



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.

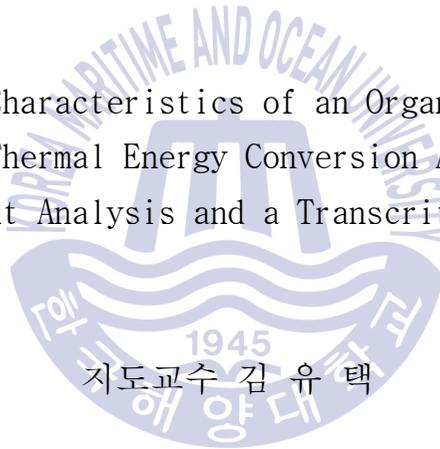
이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

핀치포인트분석 및 초임계 사이클에 따른
해양온도차발전용 유기랭킨사이클의
특성에 관한 연구

A Study on the Characteristics of an Organic Rankine Cycle
for Ocean Thermal Energy Conversion According to
Pinch Point Analysis and a Transcritical Cycle



지도교수 김 유 택

2017 년 2 월

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과

김 준 성

본 논문을 김준성의 공학석사 학위논문으로 인준함

위원장 공학박사 임 태 우



위 원 공학박사 강 호 근



위 원 공학박사 김 유 택



2016년 12월 12일

한국해양대학교 대학원

목 차

List of Tables	iii
List of Figures	iv
Nomenclature	viii
Abstract	ix

1. 서 론

1.1 연구배경	1
1.2 연구목적	4

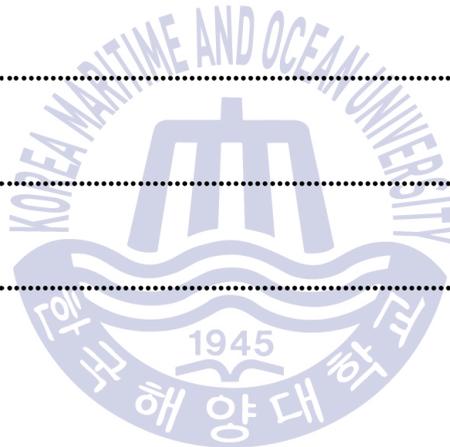
2. 사이클 및 작동유체에 따른 해양온도차발전용 사이클의 성능분석

2.1 개요	6
2.2 해양온도차발전용 사이클의 종류	8
2.3 분석조건	14
2.4 결과 및 고찰	19
2.5 요약	27

3. 핀치포인트온도차에 따른 유기랭킨사이클의 성능분석

3.1 개요	28
3.2 해양온도차발전용 사이클의 열역학적 해석	30
3.3 분석조건	33
3.4 결과 및 고찰	35

3.4.1 증발기 및 응축기 핀치포인트온도차의 영향	35
3.4.2 열원 및 열침 출구온도의 영향	40
3.5 요약	45
4. 초임계 유기랭킨사이클에 따른 성능분석	
4.1 개요	46
4.2 해양온도차발전용 초임계 사이클	48
4.3 분석조건	51
4.4 결과 및 고찰	54
4.5 요약	64
5. 결 론	65
참고문헌	68
감사의 글	74



List of Tables

Table 1	Safety classifications according to the ASHRAE safety group ...	14
Table 2	Information of the selected working fluids in this study (dry fluid and isentropic fluid)	15
Table 3	Information of the selected working fluids in this study (wet fluid)	15
Table 4	Basic design parameters for the thermodynamic cycle	17
Table 5	Basic design parameters for the thermodynamic cycle including independent variables of temperature in heat exchangers	34
Table 6	Information of the R744	50
Table 7	Basic design parameters for the thermodynamic cycle installing the solar collector	52

List of Figures

Fig. 1	Schematic of the OTEC potential around the world and the OTEC plants that are built or planned	2
Fig. 2	Schematic of the OTEC working principle	3
Fig. 3	Summary of the study contents	4
Fig. 4	Schematic diagram of the simple Rankine cycle	9
Fig. 5	T-s diagram of the simple Rankine cycle	9
Fig. 6	Schematic diagram of the Rankine cycle with open feedliquid heater	10
Fig. 7	T-s diagram of the Rankine cycle with open feedliquid heater	10
Fig. 8	Schematic diagram of the Rankine cycle with integrated regenerator	12
Fig. 9	T-s diagram of the Rankine cycle with integrated regenerator	12
Fig. 10	Schematic diagram of the Kalina cycle	13
Fig. 11	Thermal efficiency of the simple Rankine cycle	19
Fig. 12	Thermal efficiency of the Rankine cycle with open feedliquid heater for various pressure ratio	20
Fig. 13	Comparison of the thermal efficiencies between simple Rankine cycle and Rankine cycle with open feedliquid heater	21
Fig. 14	Thermal efficiency enhancement rates of the Rankine cycle with open feedliquid heater	21
Fig. 15	Comparison of the thermal efficiencies between simple Rankine cycle and Rankine cycle with integrated regenerator	22

List of Figures

Fig. 16	Thermal efficiency enhancement rates of the Rankine cycle with -th integrated regenerator	23
Fig. 17	Thermal efficiency of the Kalina cycle (NH ₃ /H ₂ O)	25
Fig. 18	Thermal efficiency of the Kalina cycle (R134a/R32)	25
Fig. 19	Thermal efficiency of the Kalina cycle (R152a/R32)	26
Fig. 20	Thermal efficiency enhancement rates of the Kalina cycle	26
Fig. 21	Definition of PPTD in T-s diagram of the simple Rankine cycle	30
Fig. 22	Exergy efficiency with respect to the PPTD at evaporator	36
Fig. 23	Cycle irreversibility with respect to the PPTD at evaporator ...	36
Fig. 24	EDF of RE245fa2 with respect to the PPTD at evaporator	37
Fig. 25	Exergy efficiency with respect to the PPTD at condenser	38
Fig. 26	Cycle irreversibility with respect to the PPTD at condenser	39
Fig. 27	EDF of RE245fa2 with respect to the PPTD at condenser	40
Fig. 28	Exergy efficiency with respect to the outlet temperature of heat -at source with PPTD = 2°C	41
Fig. 29	Cycle irreversibility with respect to the outlet temperature of heat -eat source with PPTD = 2°C	42
Fig. 30	EDF of RE245fa2 with respect to the outlet temperature of heat source with PPTD = 2°C	42
Fig. 31	Exergy efficiency with respect to the outlet temperature of heat sink with PPTD = 2°C	44

List of Figures

Fig. 32	Cycle irreversibility with respect to the outlet temperature of heat sink with PPTD = 2°C	44
Fig. 33	EDF of RE245fa2 with respect to the outlet temperature of heat sink with PPTD = 2°C	45
Fig. 34	T-s diagram of the transcritical simple Rankine cycle	49
Fig. 35	T-s diagram of the transcritical Rankine cycle with open feed-liquid heater	49
Fig. 36	T-s diagram of the R744	50
Fig. 37	Schematic diagram of the simple Rankine cycle for solar-boosted ocean thermal energy conversion	52
Fig. 38	Exergy efficiency of the subcritical simple Rankine cycle according to the turbine inlet pressure	55
Fig. 39	Exergy efficiency of the subcritical simple Rankine cycle according to the turbine inlet temperature	55
Fig. 40	Exergy efficiency of the transcritical simple Rankine cycle according to the turbine inlet pressure	58
Fig. 41	Exergy efficiency of the transcritical simple Rankine cycle according to the turbine inlet temperature	58
Fig. 42	EDF of the transcritical simple Rankine cycle according to the turbine inlet pressure	59
Fig. 43	Exergy efficiency of the transcritical Rankine cycle with open feedliquid heater according to the turbine inlet pressure	62

List of Figures

- Fig. 44** Exergy efficiency of the transcritical Rankine cycle with open feedliquid heater according to the turbine inlet temperature ·· 62
- Fig. 45** EDF of the transcritical Rankine cycle with open feedliquid heater according to the turbine inlet pressure 63
- Fig. 46** EDF distribution of the transcritical simple Rankine cycle (A) and the transcritical Rankine cycle with open feedliquid heater (B) ·· 64



Nomenclature

<i>EDF</i>	Exergy destruction factor	<i>Greeks</i>	
f_p	Pressure ratio	ε_{reg}	Regenerator effectiveness
h	Enthalpy	η	Efficiency
\dot{I}	Irreversibility rate	w	Acentric factor
\dot{m}	Mass flow rate		
P	Pressure		
P_{high}	High pressure		
P_{liq}	Liquid pressure		
P_{low}	Low pressure		
P_{mid}	Medium pressure		
P_{vap}	Vapour pressure		
\dot{Q}	Heat rate		
R	Gas constant		
s	Entropy		
T	Temperature		
T_0	Ambient temperature		
T_H	Heat source temperature		
T_L	Heat sink temperature		
T_R	Reduced temperature		
V_m	Molar volume		
\dot{W}	Power		
		<i>Subscripts</i>	
		c	Condenser
		crit	Critical
		csi	Cooling sea water inlet
		cso	Cooling sea water outlet
		e	Evaporator
		p	Pump
		pp	Pinch point
		r	Feedliquid heater
		t	Turbine
		th	Thermal
		total	Total
		wf	Working fluid
		wsi	Warm sea water inlet
		wso	Warm sea water outlet
		Π	Second law

A Study on the Characteristics of an Organic Rankine Cycle for Ocean Thermal Energy Conversion According to Pinch Point Analysis and a Transcritical Cycle

Kim, Jun Seong

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

Abstract

Due to the recent energy shortage, global warming, and environment pollution, the importance of energy saving and environment regulation is rapidly increasing. One of the methods to resolve these problems is using new renewable energy. Ocean thermal energy conversion, which is one way of using new renewable energy, is a power cycle utilizing the temperature difference between surface water and deep water. As ocean thermal energy conversion uses a heat source at low temperature, it is essential to use an organic Rankine cycle. Thus, this study examined the characteristics of an organic Rankine cycle for ocean thermal energy conversion according to pinch point analysis and a transcritical cycle.

First, thermal efficiency analysis on an organic Rankine cycle depending on various types of working fluid and cycle was conducted. A classic simple Rankine cycle, regenerative Rankine cycles, and a Kalina cycle were considered in the analysis. In addition, nine types of single working fluid and three types of mixed working fluid were selected. For cycle analysis

methods, pinch point analysis was conducted. As for single working fluid, thermal efficiency was the highest in RE245fa2 in a simple Rankine cycle and regenerative Rankine cycles. As for mixed working fluid, thermal efficiency was the highest when the composition ratio of NH_3 to H_2O was 0.9:0.1 in a Kalina cycle. Compared to a simple Rankine cycle, a Rankine cycle with open feedliquid heater, a Rankine cycle with integrated regenerator, and a Kalina cycle showed thermal efficiency increase rates of approx. 2.0%, 1.0%, and 10%, respectively.

Second, exergy analysis on the cycles at each heat exchanger was conducted considering the influence of pinch point temperature difference and that of outlet temperatures of a heat source and a heat sink. Thermodynamic performance was analyzed by applying seven types of working fluid to the cycles designed according to pinch point analysis. As a result of performance analysis, as pinch point temperature difference and the temperature difference between inlet and outlet of a heat source or a heat sink were low at each heat exchanger, second law efficiency increased but cycle irreversibility and exergy destruction factor decreased. In addition, cycle irreversibility largely changed where thermodynamic change occurred. Of the selected types of working fluid, RE245fa2 showed the most excellent thermodynamic performance.

Lastly, recent research related to a transcritical cycle of an organic Rankine cycle using a heat source at low temperature was reviewed. A transcritical cycle was made up of an solar-boosted ocean thermal energy conversion system using R744, economical and stable working fluid, and then thermodynamic performance analysis was conducted according to the state of turbine inlet. As a result, a transcritical cycle showed better thermodynamic performance as turbine inlet temperature was high. On the other hand, turbine inlet pressure of a transcritical cycle showed better thermodynamic performance than a subcritical cycle only in the optimized state. Compared to an optimized transcritical simple Rankine cycle, an optimized transcritical Rankine cycle with open feedliquid heater showed increased second law efficiency and reduced cycle irreversibility.

KEY WORDS: Ocean thermal energy conversion 해양온도차발전; Organic Rankine cycle 유기랭킨사이클; Pinch point analysis 핀치포인트분석; Transcritical cycle 초임계 사이클



제 1 장 서 론

1.1 연구배경

전 세계적으로 에너지 고갈, 지구온난화 및 환경오염과 관련된 문제로 인하여 에너지 절감 및 이산화탄소 배출감소에 대한 중요성이 날로 커지고 있다(Yang & Yeh, 2014). 기존 화석연료를 이용한 에너지 사용의 문제를 해결하기 위한 방법으로 신재생에너지 및 청정에너지를 이용하는 방법이 대두되고 있는 실정이다. 신재생에너지는 바이오매스, 해양, 산업폐열, 지열, 태양열 등 종류가 다양하며 친환경적이고 지속가능하다는 장점이 있다. 신재생에너지원 중 하나인 해양은 지구 표면의 70% 이상을 차지하고 있으며, 지구에 도달하는 태양에너지를 저장하는 주요 매체이다. 수심이 깊어질수록 해수의 온도는 감소하여 수심 800-1,000m의 해수온도는 약 2~7°C인 반면 표층수는 태양에너지를 흡수하여 심층수와 비교하여 상대적으로 온도가 높다(Tchanche et al., 2014).

해양온도차발전(OTEC; Ocean Thermal Energy Conversion)이란 태양에너지로부터 비롯된 표층수와 심층수의 온도차를 이용하여 발전하는 동력사이클을 의미하며, 표층수와 심층수의 온도차가 20°C 이상일 경우 해양온도차발전은 충분한 경제성을 확보할 수 있다(Yang & Yeh, 2014). 해양온도차에너지는 지속가능한 청정에너지라는 장점이 있으며, 연간 인류가 요구하는 에너지의 약 4,000배에 달한다(Vega, 2003).

해양온도차발전은 1881년 프랑스 물리학자 d' Arsonval에 의해 처음 제안되었으며, 1926년 그의 제자인 George Claude에 의해 실증적인 실험이 성공적으로 이루어졌다(Tchanche et al., 2011). 근래에는 Fig. 1과 같이 미국과 일본과 같은 국가들에서 해양온도차발전에 대한 이론적 연구를 기반으로 실증실험에 대한 연구가 수행되고 있다(Kim et al., 2012).

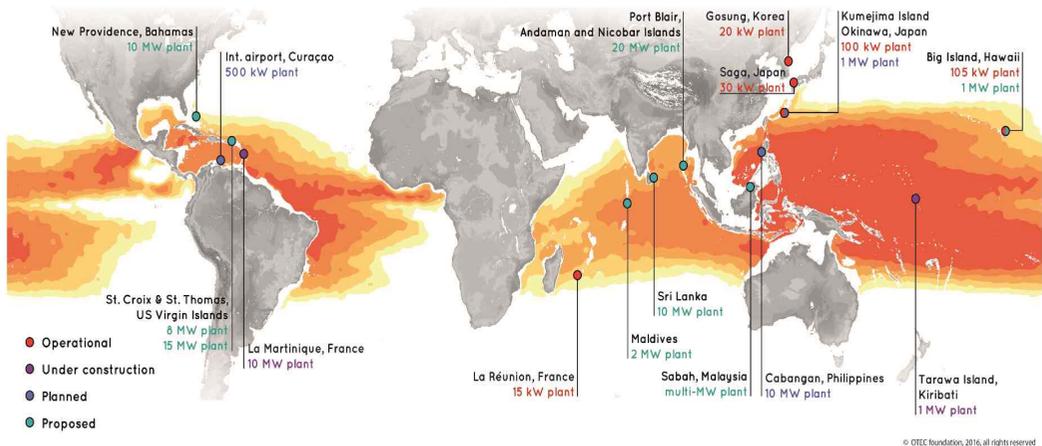


Fig. 1 Schematic of the OTEC potential around the world and the OTEC plants that are built or planned (source : OTEC Foundation)

한편, 고전적으로 다양한 발전시스템에 이용되어 온 증기랭킨사이클은 물을 작동유체로 사용하며, 기준끓는점이 100°C이다. 증기랭킨사이클에 100°C 이하의 열원을 적용할 경우 팽창기의 구동에 필요한 팽창비를 확보할 수 없으며, 100~370°C 이하의 열원에서는 경제성이 부족하다(Hung et al., 1997). 앞서 언급한 바이오매스, 해양, 산업폐열, 지열, 태양열 등의 신재생에너지 열원은 기존의 증기랭킨사이클에서는 회수가 불가하거나 경제성의 이유로 회수하지 않았으나 최근 유기랭킨사이클(ORC; Organic Rankine Cycle)을 이용하여 저온의 열원으로부터 에너지를 회수하려는 시도가 이어지고 있다. 유기랭킨사이클은 물에 비해 비등점이 매우 낮은 탄화수소화합물 또는 유기냉매를 작동유체로 이용하며 저온의 열원만으로도 작동유체를 고압의 기체 상태로 비등시킨다(Kim, 2015).

Fig. 2와 같이 해양온도차발전은 열원인 표층수의 온도가 25~30°C, 심층수와 표층수의 온도차가 20°C 내외로 온도범위가 매우 낮다. 또한 시스템의 효율이 약 3~5%에 불과하므로 고도의 기술력이 요구되는 유기랭킨사이클의 사용이 불가피하다. 유기랭킨사이클에서 사용가능한 저온 열원 중에서 비교적 낮은 온도 범위에 속하는 해양온도차발전용 유기랭킨사이클은 낮은 시스템 효율을 개선하

기 위해 Tchanche et al. (2011), Soto and Vergara (2014)는 효과적이고 경제적인 기술에 대한 연구가 필요하다고 언급한다.

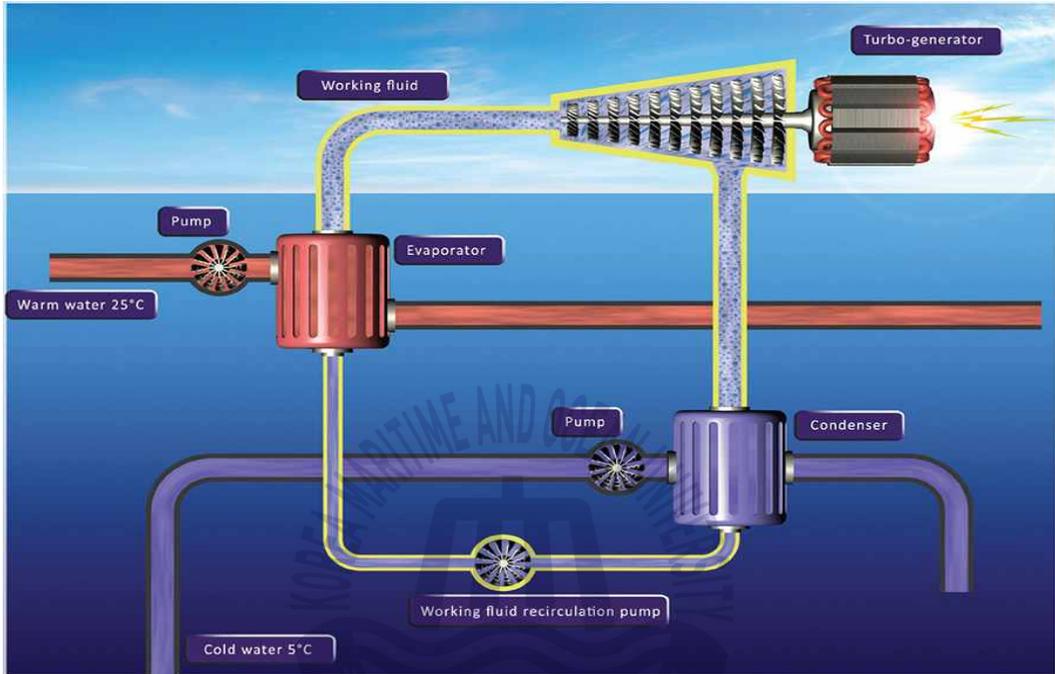


Fig. 2 Schematic of the OTEC working principle (source : <http://resource.ansys.com/About+ANSYS/ANSYS+Advantage+Magazine/Power+from+the+Sea>)

해양온도차발전에 대한 연구로 해양온도차발전에서 일반적으로 이용하고 있는 밀폐형 사이클(closed cycle), 저압 증발기를 이용해 표층수 자체를 증발시켜 작동유체로 이용하는 개방형 사이클(open cycle), 밀폐형 사이클과 개방형 사이클을 복합적으로 이용하는 하이브리드형 사이클(hybrid cycle) 등을 기반으로 사이클 설계에 대한 연구가 이루어지고 있다. 또한 해양온도차발전설비의 설비 규모와 터빈의 출력 및 사이클 효율에 큰 영향을 미치는 작동유체 선정에 대한 연구 및 작동유체가 가지는 에너지를 유용한 기계적 에너지로 변환시키는 터빈에 대한 연구 등을 통해 현재 다양한 해양온도차발전용 유기랭킨사이클의 열역학적 성능분석이 수행되고 있는 실정이다.

1.2 연구목적

본 연구에서는 해양온도차발전용 유기랭킨사이클에 대한 연구에 있어 주요하게 거론되고 있는 사이클 설계기법에 대한 최근 연구경향에 대해 살펴보며, 다양한 설계인자가 반영된 열역학적 사이클 설계 및 각 사이클의 성능분석을 수행하였다. 이를 통해 해양온도차발전용 유기랭킨사이클의 열역학적 성능향상을 도모할 수 있는 최적의 사이클 설계기법에 대해 고찰하는 것을 본 연구의 목적으로 하였다.

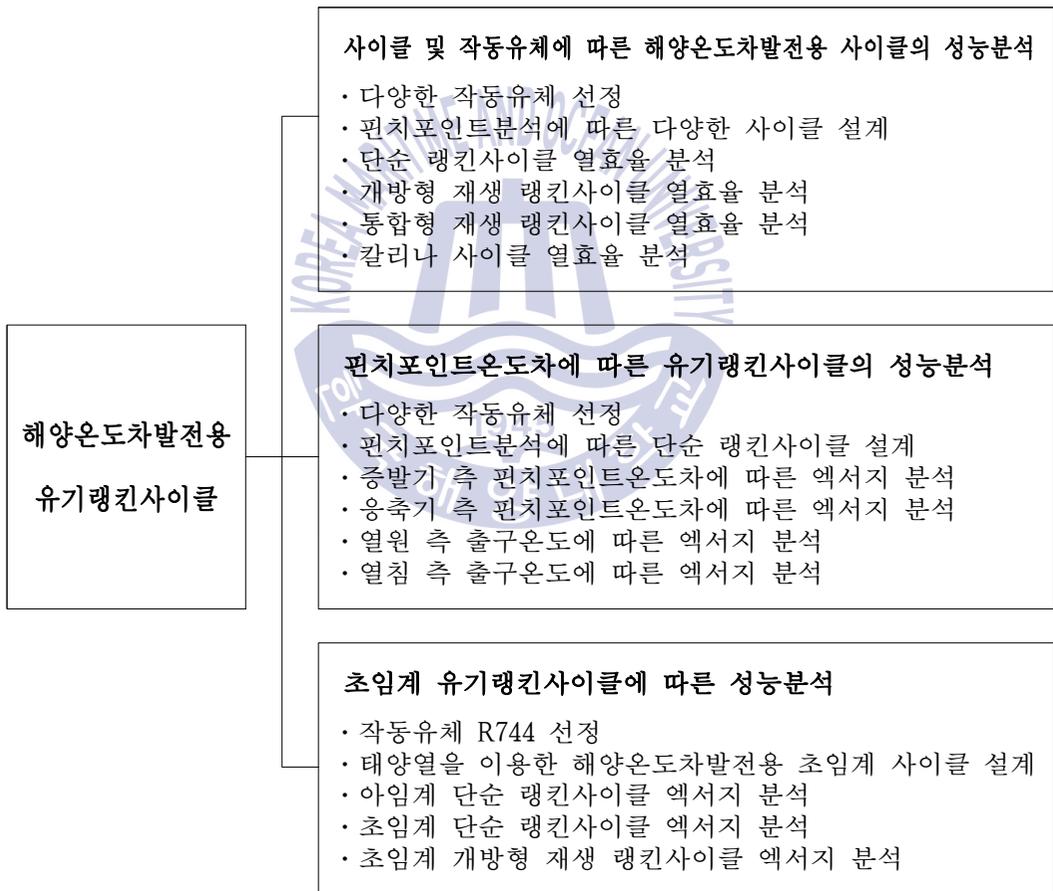


Fig. 3 Summary of the study contents

Fig. 3은 본 연구의 연구내용에 대해 요약하여 나타내었다. 2장에서는 핀치포인트분석 기법을 이용하여 다양한 사이클과 작동유체에 따른 사이클 열효율 비교분석을 수행하였다. 앞서 언급한 밀폐형 사이클을 기준으로 구성된 단순 랭킨사이클, 개방형 재생 랭킨사이클, 통합형 재생 랭킨사이클 및 칼리나 사이클에 운전조건, 환경적 요인 및 안전성 등을 고려하여 선별한 작동유체를 적용하여 연구를 수행하였다.

3장에서는 단순 랭킨사이클에서 핀치포인트온도차의 영향에 따른 엑서지 분석을 수행하였다. 분석방법으로 다양한 작동유체를 적용하여 증발기 측 열원 및 응축기 측 열침과 작동유체와의 핀치포인트온도차 변화에 따른 사이클의 열역학적 성능에 대하여 연구를 수행하였다. 또한 고정된 핀치포인트온도차에서 열원 및 열침의 출구 측 온도변화에 따른 사이클의 성능변화에 대해서도 비교분석을 수행하였다.

4장에서는 작동유체 R744를 이용한 초임계 사이클을 구성하여 엑서지 분석을 수행하였다. 터빈입구상태에 따른 아임계 사이클과 초임계 사이클의 열역학적 성능을 비교분석하였다. 또한 초임계 사이클의 성능향상을 위해 초임계 개방형 재생 랭킨사이클을 구성하여 성능분석을 하였다.

열역학적 성능분석을 위한 해석도구로는 열역학적 공정 및 사이클의 상용설계프로그램인 AspenTech사의 HYSYS를 사용하였다.

제 2 장 사이클 및 작동유체에 따른 해양온도차발전용 사이클의 성능분석

2.1 개요

사이클의 구성은 해양온도차발전용 유기랭킨사이클의 열역학적 성능과 경제성에 있어 큰 영향을 미친다. 사이클의 구성에 대해 살펴보면 기본적으로 고전적인 단순 랭킨사이클이 있다. 그리고 해양온도차발전용 유기랭킨사이클의 효율개선을 도모하기 위해 기본적인 단순 랭킨사이클에 재열 및 재생 등의 방법을 이용하여 구성된 다양한 응용 사이클이 있다. 또한 $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 혹은 R32/R134a와 같은 혼합 작동유체를 사용하는 칼리나 사이클(Kalina cycle)은 기존 사용되어왔던 유기랭킨사이클의 대안으로 제시되고 있다(Uehara & Ikegami, 1995; Goto et al., 2011). 최근 태양열을 이용하여 열원의 온도를 상승시키는 방법을 통해 기존 해양온도차발전용 사이클의 효율 상승을 도모한 사이클이 제안되기도 하였다(Yamada et al., 2009).

한편 작동유체는 유기랭킨사이클의 열역학적 효율 및 경제성에 있어 큰 영향을 미치는 요소이다. 이에 따라 많은 연구자들에 의해 유기랭킨사이클에 유리한 작동유체 선정에 관한 연구가 수행되어왔다(Maizza, V. & Maizza, A., 1996; Tchanche et al., 2009; Chen et al., 2010; Wang et al., 2011; Le et al., 2014). 해양온도차발전용 작동유체로는 고전적으로 순수유체인 NH_3 와 R22가 사용되어왔다(Kim et al., 2012). 그러나 몬트리올 의정서에 따라 CFC 및 HCFC 계열의 유기냉매의 사용이 규제되었으며, NH_3 의 부식성 및 독성에 대한 문제로 인하여 R134a, R152a, RE245fa2 등과 같은 순수냉매가 해양온도차발전용 작동유체로 거론되고 있다(Maizza, V. & Maizza A., 1996). Yoon et al. (2013)은 단일냉매 15종과 혼합냉매 16종을 해양온도차발전용 사이클에 적용하여 단일 냉매로는

R32가 효율적인 면에서 가장 적합함을 제시하였고, R32/R134a, R32/R152a와 같은 혼합 냉매 또한 해양온도차발전용 작동유체로서 유리하다는 연구 결과를 보였다(Yoon et al., 2013).

한편 작동유체 및 사이클에 따른 유기랭킨사이클의 열역학적인 분석에 핀치 포인트온도차(PPTD; Pinch Point Temperature Difference)를 이용한 연구가 있다(Wang et al., 2012; Li et al., 2012; Guo et al., 2014; Aydin et al., 2014). PPTD는 열교환기에서 열원 혹은 열침과 작동유체의 최소온도차이며, 열교환기의 비용과 규모를 결정하는 중요한 변수이다(Li et al., 2012). 또한 열원 및 열침의 온도변화와 PPTD를 정의하여 사이클의 증발온도 및 응축온도를 결정할 수 있으므로 다양한 작동유체 및 사이클의 구성에 따른 유기랭킨사이클의 열역학적 분석에 PPTD를 이용하는 것이 바람직하다. 이와 같이 PPTD를 이용한 열역학적 분석방법을 핀치포인트분석(PPA; Pinch Point Analysis)이라고 한다(Wang et al., 2012).

본 장은 해양온도차발전용 유기랭킨사이클에 적용할 수 있는 다양한 사이클에 대하여 고찰하고, 이러한 사이클에 본 연구에서 엄밀히 선별한 작동유체를 적용하여 열역학적 사이클의 성능을 분석하는 것이다. 이때 PPA의 개념을 적용하였으며, HYSYS를 이용하여 일반적인 해양온도차발전의 운전조건에 적합한 사이클을 모사하였으며, 각 사이클에 선별한 작동유체를 적용하여 각각의 사이클 효율을 산출하였다.

2.2 해양온도차발전용 사이클의 종류

해양온도차발전용 유기랭킨사이클은 사이클의 종류에 따라 열역학적 특징 및 사이클 구성방법이 다르다(Tchanche et al., 2014). 본 장의 연구에서는 단순랭킨사이클, 개방형 재생 랭킨사이클, 통합형 재생 랭킨사이클, 칼리나 사이클을 선정하여 각 사이클의 열역학적 특징에 대해 파악하였다.

Fig. 4와 Fig. 5는 단순 랭킨사이클의 개략도와 T-s 선도를 나타내고 있다. 단순 랭킨사이클은 해양온도차발전용 사이클 중 가장 기본이 되는 사이클이며, 이상적인 경우 그 작동원리는 다음과 같다. 작동유체는 1번 지점과 같이 증기상태로 터빈에 유입된다. 유입된 증기는 이상적인 터빈의 경우 등엔트로피 팽창을 한다. 2번 지점의 팽창된 증기는 응축압력에서 심층수와 열교환하여 응축이 된다. 펌프에 유입된 3번 지점의 응축액은 이상적인 경우 증발압력까지 등엔트로피적으로 압력이 상승된다. 증발기로 유입된 4번 지점의 작동유체는 증발압력에서 표층수에 의해 1번 지점의 터빈 입구 상태까지 증발하며 사이클이 완성된다(Kim et al., 2006; Lee et al., 2011).

Fig. 6과 Fig. 7은 개방형 재생사이클 개략도와 이상적인 T-s 선도를 나타내고 있다. 단순 랭킨사이클의 열효율 개선을 위하여 2번 지점과 같이 터빈 증기의 일부를 추출하고, 추출된 증기는 급수를 가열한다. 급수가 재생에 의해 가열되는 장치를 재생기 또는 급수가열기(FLH; Feedliquid Heater)라 한다. 여기서, 증발기 및 응축기 출구 측 상태가 주어졌을 경우 추출된 증기의 분율은 급수가열기로 유입되는 증기의 압력과 온도와 연관이 있다(Cengel & Boles, 2011). 급수가열기를 통한 재생은 터빈 출구의 압력이 낮아 작동유체의 비체적이 과대해지는 문제를 제어하는데 유리함이 있다. 이처럼 터빈으로부터 추출된 증기가 펌프에서 토출되는 급수와 혼합되는 재생기를 가진 사이클을 개방형 재생 랭킨사이클이라고 부른다(Cengel & Boles, 2011). 다양한 연구결과에 따르면 개방형 재생 랭킨사이클을 이용하여 단순 랭킨사이클의 효율을 개선할 수 있다(Shin et al., 1999; Kim et al., 2006; Tchanche et al., 2014).

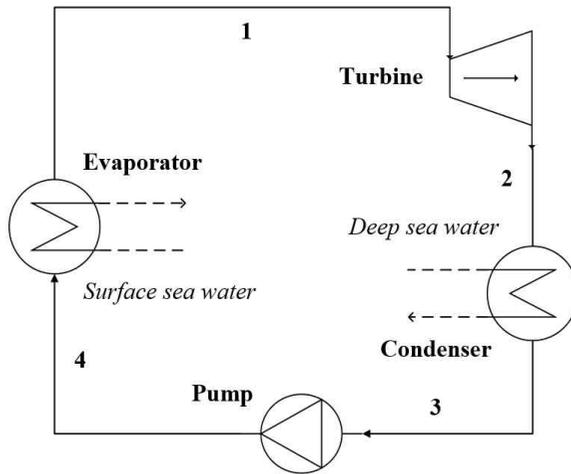


Fig. 4 Schematic diagram of the simple Rankine cycle

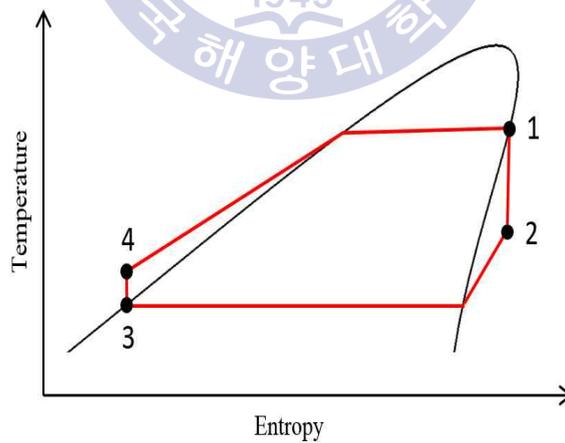


Fig. 5 T-s diagram of the simple Rankine cycle

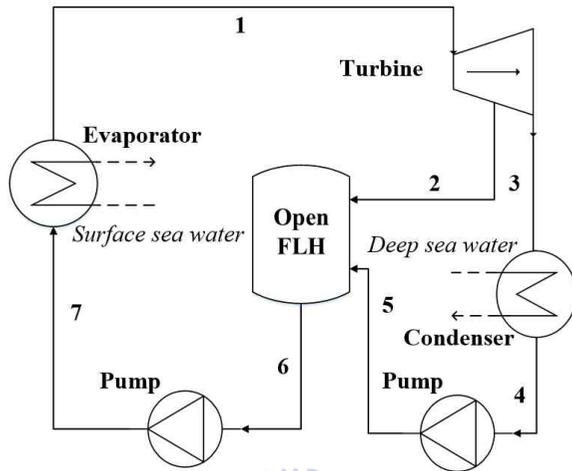


Fig. 6 Schematic diagram of the Rankine cycle with open feedliquid heater

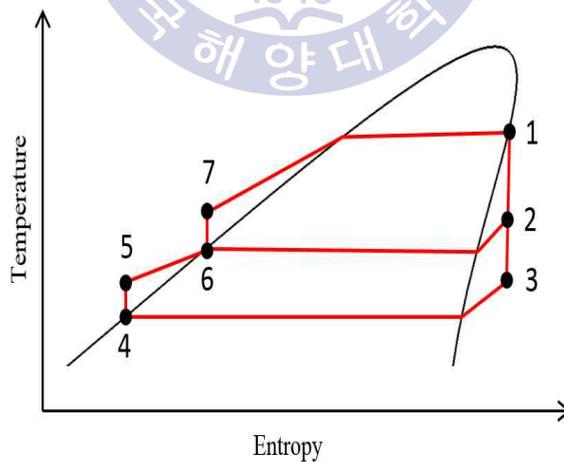


Fig. 7 T-s diagram of the Rankine cycle with open feedliquid heater

Fig. 8과 Fig. 9는 통합형 재생 랭킨사이클의 개략도와 이상적인 T-s 선도를 나타내고 있다. 통합형 재생 랭킨사이클에서는 5번 지점의 응축액이 증발기로 유입되기 전에 2번 지점의 터빈 출구 측 증기에 의해 6번 지점 상태까지 온도가 상승한다. 이러한 예열과정은 사이클의 열역학적 성능을 향상시키는 효과가 있다. 이와 같이 2번 지점의 증기와 5번 지점의 응축액의 열교환에 의해 예열 과정이 일어나는 재생기가 설치된 사이클을 통합형 재생 랭킨사이클이라고 한다. 이 사이클은 재생기에서의 예열효과를 기대하기 위해 2번 지점의 증기의 온도가 5번 지점의 응축액의 온도보다 더 높아야 한다. 또한 Tchanche et al. (2014)의 연구에 의하면 통합형 재생 랭킨사이클의 경우, Fig. 9의 T-s선도에서 1번 지점과 2번 지점사이의 터빈팽창과정이 과열증기영역에서 발생하는 dry fluid 혹은 isentropic fluid를 작동유체로 선정하는 것이 안전하다. 과열증기영역에서 팽창과정은 터빈의 액적손상발생 가능성이 낮기 때문이다. 여기서 dry fluid, isentropic fluid 그리고 wet fluid는 각각 포화증기선의 기울기가 양수, 무한대 그리고 음수이다(Bao and Zhao, 2013).

Fig. 10은 칼리나 사이클의 개략도를 나타낸다. 단순 랭킨사이클에서 분류기, 재생기, 팽창밸브, 혼합기가 추가되었으며, 작동원리는 다음과 같다. 증발기에서 증발된 증기혼합물은 분류기에 의해 6번 지점의 증기 상태와 7번 지점의 액체 상태로 상분리가 이루어진다. 6번 지점의 증기는 터빈을 가동시킨 뒤 단열된 혼합기로 유입되고, 7번 지점의 액체는 재생기에서 3번 지점의 펌프에 토출된 응축액과 열교환을 한 후, 팽창밸브를 지나 단열된 혼합기에 모여 응축기에서 응축이 된다. 이때 칼리나 사이클은 랭킨사이클과 달리 $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 와 같은 혼합 작동유체를 사용한다는 특징이 있다. 이러한 혼합 작동유체는 증발기와 응축기에서 혼합비의 변화에 따라 증발온도는 상승시키고, 응축온도는 하강시킨다. 이러한 현상은 작동유체와 해수간의 열전달에 있어 비가역성을 줄인다(Tchanche et al., 2014; Shin et al., 1999; Yari et al., 2015). Zhang et al. (2012)의 연구에 의하면 칼리나 사이클은 기존의 유기랭킨사이클보다 비가역성 낮고, 열역학적 성능이 우수하다.

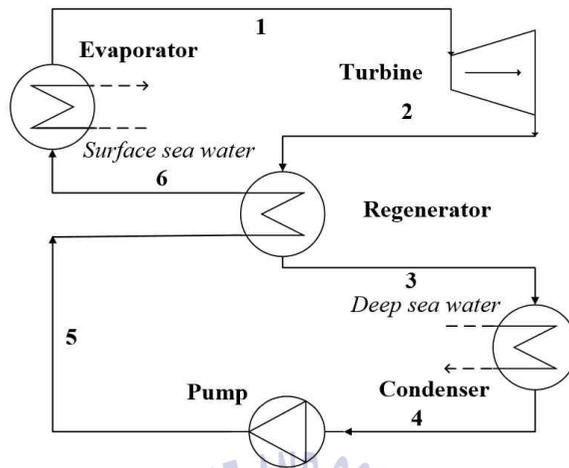


Fig. 8 Schematic diagram of the Rankine cycle with integrated regenerator

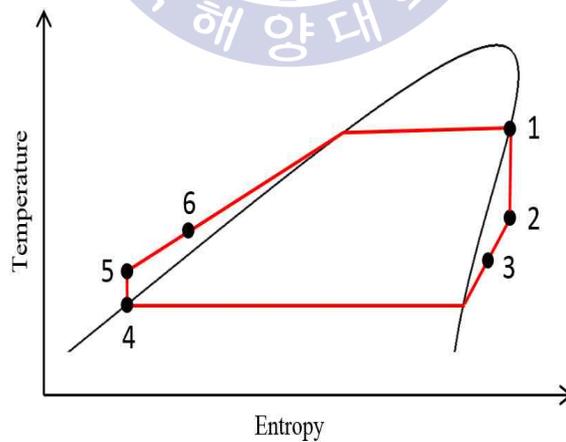


Fig. 9 T-s diagram of the Rankine cycle with integrated regenerator

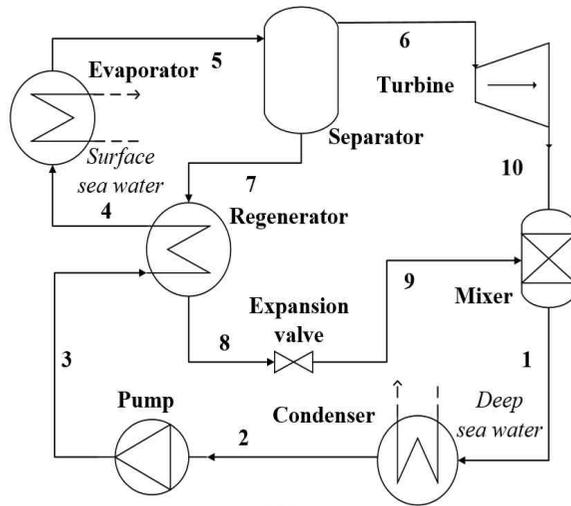
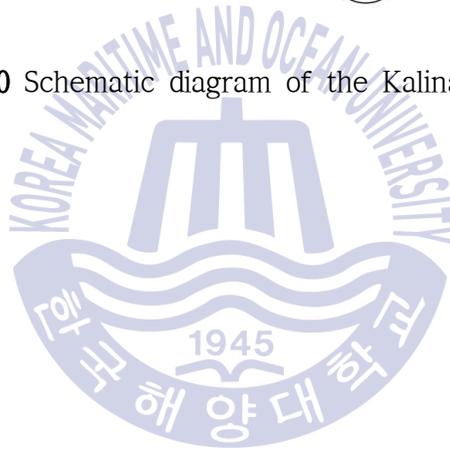


Fig. 10 Schematic diagram of the Kalina cycle



2.3 분석조건

작동유체는 유기랭킨사이클의 성능에 큰 영향을 미치는 요소이다. 본 연구에서는 NIST Refprop를 참조하여 해양온도차발전용 유기랭킨사이클에 적합한 작동유체를 선정하였으며, 선정기준은 다음과 같다. 최근 강화되고 있는 환경규제에 따라 지구온난화 및 오존층 붕괴 등의 환경문제를 유발하는 CFC 및 HCFC 계열의 작동유체는 제외하였다. 또한 증발온도를 24°C로 가정하고 증발온도에 의한 포화압력($P_{vap@24^{\circ}C}$)이 임계압력을 초과 혹은 3MPa 이상 과도한 압력이 형성되는 작동유체는 연구대상에서 제외하였다. 여기서, 대기잔류시간(ALT; Atmosphere Life Time)이 1,000 years 이하, 지구온난화지수(GWP; Global Warming Potential)가 3,000 이하, 오존파괴지수(ODP; Ozone Depletion Potential)가 0인 작동유체를 선별하였고, ASHRAE(American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers)안전등급에서 A1, A2L, A2 그룹의 작동유체를 선별하였다. 여기서 ASHRAE 안전등급이 알려지지 않은 R236ea, RE245fa2, R161은 무독성, 무가연성 작동유체로 간주하였다. ASHRAE 안전등급에 대한 부연 설명은 Table 1과 같다. 또한 위의 선정기준에 따라 본 연구에 적용한 9종의 작동유체는 Table 2 및 Table 3과 같다.

Table 1 Safety classifications according to the ASHRAE safety group

Flammability in air (@ 60[°C] & 101.3[kPa])	ASHRAE safety group	
	Lower toxicity (OEL* \geq 400[ppm])	Higher toxicity (OEL* $<$ 400[ppm])
Higher flammability	A3	B3
Lower flammability	A2	B2
Lower flammability(with a maximum burning velocity of ≤ 10 [cm/s])	A2L	B2L
No flame propagation	A1	B1

*OEL : Occupational Exposure Limit

Table 2 Information of the selected working fluids in this study (dry fluid and isentropic fluid)

Class	Dry fluid		Isentropic fluid	
	Substance	R236ea	RE245fa2	R134a
Type	HFC	HFC	HFC	HFO
CAS no.	431-63-0	1885-48-9	811-97-2	754-12-1
$P_{vap@24^{\circ}\text{C}}$ [MPa]	0.2	0.08	0.65	0.66
$P_{liq@10^{\circ}\text{C}}$ [MPa]	0.12	0.05	0.41	0.44
ALT [years]	10.7	2.2	14	0.03
GWP	1370	286	1430	4
ODP	0	0	0	0
ASHRAE safety group	-	-	A1	A2L

Table 3 Information of the selected working fluids in this study (wet fluid)

Class	Wet fluid				
	Substance	R32	R152a	R161	R407C
Type	HFC	HFC	HFC	HFC	HFC
CAS no.	75-10-5	75-37-6	353-36-6	-	-
$P_{vap@24^{\circ}\text{C}}$ [MPa]	1.64	0.58	0.9	0.99	1.61
$P_{liq@10^{\circ}\text{C}}$ [MPa]	1.11	0.37	0.6	0.78	1.09
ALT[years]	4.9	1.4	0.3	15.66	16.95
GWP	675	124	12	1774	2088
ODP	0	0	0	0	0
ASHRAE safety group	A2L	A2	-	A1	A1

유기랭킨사이클의 설계에서 증발온도와 응축온도의 결정은 시스템 효율에 있어 매우 중요하다(Sun et al., 2012; Yang & Yeh, 2014). Yoon et al. (2013)은 다양한 작동유체에 따른 해양온도차발전용 사이클의 성능분석에서 증발온도와 응축온도를 일정하게 유지하였으나, 이와 같은 분석방법을 이용할 경우 작동유체 및 사이클의 구성에 따라 PPTD는 변화한다. 다양한 작동유체 및 시스템의 구성에 따른 랭킨사이클의 열역학적인 분석에서 증발온도와 응축온도를 일정하게 유지하는 것은 바람직하지 않으며, 열원과 열침의 변화와 PPTD를 일정하게 유지하는 PPA 기법이 적합하다(Wang et al., 2012; Li et al., 2012; Guo et al., 2014; Aydin et al., 2014). 2장의 연구에서 사이클 설계조건은 **Table 4**와 같으며, Aydin et al. (2014)의 연구를 참조하여 증발기와 응축기의 PPTD를 각각 2°C로 가정하였다. 또한 표층수와 심층수의 입구온도는 각각 28°C, 5°C로 가정하였으며, 각각 출구 측과의 온도차는 3°C로 가정하였다. 터빈으로 유입되는 작동유체의 건도는 **Fig. 5, Fig. 7, Fig. 9**와 같이 포화증기상태에 해당하는 1이며, 응축기를 지난 작동유체의 건도는 포화액상태에 해당하는 0으로 가정하였다. 단, 칼리나 사이클의 경우 터빈으로 유입되는 작동유체의 상태는 분류기에서 상분리가 되는 증기이다. 증발기의 열전달량을 고정하기 위해 표층수 질량유량을 1,000 kg/s로 가정하였다. 외부와의 열교환 및 열교환기 내에서의 압력강하는 무시하였다.

개방형 재생 랭킨사이클의 경우 단순 랭킨사이클과 달리 중간압력(P_{mid})이 존재하므로, 열역학적 사이클의 분석에서 압력비(f_p)를 선정할 필요가 있다(Shin et al., 1999; Kim et al., 2006). 본 연구의 경우 PPTD에 따라 증발온도와 응축온도가 정해지며 증발기 출구와 응축기 출구의 작동유체 상태는 각각 포화증기 및 포화액으로 가정하였으므로 사이클의 고압(P_{high})과 저압(P_{low})이 결정된다. 중간압력(P_{mid})은 식 (1)과 같이 압력비(f_p)로 정의할 수 있다.

$$P_{mid} = P_{low} + f_p(P_{high} - P_{low}) \quad (1)$$

Table 4 Basic design parameters for the thermodynamic cycle

Parameters	Values
Surface seawater temperature [°C]	28
Deep seawater temperature [°C]	5
Seawater temperature difference [°C] (between inlet and outlet at the evaporator and condenser)	3
Evaporation pinch point temperature difference [°C]	2
Condensation pinch point temperature difference [°C]	2
Evaporator exit vapor quality	1
Condenser exit vapor quality	0
Surface seawater flow rate [kg/s]	1,000
Turbine adiabatic efficiency [%]	85
Pump adiabatic efficiency [%]	80

재생기가 이상적인 상태에 접근하는 정도를 나타내는 개념이 유용도(ϵ_{reg})이다 (Shin et al., 1999; Wang et al., 2011). 통합형 재생 랭킨사이클과 칼리나 사이클의 해석조건으로 재생기의 유용도(ϵ_{reg})를 선정할 필요가 있고, Fig. 8을 참조하여 그 정의는 식 (2)와 같다.

$$\epsilon_{reg} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_5} \quad (2)$$

이상기체방정식의 대안으로 보다 엄밀한 다수의 실제기체 방정식이 제안되고 있다(Cengel & Boles, 2011). 본 연구에서는 Peng-Robinson 방정식을 사용하였으며, 식 (3)~(8)로 정의할 수 있다.

$$P = \frac{RT}{V_m - b} - \frac{a\alpha}{V_m^2 + 2bV_m - b^2} \quad (3)$$

$$a = \frac{0.45724R^2 T_{crit}^2}{P_{crit}} \quad (4)$$

$$b = \frac{0.07780RT_{crit}}{P_{crit}} \quad (5)$$

$$\alpha = (1 + \kappa(1 - T_R^{0.5}))^2 \quad (6)$$

$$\kappa = 0.37464 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2 \quad (7)$$

$$T_R = \frac{T}{T_{crit}} \quad (8)$$

여기서, 기체상수(R)와 임계온도(T_{crit}) 및 임계압력(P_{crit})을 이용하여 식 (4)~(5)에서 a 와 b 값을 계산할 수 있다. 식 (8)에서 절대온도(T)와 임계온도(T_{crit})를 이용해 환산온도(T_R)를 구할 수 있으며, 식 (7)에서 비중심 인자(ω)를 이용해 κ 값을 구할 수 있다. 식 (7)~(8)에서 구한 환산온도(T_R)와 κ 를 이용해 식 (6)에서 α 값을 산출할 수 있다. 식 (4)~(6)에서 구한 값과 유체의 단위 몰부피(V_m)를 식 (3)에 대입하면 기체의 절대 압력(P)을 유도할 수 있다.

선정된 사이클 및 작동유체의 열역학적 성능을 비교분석하기 위하여 식 (9)를 이용해 사이클 효율(η_{th})을 계산할 수 있다.

$$\eta_{th} = \frac{\sum \dot{W}_t - \sum \dot{W}_p}{\dot{Q}_e} \quad (9)$$

터빈의 출력(\dot{W}_t)에서 펌프의 소요동력(\dot{W}_p)을 제하여 사이클의 정미출력을 계산하고, 이를 증발기의 입력열(\dot{Q}_e)로 나누어 사이클 효율(η_{th})을 산출할 수 있다 (Cengel & Boles, 2011).

2.4 결과 및 고찰

Fig. 11은 본 연구에서 선정한 9종의 작동유체와 NH₃를 작동유체로 선정하여 단순 랭킨사이클에 대한 사이클 효율을 분석한 결과이다. 여기서 NH₃는 부식성과 독성을 가지나 해양온도차발전용 최적의 작동유체로서 알려져 있다(Yang & Yeh, 2014). 모든 작동유체를 비교하였을 경우 NH₃가 약 3.67%로 가장 높은 효율을 보였다. 선별한 9종의 작동유체 중에서는 RE245fa2가 약 3.65%로 가장 높은 효율을 보였으며, R407C가 약 3.47%로 가장 낮은 효율을 보였다. 그러나 Kim et al. (2006)의 연구결과와 마찬가지로 작동유체에 따른 단순 랭킨사이클 효율은 큰 차이가 없었다. 이는 선정한 작동유체의 열역학적 특성이 본 연구조건에 있어서 큰 차이가 없다는 것을 알 수 있었다.

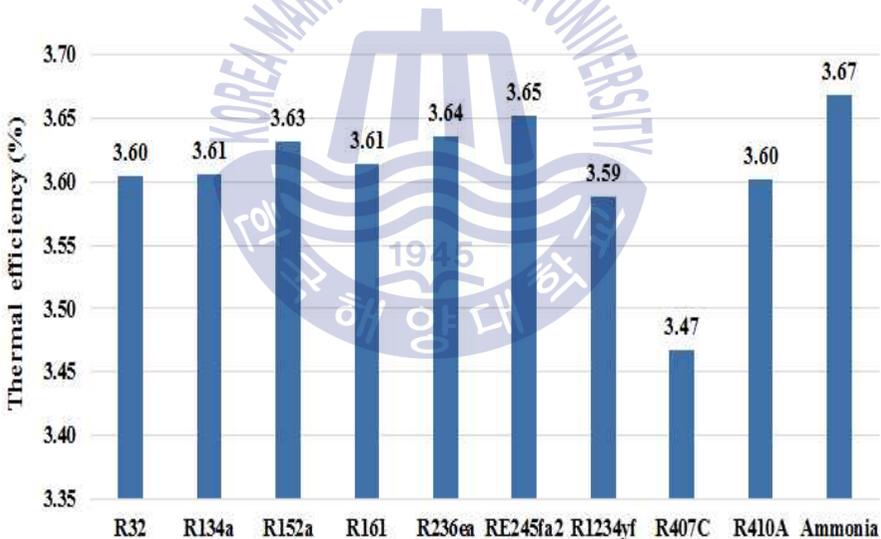


Fig. 11 Thermal efficiency of the simple Rankine cycle

개방형 재생 랭킨사이클의 경우 중간압력(P_{mid})이 존재하므로 작동유체별로 압력비(f_p)에 따른 개방형 재생 랭킨사이클의 효율 변화를 분석한 결과는 Fig. 12와 같다. 본 연구에서 선정한 9종의 작동유체 중 RE245fa2, R236ea, R152a, R410A가 개방형 재생 랭킨사이클용 작동유체로서 높은 효율을 보이고

있다. Shin et al. (1999), Kim et al. (2006)의 연구와 유사하게 개방형 재생 랭킨사이클에서 압력비(f_p)가 0.3~0.4인 경우 가장 사이클 효율이 높았으며, 이러한 이유는 터빈으로부터 추출된 증기의 질량유량이 가장 적합한 상태이기 때문이다. 작동유체별로 압력비(f_p)에 따른 효율변화는 비슷한 양상을 보이고 있다.

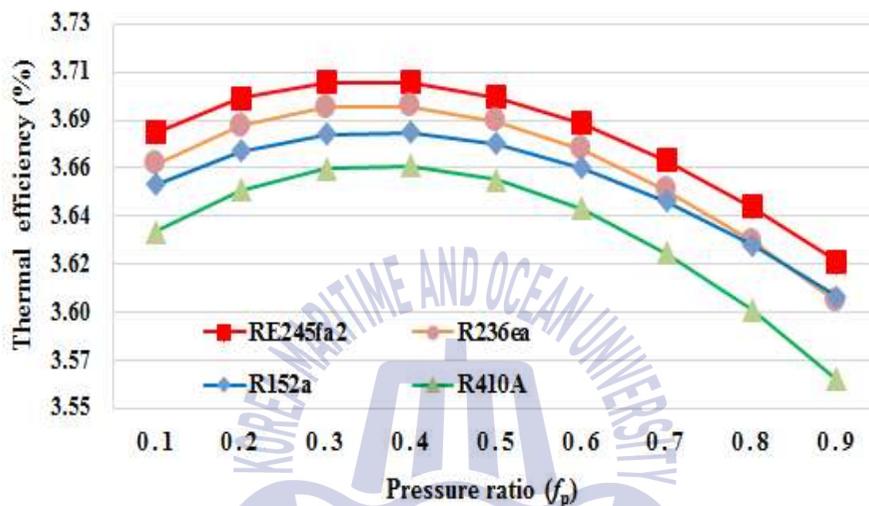


Fig. 12 Thermal efficiency of the Rankine cycle with open feedliquid heater for various pressure ratio

Fig. 13은 단순 랭킨사이클과 개방형 재생 랭킨사이클의 사이클 효율을 비교한 그래프이며, Fig. 14는 Fig. 13에서 개방형 재생 랭킨사이클의 효율상승률 ($(\Delta\eta/\eta) \times 100, \%$)을 나타낸다. 단순 랭킨사이클에서 가장 사이클 효율이 낮았던 R407C가 약 3.47%에서 약 3.55%로 약 2.3%의 가장 높은 효율상승률을 보였으며, R152a가 약 3.63%에서 약 3.68%로 약 1.3%의 가장 낮은 효율상승률을 보였다. 모든 작동유체에서 개방형 재생 랭킨사이클의 효율이 단순 랭킨사이클의 효율을 상회하였다. 이러한 결과는 Fig. 6과 7에 나타나듯이 터빈에서 추기된 증기를 급수가열기에 유입시켜 발생한 재생 효과임을 알 수 있으며, 거의 일정한 증발기 용량에서 정미출력이 상승되는 정도가 작동유체별로 모두 상이하므로 효율상승률의 차이를 보이고 있다.

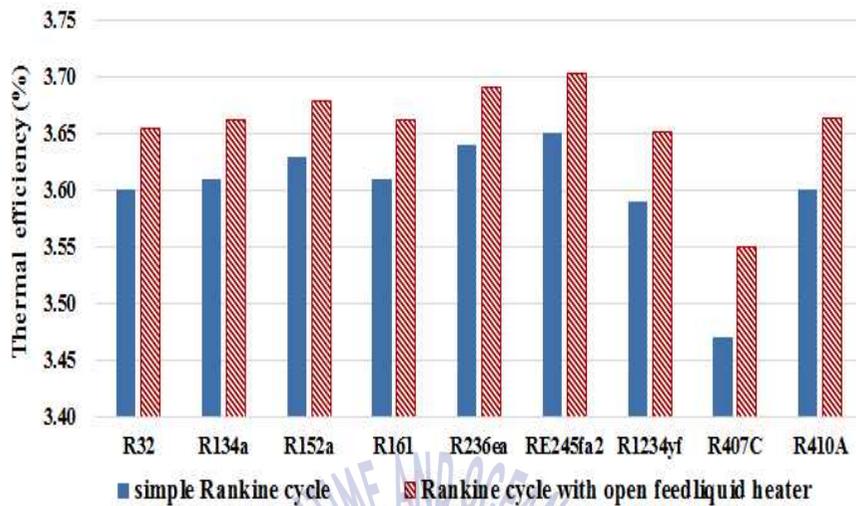


Fig. 13 Comparison of the thermal efficiencies between simple Rankine cycle and Rankine cycle with open feedliquid heater

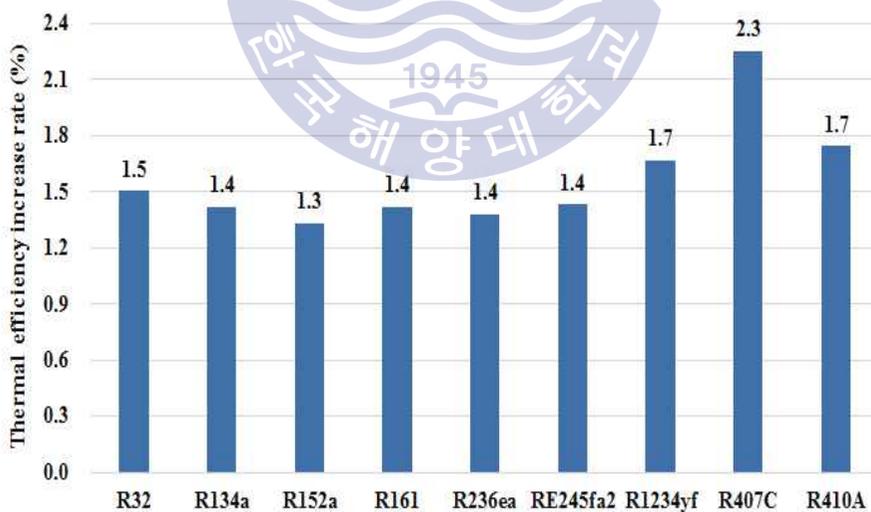


Fig. 14 Thermal efficiency enhancement rates of the Rankine cycle with open feedliquid heater

Fig. 15는 통합형 재생 랭킨사이클에서 dry 및 isentropic fluid 4종의 효율과 단순 랭킨사이클의 효율을 비교한 결과이며, 본 장의 연구에서는 Wang et al. (2011)의 연구를 참조하여 재생기의 유용도(ϵ_{reg})를 0.9로 가정하였다. Fig. 16은 Fig. 15에 따른 통합형 재생 랭킨사이클의 효율상승률을 나타낸다. 여기서 dry fluid인 R236ea가 약 3.64%에서 약 3.67%로 약 1.0%의 효율상승률을 보였으며, RE245fa2는 약 0.9%의 효율상승률을 보였다. isentropic fluid인 R134a와 R1234yf의 경우 효율이 각각 약 0.1%, 0.4% 향상되었으며, 이러한 결과는 dry fluid와 비교하여 상대적으로 낮은 효율상승률을 보여준다. Fig. 9를 참조하면 터빈의 팽창과정에서 dry fluid가 isentropic fluid에 비해 과열도가 더 높은 범위의 영역으로 팽창한다. 또한 팽창과정이 끝난 터빈의 출구지점에서 isentropic fluid는 과열도가 거의 없는 반면 dry fluid는 과열도가 존재한다. 따라서 dry fluid를 사용할 경우, isentropic의 경우보다 펌프로부터 토출된 응축액에 대한 예열효과가 더 크며 이에 따라 더 높은 효율 향상을 기대할 수 있었다.

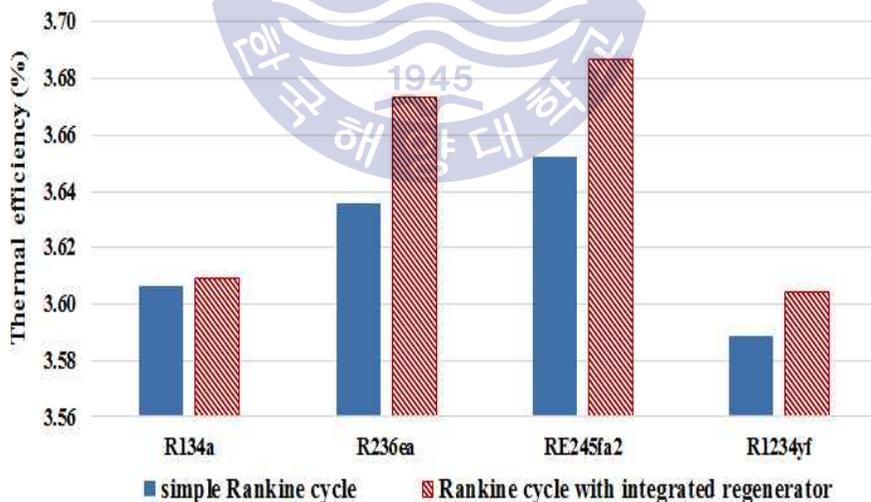


Fig. 15 Comparison of the thermal efficiencies between simple Rankine cycle and Rankine cycle with integrated regenerator

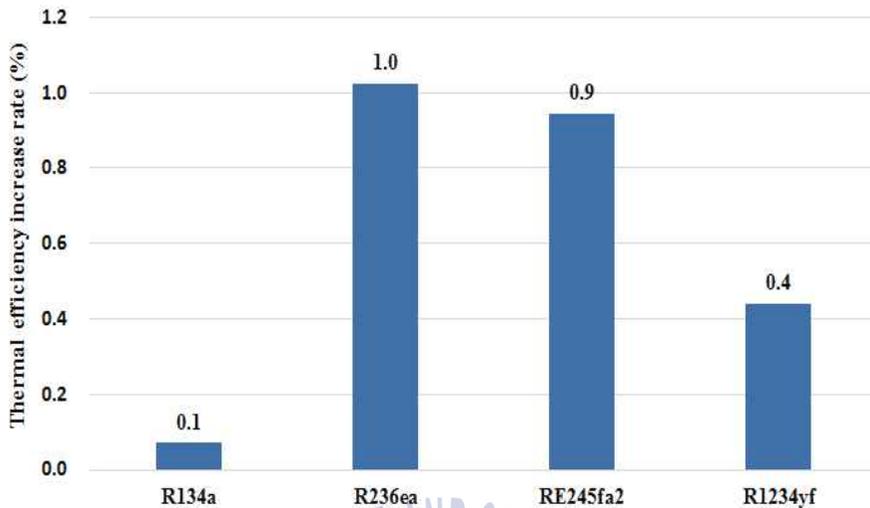


Fig. 16 Thermal efficiency enhancement rates of the Rankine cycle with integrated regenerator

한편 통합형 재생 랭킨사이클에서 wet fluid를 사용할 경우 다음과 같은 현상이 발생한다. Fig. 8을 참조하면 재생기를 지난 6번 지점의 작동유체 온도를 오히려 하강시켜 증발기 부하를 증가하게 하며 3번 지점의 작동유체 온도를 상승하게 하여 제대로 된 사이클 성능을 산출할 수가 없다. 또한 wet fluid는 팽창 과정에서 터빈출구 측 건도가 지나치게 낮을 경우 터빈의 액적손상에 취약하다. 그러므로 Tchanche et al. (2014)의 언급대로 통합형 재생 랭킨사이클에서는 wet fluid보다 dry 및 isentropic fluid가 더 적합하다는 것을 알 수 있다.

칼리나 사이클은 혼합 작동유체를 사용하는 사이클이다. 혼합 작동유체로써 $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 는 칼리나 사이클의 기본 작동유체이다. 한편 Chen et al. (2008)은 R22의 대체냉매로 비공비 혼합냉매인 R134a/R32를 제시하였고, Yoon et al. (2013)은 해양온도차발전용 유기랭킨사이클에 R134a/R32, R152a/R32의 혼합 작동유체를 사용할 경우 큰 효율을 보인다는 결과를 발표하였다. 따라서 본 연구에서는 $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, R134a/R32, R152a/R32 혼합 작동유체를 칼리나 사이클에 적용하여 사이클 성능에 대해 비교분석하였다. Yari et al. (2015)의 연구를 참조하여 혼합 작동유체 조성비와 터빈 입구 압력 변화에 따른 사이클 성능을 분석하였으며,

Shin et al. (1999)의 연구를 참조하여 재생기의 유용도(ϵ_{reg})를 0.9로 가정하였다.

Fig. 17은 $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 에 대한 결과이다. NH_3 의 질량비가 0.9일 때 최대효율이 약 4.15%이고, 0.75일 때 최대효율이 약 3.96%이며, 0.6일 때 최대효율이 약 3.77%이다. 이는 Shin et al. (1999), Kim et al. (2006)의 연구결과와 같이 NH_3 의 질량비가 커질수록 사이클 효율 범위도 상승된다는 것을 알 수 있다. 터빈 입구 압력 범위 또한 NH_3 의 질량비와 함께 비례하여 상승하였다. 이는 NH_3 가 물과 비교하여 증기압은 크고 비점은 낮음에 따라 나타나는 현상이다.

Fig. 18과 **Fig. 19**는 비공비 혼합냉매인 R134a/R32와 R152a/R32에 대한 결과이다. R134a/R32의 경우 R134a의 질량비가 0.9일 때 최대효율이 약 3.95%이고, 0.75일 때 최대효율이 약 3.97%이며, 0.6일 때 최대효율이 약 4.01%이다. R152a/R32의 경우 R152a의 질량비가 0.9일 때 최대효율이 약 4.01%이고, 0.75일 때 최대효율이 약 3.94%이며, 0.6일 때 최대효율이 약 3.91%를 나타내었다. 이는 조성비에 따라 사이클 효율 변화가 컸던 $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 와 달리 R134a/R32와 R152a/R32의 경우 조성비에 따른 사이클 효율이 비교적 대동소이한 경향을 보였다. 이러한 현상의 원인은 고정된 PPTD가 R134a/R32와 R152a/R32 최대 사이클 효율에 영향을 주기 때문이다. 상기의 혼합 작동유체의 경우는 R134a와 R152a의 질량비가 낮아질수록 터빈 입구 압력 범위가 상승됨을 알 수 있었다. 이는 R32가 상대적으로 증기압은 크고 비점은 낮음에 따라 나타나는 현상이다.

Fig. 20은 단순 랭킨사이클과 비교한 칼리나 사이클의 효율상승률을 나타낸다. Shin et al. (1999)의 연구에 의하면 $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 를 사용한 칼리나 사이클만이 단순 랭킨사이클에 비해 큰 효율향상을 주장하고 있다. 본 연구에서는 단순 랭킨사이클에서 NH_3 의 효율이 약 3.67%를 나타내는 반면 칼리나 사이클에서 $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 의 최대효율은 약 4.15%로 효율이 약 11.6% 크게 상승하였다. 한편 단순 랭킨사이클에서 R134a, R152a, R32는 각각 약 3.61%, 3.63%, 3.60% 효율을 보였으며 칼리나 사이클에서 R134a/R32, R152a/R32의 최대효율은 약 4.01%로 효율이 약 10.0% 크게 향상되었다. 따라서 비공비 혼합냉매인 R134a/R32, R152a/R32 또한 칼리나 사이클에서 유용한 작동유체임을 알 수 있다.

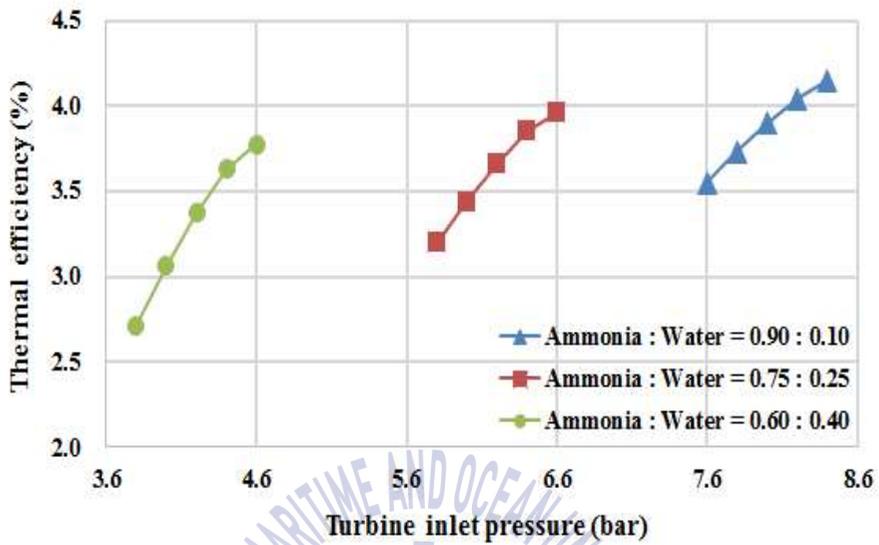


Fig. 17 Thermal efficiency of the Kalina cycle (NH₃/H₂O)

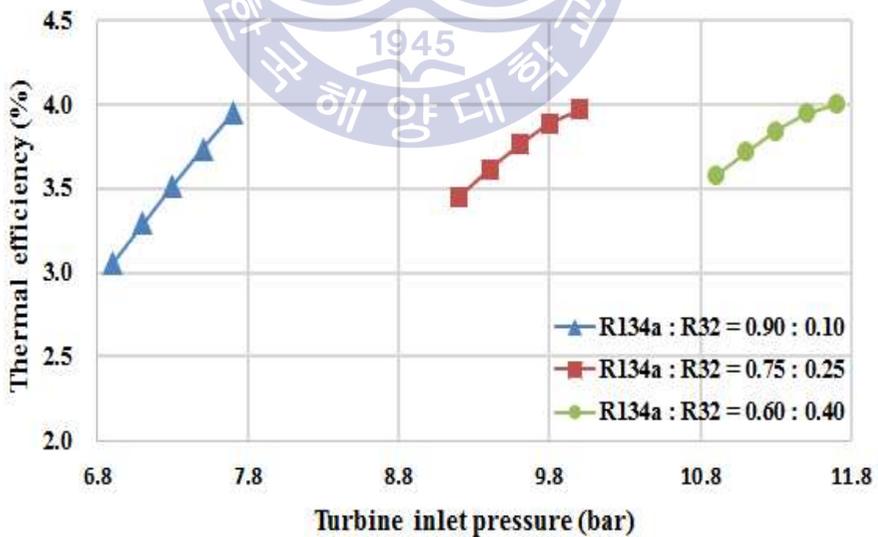


Fig. 18 Thermal efficiency of the Kalina cycle (R134a/R32)

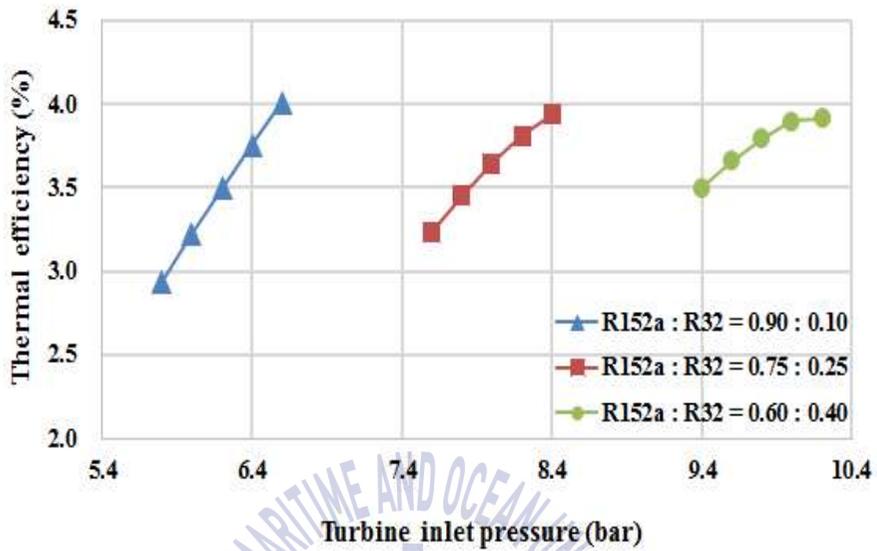


Fig. 19 Thermal efficiency of the Kalina cycle (R152a/R32)

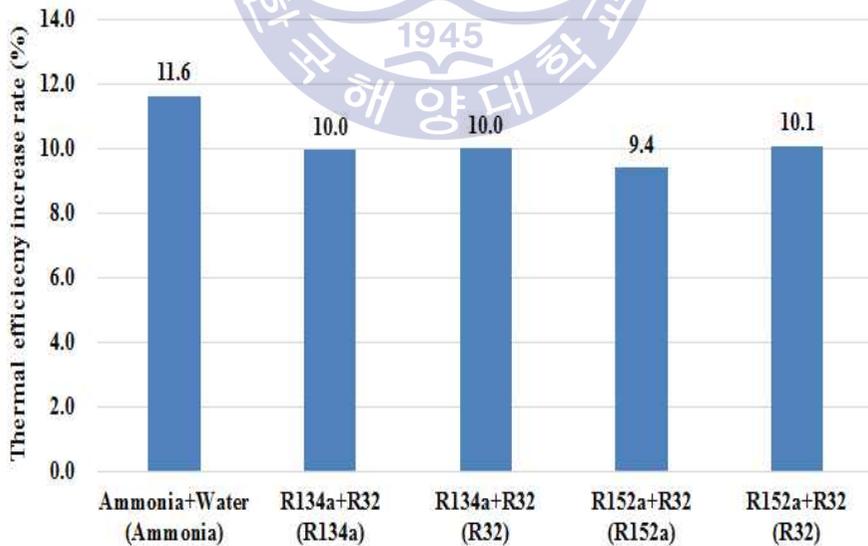


Fig. 20 Thermal efficiency enhancement rates of the Kalina cycle

2.5 요약

단순 랭킨사이클의 경우 선정된 작동유체 중에서 RE245fa2가 가장 사이클 효율이 우수하였으나, 작동유체에 따른 사이클 효율은 큰 차이가 없었다. 개방형 재생 랭킨사이클의 경우 급수가열기의 재생효과를 통해 단순 랭킨사이클에 비해 약 1.3~2.3%의 효율상승률을 보였으며, 압력비가 0.3~0.4인 상태에서 가장 사이클 효율이 높았다. 통합형 재생 랭킨사이클의 경우 재생기를 통해 단순 랭킨사이클에 비해 약 0.1~1.0%의 효율상승률을 보였으며, dry fluid가 작동유체로써 적합하다는 결과를 보였다. 칼리나 사이클의 경우 2장의 연구조건에서는 $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 조성비가 0.90:0.10일 때 가장 사이클 효율이 높았으며, 단순 랭킨사이클과 비교해 볼 때 약 9.4~11.6%의 효율상승률을 기대할 수 있었다.



제 3 장 핀치포인트온도차에 따른 유기랭킨사이클의 성능분석

3.1 개요

2장에서 핀치포인트온도차(PPTD)는 열교환기에서 열원 혹은 열침과 작동유체의 최소온도차라고 정의하였으며, PPTD를 이용한 유기랭킨사이클의 열역학적 분석 방법을 핀치포인트분석법(PPA)이라고 하였다. Wang et al. (2012)의 연구에서는 폐열회수용 유기랭킨사이클에서 PPTD와 열원 출구 측 온도변화에 따른 사이클 성능 변화에 대해 연구함으로써 상기의 독립변수가 유기랭킨사이클에 미치는 영향에 대해 파악할 수 있는 연구를 하였다. Li et al. (2012)의 연구 또한 폐열 회수를 열원으로 이용하는 유기랭킨사이클에 대해 연구하였으며, 증발온도의 변화 및 증발기 측의 PPTD 변화에 따른 사이클의 열역학적 성능분석을 수행하였다. Guo et al. (2014)은 증발기 측의 열전달 핀치포인트를 결정하기 위하여 증발기의 열원출구온도의 변화와 작동유체 종류에 따른 열역학적 비교분석 연구를 하였다. Aydin et al. (2014)은 태양열에 의해 열원온도상승을 도모하는 밀폐형 해양온도차발전용 사이클의 증발기 및 응축기 측에 PPTD를 부여하여 사이클 설계 및 연구를 수행하였다.

어떤 계가 주어진 상태에서 과정을 겪을 때 얻을 수 있는 최대 유용일을 엑서지(exergy)라고 하며, 열역학적 사이클 분석에 있어 엑서지를 반영한 유기랭킨사이클의 제2법칙 효율(second law efficiency)은 사이클 성능을 결정하는 중요한 척도가 된다(Yari et al., 2015). 이에 최근 많은 열역학적 분석방법으로 사이클의 효율분석뿐만 아니라 엑서지 분석(exergy analysis)을 이용한 연구가 이뤄지고 있다. Wei et al. (2007), Shengjun et al. (2011), Barse and Mann (2016)은 비가역성의 결과로 과정동안 폐기된 잠재일로 정의하는 엑서지 파괴에 대한 연구를 수행하였다. 특히 Shengjun et al.(2011)은 엑서지 파괴인자(EDF; Exergy

Destruction Factor)를 정의하여 각 기기의 엑서지 파괴인자에 대해 분석 연구한 결과를 보였다.

본 장의 연구에서는 해양온도차발전용 유기랭킨사이클에 다양한 작동유체를 적용하여 핀치포인트분석(PPA)을 수행하였다. 분석방법으로 열원 및 열침의 온도변화는 고정시킨 상태에서 각 열교환기 측 PPTD의 변화에 따른 엑서지 분석을 수행하였다. 또한 각 열교환기 측 PPTD를 고정시킨 상태에서 열원과 열침의 출구 측 온도변화에 따른 엑서지 분석을 수행함으로써 PPTD의 영향에 따른 사이클의 열역학적 상태변화에 대해 고찰하였다.

HYSYS를 통해 여러 가지 설계조건을 반영하여 해양온도차발전의 일반적인 운전조건에 준하는 열역학적 사이클을 모사하였으며, 다양한 작동유체를 모사한 사이클에 적용함으로써 사이클 성능을 분석하였다.



3.2 해양온도차발전용 사이클의 열역학적 해석

2장에 언급된 Fig. 4 및 Fig. 5의 해양온도차발전용 단순 랭킨사이클 T-s 선도에서 열원과 열침의 온도변화와 PPTD를 표시하면 Fig. 21과 같다.

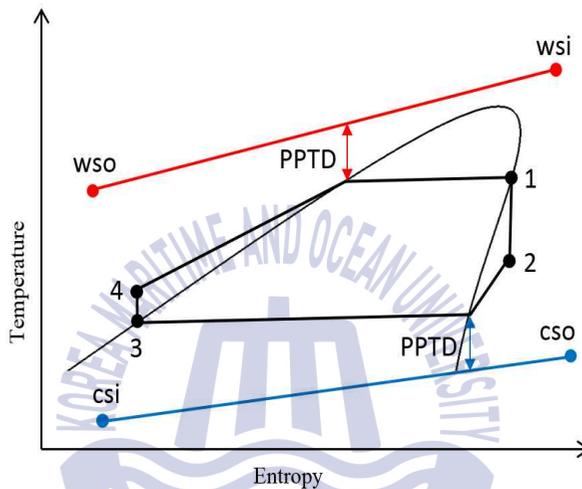


Fig. 21 Definition of PPTD in T-s diagram of the simple Rankine cycle

여기서, 각각의 열역학적 상태는 에너지 및 엑서지 분석을 기초로 한 열역학 제1법칙 및 제2법칙에 따라 다음과 같은 식 (10)~(22)으로 표현한다.

$$\dot{W}_t = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (10)$$

$$\dot{I}_t = T_0 \dot{m}(s_2 - s_1) \quad (11)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (12)$$

$$\dot{I}_c = T_0 \dot{m} \left\{ (s_3 - s_2) - \frac{(h_3 - h_2)}{T_L} \right\} \quad (13)$$

$$\dot{W}_p = \dot{m}(h_4 - h_3) \quad (14)$$

$$\dot{I}_p = T_0 \dot{m}(s_4 - s_3) \quad (15)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (16)$$

$$\dot{I}_e = T_0 \dot{m} \left\{ (s_1 - s_4) - \frac{(h_1 - h_4)}{T_H} \right\} \quad (17)$$

$$\dot{I}_{total} = T_0 \dot{m} \left\{ -\frac{(h_1 - h_4)}{T_H} - \frac{(h_3 - h_2)}{T_L} \right\} \quad (18)$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{Q}_e} \quad (19)$$

$$\eta_{II} = \eta_{th} \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)^{-1} \quad (20)$$

$$T_H = \frac{T_{wsi} + T_{pp}}{2} \quad (21)$$

$$T_L = \frac{T_{csi} + T_{cso}}{2} \quad (22)$$

식 (10)~(11)은 터빈, 식 (12)~(13)은 응축기, 식 (14)~(15)는 펌프, 식 (16)~(17)은 증발기에서 각각의 단위 시간당 에너지와 엑서지 파괴율을 나타낸다. 식 (18)은 사이클의 비가역성(\dot{I}_{total})을 나타내는 식이며, 이 값은 각 상태에서 엑서지 파괴율의 합과 같다. 식 (19)는 사이클 효율(η_{th})을 의미하며, 식 (20)은 식 (19)에서 구한 사이클 효율을 가역 효율로 나눈 값이다. 이 값을 제2법칙 효율(η_{II}) 혹은 엑서지 효율(exergy efficiency)이라고 한다. T_0 는 주위온도를 의미한다. 또한 Wang et al. (2012)의 연구를 참조하여 T_H 및 T_L 는 식 (21)~(22)로 정의한다. 식 (21)에서 T_{pp} 는 증발기에서 열원과 작동유체의 최소온도차상태일 때 열원측 온도를 의미한다. Shengjun et al. (2011)의 연구를 참조하여 제2법칙 효율을 EDF로부터 구할 수 있다. 식 (23)~(26)을 통해 터빈, 응축기, 펌프, 증발기에서 각각의 엑서지 파괴율을 정미출력으로 나누어 EDF를 구할 수 있다. 그리고 식 (27)~(28)을 보면 각각의 EDF 값들을 합하여 사이클의 총 엑서지 파괴인자(EDF_{total})를 구할 수 있으며, 이를 이용해 제2법칙 효율을 산출할 수 있다.

$$EDF_t = \frac{\dot{I}_t}{\dot{W}_t - \dot{W}_p} \quad (23)$$

$$EDF_c = \frac{\dot{I}_c}{\dot{W}_t - \dot{W}_p} \quad (24)$$

$$EDF_p = \frac{\dot{I}_p}{\dot{W}_t - \dot{W}_p} \quad (25)$$

$$EDF_e = \frac{\dot{I}_e}{\dot{W}_t - \dot{W}_p} \quad (26)$$

$$EDF_{total} = EDF_t + EDF_c + EDF_p + EDF_e \quad (27)$$

$$\eta_{II} = \frac{1}{1 + EDF_{total}} \quad (28)$$

3.3 분석조건

기본적인 열역학적 사이클의 설계조건은 PPA 기법에 따른 2장의 Table 4를 참조하였으며, 본장의 설계인자는 Table 5와 같다. 기본적으로 열교환기 측 표층수와 심층수의 입구온도는 각각 28°C, 5°C로 고정하였으며, 출구온도는 각각 25°C, 8°C로 가정하였다. 여기서 열원의 출구온도를 22~26°C, 열침의 출구온도를 7~11°C로 변화하며 그에 따른 사이클 성능분석을 수행하였다. 또한 증발기 및 응축기의 PPTD는 기본적으로 2°C로 설계하였으며, 각각의 열교환기 측 PPTD값을 1~6°C로 변화하며 사이클의 성능에 대한 연구를 수행하였다. 열교환기에서 표층수와 심층수의 온도변화와 PPTD의 값이 주어지면 사이클내 작동유체의 증발온도 및 응축온도가 결정된다. 증발기의 출구 측 작동유체 상태는 건도 값이 1인 포화증기상태이며, 응축기의 출구 측 작동유체 상태는 건도 값이 0인 포화액상태로 가정하였다. 사이클의 질량유량을 결정하기 위해 증발기에 유입되는 표층수 유량을 1,000kg/s로 일정하게 설정하였으며, 외부와의 열교환 및 열교환기 내에서의 압력강하는 무시하였다. 터빈과 펌프의 효율은 각각 85%, 80%로 가정하였으며, 주위 공기의 온도는 20°C로 가정하였다.

Le et al., (2014)의 연구를 살펴보면 최근 전 세계적으로 지구온난화지수 (GWP; Global Warming Potential)에 대한 규제가 더욱 강화되는 추세이므로 낮은 GWP를 가진 작동유체를 이용한 유기랭킨사이클의 최적화 연구를 수행하였다. 본 장에서는 상기의 연구를 참조하여 2장에서 선정한 9종의 작동유체 중 GWP가 1,500 이하인 작동유체로 추가적으로 고려하여 총 7종의 작동유체를 선정하였다. 각각의 ASHRAE 안전등급 및 작동유체에 대한 정보는 Table 1, Table 2 및 Table 3을 참조하면 된다.

본 장에서도 물질의 상태를 나타내기 위해 사용된 실제기체 상태방정식은 2장과 동일하게 Peng-Robinson 방정식을 사용하였다.

Table 5 Basic design parameters for the thermodynamic cycle including independent variables of temperature in heat exchangers

Parameters	Values	Variables
Surface seawater inlet temperature [°C]	28	-
Surface seawater outlet temperature [°C]	25	22-26
Deep seawater inlet temperature [°C]	5	-
Deep seawater outlet temperature [°C]	8	7-11
Evaporation pinch point temperature difference [°C]	2	1-6
Condensation pinch point temperature difference [°C]	2	1-6
Evaporator exit vapor quality	1	-
Condenser exit vapor quality	0	-
Surface seawater flow rate [kg/s]	1,000	-
Turbine adiabatic efficiency [%]	85	-
Pump adiabatic efficiency [%]	80	-
Ambient temperature [°C]	20	-

3.4 결과 및 고찰

3.4.1 증발기 및 응축기 핀치포인트온도차의 영향

Fig. 22, Fig. 23은 기본설계조건에서 각각 증발기 측 PPTD 변화에 따른 제2법칙 효율 및 사이클 비가역성을 나타낸다. 증발기 측 열원의 입출구 온도변화가 일정한 경우, PPTD의 값이 작아질수록 증발온도가 상승하며 PPTD의 값이 커질수록 증발온도가 하강한다. 분석조건에 따라 PPTD가 1°C인 경우를 PPTD가 6°C인 경우와 비교해보면 증발온도가 상승할시 증발압력 또한 상승한다. 증발압력이 상승할 경우, 정미출력 및 사이클 효율이 커진다(Cengel & Boles, 2011). 가역 효율은 T_H 및 T_L 이 거의 일정하므로, 제2법칙 효율은 사이클 효율에 비례하여 상승하는 반면 사이클의 비가역성은 감소한다. 이러한 결과는 폐열회수용 유기랭킨사이클에서 증발기 측 PPTD 변화에 따른 연구결과(Wang et al., 2012)와 유사하며, 해양온도차발전용 유기랭킨사이클의 낮은 열원온도범위에서도 액서지 파괴로 인한 비가역성의 차이가 확연하게 보인다. 작동유체간의 열역학적 성능에 대해 비교분석해보면 제2법칙 효율 및 사이클 비가역성면에서 유사하였으며, 선정된 작동유체 중에서는 RE245fa2가 가장 우수하였다.

Fig. 24는 열역학적 성능이 가장 우수한 RE245fa2를 식 (23)~(27)에 적용하여 PPTD에 따른 EDF의 변화에 대해 나타낸 것이다. Fig. 23을 참조하면 PPTD가 상승함에 따라 사이클 비가역성이 상승하며, 총 액서지 파괴인자(EDF_{total}) 또한 0.75에서 1.66으로 상승함을 알 수 있다. 각 기기별 액서지 파괴에 대한 연구결과가 있는 Wei et al. (2007), Le et al. (2014)의 연구를 참조하여, 각 기기별 EDF 변화에 대해 살펴보면 증발기 측 EDF의 값(EDF_e)이 0.25에서 0.99로 크게 상승하였다. 반면 응축기 측 EDF의 값(EDF_c)은 0.32에서 0.48로 다소 소폭 상승하였다. 이러한 이유는 증발기 측 PPTD의 변화가 증발기의 엔트로피 생성에 대해 큰 영향을 주기 때문이다. 즉, 증발기 측 PPTD가 증가할수록 타 기기에 비해 증발기에서 엔트로피 생성량이 크게 증가하며, EDF의 값도 크게 상승한다. 터빈 측 EDF의 값(EDF_t)과 펌프 측 EDF의 값(EDF_p)은 비교적 큰 변화를

보이지 않았으며, 이러한 결과는 모든 작동유체에서 유사한 결과를 보였다.

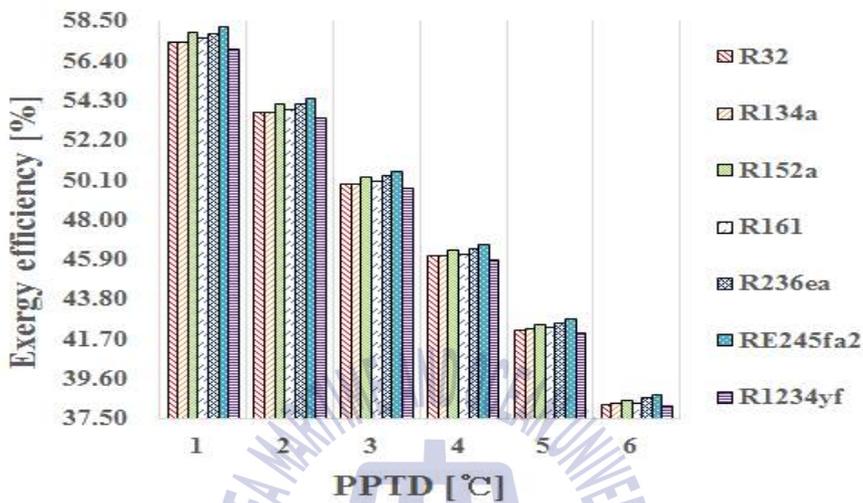


Fig. 22 Exergy efficiency with respect to the PPTD at evaporator

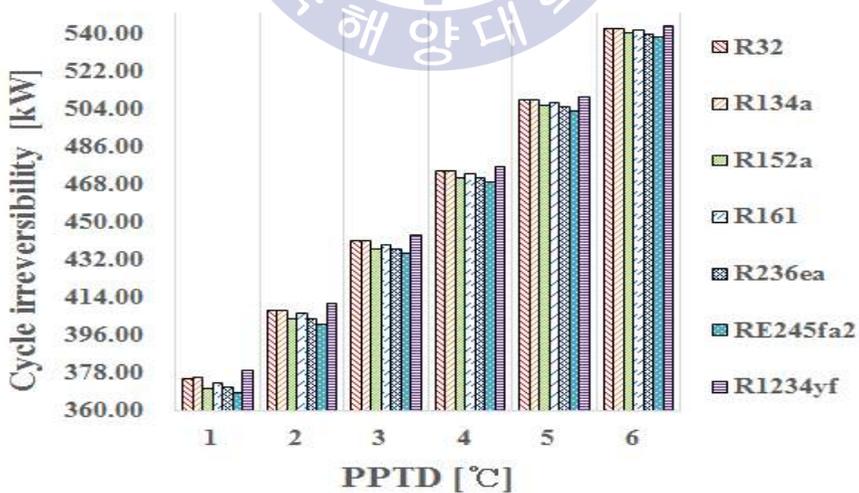


Fig. 23 Cycle irreversibility with respect to the PPTD at evaporator

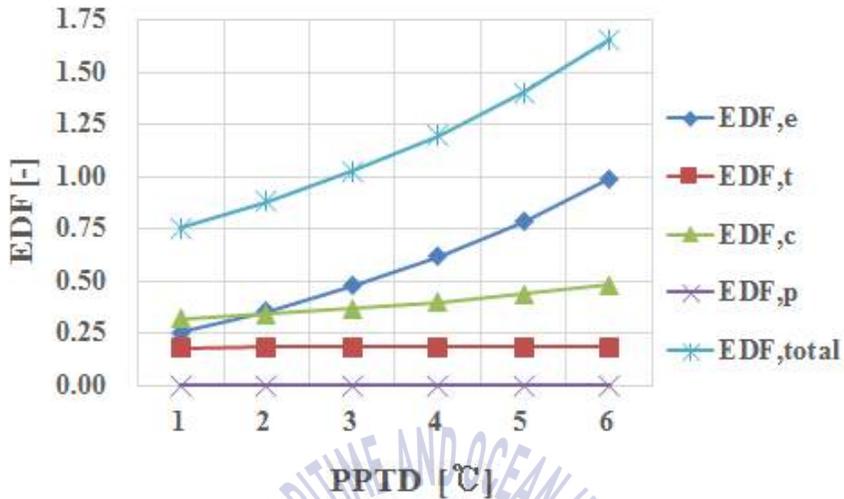


Fig. 24 EDF of RE245fa2 with respect to the PPTD at evaporator

Fig. 25, Fig. 26은 각각 응축기 측 PPTD 변화에 따른 제2법칙 효율 및 사이클 비가역성을 나타낸다. 응축기 측 열침의 입출구 온도변화가 일정한 경우, PPTD의 값이 커질수록 응축온도가 상승하며 PPTD의 값이 작아질수록 응축온도가 하강한다. 본 연구의 설계조건에 따라 PPTD가 1°C 인 경우를 PPTD가 6°C 인 경우와 비교해보면 응축온도가 하강할시 응축압력 또한 하강한다. 응축온도 및 응축압력이 낮아지면 사이클의 정미출력 및 사이클 효율이 상승한다(Cengel & Boles, 2011). 따라서 증발기 측 PPTD 변화에 따른 결과와 마찬가지로 모든 작동유체가 PPTD의 값이 커질수록 사이클 효율 및 제2법칙 효율의 값은 작아지는 반면 사이클의 비가역성은 커진다. Li et al., (2012)과 Wang et al., (2012)의 연구에서는 유기랭킨사이클에 있어 증발기 측 PPTD의 값에 따른 사이클 성능변화에 대한 연구 결과만 언급되어 있다. 본 장의 설계조건에 따른 해양온도 차발전용 유기랭킨사이클의 경우 사이클 성능변화에 있어 응축기 측 PPTD 값의 변화가 증발기 측 PPTD 값의 변화보다 더 큰 영향을 미쳤다. 예를 들어 작동유체 R32 성능변화를 Fig. 22, Fig. 23 및 Fig. 25, Fig. 26과 비교하여 살펴보면 다음과 같다. 증발기 측 PPTD가 1°C 에서 6°C 로 증가할시 제2법칙 효율은

약 57.39%에서 약 38.26%까지 약 19.13% 감소하며, 사이클의 비가역성은 약 375.59kW에서 542.99kW로 약 167.4kW 증가하였다. 같은 조건으로 응축기의 경우 제2법칙 효율은 약 57.63%에서 약 37.66%까지 약 19.97% 감소하며, 사이클의 비가역성은 약 373.47kW에서 약 548.36kW까지 약 174.89kW 증가한 결과로 보아 응축기 측 PPTD 값의 변화에 따른 사이클 성능 변화폭이 더 크다고 볼 수 있으며, 모든 작동유체에서 유사한 경향을 보였다. 이러한 이유는 일정한 증발기 용량에서 응축기 측 PPTD 값의 변화에 따른 응축기 용량 및 정미출력 값이 더 크게 변하기 때문이다. 선정된 작동유체에 대해 사이클 성능을 비교분석해보면 증발기 측 PPTD 값의 변화에 따른 영향과 유사하게 각 작동유체는 응축기 측 PPTD 값의 변화에 따라 제2법칙 효율 및 사이클 비가역성에 있어 큰 차이가 없는 성능변화를 보였으며, 선정된 작동유체 중에서는 RE245fa2를 사용하는 것이 본 장에서 설계한 사이클에 있어 가장 유리하였다.

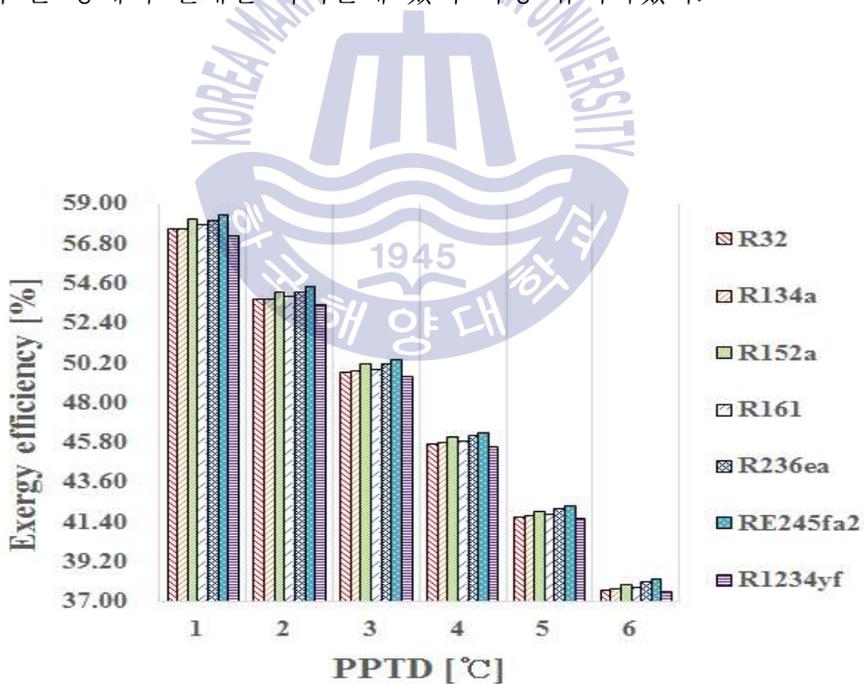


Fig. 25 Exergy efficiency with respect to the PPTD at condenser

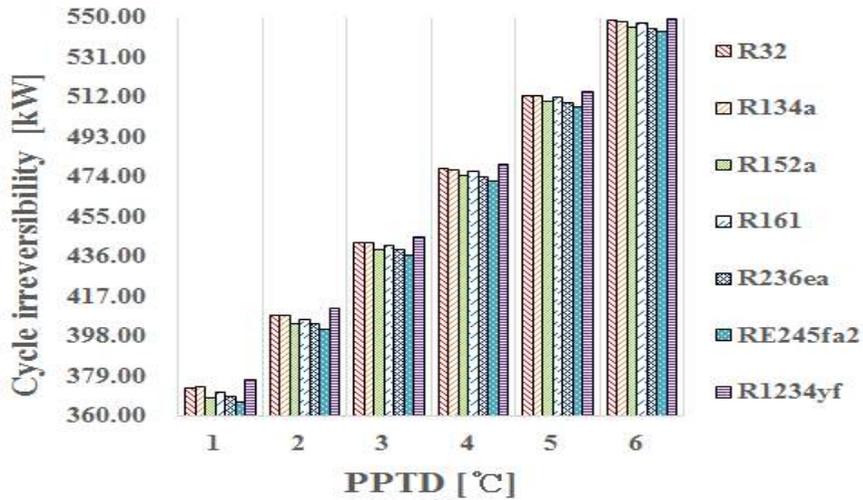


Fig. 26 Cycle irreversibility with respect to the PPTD at condenser

Fig. 27은 Fig. 24와 같이 가장 우수한 사이클 성능결과를 보이는 작동유체 RE245fa2를 적용한 사이클에서 응축기 측의 PPTD 변화에 따른 각 기기별 EDF 변화를 나타낸다. Fig. 24와 비교하면 PPTD의 값이 증가할수록 사이클 비가역성이 커지므로, 총 엑서지 파괴인자(EDF_{total})의 값이 0.75에서 1.69로 상승한다. Fig. 24에서는 증발기의 EDF 값(EDF_e)이 크게 증가한 반면, Fig. 27에서는 응축기의 EDF 값(EDF_c)이 0.23에서 1.04로 크게 증가하였으며, 증발기의 EDF 값(EDF_e)은 0.34에서 0.48로 소폭 상승하였다. 한편 터빈의 EDF 값(EDF_t)과 펌프의 EDF 값(EDF_p)은 Fig. 24의 결과와 유사하게 거의 일정한 것을 유지하였다. 이러한 결과에 따라 사이클의 엑서지 파괴인자(EDF_{total})의 값이 유사한 값으로 상승하더라도 PPTD 변화가 발생하는 위치에서 엔트로피 생성량이 크게 증가하며, EDF의 값 또한 크게 상승함을 알 수 있다. 또한 열교환기에서의 PPTD 변화는 터빈과 펌프 측 비가역성 변화에 비교적 미소한 영향을 미친다는 점을 알 수 있다. 상기의 엑서지 파괴인자에 대한 결과는 선정된 모든 작동유체에서 유사한 경향을 보였다.

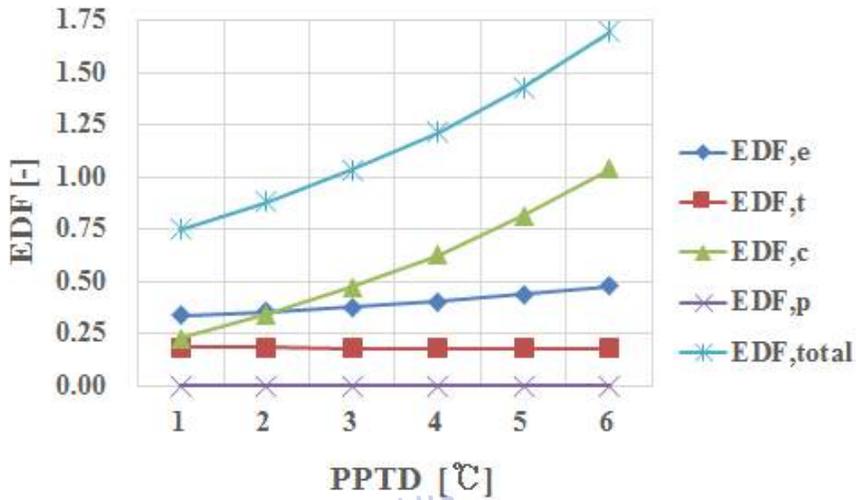


Fig. 27 EDF of RE245fa2 with respect to the PPTD at condenser

3.4.2 열원 및 열침 출구온도의 영향

Wang et al. (2012), Guo et al. (2014), Song et al. (2015)의 연구에 의하면 저온열원을 사용하는 유기랭킨사이클에서 증발기 측 열원의 출구온도변화에 의해서도 사이클 성능이 크게 변화됨을 알 수 있다. 본 연구에서는 상기의 연구를 참조하여, 열원의 출구온도변화에 따른 해양온도차발전용 유기랭킨사이클의 성능변화에 대해 살펴보았다.

Fig. 28, Fig. 29는 각각 열원의 출구온도변화에 따른 제2법칙 효율 및 사이클 비가역성을 나타낸다. 열교환기 측 PPTD가 일정한 경우, 열원출구 측 온도가 상승하게 되면 증발온도 및 증발압력이 상승하며, 사이클이 효율이 상승한다 (Cengel & Boles, 2011). 또한 식 (21)에서 T_{pp} 의 값이 상승함으로 인해 T_H 값이 커지며 사이클의 가역 효율이 상승한다. Fig. 28을 살펴보면 열원의 출구온도가 상승함에 따라 제2법칙 효율이 상승되는 경향을 보이는 점에서 가역 효율보다 사이클의 열효율이 상대적으로 더욱 급격하게 상승된다는 점을 알 수 있다. 또한 Fig. 29의 결과로 열원의 입구온도와 출구온도의 차가 작을수록 사이클의 비가역성이 감소됨을 알 수 있다. 비가역성이 감소된 원인은 앞서 언급하

였듯이, 증발기 측 엔트로피 생성의 감소에 의한 것이다. 한편 열원의 출구온도 변화에 따른 비가역성 변화의 폭은 매우 크다. 예를 들어 작동유체 R32의 경우 22°C에서 약 888.69kW, 26°C에서 약 264.70kW로 약 623.99kW 감소하였으며, 이 값은 열교환기 측 PPTD 변화에 따른 성능변화보다 큰 값이다.

Fig. 30은 열원의 출구온도변화에 따른 RE245fa2의 EDF변화를 나타낸다. 온도가 상승함에 따라 총 엑서지 파괴인자(EDF_{total})의 값은 1.20에서 0.80로 감소하였다. 여기서, 증발기의 EDF값(EDF_e)은 0.59에서 0.30으로 감소하였으며, 응축기의 EDF값(EDF_c)은 0.43에서 0.32로 비교적 소폭 감소하였다. 또한 터빈의 EDF 값(EDF_t)과 펌프의 EDF 값(EDF_p)은 거의 일정하였다. 이러한 결과로 열원의 온도변화에 직접적인 영향을 받게 되는 증발기의 비가역성이 다른 기기들보다 비교적 크게 감소함을 알 수 있다. 이러한 변화의 원인은 증발기 측에서 PPTD의 변화에 따라 증발기 측 EDF값(EDF_e)이 크게 변화한 결과와 유사하다. 상기의 결과는 모든 작동유체에서 비슷한 경향을 보였다.

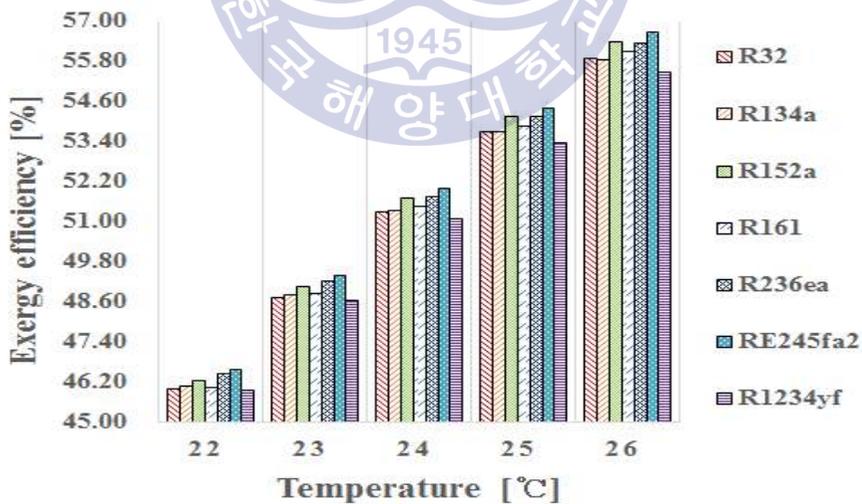


Fig. 28 Exergy efficiency with respect to the outlet temperature of heat source with PPTD = 2°C

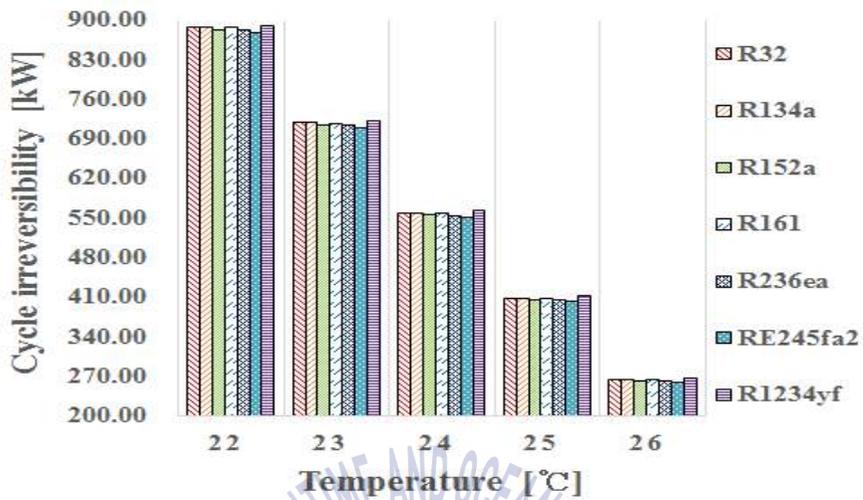


Fig. 29 Cycle irreversibility with respect to the outlet temperature of heat source with PPTD = 2°C

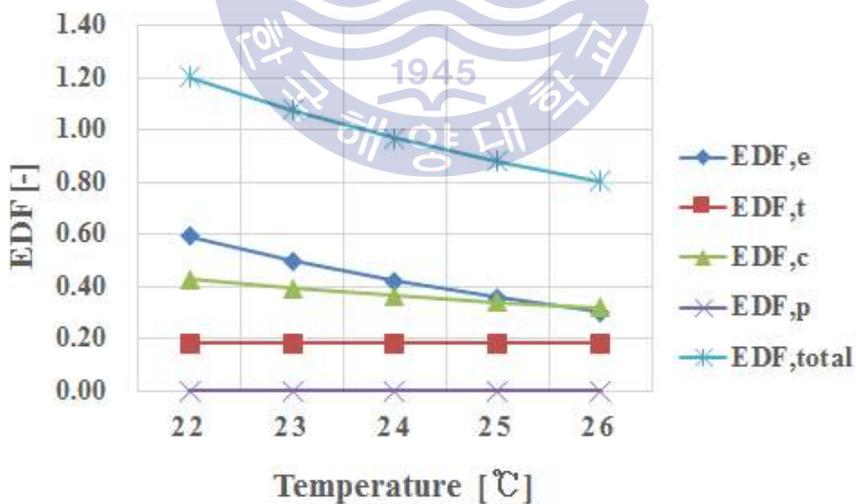


Fig. 30 EDF of RE245fa2 with respect to the outlet temperature of heat source with PPTD = 2°C

열원온도에 대한 영향뿐만 아니라 열침 온도에 대한 영향에 대해서 살펴보았다. 기본적인 설계조건에서 열교환기 측 PPTD의 값은 2°C, 열침의 입구온도는 5°C로 가정한 상태에서 열침의 출구온도변화에 따른 해양온도차발전용 유기랭킨사이클의 성능변화에 대해 연구하였다. Fig. 31, Fig. 32는 각각 응축기 측 열침의 출구온도 증가에 따른 제2법칙 효율과 사이클 비가역성을 나타낸다. 응축기 측 PPTD가 일정한 상태에서 열침의 출구온도가 상승하게 되면 응축온도 및 응축압력이 상승한다. 응축압력이 상승할 경우 사이클 효율은 감소하므로 (Cengel & Boles, 2011), 열침의 출구온도가 상승할수록 사이클 효율은 저하된다. 또한 식 (22)의 T_L 값이 커지므로 가역 효율이 저하된다. 따라서 Fig. 31과 같이 열침의 출구온도가 상승함에 따라 사이클 효율 및 가역 효율이 감소함으로써 제2법칙 효율이 감소한다. 사이클의 비가역성의 경우 Fig. 32를 살펴보면 제2법칙 효율의 감소 및 엔트로피 증가로 인해 사이클의 비가역성은 증가하는 경향을 보인다. 이러한 결과에 따라 응축기 측 열침의 입출구 측 온도차가 커질수록 제2법칙 효율은 감소하며, 비가역성은 증가함을 알 수 있다. 한편 열침의 출구온도변화에 따른 비가역성 변화의 폭은 비교적 작다. 예를 들어 작동유체 R32의 경우 7°C에서 약 396.07kW, 11°C에서 약 444.98kW로 약 48.91kW 증가하였으며, 이 값은 열원 출구온도변화에 따른 성능변화와 비교하여 작다.

Fig. 33은 열침의 출구온도 변화에 따른 RE245fa2의 EDF변화를 나타낸다. 사이클의 비가역성이 감소하였으므로, 총 엑서지 파괴인자(EDF_{total})의 값 또한 0.80에서 1.23으로 증가하였다. 여기서, 증발기의 EDF값(EDF_e)은 0.34에서 0.43으로 증가하였으며, 응축기의 EDF값(EDF_c)은 0.27에서 0.61로 비교적 크게 증가하였다. 이러한 결과로 다른 기기들보다 열침의 온도변화에 직접적인 영향을 미치는 응축기의 비가역성이 크게 상승함을 알 수 있다. 즉 열침의 출구온도가 증가함에 따라 응축기 측 엔트로피 생성이 가장 크다. 한편 터빈의 EDF 값(EDF_t)과 펌프의 EDF 값(EDF_p)은 Fig. 30의 결과와 유사하게 거의 일정한 값을 유지하였다. 이러한 결과는 선정된 모든 작동유체에서 유사한 경향을 보였다.

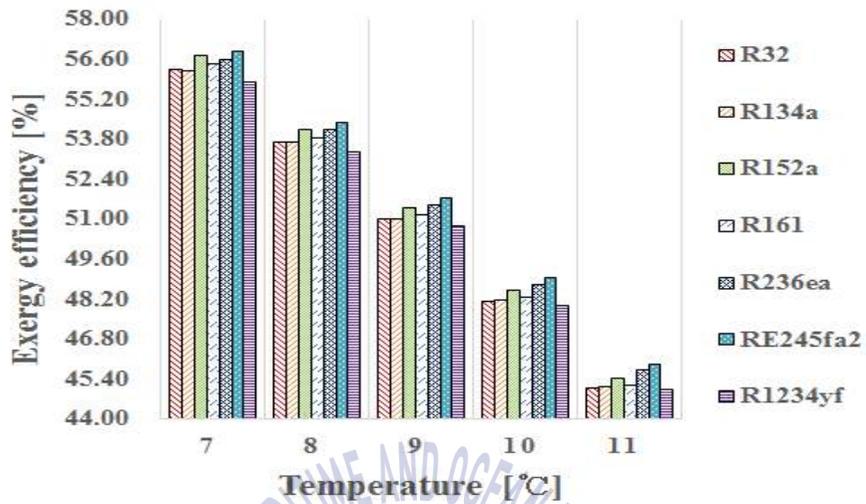


Fig. 31 Exergy efficiency with respect to the outlet temperature of heat sink with PPTD = 2°C

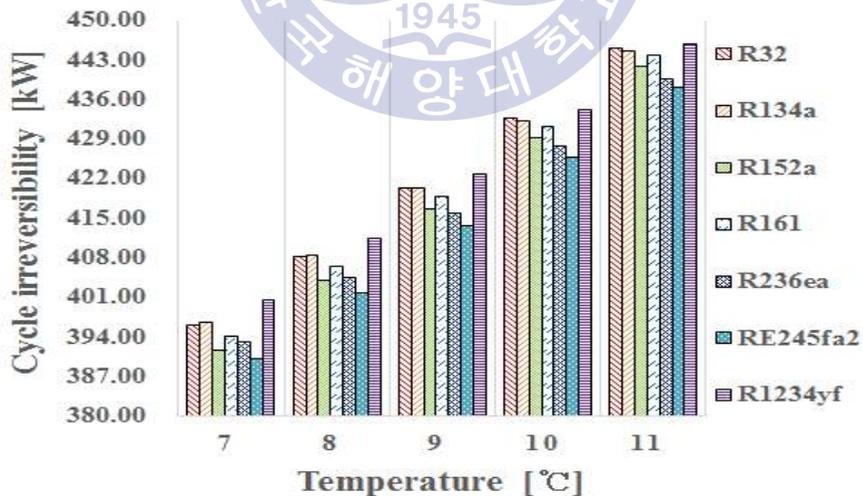


Fig. 32 Cycle irreversibility with respect to the outlet temperature of heat sink with PPTD = 2°C

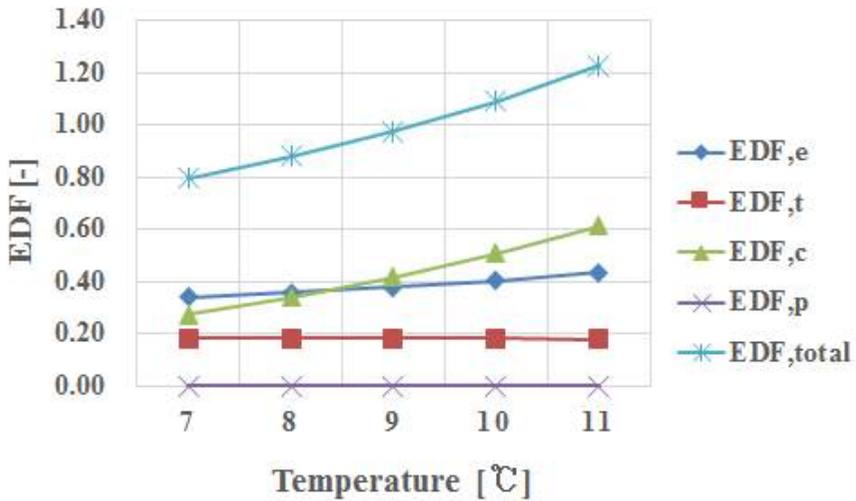


Fig. 33 EDF of RE245fa2 with respect to the outlet temperature of heat sink with PPTD = 2°C

3.5 요약

각 열교환기 측에서 일정한 열원 및 열침의 입출구 온도변화에서는 핀치포인트온도차의 값이 작을수록, 고정된 핀치포인트온도차에서는 열원 및 열침의 입출구 온도차가 작을수록 제2법칙 효율은 상승하며, 사이클 비가역성 및 총 엑서지 파괴인자는 감소함을 알 수 있었다. 또한 온도변화가 발생한 곳에서 엔트로피 생성의 변화가 크므로 비가역성이 크게 변화하였다. 3장의 설계조건에서 선정한 작동유체 중 제2법칙 효율 및 사이클 총 비가역성면에서 RE245fa2가 가장 우수하였으나, 모든 작동유체가 본 연구의 독립변수에 따른 열역학적 성능변화는 큰 차이가 없었다.

제 4 장 초임계 유기랭킨사이클에 따른 성능분석

4.1 개요

최근 저온열원을 사용하는 초임계 사이클(transcritical cycle/supercritical cycle)에 대한 연구가 진행되고 있다(Cayer et al., 2010). Karellas and Schuster (2008)는 다양한 저온열원의 유기랭킨사이클에 초임계 사이클을 적용하여 사이클 성능을 분석하였다. 또한 Mikielwicz, D. and Mikielwicz, J. (2010)는 마이크로 CHP(Combined Heat and Power unit)의 초임계 유기랭킨사이클에 적합한 작동유체 선정에 대한 연구를 수행하였으며, Guo et al. (2011)은 지열을 이용한 초임계 사이클 상태에서 작동유체간의 열역학적 사이클 성능을 비교분석하였다. Schuster et al. (2010)은 초임계 유기랭킨사이클의 사이클 성능을 최대화하기 위한 연구를 하였으며, Chen et al. (2011a)은 단일냉매 R134a와 비공비 혼합냉매인 R134a/R32를 이용하여 초임계 사이클에서 성능분석 후 비공비 혼합냉매의 열역학적 우수함에 대해 언급하였다. 또한 Shengjun et al. (2011)은 동일한 지열 열원조건에서 아임계 사이클과 초임계 사이클로 나뉘는 다양한 작동유체를 비교분석하였다. Le et al. (2014)는 GWP가 낮은 작동유체를 이용하여 저온열원에 의한 초임계 사이클의 최적화에 관한 연구를 하였다. 전술한 바와 같이 현재 다양한 저온 열원에 대한 초임계 사이클 연구가 있었으나, 비교적 열원 온도범위가 낮은 해양온도차발전에서는 초임계 사이클에 대한 연구는 잘 이루어지지 않고 있는 실정이다.

한편 근래 CO₂라 불리는 R744를 이용한 초임계 사이클에 대한 연구에 관심이 커지고 있다. CO₂는 경제적이고 안전하며 초임계 사이클에 매우 효과적인 작동유체이다(Kim et al., 2012). Zhang et al. (2005, 2006)은 태양열을 열원으로 하는 발전 사이클에 작동유체로써 CO₂ 초임계 사이클을 접목시켜

연구를 수행하였다. 그리고 Chen et al. (2006)은 폐열회수 유기랭킨사이클에서 CO₂를 이용한 초임계 사이클과 R123을 이용한 아임계 사이클의 열역학적 성능을 비교분석하였으며, 이외에도 CO₂와 유기냉매를 이용해 초임계 사이클의 열역학적 성능을 비교분석한 연구결과들이 있다(Guo et al., 2011; Baik et al. 2011; Chen et al. 2011b). 또한 Cayer et al. (2009)는 산업폐열의 저온열원을 이용하여 CO₂ 초임계 사이클의 에너지 분석, 엑서지 분석, 열교환기의 최적화에 대한 연구를 하였으며, Wang et al. (2010)은 유전연산법(genetic algorithm)과 인공 신경 회로망(artificial neural network) 등의 방법을 통해 CO₂ 초임계 사이클의 최적화에 대한 연구를 수행하였다. Kim et al. (2012)은 저온 및 고온 열원에 따른 다양한 CO₂ 초임계 사이클의 설계 방법을 제시하였으며, Yoon et al. (2012a, 2012b)는 해양온도차발전에 R744를 이용하여 사이클의 효율 및 엑서지 분석을 수행하였다. 해양온도차발전은 R744를 초임계 상태가 되기 위한 열원의 온도범위가 너무 낮다는 특징이 있지만, Yamada et al. (2009)와 Aydin et al. (2014)의 연구와 같이 태양열을 이용하여 기존의 해양온도차발전의 열원 온도를 상승시키는 방법을 고려할 수 있다.

본 장에서는 HYSYS를 이용하여 작동유체 R744를 적용한 열역학적 사이클을 구성한 뒤 초임계 사이클에 대한 열역학적 성능을 분석하는 것을 목적으로 한다. 초임계 사이클과 비교하기 위하여 아임계 사이클에 대한 성능분석을 수행하였으며, 초임계 사이클의 성능향상을 위하여 2장의 연구결과로 사이클 효율향상을 기대할 수 있었던 초임계 개방형 재생 랭킨사이클을 구성하여 연구를 수행하였다.

4.2 해양온도차발전용 초임계 유기랭킨사이클

단순 랭킨사이클에서 초임계 사이클의 T-s 선도는 Fig. 34와 같다. Fig. 34의 선도는 터빈과 펌프가 각각 등엔트로피적으로 팽창하며, 압력이 상승하는 이상적인 경우이다. 기존의 아임계 사이클에서는 열역학적 사이클 과정이 작동유체의 임계점 아래에서 작동한다(Tchanche et al., 2014). 반면 초임계 사이클의 경우 증발과정이 임계점을 상회하여 터빈입구상태가 임계점보다 더 높은 압력과 온도에 위치한다. Cengel and Boles (2011)에 의하면 동일 열원 및 열침의 온도변화조건에서 초임계 사이클이 아임계 사이클보다 큰 정미출력을 기대할 수 있으나 Karellas and Schuster (2008), Shengjun et al. (2011) 등의 연구결과에 따르면, 초임계 사이클이 아임계의 사이클보다 항상 열역학적 성능이 우수하다고 할 수 없다. 따라서 주어진 온도조건에서 최대의 열역학적 성능을 기대할 수 있는 초임계 사이클의 최적화에 대한 연구가 불가피하다. 특히 기존의 초임계 유기랭킨사이클의 연구(Wang et al., 2010; Chen et al., 2011b; Shengjun et al. 2011)에서 터빈입구상태에 따라 열역학적 성능변화가 크게 변화한다는 결과를 참조하면 Fig. 34의 1번 지점의 터빈입구상태에 대한 정의가 중요하다고 할 수 있다.

개방형 재생 랭킨사이클에서 초임계 유기랭킨사이클의 T-s 선도는 Fig. 35와 같다. Fig. 34와 동일하게 터빈과 펌프가 등엔트로피적으로 작동하는 이상적인 경우의 T-s선도이다. 2장의 연구결과를 참조하면 단순 랭킨사이클은 개방형 재생 랭킨사이클의 재생과정을 통해 열역학적 성능을 개선할 수 있다. 또한 Le et al. (2014)의 연구에서는 작동유체 R744를 제외한 낮은 GWP 작동유체를 이용하여 초임계 사이클에 개방형 재생 랭킨사이클을 구성하였으며, 그 결과 초임계 사이클에서도 재생과정에 따른 열역학적 성능향상을 기대할 수 있었다. 개방형 재생 랭킨사이클에는 압력비(f_p)에 따른 중간압력(P_{mid})에 대한 정의가 필요하며, 2장의 연구를 통해 통상적으로 압력비(f_p)가 0.3~0.4에서 가장 열역학적 사이클 효율이 우수하다는 것을 알 수 있었다.

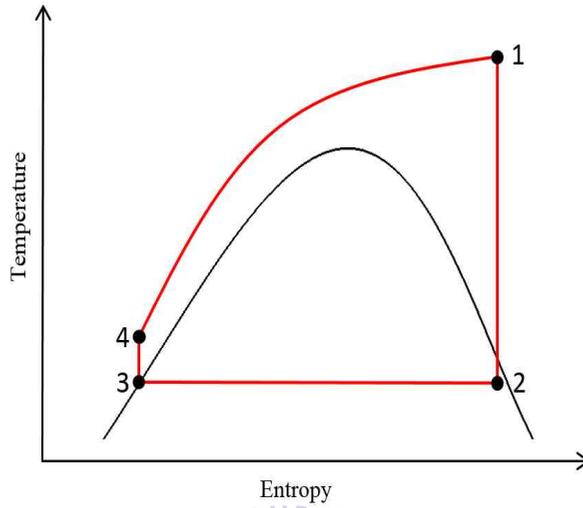


Fig. 34 T-s diagram of the transcritical simple Rankine cycle

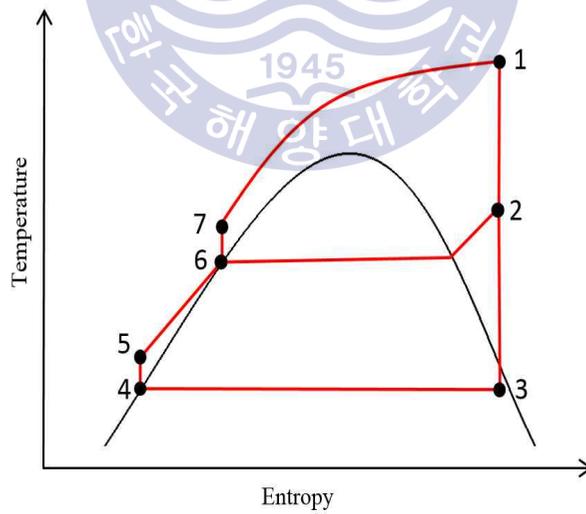


Fig. 35 T-s diagram of the transcritical Rankine cycle with open feedliquid heater

해양온도차발전용 유기랭킨사이클에서 초임계 사이클을 구성하기 위하여 R744를 사용하였다. R744는 앞서 연구를 수행하였던 유기냉매보다 임계점이 낮으므로, 비교적 낮은 온도범위의 열원을 사용하는 해양온도차발전용 유기랭킨사이클의 초임계 사이클 설계에 적합한 작동유체로 볼 수 있다. R744의 T-s 선도는 Fig. 36과 같으며, 작동유체에 대한 정보는 Table 6과 같다. R744를 초임계 사이클로 구성하기 위해서는 터빈입구상태가 작동유체의 임계점인 31.04°C, 7.38MPa 이상이 되어야 한다. R744는 ASHRAE 안전등급이 A1로 독성과 가연성이 낮은 안전성이 있는 작동유체이다.

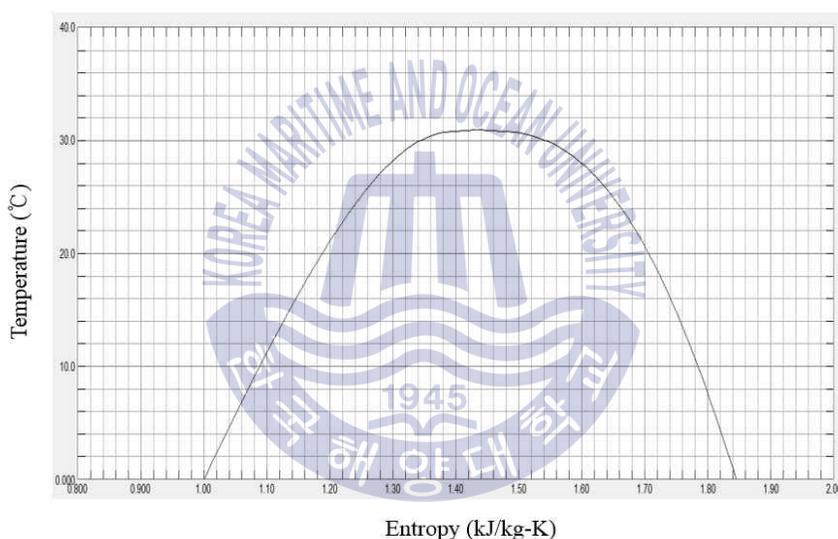


Fig. 36 T-s diagram of the R744

Table 6 Information of the R744

CAS no.	Chemical formula	$T_{crit}(^{\circ}C)$	$P_{crit}(MPa)$
124-38-9	CO ₂	31.04	7.38
Safety Group	ALT [years]	ODP	GWP
A1	>50	0	1

4.3 분석조건

작동유체 R744를 이용하여 해양온도차발전용 유기랭킨사이클에서 초임계 사이클로 구성하기 위해서는 열원온도범위 상승이 불가피하다. Yamada et al. (2009), Aydin et al. (2014)은 기존의 해양온도차발전에 태양열 집열판을 추가하여 사이클 효율을 상승시키는 태양열을 이용한 해양온도차발전(SOTEC; Solar-boosted Ocean Thermal Energy Conversion)에 대해 연구를 수행하였다. 본 장의 연구에서는 상기의 연구를 참조하여 사이클 설계를 수행하였으며, Fig. 37은 본 연구의 개략도를 나타낸다. 기존의 해양온도차발전의 경우 표층수를 그대로 증발기로 유입시켜 열원으로 사용하는 반면, SOTEC의 경우 표층수의 온도를 태양열 집열판을 이용해 온도를 상승시킨 뒤 증발기로 유입시킨다. Yamada et al. (2009)의 연구에 의하면 상기 SOTEC의 방식을 적용할 경우, 태양열 집열판에 의해 상승되는 온도가 20°C에 달하므로, 적은 온도범위의 열원을 사용하는 해양온도차발전용 유기랭킨사이클의 성능향상에 매우 큰 영향을 줄 수 있으며, R744를 이용한 초임계 사이클의 구성이 가능하다.

사이클 기본설계조건은 상기의 SOTEC의 방법을 참조하였으며, 여기에 따른 본 장의 설계조건은 Table 7과 같다. 2장과 3장의 연구를 참조하여 표층수의 온도 및 심층수의 온도는 각각 28°C, 5°C로 가정하였으며, 증발기와 응축기 측 PPTD는 2°C로 가정하고 연구를 수행하였다. 여기서, 표층수의 온도는 태양열 집열판을 통과하므로 48°C까지 온도가 상승한다. 응축기 출구 측 작동유체의 건도 값은 0인 포화액상태로 가정하였으며, 증발기 출구 측의 작동유체는 초임계상태로 최적화 작업을 수행하였다. 터빈과 펌프의 효율은 각각 70%, 80%로 가정하였다. 또한 증발기의 용량을 결정하기 위하여 표층수의 질량유량을 150kg/s로 가정하였으며, 외부의 열교환 및 열교환기내 압력강하는 무시하였다. 사이클의 열역학적 분석에서 사용된 물질의 상태방정식은 2장 및 3장과 동일하게 Peng-Robinson 방정식을 적용하였다.

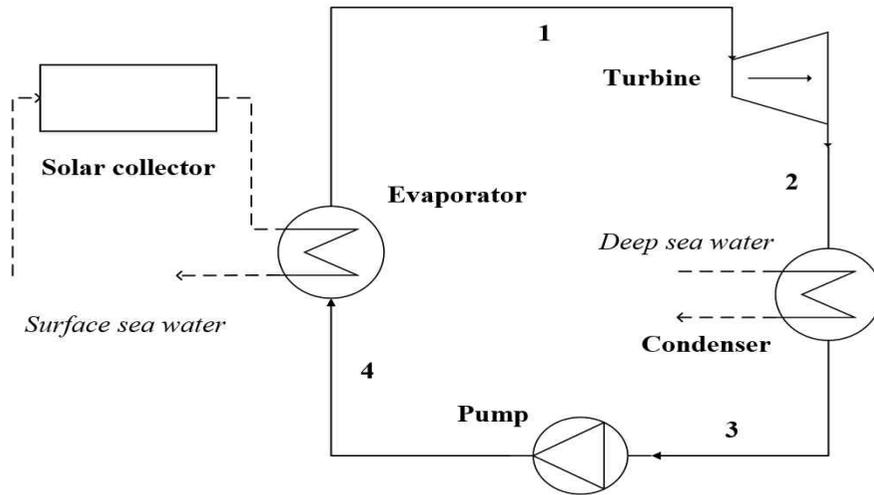


Fig. 37 Schematic diagram of the simple Rankine cycle for solar-boasted ocean thermal energy conversion

Table 7 Basic design parameters for the thermodynamic cycle installing the solar collector

Parameters	Values
Surface seawater temperature passing the solar collector [°C]	48
Deep seawater temperature [°C]	5
Seawater temperature difference [°C] (between inlet and outlet at the evaporator and condenser)	3
Evaporation pinch point temperature difference [°C]	2
Condensation pinch point temperature difference [°C]	2
Condenser exit vapor quality	0
Surface seawater flow rate [kg/s]	150
Turbine adiabatic efficiency [%]	70
Pump adiabatic efficiency [%]	80
Ambient temperature [°C]	20

단순 랭킨사이클과 관련된 사이클의 열역학적 수식은 3장의 식 (10)~(28)을 참조하면 된다. 개방형 재생 랭킨사이클의 경우 급수가열기가 설치되어 있으므로, 급수가열기와 관련된 식 (29)~(32)를 정의할 수 있다. 식 (29)는 급수가열기의 엑서지 파괴율(\dot{I}_r)을 의미한다. Fig. 35를 참조하면 \dot{m}_{wf} 는 6번 지점의 사이클 전체 작동유체의 질량유량이며, \dot{m}_1 은 2번 지점의 터빈으로부터 추출된 작동유체의 질량유량이며, \dot{m}_2 는 5번 지점의 응축과정을 지나 펌프에 의해 급수가열기에 유입된 작동유체의 질량유량이다. 식 (30)은 급수가열기의 엑서지 파괴율(\dot{I}_r)을 반영한 사이클의 총 엑서지 파괴율(\dot{I}_{total})을 의미한다. 식 (31)~(32)는 각각 급수가열기의 엑서지 파괴인자(EDF_r)와 사이클의 총 엑서지 파괴인자(EDF_{total})를 의미한다. 펌프 측 엑서지 파괴인자(EDF_p)의 값은 개방형 재생 랭킨사이클에 사용된 펌프 2대의 엑서지 파괴인자를 더한 값이다. 식 (29)~(32)는 3장에서 소개된 식들을 이용하여 사이클의 엑서지 분석이 가능하다. 앞서 언급한 개방형 재생 랭킨사이클의 압력비(f_p)에 대한 식은 2장의 식 (1)로 정의하며, 본 장의 연구에서는 압력비(f_p)를 0.3으로 가정하였다.

$$\dot{I}_r = T_0(\dot{m}_{wf}s_6 - \dot{m}_1s_2 - \dot{m}_2s_5) \quad (29)$$

$$\dot{I}_{total} = T_0 \left\{ -\dot{m}_{wf} \frac{(h_1 - h_7)}{T_H} - \dot{m}_2 \frac{(h_4 - h_3)}{T_L} \right\} \quad (30)$$

$$EDF_r = \frac{\dot{I}_r}{\dot{W}_t - \dot{W}_p} \quad (31)$$

$$EDF_{total} = EDF_t + EDF_c + EDF_p + EDF_e + EDF_r \quad (32)$$

4.4 결과 및 고찰

해양온도차발전용 초임계 유기랭킨사이클의 성능분석에 앞서 본 장의 사이클 설계조건에 따라 작동유체 R744를 이용한 아임계 사이클의 열역학적 분석을 수행하였다.

Fig. 38은 터빈입구압력의 변화에 따른 제2법칙 효율을 나타낸다. 터빈입구압력 범위는 임계점보다 낮은 5.5~7.0MPa이며, 터빈입구온도는 40°C, 42°C, 44°C, 46°C로 나누어 분석하였다. 그 결과, 46°C에서 7.0MPa일 경우 제2법칙 효율이 약 28.15%로 가장 높았으며, 40°C에서 5.5MPa일 경우 제2법칙 효율이 약 15.66%로 가장 낮았다. 각각의 터빈입구온도 조건에서 터빈입구압력이 상승할수록 제2법칙 효율이 상승함을 알 수 있다.

Fig. 39는 터빈입구온도의 변화에 따른 제2법칙 효율을 나타낸다. 터빈입구온도 범위는 38~46°C이며, 터빈입구압력은 5.5MPa, 6.0MPa, 6.5MPa, 7.0MPa로 나누어 분석하였다. 그 결과, Fig. 38과 동일하게 7.0MPa에서 46°C일 경우 제2법칙 효율이 약 28.15%로 가장 높았으며, 5.5MPa에서 38°C일 경우 제2법칙 효율이 약 15.40%로 가장 낮았다. 각각의 터빈입구압력 조건에서 터빈입구온도가 상승할수록 제2법칙 효율이 상승함을 알 수 있다.

Fig. 38과 Fig. 39의 결과를 살펴볼 때 아임계 사이클에서는 터빈입구압력과 터빈입구온도가 높을수록 제2법칙 효율이 높다는 점을 알 수 있었다. 이러한 이유는 증발기 측 입력열이 거의 일정한 상태에서 터빈입구압력이 높을수록 아임계 사이클의 범위에서는 터빈출력이 펌프동력보다 더 크게 상승하므로, 정미 출력 및 사이클 효율이 상승한다. 이에 따라 열원과 열침의 온도변화가 일정하므로, 제2법칙 효율 또한 향상됨을 알 수 있다. Cengel and Boles (2011)는 랭킨 사이클의 열효율을 증가시키는 방법으로 증발압력, 즉 터빈입구압력을 증가시키는 방법을 제안하기도 하였다. 또한 3장의 결과를 참조하면 터빈입구온도가 높을수록 증발기 측 작동유체와 열원의 핀치포인트온도차가 감소하므로 사이클의 총 비가역성이 감소하며, 제2법칙 효율은 상승하는 결과를 보인다.

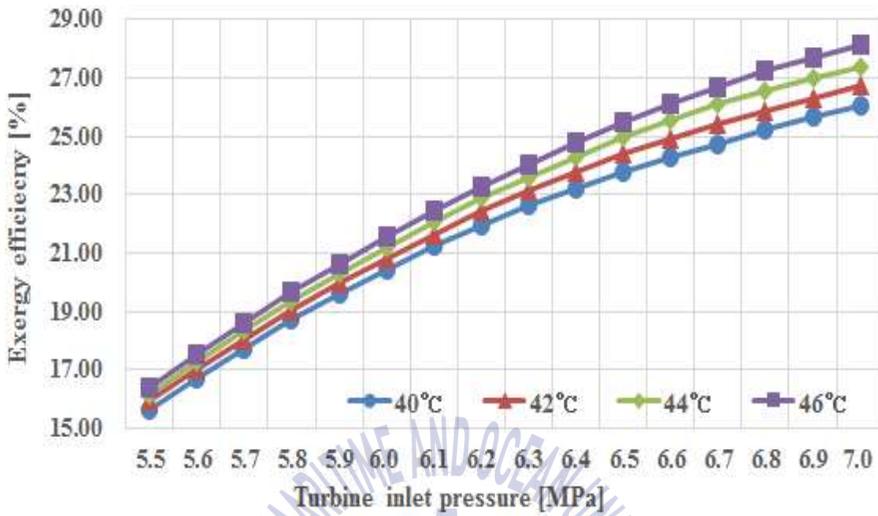


Fig. 38 Exergy efficiency of the subcritical simple Rankine cycle according to the turbine inlet pressure

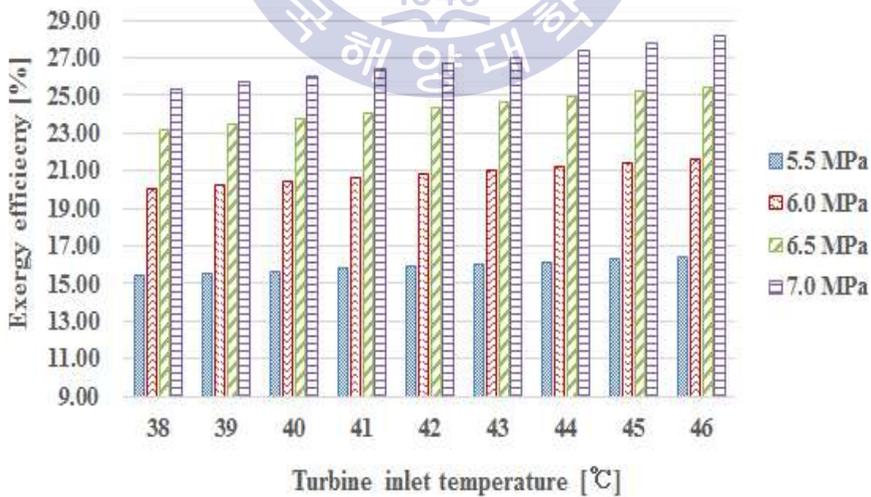


Fig. 39 Exergy efficiency of the subcritical simple Rankine cycle according to the turbine inlet temperature

Fig. 40과 Fig. 41은 단순 랭킨사이클에서 터빈입구압력이 작동유체 R744의 임계점을 상회하는 초임계 사이클의 열역학적 성능분석에 대해 나타낸다.

Fig. 40은 터빈입구압력의 변화에 따른 제2법칙 효율을 나타낸다. 터빈입구압력 범위는 임계점보다 높은 7.5~9.0MPa이며, 터빈입구온도는 아임계 사이클과 동일하게 40°C, 42°C, 44°C, 46°C로 나누어 분석하였다. 그 결과, 46°C에서 8.3MPa일 경우 제2법칙 효율이 약 30.99%로 가장 높았으며, 40°C에서 9.0MPa일 경우 제2법칙 효율이 약 19.62%로 가장 낮았다. 초임계 사이클에서는 동일한 터빈입구온도에서 터빈입구압력이 상승할 경우 제2법칙 효율이 비례적으로 상승하지 않는다. 예를 들면 터빈입구온도가 46°C일 경우 터빈입구압력이 8.3MPa에 도달하기 전까지는 제2법칙 효율이 상승하였다가 그 이후에는 하강하는 추세를 보인다. 또한 특정 터빈입구온도범위에서 터빈입구압력이 지나치게 높은 경우 아임계 사이클보다 낮은 제2법칙 효율을 나타낸다. 상기의 결과를 살펴보면 Karellas and Schuster (2008), Guo et al. (2014)의 언급과 같이 초임계 사이클이 항상 아임계 사이클보다 열역학적 성능이 우수하다고 할 수 없다. 이러한 이유는 Fig. 34를 참조하면, 초임계 사이클에서 터빈입구온도가 동일할 경우, 터빈입구압력 상승시 1번 지점의 엔탈피 값이 하강함에 따라 증발기측 입력열은 일정하므로 작동유체의 질량유량은 증가한다. 이때 작동유체 질량유량이 상승함과 동시에 4번 지점의 엔탈피 값 또한 증가하는 결과를 보였다. 3번 지점의 응축기 출구측 작동유체의 상태는 거의 동일하므로, 터빈입구압력이 상승함에 따라 터빈출력일이 상승하는 동시에 펌프소요일 또한 상승한다. 여기서 특정지점까지는 터빈출력이 펌프의 소요 동력보다 상승하는 정도가 크므로 정미출력이 상승하여, 사이클 성능이 향상되나 특점지점 이후에는 펌프동력이 터빈의 출력보다 상승하는 정도가 커지므로 정미출력은 감소하며, 제2법칙 효율 또한 감소하는 경향을 보였다. 이러한 사이클의 성능변화의 경향은 Cayer et al. (2009, 2010), Cay Wang et al. (2010), Shengjun et al. (2011), Chen et al. (2011b)의 연구결과와 유사하다.

Fig. 41은 터빈입구온도의 변화에 따른 제2법칙 효율을 나타낸다. 터빈입구온도 범위는 아임계 사이클과 비교하기 위하여 38~46°C로 설정하였으며, 터빈

입구압력은 7.5MPa, 8.0MPa, 8.5MPa, 9.0MPa로 나누어 분석하였다. 그 결과, 8.5MPa에서 46°C 일 경우 제2법칙 효율이 약 30.86%로 가장 높았으며, 9.0MPa에서 38°C 일 경우 제2법칙 효율이 약 13.34%로 가장 낮았다. Wang et al. (2010)의 연구결과와 유사하게 동일한 터빈입구압력에서는 터빈입구온도가 상승할수록 제2법칙 효율의 값은 상승하는 경향을 보였다. 한편, 각 터빈입구압력의 조건에 따라 터빈입구온도가 상승함에 따른 제2법칙 효율 상승의 정도가 각각 상이하다. 예를 들어 터빈입구온도가 38°C에서 46°C로 상승할 시 7.5MPa의 경우 제2법칙 효율이 약 26.50%에서 약 29.87%로 소폭 상승한 반면 9.0MPa의 경우 약 13.34%에서 약 29.63%로 대폭 상승하였다. 초임계 사이클에서 터빈입구온도가 상승할수록 제2법칙 효율이 상승하는 이유는 아임계 사이클의 결과와 동일하게 핀치포인트온도차가 감소함에 따라 사이클의 비가역성이 감소하여 제2법칙 효율은 상승하는 결과를 나타내기 때문이다.

단순 랭킨사이클에서 해양온도차발전용 초임계 사이클의 설계조건에 가장 열역학적으로 최적화된 상태는 8.3MPa, 46°C 일 때이며, 이는 아임계 사이클에서 가장 열역학적 성능이 우수하였던 7.0MPa, 46°C의 경우보다 제2법칙 효율이 약 2.84% 더 높다. 따라서 터빈의 입구온도가 높으며, 보다 최적화된 터빈의 입구압력상태에서 초임계 사이클은 아임계 사이클과 비교하여 보다 향상된 열역학적 사이클 성능을 기대할 수 있다. 한편, Baik et al. (2011)은 초임계 유기랭킨사이클에서 발생할 수 있는 터빈손상에 대해 언급하였으며, Cengel and Boles (2011)는 고정된 터빈의 입구온도에서 증발압력이 상승할 경우 터빈의 출구 측에 수분 함유량이 증가한다고 하였다. 본 연구의 초임계 사이클 또한 아임계 사이클과 비교하여 동일 터빈입구온도에서 터빈압력이 상승할 경우 터빈의 출구 측 건도가 현저히 떨어지는 경향을 보였다. 액적에 의한 터빈의 손상을 방지하기 위해서는 초임계 사이클의 터빈입구온도가 높게 유지하는 방법이 있으며, 작동유체의 2상 상태에서도 사용가능한 스크롤식 팽창기 (scroll expander) 혹은 스크류식 팽창기(screw expander) 등의 용적식 팽창기를 사용하는 방법이 있다(Bao and Zhao, 2013).

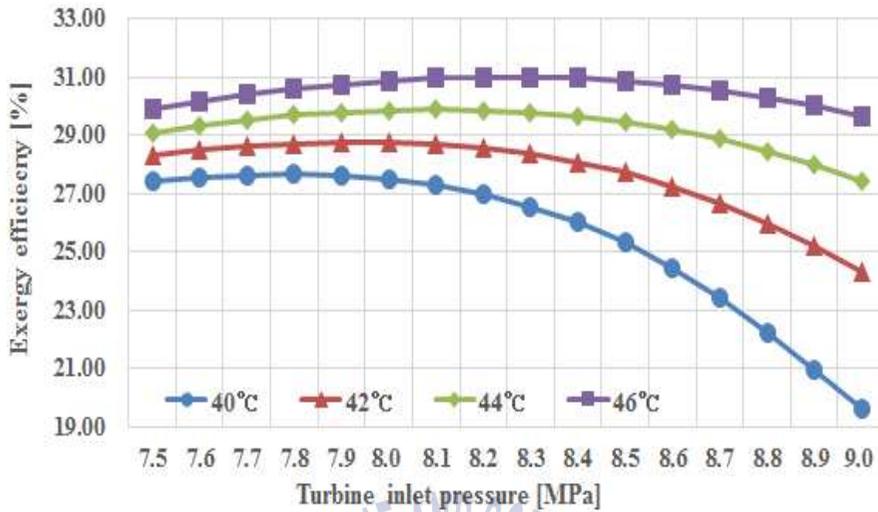


Fig. 40 Exergy efficiency of the transcritical simple Rankine cycle according to the turbine inlet pressure

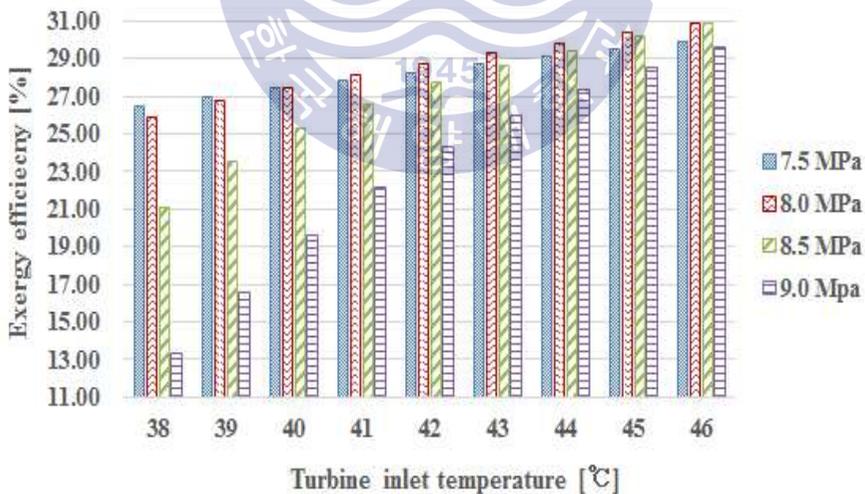


Fig. 41 Exergy efficiency of the transcritical simple Rankine cycle according to the turbine inlet temperature

Fig. 42는 사이클 성능이 가장 우수했던 초임계 단순 랭킨사이클의 터빈입구 온도 46°C에서 터빈 축 입구압력변화에 따른 엑서지 파괴인자의 변화를 나타낸다. 총 엑서지 파괴인자(EDF_{total})의 값은 7.5MPa에서 8.3MPa구간까지 2.46에서 2.33으로 감소하는 추세를 보이다가 8.3MPa에서 9.0MPa구간까지 2.49로 다시 증가하는 추세를 보인다. 터빈입구압력이 상승할수록 증발기 축 엑서지 파괴인자(EDF_e)는 1.33에서 1.03까지 감소하는 추세를 보이며, 응축기 축 엑서지 파괴인자(EDF_c)는 0.32~0.34로 거의 일정하다. 터빈 축 엑서지 파괴인자(EDF_t)는 0.70에서 0.93까지 증가하는 추세를 보이며, 펌프 축 엑서지 파괴인자(EDF_p)는 0.10에서 0.19까지 증가하는 추세를 보인다. 증발기 축 비가역성의 감소하는 정도와 터빈과 펌프 축 비가역성의 증가하는 정도가 8.3MPa의 기준으로 차이가 나므로, 사이클의 총 엑서지 파괴인자(EDF_{total})가 Fig. 42와 같은 추세를 보인다. 여기서 비가역성의 변화는 각 기기의 엔트로피 생성 변화에 따른 결과이다.

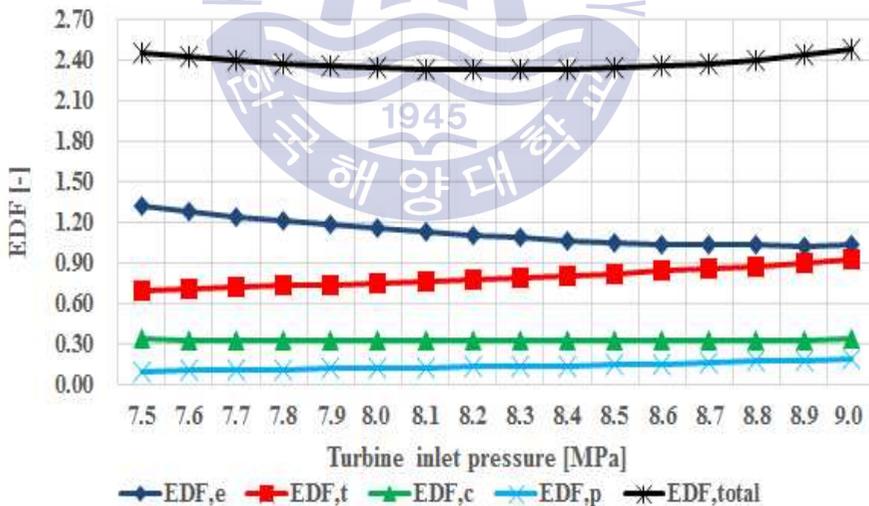


Fig. 42 EDF of the transcritical simple Rankine cycle according to the turbine inlet pressure

Fig. 43과 Fig. 44는 초임계 단순 랭킨사이클의 성능 향상을 위해 초임계 개방형 재생 랭킨사이클의 열역학적 성능분석에 대한 결과를 나타낸다. Fig. 43은 터빈입구압력의 변화에 따른 제2법칙 효율을 나타낸다. 터빈입구압력 및 터빈입구온도 범위는 단순 랭킨사이클과 동일하다. 그 결과, 46°C에서 8.2MPa일 경우 제2법칙 효율이 약 32.73%로 가장 높았으며, 40°C에서 9.0MPa일 경우 제2법칙 효율이 약 16.29%로 가장 낮았다. 동일 터빈입구온도에서 터빈입구압력 상승 시 제2법칙 효율이 비례적으로 상승하지 않으며, 이는 초임계 단순 랭킨사이클에서의 경우와 유사한 경향을 보였다.

Fig. 44는 터빈입구온도의 변화에 따른 제2법칙 효율을 나타낸다. 터빈입구압력 및 터빈입구온도 범위 또한 단순 랭킨사이클과 동일하다. 그 결과, 8.0MPa에서 46°C일 경우 제2법칙 효율이 약 32.66%로 가장 높았으며, 9.0MPa에서 38°C일 경우 제2법칙 효율이 약 5.74%로 가장 낮았다. 동일한 터빈입구압력에서는 터빈입구온도가 상승할수록 제2법칙 효율 또한 상승하는 결과를 보였다. 또한 초임계 단순 랭킨사이클의 경우와 유사하게 각 터빈입구압력의 조건에 따라 터빈입구온도가 상승함에 따른 제2법칙 효율 상승의 정도가 각각 상이하다. 예를 들어 터빈입구온도가 38°C에서 46°C로 상승할 시 7.5MPa의 경우 제2법칙 효율이 약 27.96%에서 약 31.70%로 소폭 상승한 반면 9.0MPa의 경우 약 5.74%에서 약 30.16%로 비교적 대폭 상승하였다.

상기의 결과를 볼 때 앞선 결과들과 유사하게 터빈입구온도가 클수록 핀치포인트온도차가 감소하므로 비가역성은 감소하며 사이클 성능은 향상되는 결과를 보인다. 터빈입구압력에 따른 제2법칙 효율의 변화는 초임계 단순 랭킨사이클의 경향과 유사하다. 최적화된 터빈입구압력에서 제2법칙 효율은 단순 랭킨사이클의 경우 약 30.99%이며, 개방형 재생 랭킨사이클의 경우 약 32.73%로 약 1.74% 더 높다. 산업폐열을 열원으로 이용한 Le et al. (2014)의 초임계 사이클 연구에서는 선정된 유기냉매에 비해 R744의 임계점이 낮다는 이유로 개방형 재생 랭킨사이클에 적용하지 않았으나, 해양온도차발전용 초임계 유기랭킨사이클에 적용할 경우 사이클 성능향상에 유리하다는 결과를 얻을 수 있었다. 한편 초임계 개방형 재생 랭킨사이클의 특정 터빈입구조건에서 터빈 축 입구압력이

지나치게 높게 되면 제2법칙 효율이 급격히 하강되는 경향을 보였다. 예를 들어 터빈입구상태가 40℃, 9.0MPa일 때 초임계 단순 랭킨사이클의 경우는 약 19.62%이며, 초임계 개방형 재생 랭킨사이클의 경우 약 16.29%로 오히려 제2법칙 효율이 감소하는 결과를 나타내었다. 따라서 초임계 개방형 재생 랭킨사이클 또한 초임계 단순 랭킨사이클과 유사하게 최적화된 터빈입구압력 상태를 선정하는 것이 중요하다.

Fig. 45는 사이클이 성능에 가장 유리하였던 초임계 개방형 재생 랭킨사이클의 터빈입구온도 46℃에서 터빈 축 입구압력변화에 따른 엑서지 파괴인자의 변화에 대해 나타낸다. 총 엑서지 파괴인자(EDF_{total})의 값은 7.5MPa에서 8.2MPa 구간까지 2.26에서 2.15로 감소하는 추세를 보이다가 8.2MPa에서 9.0MPa 구간까지 2.43으로 다시 증가하는 추세를 보인다. 총 엑서지 파괴인자(EDF_{total})의 값을 Fig. 42와 비교하여 살펴보면 동일온도 및 동일압력의 조건일 경우 초임계 개방형 재생 랭킨사이클의 전체 EDF의 값은 초임계 단순 랭킨사이클의 전체 EDF의 값보다 항상 낮다. 터빈 축 입구압력이 상승할수록 증발기 축 엑서지 파괴인자(EDF_c)의 값은 1.11에서 0.71까지 감소하는 추세를 보인다. 이를 통해 Fig. 45의 증발기 축 엑서지 파괴인자(EDF_c) 감소폭이 Fig. 42에 비해 더 크다는 것을 알 수 있다. 한편 증발기를 제외한 나머지 기기들은 Fig. 42의 결과와 유사하게 엑서지 파괴인자가 증가하는 추세를 보인다. 특히 터빈 축 엑서지 파괴인자(EDF_t)의 값이 0.71에서 1.07까지 상승하며, 이 값은 초임계 단순 랭킨사이클의 경우보다 더 큰 폭으로 상승함을 알 수 있다. 따라서 터빈축 입구압력이 8.2MPa까지는 증발기 축 엑서지 파괴인자(EDF_c)의 값이 터빈 축 엑서지 파괴인자(EDF_t)의 값을 상회하였으나, 그 이후에는 터빈 축 엑서지 파괴인자(EDF_t)의 값이 증발기 축 엑서지 파괴인자(EDF_c)의 값을 초월한다. 터빈을 제외한 나머지 기기들의 EDF값 또한 터빈입구압력 상승에 따라 서서히 증가함으로써 총 엑서지 파괴인자(EDF_{total})는 Fig. 45와 같은 경향을 보인다.

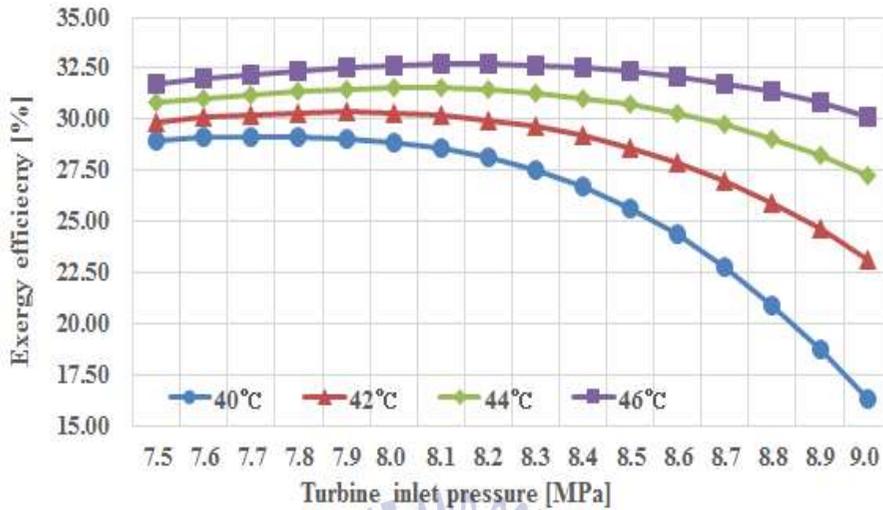


Fig. 43 Exergy efficiency of the transcritical Rankine cycle with open feedliquid heater according to the turbine inlet pressure

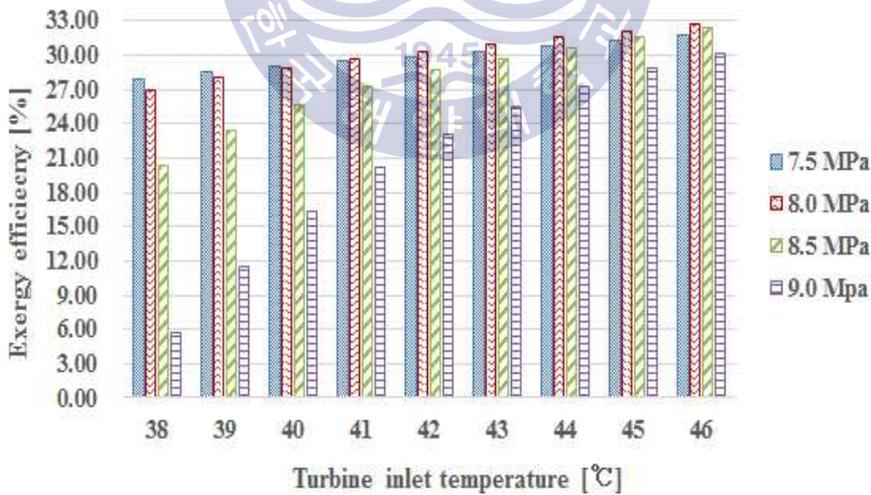


Fig. 44 Exergy efficiency of the transcritical Rankine cycle with open feedliquid heater according to the turbine inlet temperature

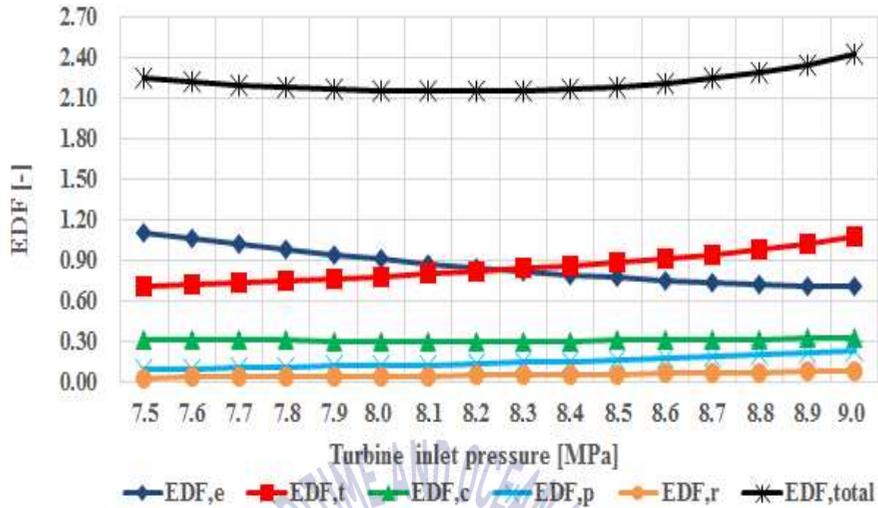


Fig. 45 EDF of the transcritical Rankine cycle with open feedliquid heater according to the turbine inlet pressure

Fig. 46은 본 장의 설계조건에서 사이클 성능이 가장 유리하도록 최적화된 상태의 초임계 단순 랭킨사이클(A) 및 초임계 개방형 재생 랭킨사이클(B)의 총 엑서지 파괴인자(EDF_{total})에 대한 각 기기별 엑서지 파괴인자 분포에 대해 나타낸다. 우선 응축기 엑서지 파괴인자(EDF_c)와 펌프 축의 엑서지 파괴인자(EDF_p)는 각각 14%, 6%로 거의 변화가 없으며, 초임계 개방형 재생 랭킨사이클(B)의 급수가열기 엑서지 파괴인자(EDF_r)가 총 엑서지 파괴인자(EDF_{total})의 2%를 나타낸다. 급수가열기의 설치에 따라 증발기에 유입되는 작동유체가 예열되는 효과로 인해 증발기 엑서지 파괴인자(EDF_e)는 46%에서 40%까지 감소하는 반면, 터빈의 경우 증기의 일부를 추가하는 재생과정을 통해 엑서지 파괴인자(EDF_t)가 34%에서 38%까지 상승하는 결과를 보였다. 이러한 결과를 통해 급수가열기의 추가에 따라 증발기 및 터빈의 비가역성에 큰 변화가 있음을 알 수 있다.

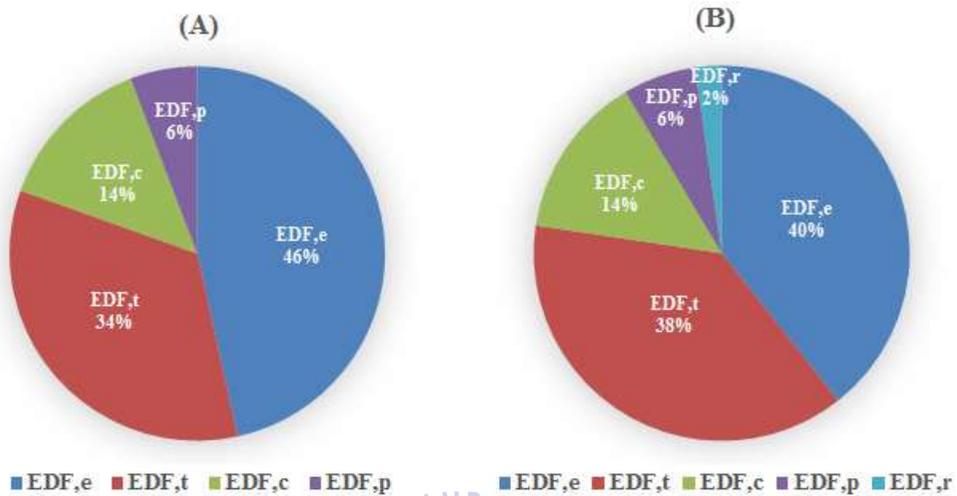


Fig. 46 EDF distribution of the transcritical simple Rankine cycle (A) and the transcritical Rankine cycle with open feedliquid heater (B)

4.5 요약

아임계 사이클에서는 터빈입구온도와 터빈출구압력이 높을수록 제2법칙 효율이 증가함을 알 수 있었다. 초임계 사이클의 경우 아임계 사이클과 동일하게 터빈입구온도가 높을수록 사이클의 성능이 향상되나, 터빈입구압력은 사이클 성능이 최적화될 수 있는 압력범위가 존재하였다. 2장에서 높은 효율개선을 기대할 수 있었던 개방형 재생 랭킨사이클을 초임계 사이클에 적용하여 성능분석을 수행하였다. 급수가열기를 통한 재생효과로 인해 제2법칙 효율은 향상되며, 증발기 및 전체적인 사이클 비가역성이 감소하는 결과로 인해 초임계 사이클에서도 재생사이클을 통한 사이클 성능개선을 기대할 수 있었다.

제 5 장 결 론

본 연구에서는 핀치포인트분석 및 초임계 사이클에 따른 해양온도차발전용 유기랭킨사이클에 관한 열역학적 성능분석을 수행하였으며, 각 설계조건에 따른 각 장의 연구에 대한 결론은 다음과 같다.

2장에서는 운전조건 및 최근 강화되고 있는 환경적 요구조건 등을 고려한 작동유체를 선정하였으며, 다양한 열역학적 사이클에 적용하여 핀치포인트분석에 따른 사이클 효율을 비교분석하였다. 단순 랭킨사이클의 경우 RE245fa2가 고전적 작동유체인 NH₃와 대등한 열효율을 보이며 가장 높은 사이클 효율을 보였으나, 작동유체별 사이클 효율은 큰 차이가 없었다. 따라서 작동유체 선정에 있어 사이클 성능뿐만 아니라 작동유체의 경제성 및 ALT, GWP, ODP와 같은 환경적인 조건과 ASHRAE 안전 등급에 따른 안전성 등에 대해 고려하는 것이 중요하다는 것을 알 수 있었다. 개방형 재생 랭킨사이클의 경우 단순 랭킨사이클에 비해 약 1.3~2.3%의 효율상승률을 보였으며, 압력비가 0.3~0.4인 상태에서 가장 사이클 효율이 높았다. 통합형 재생 랭킨사이클의 경우 단순 랭킨사이클에 비해 약 0.1~1.0%의 효율상승률을 보였으며, dry fluid가 isentropic보다 작동유체로써 더 적합하다는 결과를 보였다. 이러한 결과로 재생 랭킨사이클에서는 개방형 재생 랭킨 사이클이 효율적인 측면에서 우위에 있음을 알 수 있었다. 칼리나 사이클의 경우 2장의 연구의 범위에서는 NH₃/H₂O 조성비가 0.90:0.10일 때 가장 사이클 효율이 높았으며, 단순 랭킨사이클과 비교해 볼 때 약 9.4~11.6%의 효율상승률을 기대할 수 있었다. 그러나 칼리나 사이클은 구성이 매우 복잡하며 혼합 작동유체의 반응성 등을 고려하여야 하므로 경제성 평가 및 보다 엄밀한 이론적 근거의 확보가 필요할 것으로 사료된다. 칼리나 사이클을 제외한다면 개방형 재생 랭킨사이클이 가장 효율적인 사이클이며 이 사이클의 경우 급수가열기의 추가 설치 및 다른 방식의 재생기법을 결합하여 보

다 높은 사이클 효율을 기대할 수 있을 것으로 보인다.

3장에서는 해양온도차발전용 유기랭킨사이클에 엄밀히 선정된 7종의 작동유체를 적용하여 열교환기내 핀치포인트온도차의 변화와 열원과 열침의 출구온도 변화에 따른 사이클의 열역학적 성능을 분석하였다. 증발기 및 응축기 측의 일정한 열원 및 열침의 입출구 온도변화에서는 핀치포인트온도차의 값이 작을수록, 고정된 핀치포인트온도차에서는 열원 및 열침의 입출구 온도차가 작을수록 제2법칙 효율은 상승하며, 사이클 비가역성 및 총 엑서지 파괴인자는 감소함을 알 수 있었다. 또한 온도변화가 발생한 곳에서 엔트로피 생성의 변화가 크므로 비가역성이 크게 변화하였다. 상기의 결과를 참조하여 열역학적 성능이 유리한 열교환기를 고려할 수 있다. 그러나 Yang and Yeh (2014)과 Li et al. (2012)의 언급대로 열교환기에서 열원 혹은 열침과 작동유체의 온도차가 작을수록 열전달면적이 커지게 되며, 유기랭킨사이클의 구성비용이 상승한다. 따라서 해양온도차발전용 유기랭킨사이클의 열교환기를 선정할 시 경제성 및 열역학적 효율성에 대한 엄밀한 검토가 요구된다. 3장의 설계조건에서 선정된 작동유체 중 제2법칙 효율 및 사이클 총 비가역성면에서 RE245fa2가 가장 우수하였으나, 모든 작동유체가 본 연구의 독립변수에 따른 열역학적 성능변화는 큰 차이가 없었다. 이는 2장 설계조건에서의 작동유체에 대한 연구결과와 유사하다. 유사한 열역학적 성능을 보이는 작동유체를 고려할 시에는 보다 더 친환경적이며, 안정성 있고, 경제성이 있는 작동유체의 선정하는 것이 바람직 할 것으로 보인다.

4장에서는 작동유체 R744를 이용한 초임계 사이클을 구성하여 연구를 수행하였다. 초임계 사이클의 성능을 비교하기 위해 우선 아임계 사이클에 대한 열역학적 성능을 분석하였으며, 아임계 사이클에서는 터빈입구온도와 터빈출구압력이 높을수록 제2법칙 효율이 증가함을 알 수 있었다. 초임계 사이클의 경우 아임계 사이클과 동일하게 터빈입구온도가 높을수록 사이클의 성능이 향상되나, 터빈입구압력은 사이클 성능이 최적화될 수 있는 압력범위가 존재하였다. 4장의 설계조건에서 최적화된 아임계 사이클과 초임계 사이클의 열역학적 성능을 비교할 시 초임계 사이클이 더 유리함을 알 수 있었으나 특정지점 이후에는 터빈입구압력이 지나치게 높을수록 제2법칙 효율이 아임계 사이클보다 떨어지는

범위도 존재하였다. 이는 해양온도차발전용 유기랭킨사이클에서 초임계 사이클을 고려할 시 적절한 터빈입구압력범위를 고려하는 것이 매우 중요하다는 것을 알 수 있었다. 4장에서는 초임계 사이클의 성능을 개선시키기 위하여 2장에서 높은 효율개선을 기대할 수 있었던 개방형 재생 랭킨사이클을 초임계 사이클에 적용하여 성능분석을 수행하였다. 급수가열기를 통한 재생효과로 인해 제2법칙 효율은 향상되며, 증발기 및 전체적인 사이클 비가역성이 감소하는 결과로 인해 초임계 사이클에서도 재생사이클을 통한 사이클 성능개선을 기대할 수 있었다. 한편 Tchanche et al. (2014)의 언급처럼 초임계 사이클은 임계압력을 초과하는 높은 압력에서 작동하므로, 높은 압력에서도 사용 가능한 안전장치 및 설비의 구성으로 인해 추가적인 많은 비용이 발생한다. 따라서 해양온도차발전용 유기랭킨사이클에 초임계 사이클의 적용할 시 열효율뿐만 아니라 경제성 및 안전성에 대한 이론적 근거 확보가 필요할 것으로 보인다.



참고문헌

김남진, 신상호, 천원기, 2006. 해양 온도차발전 시스템의 열역학 사이클에 대한 연구. *한국태양에너지학회 논문집*, 26(2), pp. 9-18.

김도엽, 2015. *유기랭킨사이클용 반경류터빈의 예비설계프로그램 개발에 관한 연구*. 박사학위논문. 부산:한국해양대학교.

김준성, 김도엽, 김유택, 강호근, 2015. 작동유체 및 사이클에 따른 해양온도차발전용 유기랭킨사이클의 성능분석. *한국마린엔지니어링학회지*, 39(9), pp. 881-889.

김준성, 김도엽, 강호근, 김유택, 2015. 칼리나 사이클을 활용한 해양온도차발전용 유기랭킨사이클의 성능분석. *2015년도 한국마린엔지니어링학회 후기학술대회*.

김준성, 김도엽, 강호근, 김유택, 2015. 해양온도차발전용 유기랭킨재생사이클의 성능분석. *2015 한국 해양환경·에너지학회 추계학술대회*.

김준성, 김도엽, 강호근, 김유택, 2016. 핀치포인트온도차에 따른 해양온도차발전용 유기랭킨사이클의 성능분석. *한국마린엔지니어링학회지*, 40(6), pp. 476-483.

김준성, 김도엽, 강호근, 김유택, 2016. 핀치포인트온도차에 따른 해양온도차발전용 사이클의 엑서지분석. *2016년도 한국마린엔지니어링학회 전기학술대회*.

김준성, 김도엽, 강호근, 김유택, 2016. 열교환기 출구온도에 따른 해양온도차발전용 유기랭킨사이클의 성능분석. *2016 한국유체기계학회 하계학술대회*.

신상호, 정동수, 김종보, 서태범, 1999. Kalina 사이클과 재생 Rankine 사이클을 이용한 해양온도차 발전 시스템. *한국태양에너지학회 논문집*, 19(3), pp. 101-113.

윤정인 등, 2012a. 운전조건에 따른 R744용 해양온도차 발전 사이클의 성능 특성. *한국마린엔지니어링학회지*, 36(5), pp. 580-585.

윤정인 등, 2012b. 작동변수에 따른 R744용 해양온도차 발전 사이클의 엑서지 분석. *한국마린엔지니어링학회지*, 36(8), pp. 1036-1043.

윤정인 등, 2013. 다양한 작동유체를 이용한 20 kW급 해양온도차 발전 사이클 성능 분석. *한국마린엔지니어링학회지*, 37(8), pp. 836-842.

이호생, 김현주, 정동호, 문덕수, 2011. 폐쇄형 해양온도차발전 사이클 효율 향상 방안. *한국마린엔지니어링학회지*, 35(1), pp. 46-52.

Aydin, H. et al., 2014. Off-design performance analysis of a closed-cycle ocean thermal energy conversion system with solar thermal preheating and superheating. *Renewable Energy*, 72, pp. 154-163.

Baik, Y.J., Kim, M., Chang, K.C., & Kim, S.J., 2011. Power-based performance comparison between carbon dioxide and R125 transcritical cycles for a low-grade heat source. *Applied Energy*, 88(3), pp. 892-898.

Bao, J., & Zhao, L., 2013. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24, pp. 325-342.

Barse, K.A., & Mann, M.D., 2016. Maximizing ORC performance with optimal match of working fluid with system design. *Applied Thermal Engineering*, 100, pp. 11-19.

Cayer, E. et al., 2009. Analysis of a carbon dioxide transcritical power cycle using a low temperature source. *Applied Energy*, 86(7-8), pp. 1055-1063.

Cayer, E., Galanis, N., & Nesreddine, H., 2010. Parametric study and optimization of a transcritical power cycle using a low temperature source. *Applied Energy*, 87(4), pp. 1349-1357.

Cengel, Y.A., & Boles, M.A., 2011. *Thermodynamics*. McGraw-Hill.

Chen, H., Goswami, D.Y., & Stefanakos E.K., 2010. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(9), pp. 3059-3067.

Chen, H., Goswami, D.Y., Rahman M.M., & Stefanakos, E.K., 2011a. A supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into power. *Energy*, 36(1), pp. 549-555.

Chen, H., Goswami, D.Y., Rahman M.M., & Stefanakos, E.K., 2011b. Energetic and exergetic analysis of CO₂- and R32-based transcritical Rankine cycles for low-grade heat conversion. *Applied Energy*, 88(8), pp. 2802-2808.

Chen, J., & Yu, J., 2008. Performance of a new refrigeration cycle using refrigerant mixture R32/R134a for residential air-conditioner applications. *Energy and Buildings*, 40(11), pp. 2022-2027.

Chen, Y., Lundqvist, P., Johansson, A., & Platell, P., 2006. A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic Rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 26(17-18), pp.2142-2147.

Goto, S. et al., 2011. Construction of simulation model for OTEC plant using Uehara cycle. *Electrical Engineering in Japan*, 176(2), pp. 1-13.

Guo, C., Du, X., Yang, L., & Yang, Y., 2014. Performance analysis of organic Rankine cycle based on location of heat transfer pinch point in evaporator. *Applied Thermal Engineering*, 62(1), pp. 176-186.

Guo, T., Wang, H., & Zhang, S., 2011. Comparative analysis of natural and conventional working fluids for use in transcritical Rankine cycle using low-temperature geothermal source. *International Journal of Energy Research*, 35(6), pp. 530-544.

Hung, T.C., Shai, T.Y., & Wang, S.K., 1997. A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. *Energy*, 22(7), pp. 661-667.

Karellas, S., & Schuster, A., 2008. Supercritical fluid parameters in organic Rankine cycle applications. *International Journal of Thermodynamics*, 11(3), pp. 101-108.

Kim, H.J. et al., 2012. Feasibility study on the commercial plant of ocean thermal energy conversion (OTEC-K50). *Proceedings of the Twenty-second International Offshore and Polar Engineering Conference*, Rhodes, Greece, June 17-22, 2012, pp. 736-768.

Kim, J.S., Kim, D.Y., Kang, H.K., & Kim, Y.T., 2016. Performance analysis of an organic Rankine cycle for solar-boosted ocean thermal energy conversion system according to the working fluid. *International Symposium on Marine Engineering and Technology 2016*, Korea Maritime and Ocean University, Busan, Korea, November 3-4, 2016, pp.87-87.

Kim, Y.M., Kim, C.G., & Favrat, D., 2012. Transcritical or supercritical CO₂ cycles using both low- and high-temperature heat sources. *Energy*, 43(1), pp. 402-415.

Le, V.L., Feidt, M., Kheiri, A., & Pelloux-Prayer, S., 2014. Performance optimization of low-temperature power generation by supercritical ORCs (organic Rankine cycles) using low GWP (global warming potential) working fluids. *Energy*, 67, pp. 513-526.

Li, Y.R., Wang, J.N., & Du, M.T., 2012. Influence of coupled pinch point temperature difference and evaporation temperature on performance of organic Rankine cycle. *Energy*, 42(1), pp. 503-509.

Maizza, V., & Maizza, A., 1996. Working fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems. *Applied Thermal Engineering*, 16(7), pp. 579-590.

Mikielewicz, D., & Mikielewicz, J., 2010. A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP. *Applied Thermal Engineering*, 30(16), pp. 2357-2362.

Schuster, A., Karellas, S., & Aumann, R., 2010. Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles. *Energy*, 35(2), pp. 1033-1039.

Shengjun, Z., Huaixin, W., & Tao, G., 2011. Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation, *Applied Energy*, 88(8), pp. 2740-2754.

Song, J., Song, Y., & Gu, C., 2015. Thermodynamic analysis and performance optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines. *Energy*, 82, pp. 976-985.

Soto, R., & Vergara, J., 2014. Thermal power plant efficiency enhancement with Ocean Thermal Energy Conversion. *Applied Thermal Engineering*, 62(1), pp. 105-112.

Sun, F., Ikegami, Y., Jia, B., & Arima, H., 2012. Optimization design and exergy analysis of organic rankine cycle in ocean thermal energy conversion. *Applied Ocean Research*, 35, pp. 38-46.

Tchanche, B.F., Papadakis, G., Lambrinos, G., & Frangoudakis, A., 2009. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 29(11-12), pp. 2468-2476.

Tchanche, B.F., Lambrinos, G., Frangoudakis, A., & Papadakis, G., 2011. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles-A review of various applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(8), pp. 3963-3979.

Tchanche, B.F., Petrissans, M., & Papadakis, G., 2014. Heat resources and organic Rankine cycle machines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 39, pp. 1185-1199.

Uehara, H., & Ikegami, Y., 1995. Parametric performance analysis of OTEC system using HFC32/HFC134a mixtures. *Solar Engineering*, 2, pp. 1005-1010.

Vega, L. A., 2003. Ocean thermal energy conversion primer. *Marine Technology Society Journal*, 36(4), pp. 25-35.

Wang, D., Ling, X., & Peng, H., 2012. Performance analysis of double organic Rankine cycle for discontinuous low temperature waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 48, pp. 63-71.

Wang, E.H. et al., 2011. Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery. *Energy*, 36(5), pp. 3406-3418.

Wang, J., Sun, Z., Dai, Y., & Ma, S., 2010. Parametric optimization design for supercritical CO₂ power cycle using genetic algorithm and artificial neural network. *Applied Energy*, 87(4), pp. 1317-1324.

Wei, D., Lu, X., Lu, Z., & Gu, J., 2007. Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 48(4), pp. 1113-1119.

Yamada, N., Hoshi, A., & Ikegami, Y., 2009. Performance simulation of solar-boosted ocean thermal energy conversion plant. *Renewable Energy*, 34(7), pp. 1752-1758.

Yang, M.H., & Yeh, R.H., 2014. Analysis of optimization in an OTEC plant using organic Rankine cycle. *Renewable Energy*, 68, pp. 25-34.

Yari, M. et al., 2015. Exergoeconomic comparison of TLC (trilateral Rankine cycle), ORC (organic Rankine cycle) and Kalina cycle using a low grade heat source. *Energy*, 83, pp. 712-722.

Zhang, X., He, M., & Zhang, Y., 2012. A review of research on the Kalina cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(7), pp. 5309-5318.

Zhang, X.R. et al., 2005. A feasibility study of CO₂-based Rankine cycle powered by solar energy. *JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering*, 48(3), pp. 540-547.

Zhang, X.R. et al., 2006. Analysis of a novel solar energy-powered Rankine cycle for combined power and heat generation using supercritical carbon dioxide. *Renewable Energy*, 31(12), pp. 1839-1854.

감사의 글

너무나 부족한 저의 가능성을 믿어주시고, 학문과 인생의 가르침을 주시며, 연구자로서의 길을 열어주신 김유탉 지도교수님께 머리 숙여 감사드립니다. 아울러 논문의 학술적 완성도를 위하여 세심하게 지도해주시고 다듬어주신 임태우 교수님과 강호근 교수님께 감사드립니다.

석사과정 중에 연구자로서의 학문적 가치관과 삶의 방향에 대해 공유하며, 가르쳐주시고 챙겨주신 김도엽 형님과 최용석 형님께 감사드립니다. 또한 녀석하지 않았던 생활 속에서 말동무가 되어주고 힘이 되어주었던 유동에너지실험실 최태진 형님, 전준표 형님, 이종수 형님, 유형수 형님, 이운호 형님, 김종권 형님, 차상원 형님, 김현석 형님, 소예덕 군과 안진희 누님께 감사드립니다. 그리고 학업과 과제진행에 있어 적극적으로 도움을 주었던 기관시스템공학과 이수빈 조교님과 원전기자재연구센터 이지운 선생님께 감사의 말씀드립니다.

승선실습 때부터 친동생처럼 챙겨주며 광활한 바다를 누비고 계시는 이효찬 형님과 최정우 형님께 감사드립니다. 그리고 힘들 때 늘 함께 해주며 멀리서 응원해주는 김형태 형님과 EG62A 동기님들께 감사합니다. 학창시절부터 친구로서 삶의 조언을 해주며, 자신의 길을 묵묵히 걸어가고 있는 김준상, 김명진, 박진솔 친구들에게 감사합니다. 또한 기도으로써 서로의 삶을 나누었던 해양교회 23대 친구들, 부전교회 청년들과 윤미란 선생님께 감사의 말씀 전해드립니다.

마지막으로 언제나 나를 믿고 응원해주시며 기도해주시는 사랑하는 아버지, 어머니 그리고 여동생에게 이 논문을 바치며, 하나님께 모든 영광을 돌립니다.

이 논문의 끝은 또 다른 시작에 불과합니다. 이에 나아가야 할 길에 대한 두려움이 크지만, 배움에 대한 열정만큼은 늘 마음속에 간직하며 살아가려합니다.

미약하지만 반드시 해낼 수 있음을 기대하며..

2016년 12월
유동에너지실험실에서
김 준 성 올림

후 기

본 논문은 산업통상자원부(MOTIE)와 한국에너지기술평가원(KETEP, “OTEC 발전용 신개념 저온작동유체 및 반경류터빈의 기술개발”, No. 20133030000110)의 일부 지원으로 이루어진 성과이며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

