



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](#)

2015년 8 월

석사학위 논문

태양열 발전시스템의 다양한 유기물을 적용한 랭킨사이클의 해석적 연구

조선대학교 대학원

기계공학과

정진환

태양열 발전시스템의 다양한 유기물을 적용한 랭킨사이클의 해석적 연구

Simulation study of organic rankine cycle with
applying various working fluids in a solar heat
generation system

2015년 8월 25일

조선대학교 대학원

기계공학과

정진환

태양열 발전시스템의 다양한 유기물을 적용한 랭킨사이클의 해석적 연구

지도교수 조 홍 현

이 논문을 석사학위신청 논문으로 제출함

2015년 6월

조선대학교 대학원

기계공학과

정 진 환

정진환의 석사학위논문을 인준함

위원장 조선대학교 교수 오 동 욱 (인)

위 원 조선대학교 교수 조 흥 현 (인)

위 원 조선대학교 교수 박 설 현 (인)

2015년 5월

조선대학교 대학원

목 차

List of Tables	VI
List of Figures	VI
Nomenclature	VII
Abstract	X

제 1 장 연구배경 및 필요성

1.1 연구배경	1
1.1.1 태양열 시스템	4
가. 태양열 집열기	4
나. 태양열 집열기의 종류	5
다. 태양열 시스템의 정의	7
라. 해외 태양열 정책지원 제도	9
마. 국내 태양열 정책지원 제도	12
바. 국내 태양열 자원	12
1.1.2 유기 랭킨사이클	14
1.2 기존의 연구	19
1.2.1 태양열 집열기의 연구동향	19
1.2.2 유기랭킨사이클의 연구동향	21
1.3 본 연구의 목적	23

제 2 장 태양열시스템 및 유기랭킨사이클 모델링

2.1 태양열 집열기를 활용한 유기랭킨사이클 모델링	25
2.2 유기랭킨사이클 모델링	27
2.2.1 펌프 모델링	27
2.2.2 열교환기 모델링	28
가. R-134a 상변화과정 해석	28
나. R-245fa 상변화과정 해석	30
2.3.3 팽창기 모델링	31
가. 스크롤 팽창기 해석	31
나. 트윈 스크류 팽창기 해석	33
2.3.4 시스템 성능해석	34
2.3 태양열 시스템의 모델링	35

제 3 장 시스템 해석방법 및 운전조건

3.1 태양열 시스템 해석방법	38
3.2 유기랭킨사이클 해석방법	39
3.2.1 용적형 펌프 해석방법	40
3.2.2 이중관 열교환기 해석방법	41
3.3 시스템 운전조건	42
3.3.1 일사량 및 외기온도조건	42
3.3.2 R-134a 랭킨사이클의 성능 해석 운전조건	43
3.3.3 R-245fa 랭킨사이클의 성능 해석 운전조건	44
3.3.4 R-134a와 R-245fa 랭킨사이클의 성능 비교 조건	45

제 4 장 시스템 성능 해석결과 및 고찰

4.1 시뮬레이션 성능해석 검증결과	46
4.1.1 태양열 집열기의 성능해석 검증결과	46
4.1.2 유기랭킨사이클의 성능해석 검증결과	48
4.2 연중 월평균일사량과 외기온도 변화해석	50
4.2.1 R-134a 랭킨사이클의 성능 해석 결과	50
4.2.2 R-245fa 랭킨사이클의 성능 해석 결과	56
4.3 R-134a와 R-245fa 랭킨사이클의 성능 특성 비교	62
4.4 스크롤 팽창기와 트윈 스크류 팽창기 적용 랭킨사이클의 성능 비교	67

제 5 장 결 론

REFERENCES	74
-------------------------	----

List of Tables

Table 1	Average daily of solar radiation monthly major regions of the country.	13
Table 2	Power generation system utilizing the unused heat	17
Table 3	Specification of solar collector	38
Table 4	Specification of heat pump	40
Table 5	Specification of heat exchanger	41
Table 6	Solar radiation and ambient temperature of year average in Gwangju	42
Table 7	R-134a Rankin cycle simulation conditions	43
Table 8	R-245fa Rankin cycle simulation conditions	44
Table 9	Simulation conditions	45

List of Figures

Fig. 1	Global Emissions of CO ₂ from Fossil Fuel	2
Fig. 2	Energy consumption of annual 1 Per capita	3
Fig. 3	Plate type and Evacuate tube type solar collector diagram	5
Fig. 4	Operating temperature range of the solar collector	6
Fig. 5	TI trom wall and Mass wall Trom wall diagram	8
Fig. 6	Solar collector system diagram	8
Fig. 7	Schematic of fluid flow in the condenser part	9
Fig. 8	Solar heat installation capacity of annual 1,000 population.. ..	10

Fig. 9	T-s diagram of ideal Rankine Cycle	14
Fig. 10	P-v diagram of ideal Rankine Cycle	15
Fig. 11	T-s diagram of water which lower condenser pressure of Rankine Cycle.	16
Fig. 12	T-s diagram of water which heating to high temperatures for steam of Rankine cycle.	16
Fig. 13	Schematic diagram of organic Rankin cycle generator system	26
Fig. 14	Conceptual scheme of the expander model by Lemort <i>et al.</i>	32
Fig. 15	Schematic of fluid flow in the condenser part	35
Fig. 16	Efficiency variation of the glass evacuated tube solar collector using heat pipe.	47
Fig. 17	Mass flow rate variation of the expander work, thermal efficiency, isentropic efficiency	49
Fig. 18	Variation of outlet temperature and heat gain of solar collector, ambient temperature, and solar radiation with different months in a year	50
Fig. 19	Variation of inlet and outlet temperature of R-134a expander, expander work and outlet pressure of R-134a expander with different months in a year.	51
Fig. 20	Variation of expander work, heat gain from solar collector, 1 st -law and 2 nd -law efficiency with different months in a year.	52
Fig. 21	Variation of expander work, heat gain from solar collector, expander R-134a inlet temperature, 1 st -law and 2 nd -law efficiency with mass flow rate of R-134a.	54
Fig. 22	Variation of expander work, heat gain from solar collector, expander R-134a outlet temperature, 1 st -law and 2 nd -law efficiency with expander efficiency	55

Fig. 23	Variation of inlet and outlet temperature, expander work of R-245fa expander with different months in a year	57
Fig. 24	Variation of expander work, heat from evaporator, 1 st -law and 2 nd -law efficiency with different months in a year	58
Fig. 25	Variation of expander work, heat from evaporator, expander inlet temperature, 1 st -law and 2 nd -law efficiency with mass flow rate of R-245fa.	60
Fig. 26	Variation of expander work, heat gain from solar collector, expander R-245fa outlet temperature, 1 st -law and 2 nd -law efficiency with expander efficiency	61
Fig. 27	Variation of outlet temperature, heat gain of solar collector, ambient temperature, and solar radiation with different months in a year	62
Fig. 28	Variation of inlet and outlet temperature of expander work, inlet and outlet temperature, heat from evaporator with different months in a year	64
Fig. 28	Variations of heat from evaporator, expander work, 1 st -law and 2 nd -law efficiency of R134a and R245fa rankine cycle with different months in a year	61
Fig. 29	Variations of outlet temperature of R-245fa expander, expander work and evaporator heat with different months in a year	66
Fig. 30	Variations of outlet temperature of expander, expander work and evaporator heat with different months in a year.	68
Fig. 31	Variations of expander efficiency, 1 st -law and 2 nd -law efficiency with different months in a year	69
Fig. 31	Variations of evaporator heat, expander work, expander efficiency, 1 st -law and 2 nd -law efficiency with different mass flow rate	71

NOMENCLATURE

A	: Area, m^2
Bo	: boiling number, -
Cp	: specific Heat capacity, $J/kg \cdot k$
D	: diameter, m
d	: indentation diameter, mm
E	: energy, J
F'	: solar collector efficiency factor
f	: friction factor, -
G	: solar radiation, W/m^2
H	: convective heat transfer coefficient, $W/m^2 \cdot K$
h	: heat transfer coefficient $W/m^2 \cdot ^\circ C$ and enthalpy, kJ/kg
k	: heat transfer coefficient, $W/m^2 \cdot ^\circ C$
N	: number of longitudinal tube rows, -
Nu	: Nusselt number, -
\dot{m}	: mass flow rate, kg/s
P	: pressure, Pa
Pr	: Prandtl number, -
Q	: heat, W
q	: specific heat, J/kg
R	: heat resistance, K/W
Re	: Reynolds number, -
S	: suppression factor, -
T	: temperature, $^\circ C$
t	: thickness, m
U	: overall heat transfer coefficient, $W/m^2 \cdot K$

- v : specific volume, m^3/kg
 \dot{W} : power, W
 X_{tt} : Lockharte Martinelli parameter, -

Grees

- ε : emissivity, -
 η : efficiency, -
 η_{I} : thermal efficiency, -
 η_{II} : exergy efficiency, -
 $\tau\alpha$: transmission-absorptance coefficient, -

Subscripts

- a : ambient
b : boiling
c : condensation
con : condenser
e : evaporator
evap : evaporator
ex : expander exhaust
h : horizontal radiation
hp : heat pipe
I : inlet, inside
l : liquid
o : outlet
P : constant pressure

ref : refrigerant
sat : saturated
sp : single phage
su : expander supply
thr : throat
tp : two phage
u : useful
v : vapor
w : water

ABSTRACT

Simulation study of Organic Rankine cycle with applying variance working fluid in a solar generation system

Jeong, Jin-hwan

Advisor : Prof. Cho, Hong-hyun, Ph.D.

Department of Mechanical Engineering,

Graduate School of Chosun University

After Industrial Revolution, consumed energy per person has been gradually increased and fossil fuel consumption has been increased due to the rapid technology development. In those reasons, occurrence of abnormal climate as Elnino and Raninyo was continuously increased. Many of studies tell it is owing to the rise of atmosphere temperature by global warming.

For reasons, the energy development and researches about alternative energy source which can replace fossil fuel have been accelerated. Especially, the interesting of renewable energy as alternative energy has increased suddenly. Solar energy among renewable energy is pollution free energy. Besides, it has a lot of advantages that it is possible to obtain the highest energy per unit area and the geographical distribution of energy source more equal than fossil fuel. Solar collecting system is heat energy transition or storage through absorption of radiation energy from solar.

Organic Rankine Cycle(ORC) is a power generating system using low temperature heat source($60^{\circ}\text{C}\sim 200^{\circ}\text{C}$) that is unsuitable for steam generation. However, it is enough to operate ORC cycle because the organic refrigerant has low boiling temperature. Thus, ORC has an advantage that it is possible to generate power using low temperature by using some working fluid like Freon or hydrocarbon type refrigerant.

In this study, the performance of organic Rankine cycle in which R-245fa and R-134a is used and a power generation system coalesce with solar energy is analyzed

under Gwangju climate condition. As a result, the maximum and minimum collected heat of solar collector was 20.4 kW and 13.6 kW at October and December, respectively. Besides, the highest generator power was generated at October and it was 0.91 kW/day, while the lowest generator power is occurred at December and it was about 0.85 kW/day.

As well the performance of ORC with a scroll and twin screw expander which connects to solar collector system was analyzed according to the average annual solar radiation and outdoor temperature in Gwang-ju, Korea. Through this study, it can be presented the basic analytical data for system optimization a performance characteristics according to operating conditions. The result shows that the twin screw expander showed 4.8 kW/day under the low solar radiation and 5.8 kw/day under the high radiation conditions. Besides, the efficiency of scroll expander with R-245fa showed approximately 8% higher than that of twin screw expander.

제 1 장 연구배경 및 필요성

1.1 연구배경

산업혁명이후 문명기술의 급격한 성장에 힘입어 산업개발 및 교통수단의 발전과 주거환경 및 전반적인 생활의 안락함이 향상되면서 과거에 비해 1인당 소비하는 필요에너지는 비약적으로 증가하였다. 이에 에너지 수요의 대책으로 주변 환경에서 획득하기 쉬우며 에너지 밀도가 높고 저장 및 운반이 용이한 화석에너지가 주로 사용되어왔으나 무분별하게 사용함에 따라 화석에너지의 연소로 통해 발생하는 이산화탄소(CO₂: Carbon Monoxide), 탄화수소(HC: Hydrocarbon), 질소산화물.(NO_x: Nitrogen Oxides), 입자상물질(PM: ParticulateMatter) 및 이산화황 (SO₂: Sulfur Dioxide)에 의한 심각한 대기 환경오염이 발생하게 되었다. 이는 오존층 파괴와 지구온난화로 인한 엘니뇨 및 라니냐와 같은 전세계적인 이상기후가 발현하는 계기가 되었으며 이에 따라 환경에 대한 규제는 불가피해졌다.

국제사회는 이러한 화석에너지 사용규제와 대기 환경오염 문제를 대처하기 위해 1987년 몬트리올에서 오존층 파괴물질인 염화플루오린화탄소(CFC), 사염화탄소(CCl₄), HCFC, HBFC, 브로민화메틸(CH₃Br)등의 생산 및 규제를 결의하여 1989년 1월부터 발효하였으며 1992년 6월 도쿄에서 지구온난화의 주범인 탄산가스 배출량의 규제에 초점이 맞춰져 국가별 목표수치를 리우 유엔환경회의에서 채택된 기후 변화협약(CCC)을 협약하였다.

Fig. 1에서는 1990년부터 2013년까지 국가별 이산화탄소 배출량의 변화를 나타내었다. 지난 산업혁명 이후 200년 동안 인류의 급격한 기술발전으로 무분별한 자원 개발과 화석연료의 소비로 약 2.6조톤의 이상의 이산화탄소(CO₂)가 대기중으로 배출되었다. 이 배출량 중에서 2002년도 이전은 점차적으로 증가하였지만 2002년도 이후 급격하게 증가하면서 23년 동안 화석연료의 연소로부터 발생하는 CO₂ 배출량이 약 1,100 억톤 이상 증가하였다. 이에 지구온난화의 주범인 CO₂ 배출량의 감소를 위해 화석연료를 대체할 수 있는 친환경적인 에너지 자원의 개발이 시급하다.

Fig. 2에서는 1980년부터 2002년까지 국가별 1인당 에너지 소비를 나타내었다. 1인당 에너지소비는 미국, 캐나다, 핀란드, 호주 등의 순서로 높게 나타났으며 구

준히 증가하였다. 특히 한국의 경우 1인당 에너지 소비가 1980년부터 2000년도까지 급격하게 상승하는 것을 볼 수 있는데 이는 산업의 급격한 성장으로 소득의 증가에 따라 생활에 대한 편리성이 향상되어 1인당 소비에너지가 급격하게 증가되었다.

이러한 산업개발 및 생활의 편리성이 향상됨에 따라 에너지 소비가 증가되었으며 이에 화석에너지의 사용량 증가로 지구온난화와 대기환경의 오염이 증가되었다. 이에 에너지문제를 해결하기 위해 신재생에너지에 관한 연구가 활발히 진행됨으로써 자연으로부터 활용할 수 있는 에너지 변환기술이 개발되었다. 그러나 다양한 전력생산 기술들이 개발에 불구하고 효율이 낮고 환경에 따른 지역적 편중이 큰 단점으로 인하여 실제 실생활에 적용에 대한 어려움을 겪고 있다.

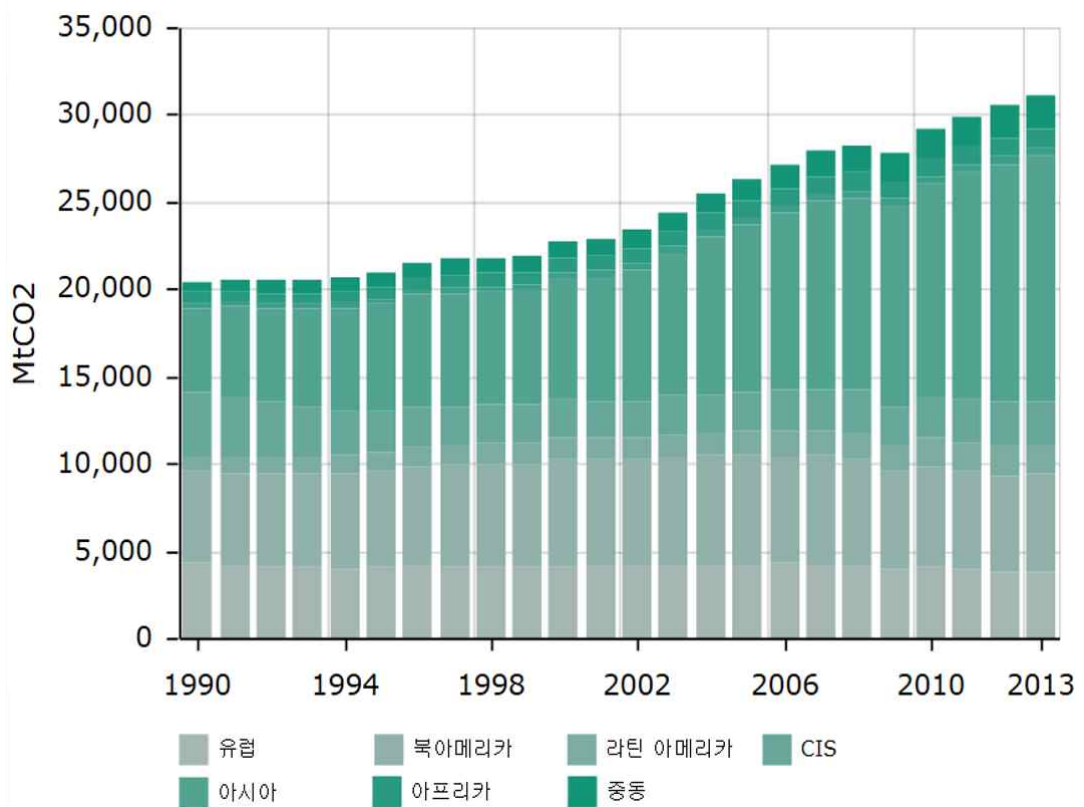


Fig. 1 Global emissions of CO₂ from fossil fuel

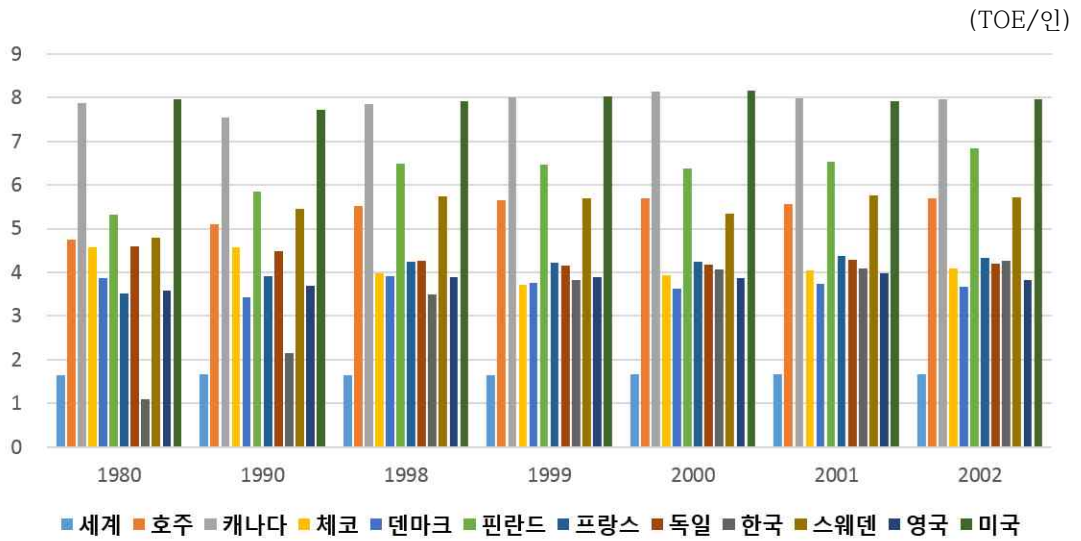


Fig. 2 Annual energy consumption per person

1.1.1 태양열 시스템

산업 및 교통수단과 생활의 편리성이 향상될수록 1인당 에너지소비량은 증가되었으며 에너지 사용량의 증가로 인해 지구온난화와 심각한 환경오염과 화석에너지의 고갈로 대체 에너지자원에 대한 관심이 급증하였다. 따라서 자연으로부터 활용할 수 있는 에너지를 변환하는 연구가 가속화되었으며 수력, 풍력, 조력, 파력, 태양에너지 등의 신재생에너지를 활용한 발전시스템 연구의 진행이 가속화되고 있다.

신재생에너지 중 태양에너지는 화석에너지에 비해 지역적 편중과 에너지 밀도가 높은 장점을 갖고 있으며 무한한 에너지 공급과 청정에너지원으로 화석에너지를 대체할 수 있는 대표적인 친환경 대체에너지 자원이다.

태양에너지는 높은 온도와 압력에 의해 끊임없는 핵융합 반응으로 발생된 에너지를 약 30만 km/s의 속도로 태양에서 발산되어 지구로 유입되고 태양에너지 중 태양광선의 파동성질을 이용하여 흑체를 통해 파동의 진동으로 열에너지로 변환되는 태양열 집열기술을 본 연구에 적용하였다.

가. 태양열 집열기 원리

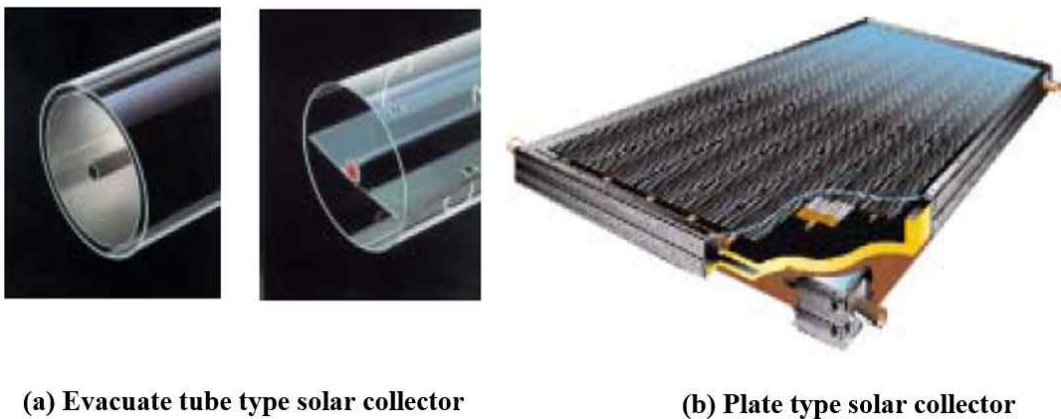
태양열은 크게 3가지의 기본원리에 의해 집열할 수 있는데 태양광자인 Photon이 흑체에 부딪쳐 진동하면서 열에너지로 변환된다. 이때 Photon은 95%는 열로 변환되고 나머지 5%는 재방사된다. 또한 스테판볼츠만의 법칙(Stefan boltzman's law)으로 흑체주위에 대한 열방사의 법칙으로서 흑체의 열방사량은 절대온도의 4승에 비례한다. 마지막으로 흑체(흡열판)로부터 재방사된 광선은 파장이 길어지며 강도가 약해져 재방사량의 대부분을 유리면에서 반사시켜 흡수된다.

나. 태양열 집열기의 종류

Fig. 3에는 저온에서 작동이 가능한 대표적인 집열기 중의 하나인 이중진공관형과 평판형 집열기의 모습을 보여주고 있다. 또한 태양열 집열기는 작동온도에 따라 Fig. 4와 같이 구분하여 나타낼 수 있다. 평판형 집열기는 국내외적으로 가장 많이 보급되었으며 온수급탕 및 난방용으로 주로 사용되고 있다. 평판형 집열기의 장점은 전일사량을 모두 집열 할 수 있으며 태양을 추적하지 않아도 되며 특히 저온에서의 집열효율이 높지만 집열온도가 높을수록 집열 효율이 크게 저하되어 일정온도 이상에서는 거의 집열되지 않는 단점을 갖는다.

이중진공관형 집열기는 평판형 집열기와 집열방식은 거의 동일하나 집열기에서 열손실이 적다. 태양열 흡수판에 히트파이프와 같은 고효율 전열 소자를 적용하여 열효율이 더욱 향상되어 평판형 집열기에 비해 고온에서 집열효율이 높아 난방뿐 아니라 흡수식 냉방 등에도 적용할 수 있는 장점을 갖는다.

이러한 장점을 갖는 태양열 집열기의 설계에서 고려해야 할 점은 투과체의 투과율이 높고, 흡수율과 열전도율이 낮은 것으로 사용해야 한다. 흡수판은 흡수율이 높고 방사율이 낮아야 하며 전면으로의 열손실(전도 및 대류)을 줄일 수 있도록 설계되어야 하며 단열이 잘되어야 한다. 또한 지구의 좌전축이 23.44° 기울어져있어 태양의 고도변화에 따라 일사량과 외기온도의 변화에 따른 집열되는 열용량 및 온도의 차이가 나타난다.



(a) Evacuate tube type solar collector

(b) Plate type solar collector

Fig. 3 Plate type and Evacuate tube type solar collector diagram

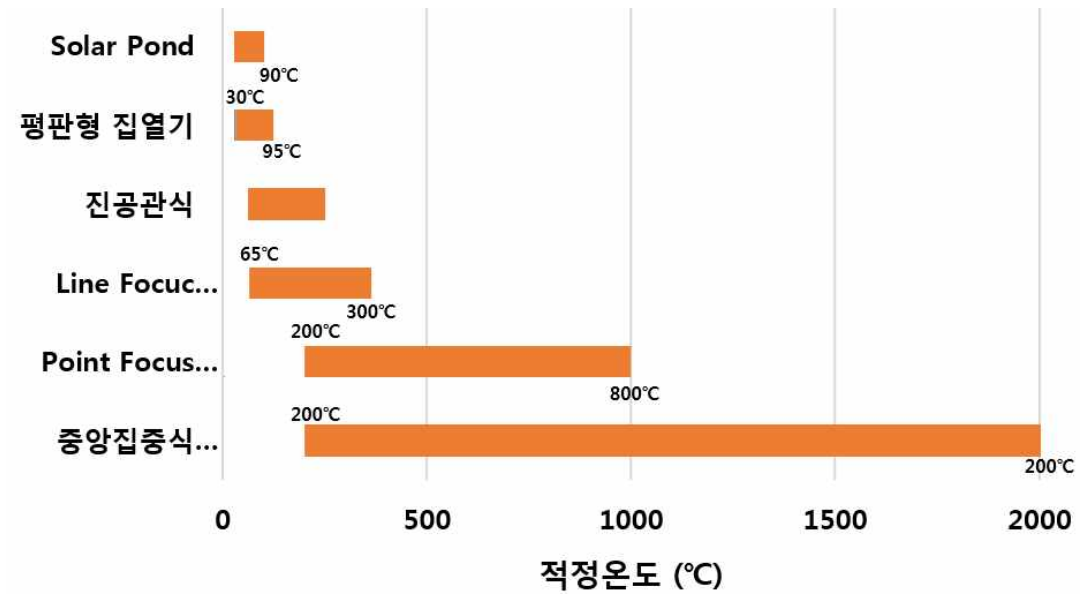


Fig. 4 Operating temperature range of the solar collector

다. 태양열 시스템의 정의

태양열 시스템은 크게 설비형 태양열 시스템(Active Solar System)과 자연형 태양열 시스템(Passive Solar System)으로 구분되며 자연형 태양열 시스템은 태양에서 얻어지는 열을 이동하는 펌프나 팬(Fan)과 같은 구동장치가 없이 직접 이용하는 시스템을 의미하며, 설비형 태양열 시스템은 태양의 복사에너지를 구동장치에 의해 공급되는 시스템을 의미한다.

자연형 태양열 시스템은 주로 건물의 구조물을 이용하여 태양열을 집열하여 실내 난방으로 이용하는 방법으로 Fig. 5와 같이 트럼월(trom wall), 축열벽, 온실 등이 여기에 포함되며, 80년대부터 주택, 우체국사, 학교 등에 시범 적용되어 왔다. 설비형 태양열 시스템은 태양열 집열기를 이용하여 태양 복사에너지를 열에너지로 변환하여 변환된 열에너지를 직접 이용하거나 별도의 축열장치에 저장하였다가 필요시 사용하는 시스템이다. 이 기술은 70년대 말부터 보급되기 시작하여 국내에서는 건물의 난방 및 온수급탕, 온실난방 등에 많이 보급되었다.

설비형 태양열시스템은 일반적으로 Fig. 6와 같이 태양열을 집열하는 집열부, 집열된 열을 저장할 수 있는 축열부, 태양열이 없거나 부족할 경우 열을 공급하는 보조열원 이용부와 이를 총괄적으로 제어하는 제어장치로 구성되어 있다. 이는 태양으로부터 오는 복사에너지를 집열부에서 흡수하여 고온의 열원을 축열부로 이송되어 저장하거나 실내의 난방 및 온수를 공급한다. 이때 축열부에서 필요한 열원을 공급하지 못할 경우 제어장치에서 보조열원을 이용하여 공급되어진다.

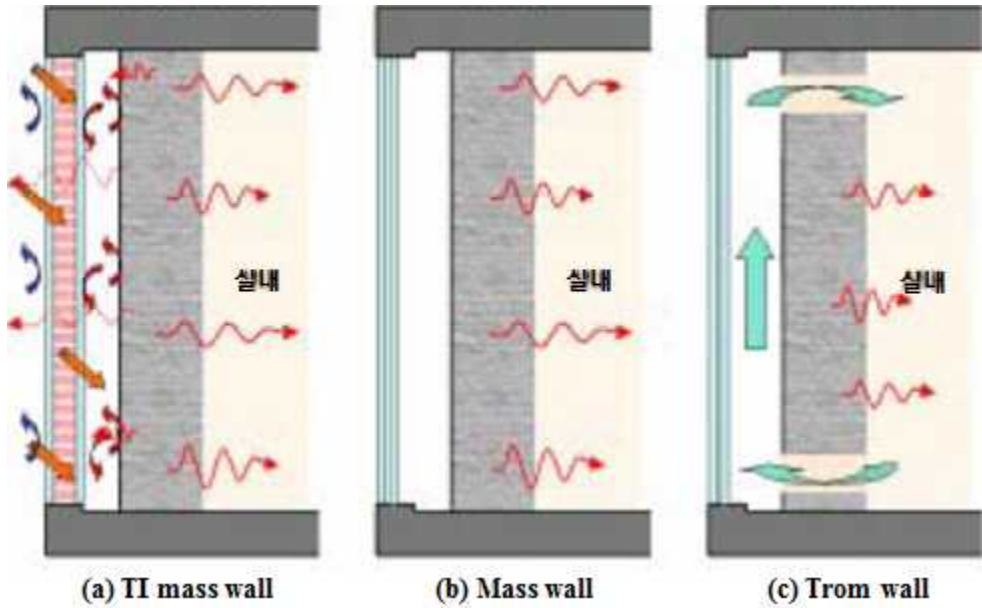


Fig. 5 TI trom wall and Mass wall Trom wall



Fig. 6 Solar collector and storage tank system

라. 해외 태양열 정책지원 제도

(1) 지원정책

온실가스 감축의무를 받는 선진국들은 자국의 산업보호, 에너지소비절약을 통해 이산화탄소 저배출형 친환경산업구조로의 전환 방안으로 신재생에너지 기술개발 및 보급 정책을 활발히 추진하고 있으며 Fig. 7과 같이 1997년부터 2007년까지 전 세계 태양열 시장은 5000 MWth/a에서 18,200 MWth/a까지 약 3배 이상 증가하였다.

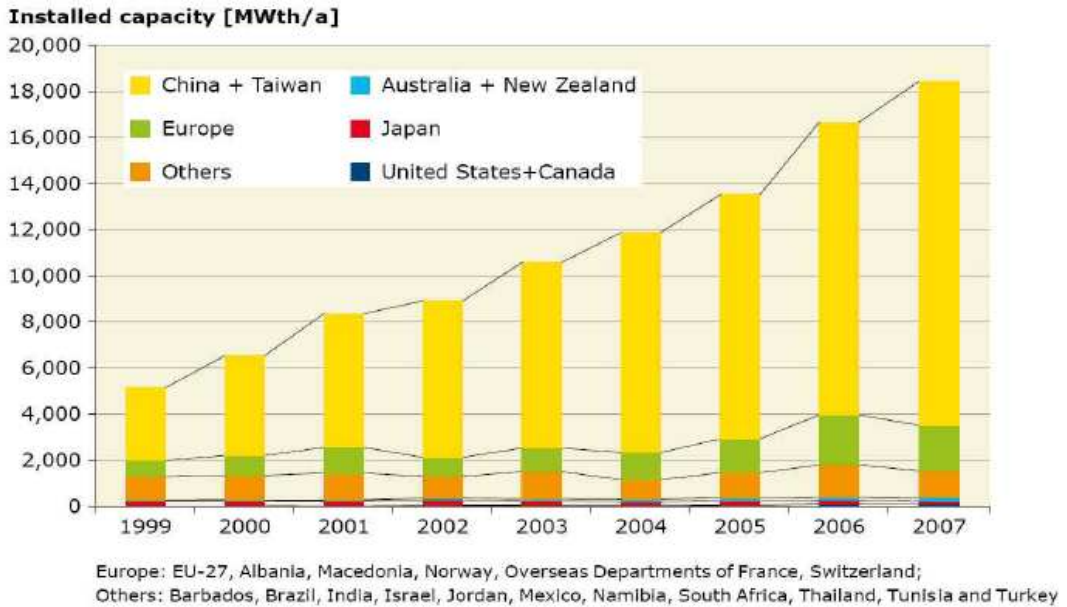


Fig. 7 Annual World Solar heat spread situation (Solar Heat Worldwide, 2009)

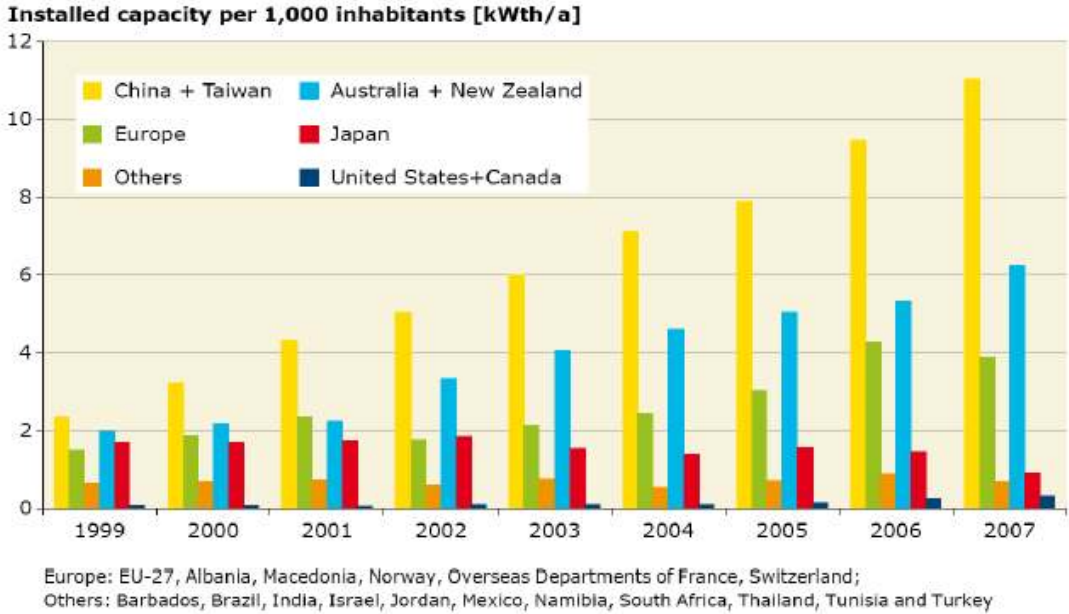


Fig. 8 Solar heat installation capacity of annual 1,000 population
(Solar Heat Worldwide, 2009)

(2) 주요국가 지원정책

독일은 태양열을 이용한 에너지 생산량은 1990년과 2001년 사이 25% 가량이 증가하여 2001년 총생산량은 5,400 TJ이며 1990년대 이후 정부의 적극적인 장려정책으로 집열기 생산량은 1996년 이후 약 두 배 이상 증가되었다. 이에 2005년 여름, 독일은 콤비시스템에 대한 보상금은 높이고 가정용 온수시스템에 대한 보상금은 다소 낮추도록 인센티브 안을 변경하였으며 정부의 제도는 태양열로 생산한 열에 대해서도 태양광 전기와 마찬가지로 고정 가격으로 구매하는 것인데, 이러한 제도는 생산량 계량의 문제와 열공급망에 연결되지 않은 경우가 대부분이기 때문에 시행에 어려움이 있지만, 업계에서는 이러한 문제만 해결되면 이 제도가 가장 바람직한 지원 제도가 될 것으로 전망된다.

미국의 태양열 생산은 1990년에 2,387 TJ에서 2001년에 58,872 TJ로 연평균 34%씩 10년간 25배가량 급성장하였다. 이는 당시 연방 및 주정부에서는 소비자와 사업자들이 태양열 시설을 설치하도록 유인책을 제공하였기 때문이다.

초기에 다른 방식에 비해 태양열 급탕기의 초기 설치비용이 많이 든다는 이유로 주요 급탕시설 관련 시장에서 태양열 기술이 적용되기 위해서는 많은 문제점이 들어남에 따라 DOE(Department of Energy) 프로그램에서는 설치비용을 낮추기 위해 폴리머 재료를 사용하는 저비용 태양열 급탕기 개발을 지원하였다.

태양열을 이용한 전력생산의 경우 캘리포니아 서부 사막지역 및 네바다 뉴멕시코 등의 고 일사 사막지역을 중심으로 수백 MW의 태양열 발전설비(구유형)가 구축되고 운전되어지고 있으며 주정부의 발전지원정책으로 현재 미국에서는 총 3 GW 내외의 태양열 발전시스템 보급 사업이 추진되고 있다.

프랑스의 지원 정책은 설치비용을 직접 보조하던 것을 소득세 신고 시에 40%의 세금을 환급해 주는 것으로 방법을 바꿔 소비자들은 시스템을 설치하기 전에 보조금을 신청하지 않아도 지원을 받을 수 있게 프로그램을 구성하였다. 본토의 태양열 보급 확대를 위해 Plan Soleil이라는 개인이나 단체가 태양열 시스템을 구매할 경우 보조금을 지급해 주는 국제 계획을 시행하였으며 이에 SDHW(Solar Domestic Hot Water) 시스템을 위한 ADEME(프랑스 환경에너지관리청) 보조금은 프랑스내 주요 도시 어디에서나 이용할 수 있다.

덴마크에서는 1979년에서 2002년까지 덴마크 정부는 일반건물, 바이오매스 연소 지역난방 시스템과 연관된 대규모 태양열 난방시스템의 증가를 위해 보조금을 지급하였으며 1998년부터 2000년 사이 연평균 약 6백만 DKK의 보조금을 지급하였고 1979년부터 2002년까지 지역난방이 공급되지 않는 지역의 가구들에 대하여 태양열 난방시스템 구축 투자비용을 30%까지 지원하고 있다.

마. 국내 태양열 정책지원 제도

과거의 신재생에너지 보급확대를 위해 저탄소 녹색성장을 목표로 에너지 안보 (Energy Security), 에너지 효율(Energy Efficiency) 및 환경보호(Environmental Protection) 에너지 정책을 추진하였다. 보급 정책은 기존 정부주도 보급방식에 시장·민간 주도의 보급방식을 적용하여 보급이 부진한 도시지역 및 수송용의 보급 확대에 중점을 두고, 지자체의 역할 책임을 강화하도록 하였다. 또한 보급보조 지원제도로 소비자가 자가용으로 설치시 설치비의 일부를 무상보조 지원을 해주며 발전차액 지원제도로 신재생에너지 설비에서 사용 이외의 전력을 생산 공급하게 되면 그에 따른 발전차액을 지급한 경우도 있다.

바. 국내 태양열 자원

2009년도에 국내 주요 16개 전 지역에서 측정된 태양열 자원, 즉 수평면 전일사량은 연 평균치로 계산하였을 때, 전국이 하루에 3.60 kWh/m² 정도의 태양열에너지를 공급받을 수 있으며 계절별로는 연중 여름철과 가을철의 태양열 조건이 가장 좋다. 반면에 봄철과 겨울철은 연 평균치에도 훨씬 못 미치는 낮은 수준인 것으로 나타났는데, 연 평균치에 대한 계절별 태양열 조건은 여름철과 가을철은 각각 25%, 20%가 높았으며 상대적으로 봄철과 겨울철은 12%, 33% 정도 낮게 나타난다. 우리나라의 태양열자원에 대한 월별 수평면 전일사량을 일 년을 기준으로 볼 때, 태양열 조건이 가장 좋은 달은 5월로 하루 5.05 kWh/m². 가장 낮은 달은 12월로 하루에 2.03 kWh/m² 로 나타난다.

Table 1 Average monthly solar radiation at major regions (Korea)

Area	Month												Annual average
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Chuncheon	2.08	2.85	3.7	4.59	5.02	4.94	4.05	4.19	3.75	3	2.08	1.8	3.51
Gangneung	2.36	2.97	3.67	4.58	4.98	4.56	3.94	3.82	3.52	3.16	2.39	2.15	3.51
Seoul	1.97	2.76	3.5	4.36	4.67	4.33	3.26	3.57	3.52	3.03	2.05	1.72	3.23
Wonju	2.1	2.87	3.64	4.58	4.98	4.82	3.97	4.12	3.74	3.19	2.19	1.89	3.51
Seosan	2.29	3.15	3.97	4.87	5.31	4.99	4.07	4.36	4.03	3.46	2.32	1.98	3.73
Cheongju	2.26	3.05	3.73	4.68	5.14	4.79	4.07	4.14	3.79	3.32	2.29	1.94	3.6
Daejeon	2.26	3.1	3.88	4.83	5.08	4.69	4.15	4.28	3.82	3.4	2.39	2.04	3.66
Pohang	2.44	3.13	3.77	4.71	5.07	4.67	4.04	4.09	3.45	3.23	2.59	2.29	3.62
Daegu	2.32	3.02	3.84	4.69	5.02	4.65	4.05	3.95	3.53	3.25	2.42	2.16	3.57
Jeonju	2.1	2.79	3.59	4.56	4.86	4.53	3.91	3.99	3.67	3.29	2.26	1.88	3.45
Gwangju	2.32	3.11	3.91	4.81	5.11	4.62	4.08	4.26	3.89	3.53	2.53	2.09	3.69
Busan	2.57	3.24	3.81	4.59	4.98	4.62	4.17	4.39	3.62	3.44	2.7	2.38	3.71
Mokpo	2.31	3.15	4.04	5	5.31	4.92	4.5	4.88	4.16	3.74	2.61	2.08	3.89
Jeju	1.45	2.36	3.37	4.52	5	4.71	4.88	4.58	3.73	3.32	2.23	1.49	3.47
Jinju	2.7	3.42	4.13	4.9	5.16	4.65	4.28	4.35	3.86	3.67	2.78	2.51	3.87
Yeongju	2.27	2.98	3.82	4.74	5.16	4.82	4.07	4.09	3.78	3.28	2.36	2.06	3.62
Average	2.24	3	3.77	4.69	5.05	4.71	4.09	4.19	3.74	3.33	2.39	2.03	3.6

 (Unit: kWh/m²/day)

1.1.2 유기랭킨사이클

카르노사이클(Carnot Cycle)은 2개의 가역단열과정과 두 개의 가역등온과정으로 이루어진 열기관으로 기체를 등온팽창, 단열팽창, 등온압축, 단열압축의 순서로 처음의 상태로 복귀되는 가장 이상적인 사이클이다.

Fig. 9는 증기원동소의 일반적인 T-s선도로 보일러에서 수증기를 고온 고압으로 과열시켜 터빈에서 팽창과정을 통해 수증기의 에너지를 변환한 후 응축기를 통해 응축된다. 이상기체의 랭킨사이클에서는 팽창과정과 압축과정이 등엔트로피 과정이며 증발기와 응축기에서는 정압과정으로 가정한다.

Fig. 10은 P-v선도로 선도내부의 면적은 변환된 에너지를 나타내며 사이클의 효율은 내부면적의 형상이 직사각형에 가까울수록 카르노사이클에 근접해지며 높은 효율을 갖는다.

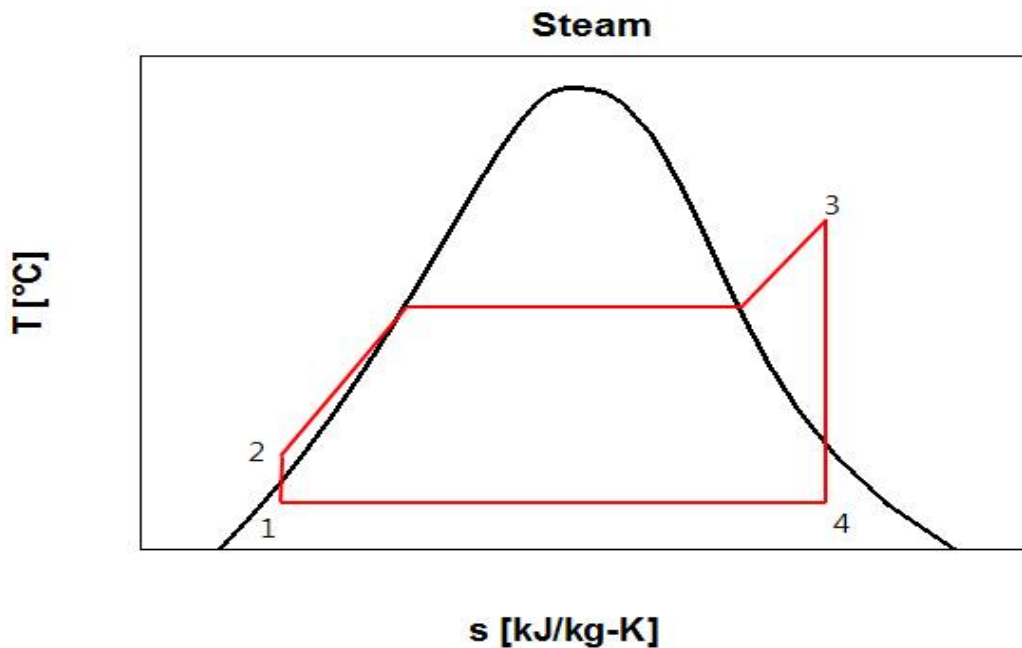


Fig. 9 T-s diagram of ideal rankine cycle.

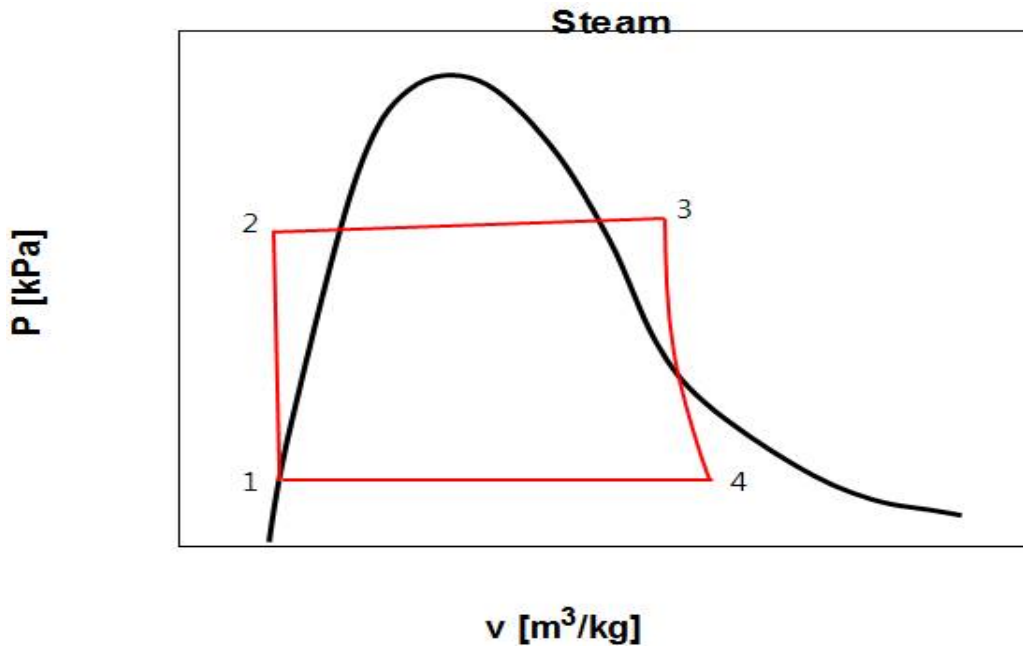


Fig. 10 P-v diagram of ideal rankine cycle.

랭킨사이클의 열효율 증대 방법은 증발기에서 작동유체와 열교환 효율을 높이는 방법과 응축기에서 작동유체에서 방출되는 열을 감소시키는 방법이다.

Fig. 11은 응축기의 압력을 낮추어 응축기의 온도가 낮아진 경로의 T-s선도이다. 응축기의 압력이 낮아짐에 따라 수증기의 온도가 낮아지게 되며 열의 방출되는 온도 또한 낮아진다.

Fig. 12는 증발기에서의 열교환 효율을 증가시킬 경우의 T-s선도이다. 작동유체인 수증기와 열교환 효율이 증가될수록 평균온도 상승 및 열용량이 증가하므로 열효율이 상승된다.

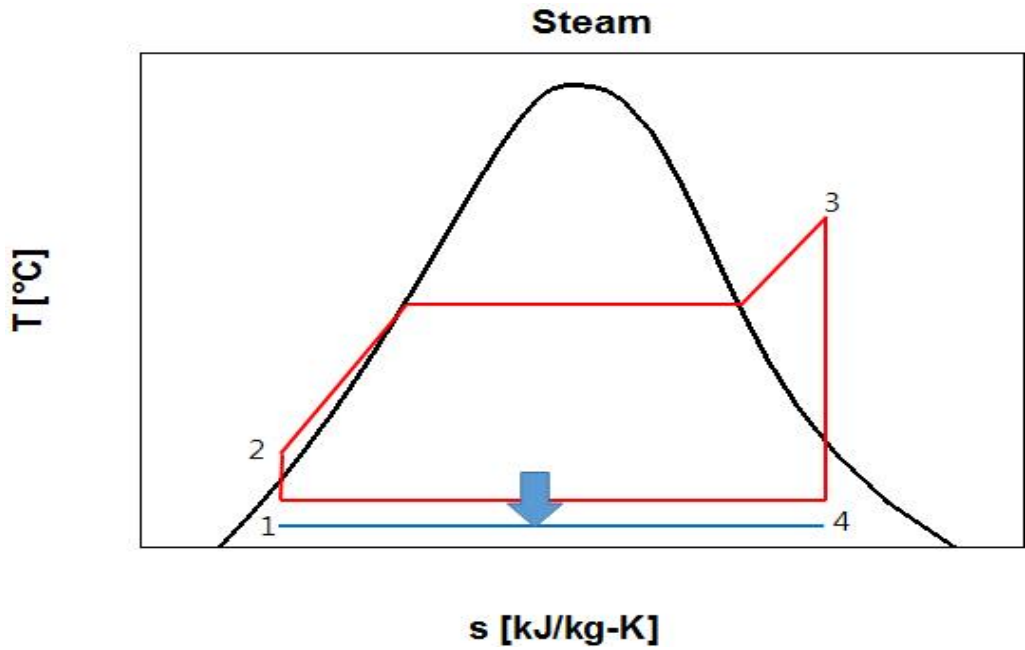


Fig. 11 T-s diagram of water which lower condenser pressure of Rankine Cycle.

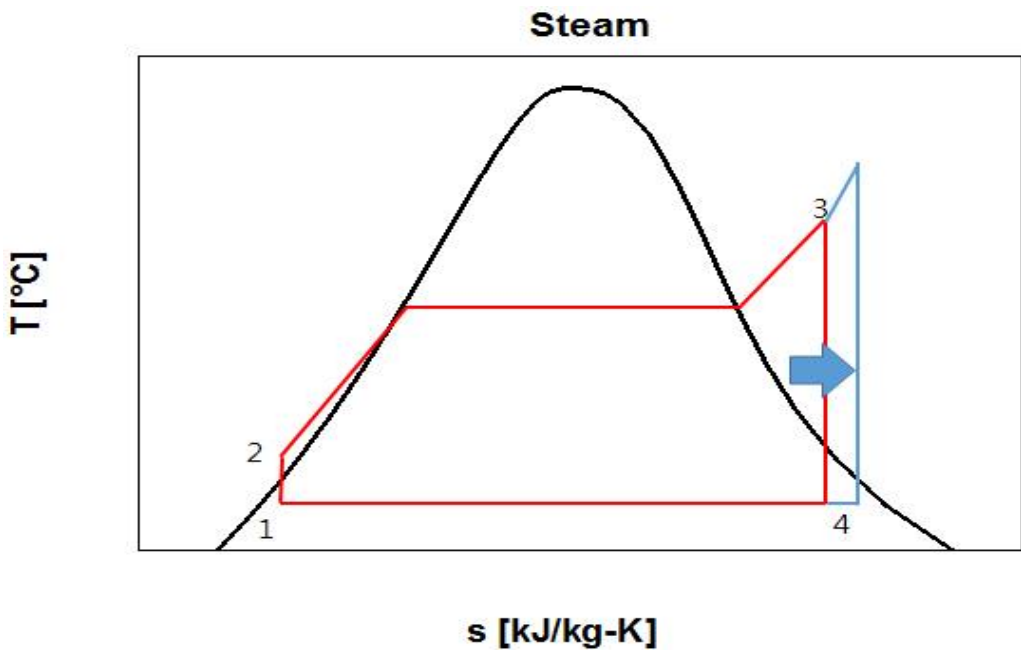


Fig. 12 T-s diagram of water which heating to high temperatures for steam of Rankine cycle.

Table 2는 미활용 열을 이용한 발전시스템의 종류와 특징을 나타내었다. HRSG (Heat recovery steam generator)는 500℃이상의 고온의 열원을 활용하여 발전하는 시스템으로 발전효율은 30~40%로 높게 나타나지만 수백 kW 이상의 대형플랜트에서 활용된다. 또한 TEG(Thermoelectric generator)는 100~400℃의 중고온 열원을 활용하여 발전하는 시스템으로 소형 특수목적에 의한 발전을 목적으로 발전효율은 4~8%로 나타난다. 이에 다른 시스템에 비해 저온열원인 70~350℃의 열원을 이용하여 발전하는 시스템으로 작동온도범위가 낮지만 발전효율이 높고 1 kW당 건설비가 낮으며 검증이 된 실용기술이라는 장점이 있다.

Table 2 Power generation system utilizing the unused heat

종류	ORC (Organic Rankine Cycle)	HRSG (Heat Recovery Steam Generator)	TEG (Thermoelectric Generator)	AMTEC (Alkali Metal Thermal to Electric Converter)
적용 온도	70~350℃	500℃ 이상	100~400℃	600~900℃
발전 효율	8~22%	30~40%	4~8%	20~30%
발전 용량	100 kW~5 MW	수백 kW 이상	100 W~10 kW	20 W~∞
1 kW당 건설비	150~250만원	-	800~1,000만원	-
설치 면적	넓음	넓음	적음	적음
개발 수준	검증된 실용기술	복합발전	소형 특수목적	연구개발 중

유기랭킨사이클 (ORC: Organic Rankine Cycle)은 1883년 Frank ofeldt가 Isopentane (C5H12), Butan, R-22, R-123등 탄화물계통의 작동유체를 이용한 랭킨 사이클의 이론을 발표하면서 1960년 미국에서 실증연구를 진행을 통해 1966년 BNI 와 2000년 RIST에서 개발되기 시작하였으며 Posco E&C Asia Cement 3.2 MW급을

2005년에 완공한 후 가동하고 있다.

유기랭킨사이클은 고온의 폐열을 활용하여 물의 상변화로 발전하는 증기원동소(Rankine Cycle)에 비해 저온의 열원에서 보다 효과적으로 활용이 가능하며 산업 현장이나 발전소에서 버려지는 70℃ 이상의 폐열이나 냉각열을 회수하여 물보다 비등점이 낮은 유기물질을 작동유체로 하여 상변화 에너지를 발전장치를 이용하여 전기를 생산하는 시스템이다. 이미 선진국에서는 수 kW ~수십 kW급의 유기랭킨사이클 발전시스템의 상용화 개발이 활발하게 진행되고 있다.

유기랭킨사이클을 설계할 때 주의해야할 점은 공급열원의 조건에 따라 전력생산 시스템에 적합한 작동유체의 선정이 필요하며, 작동유체의 조건을 사이클의 성능에 매우 큰 영향을 미친다. 또한 작동유체로는 물보다 비등점이 낮은 냉매들인 Propane, Pentane, Butane, Siloxane, Toluene, Cyclohexane, Benzene, P-xylene, HCFC-123, R-134a, R-245fa 등의 냉동공조시스템에서 사용되는 다양한 유체들이 유기랭킨사이클의 작동유체로써 고려되어 왔으나, 최근 환경오염에 대한 관심과 규제로 수소불화탄소(HFC: Hydro Fluoro Carbon)를 이용한 연구가 꾸준히 늘어가고 있다.

유기랭킨사이클의 응용분야는 제철, 제강 등 철강공장의 배출되는 미활용 열과 시멘트 및 제지 공장, 섬유 및 식품 가공공장, 쓰레기 소각장, 열병합발전소, 지열발전 및 선박 배기가스 등의 미활용 열을 활용할 수 있는 장점이 있다.

1.2 기존의 연구

1.2.1 태양열 집열기의 연구동향

기존 히트파이프를 적용한 이중진공관형 태양열 집열기 연구동향을 보면 Du *et al.*(2013)은 히트파이프를 이용한 이중진공관형 태양열 집열기의 성능개발을 위하여 실험 플랫폼을 제작하였으며 실험을 통해 흡열량과 유효열용량, 입사각 조건 및 압력강하를 초점으로 실험을 진행하여 집열기의 성능을 해석하였다. 실험 플랫폼을 통하여 논문에서 설계한 히트파이프를 이용한 이중진공관형 태양열 집열기의 유효 열용량과 효율을 분석하였으며 안전성 및 신뢰성을 확보하였다. Huil(2009)은 이중진공관형 태양열 집열기의 열전달계수 및 일반적인 매니폴드에 연결된 히트파이프의 흡수기 배열의 열효율을 조사하고, 작동유체의 자연 순환 유량에 대한 열전달과의 상관관계를 분석하여 10개미만의 히트파이프 배열이 작동유체의 흐름을 통해 이중진공관형 집열기보다 훨씬 낮은 효율이 있는지 비교하였다.

Kim과 Lee(1996)은 Dewar type 이중진공관형 태양열 집열기의 중심부에 히트파이프를 적용하여 일사량 및 입사각 조건에 따라 반사판에 의한 집열면의 온도특성 및 열파이프의 열전달특성을 분석하였으며 Schmid *et al.*(1990)는 집열기의 유리면과 내부 금속관과의 열전달특성을 통하여 공기층의 열저항을 줄이고 전도와 복사열에 의한 효과를 높이기 위하여 여러 형태의 핀을 사용하여 집열기의 성능을 개선시키는 방안을 제시하였으며, Hyun *et al.*(2002)는 집열기의 형태를 직접순환식과 히트파이프식으로 구분하여 열성능 실험을 통하여 일사량 및 외기온도에 따라 작동유체의 온도 제어조건과 집열기기의 동적 열 성능을 분석하였으며 집열기의 집열효율에 미치는 영향을 조사하여 집열기 효율의 실험식과 장단점을 비교하였다.

곽희열(2008)은 건물의 급탕부하와 일부 실의 냉난방부하를 담당하도록 설계된 국내최초의 태양열 냉난방 겸용 시스템을 대상으로 열성능분석을 위한 모델개발과 해석을 위해 TRNSYS 프로그램을 사용하여 설계변수에 따른 시스템의 성능 분석을 하였다.

기존 연구는 이중진공관형 태양열 집열기의 성능개발을 위하여 시험 플랫폼을 제작하여 집열기의 유효열용량과 흡열량, 입사각 조건에 따른 열효율과 엑서지 효

율을 해석하여 해석모델의 안전성과 신뢰성 확보를 하였으며 그에 따라 이중진공관 집열기의 형상과 순환방식에 따른 집열기의 성능개선을 통해 효율증대 방법을 제시하였다. 또한 히트파이프의 배열과 개수에 따른 기존의 효율을 비교하였으며 집열면적과 외부 유리관과 내부 금속판의 열전달 특성을 분석하여 이중진공관형 태양열 집열기의 성능을 예측 분석하고 연구가 주로 이루고 있다. 기산조건에 따라 변동성이 크게 나타나는 태양열 시스템은 일사량과 외기온도 변화에 따라서 시스템 성능 및 효율이 크게 차이나기 때문에 실제 운전조건에서 기상조건에 따라 시스템에 미치는 영향을 파악하는 연구가 필요하다.

1.2.2 유기랭킨사이클의 연구동향

Roy and Mishara(2010)은 140℃로 버려지는 연소가스로부터 발전량을 최대로 설계하기 위하여 R-12, R-123, R-134a를 이용한 유기랭킨사이클의 최적화 연구를 수행하였으며 Sylvain *et al.*(2010)은 R-123을 작동유체로 스크롤 팽창기를 사용하여 유기랭킨사이클의 실험적 연구 및 해석적 연구를 통하여 상용 압축기의 소형 팽창기로 적용 가능성을 나타냈으며 밀폐형 팽창기의 문제점 보완을 제시하였다.

Zhang and Wang(2011)은 80℃~100℃의 지열발전용 유기랭킨사이클의 최적화와 초월임계(Transcritical)사이클 최적화를 비교하여 기술하였으며, Eom *et al.*(2012)은 유기랭킨사이클 저온열원의 특성에 따라 개방형과 순환형으로 분류하고 이에 따른 유기랭킨사이클 시스템 최적화 방법의 차이를 성능해석 측면에서 비교하였다. Sébastien Declaye(2013)은 R-245fa를 이용한 유기랭킨사이클에서 다양한 종류에 따른 기계적 효율과 전기적 효율을 분석하였으며 상용 스크롤 공기압축기를 개조하여 스크롤 팽창기의 안전성 및 신뢰성을 실험 및 분석하였다. Kane(2002)은 3개의 열교환기가 있는 소규모 유기랭킨사이클 모델과 마찰손실, 흡입량 조절, 내부 누설에 대한 스크롤 팽창기 해석을 수행하였다. Wei *et al.*(2007)은 HFC-245fa를 작동유체로 사용하여 배기가스 폐열회수를 위한 유기랭킨사이클의 성능해석과 최적화를 연구하였는데 유기랭킨사이클의 열역학적 성능을 분석하였다. 본 논문에서는 배기열의 활용을 최대화 하기위해서는 배기유량이나 온도의 증가에 따라 발생전력이 증가하였으며 외기온도가 높을수록 응축기의 효율이 감소되어 약 30% 시스템 출력이 저하되기 때문에 현지 환경에 따라 운전조건을 고려해야한다.

B. Twomey(2013)의 연구에서 R-134a를 적용한 유기랭킨사이클에 스크롤 팽창기를 적용하여 공급열원에 대한 시스템 성능해석과 팽창기의 팽창비에 따른 발생동력을 비교하였으며 연중 최대 발생동력 1,710 kW, 최대 순간 전력은 676 W로 나타났다. Panpan song(2014)는 유기랭킨사이클에 적용할 수 있는 스크롤 팽창기를 연구조사 하였으며 스크롤팽창기의 성능을 최적화하기 위한 시뮬레이션 방법을 요약하였다.

기존 연구는 유기랭킨사이클의 산업이나 발전소, 자동차 및 선박 폐열을 이용한 폐열을 활용한 유기랭킨사이클 적용 발전 시스템이 주로 연구 되어 왔으며 유기랭킨사이클의 구성요소인 팽창기를 소규모 발전과 저온열원에서 활용이 가능한 스크

를 팽창기에 대한 적용성과 최적화 방안에 대한 연구가 진행 되어져 왔다. 또한 작동유체의 종류에 대한 시스템 성능과 분석을 통해 효율성과 적용성을 제시하였으며 운전환경조건에 따라 시스템의 효율과 성능을 분석하여 설계에 대한 보완점을 제시해왔다.

1.3 본 연구의 목적

기존의 연구는 산업이나 자동차, 선박 등에서 발생하는 폐열을 이용하여 유기랭킨사이클을 활용하는 방안으로 시뮬레이션 및 실험장치의 운전조건이 100℃이상의 조건에서 시스템 활용에 대한 연구가 주로 진행되었다. 그러나 아직 저온열원인 태양열 시스템을 활용한 유기랭킨사이클의 발전 성능에 대한 연구가 부족하며 동일한 시스템에서의 작동유체에 따른 시스템 성능 및 효율의 개선에 대한 연구가 필요한 실정이다. 또한 저온열원을 이용한 유기랭킨 발전시스템의 연구는 대부분 주변에서 활용할 수 있는 산업이나 발전소 폐열이나 태양열에서 발생하는 열원을 가정하여 열원의 입력값을 가정으로 계산하여 해석하거나 히터를 이용하여 팽창기 입구측 열원을 공급하는 방식으로 실험을 통해 시스템의 최적운전조건을 해석하는 방법으로 진행되어져 왔다. 또한 히트파이프를 적용한 이중진공관형 태양열 집열기는 실험 플랫폼을 통한 안전성과 신뢰성에 관한 연구가 주로 진행되었으며 순환 방식과 형태에 따른 효율성과 성능개선 방법을 제시하는데 그치고 있다.

이에 본 논문은 히트파이프를 적용한 태양열 집열기의 연중 운전조건에 따른 특성을 해석하여 지역에 따른 연중일사량과 외기온도에 따라 시스템의 용량설계의 기초자료를 제공하고자 광주지역의 연중 월평균 일사량과 외기온도를 운전조건으로 유효열용량과 흡열량 압력강하 등을 고려한 분석을 통해 태양열 집열기에서 토출되는 작동유체의 온도와 집열 열용량, 시스템 성능을 해석하였다. 또한 지역의 환경조건을 운전조건으로 집열기 성능을 제시하여 유기랭킨 시스템의 설계에 기초자료를 제공하고자 한다. 더욱이 저온열원에서 활용이 가능한 스크롤 팽창기와 트윈 스크류 팽창기를 적용하여 팽창기의 성능과 시스템 효율의 분석을 통해 적용가능성을 제시하고 작동유체의 질량유량 변화에 따른 시스템 효율의 해석을 통해 최적의 운전조건을 제시하였다. 이러한 연구를 바탕으로 R-134a와 R-245fa를 작동유체로 하여 시스템 성능과 최적의 운전조건을 제시하였으며 두 작동유체의 동일한 운전조건과 설계조건에 따라 특성을 비교하여 각각의 특성을 파악하고 적용성에 대한 기초자료를 제공하고자한다.

스크롤 팽창기와 트윈 스크류 팽창기의 종류에 따라 시스템 성능을 비교하기 위해서 유기랭킨사이클에 R-245fa를 적용하여 광주지역의 연중 월평균일사량과 외기온도에 따라 팽창기의 성능과 시스템 효율을 분석하였으며 R-245fa의 질량유량의

변화에 따라 팽창기의 최적 운전조건을 해석하였다.

히트파이프를 적용한 이중진공관형 태양열 집열기의 지역의 운전환경조건에 따라 설계에 대한 기초자료를 제공하며 현재 설치되어 있는 태양열 시스템의 활용이 난방 및 온수공급 외에 전기에너지로 활용이 가능하며 여름철의 태양열 집열기에서 발생하는 미활용 열에너지를 전기에너지로 변환함으로써 에너지 활용에 대한 적용성 범위가 넓어진다. 또한 산업 및 선박에서 버려지는 저온열원의 활용이 가능해지며 이에 폐열원에 의한 환경파괴 및 에너지 효율에 대한 대체방안으로 제시할 수 있다. 발전소의 터빈의 최대 효율은 약 40%로 스크롤 팽창기 또는 트윈 스크류 팽창기의 적용으로 설비단가 감축과 효율증대 방안으로 제시할 수 있으며 배출되던 저온열원의 활용으로 발전효율 증대에 대한 방안으로 제시할 수 있다.

제 2 장 태양열 시스템 및 유기랭킨사이클 모델링

2.1 태양열 집열기를 활용한 유기랭킨사이클 모델링

본 논문에 적용된 유기랭킨사이클은 태양열 시스템과 융합하여 해석을 진행하였으며 Fig. 13과 같이 태양열 시스템에서 집열된 열을 활용하여 유기랭킨사이클로 공급되어진다. 태양열 시스템에서 작동유체는 물을 이용하였으며 질량유량 0.03 kg/s로 펌프에서 태양열 집열기로 보내어지면 태양열 집열기에서 태양으로부터 오는 복사에너지를 흡열하여 증발기로 보내어지고 보조탱크로 공급되어진다. 이때 토출된 태양열 집열기의 열원은 증발기에서 유기랭킨사이클의 작동유체여 열교환을 하고 작동유체는 팽창기로 공급되어 팽창과정을 통해 동력을 발생하여 응축기에서 응축된 후 펌프로 보내어진다. 팽창기에서 발생된 동력은 발전기를 통해 전기를 생산하여 저장 또는 각 가정으로 보내어진다. 유기랭킨사이클의 모델링은 2.2에서 펌프, 열교환기, 팽창기, 시스템 해석 모델링으로 적용된 수식과 조건을 나타내었다. 또한 태양열 집열기 해석모델링은 2.3에서 적용된 수식과 개략도를 나타내었다.

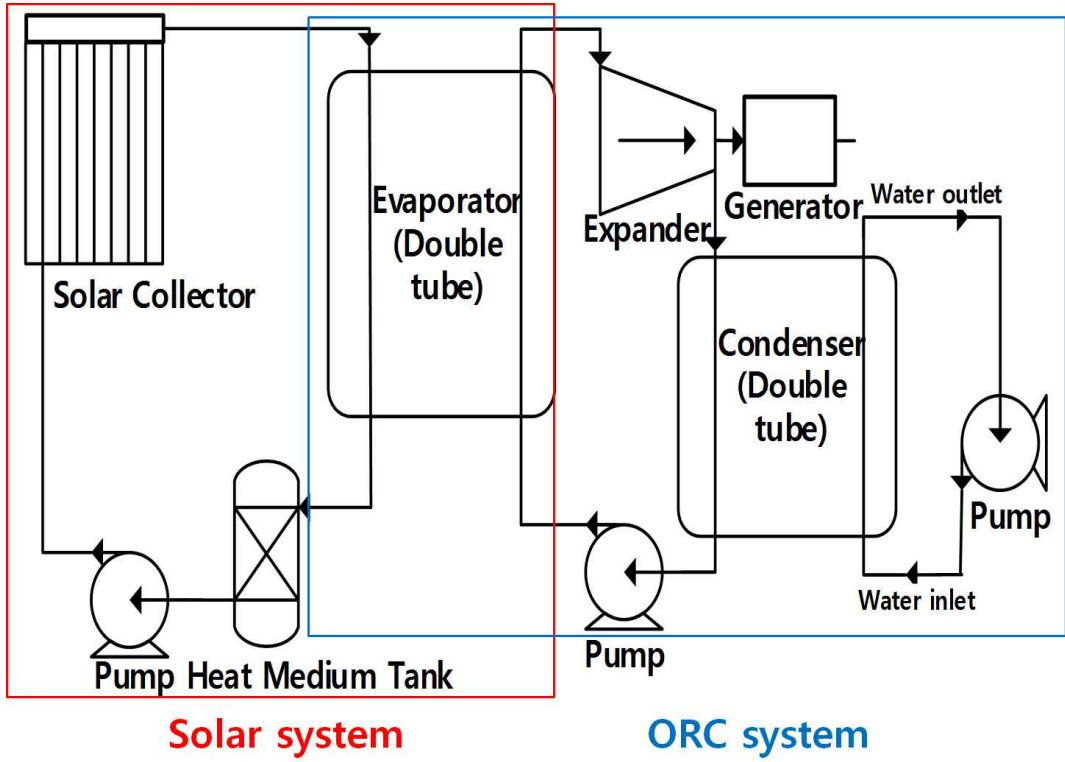


Fig. 13 Schematic diagram of organic Rankin cycle generator system

2.1 유기랭킨사이클 모델링

2.2.1 펌프 모델링

본 연구에서 적용한 펌프는 작동 압력조건이 R-134a와 R-245fa의 운전범위를 고려한 펌프를 적용하기 위해 용적형 펌프를 모델링하였다. 용적형 펌프를 해석하기 위해 펌프 입구의 작동유체 질량유량이 0.05 kg/s로 설정하였으며 펌프 입구측 작동온도를 포화압력인 25℃로 가정하였으며 과냉도를 5℃를 주어 20℃로 운전조건을 설정하였으며 다음과 같이 해석하였다.

식(1)은 펌프의 내부 엔트로피 효율을 나타내고 Vetter(2006)의 3차 다항식의 실험수식으로 식(2)과 식(3)을 사용하여 계산하였다.

$$\varepsilon_{in,pump} = \frac{\nu_{su,pump} \cdot (P_{ex,pump} - P_{su,pump})}{h_{ex,pump} - h_{su,pump}} \quad (1)$$

$$\varepsilon_{in,pump} = a_0 + a_1 \cdot \log(X_{pump}) + a_2 \cdot \log(X_{pump})^2 + a_3 \cdot \log(X_{pump})^3 \quad (2)$$

$$X_{pump} = \frac{\nu_{su,pump} \dot{m}_{pump}}{V_{su,pump,max}} \quad (3)$$

식(4)을 사용하여 펌프의 소요동력을 구하였으며 $\eta_{em,pump}$ 는 전기적 기계효율을 나타낸다.

$$\dot{W}_{pump} = \frac{\dot{m}_{rfe} (h_{out,pump} - h_{in,pump})}{\eta_{em,pump} \varepsilon_{in,pump}} \quad (4)$$

2.2.2 열교환기 모델링

유기랭킨 사이클에는 총 2개의 열교환기가 사용되었으며 태양열 시스템에서 공급되는 열원과 열교환하는 증발기와 팽창기에서 토출되는 작동유체를 냉각하기 위한 응축기 부분으로 나누어 해석하였다. 유기랭킨 시스템에 적용한 열교환기는 이중관형 열교환기로 각각의 입구의 조건을 이용하여 ε -NTU법으로 해석하였다. 이때 유기랭킨 시스템의 작동유체는 R-134a와 R-245fa를 적용하였으며 작동유체의 열전달계수 및 상변화과정을 다음과 같이 해석하였다.

가. R-134a 상변화과정 해석

이중관 열교환기에서 R-134a는 태양열 시스템과 열교환하는 증발기에서 단상(single-phase)상태와 이상(two-phase)상태로 상변화가 일어나기 때문에 단상상태에서 열전달계수는 Dittus and Boelter(1930)식을 이용하여 식(5)과같이 나타내었다.

$$h_{sp} = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.4} \times \frac{k}{D_i} \quad (5)$$

이상상태에서 열전달계수는 Gungor and Winterton(1986)식을 이용하여 식(6)~(11)로 나타내었다.

$$h_{tp} = E \times h_{sp} + S \times h_{pool} \quad (6)$$

$$h_{pool} = 55 \times pr^{0.12} (-\log_{10} Pr)^{-0.55} \times M^{-0.5} \times q^{0.67} \quad (7)$$

$$E = 1 + 24000 \times Bo^{1.16} + 1.37 \times X_{tt}^{-0.86} \quad (8)$$

$$S = (1 + (1.1510^{-6}) \times E^2 \times Re^{1.17})^{-1} \quad (9)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (10)$$

$$Bo = \frac{q}{G_r \times h_{fg}} \quad (11)$$

또한 유체의 관에서의 압력강하식은 식(12)와 식(13)과 같이 Fanning(1986)식을 사용하여 해석하였다.

$$f = 0.046 \times Re^{-0.2} \quad (12)$$

$$\Delta P = \frac{2f \times G_r^2 \times L}{D_i \times \rho} \quad (13)$$

나. R-245fa 상변화과정 해석

증발기에서 R-245fa의 열전달계수 또한 단상상태(single-phase)와 이상상태(two-phase)로 구분하여 해석하였으며 식(14)과 같이 Gneilinski(2003)식을 이용하여 단상상태를 해석하였다.

$$H = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (14)$$

이상상태에서 열전달계수는 증발기와 응축기로 나누어 해석하였으며 증발기에서 열전달계수는 식(15)과 식(16)와 같이 Sun and Mishima(2009)의 식을 이용하였다.

$$H_b = [1 + 1.8X^{-0.87}]0.023Re_i^{0.8}Pr_i^{0.48}(k/d) \quad (15)$$

$$X = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1} \quad (16)$$

응축기에서 열전달계수는 Dobson & Chato(1981)의 실험식을 이용하였으며 레이놀드수가 35,000이하일 때 식(17)과 식(18)와 같이 해석하였으며 35,000이상일 경우 식(19)와같이 해석하였다.

$$H_c = 0.555 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_g)k_l^3 h'_{lw}}{\mu_l(T_{sat} - T_s)D_h} \right]^{0.25} \quad (17)$$

$$h'_{lw} = h_{lw} + 3/8 C_{p,l}(T_{sat} - T_p) \quad (18)$$

$$H_c = \left(\frac{k_l}{d}\right) 0.021 Re_i^{0.8} Pr_i^{0.43} \left[1 + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1\right) \right]^{0.5} \quad (19)$$

2.2.3 팽창기 모델링

팽창기와 터빈은 유체가 증발기로부터 얻은 열원으로 기상으로 상변화를 통해 공급되어 내부에서 팽창과정을 거쳐 에너지를 변환하는 기관으로 팽창기와 터빈의 큰 차이는 응축수 발생의 차이가 있다. 터빈의 경우 내부에서 허용이상의 응축수가 발생하게 되면 터빈의 날개에 심각한 손상을 일으키지만 팽창기의 경우 터빈에 비해 단순한 구조로 내부에 응축수가 발생되면 냉각수를 통해 외부로 빠져나가는 에너지를 줄일 수 있기 때문에 효율을 높일 수 있다.

본 논문에서는 소규모 발전시스템에 사용이 적합한 스크롤 팽창기와 트윈 스크류 팽창기의 성능을 비교하고자 하였으며 스크롤 팽창기는 Lemort *et al.*(2009)의 실험식을 이용하였으며 트윈 스크류 팽창기는 Ng *et al.*(1990)의 실험식을 적용하여 해석하였다.

가. 스크롤 팽창기 모델링

스크롤 팽창기의 해석은 Lemort *et al.*(2009)식과 시스템과정을 적용하여 해석하였다. 식(20)은 스크롤팽창기의 등온압력강하(adiabatic supply pressure drop)과정으로 팽창기에 공급되는 질량유량을 계산할 수 있다.

$$\dot{m} = \frac{A_{su}}{v_{thr,su}} \sqrt{2(h_{su} - h_{thr,su})} \quad (20)$$

식(21)는 스크롤 팽창기 공급라인의 내부에서 발생하는 열손실율을 해석하였다.

$$\dot{Q}_{su} = \dot{m}(h_{su} - h_{su1}) = \left[1 - e^{\left(\frac{-AU_{su}}{\dot{m} C_p} \right)} \right] \dot{m} C_p (T_{su} - T_w) \quad (21)$$

또한 팽창기 내부에서의 질량유량의 손실량을 계산하기 위해 식(22)와 식(23)을 이용하여 해석하였으며 등 엔트로피과정에서의 팽창을 통해 발생동력과 축으로 전달된 동력을 식(24)와 식(25)을 통해 계산할 수 있다.

$$\dot{m}_{leak} = \frac{A_{\leq ak}}{v_{thr, \leq ak}} \sqrt{2(h_{su,2} - h_{thr, leak})} \quad (22)$$

$$v_{in} = r_v v_{su,2} \quad (23)$$

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}_{in} [(h_{su,2} - h_{in}) + v_{in} (P_{in} - P_{ex,2})] \quad (24)$$

$$\dot{W}_{sh} = \dot{m}_{ref} [(h_{su2} - h_{in}) + (r_v v_{su2}) (P_{in} - P_{ex})] - \frac{2\pi N \tau_{loss}}{60} \quad (25)$$

또한 축구축 온도와 압력조건은 등압과정에서 온도감소(isobaric exhaust cooling-down)를 통해 계산하였다.

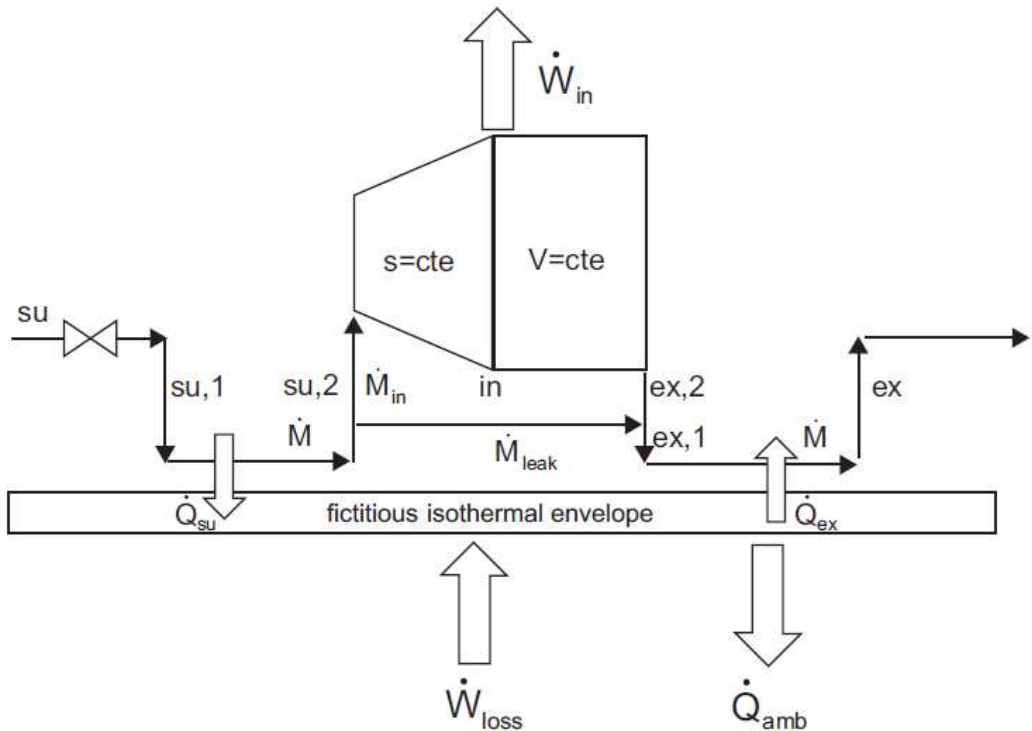


Fig. 14 Conceptual scheme of the expander model by Lemort *et al.*(2009)

(3) 트윈스크류 팽창기 모델링

트윈스크류 팽창기는 Na *et al.*(1990)의 실험식인 식(26)~(28)을 통해 정격 플리트로픽 과정을 통해 계산하였다.

$$W_{ex} = \left(\frac{P_{ex,in}}{\rho_{ex,in}} \right) \left(K - \frac{r_v}{r_p} \right) \quad (26)$$

$$K = \frac{r_v^{1-n} - n}{1-n} \quad (27)$$

$$n = \left[\frac{a_1}{\log r_v} + \frac{a_2}{\log r_v^2} + \frac{a_3}{\log r_v^3} \right] \log r_p \quad (28)$$

2.2.4 시스템 성능해석

또한 본 논문의 시스템 해석은 열역학 1법칙에 의한 열효율과 열역학 2법칙에 의한 엑서지 효율로 해석하였다. 열역학 1법칙에 의한 열효율은 시스템에서 외부로부터 공급된 열에너지에 대한 일의 비율로써 태양열 집열기로부터 공급된 열원과 팽창기에서 발생된 동력, 펌프에서 소비된 일의 양을 활용하여 시스템의 효율을 나타내었다. 또한 열역학 2법칙에 의한 엑서지 효율은 주어진 환경 조건에서 열역학적 평형상태에 도달하기까지 최대 얻을 수 있는 일의 양으로써 시스템에서 주어진 환경에서 시스템의 열역학적 효율을 나타내었다. 본 논문에서 열역학 1법칙에 의한 열효율을 식(29)으로 해석하였으며 식(30)은 열역학 2법칙에 의한 엑서지 효율을 보여주고 있다.

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{\text{expander}} - (\dot{W}_{\text{pump}} + \dot{W}_{\text{condenser, pump}})}{\dot{Q}_h} \quad (29)$$

$$\eta_{II} = \frac{\eta_I}{1 - \frac{T_a}{T_h}} \quad (30)$$

2.3 태양열 시스템 모델링

본 논문의 이중진공관형 히트파이프 태양열 집열기의 해석에 사용된 수식은 Hottel's(1955)식을 이용하였으며 Fig. 15는 응축기 부분에서의 작동유체흐름의 개략도를 보여주고 있다. 각 집열기의 관을 지나는 작동유체는 매니폴드에 유입되어 히트파이프의 응축기와 열교환하여 가열 후 토출된다.

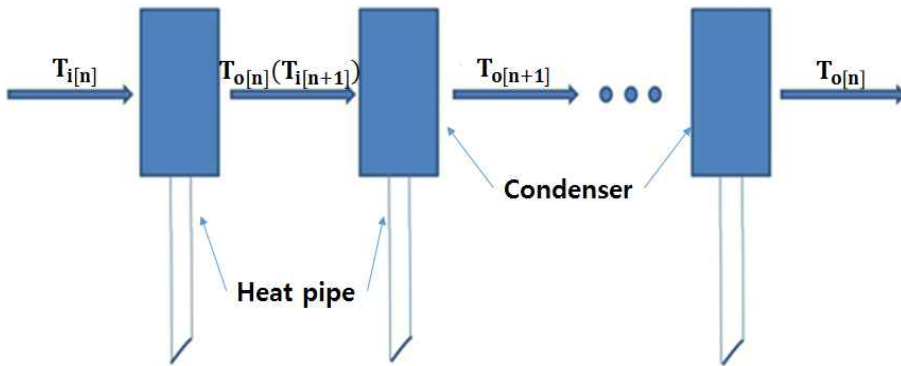


Fig. 15 Schematic of fluid flow in the condenser part

히트파이프의 증발기에서 응축기로 전달된 열은 식(31)과 같이 나타난다.

$$Q_{hp} = \frac{A_{hp}(T_{evap} - T_{con})}{\sum R_{hp}} \quad (31)$$

식(32)은 히트파이프의 작동유체에서 매니폴드로 전달된 열을 나타낸다.

$$Q_{con[n]} = U_{con}A_{con}(T_{con[n]} - T_{in[n]}) \quad (32)$$

히트파이프의 응축기 부분에서 외부의 표면온도는 식(33)과 같이 해석하였으며 식(34)는 응축기의 총괄열전달계수를 나타내고 있다.

$$T_{con[n]} = \frac{\left(T_{i[n]} + \frac{T_{evap[n]} A_{hp}}{U_{con} A_{con} \sum R_{hp}} \right)}{\left(1 + \frac{A_{hp}}{U_{con} A_{con} \sum R_{hp}} \right)} \quad (32)$$

$$U_{con} = \frac{1}{\frac{t_{hp}}{k_{hp}} + \frac{1}{\frac{N_u \cdot k}{D_{hy}}}} \quad (33)$$

여기서 t_{hp} 와 k_{hp} 는 히트파이프의 두께 및 열전도도를 나타냈으며 열전달계수는 다음 식(34)와 같이 계산할 수 있다.

$$h_{con} = \frac{Nk}{D_{hy}} \quad (34)$$

수력직경 D_{hy} 는 $D_i - D_o$ 으로 구할 수 있다. 하나의 관에 의해 얻을 수 있는 가용에너지 회수율은 식(35)과 같이 계산할 수 있다.

$$Q_u = A_a F' [G(\tau\alpha)_e - U_L(T_{hp} - T_a)] \quad (35)$$

T_a 는 외기온도, A_a 는 히트파이프의 열교환 면적, $(\tau\alpha)_e$ 는 히트파이프에서 유효투과율과 흡수율의 곱을 나타낸다. 또한 매니폴드로 공급되는 작동유체의 가용에너지는 식(36)과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_{u[n]} = m C_p (T_{out[n]} - T_{in[n]}) \quad (36)$$

또한 태양열 집열기의 응축기에서 히트파이프의 토출온도는 식(37)을 이용하여 해석하였다.

$$T_{hp[n]} = T_a + \frac{G(\tau\alpha)}{U} - \frac{T_{out[n]} - T_{in[n]}}{NTU_{hp[n]}} \quad (37)$$

히트파이프의 응축기부분에서 매니폴드로부터 전달되는 열의 효율성은 다음 식 (38)와 식(39)와 같은 NTU방정식을 이용하여 계산하였다.

$$\varepsilon_{[n]} = 1 - e^{-(NTU)_{con[n]}} \quad (38)$$

$$\varepsilon_{[n]} = \frac{(T_{out[n]} - T_{in[n]})}{(T_{con[n]} - T_{in[n]})} \quad (39)$$

또한 집열기에서 작동유체의 토출온도는 식(40)을 통해 구할 수 있으며, [n]은 파이프의 개수이다.

$$T_{o[n]} = T_i + \frac{\varepsilon_{[n]}(T_{hp[n]} - T_{in[n]})A_{hp}}{U_{con}A_{con}R_{hp}} \left(1 + \frac{A_{hp}}{U_{con}A_{con}R_{hp}}\right) \quad (40)$$

제 3 장 시스템 해석 방법 및 조건

3.1 태양열 시스템 해석 방법

본 연구에 적용한 태양열 집열기 형태는 중저온에서 활용이 가능한 이중진공관형 히트파이프를 사용하였으며 Table 3에서와 같이 1개의 판에 20개의 집열관을 배치하여 8개의 판을 1개의 세트로 2열로 배열하여 설계하였다. 태양열 집열기로 공급되는 작동유체는 물을 이용하였으며 이때 물의 질량유량은 0.03 kg/s로 해석하였다. 또한 광주지역의 태양열 집열기의 운전조건을 고려하여 남향으로 지표면과 45°로 설치하고 위도 35°, 경도 126°조건에서 해석을 진행하였다.

Table 3 Specification of solar collector

Item	Specification
Type	Evacuate tube with heat pipe
Area	47.52 m ² (8 ea×2 row)
Mass flow rate of water	0.03 kg/s

3.2 유기랭킨사이클 해석방법

Fig. 15는 태양열 집열기를 활용한 유기랭킨사이클 발전시스템을 나타내었다. 태양열 시스템은 펌프와 태양열 집열기, 증발기, 보조탱크로 구성되어 있으며 펌프에서 공급된 물은 집열기에서 흡열된 태양열을 증발기로 공급하여 열 교환 후 보조탱크를 지나 펌프로 공급되어 진다. 유기랭킨사이클은 용적형 펌프, 증발기, 팽창기, 응축기, 발전기로 구성되어있으며 용적형 펌프에서 공급된 작동유체는 증발기를 통해 태양열 집열기에서 토출된 물과 열을 교환하고 팽창기로 공급되어 팽창과정을 거쳐 응축기에서 응축된다. 이때 팽창기에서 팽창과정에서 발생된 동력은 발전기를 통해 전력을 생산하여 각 산업 및 가정으로 공급 및 저장되어진다.

용적형 펌프는 Vetter(2006)의 3차 다항식을 이용하여 해석하였으며 증발기와 응축기에서 작동유체의 상변화에 따른 해석은 단상상태와 이상상태로 구분하여 해석하였으며 R-134a의 단상상태는 Dittus and Boelter(1930)식을 사용하였으며 이상상태는 Gungor and Winterton(1986)식을 이용하여 해석하였다. 또한 R-245fa의 단상상태는 Gneilinski(2003)식을 이용하여 해석하였으며 이상상태는 가열과 응축 과정으로 구분하여 해석을 진행하였다.

증발기에서 공급된 작동유체는 팽창기 종류에 따라 스크롤 팽창기는 Lemort *et al.*(2009)의 식을 이용하여 해석하였으며 트윈스크류 팽창기는 Na *et al.*(1990)의 식을 이용하여 해석을 진행하였다.

3.2.1 용적형 펌프 해석방법 및 운전조건

본 연구에서 적용한 펌프는 작동 압력조건이 R-134a와 R-245fa의 운전범위를 고려하여 용적형 펌프를 모델링하였다. 용적형 펌프를 해석하기위해 Table 4에서와 같이 작동유체의 질량유량이 0.05 kg/s로 가정하였으며 펌프 입구측 온도는 25°C의 포화압력조건에서 과냉도를 5°C를 주어 20°C로 운전범위를 선택하였으며 펌프의 토출온도는 75°C의 포화압력조건에서 과열도 5°C를 주어 해석하였다.

Table 4 Operating conditions of pump

Item	Specification	
Mass flow rate (kg/s)	0.05	
Inlet temperature (°C)	5 ($T_{\text{sat}} = 25^{\circ}\text{C}$)	
Pump inlet pressure (kPa)	R-134a	650 ($T_{\text{sat}} = 25^{\circ}\text{C}$)
	R-245fa	147.8 ($T_{\text{sat}} = 25^{\circ}\text{C}$)
Pump outlet pressure (kPa)	R-134a	2118 ($T_{\text{sat}} = 75^{\circ}\text{C}$)
	R-245fa	609.7 ($T_{\text{sat}} = 75^{\circ}\text{C}$)

3.2.2 이중관 열교환기 해석방법

본 연구에서 적용한 열교환기는 이중관형 열교환기로 각 유체의 입구의 조건을 활용한 ε -NTU법을 이용하여 해석하였으며 태양열 집열기에서 공급되는 열원과 충분한 열교환을 하기 위해 20 m로 2열로 해석하였다. 또한 팽창기에서 팽창과정을 거친 작동유체는 응축기에서 충분한 응축과정을 하기 위해 10 m로 설계하였다. Table 5은 열교환기의 설계사양을 나타내었다. 작동유체는 R-134a와 R-245fa로 증발기에서 작동유체가 액상에서 기상으로 상변화하는 과정에서 열전달계수의 해석을 단상상태(single-phase)와 이상상태(two-phase)로 구분하여 해석을 하였다. 또한 응축기에서 응축되지 않은 작동유체를 단상상태(single-phase)와 이상상태(two-phase)로 구분하여 해석을 하였다.

Table 5 Specification of heat exchanger

Item	Specification
Tube outlet diameter (mm)	19.05
Tube inlet diameter (mm)	12.7
Tube thickness (mm)	0.64
Tube material	Copper
Heat exchanger type	double tube
Length	20m × 2 row

3.3 시스템 운전조건

3.3.1 일사량 및 외기온도 조건

본 연구에서 운전조건에 따라 시스템해석을 진행하기 위해서 광주지역의 연중 월평균일사량과 외기온도의 조건을 활용하여 시스템의 성능 및 최적의 운전조건을 해석하고자 한국에너지기술연구원의 신재생에너지데이터센터에서 조사한 2012년 데이터를 활용하여 해석을 하였다.

Table 6은 광주지역의 평균 하루일사량을 연중 월별평균 일출과 일몰시간의 차로 나누어 월평균일사량을 계산하였으며 외기온도는 월평균온도를 적용하여 해석하였다.

Table 6 Solar radiation and ambient temperature of annual average in Gwangju

Unit Month	Sunrise	Sunset	Sunrise-Sunset	Average	Ambient
				radiation (W/m ²)	temperature (°C)
January	7:38	17:44	10:05	628.1	0.6
February	7:19	18:13	10:54	703.7	2.5
March	6:42	18:40	11:57	735.3	7
April	6:00	19:04	13:04	763.4	13.2
May	5:29	19:29	14:00	727.7	18.3
June	5:18	19:47	14:29	634.3	22.4
July	5:29	19:45	14:15	571.3	25.5
August	5:52	19:19	13:27	632.4	26.2
September	6:15	18:39	12:24	676.9	21.9
October	6:38	17:57	11:19	769.9	15.8
November	7:07	17:27	10:20	652.1	9.3
December	7:32	17:22	9:50	591.5	3.1

3.3.2 R-134a 랭킨사이클의 성능 해석 조건

본 연구에서 증발기의 R-134a와 집열기 출구의 작동유체의 최저온도차는 태양열 집열기의 토출온도가 가장 낮은 12월을 기준으로 70°C의 포화압력조건에서 과열도 5°C를 설정하여 팽창기 입구측 온도를 75°C, 펌프 토출압력은 2000 kPa(포화온도=70°C)로 해석을 진행하였다. 또한 응축기 출구에서 R-134a의 온도는 펌프 입구에서 액체상태를 유지하기 위하여 응축기 출구의 압력은 25°C의 포화압력으로 650 kPa(포화온도=25°C)로 가정하였으며 작동유체의 응축기 토출온도는 25°C의 포화압력에서 과냉도 5°C를 설정하여 해석하였다.

R-134a 랭킨사이클의 성능해석 운전조건은 Table 7과 같이 1월부터 12월까지 연중 월평균일사량과 외기온도의 차이에 따라 태양열 집열기와 팽창기, 시스템 성능을 해석하였으며 R-134a의 질량유량은 0.03 kg/s에서 0.06 kg/s로 0.005 kg/s 변화함에 따라 팽창기와 시스템 성능의 변화를 해석하였다. 또한 팽창기 효율이 70%에서 90%까지 5%의 변화에 따라 시스템 성능변화를 해석하였으며 팽창기의 작동운전에서 과열도를 5°C를 주어 시스템 운전에 대한 신뢰성을 확보하였다.

Table 7 Simulation conditions of R-134a Rankin cycle

Parameters	Value
Month	1 ~ 12*
Mass flow rate of R-134a (kg/s)	0.03, 0.035, 0.04, 0.045, 0.05*, 0.055, 0.06
Pinch temperature (°C)	5 ($T_{\text{sat}} = 70^{\circ}\text{C}$ at given pressure)
Expander inlet pressure (kPa)	2000* ($T_{\text{sat}} = 70^{\circ}\text{C}$)

*Basic condition

3.3.3 R-245fa 랭킨사이클의 성능 해석 조건

본 연구의 증발기에서 R-245fa와 집열기 출구의 작동유체와의 최저온도차는 태양열 집열기의 토출온도가 가장 낮은 12월을 기준으로 75°C의 포화압력조건에서 과열도 5°C를 설정하여 팽창기 입구측 온도를 75°C, 펌프 토출 압력은 609.7 kPa (포화온도=75°C)로 해석을 진행하였다. 또한 응축기 출구에서 R-245fa의 온도는 펌프 입구에서 액체상태를 유지하기 위하여 응축기 출구의 압력은 25°C의 포화압력으로 147.8 kPa(포화온도=25°C)로 가정하였으며 작동유체의 응축기 토출온도는 25°C의 포화압력에서 과냉도 5°C를 설정하여 해석하였다.

R-245fa 랭킨사이클의 성능 해석 운전조건은 Table 8과 같이 1월부터 12월까 연중 월평균일사량과 외기온도의 차이에 따라 태양열 집열기와 팽창기, 시스템을 해석하였으며 질량유량은 0.03kg/s에서 0.07 kg/s로 0.01 kg/s 변화함에 따라 팽창기와 시스템성능의 변화를 해석하였다. 또한 팽창기 효율이 70%에서 90%까지 5%의 변화에 따라 시스템성능변화를 해석하였으며 팽창기의 작동운전에서 과열도를 5°C를 주어 시스템 운전에 대한 신뢰성을 확보하였다.

Table 8 Simulation conditions of R-245fa Rankin cycle

Parameters	Value
Month	1 ~ 12*
Mass flow rate of R-245fa (kg/s)	0.03, 0.04, 0.05*, 0.06, 0.07
Pinch temperature (°C)	5 ($T_{\text{sat}} = 75^{\circ}\text{C}$ at given pressure)
Expander inlet pressure (kPa)	609.7* ($T_{\text{sat}} = 75^{\circ}\text{C}$)

*Basic condition

3.3.4 R-134a와 R-245fa 랭킨사이클의 성능 비교 조건

본 연구의 증발기에서 R-134a와 R-245fa의 집열기 출구의 작동유체와의 최저온도차는 태양열 집열기의 토출온도가 가장 낮은 12월을 기준으로 과열도 5°C를 설정하여 팽창기 입구측 온도를 75°C, 펌프 토출 압력은 R-134a는 2118 kPa(포화온도=75°C), R-245fa는 609.7 kPa(포화온도=75°C)로 해석을 진행하였다. 또한 응축기 출구에서 R-245fa의 온도는 펌프 입구에서 액체상태를 유지하기 위하여 응축기 출구의 압력은 25°C의 포화압력으로 147.8 kPa(포화온도=25°C)로 가정하였으며 R-134a의 축기 출구의 압력은 25°C의 포화압력으로 650 kPa 작동유체의 응축기 토출온도는 25°C의 포화압력에서 과냉도 5°C를 설정하여 해석하였다.

R-134a와 R-245fa 랭킨사이클의 성능 해석 운전조건은 Table 9와 같이 동일한 시스템에서 팽창기의 입구측 온도를 동일하게 하기 위하여 R-134a의 질량유량을 0.042 kg/s로 해석을 진행하였으며 R-245fa의 질량유량을 0.05 kg/s로 가정하여 1월부터 12월까지 연중 월평균일사량과 외기온도의 차이에 따라 태양열 집열기와 팽창기, 시스템을 해석하였다. 또한 팽창기의 작동운전에서 과열도를 5°C를 주어 시스템 운전에 대한 신뢰성을 확보하였다.

Table 9 Simulation conditions

Parameters	Value	
Month	1 ~ 12*	
Mass flow rate (kg/s)	R-134a	0.042
	R-245fa	0.05
Pinch temperature (°C)	5 ($T_{sat} = 75^{\circ}\text{C}$ at given pressure)	
Expander inlet pressure (kPa)	R-134a	2118 ($T_{sat} = 75^{\circ}\text{C}$)
	R-245fa	609.7 ($T_{sat} = 75^{\circ}\text{C}$)

*Basic condition

제 4 장 시스템 해석결과 및 고찰

4.1 시뮬레이션 성능해석 검증결과

4.1.1 태양열 집열기의 성능해석 검증결과

본 연구에서 적용된 진공관형 태양열 집열기는 동일한 설계를 통하여 효율변화를 외기온도와 실내온도 차이에 따라 보여주고 있다. $(T_{in} - T_a)/G$ 의 변화는 태양열 집열기에 의해 회수되는 유용에너지에 영향을 주어 태양열 집열기의 효율에 비례하여 감소하였으며, 외기온도가 일정할 경우 집열기 입구측 온도가 높아질수록 집열기의 효율은 73.8%에서 24.4%까지 태양열 집열기의 효율이 감소하는 것으로 나타났다. 이는 집열기 입구에서 작동유체의 온도가 높아질수록 집열기에서 열손실이 증가하여 집열 효율이 감소하고, 이에 집열용량이 낮아지기 때문이다. 본 연구에서는 이러한 효율 특성을 가지는 히트파이프를 이용한 이중진공관형 태양열 집열기를 랭킨사이클과 연계하여 시스템의 성능을 예측하였다.

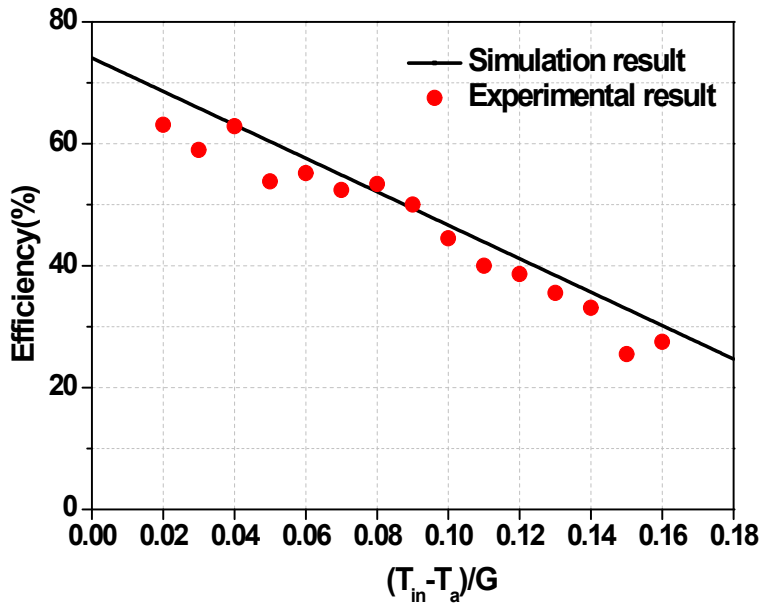


Fig. 16 Efficiency variation of the evacuated tube solar collector using heat pipe

4.1.2 유기랭킨사이클의 성능해석 검증결과

본 논문에서 개발된 유기랭킨사이클의 모델은 이전의 연구인 엄홍선(2012)의 학위논문인 유기랭킨사이클의 실험연구와 시뮬레이션의 데이터를 바탕으로 해석하였다. 또한 시뮬레이션의 해석방법을 통하여 각 구성품에 적용된 수식을 바탕으로 태양열 시스템의 적용성과 유기랭킨사이클의 소규모 발전에 대한 오차율을 확인하고자 작동범위에서의 실험값과의 비교를 통하여 개발된 모델의 검증을 실시하였다.

검증결과, Fig. 17과 같이 사이클 내부로 공급되는 열원을 25.4 kW, 35.8 kW, 50 kW에서 R-134a의 질량유량이 0.128 kg/s, 0.186 kg/s, 0.275 kg/s과 팽창기 효율 47.2%, 70.5%, 71.6%로 실험한 결과 데이터를 본 연구에서 해석한 시뮬레이션에 적용하였으며 열교환기의 팽창기 발생동력과 시스템의 열효율, 등엔트로피 효율을 비교하여 검증을 하였다. 비교결과, R-134a의 질량유량과 사이클 내부로 공급되는 열원이 동일한 조건에서 팽창기의 발생동력의 차이는 최소 4 kW에서 최대 8 kW로 오차율을 보였다. 이는 실험에 적용된 팽창기의 효율을 적용하였기 때문에 팽창기에서 토출되는 온도가 시뮬레이션 값이 높기 때문으로 판단하였다. 또한 전반적으로 시스템의 열효율은 실험데이터와 약 5%의 차이를 보였으며 팽창기 발생동력이 해석결과가 더 크게 나타났으며 등엔트로피 효율은 약 4%의 오차율을 보이는데 이는 해석에서 팽창기의 입출구 온도의 차가 실험값보다 크기 때문이다. 전체적으로 해석결과와 실험결과는 4%~5% 정도의 오차 범위안에서 일치하는 것으로 나타났으며 운전조건에 따른 변화를 잘 예측하는 것으로 확인되었다. .

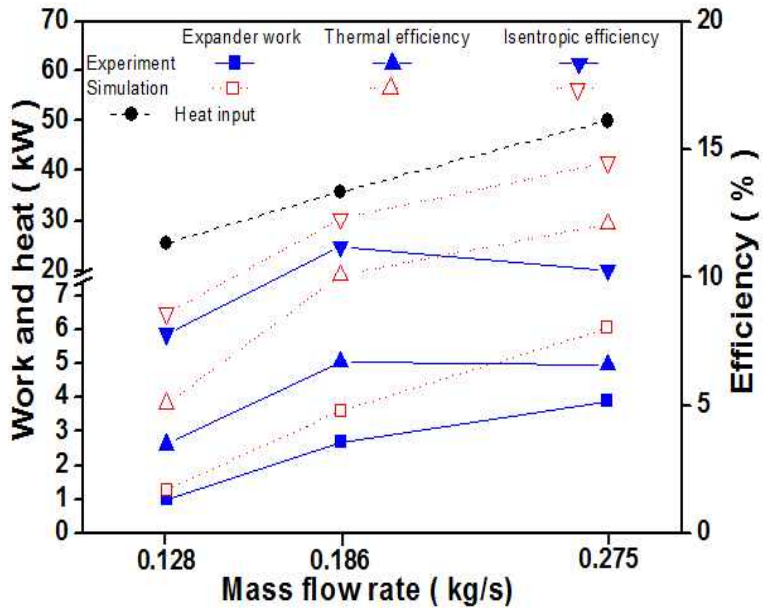


Fig. 17 Mass flow rate variation of the expander work, thermal efficiency, isentropic efficiency

4.2 연중 월평균 운전조건에서의 성능해석 결과

4.2.1 R-134a 랭킨사이클의 성능 해석 결과

Fig. 18은 연중 태양열 집열기의 작동유체의 토출온도, 집열기의 집열용량, 외기온도, 그리고 일사량을 나타내고 있다. 외기온도의 경우 8월이 가장 높게 나타난 반면 일사량과 집열기 출구온도는 10월이 769.95 W/m²와 118.4°C로 가장 높게 나타났다. 이는 8월의 경우 외기온도는 가장 높으나 잦은 소나기나 장마철의 영향으로 일사량이 상대적으로 적기 때문이다. 또한 일사량이 증가함에 따라 집열기 출구온도와 집열열량이 함께 증가하였으며, 최대일사량을 가지는 10월에 가장 큰 집열열량인 20.4 kW를 나타냈으며 12월이 가장 작은 13.6 kW를 보였다.

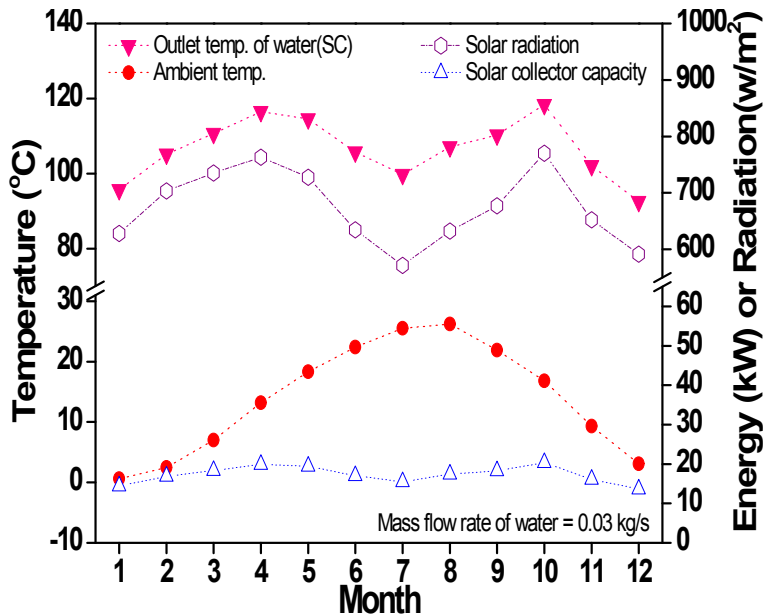


Fig. 18 Variation of outlet temperature and heat gain of solar collector, ambient temperature, and solar radiation with different months in a year.

Fig. 19는 연중 월평균일사량과 외기온도에 따른 R-134a의 팽창기 입·출구온도, 팽창기 토출압력, 발생동력의 변화를 보여주고 있다. 본 연구에서 해석을 위한 기본조건으로 R-134a의 질량유량은 0.05 kg/s, 펌프 효율과 팽창기 효율은 각각 90%, 80%로 가정하였다. Fig. 18에서 태양열 집열기에서 공급되는 열용량이 10월이 가장 높기 때문에 10월의 R134a의 팽창기 입구온도가 76.1℃로 가장 높은 값을 보였다. 이에 따라 10월의 팽창기 발생동력이 0.91 kW로 가장 크게 나타났다. 반면 12월의 팽창기 입구의 온도는 68.6℃로 10월에 비하여 7.5℃ 낮게 나타났으며, 12월의 발생동력은 10월에 비하여 약 6.1% 감소하는 것을 확인하였다. 이는 집열열량의 감소로 팽창기의 입구온도가 낮아져 팽창기에서의 엔탈피 차의 감소로 인하여 팽창기의 발생동력이 작아지기 때문이다.

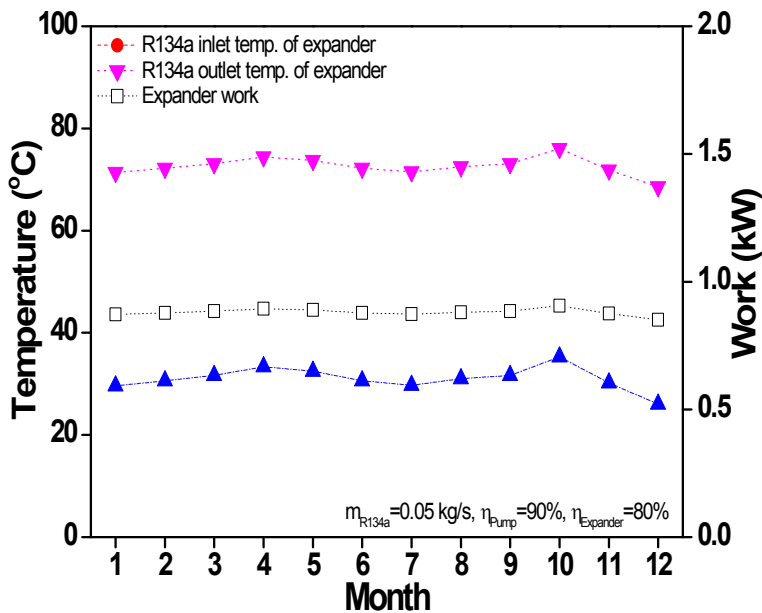


Fig. 19 Variation of inlet and outlet temperature of R-134a expander, expander work and outlet pressure of R-134a expander with different months in a year.

Fig. 20은 연중 월평균일사량과 외기온도에 따라 팽창기 발생동력, 열역학1·2 법칙에 따른 효율, 증발기에서의 획득열량의 변화를 나타내고 있다. 증발기에서의 태양열 집열기로부터 전달되는 열량이 증가함에 따라 팽창기 입구로 유입되는 냉매의 온도가 상승하여 팽창기 발생동력이 증가하는 것으로 나타났다. 집열기에서 R-134a 랭킨사이클의 집열열량이 가장 큰 10월에서의 열역학 1법칙 효율은 12.2%로 나타났으며, 집열열량이 가장 작은 12월의 경우 11.8%로 감소하였다. 또한 열역학 2법칙에 의한 엑서지 효율은 8월이 18.2%로 가장 낮은 1월에 비해 6.6% 높게 나타났다. 이는 엑서지 효율 식에 분모에 영향을 미치는 외기온도와 집열기의 온도비가 1월이 가장 작기 때문이다.

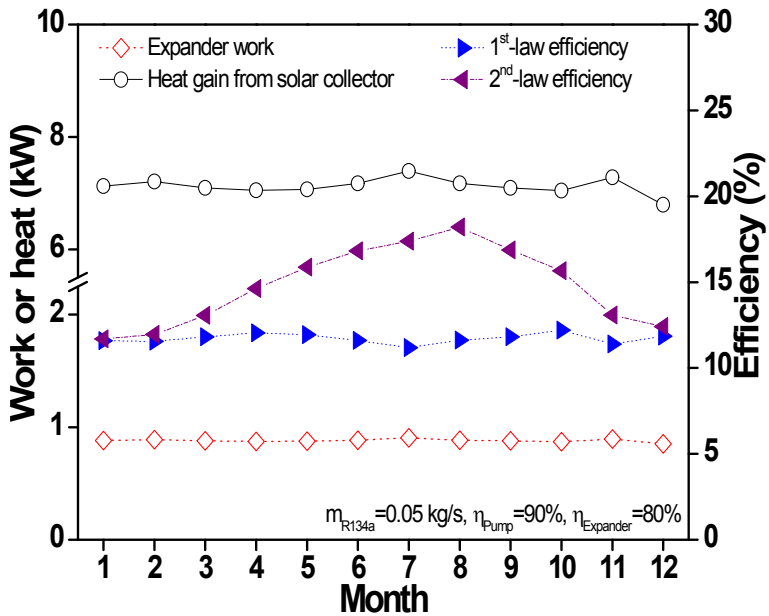


Fig. 20 Variation of expander work, heat gain from solar collector, 1st-law and 2nd-law efficiency with different months in a year.

Fig. 21은 R-134a의 질량유량에 따른 팽창기의 발생동력, 입구온도, 그리고 열역학 1·2법칙에 따른 효율, 증발기에서 획득열량의 변화를 나타내고 있다. 운전 조건은 열용량이 가장 높은 10월을 기준으로 하였으며, 이때 펌프 효율, 팽창기 효율은 각각 90%, 80%로 가정하였다. R-134a의 질량유량이 0.05 kg/s이상 증가할 경우 태양열 집열기에서 공급되는 작동유체와의 열 교환되는 열용량은 증가하나 R-134a의 입구조건이 상변화에 필요한 온도에 미치지 못하여 이상상태가 되며 팽창기 발생일이 급격하게 감소하였다. 따라서 본 연구에서 설계한 시스템에서 경우 R-134a의 질량유량이 0.05 kg/s이하로 설계하여야 한다. R-134a의 질량유량이 0.03 kg/s일 때 팽창기 발생동력과 입구온도는 0.63 kW와 98.3°C, 0.05 kg/s일 때 0.87 kW와 76.1°C로 팽창기 발생동력은 약 39.4% 증가하였으며 입구온도는 22.2°C의 차이를 보였다. 팽창기의 발생동력이 증가한 이유는 R-134a의 질량유량의 증가로 시스템 내의 팽창기 입구에서의 온도증가와 작동유체의 질량증가로 발생동력이 증가하기 때문이다. 또한 입구온도가 감소된 이유는 R-134a의 질량유량이 증가할수록 증발기의 단면적에 대한 R-134a의 열전달속도가 증가하기 때문이다. R-134a의 질량유량이 증가할수록 열역학 1법칙효율은 질량유량이 0.03 kg/s에서 0.05 kg/s로 증가할수록 10.8%에서 11.2%로 0.4%증가하는 것으로 나타났으며, 열역학 2법칙에 의한 엑서지 효율은 최대 2.1%증가하는 것으로 나타났다.

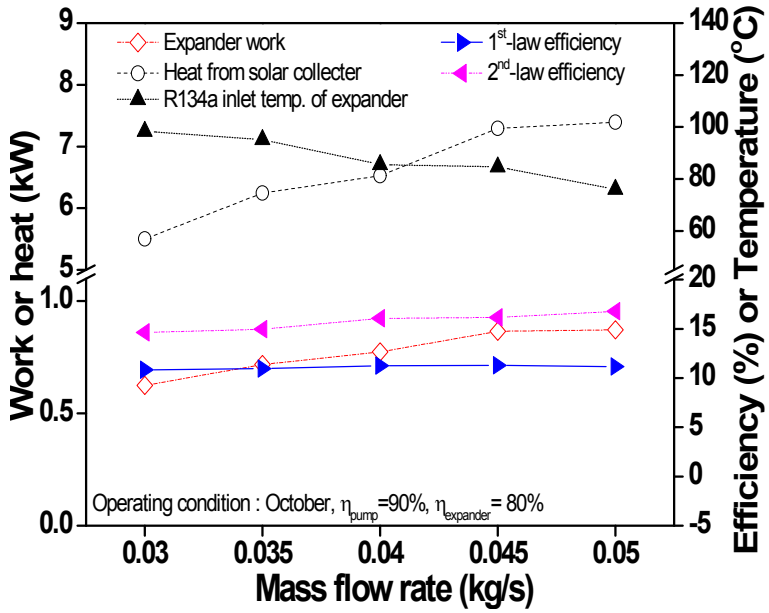


Fig. 21 Variation of expander work, heat gain from solar collector, expander R-134a inlet temperature, 1st-law and 2nd-law efficiency with mass flow rate of R-134a.

Fig. 22는 팽창기 효율에 따른 팽창기의 발생동력, 출구온도, 그리고 열역학 1·2법칙에 따른 효율, 증발기에서의 획득열량의 변화를 보여주고 있다. 본 연구에서 10월의 운전조건을 기준으로 펌프효율 90%, 작동유체의 질량유량을 0.05 kg/s로 고정한 후 팽창기 효율을 70%~90%까지 변화시켜 가며 해석을 수행하였다. 해석결과 팽창기 효율이 70%일 때 팽창기의 출구온도와 발생동력은 각각 37.6°C와 0.79 kW, 90%일 때 각각 33.1°C와 1.1 kW로 출구온도는 4.5°C 감소하며, 발생동력은 39.2% 증가하였다. 팽창기의 효율이 증가할수록 토출온도가 감소하는 이유는 효율의 증가로 인하여 팽창기에서 엔탈피차가 증가하고, 이에 따라 팽창기 출구에서의 냉매의 엔탈피 감소로 이어지기 때문이다. 또한 팽창기 효율이 70%에서 90%로 증가할수록 열역학 1법칙에 의한 효율은 팽창기 효율이 증가함에 따라 4.8%에서 6.3%까지 1.5% 증가하는 것으로 나타났다. 이는 증발기에서 얻어진 열량은 일정하나 팽창기의 발생동력이 증가하기 때문이다. 또한 열역학 2법칙에 의한 엑서지 효율도 팽창기 효율이 증가할수록 2.2% 증가하며, 이는 열역학 1법칙 효율의 상승과 발생동력의 증가로 팽창기의 토출온도가 감소하기 때문이다.

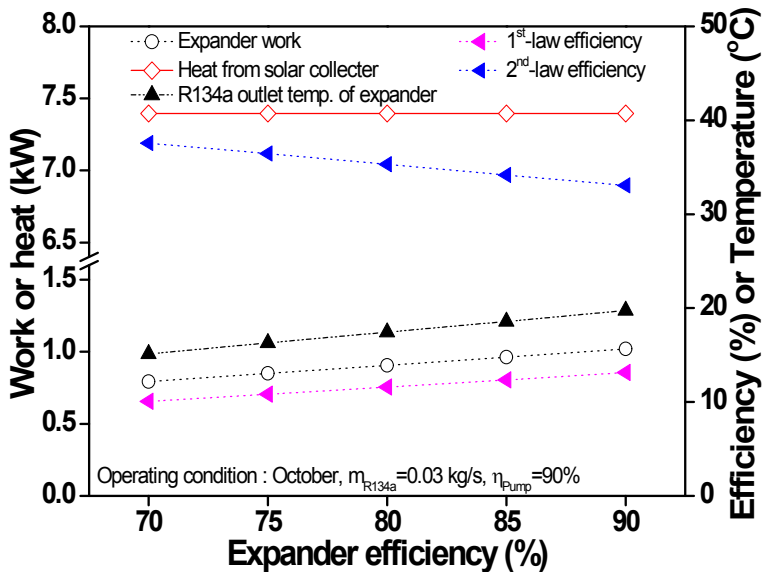


Fig. 22 Variation of expander work, heat gain from solar collector, expander R-134a outlet temperature, 1st-law and 2nd-law efficiency with expander efficiency.

4.2.2 R-245fa 랭킨사이클의 성능 해석 결과

R-245fa 랭킨사이클 성능해석을 하기 위해 Fig. 15에 제시되어 있는 태양열 집열기와 동일한 운전조건과 설계사양을 적용하여 해석을 진행하였다. 따라서 태양열 시스템의 동일한 설계사양과 운전조건에서 R-245fa와 집열기 출구의 작동유체와의 최저온도차는 태양열 집열기의 토출온도가 가장 낮은 12월을 기준으로 75°C의 포화압력조건에서 과열도 5°C를 설정하여 팽창기 입구측 온도를 75°C, 펌프 토출 압력은 609.7 kPa(포화온도=75°C)로 해석을 진행하였다.

Fig. 23은 연중 월평균일사량과 외기온도에 따라 R-245fa의 팽창기 입·출구온도, 발생동력의 변화를 보여주고 있다. 본 연구에서 해석을 위한 기본조건으로 R-245fa의 질량유량을 0.05 kg/s, 펌프효율은 90%, 팽창기효율은 80%로 가정하여 해석하였다. 이전에 나타냈듯이 Fig 18에서 태양열 집열기의 집열용량이 10월이 높게 나타났으며 12월이 가장 낮게 나타났다. 이러한 조건에서 팽창기 입구(증발기 출구)측 온도는 10월이 109.7°C로 태양열 시스템에서 집열용량이 낮은 12월에 비해 21.3°C 더 높게 나타났으며 팽창기 출구측 온도는 10월은 80.4°C, 12월은 58.3°C로 태양열 집열용량이 높은 10월이 태양열 집열용량이 낮은 12월에 비해 18.4°C 높게 나타났으며 팽창기의 입구와 출구온도차는 약 29.5°C로 변화의 폭이 적게 나타났다. 또한 여름철인 6월부터 8월은 평균적으로 외기온도와 순간 일사량이 높지만 기후조건인 장마철에 의해 평균일사량이 낮기 때문에 팽창기로 공급되는 작동유체의 온도가 가을철에 비해 낮게 나타난다. 팽창기 발생동력은 팽창기 입구의 온도가 가장 높은 10월이 1.16 kW로 가장 높게 나타났으며 팽창기 입구의 온도가 가장 낮은 12월은 1.0 kW로 나타났으며 10월의 운전조건은 12월의 운전조건에 비해 팽창기 발생동력이 0.16 kW 높게 나타났다.

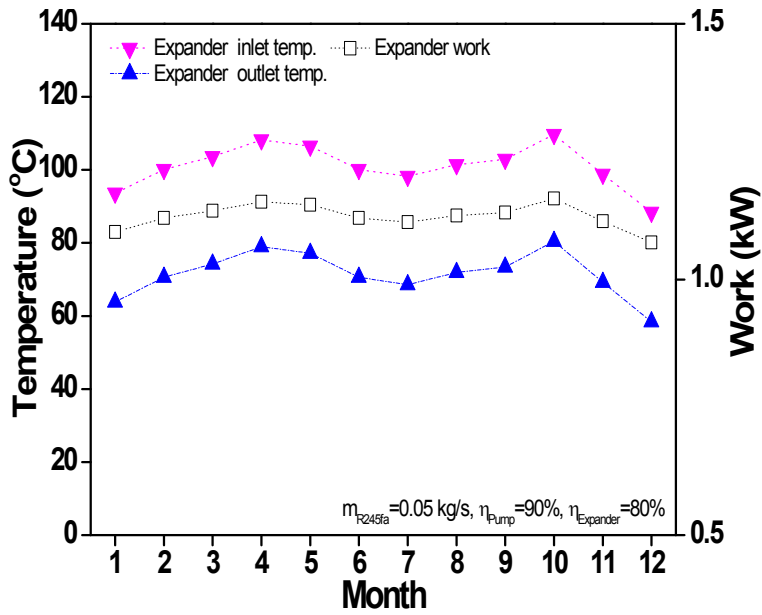


Fig. 23 Variation of inlet and outlet temperature, expander work of R-245fa expander with different months in a year.

Fig. 24는 연중월평균 일사량과 외기온도에 따른 팽창기 발생동력, 열역학 1·2 법칙에 따른 효율, 증발기에서의 획득열량을 나타내고 있다. 증발기에서 획득 열량은 태양열 집열기의 집열용량이 많은 10월이 5.4 kW로 가장 높게 나타났으며 태양열 집열기의 집열용량이 적은 12월이 4.2 kW로 가장 낮게 나타났다. 태양열 시스템에서 집열용량이 많은 10월의 사이클에서 열효율(열역학 1법칙 효율)이 21.3%로 태양열 시스템에서 집열용량이 적은 12월보다 3.8% 낮게 나타내는데 이는 증발기에서 획득한 열량에 비해 사이클에서 발생된 동력과 소비된 동력의 차이가 적은 12월이 가장 높게 나타났다. 또한 엑서지 효율(열역학 2법칙 효율)은 주어진 환경 조건에서 열역학적 평형상태에 도달하기까지 최대한 얻을 수 있는 일의 양으로써 외기온도가 높은 7월이 31.4%로 가장 높게 나타났으며 외기온도가 낮은 2월은 23.1%로 7월에 비해 2월이 8.3% 더 낮게 나타났다. 이는 엑서지 효율의 분모에 미치는 외기온도와 집열기의 온도의 비가 7월이 가장 적기 때문이다.

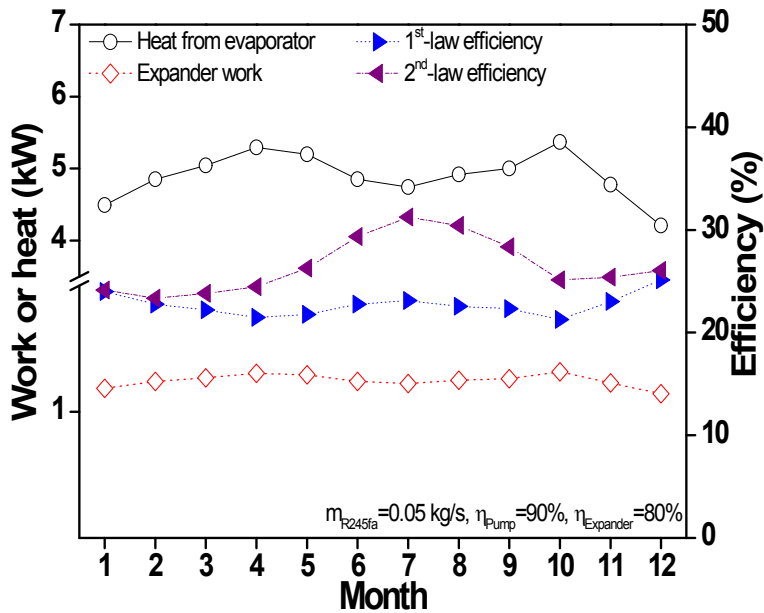


Fig. 24 Variation of expander work, heat from evaporator, 1st-law and 2nd-law efficiency with different months in a year.

Fig. 25는 사이클에 흐르는 R-245fa의 질량유량에 따른 팽창기의 발생동력, 입구온도, 그리고 열역학 1·2법칙에 따른 효율, 증발기에서 열량의 변화를 나타내고 있다. 본 연구의 해석을 위한 기본조건으로 집열용량이 가장 높은 10월의 운전조건으로 펌프 효율은 90%, 팽창기 효율은 80%로 가정하였다. 해석결과, 팽창기의 발생동력은 질량유량이 0.03 kg/s에서 0.07 kg/s 까지 0.72 kW에서 1.37 kW까지 약 90% 증가하였다. 또한 팽창기 입구측 온도는 0.03 kg/s에서 0.05 kg/s까지 7.5℃ 정도 감소하였으나 0.06 kg/s부터 75.5℃로 0.05 kg/s와 비교했을 때 약 34.2℃정도 감소하였다. 이는 태양열 집열기에서 공급되는 열량의 한계로 열전달에 의한 열교환이 0.05 kg/s에서 거의 포화상태가 되었으며 R-245fa의 질량유량이 증가할수록 열유속이 증가하여 팽창기 입구온도가 감소하였다. 또한 R-245fa의 질량유량이 늘어날수록 팽창기 입구에서의 온도는 감소하는데 팽창기의 발생동력은 팽창기 온도의 차이보다 질량유량의 증가에 영향을 많이 받으며 0.06 kg/s에서 팽창기의 입구온도가 75.5℃로 해석가정인 75℃의 포화압력조건에서 과열도 5℃를 높인 80℃에 미치지 못하기 때문에 운전조건에 부합된다고 판단하였다. 사이클에서 열효율(열역학 1법칙 효율)은 0.03 kg/s에서 0.05 kg/s까지 R-245fa의 질량유량이 증가할수록 20.5%에서 25.9%까지 약 5.4% 증가하였으며, 엑서지 효율(열역학 2법칙 효율) 또한 26.1%에서 33.7%로 7.6% 증가함을 볼 수 있다. 이는 R-245fa의 질량유량이 늘어날수록 시스템 내에 공급되는 열용량이 증가하면서 동시에 팽창기의 발생동력이 증가하지만 발생동력의 증가가 상대적으로 크기 때문에 사이클의 열효율이 증가하였으며 동일한 환경의 운전조건이기 때문에 팽창기 발생동력이 증가할수록 엑서지 효율 또한 증가하였다.

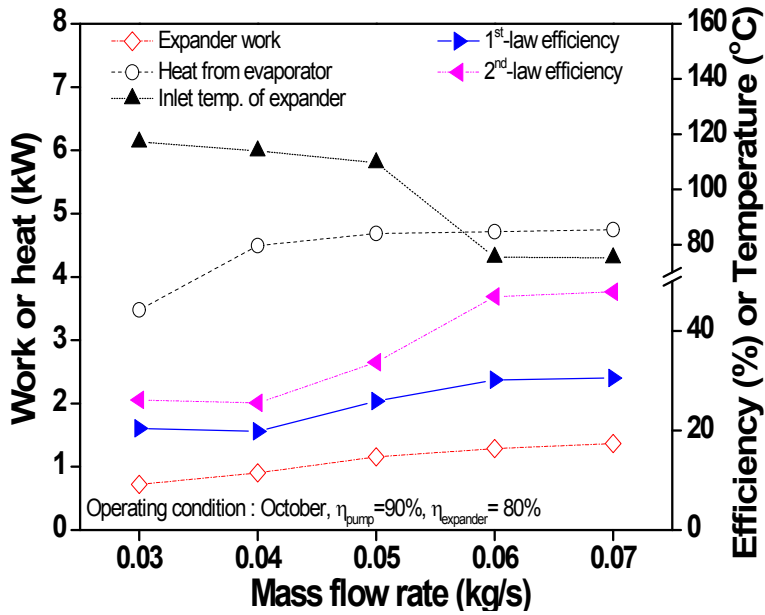


Fig. 25 Variation of expander work, heat from evaporator, expander inlet temperature, 1st-law and 2nd-law efficiency with mass flow rate of R-245fa.

Fig. 26은 R-245fa 랭킨사이클에서 팽창기 효율에 따른 팽창기의 발생동력, 출구온도, 그리고 열역학 1·2법칙에 따른 효율, 증발기에서의 획득열량의 변화를 보여주고 있다. 해석결과 팽창기 발생동력은 팽창기 효율이 70%에서 90%로 증가함에 따라 1 kW에서 1.3 kW까지 약 30%증가하였으며, 열효율(열역학 1법칙 효율)은 팽창기의 효율이 증가할수록 18.6%에서 24%까지 약 5.4%증가하였다. 또한 엑서지 효율(열역학 2법칙 효율)은 팽창기의 효율이 70%에서 90%까지 증가할수록 24.2%에서 31.2%까지 7%증가하였다. 이는 증발기로부터 획득한 열량은 일정하지만 팽창기 효율의 증가에 따라 팽창기 발생동력의 증가로 열효율과 엑서지 효율이 향상되는 것을 확인할 수 있다. 일반적으로 팽창기의 효율은 운전조건에 따라 변화하지만 약 70%~80%정도를 기점으로 이를 기준으로 원하는 시스템의 용량을 설계할 수 있다.

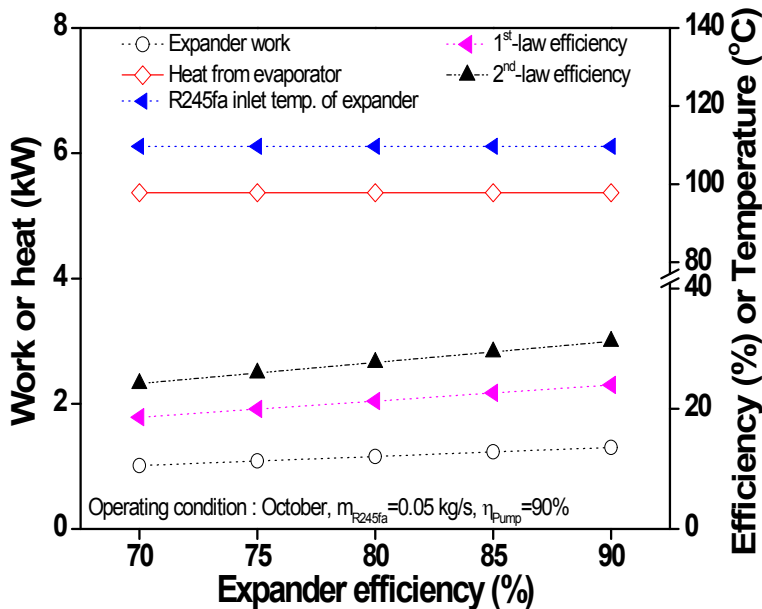


Fig. 26 Variation of expander work, heat gain from solar collector, expander R-245fa outlet temperature, 1st-law and 2nd-law efficiency with expander efficiency.

4.3 R-134a와 R-245fa 랭킨사이클의 성능 특성 비교

Fig. 27는 연중 월평균일사량과 외기온도에 따른 태양열 집열기의 집열용량과 토출온도를 나타내고 있다. 외기온도는 8월이 26.2°C로 가장 높게 나타나지만 장마철로 인하여 가을철인 10월에 비해 집열기 토출온도와 집열용량은 각각 8.6°C, 1.1 kW 낮게 나타났다. 또한 집열기 토출온도와 집열용량이 가장 높은 10월은 가장 낮은 12월에 비해 집열용량은 2.4 kW, 토출온도는 19°C 높게 나타났다.

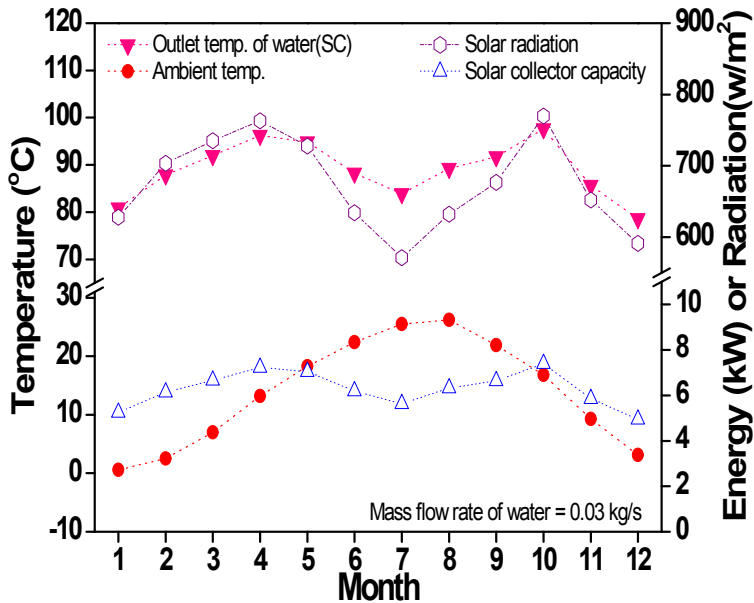


Fig. 27 Variation of outlet temperature, heat gain of solar collector, ambient temperature, and solar radiation with different months in a year.

Fig. 28은 연중월평균일사량과 외기온도에 따른 R-134a 랭킨사이클과 R-245fa 랭킨사이클의 팽창기에서 발생동력과 증발기에서의 열량, 입출구 온도의 변화를 나타내었다. 우선 R-134a 랭킨사이클과 R-245fa 랭킨사이클을 비교하기 위해 운전 조건이 가장 좋지 않은 12월을 기준으로 팽창기 입구측 온도를 동일하게 기준하여 기본조건을 설정하고 각 달의 주어진 조건을 대입하여 해석을 진행하였다. 이때, R-134a의 질량유량을 0.042 kg/s, R-245fa의 질량유량을 0.05 kg/s로 각 사이클의 열용량 및 물성치를 고려하여 조건을 만족하도록 설정하여 해석을 진행하였다. 해석결과, 팽창기에서의 전체적인 경향은 팽창기 발생동력과 증발기에서의 열량, 팽창기의 입출구 온도는 운전조건이 가장 좋은 10월이 높게 나타났으며 운전조건이 가장 좋지 않은 12월이 가장 낮게 나타났다. 또한 여름철인 6월부터 8월은 외기온도와 순간일사량은 높지만 기후에 의한 장마철에 의해 평균 일사량이 낮기 때문에 팽창기의 성능이 낮게 나타났다. 동일한 시스템과 운전조건에서 R-134a와 R-245fa의 팽창기에서 발생동력은 운전조건이 가장 좋은 10월에서 R-134a 랭킨사이클은 0.87 kW로 나타났으며 R-245fa 랭킨사이클에서 0.31 kW 높은 1.12 kW로 나타냈다. 또한 증발기에서 획득한 열량은 R-134a 랭킨사이클은 4.74 kW로 나타났으며 R-245fa 랭킨사이클이 5.12 kW로 0.38 kW 더 큰 것으로 나타났다.

운전조건이 좋지 않은 12월에서 R-134a 랭킨사이클과 R-245fa 랭킨사이클의 팽창기에서 발생동력은 0.71 kW, 1.1 kW로 R-245fa 랭킨사이클이 약 0.39 kW로 높게 나타났으며 증발기에서 획득한 열량은 R-245fa 랭킨사이클이 0.38 kW 많은 3.88 kW로 나타났다. 반면 R-134a 랭킨사이클과 R-245fa 랭킨사이클의 팽창기 입구측 온도의 차이는 거의 나지 않지만 출구측 온도는 R-134a 랭킨사이클이 약 15°C 낮게 나타나는데 이는 팽창기 입구온도를 동일하게 기준하기 위해 R-134a 랭킨사이클의 질량유량을 R-245fa 랭킨사이클의 질량유량보다 약 0.008 kg/s 적게 해석하였기 때문에 동일한 온도조건이라도 질량유량의 차이로 인해 증발기에서 획득한 열량이 차이가 나며 팽창기의 발생동력과 출구에서 온도는 급격한 감소가 이루어진 것으로 해석하였다.

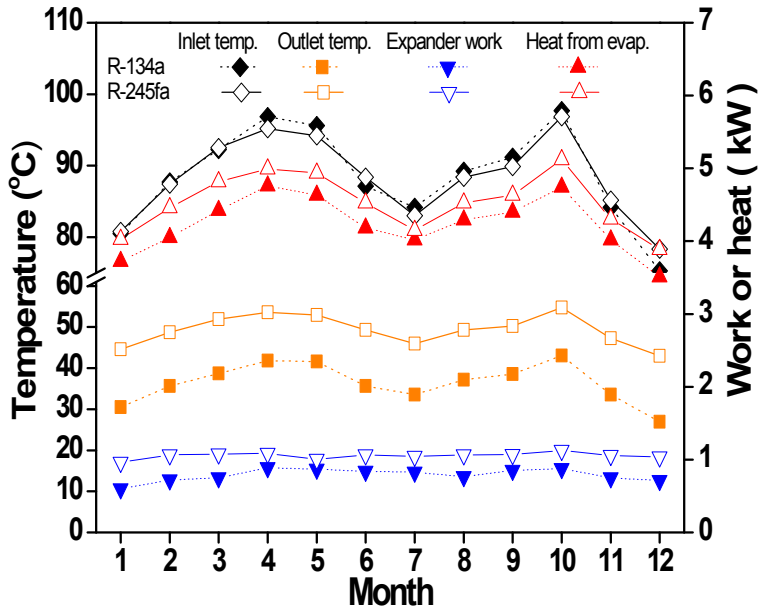


Fig. 28 Variation of inlet and outlet temperature of expander work, inlet and outlet temperature, heat from evaporator with different months in a year.

Fig. 29는 연중 월평균일사량과 외기온도에 따른 발생동력, 열역학 1·2법칙에 따른 효율의 변화를 나타내었다. 평균적으로 사이클에서 나타난 경향은 증발기로부터 획득한 열량 및 팽창기에서 발생한 동력은 운전조건이 좋은 10월에 가장 좋게 나타났으며 운전조건이 좋지 않은 12월이 가장 낮게 나타났다. R-134a 랭킨사이클과 R-245fa 랭킨사이클의 열효율(열역학 1법칙 효율)은 운전조건이 좋은 10월에 R-134a 랭킨사이클은 17.3%, R-245fa 랭킨사이클은 7.1%로 R-134a 랭킨사이클보다 약 10.2% 낮게 나타났으며 운전조건이 좋지 않은 12월에 R-134a 랭킨사이클은 20.9%, R-245fa 랭킨사이클은 10.2%로 약 10.7% 낮게 나타났다. 이는 R-245fa 랭킨사이클이 R-134a 랭킨사이클 보다 질량유량이 많기 때문에 증발기로부터 획득한 열량이 많은 반면 팽창기에서 발생한 동력이 적기 때문에 열효율이 낮게 나타났다. 또한 엑서지 효율(열역학 2법칙 효율)은 주어진 환경조건에서 열역학적 평형상태에 도달하기까지 최대한 얻을 수 있는 일의 양으로써 외기온도가 높은 7월에 R-134a 랭킨사이클은 27.5%, R-245fa 랭킨사이클은 11.4%로 16.1% 낮게 나타났으며 외기온도가 낮은 2월에 R-134a 랭킨사이클은 19.2%, R-245fa 랭킨사이클은 8.7%로 10.5% 낮게 나타났다. 이는 엑서지 효율의 분모에 미치는 외기온도와 집열기의 온도의 비가 7월이 가장 적게 나타났기 때문이다.

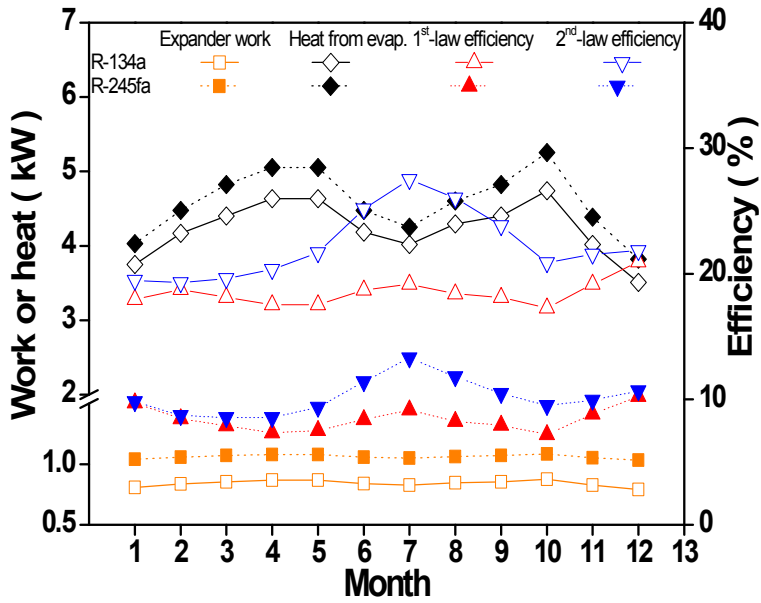


Fig. 29 Variations of heat from evaporator, expander work, 1st-law and 2nd-law efficiency of R134a and R245fa rankine cycle with different months in a year.

4.4 스크롤 팽창기와 트윈스크류 팽창기 적용 랭킨사이클의 성능 비교

본 연구에서는 실제 시스템에 적용 가능성이 큰 대표적인 팽창기인 스크롤 팽창기와 트윈스크류 팽창기를 적용하였을 때 성능특성을 운전조건에 따라 비교하였다. Fig. 30은 연중 월평균 운전조건에 따라 팽창기 출구측 온도와 발생동력, 그리고 증발기에서 획득열량의 변화를 나타내었다. 태양열 시스템의 운전 및 설계 조건은 동일하기 때문에 증발기에서 획득열량은 거의 동일하게 나타나며 증발기에서 획득열량은 운전조건이 좋은 10월이 10.4 kW로 운전조건이 좋지 않은 12월에 비해 약 3 kW 높게 나타났다. 또한 팽창기의 발생동력은 트윈스크류 팽창기가 4.87 kW, 스크롤 팽창기는 5.75 kW로 스크롤 팽창기가 약 8%(0.088 kW) 높게 나타났다. 또한 스크롤 팽창기의 발생동력은 운전조건에 따라 큰 변화를 나타냈으나 트윈 스크류 팽창기는 운전조건에 따라 변화의 폭이 낮게 나타났는데 이는 트윈스크류 팽창기는 정격 폴리트로픽 과정으로 팽창기의 입구압력과 비체적에 의해 비례하기 때문에 시스템의 작동 압력조건에 의해 변화량이 크게 나타나기 때문이다. 이에 스크롤 팽창기가 트윈 스크류 팽창기에 비해 시스템의 설계가 용이하며 운전 조건의 변화에 따른 시스템 효율이 좋은 것으로 나타났다.

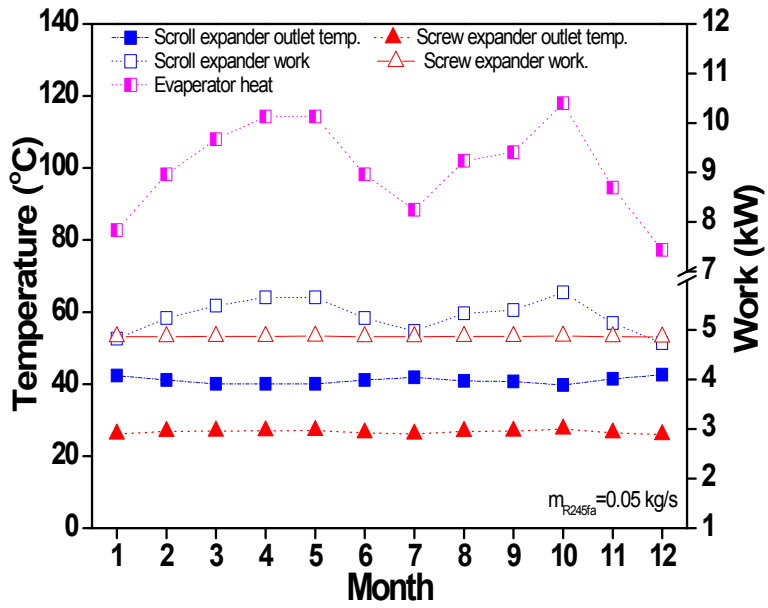


Fig. 30 Variations of outlet temperature of expander, expander work and evaporator heat with different months in a year.

Fig. 31은 연중 월평균 운전조건에 따라 팽창기의 등엔트로피 효율과 열역학 1·2법칙에 따른 효율의 변화를 나타내었다. 팽창기의 등엔트로피 효율은 운전조건이 가장 좋은 10월에 스크롤 팽창기는 42.5%로 트윈 스크류 팽창기에 비해 약 0.5%높게 나타났으며 사이클에서 열효율(열역학 1법칙 효율)은 트윈스크류 팽창기가 16.1%, 스크롤 팽창기가 18.4%로 트윈스크류 팽창기가 약 2.3%낮게 나타났다. 이는 트윈 스크류 팽창기의 토출온도가 스크롤 팽창기에 비해 20°C정도 낮아 응축기에서 응축에 필요한 소비동력이 작기 때문에 열효율이 높게 나타났다. 또한 엑서지 효율(열역학 2법칙 효율)은 외기온도가 높은 7월이 트윈 스크류 팽창기가 31.1%, 스크롤 팽창기가 25.5% 트윈스크류 팽창기가 5.6% 높게 나타났으며 외기온도가 낮은 2월에 트윈 스크류 팽창기가 20%, 스크롤 팽창기가 16.1% 트윈스크류 팽창기가 3.9% 높게 나타났다. 엑서지 효율의 분모에 미치는 외기온도와 집열기의 온도의 비가 2월에 비해 7월이 가장 적게 나타났기 때문이다.

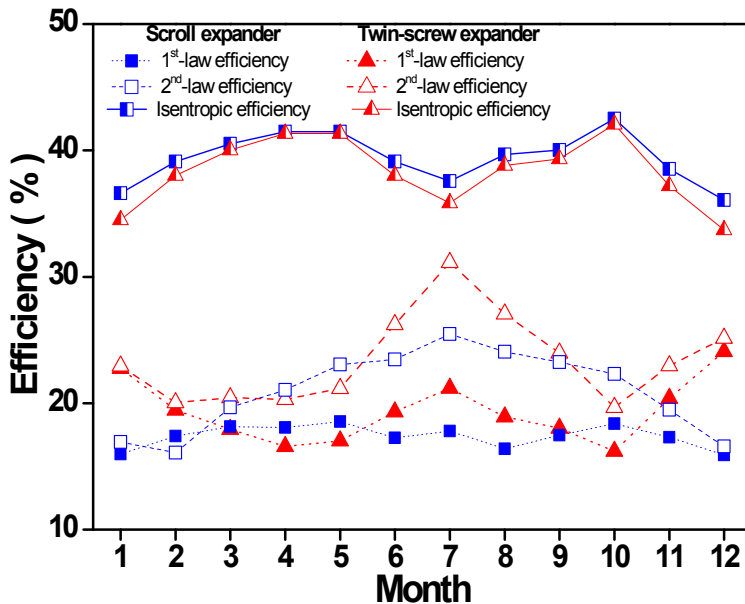


Fig. 31 Variations of expander efficiency, 1st-law and 2nd-law efficiency with different months in a year.

Fig. 32는 10월의 운전조건을 기준으로 질량유량에 따른 팽창기 등엔트로피 효율과 증발기에서 얻은 열원, 팽창기의 발생동력, 열역학 1·2법칙에 따른 효율의 변화를 나타내었다. 스크롤 팽창기는 R-245fa의 질량유량이 0.03 kg/s에서 0.09 kg/s까지 증가할수록 팽창기 등엔트로피 효율은 42.7%에서 35.2%까지 감소하였는데 이는 스크롤 팽창기의 입구온도의 감소로 인하여 등엔트로피 효율의 감소로 나타났다. 또한 R-245fa의 질량유량이 증가할수록 증발기에서 얻은 열량이 증가함을 나타내었으나 0.07 kg/s부터 증발기로부터 얻은 열량의 증가의 폭이 줄었는데 이는 태양열 시스템에서 공급되는 열원과 열교환이 충분히 되었기 때문이다. R-245fa의 질량유량이 증가함에 따라 팽창기의 발생동력은 증가하였는데 질량유량이 0.03 kg/s에서 트윈스크류 팽창기는 4.1 kW, 스크롤 팽창기는 3.5 kW로 트윈스크류 팽창기가 0.6 kW 높게 나타났으나 질량유량이 증가할수록 스크류 팽창기에서 20.6%, 24.9%로 최적점을 나타냈다. 열효율(열역학 1법칙 효율)은 0.03 kg/s에서 0.07 kg/s까지 증가함에 따라 트윈스크류는 4.2%에서 13%까지 증가하였으며 스크롤팽창기는 11%에서 20% 까지 증가하였으나 0.07 kg/s부터 감소함을 나타내었다. 이는 R-245fa의 질량유량이 증가함에 따라 열유속이 증가했기 때문이다. 또한 R-245fa의 질량유량이 0.03 kg/s에서 0.09 kg/s까지 증가할수록 엑서지 효율(열역학 2법칙 효율)은 트윈 스크류 팽창기가 5%에서 21.2%까지 증가하였으며 스크롤 팽창기는 13.3%에서 20.8%까지 증가하였다. 이는 질량유량의 증가할수록 팽창기의 발생동력이 꾸준히 증가하였기 때문이다. 최적운전조건은 열효율과 엑서지 효율이 최대로 나타난 0.07 kg/s에서 트윈스크류 팽창기의 열효율은 13.6%, 엑서지 효율은 16.4%로 나타났으며 스크롤 팽창기는 열효율 20.6%, 엑서지 효율은 24.9%로 나타났다.

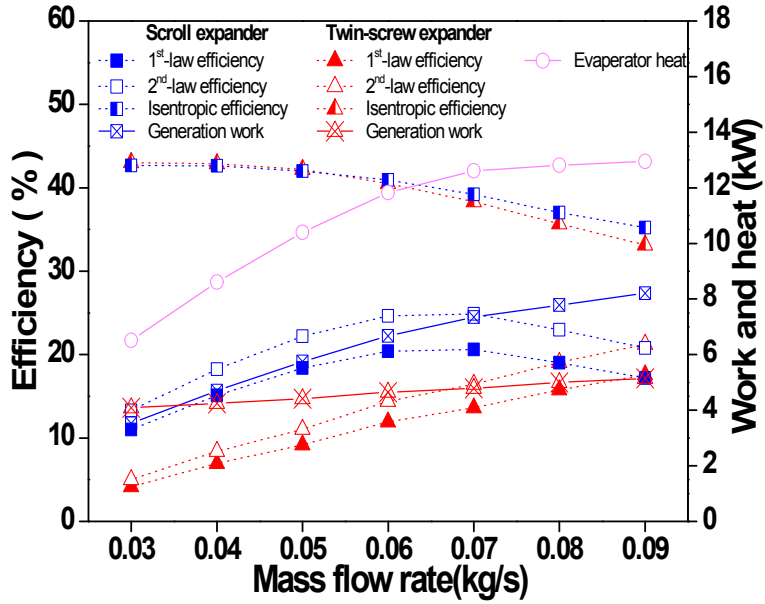


Fig. 32 Variations of evaporator heat, expander work, expander efficiency, 1st-law and 2nd-law efficiency with different mass flow rate.

제 5 장 결 론

본 논문에서는 이중진공관형 히트파이프 태양열 집열기를 활용하여 유기랭킨사이클의 시스템 성능을 광주지역의 연중 월평균 일사량과 외기온도의 변화에 따라 해석하였다. R-134a와 R-245fa의 작동유체의 변화에 따라 태양열 집열기의 가용 에너지 회수율과 운전조건을 해석하였으며 팽창기의 발생동력과 입출구 온도를 비교하여 팽창기 성능을 해석하였으며 열역학 1법칙에 의한 열효율과 열역학 2법칙에 의한 엑서지 효율의 변화에 따라 최적운전조건과 시스템 성능을 해석을 진행하였다. 또한 R-134a와 R-245fa의 비교를 위하여 동일한 시스템에서 팽창기의 입구측 열원의 온도를 동일하게 하여 질량유량의 변화를 주어 시스템의 성능변화를 나타내었다. 스크류 팽창기와 트윈 스크류 팽창기의 시스템의 성능변화를 해석하기 위하여 동일한 시스템에서 동일한 운전조건의 변화에 따라 팽창기의 성능과 시스템 효율을 비교하여 최적의 운전조건과 시스템 성능을 비교해석 하였다.

연중 월평균일사량과 외기온도에 따라 R-134a의 최적운전조건 해석에서는 연구에서 설계된 태양열 집열기의 입구온도가 높아질수록 집열기 효율은 73.8%에서 24.4% 약 49.4% 감소하였으며 태양열 집열기의 일년중 10월의 일사량과 집열기 토출온도는 769.9 W/m^2 와 118.4°C 로 가장 높은 것으로 확인되었다. 또한 10월 중 R-134a의 팽창기 입구온도 및 발생동력은 12월에 비해 발생동력은 13.2%, 집열기 토출온도는 28.5%, R134a의 팽창기 입구온도는 22.6% 높게 나타났다. 열역학 1법칙 효율은 12월이 10월에 비해 2.1% 높게 나타났으며, 열역학 2법칙에 의한 엑서지 효율은 가장 높은 7월은 가장 낮은 2월에 비해 14.7% 높게 나타났다. R-134a의 질량유량에 따라 팽창기 발생동력은 약 39.4% 상승하였으며 열역학 1법칙 효율은 0.4%, 열역학 2법칙에 의한 엑서지 효율은 2.1% 증가하였다.

팽창기 효율에 따라 발생동력의 차이는 39.2%이며 팽창기 효율이 증가할수록 열역학 1법칙에 의한 효율이 1.5%, 열역학 2법칙에 의한 엑서지 효율도 2.2% 증가하였다. 연중 월평균일사량과 외기온도에 따라 R-245fa의 최적운전조건 해석에서는 월별 일사량과 외기온도의 변화에 따라 10월의 집열용량이 12월에 비해 약 49% 증가 하였으며, 발생동력은 8%증가하였다. 또한 열효율은 약 3.9%감소함을 보였으며, 엑서지 효율은 0.9% 감소를 나타내었다. 또한 질량유량의 변화에 따라 열용량은 3.4 kW에서 4.4 kW까지 변화를 보였으며, 팽창기 발생동력은 0.7 kW에서 1.4

kW까지 약 2배의 차이를 보였다. 팽창기 효율의 변화에 따라 팽창기 발생동력은 1 kW에서 1.3 kW까지 변화를 보였으며, 열효율은 5.4% 증가함을 보였으며, 엑서지 효율은 7% 증가를 보였다. 연중 월평균일사량과 외기온도에 따라 R-134a와 R-245fa의 시스템을 비교해석에서는 두 작동유체의 비교를 위하여 운전조건이 가장 나쁜 12월을 기준으로 팽창기로 공급되는 온도를 동일하게하기 위해 R-134a의 질량유량을 0.042 kg/s, R-245fa의 질량유량을 0.05 kg/s로 다르게 하여 해석을 진행하였다. 태양열 집열기에서 토출온도와 집열용량은 운전조건이 좋은 10월에 R-245fa가 R134a보다 8.6°C, 1.1 kW 높게 나타났으며 팽창기에서의 발생동력과 열용량은 R-245fa가 0.31 kW, 0.38 kW 더 높게 나타났다. 그러나 R-134a와 R-245fa의 팽창기 입구측 온도의 차이는 거의 나지 않지만 출구측 온도는 약 15°C 차이를 나타내는데 이는 질량유량의 차이에 의해 팽창기에서 소비되는 최소 열용량이 소비되면서 급격하게 온도감소가 이루어진 것으로 해석하였다.

연중 월평균일사량과 외기온도를 운전조건으로 트윈스크류 팽창기와 스크롤 팽창기의 성능변화에서는 집열기 성능은 10월이 97.6°C로 가장 낮은 12월에 비해 약 19°C 높게 나타났으며 집열용량은 4.9 kW 높게 나타났으며 증발기에서 공급되는 열용량은 동일하나 스크롤 팽창기의 발생동력이 트윈스크류 팽창기보다 약 8% 높게 나타났다. 또한 연중 월평균 일사량과 외기온도에 따라 스크롤 팽창기는 39.4%로 트윈스크류 팽창기에 비해 약 1% 높게 나타났으나 열효율과 엑서지 효율은 트윈스크류 팽창기의 토출온도가 낮아 스크롤 팽창기에 비해 약 1.9%, 2.2% 높게 나타났다. 10월 운전조건을 기준으로 R-245fa의 질량유량의 변화에 따라 스크롤 팽창기는 0.07kg/s에서 열효율과 엑서지 효율이 20.6%, 24.9%로 최적점을 나타냈으며 트윈스크류 팽창기는 팽창기 효율이 43%에서 33.1%로 감소함을 나타냈다.

REFERENCES

Budihardjo I, Morrison GL. (2009) Performance of water-in-glass evacuated tube solar water heaters. *Solar Energy* 83(1):49 - 56.

B. Pierre, (1964) Flow resistance with boiling refrigerants e part 1, *ASHRAE Journal*, pp.58-65.

Cengel YA. (2009) *Heat transfer: a practical approach*. McGraw-Hill;

Declaye, S., Quoilin, S., Guillaume, L., Lemort, V. (2013) Experimental study on an open-drive scroll expander integrated into an ORC (Organic Rankine Cycle) system with R245fa as working fluid, *Energy*, Vol.55, pp.173-183.

Dittus, F.W., Boelter, L.M.K. (1930) *Public Eng. 2*, University of California, Berkeley,

Du, B., Hu, E., Kolhe, M. (2013) An experimental platform for heat pipe solar collector testing. *Renewable and sustainable Energy Reviews* 17: 119-125.

Eom, H., Yoon, C., Kim, Y., Shin, D., and Kim, C., (2012) Optimization study on the performance analysis of Organic Rankine Cycle for characteristics of low temperature heat sources, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 24, No. 1, pp. 51-60. 2012.

Gungor, K.E., Winterton, R.H.S. (1986) A general correlation for boiling in tubes and annuli, International Journal of Heat Transfer Vol.19 pp.351-358.

Hottel, H., Willier, A., (1955) Evaluation of flat plate solar collector performance. Solar Energy, Vol.2, pp.74 - 104.

Hyun, S.-T., Kang, Y.-H., Yoon, H.-K., Yoo, C.-K and Kang, M.-C. (2002) A study on the thermal performance of evacuated tube collectors for process heat applications, Proceeding of Korea Institute of Ecological Architecture and Environment, pp. 71-75,

Incropera FP, DeWitt DP. (1981) Fundamentals of heat transfer. Wiley,

Kane E.H, Integration et (2002) Optimisation thermoeconomique and environniquede centrales thermiques solaires hybrides. PhD Thesis, Laboratoire d'Energetique Industrielle, Ecole polytechnique Federale de Lausanne,Suisse.

Kim C.-J. and Lee, J.-S. (1996) A fundamental study on the heat transfer characteristics of a Dewar-type evacuated glass tube solar collector with a heat pipe located at the center, Journal of the Korean Solar Energy Society, vol. 16, no. 1, pp. 39-49,

Klein S.A, (2008) Engineering equation solver,Middleton,WI:F-Chart Software. (<http://www.fchart.com/>)

Lemort, V., Quoilin, S., Cuevas, C., Lebrun, J. (2009) Testing and modeling a scroll expander integrated into an organic Rankine cycle, Applied Thermal Engineering Vol.29, pp.3094-3102.

New&Renewable Energy Data Center, Korea, <http://www.kredc.net/>

Ng, K.C., Bong, T.Y., Lim, TB. (1990) A thermodynamic model for the analysis of screw expander performance. Heat Recov Syst CHP Vol.10, pp.119 - 3.

Roy, J.P. and Mishara, M.K., (2010) Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle, Journal of Energy, Vol. 35, No.12, pp. 5049-5062.

Schmid, R., Collins, R.E. and Pailtrope, B.A. (1990) Heat transport in Dewar-type evacuated tubular collectors , Journal of Solar Energy, vol. 45, pp. 291-300,

Song, P.P., Wei, M.S., Shi, L., Danish, S.N., Ma, C.C (2014) A review of scroll expanders for organic Rankine cycle systems. Applied Thermal Engineering. xxx 1-11.

Sun L, Mishima K. (2003) An evaluation of prediction methods for saturated flow boiling heat transfer in mini-channels. Solar Energy, Vol.52, pp.5323 - 9.

Sylvain Q, Vincent L, jean L, (2010) Experimental study and modeling of organic rankine cycle using scroll expander, Applied Energy, Vol. 87, pp. 1260-268.

Twomey, B., Jacobs, P.A., Gurgenci. H. (2013) Dynamic performance estimation of small-scale solar cogeneration with an organic Rankine cycle using a scroll expander. Applied Thermal Engineering. vol.51 pp.1307-1316.

Tong, Y.J. and Cho H.H. (2013) Theoretical analysis of evacuated heat pipe solar collector with different tilt angle and operating conditions, Cryogenics and Refrigeration-Proceedings of ICCR2013, D-2-13,

Vetter G. (2006) Rotierende Verdrängerpumpen für die Prozesstechnik, Vulkan. pp. 264.

Wei D., Lu X., Lu X., Ju X. (2007) Performance analysis and optimization of organic rankine cycle(ORC) for waste heat recovery, Energy Convers and Manag, Vol.48, No.4, pp.1113-1119.

Zhang, S. and Wang, H., (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, Vol. 88, No. 8, pp. 2740-2754..

곽희열, 신우철, (2008), 태양열 냉난방시스템의 열성능 분석, 한국태양 에너지학회 논문집, Vol.28, No.4, pp 43-49