORC의 특성을 비교분석하였으며, 선박용폐열회수발전에서 엔진의 부하에 따른 ORC의 시뮬레이션을 수행하였다. 또한 해양온도차발전의 표층수 수온과 터빈의 입구압력에 따른 시뮬레이션을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

선박용폐열회수발전

- 사이클의 종류에 따른 시뮬레이션 해석에서 재생사이클의 효율이 9.7%로 밀폐사이클보다 효율이 높았다.
- 작동유체의 종류에 따른 시뮬레이션 해석에서 solkatherm의 작동유체가 157.7kW, 14.6%로 가장 좋은 결과를 보였다.
- 선박의 주기관의 엔진 부하에 따른 시뮬레이션 해석을 수행하였으며, 50% 이하의 ORC시스템은 불안정성을 보이기 때문에, 50% 이상의 엔진부하에서 사용하는 시스템이 되어야 한다.

해양온도차발전

- 사이클의 종류에 따른 시뮬레이션 해석에서 우에하라사이클이 6.43%로 가장 높은 효율을 보였다.
- 작동유체에 따른 OTEC시스템의 결과로 R1234yf가 가장 높은 출력을 나타냈으며, R1234ze(E)가 4.62%로 사이클 효율이 가장 높았다.
- 해수온도 변화에 따른 출력과 효율을 비교했을 때 4가지 모두 온도상승에 따라 출력이 증가하지만 밀폐사이클과 재생사이클은 표층수 온도가 상승할 경우 지수함수적으로 증가하지만 칼리나사이클과 우에하라사이클은 그 증가정도가 느리게 증가하는 로그함수 적으로 증가함을 알 수 있었다.
- 우에하라사이클에서 암모니아 물 조성비에 따른 해석을 수행하였으며, 출력은 0.98:0.02, 효율은 0.96:0.04가 가장 높았으며, 0.96~0.98사이의 조성비가 가장 좋은 결과를 나타내었다.
- 터빈의 입구 압력에 따른 사이클의 출력과 효율을 비교 하였을 때 밀폐사이클은 포화압력보다 낮은 압력에서 좋은결과를 나타냈으며, 재생사이클은 포화압력에서 가장 높은 결과를 보였다.

참 고 문 헌

- [1] 차상원, 김유택, 모장오, 임태우, 이영호 “해양온도차발전 Closed and Regeneration Cycle의 기본 정특성”, 마린엔지니어링학회, 2012
- [2] 모장오, 김유택, 김만응, 오철, 김정환, 이영호 “선박 폐열을 이용한 100kW급 구심터빈 공력설계 및 CFD에 의한 성능해석”, 마린엔지니어링학회지, 제35권, 제2호, 2011
- [3] Rong-Hua Yeh, Tar-Zen Su, Min-Shong Yang "Maximum output of an OTEC power plant", Ocean engineering Vol.32, pp.685-700, 2005
- [4] 이호생, 정동호, 홍석원, 김현주 “폐열 이용 폐쇄형 해양온도차발전 사이클의 성능”, 한국해양공학회지, 제25권, 제1호, pp 80~84, 2011
- [5] 이호생, 김현주, 정동호, 문덕수 “폐쇄형 해양온도차발전 사이클 효율 향상 방안”, 마린엔지니어링학회지, 제35권, 제1호, pp 46~52, 2011
- [6] WANG Tong, DING Liang, GU Chuangang and YANG Bo, "Performance analysis and improvement for CC-OTEC system, Journal of Mechanical Science and Technology", Vol.22, pp. 1977~1983, 2008
- [7] Nam Jin Kim, Kim Choon Ng, Wongee Chun, "Using the condenser effluent from a nuclear power plant for Ocean Thermal Energy Conversion(OTEC)", International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol.36, pp.1008~1013, 2009
- [8] 서태범, “해양온도차발전 시스템의 소개”, 대한설비공학회지, 제30권, 제1호 pp 18~24, 2001
- [9] Satoru Goto, Yoshiki Motoshima, Takenao Sugi, Takeshi Yasunaga, Yasutuki Ikegami, Masatoshi Nakamura, "Construction of Simulation Model for OTEC Plant Using Uehara Cycle, Electrical Engineering in Japan, Vol.176, No.2, pp. 272~282, 2011
- [10] 김태국, “열시스템 설계 및 시뮬레이션”, 인터뷰전, 2004
- [11] 모장오, 김유택, 오철, 이영호 “베인노즐 출구각도에 따른 100kW급 구심터빈의 성능 및 내부유동의 영향”, 한국마린엔지니어링학회지, 제35권, 제6호, pp 757~764, 2011
- [12] Incropera, DeWitt, Bergman, Lavine , “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”, WILEY, Sixth edition, 2010
- [13] Aspen HYSYS Operation Guide, AspenTech, 2011
- [14] 김종보, 서태범 “해양온도차 발전(OTEC)플랜트 성능해석 및 최적화 연구” 국토해양부, pp 1~83
- [15] Noboru Yamada, Akira Hoshi, Yasuyuki Ikegami, "Performance simulation of solar-boosted ocean thermal energy conversion plant", Journal of Renewable energy, Vol.34, pp.1752~1758, 2009

- [16] 이상렬 “일본의 저온 폐열회수발전 시스템”, 누리미디어, pp 86~88, 2003
- [17] 최상근, “(보고싶은)냉동공학”, 건기원, 2009
- [18] Ulli Drescher, Dieter Bruggemann, "Fluid selection for the Organic Rankine Cycle(ORC) in biomass power and heat plants", Applied Thermal Engineering, Vol.27, pp.223~228, 2007
- [19] Bo-Tau Liu, Kuo-Hsiang Chien, Chi-Chuan Wang, "Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery", journal of Energy, Vol.29, pp.1207~1217, 2004
- [20] National Fire Protection Association, "www.nfpa.org"
- [21] Mario Gaia, "30 Years of Organic Rankine Cycle Development", 2011 ORC seminar, 2011
- [22] Tzu-Chen Hung, "Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids", Energy Conversion and Management, Vol.42, pp.539-553, 2001
- [23] Bahaa Saleh, Gerald Koglbauer, Martin Wendland, Johann Fischer, "Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles", Journal of Energy, Vol.32, pp.1210~1221, 2007



후기

본 논문은 2010년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지 기술평가원 (KETEP, 해수온도차발전(OTEC) 효율향상을 위한 작동유체 선정과 요소기술 개발) (No.2010T100101102) 및 지식경제부 지원 산업원천기술개발사업의 일환으로 추진되는 선박용 중저온 폐열 회수 발전 시스템 기술개발 과제(10040099)와 국토해양부의 지원으로 수행한 해양에너지 전문인력양성 사업의 연구의 일환으로 수행되었으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

(해수온도차발전(OTEC) 효율향상을 위한 작동유체 선정과 요소기술개발)

주관기관 : 한국해양대학교

(선박용 중저온 폐열 회수 발전 시스템 기술개발)

주관기관 : 성진지오택

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

(국토해양부 해양에너지 전문인력양성사업)

주관기관 : 한국해양대학교 해양인력양성사업단



감사의 글

한국해양대학교 해사대학을 졸업하고 3년간 승선생활을 마친 뒤 학문의 길을 시작하기가 쉽지 않았는데 돌이켜보면 많은 것을 배우고 경험한 대학원 석사과정생활이 된 것 같습니다.

참으로 부족한 저를 학문의 길로 불러 들여 오늘의 제가 있게 해주신 평생의 스승인 지도교수님 김유택 교수님께 진심으로 감사의 말을 전합니다. 또 부족한 논문을 세심히 수정해주신 임태우교수님, 이영호교수님께 감사의 말씀을 드립니다.

이 논문이 있기 까지 저에게 도움을 주신분이 너무 많습니다. 그 중에서도 해사대학관 161호에서 2년간 동고동락하며 처음 대학원에 들어와서 무엇을 해야될지 방황하며, 헤매고 있을 때에 많은 힘이 된 김도엽 선배님, 이종수 선배님, 최용석 선배님께 감사하다는 말 전하고 싶습니다. 또한 지금도 저와 같은 길을 걸으며 열심히 학문의 길을 걷고 있는 유동에너지 실험실 동료인 이윤호 선배님, 김종권, 윤학근, 이보형에게 감사의 말을 드립니다.

유동에너지실험실에서 있었던 2년간의 추억들은 인생에서 참 큰 의미 인 것 같습니다. 아침에 나와서 실험실에서 공부를 하고 밤늦게 집에 돌아가는 하루가 저에게는 항상 짧았던 것 같습니다. 가끔 공부가 하기 힘들고 지칠 때 저에게 힘이 되어준 친구들인 정원호, 이인건, 최정우, 김국진, 최정환, 진중국 동기님들께 고맙다는 말 해주고 싶습니다.

그리고, 대구에 갈 때마다 저에게 힘을 주고 같이 놀아주고, 제 인생에서는 빼 놓을 수 없는 저의 가장 친한 친구들인 조준신, 박순철, 김용근 친구에게 감사의 마음을 전합니다.

또한, 2006년 저의 영어선생님에서 시작한 인연에서 지금은 저의 뒤에서 항상 힘이 되어주시는 노유수 누나에게 진심으로 감사의 말 전하고 싶습니다.

이 논문이 나오기까지 아픈텐 없는지, 공부는 잘되는지 걱정해주시는 아버지, 밥은 잘 먹고 다니는지 항상 건강 챙겨주시는 어머니, 제가 없는 빈자리를 저 대신 부모님을 잘 모시고 있는 여동생까지 이 논문을 우리 가족들에게 바치고 싶습니다.

마지막으로 지면으로 통해서 일일이 언급을 하지 못했지만 그 동안 저를 아끼고 사랑 해주신 모든 분들께 다시 한번 진심으로 감사 드립니다.