



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](#)

碩士學位論文

복합열원 난방시스템의 성능특성에
관한 연구



濟州大學校 大學院

機械工學科

高 光 秀

2006年 12月

복합열원 난방시스템의 성능특성에 관한 연구

指導教授 朴 潤 鐵

高 光 秀

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出함

2006年 12月

高光秀의 工學 碩士學位 論文을 認准함

審査委員長 _____ 印

委 員 _____ 印

委 員 _____ 印

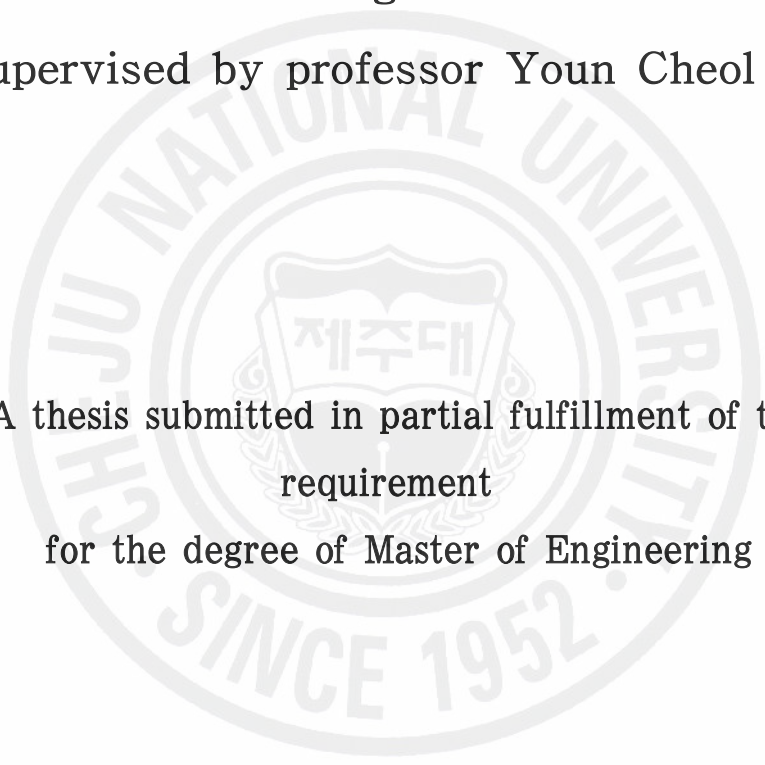
濟州大學校 大學院

2006年 12月

A Study on Performance Characteristic of a
Hybrid Heat Source Heating System

Gwang Soo Ko

(Supervised by professor Youn Cheol Park)

The seal of Cheju National University is a large, faint watermark in the background. It is circular with the text 'CHEJU NATIONAL UNIVERSITY' around the top and 'SINCE 1952' around the bottom. In the center is a shield-shaped emblem with the Korean characters '제주대' (Jeju University) inside.

A thesis submitted in partial fulfillment of the
requirement
for the degree of Master of Engineering

Department of Mechanical Engineering
GRADUATE SCHOOL
CHEJU NATIONAL UNIVERSITY

2006. 12

목 차

I. 서론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 연구 동향	4
1.3 연구 목적	9
II. 실험장치 및 실험방법	10
2.1 실험장치의 구성 및 주요기기	10
2.1.1 복합열원 난방시스템	14
2.1.2 과열방지 복합열원 난방시스템	16
2.1.3 동파방지 복합열원 난방시스템	17
2.2 측정장치와 측정방법	19
2.3 실험방법 및 실험조건	21
III. 결과 및 고찰	23
3.1 복합열원 난방시스템(Type I)	23
3.1.1 외기조건 및 열원부	24
3.1.2 열펌프와 축열부	27
3.2 과열방지 복합열원 난방시스템(Type II)	30
3.2.1 실험장치의 구성 및 운전방법	30
3.2.2 외기조건 및 열원부	33
3.2.3 열펌프와 축열부	36
3.3 동파방지 복합열원 난방시스템(Type III)	39
3.3.1 운전방법	39

3.3.2 외기조건 및 열원부	41
3.3.3 열펌프와 축열부	47
3.4 복합열원 난방시스템의 운전 및 성능평가	53
3.4.1 복합열원 난방시스템의 열원에 따른 운전특성	55
3.4.2 집열기 효율 및 COP	58
IV. 결론	60
V. 참고문헌	63



List of Figures

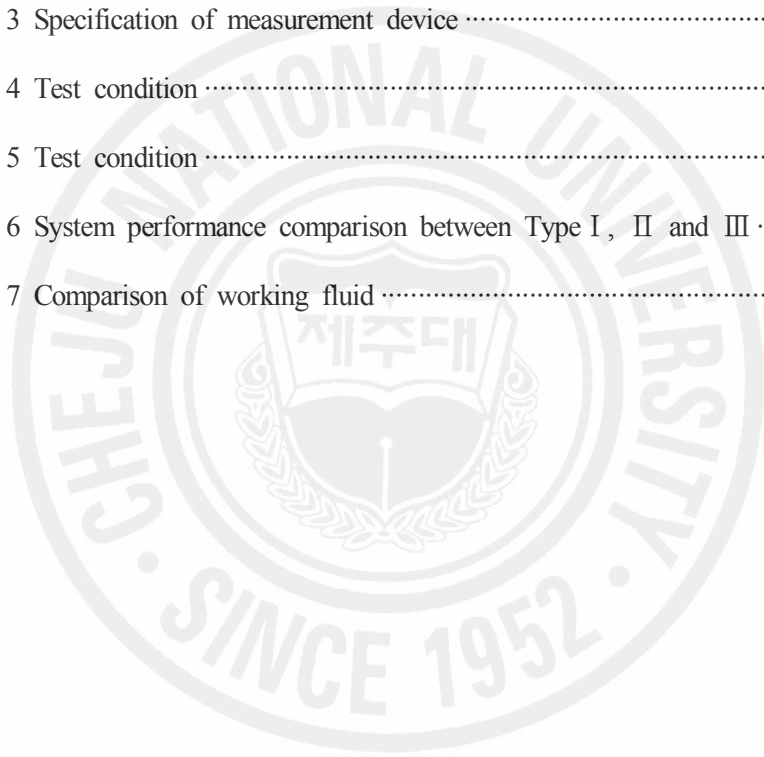
Fig. 1 Electromagnetic radiation of electromagnetic wave spectrum	3
Fig. 2 Schematic diagram of storage type solar heat pump	5
Fig. 3 Schematic diagram of solar heat pump	6
Fig. 4 Schematic diagram of geo assisted and solar heat source heat pump	6
Fig. 5 Photograph of experimental test setup	12
(a) Front view, (b) Backside view	
Fig. 6 Schematic of dual vacuum solar collector	13
Fig. 7 Schematic system of basic heating system of the study	15
Fig. 8 Schematic diagram of anti superheating system	16
Fig. 9 Photograph of winter-sowing	18
Fig. 10 Schematic diagram of coil type heat exchanger	18
Fig. 11 Schematic of solar collector and air heat exchanger heat pump mode operation	23
Fig. 12 Solar radiation and outdoor temperature variation with time	25
Fig. 13 Collector inlet and outlet temperature variation with time	25
Fig. 14 Heat exchanger inlet outlet temperature variation with time	26
Fig. 15 Air heat exchanger on-off driven variation with radiation	26
Fig. 16 COP variation with time	28

Fig. 17 Power variation with time	28
Fig. 18 Storage tank inside temperature variation with time	29
Fig. 19 Consumption capacity variation with dependence rate	29
Fig. 20 Collector inlet and outlet temperature variation with time	31
Fig. 21 Schematic of solar collector and air heat exchanger heat pump mode operation	31
Fig. 22 Schematic of anti-superheat heat pump mode operation	32
Fig. 23 Solar radiation and outdoor temperature variation with time	34
Fig. 24 Collector inlet and outlet temperature variation with time	34
Fig. 25 Heat exchanger inlet outlet temperature variation with time	35
Fig. 26 Air heat exchanger on-off driven variation with radiation	35
Fig. 27 Power variation with time	37
Fig. 28 Storage tank inside temperature variation with time	37
Fig. 29 COP variation with time.	38
Fig. 30 Solar radiation and anti-superheat mode term variation with time ·	38
Fig. 31 Schematic of solar collector and air heat exchanger heat pump mode ····	40
Fig. 32 Schematic of anti-superheat heat pump mode operation	40
Fig. 33 Radiation and outdoor temperature variation with time	43
(a) June, (b) November	
Fig. 34 Collector inlet and outlet temperature with variation of time	44
(a) June, (b) November	

Fig. 35 Heat exchanger inlet outlet temperature variation with time	45
(a) June, (b) November	
Fig. 36 Fan on-off with variation of time	46
(a) June, (b) November	
Fig. 37 Power variation with time	49
(a) June, (b) November	
Fig. 38 Storage tank inside temperature variation with time	50
(a) June, (b) November	
Fig. 39 COP and solar radiation with variation time	51
(a) June, (b) November	
Fig. 40 Solar radiation and anti-superheat mode term variation with time ·	52
Fig. 41 COP variation with solar radiation	56
Fig. 42 COP variation with outdoor temperature	56
Fig. 43 Temperature variation with time in three kinds of heating devices	57
Fig. 44 Efficiency and cop variation with Solar radiation	59

List of Table

Table 1 Spectrum range of electromagnetic radiation	3
Table 2 System specification	13
Table 3 Specification of measurement device	20
Table 4 Test condition	22
Table 5 Test condition	39
Table 6 System performance comparison between Type I, II and III	54
Table 7 Comparison of working fluid	59



Summary

This study conducted to analyze operating characteristics of a heat pump system which supplies heat to conditioned space with solar and air as heat sources. The solar energy is unlimited and clean, however, the density of the solar is relatively low and strongly affected by climate conditions. To solve problems in solar assisted heat pump system, hybrid heat pump system was developed and field test was conducted to analyze the system performance and to improve system reliability. The developed system uses R-22 as working fluid that prevents outbreak by winter-sowing from freezing of working fluid at temperature under freezing point.

The developed system has three types of operating mode. First one is a hybrid heat source heat pump system (Type I) which is basic model of this study. Second one is the same system with anti-superheat technology (Type II) and third one is the system with anti-freezing technology (Type III) of the basic model.

Alternation of solar heat or air heat is controlled by pressure regulator which is inserted to inside of solar collector. If the inside pressure of solar collector is higher than setting pressure, heat absorbed from solar collector and supplied to the heat pump as heat source. However, if the inside pressure of solar collector is lower than setting pressure, air is selected as heat source of the heat pump system.

In winter season, rapid conversion of the heat source (air to solar or solar to air) is occurred which is depended on intensity of the solar. In summer, the environment air temperature of the collector effects on the conversion rate of the heat source. Even though the solar intensity is low, the inside temperature of the solar collector is still high due to the environment temperature of the collector that make the pressure of the solar collector still high enough to runs solar collector as heat source. At this state, air is selected as heat source because of the air temperature is high enough to supply heat to the heat pump system rather than the solar heat.

The COP of the system in winter season is higher than summer's due to the

alternation of the two heat source. The system COP using the solar as heat source is higher than air source, because the temperature of solar collector is much higher due to solar radiation and environment temperature.

As results, developed system solves one of the problems in solar system which caused a winter-sowing.



1. 서론

1.1 연구배경

국민소득이 증가하고 생활수준이 향상됨에 따라 사람들이 실내공간에서 활동하는 시간비중이 늘어나고 있어 쾌적한 실내공기의 유지에 대한 관심이 높아지고 있다. 주거 환경에 있어서도 쾌적성에 대한 사용자의 요구가 커지면서 공조화기의 사용이 급증하고 있으며, 공기조화기의 성능향상 및 기능향상으로 인하여 보급률도 꾸준히 증가하고 있다. 이와 같은 삶의 질 향상에 대한 시대적 흐름에 비례하여 건물에 사용되는 에너지소비도 증가하고 있고, 건물에너지가 우리나라 전체 에너지사용량에서 많은 비중을 차지하고 있다.

건물에너지 소비를 줄이기 위하여 정부에서는 『대체에너지개발 및 이용보급 촉진법』을 시행하고 있다. 이 법은 2002년 3월 25일에 개정 및 발효된 것으로써 제 11조 2항에는 “산업자원부장관은 대체에너지의 이용, 보급을 촉진하기 위하여 필요하다고 인정하는 경우에는 대통령령이 정하는 바에 따라 국가기관, 지방자치단체, 정부투자기관, 그밖에 대통령령이 정하는 자가 신축하는 건축물에 대하여 대체에너지를 의무적으로 이용하게 할 수 있다.”는 규정이 있다.

이러한 관점에서 최근 건물분야의 에너지 및 자원이용에 있어서 그동안의 안정적인 에너지의 공급이라는 정책방향을 수정하였으며, 에너지의 단계적 이용 혹은 재이용 등의 순환이용에 대한 관심이 점차 증가하고 있다. 유럽 및 일본 등 주요 선진국에서는 순환이용의 방안으로 화석에너지의 사용량과 오염물질 배출량의 최소화 기술을 지구환경 문제의 핵심적인 해결방안으로 제시하고 있다.

국내의 경우에는 에너지절약 및 대체에너지 이용기술 분야의 많은 연구결과가 축적되어 왔으나, 상대적으로 경제성이 낮은 신재생에너지 이용기술의 보급은 시스템의 최적설계와 적용방안 및 지원제도 등의 미비로 적극적인 활용 및 실용화에서 한계를 보이고 있다.

일상생활에 이용되고 있는 난방용 주요 에너지원은 각국이 보유하고 있는 자원

환경에 따라서 약간의 차이가 있지만 아직까지는 석유, 석탄 및 가스 등 화석 에너지원이 주류를 이루고 있다. 우리나라의 화석에너지에 대한 의존도는 2004년 산업자원부의 통계자료에서 나타난 바와 같이 국내에서 소비되는 에너지 사용량의 96.7% 이상이 수입에 의존하고 있는 실정이다. 국내에서 소비되는 에너지 중에서 국내 건물부분에 사용되는 에너지의 75%는 주거용 건물부분에 소비되며, 이 중에서 78% 이상이 난방 및 급탕에 소비되고 있다. 따라서 우리나라는 에너지 자원이 부족한 에너지 수급구조를 감안하여 국가적으로 에너지관련 정책개발을 통하여 에너지 절약방안이 계속적으로 강구되어야 할 것이다.

이와 같이 국내외적으로 에너지 절약과 대체에너지의 개발이 주요한 정책 중의 하나로 인식되고 있는 현실이며 대체에너지원 중에서 가장 쉽게 접근할 수 있는 에너지원이 태양열이다. 특히 우리나라는 일사량이 풍부하고, 전국적으로 고른 분포를 보이고 있다. 우리나라의 연평균 1일 수평면 전일사량은 $3,065 \text{ kcal/m}^2$ 로 태양에너지 자원 부존량은 $1,017 \text{ kcal/yr}$ 로 연간 100억 TOE에 해당되며, 이 중에서 이용 가능한 가용량은 10%로써 10억 TOE정도가 되는 것으로 추정하고 있다.

태양에너지에 대하여 살펴보면 태양표면의 온도는 약 $5,500^\circ\text{C}$ 이며, 태양에서 지구로 유입되는 태양광(Electromagnetic Radiation)의 스펙트럼(Spectrum)은 Fig. 1과 같이 7개의 영역을 가지고 있다. 건물의 냉난방에 직접적인 관계를 가진 태양광은 열로 전환될 수 있는 대부분의 에너지를 가지고 있는 자외선, 가시광선 및 적외선 영역이다. 태양표면에서의 에너지 강도는 비교적 일정하며, 태양과 지구의 평균거리에서의 태양정수(Solar Constant) 즉, 지구 대기권 밖의 일사량은 $1162.6344 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}$ 이다[1].

자외선은 눈에 보이지 않으며, 대기권에서 많이 흡수되어 지구 표면에 도달하는 양은 적고, 가시광선은 자외선이나 적외선에 비하여 아주 좁은 영역으로 이루어지고 있으며, 비교적 파장이 긴 적외선은 열에너지를 가장 많이 가지고 있다. Table 1은 태양광의 전자파의 유형, 그리고 파장 및 주파수의 범위를 나타내고 있다.

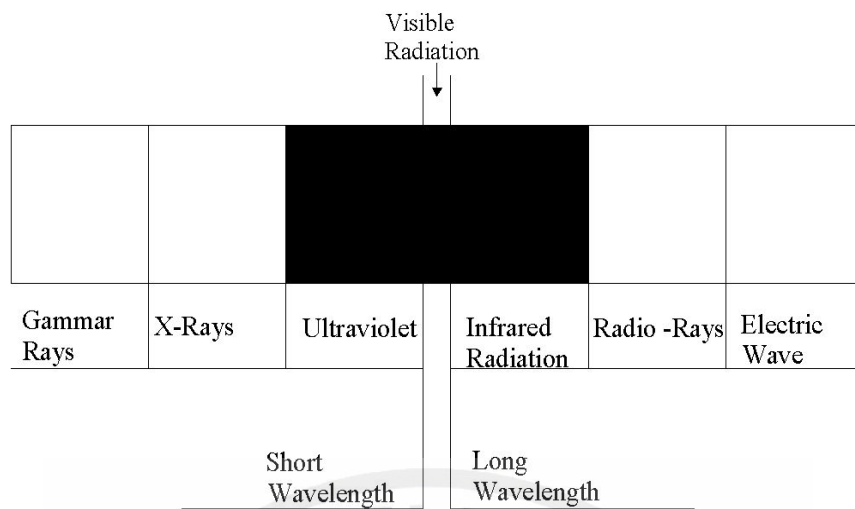


Fig. 1 Electromagnetic radiation of electromagnetic wave spectrum

Table 1 Spectrum range of electromagnetic radiation

Electromagnetic Radiation Spectrum Type	Pilot Film Range(μm)	Frequency Range (cycles per sec)
Gamma-Rays	1×10^{-4}	3×10^{18}
X-Rays	$5 \times 10^{-2} - 5 \times 10^{-6}$	$6 \times 10^{15} - 6 \times 10^{19}$
Ultraviolet	0.005 - 0.35	$9 \times 10^{14} - 6 \times 10^{16}$
Visible Radiation	0.35 - 0.75	$4 \times 10^{14} - 9 \times 10^{14}$
Infrared Radiation	0.75 - 300	$1 \times 10^{12} - 4 \times 10^{14}$
Radio Rays	Short Wave Length	$1 \times 10^2 - 1 \times 10^8$
	Long Wave Length	1×10^8
		$3 \times 10^6 - 3 \times 10^{12}$
		3×10^6

1.2 연구동향

열펌프의 성능향상을 위한 방법의 하나로써 열펌프의 열원 다양화를 통한 안정적인 난방의 제공에 대한 연구들이 활발히 진행 중에 있다.

여러 가지 열원 중에서 지열에 대한 연구로 Esen et. al.[2]는 열펌프의 열원으로 지열원을 이용하여 열펌프의 경제성을 비교하는 실험을 수행하였다. 그 결과 지열원의 경우 깊이 1m와 2m의 깊이에서 열펌프시스템의 COP는 각각 3.85와 4.26인 반면, 공기열원을 사용하는 경우에는 COP가 3.17로 낮아지는 결과를 제시하여 공기열원에 비하여 지열원 열펌프시스템이 더 경제적임을 밝혀내었다. Trillat et. al.[3]은 지열원과 태양열원을 이용하여 건물 내의 냉·난방에 대한 연구를 수행하였다. 그 결과 지열원과 공기열원을 이용하여 건물 내의 냉·난방 및 온수를 사용 시 충분한 열원을 공급할 수 있다는 것을 알게 되었다.

태양열원과 열펌프가 결합된 하이브리드형 난방에 관한 연구로써 Xu et. al.[4]은 중국 난징시(Nanjing) 지역의 기후 데이터를 바탕으로 태양열원과 공기열원을 이용하여 150L 용량의 축열조의 온도를 55℃까지 상승시키기 위한 인자연구를 수행하여 열펌프의 성능개선을 위해서 압축기의 용량이 중요한 인자임을 밝혀내었다. 또한, Abou et. al.[5]은 태양열 열펌프시스템의 작동유체로 R22, R134a 및 R404a를 사용하여 작동유체에 따른 열펌프시스템의 효율을 비교하였다. 그 결과 저온의 운전조건에서 R134a가 R22를 대체할 수 있다는 것을 입증하였다 또한 R134a를 사용할 때 R404a를 사용하는 시스템보다 COP가 23%상승하는 효과를 보인다는 것을 연구하였다. Sarkar et. al.[6]은 이산화탄소(CO₂)를 이용한 열펌프시스템의 냉·난방의 시뮬레이션을 통해 COP를 향상시킬 수 있는 인자로 압축기의 속도, 열교환기의 면적 등 유입된 열원의 온도기가 중요한 변수가 된다는 것을 연구하였다.

국내의 경우 Kim et. al.[7]는 Fig. 2와 같은 태양열 집열기와 축열조를 이용한 열펌프시스템에 관한 연구로써 난방이 필요한 동절기 주간에 집열기로부터 태양열을 축열조에 저장하였다가 난방의 필요한 시기에 저장된 열원을 이용하여 열펌프에 필요한 열을 공급받아 난방수를 공급하는 연구를 수행하였다. Kim et. al.[8]은 이어진 연구로 Fig. 3에 나타낸 바와 같이 집열기를 직접 증발기로 사용하는 열펌프시스템을 이용하여 동절기의 주간에 증발기로부터 태양열원을 흡수하여 응축기의 난방수

의 공급온도를 상승시킴으로서 난방부하를 충당할 수 있는 연구를 수행하였다. 연구결과 열펌프의 성능에 영향을 미치는 주요 변수는 주간의 일사량, 외기온도임을 제시하였으며, 냉매의 변화에 따른 열펌프의 성능에 관하여 압축기의 회전수는 R134a가 R22보다 평균 43% 높아지며, 이러한 운전상태로 인하여 냉매의 유량증가에 따른 압축일량은 R134a를 사용할 경우에 R22에 비하여 32%증가하지만, 난방부하는 8.7%의 증가에 그치고 있다는 것을 제시하였다.

Hwang et. al.[9]은 Fig. 4와 같이 열펌프, 지중 열교환기, 태양열 집열기 및 축열조로 이루어진 지열-태양열원 열펌프시스템을 구성하여 냉·난방은 지열원 열펌프가 담당하고 태양열은 축열조에 저장되어 급탕부하만을 담당하도록 하였다. 열펌프시스템은 급탕기능도 있어서 태양열이 급탕부하를 담당하지 못할 경우에는 열펌프시스템이 급탕부하를 충당하는 시스템을 제작하여 시스템의 성능특성에 대한 연구를 수행하였다.

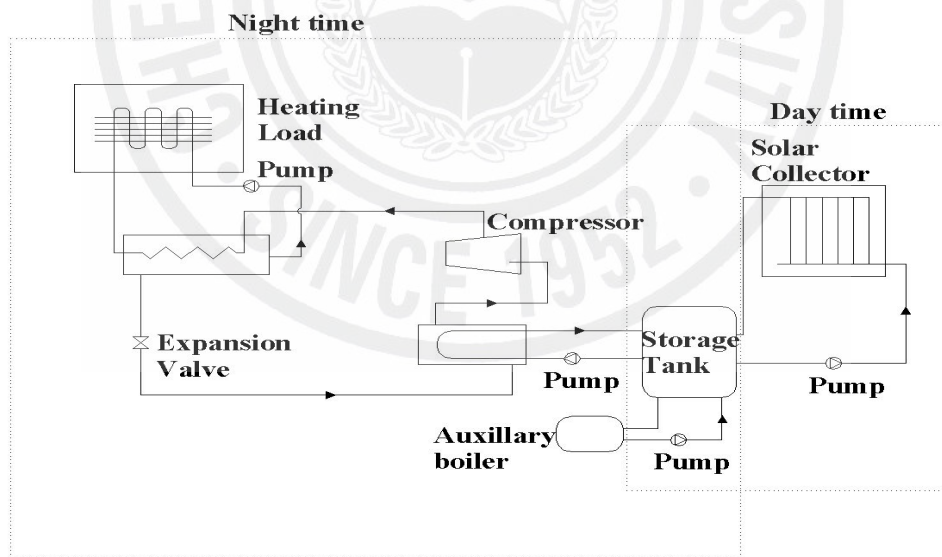


Fig. 2 Schematic diagram of storage type solar assisted heat pump

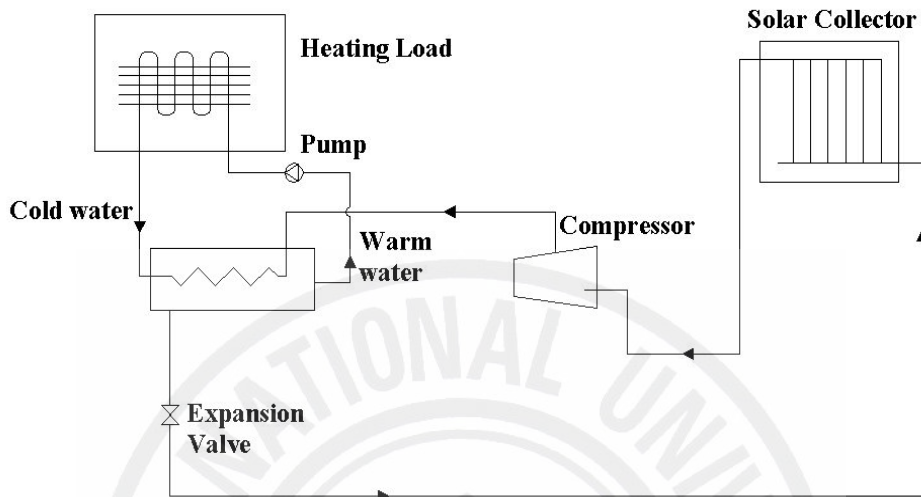


Fig. 3 Schematic diagram of solar heat pump

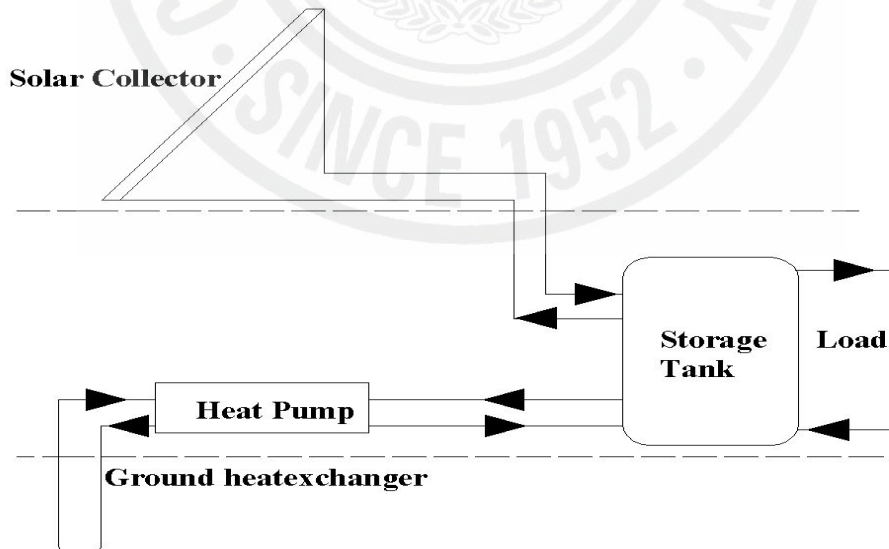


Fig. 4 Schematic diagram of geo and solar heat source heat pump

태양열에 관련된 개별적인 연구와 더불어 각국에서 진행된 대규모의 연구프로젝트를 살펴보면 미국은 1970년대에는 저온분야인 태양열 집열기 및 온수급탕시스템과 자연형 태양열이용 에너지시스템 개발에 주력하였으나, 1980년대 이후에는 자연형 태양열 건물과 중·고온용 분야에 연구투자를 진행하고 있으며, 태양열 건물과 태양열 시스템의 통합설계와 첨단일사조절장치를 포함한 자연 채광분야와 태양열 건물의 모니터링 및 진단기술에 대한 연구가 활발히 진행 중에 있다. 캐나다의 경우는 NRC(National Research Council) 주도하에 태양열 건물 및 요소 개발에 주력하고 있으며, 특히 일사조절 장치의 개발과 더불어 표준화 및 성능평가에 IEA(International Energy Agency)사업 등을 통한 적극적 연구활동을 진행 중에 있다. 또한 태양열 시스템의 경우는 기후특성에 적합한 태양열 열펌프와 집열기용 히트파이프 등을 Ottawa대학과 NRC를 중심으로 활발히 수행 중에 있다.

유럽연합의 신재생에너지 개발은 JOULE(Joint Opportunities for Unconventional or Long - Term Energies)과 THERMIE 프로그램을 중심으로 이루어지고 있다. [11]

일본의 태양열에너지 기술개발은 NEDO(New Energy and Industrial Technology Development Organization)를 중심으로 1993년에 시작한 New Sunshine 계획에 따라 지구재생 및 온난화 방지를 목적으로 핵심 대형기술에 주력을 두고 있다. 자연대류형과 상변화형이 주를 이루는 태양열 온수기의 경우는 약 40개 업체가 연간 10만대 규모를 생산하고 있으며, 업체중심의 연구개발로 상용화되었다.

호주의 경우에 태양열 온수기 분야는 주요 수출 분야로 발전되어 있으며, New South Wales 대학을 중심으로 태양열시스템의 장기성능평가 기술을 미국의 NREL(National Renewable Energy Laboratory), 위스콘신대학교와 같이 개발 중이다. 자연형 태양열시스템 중 첨단일사조절장치 개발과 평가방법 및 표준화를 UNSW(University of New South Wales)이 IEA에 주도적으로 참여하여 수행중이다.

국내의 경우 태양에너지 기술개발은 1988년 대체에너지 기본계획이 수립되면서 기반구축을 위하여 연구소를 중심으로 연구되어 1992년 2단계 연구기간 중에는 실용화를 위한 산학연의 연구가 중점적으로 추진되었으며, 1997년부터 3단계연구인 중점기술 개발연구가 진행 중이다. 태양열 집열기는 태양열 온수기 및 설비용 평판형 집열기는 저가와 고효율화를 위한 연구가 연구소와 업체가 주력하여 국산화하여 판매중이다. 태양열 집열기 중에서 이용효율과 적용성의 뛰어난 진공관형이나 상변화형 집열기는 선진국에서는 활발히 연구가 진행되고 있으나, 복합형 집열기의 핵

심요소중의 하나인 전열소자의 기술개발이 에너지기술연구원에서 이루어진 정도로 태양열 에너지의 기술개발은 국외에 비해 미미한 정도이다[10].



1.3 연구목적

본 연구는 화석에너지의 사용을 줄이고 신·재생에너지의 사용증가를 위하여 현재 널리 보급되어 있는 태양열 온수급탕시스템의 기술적인 문제점을 보완하고 이를 건물 및 시설에 적용하기 위한 실증연구를 수행하였다. 본 연구의 태양열 시스템은 태양열원 및 공기열원 열펌프 시스템을 복합적으로 구성하여 안정적인 난방 및 온수공급이 가능한 복합열원 난방시스템이다. 본 연구에서 개발하고자 하는 시스템은 태양열이 부족할 경우에도 난방 혹은 급탕요구부하를 충족할 수 있도록 설계 및 제어되는 시스템으로써 재실자는 안정적인 난방 및 급탕을 공급받을 수 있는 난방시스템이다.



II . 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치의 구성

본 연구에서 제작한 실험장치는 Fig. 5와 같다. 실험장치에서 사용한 압축기는 1/2HP의 밀폐형 왕복동식 압축기이며, 중간열교환기는 모두 관형열교환기를 사용하였다. Fig. 6은 본 연구에서 이용한 태양열 집열기의 그림으로 이중진공관식 집열기를 사용하였다. 이중진공관식 태양열 집열기는 평판형 집열기에 비하여 대류에 의한 열손실이 적어서 높은 효율을 나타낸다. 이중진공관 안에는 흡열체가 있고 U자관을 통해 작동유체가 순환하면서 열교환을 할수 있는 구조로 되어 있다. 이중진공관 후면에는 태양에너지를 효율적으로 집열하기 위한 반사경이 부착되어 있으며 집열기의 설치방향은 정남향으로 바닥과의 설치각도는 약 33°이다. 시스템의 운전에 있어서 태양열 집열기와 공기열원열교환기의 선택적 운전에 따른 열펌프시스템의 안전을 위하여 흡입압력 조정밸브를 사용하였다. 흡입압력 조정밸브는 입구측의 압력은 상쇄되어서 출구측의 압력만이 스프링의 압력에 대항하기 때문에 출구측 압력을 일정한 값 이하로 유지할 수 있다. 흡입압력조절밸브는 시스템의 제상운전 또는 시동 시에 흡입압력을 일정한 값 이하로 억제해서 압축기모터의 과부하를 방지하는 기능을 수행하도록 하였다. 자세한 실험장치의 구성 및 주요기기는 Table 2와 같다.

실험장치는 기본적인 복합열원 난방시스템을 제작 후 운전을 실시하여 문제발생 시 이를 해결하기 위한 방안으로 과열방지 복합열원 난방시스템 및 동파방지용 복합열원 난방시스템 의 3가지 형태의 실험장치를 제작하였다.

실험장치는 플레어 접합과 산소용접에 의한 접합방법을 이용하여 전체 시스템을 제작한 후, 냉매 순환회로의 각 구성품의 배관연결부위를 중심으로 질소 가압을 통하여 누설시험을 수행하였다. 누설시험에서 누설부위가 없는 것을 확인 한 후 실험을 위한 냉매를 충전하기 전에 냉매회로 내에 불순물, 수분 및 불응축 가스 등을 제거하기 위하여 충분한 진공작업을 수행하였다.

냉매의 충전은 시스템을 정지한 상태에서 냉매가 어느 정도 충전되었을 때 시스템을 정격조건에서 운전하면서 냉매를 추가적으로 충전하였다. 이때 매니폴드게이지를 사용하여 초기 냉매가 부족하여 저압측이 너무 감소하여 저압차단기가 작동하는 것을 피하면서 충전하였다.

실험장치는 집열기, 공기열원 열교환기, 열펌프 및 축열조로 구성되어 있다. 실험장치는 열펌프시스템에 안정적인 난방수 공급을 위하여 태양열 집열기와 공기열원 열교환기를 병렬로 구성하여, 일사량이 풍부할 경우에는 태양열 집열기를 사용하고, 그렇지 못한 경우에는 공기열원 열교환기를 작동시켜 공기를 열원으로 사용할 수 있도록 하였다. 본 실험장치는 일반적인 태양열원 난방시스템과는 달리 냉매가 직접 태양에너지와 열전달을 할 수 있으며 열매체로 냉매를 사용함으로써 동파에 대한 문제를 해결하였다.

태양열 집열기와 공기열원 열교환기는 저압 스위치를 사용하여 태양열 집열기의 압력을 체크하고 압력이 일정 이하 떨어지면 릴레이를 이용한 솔레노이드 밸브를 작동을 통하여 냉매에 흐름이 태양열 집열기에서 공기열원 열교환기로 바뀌도록 하였다. 실험장치에는 태양열 집열기와 공기열원 열교환기를 효과적으로 제어하기 위해서 외부 균압형 온도팽창밸브를 각각 하나씩 장착하였고, 태양열 집열기와 공기열원 열교환기를 흐를 수 있는 냉매량의 차이와 두 요소기기 상호간의 용량을 맞추기 위하여 냉매를 저장할 수 있는 공간으로 수액기를 사용하였다.



(a) Front view



(b) Backside view

Fig. 5 Photograph of experimental setup

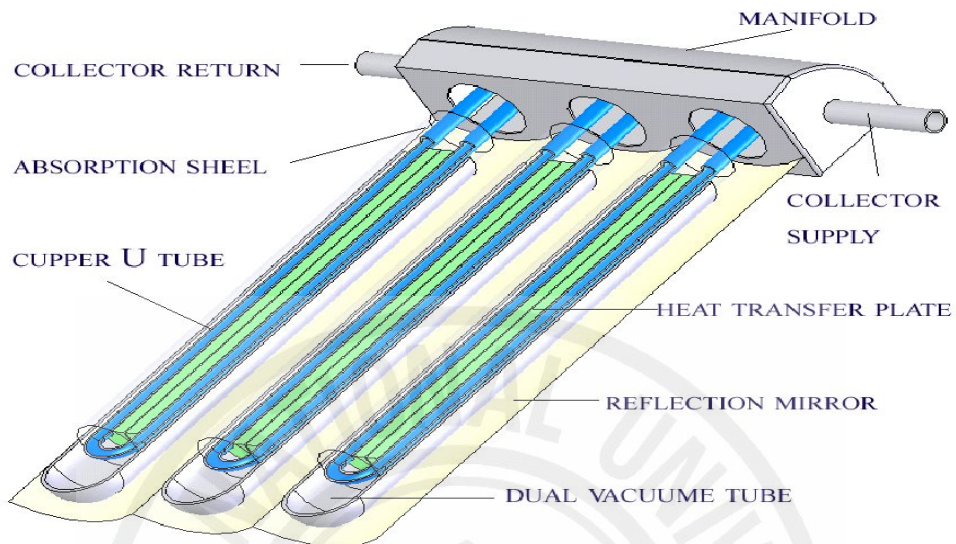


Fig. 6 Schematic of dual vacuum solar collector

Table 2 System specification

Solar Collector	Size(mm)	2,080×1,640×100
	Area(m ²)	3.00
	Slope(°)	33
Storage Tank	Capacity(L)	400
Low Pressure Control	Start Pressure(kg/cm ²)	7
	Bias(kg/cm ²)	4
Temp. Control	Stop Temp.(°C)	50
Compressor Capacity(Hp)		1/2
Expansion Valve Type		TEV
Refrigerant		R-22
Air Heat Exchanger (Air-refrigerant)	Capacity(Hp)	1/2
	Type	Plate-fin & Tube
Fan Consumption Power(W)		6

2.1.1 복합열원 난방시스템

기본형인 복합열원 난방시스템의 실험장치는 Fig. 7과 같다. 태양열 집열기와 공기열원 열교환기는 저압 스위치를 사용하여 태양열 집열기의 압력을 체크하고 압력이 일정수준 이하로 떨어지면 릴레이에 의한 솔레노이드밸브가 작동되어 냉매의 흐름이 태양열 집열기에서 공기열원 열교환기로 바뀌도록 하였다. 실험장치에는 태양열 집열기와 공기열원 열교환기를 효과적으로 제어하기 위해서 외부 균압형 온도 팽창밸브가 각각 장착되어 있다. 시스템의 제어는 온도조절기를 사용하여 목표치를 설정하고 일정 이상 목표치를 초과하기 전까지 시스템은 기후 조건에 따라 자동적으로 태양열 열교환기와 공기열원 열교환기를 사용하여 목표치를 완수하면 전체 시스템이 정지하도록 하였다.

냉매의 순환경로는 압축기(Compressor)에서 배출된 냉매증기는 판형열교환기(Plate Heat Exchanger)를 통하여 냉각수(Cooling Water)에 의해 냉각이 된 후 팽창밸브(Expansion Valve)를 지나면서 저온·저압의 냉매액화 되어 증발기(Evaporator)거치면서 저온 저압의 냉매증기가 되어 다시 압축기로 흡입되는 순서로 운전된다.

축열되는 열량은 축열조(Storage Tank)에서 배출된 저온의 냉각수가 판형열교환기에 흡입되면 압축기에서 배출된 고온·고압의 냉매증기와 열교환을 통해 고온의 냉각수가 되어 축열조로 순환하게 되는 과정을 계속적으로 반복하여 축열조 내의 냉각수의 온도가 상승하게 된다.

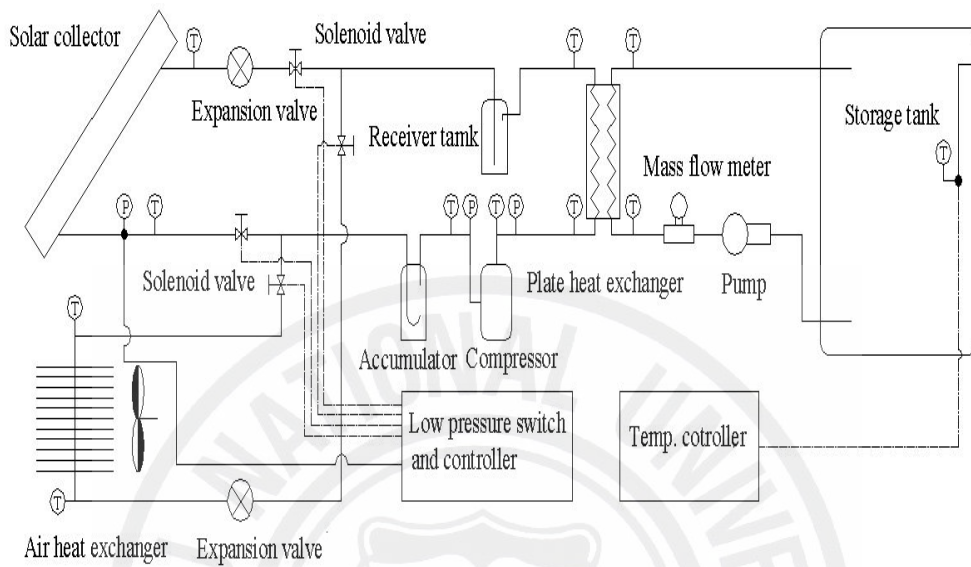


Fig. 7 Schematic diagram of basic heating system of the study

2.1.2 과열방지 복합열원 난방시스템

과열방지 복합열원 난방시스템은 태양열 집열기 입출구의 차온제어기를 사용하여 설정온도 이상으로 과열될 때에는 Fig. 8의 2차 관형열교환기를 이용하여 냉매에 과열도를 낮추고 이때의 방열열량을 회수하는 과열방지운전을 하도록 구성하였다.

과열방지운전은 태양열 집열기 출구 측의 솔레노이드 밸브(Solenoid Valve)를 이용하여 고온의 냉매를 2차 관형열교환기로 흐르게 하여 축열조에서 배출된 냉각수와 열교환을 시킨 후 다시 압축기로 흡입되도록 구성하였다.

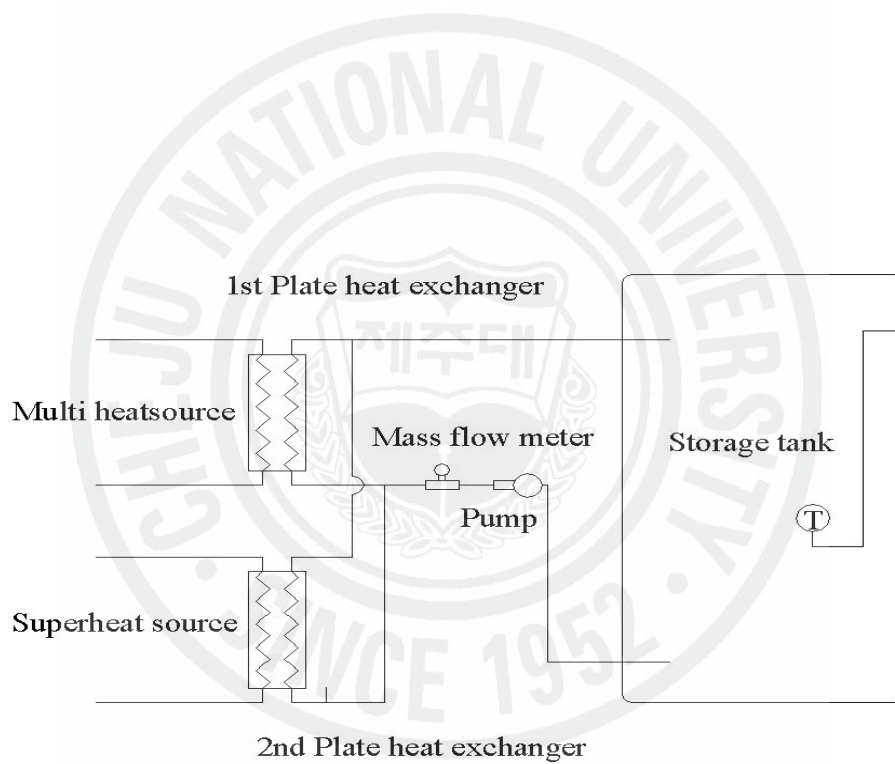


Fig. 8 Schematic diagram of anti superheating system

2.1.3 동파방지 복합열원 난방시스템

본 연구에서 적용한 동파방지기술은 모든 배관회로 중에서 동파가능성이 있는 물이 순환하는 회로를 축열조의 내부에 설치하여 겨울철의 동파문제를 해결하는 방법이다. Fig. 9은 겨울철 외기온도가 빙결점 이하로 떨어졌을 때 발생한 유량계의 동파사진을 나타내고 있다.

실험장치는 열펌프시스템에서 사용하는 열매체와 냉매의 열교환을 위한 내부열교환기를 축열조 내부로 삽입한 형태이며, 축열조 내의 내부열교환기는 기존의 판형 열교환기를 Fig. 10와 같은 코일형태의 동관으로 대체하였다.





Fig. 9 Photograph of winter-sowing

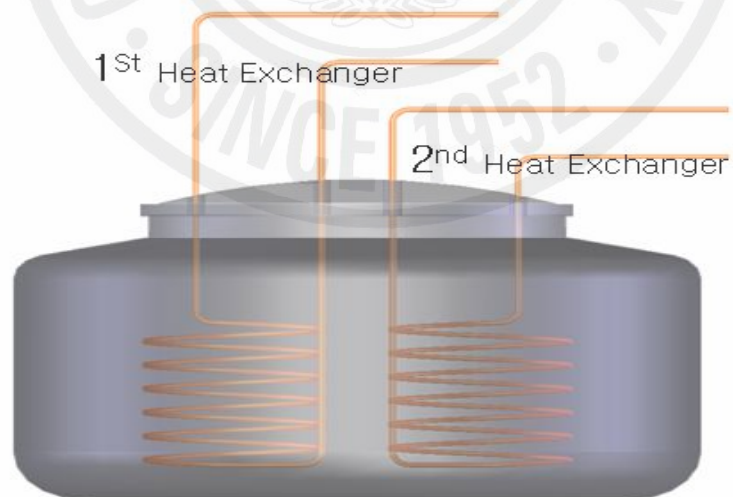


Fig. 10 Schematic diagram of coil type internal heat exchanger

2.2 측정 장치와 측정방법

본 연구에서 열펌프시스템에 공급되는 냉각수의 유량과 열교환기와 열교환하는 열원수의 유량은 체적유량계를 사용하여 측정하였다.

열펌프시스템의 냉매사이클의 압력은 압축기(Compress)입·출구에 압력변환기(Pressure Transducer)를 설치하였으며, 또한 육안으로 쉽게 확인할 수 있도록 별도의 브루돈형 압력계(Pressure Gauge)를 압력변환기와 병렬로 동시에 설치하였다. 측정에 사용된 압력변환기의 제원은 Table 3에 나타난 바와 같다. 설치된 압력변환기에서 출력되는 모든 값은 자료 처리시스템에서 변환하여 컴퓨터에서 기록하였다.

열펌프 시스템의 사이클 온도는 T-type (Copper-Constantan) 열전대(Thermocouple)를 사용하였다. T-type 열전대는 (+쪽)에는 순동(Cu)과 (-)쪽에 Cu-Ni합금으로 구성되어 있으며, 본 실험에서 사용한 열전대의 굵기는 0.32mm이다. 온도측정위치는 냉각수(Cooling Water)공급관, 압축기, 응축기(Condenser), 태양열 집열기(Solar Collector), 공기열원 열교환기(Air Heat Exchanger) 등 요소기기의 입·출구와 축열조(Storage Tank)의 수직방향으로 온도를 측정하였다. 소비전력의 측정은 전력량 측정기(Power Meter)를 이용하여 측정하였다. 태양에너지의 강도를 나타내는 일사량은 일사량계를 설치하여 일일 일사량을 측정하였다.

측정된 온도의 불확실성은 $\pm 1-3\%$ 이며, 측정자료는 자료처리시스템의 운용소프트웨어(DARWIN)를 통하여 취득하여 컴퓨터에 저장하였다. 취득되는 데이터는 실시간으로 컴퓨터 모니터에서 볼 수 있도록 하였다.

자세한 계측장치의 사양은 Table 3과 같다.

Table 3 Specification of measurement device

Pyrheliometer(1 Level ISO9060)	Model: LPPYRA05
	Sensitivity: $10\mu V/(W/m^2)$
	Range: 0 to 2000(W/m^2)
	Spectrum: 305 to 2800nm
	Response Time: <28sec
	Non Linearity: $\pm 1\%$
	Tilt Response: < 4%
Thermocouple(T-type)	Standard : AWG(American Wire Gauge)28
	Range: -200 ~ 400 $^{\circ}C$
	Accuracy: $\pm 1 \sim 3\%$
	Thickness: 0.32mm
Flow Meter(water)	Model: LS5277-430A
	Flow Range: 200 ~ 1200L/h
	Material: Body-Bronze
	Rotors-special: Region
	Output: Open-Collect Pulse
	Register type: Electronic Register
Pressure Transducer	Model: c206
	Rang: 0 to 500PSIG
	Output: 4 to 20 mA
	Supply: 24VDC

2.3 실험방법 및 실험조건

실험방법은 주간인 새벽 6시 30분부터 약 12시간동안 시스템을 가동하여 축열조에 계속적으로 축열하도록 하였다. 축열조 온도가 일정 온도이상이 되면 온도 조절기를 통하여 시스템이 정지하도록 하였고, 축열을 하는 동안에는 부하에 대한 영향을 배제하고 실험을 수행하였다.

실험장치의 운전은 태양열 집열기를 사용하여 에너지를 취득하는 시간과 공기열원인 공기열원 열교환기를 통하여 에너지를 취득하는 시간을 변경하여 실험을 수행하였다. 복합열원 난방시스템과 과열방지적용 복합열원 난방시스템은 약 50:50의 비율로 태양열 집열기와 공기열원열교환기의 두 열원기기를 이용할 수 있도록 하였고, 동과방지적용 복합열원 난방시스템은 태양열 집열기의 운전이 94%, 공기열원 열교환기의 운전이 6%로 대부분의 운전이 태양열 집열기로 운전되는 조건하에서 실험을 실시하였다.

이는 실험기간의 시기가 6월경우로서 일사량과 외기온도가 모두 좋을 시의 운전 특성을 알아보기 위한 실험조건이다. 이외에 10월경의 경우는 시스템의 안정적인 난방 및 급탕의 공급여부를 확인하는 실험조건으로서 오전시간은 일사량이 없어서 공기열원 열교환기로 운전이 되지만, 태양이 일출함에 따라 태양열 집열기로 운전된다. 하지만 14시 경우 비가 내림으로 인해 일사량이 감소하고 이로 인해 열펌프의 열원의 감소하게 된다. 이렇듯 악 조건하에서의 실험을 통해 시스템의 안정성에 대한 실험을 실시하였다. 이로 인해 동과방지 복합열원 난방시스템은 태양열 집열기로의 운전이 25%, 공기열원 열교환기의 운전이 75%인 운전된다. 각각의 시스템에 대한 자세한 운전조건은 Table 4와 같다.

Table 4 Test conditions

Hybrid System (Type I)	Solar Radiation(W/m ²)	268
	Outdoor Temperature(°C)	13.6
	Solar Heat Source : Air Heat Source(%)	50:50
Anti-superheat Hybrid System (Type II)	Solar Radiation(W/m ²)	325
	Outdoor Temperature(°C)	7.2
	Application Rate(%) (Solar Heat Source: Air Heat Source)	50:50
Anti-frozen Hybrid System (Type III)	Solar Radiation(W/m ²)	433
		155
	Outdoor Temperature(°C)	24 / 17.4
	Application Rate(%) (Solar Heat Source: Air Heat Source)	94:6 / 24:76

III. 결과 및 고찰

3.1 복합열원 난방시스템(Type I)

복합열원 난방시스템의 운전은 Fig. 11에 나타낸 바와 같이 태양열 집열기를 사용하는 운전과 공기열원 열교환기를 사용하는 운전으로 두 가지로 구분되어 질 수 있다. 두 가지 운전모드에 대한 선택적 제어는 저압차단기를 사용하여 우선 태양열 집열기를 열원으로 사용하고 집열기에서의 압력이 설정압력 이하가 될 경우에는 공기열원 열교환기를 사용하고 압력이 설정압력 이상이 되면 태양열 집열기로 자동 복귀하도록 운전된다. 작동 압력편차는 약 4 kg/cm^2 로 설정하여 잦은 ON-OFF동작을 줄였다.

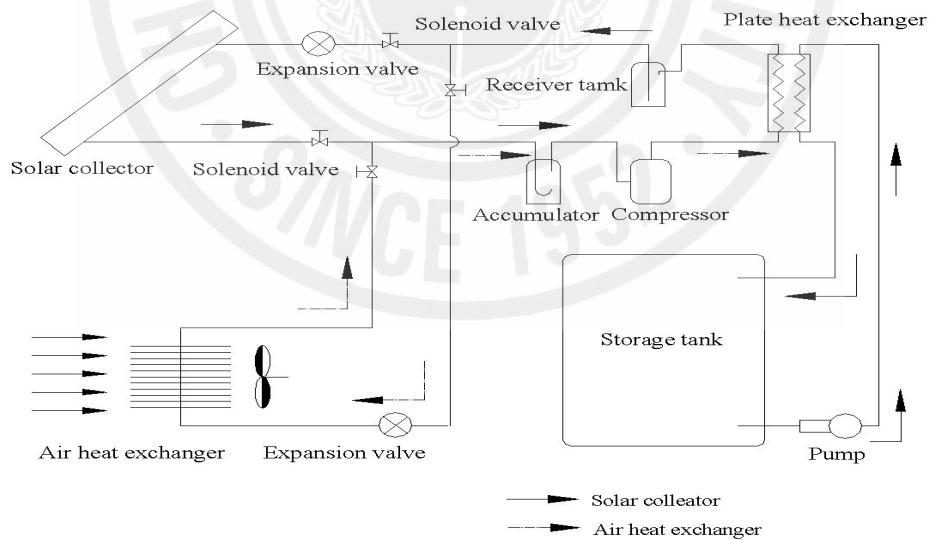


Fig. 11 Schematics of solar collector and air heat exchanger heat pump mode operation

3.1.1 외기조건 및 열원부

Fig. 12은 일사량과 외기 온도를 시간에 따라 나타낸 것이다. 일사량에 추종하여 외기온도도 변하는 것을 나타내고 있다.

Fig. 13는 태양열 집열기의 입·출구온도 변화를 나타내고 있다. Fig. 13에서 원으로 나타낸 표시점은 집열기 운전과 정지를 나타낸 것으로 이른 새벽시간대는 일사량이 없어서 집열기의 운전이 되지 않는다. 이로 인해 집열기 입·출구 온도는 동일하나 집열기 운전이 시작되는 시점부터는 집열기 입출구의 온도차가 뚜렷하게 나타나며, 집열기 운전이 종료되는 시점인 저녁시간대에는 집열기 입·출구 온도차가 다시 동일하게 유지된다. 일사량이 증가하는 오후시간대에는 집열기 입구온도와 출구온도차가 증가하여 출구 측 작동유체가 과열상태가 된다는 것을 알 수 있다.

Fig. 14은 공기열원 열교환기의 입·출구 온도를 나타내고 있다. 오전시간에는 일사량의 부족하여 집열기의 압력이 설정 압력이하가 된다. 이로 인해서 공기열원 열교환기의 입·출구 온도차가 생기는 반면에 일사량이 충분하여 집열기의 압력이 설정압력 이상이 되는 오후가 되면 공기열원 열교환기는 작동하지 않아 입·출구의 온도가 동일하게 된다.

그리고 저녁시간이 되어 일사량이 부족하게 되면 다시 집열기의 압력이 설정압력 이하가 되어 공기열원 열교환기가 작동하게 되고 이로 인해 공기열원 열교환기의 입·출구의 온도차가 발생하게 된다.

이와 같은 운전은 Fig. 15에 잘 나타나 있다. Fig. 15는 일사량에 따라 공기열원 열교환기에 작동을 보여주고 있으며, 공기열원 열교환기의 ON-OFF는 일사량이 없는 시기에 전반적으로 나타나지만, 운전 빈도가 높은 시간대는 일사량이 적은 오전과 늦은 저녁시간대에 주로 나타난다.

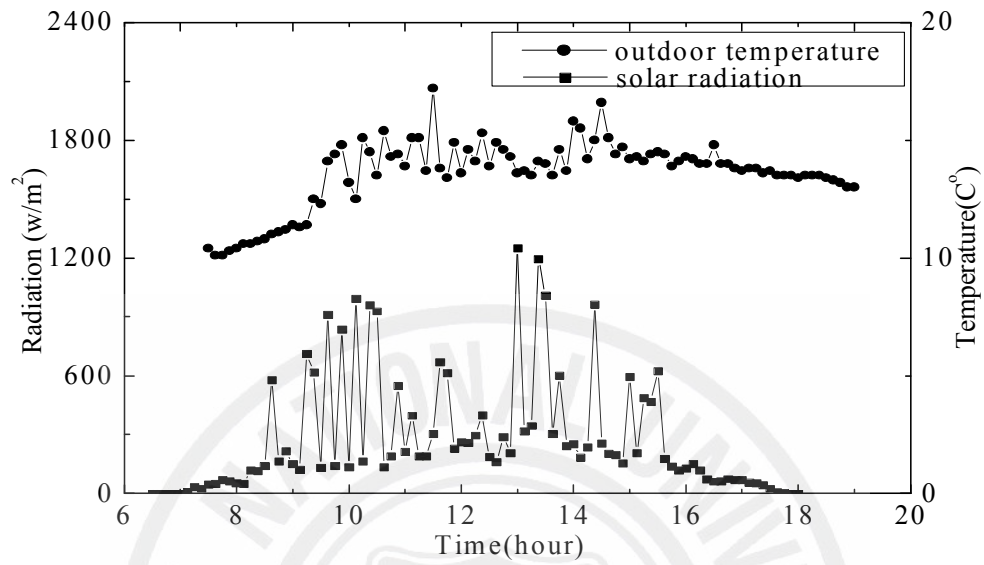


Fig. 12 Solar radiation and outdoor temperature variation with time

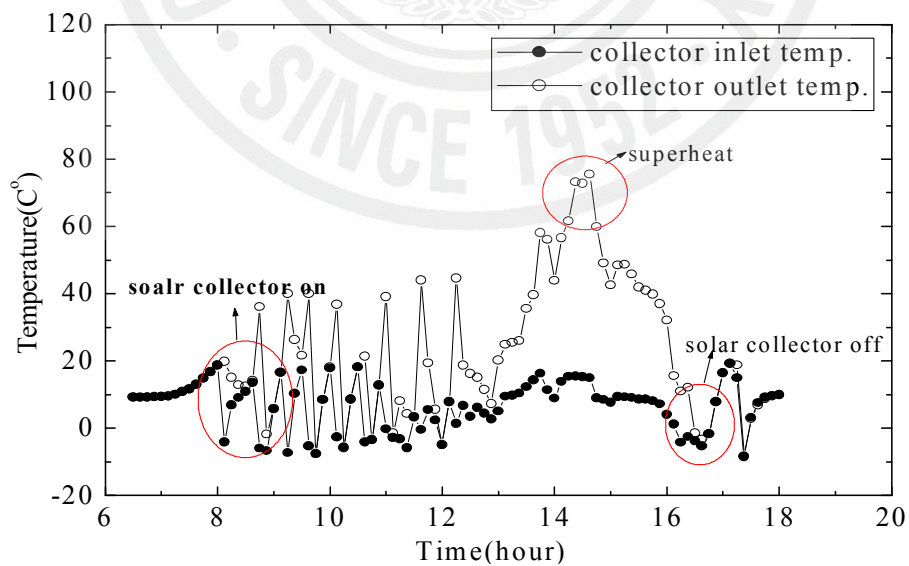


Fig. 13 Collector inlet and outlet temperature variation with time

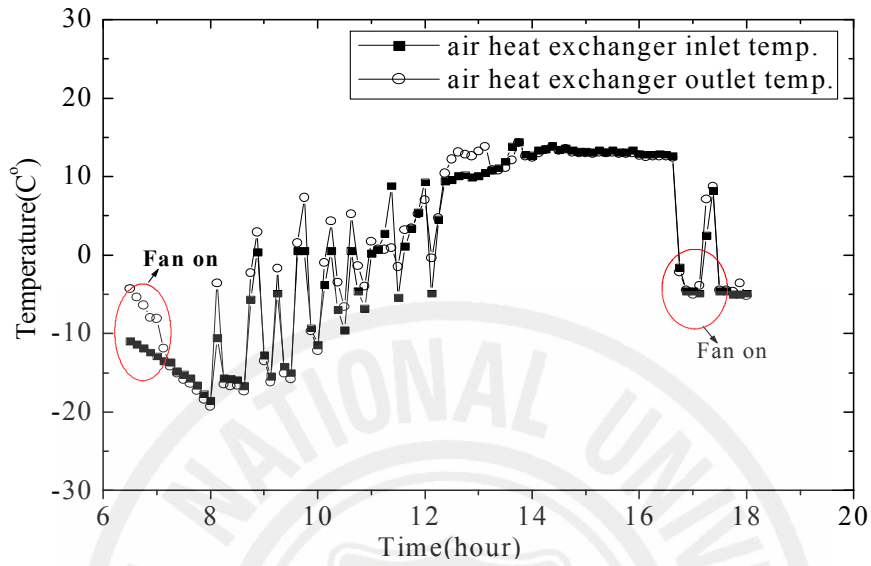


Fig. 14 Heat exchanger inlet outlet temperature variation with time

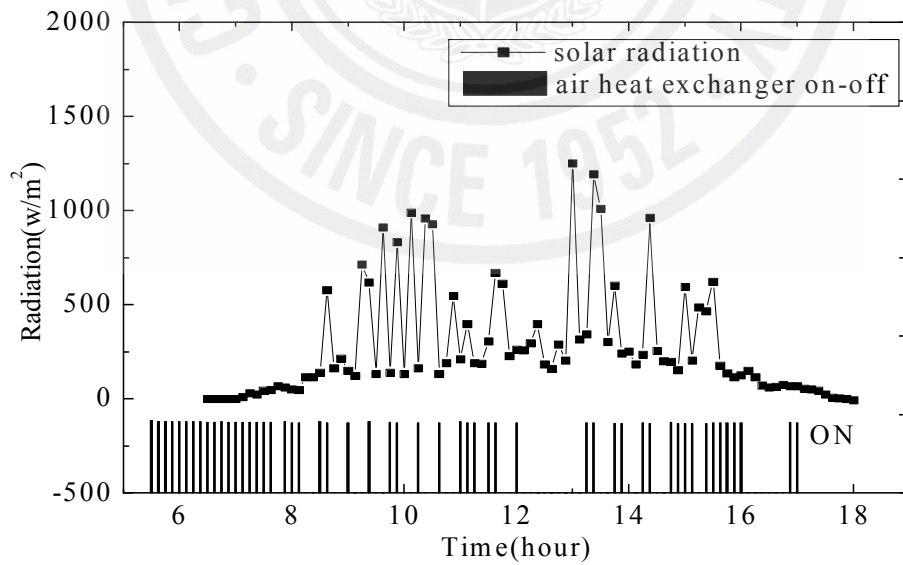


Fig. 15 Air heat exchanger on-off driven variation with radiation

3.1.2 열펌프와 축열부

Fig. 16는 복합열원 난방시스템의 COP의 변화를 시간에 따라 나타낸 것으로 시간이 지남에 따라 COP는 감소하는 것을 알 수 있다. 이것은 본 실험에서는 부하를 배제하였기 때문에 축열조의 온도가 계속 상승하고 축열조의 열을 열원으로 사용하는 열펌프 사이클은 고압이 계속 증가하여 압축기에 소비 전력이 증가했기 때문이다. 이러한 경향으로부터 태양열 집열기가 작동 될 때가 공기열원 열교환기가 작동 될 때 보다 높은 COP를 나타내고 있는 것을 알 수 있다. 복합열원 난방시스템은 시스템이 10.5시간동안 축열을 진행하여 축열조의 온도가 약 20℃에서 50℃가 되어 시스템이 정지되었다.

Fig. 17에서는 압축기의 소비전력이 증가하는 것을 확연히 알 수 있고 그래프에 나타난 값은 전체소비전력을 표시한 것으로 공기열원 열교환기를 작동하면 헨에 구동에 따라 총 소비전력이 조금 증가하고 또한 COP는 미세하게 감소하는 것을 알 수 있다. Fig. 18은 축열조의 온도변화를 나타낸 것으로 두 열원을 사용하여 안정적인 열원공급으로 꾸준히 축열조에 온도가 올라가는 것을 알 수 있다.

본 연구에서 구성된 시스템은 하루 평균 일사량이 268 W/m²이고 평균 외기 온도가 13.6℃일 때 시스템으로 약 10.5시간 가동 되었을 경우 14.17 kWh의 에너지를 생산해 낼 수 있다. 또한 14.17 kWh의 에너지 중에서 태양열 집열기를 통해서 얻은 에너지는 약 42%로 약 6 kWh이고 나머지 약 8.17 kWh는 공기열원 열교환기를 통하여 얻어졌다. Fig. 19은 태양열과 전기히터가 설치된 기준에 태양열 시스템을 사용할 경우에 같은 용량을 얻기 위해 태양열과 전기히터를 전기히터에 의존율에 따른 전기히터의 전력 소비량을 나타내고 있다. 결과를 살펴보면 전기히터의 부담율이 38%이상일 경우 본 연구를 통하여 개발된 시스템이 기준에 시스템보다 높은 효율과 성능을 나타낼 수 있다는 것을 알 수 있다.

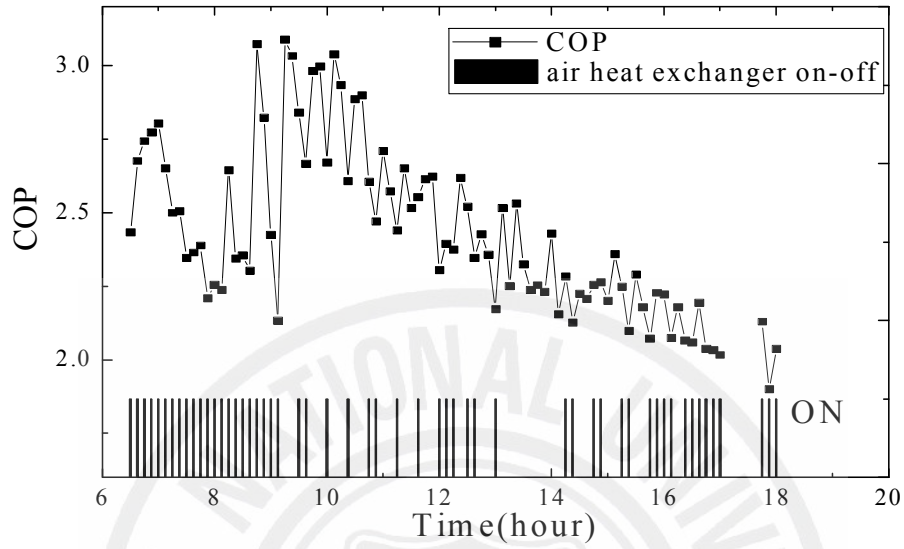


Fig. 16 COP variation with time

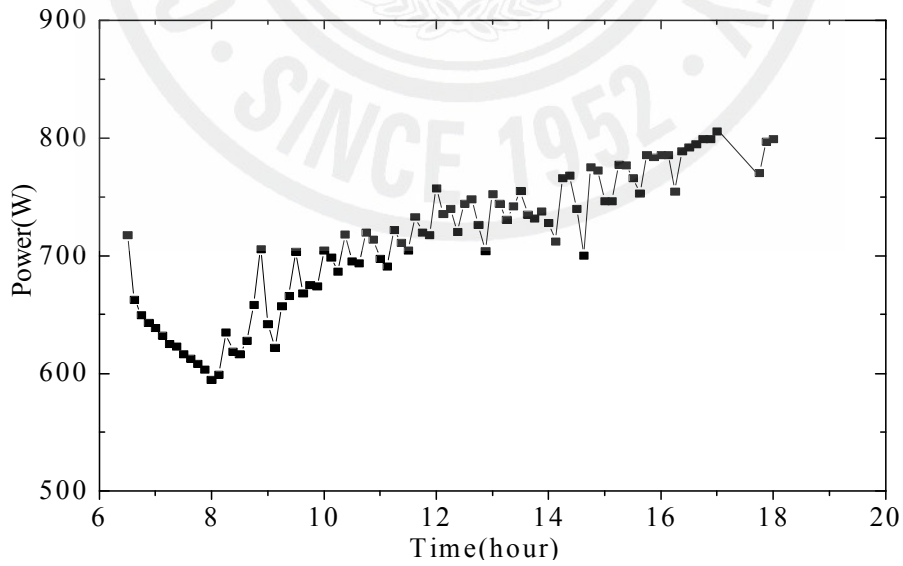


Fig. 17 Power variation with time

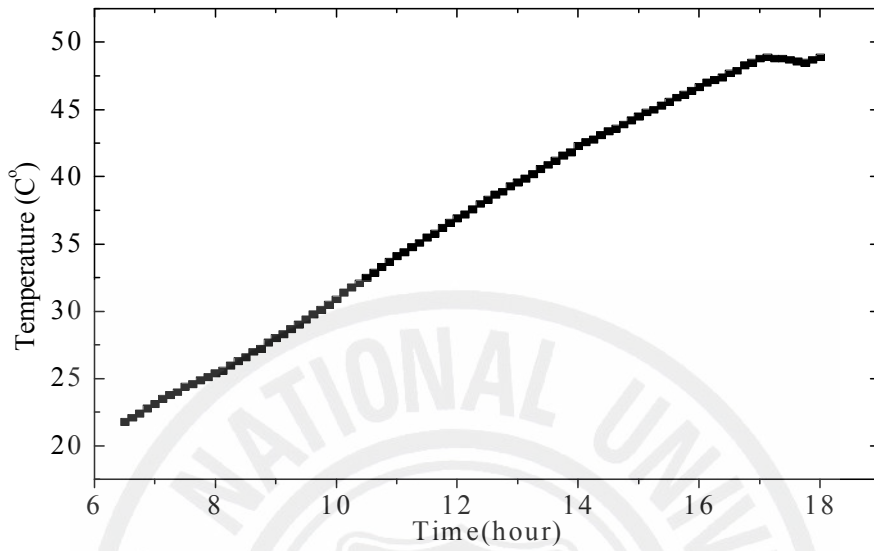


Fig. 18 Storage tank inside temperature variation with time

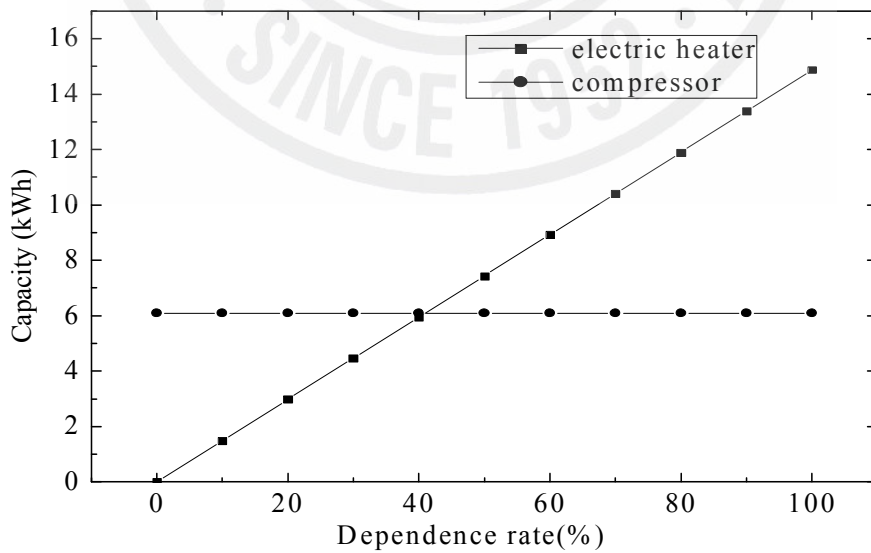


Fig. 19 Capacity variation with dependence rate

3.2 과열방지 복합열원 난방시스템(Type II)

3.2.1 실험장치의 구성 및 운전 방법

실험용 열펌프시스템은 복합열원 난방시스템(Type I)과 동일하며 복합열원 난방시스템(Type I)에서는 태양열 집열기와 공기열원 열교환기의 입구 측의 오리피스를 같은 것을 사용하였으나 과열방지 복합열원 난방시스템(Type II)에서는 태양열 집열기의 입구에 설치한 오리피스를 공기열원 열교환기의 오리피스보다 한 치수 큰 오리피스를 장착하여 태양열 집열기 측의 냉매량을 증가시켰다.

태양열 집열기에 용량은 일사량에 좌우된다. 특히 일사량이 매우 높은 시간대에는 Fig. 20와 같이 집열기 출구 온도가 매우 높아지는 것을 알 수 있다. 이처럼 출구 측에 과열된 냉매는 압축기에 무리를 줄 뿐만 아니라 많은 열손실을 발생한다.

과열방지 제어로직을 개발하기 위하여 시스템의 운전방법을 크게 3가지의 모드로 운전하여 실험하였다. Fig. 21은 일반적인 태양열원과 공기열원을 이용하여 열펌프를 운전하는 방법이며, Fig. 22은 태양열원을 태양열 집열기에 출구 측 냉매가 과열될 때에는 과열방지운전을 수행하여 냉매를 2차 판형열교환기로 순환시켜 냉매의 온도를 떨어뜨린 후 냉매를 압축기로 흡입하여 압축하는 운전방법이다. 두 열원에 대한 선택적인 제어방법은 태양열원을 기준으로 운전하여 태양열 집열기의 압력스위치가 설정압력 7 kg/cm^2 을 초과할 경우에는 과열방지 운전을 수행하도록 하였다. 이때 과열방지운전의 종료는 설정압력과 현재의 압력편차가 4 kg/cm^2 이상 발생하였을 경우에 과열방지 운전을 정지하여 압력의 급격한 변화에 따른 히스테리성 운전 전환을 방지하였다.

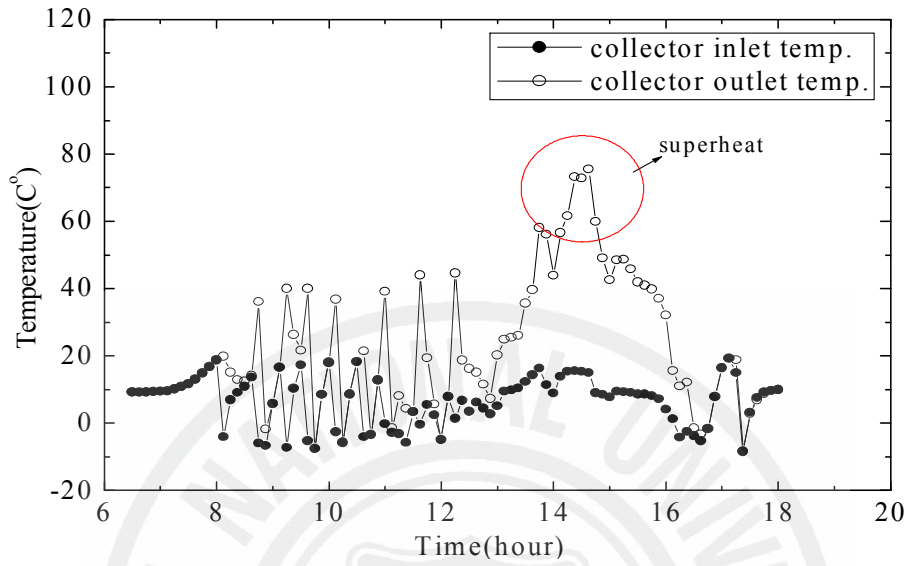


Fig. 20 Collector inlet and outlet time variation with time

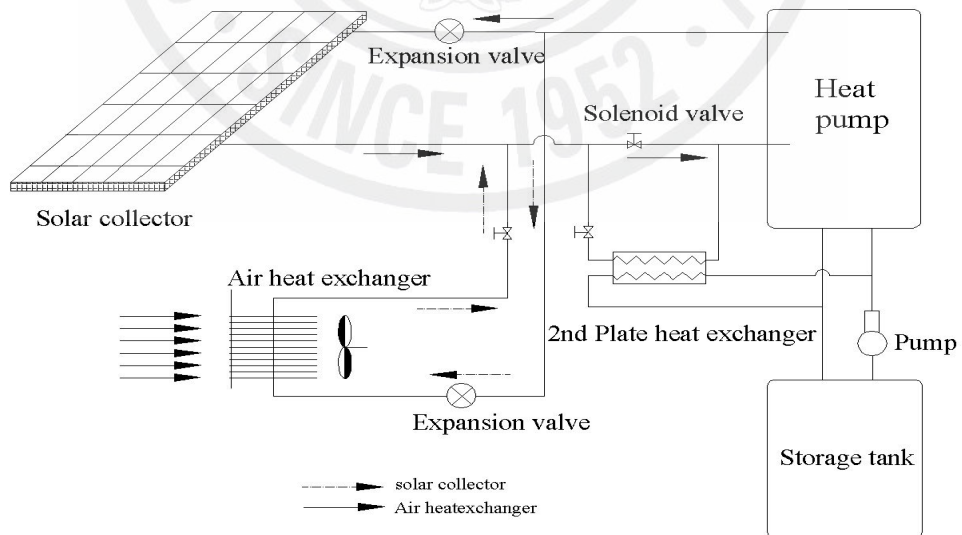


Fig. 21 Schematics of solar collector and air heat exchanger heat pump mode operation

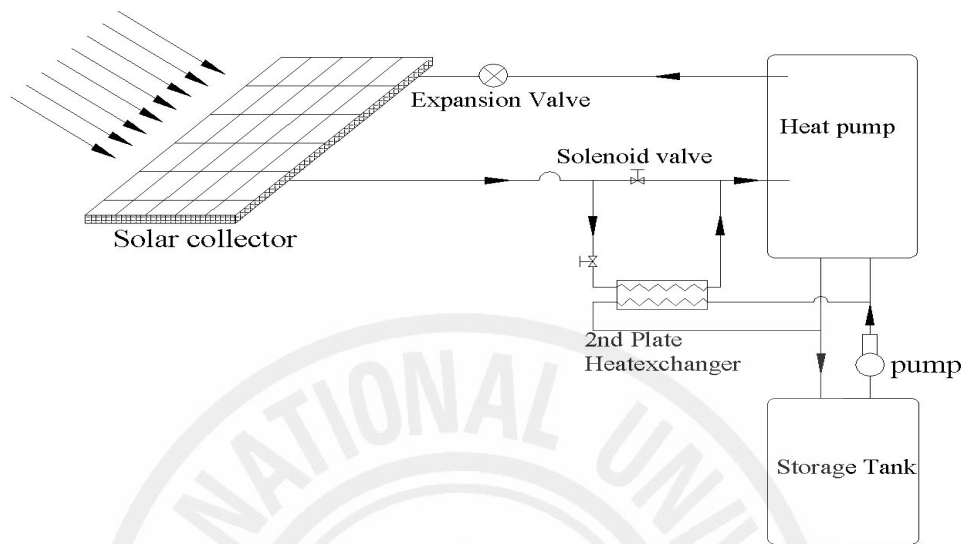


Fig. 22 Schematics of anti-superheat heat pump mode operation

3.2.2 외기조건 및 열원부

과열방지 복합열원 난방시스템의 운전시의 외기온도와 일사량의 변화는 Fig. 23와 같다. 외기온도는 시간에 따라서 지속적으로 증가하여 14시-15시경에는 가장 높은 온도를 나타내고 있고, 일사량은 13시경을 기점으로 최고의 일사량을 나타내고 있다.

Fig. 24은 태양열 집열기 입·출구 온도를 나타낸 것으로 일사량이 없는 새벽에는 태양열 집열기는 가동을 하지 않아 입·출구 온도가 동일하나 태양이 일출함에 따라 점점 온도가 상승하고 있다. 일사량이 점점 상승하거나 일사량이 하락하는 이른 오전이나 늦은 오후에는 공기열원 열교환기의 팬(Fan)이 간헐적으로 작동하여 공기열원 열교환기의 입·출구 냉매의 온도가 증가 감소를 반복하는 것을 알 수 있다. 일사량이 증가하여 오전 10시부터 14시까지 태양열 집열기가 계속 작동을 하여 입·출구 온도차가 상승하는 것을 알 수 있다.

Fig. 25는 공기열원 열교환기의 입·출구 온도를 나타내고 있다. 오전에는 태양열 집열기와 같이 ON-OFF작동을 반복하고 있으며, 일사량이 풍부한 오후에는 거의 작동을 하지 않다가 일사량이 감소하는 저녁시간에는 재 작동 되는 것을 알 수 있다. 시스템의 가동 초기인 새벽녘과 늦은 저녁시간에는 공기열원 열교환기가 주로 작동하여 열교환기 표면에 착상이 생겨 전체적으로 온도가 떨어지는 것을 알 수 있다.

Fig. 26는 태양열 집열기와 공기열원 열교환기의 선택적 제어시간을 나타내는 것으로 일사량과 공기열원 열교환기의 팬 작동 상태를 나타내고 있다.

일사량이 좋은 오전 10시에서 16시 까지는 공기열원 열교환기의 팬은 작동이 전무한 것을 알 수 있다. 본 시스템은 평균 외기온도가 7.2℃이고 평균 일사량이 325 W/m²일 때 시스템의 전체 가동 시간 중에서 약 50%는 태양열 집열기가 작동하고, 50%는 공기열원 열교환기가 작동하였다.

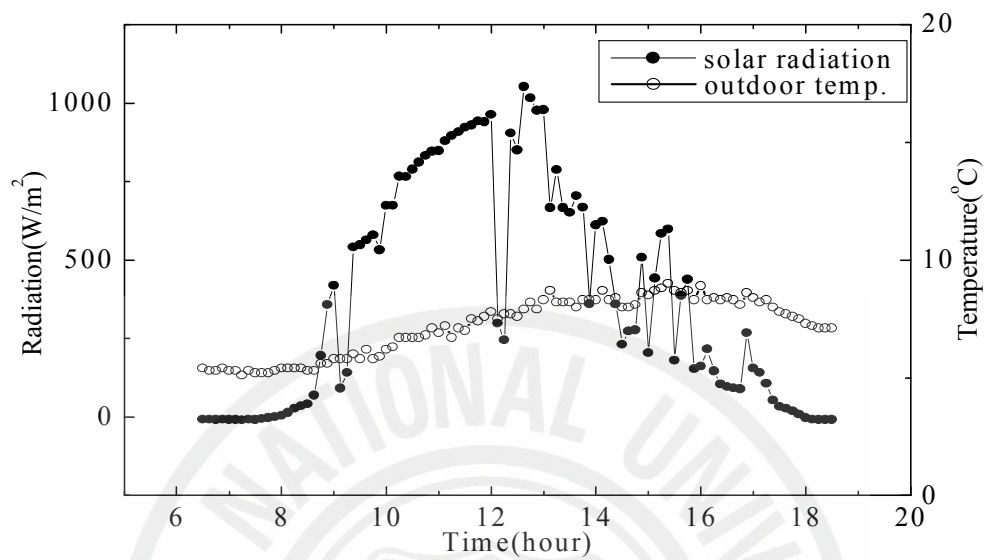


Fig. 23 Radiation and outdoor temperature variation with time

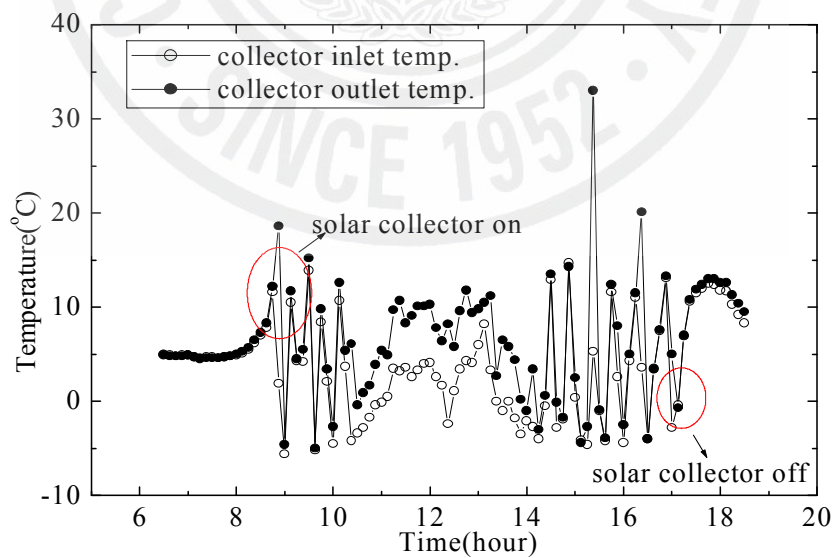


Fig. 24 Collector inlet and outlet temperature variation with time

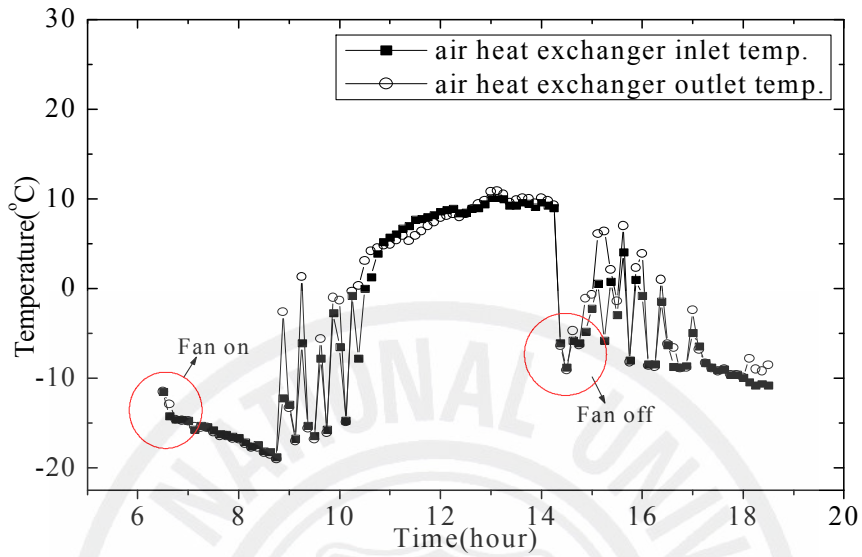


Fig. 25 Heat exchanger inlet outlet temperature variation with time

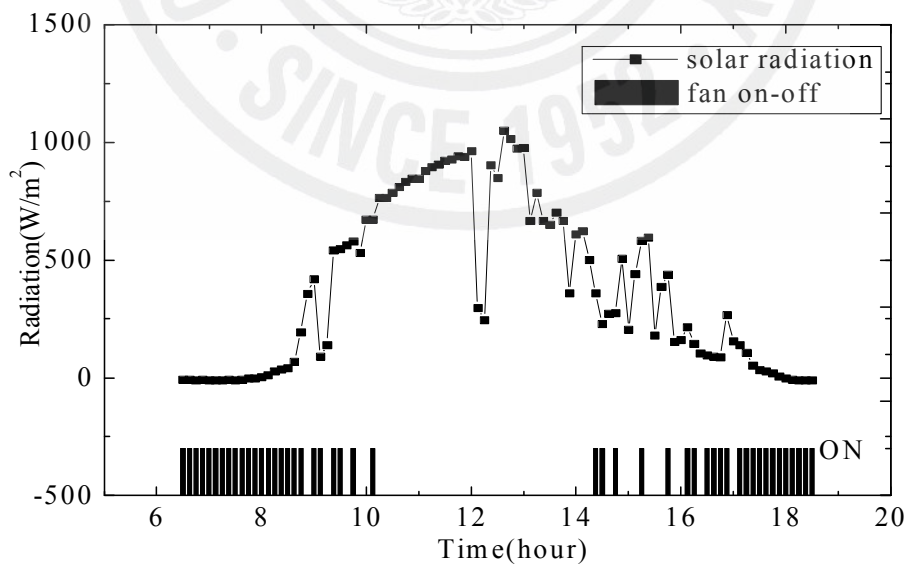


Fig. 26 Air heat exchanger on-off driven variation with radiation

3.2.3 열펌프와 축열부

Fig. 27은 압축기 소비전력을 나타내고 있다. 압축기의 소비전력은 시간이 지남에 따라서 응축온도가 증가하여 계속적으로 상승하고 이것은 무부하(Unload) 상태에서 계속적인 축열로 축열조의 온도가 계속적으로 상승했기 때문이다.

Fig. 28에서도 나타낸 바와 같이 축열조의 온도는 계속적으로 안정적으로 증가하는 것을 살펴보면 복합열원에 의해 태양일사량과 관계없이 안정적인 난방능력을 발휘할 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 29은 열펌프시스템의 COP와 일사량의 관계를 나타내고 있다. 시스템의 COP는 운전초기에는 소비전력이 지속적인 증가로 인하여 약간 감소하며, 10시 이후에는 일사량이 증가하여 증발온도와 응축온도차이가 감소하여 COP가 증가한다. 즉, 열원의 온도가 증가함으로써 저압이 상승함으로써 COP도 같이 증가하는 것을 알 수 있다.

Fig. 30는 과열방지 운전에 대한 실험결과로써 일상적인 복합열원운전을 수행하다가 과열이 되었을 경우에만 과열운전에 들어가는데 과열운전의 전환은 간헐적으로 일어나고 있는 것을 알 수 있다. 과열방지 운전은 대부분이 공기열원 열교환기로부터 태양열 집열기 운전으로 변환되는 기동초기에 발생하며, 작동유체가 태양열 집열기에 흐르지 않는 상태에서 태양열 집열기가 일사광선에 노출됨으로써 집열기 입·출구 온도가 불규칙적으로 온도차가 생겨서 일어나는 현상이지만 과열방지 운전을 수행하지 않을 경우에는 열펌프시스템의 압축기 입구측에 과도한 과열도를 가진 냉매가 유입되어 압축기의 소손과 압축기의 소비전력의 증가를 유발하기 때문에 본 연구와 같은 복합열원방식의 난방시스템에서는 필수적으로 필요한 운전로직이라고 볼 수 있다.

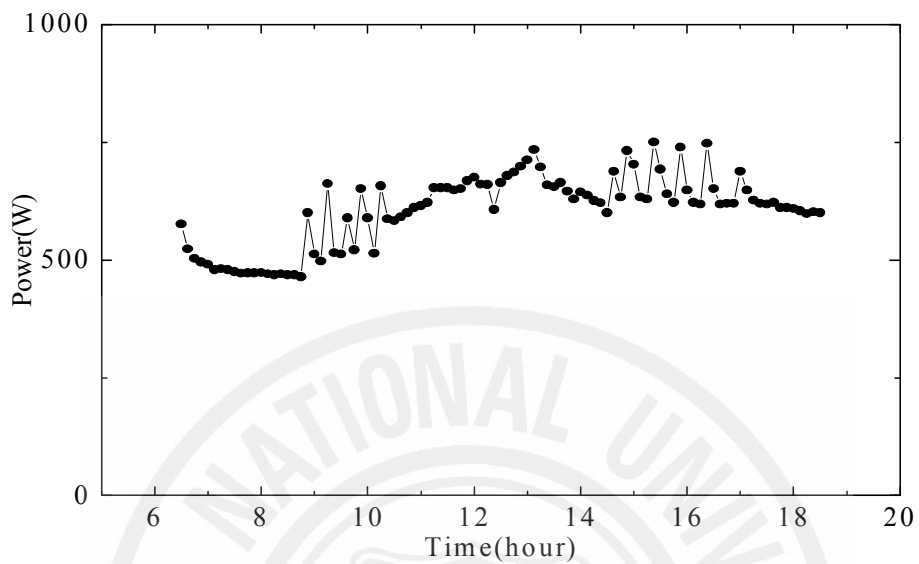


Fig. 27 Power variation with time

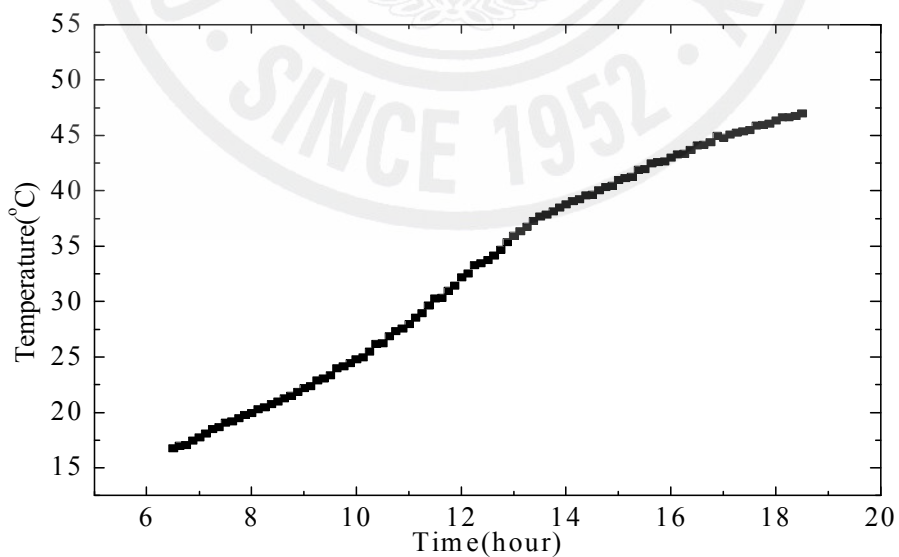


Fig. 28 Storage tank inside temperature variation with time

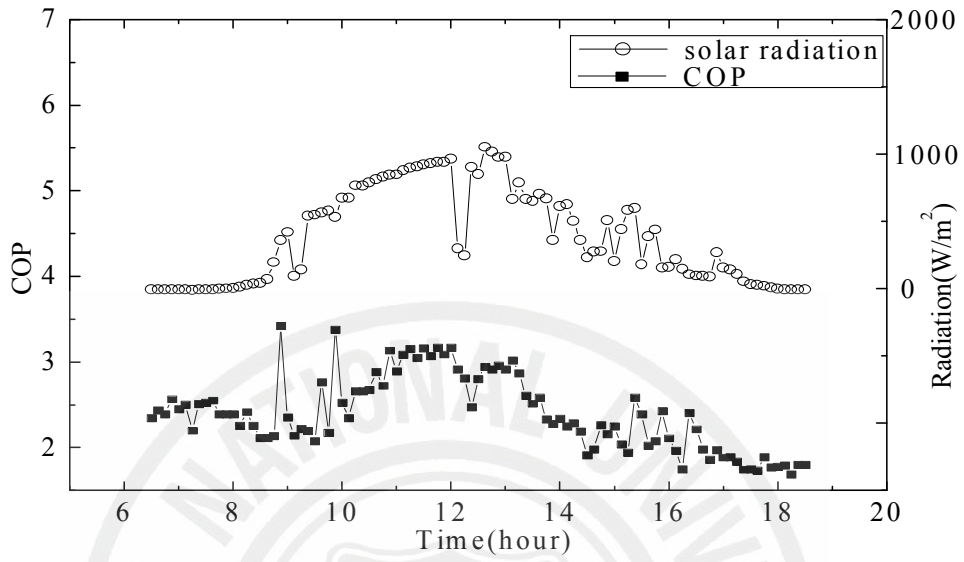


Fig. 29 COP variation with time

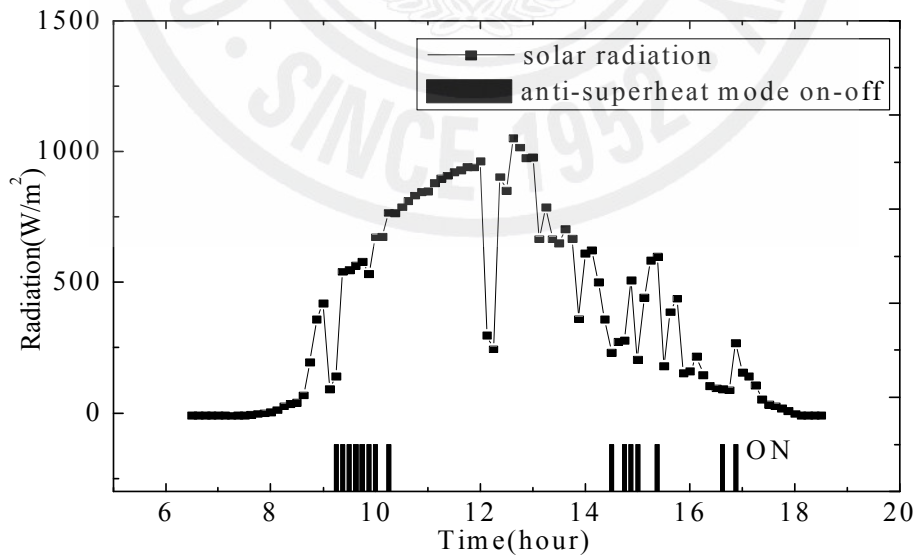


Fig. 30 Solar radiation and anti-superheat mode term variation with time

3.3 동파방지 복합열원 난방시스템(TypeⅢ)

3.3.1 운전방법

동파방지 복합열원 시스템의 운전방법은 Fig. 31에 나타낸 바와 같이 과열방지복합열원 난방시스템(TypeⅡ)과 동일하며, 단지 Fig. 32에 나타낸 바와 같이 과열방지 운전시에 과열된 작동유체를 축열조 내부에 설치된 2차 열교환기로 운전하는 방법이다. 이러한 방법을 통하여 동파가 발생할 수 있는 모든 배관과 열교환기는 축열조 내에 위치하여 외기온도가 빙결점 이하로 떨어졌을 경우에도 시스템의 동파가 방지되는 시스템이다. 시스템의 운전특성을 비교하기 위해 실험을 6월경과 10월경에 실시하여 각각의 실험조건하에서 시스템의 운전특성에 대해 분석하였다. 6월경의 외기조건인 경우는 일사량과 외기온도가 높은 반면에 10월경의 외기조건은 경우는 6월경에 외기조건에 비해 일사량 및 외기온도가 나쁜 조건하에서 운전을 하였다. 자세한 실험조건은 Table 5에 나타내었다.

Table 5 Test condition

Operation Date(June)	Solar Radiation(w/m^2)	433
	Outdoor Temperature($^{\circ}C$)	24
	Solar Heat Source: Air Heat Source	94:26
Operation Date(November)	Solar Radiation(w/m^2)	155
	Outdoor Temperature($^{\circ}C$)	17.4
	Solar Heat Source: Air Heat Source	24:76

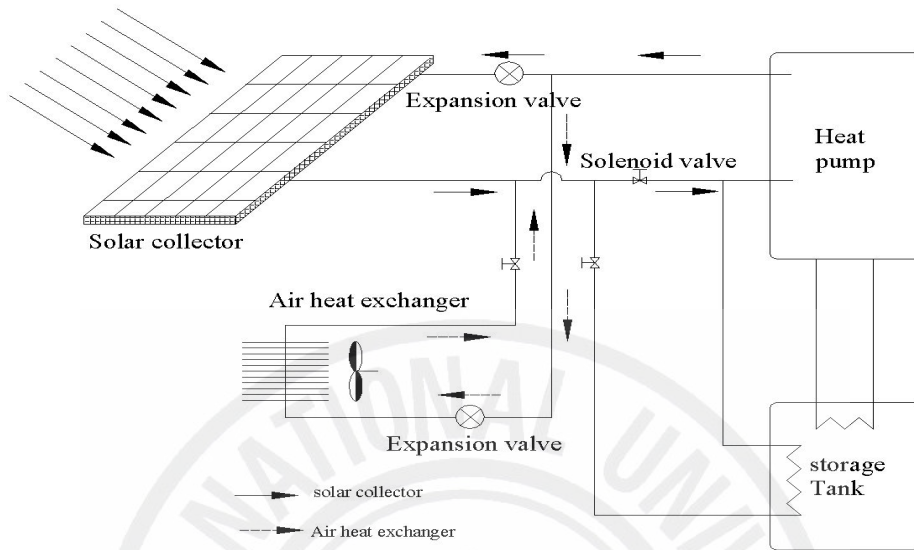


Fig. 31 Schematic of solar collector and air heat exchanger heat pump mode operation

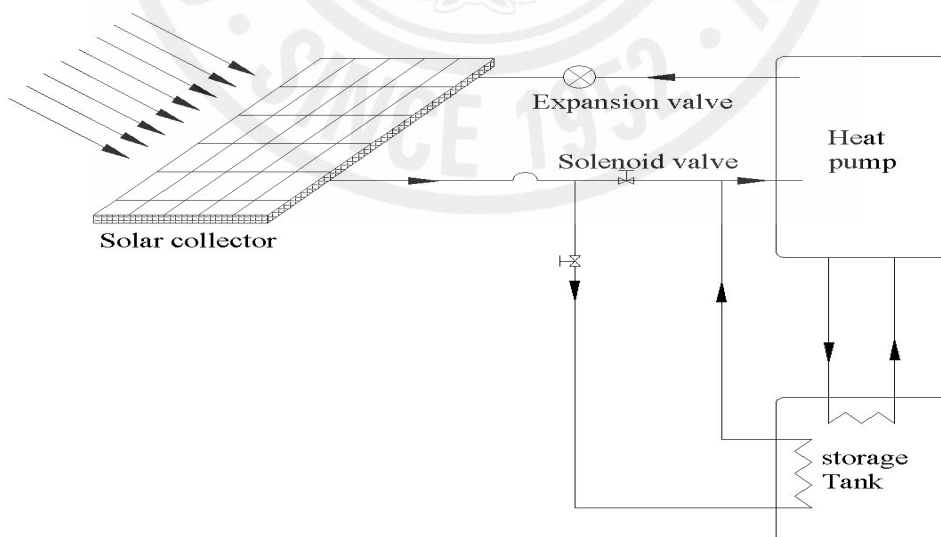


Fig. 32 Schematic of anti-superheat pump mode operation

3.3.2 외기조건 및 열원부

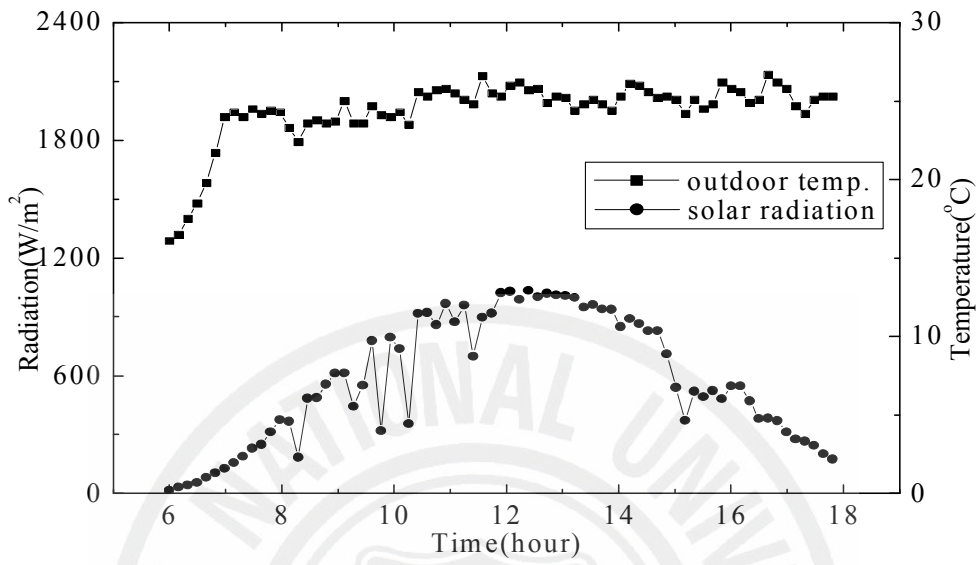
Fig. 33의 (a) 및 Fig. 33의 (b)는 동과방지 복합열원 난방시스템의 특성실험시의 일사량 및 외기온도를 나타내고 있다. Fig. 33의 (a)의 운전시기는 6월경우로서 일사량은 12시에서 13시경을 기점으로 최고의 일사량을 나타내고 있으며, 외기온도는 지속적으로 증가하여 14시에서 15시경에 가장 높은 온도를 나타내고 있다. 반면 Fig. 33의 (b)의 운전시기는 10월 경우로서 일사량은 태양이 일출함에 따라 증가하다 14시 이후에는 비의 영향으로 외기온도 및 일사량은 감소하는 경향을 보이고 있다. Fig.

34의 (a)는 태양열 집열기 입·출구온도를 나타낸 것으로 일사량이 없는 새벽시간에는 태양열 집열기는 운전이 정지되며, 태양이 일출함에 따라 태양열 입·출구 온도차가 발생하는 것을 알 수 있다. 또한, Fig. 34의 (a)에 나타낸 바와 같이 본 연구에서 적용한 이중진공관식 집열기는 중·고온용의 집열기로서 집열기 용량과 열펌프 용량을 비교하여 동일하게 설계되었으나, 일사량 및 외기온도의 상승으로 인해 집열기 입·출구의 온도차가 크게 발생하는 것을 알 수 있다. 이것은 태양열 집열기에 흐르는 작동유체의 온도가 태양의 일사에 의하여 상승한 부분도 있지만 외기온도가 높기 때문에 외기에 의한 열전달도 일부 온도상승에 기여하였다고 볼 수 있다. 또한 외기온도가 상승함에 따라 열펌프 시스템의 압축기가 충분한 양의 냉매를 집열기에 공급하여 집열기에서 흡수된 에너지를 이동시키지 못하고 있다는 것을 알 수 있다. 일사량이 가장 좋은 10시부터 14시까지는 태양열 집열기가 계속 운전을 하여 입·출구 온도가 상대적으로 다른 시간대에 비해 많은 차이가 난다는 것을 알 수 있다. Fig. 34의 (b)는 일사량이 없는 새벽에는 태양열 집열기는 운전되지 않아 태양열 집열기 입·출구온도차가 없는 반면에 태양이 일출함에 따라 태양열 집열기 입·출구의 온도차가 발생하는 것을 알 수 있다. 하지만 14시경의 비의 영향으로 태양열 집열기 입·출구온도차가 발생하지 않는다는 것을 알 수 있다. 또한 비의 영향으로 태양열 집열기의 전체적인 온도가 내려가는 것도 알 수 있다.

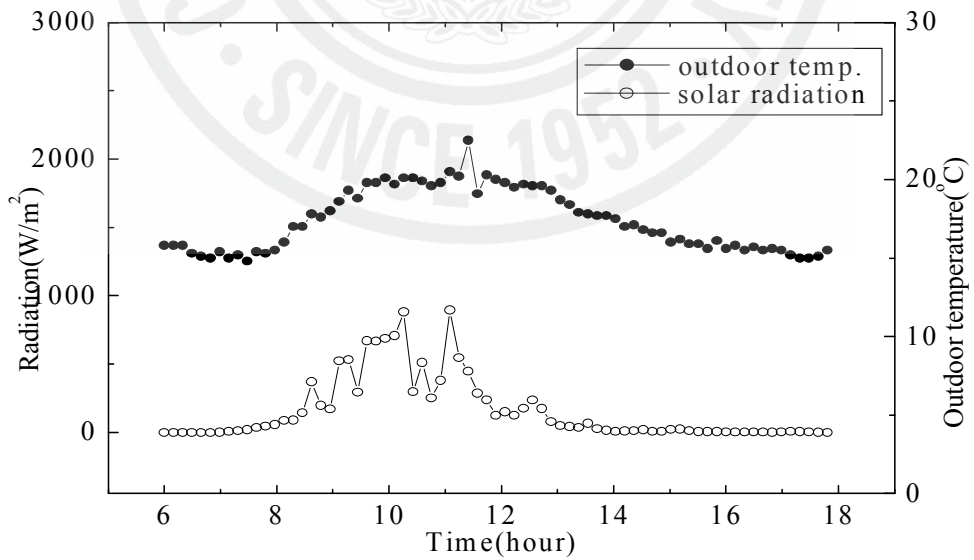
Fig. 35의 (a)는 공기열원 열교환기 입·출구 온도의 변화로써 태양열 집열기의 입·출구온도와 상반되는 경향을 보이고 있다. 가동 초기인 새벽녘에는 공기열원 열교환기가 작동함으로써 열교환기 표면에 착상이 생겨 전체적인 온도가 떨어지는 것을 알 수 있다. 그러나 일사량이 충분한 오후의 시간대에는 공기열원 열교환기의 운전이 정지되어 외기온도의 동일한 온도로 상승하며, 공기열원 열교환기의 입·출구온도

또한 동일하게 된다. Fig. 35의 (b)의 경우는 새벽시간의 운전이 진행됨에 따라 공기열원 열교환기의 입·출구온도차가 발생하다 일사량이 증가하여 태양열 집열기로 운전이 진행됨에 따라 공기열원 열교환기의 전체적인 온도가 외기온도로 복귀한다. 하지만 비의 영향으로 일사량이 감소됨에 따라 공기열원 열교환기가 재 작동 되지만 외기온도의 상승으로 공기열원의 전체적인 온도가 상승하는 경향을 보인다.

Fig. 36의 (a)는 태양열 집열기와 공기열원 열교환기의 운전 상태를 나타낸 것으로써 일사량이 낮은 새벽 시간대를 제외하면 전체적인 작동은 태양열 집열기로 작동함으로써 공기열원 열교환기의 웬 작동이 전무한 것을 알 수 있다. 이것은 오전에는 일사량과 외기 온도가 낮아서 태양열 집열기 내의 작동유체의 압력이 저압인 상태가 됨으로써 공기열원 열교환기가 작동하고, 일사량이 낮은 저녁 시간에는 일사량은 낮지만 외기온도가 높으므로 인해 태양열 집열기 내의 압력이 설정압력 이상으로 유지되기 때문에 공기열원 열교환기의 운전이 이루어지지 않는다. Fig. 36의 (b)는 태양열 집열기와 공기열원 열교환기의 선택적 제어시간을 나타내는 것으로 일사량과 공기열원 열교환기 작동상태를 나타내고 있다. 일사량이 없는 새벽시간대는 열교환기의 운전이 진행되며, 일사량이 풍부한 경우에는 태양열 집열기로 운전되는 것을 알 수 있다. 하지만 14시경 이후의 비의 영향으로 일사량이 감소함에 따라 이후 공기열원 열교환기로의 운전이 계속됨을 알 수 있다.

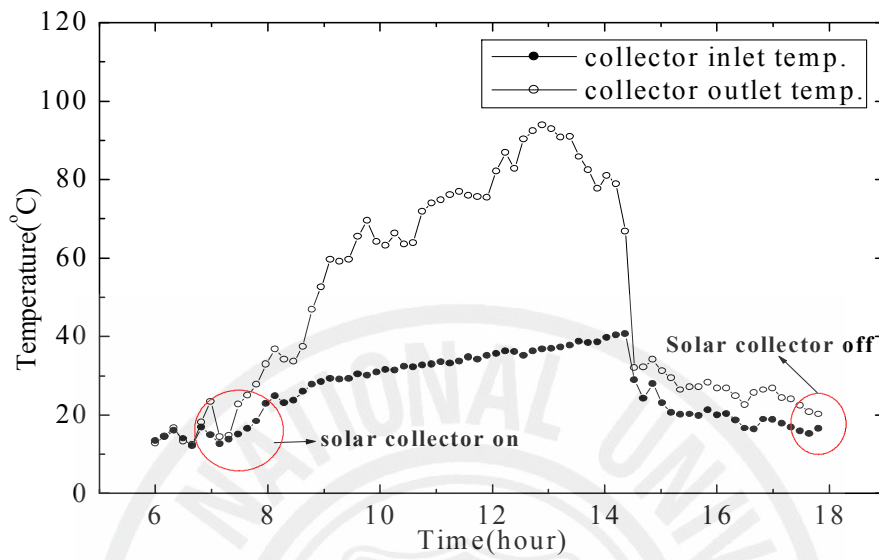


(a) June

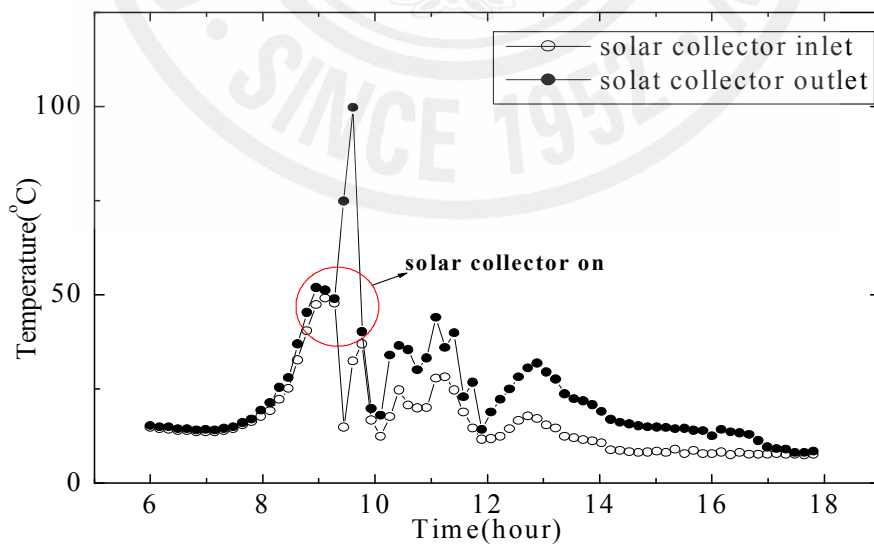


(b) November

Fig. 33 Radiation and outdoor temperature variation with time

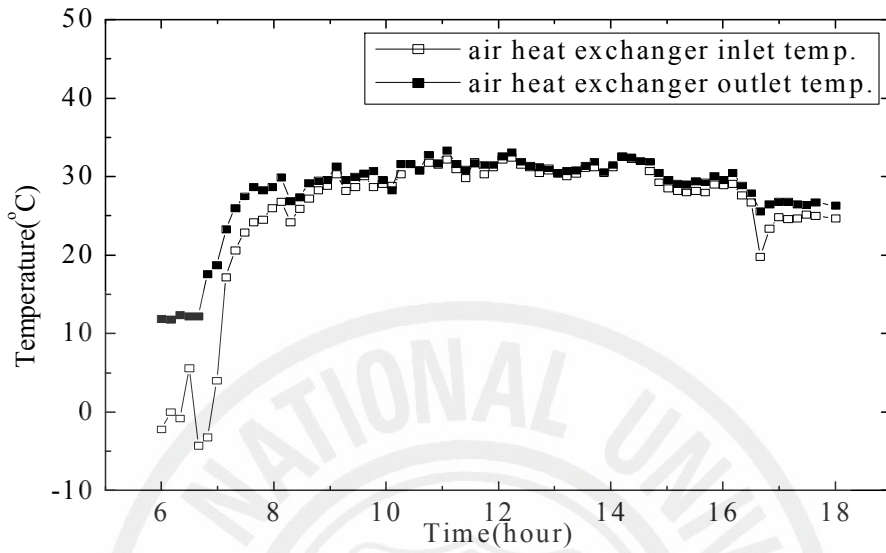


(a) June

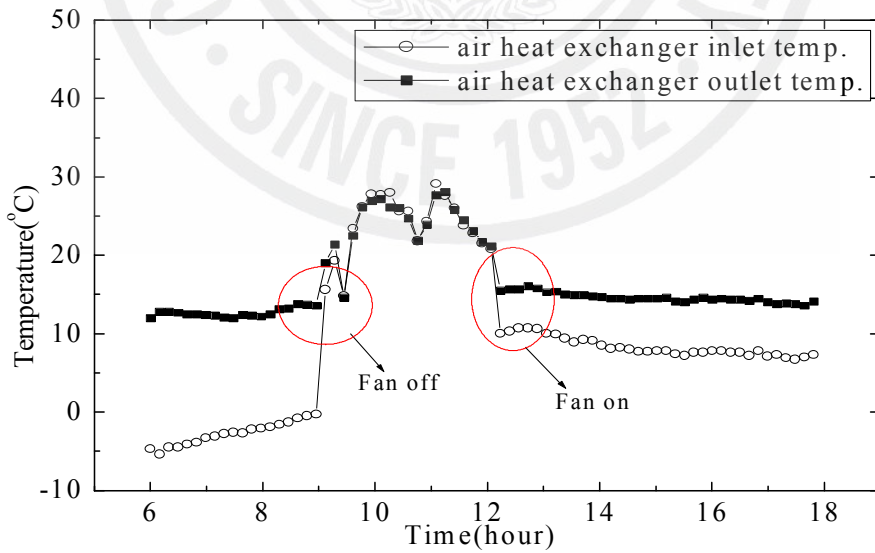


(b) November

Fig. 34 Solar collector inlet and outlet temperature variation with time

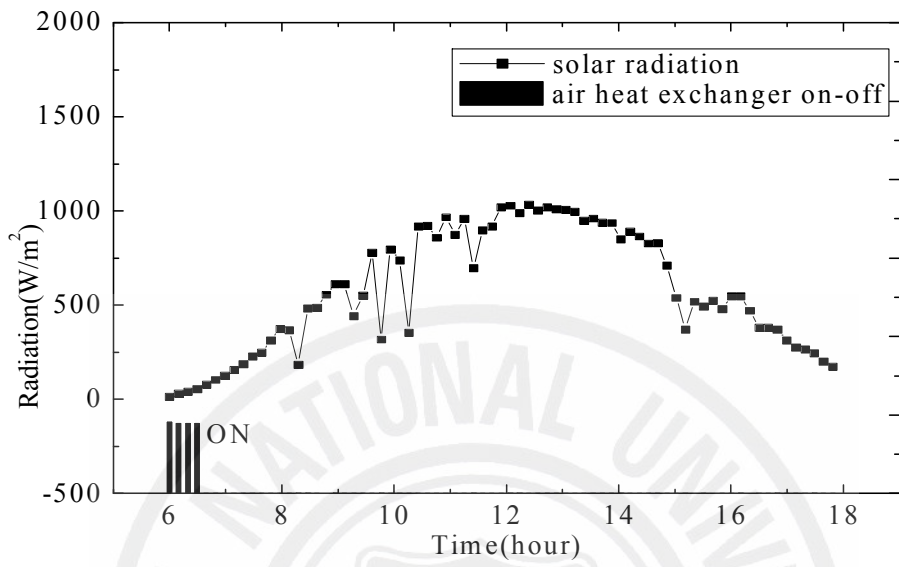


(a) June

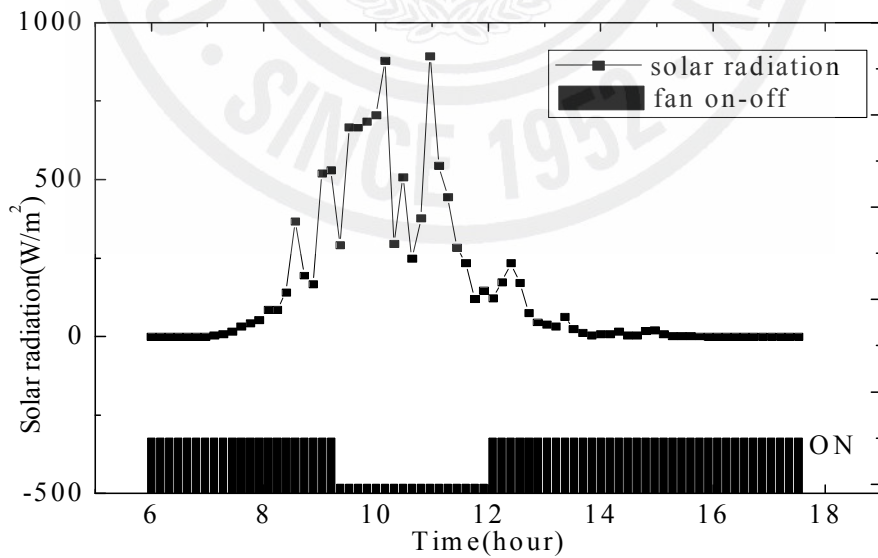


(b) November

Fig. 35 Air heat exchanger inlet and outlet temperature variation with time



(a) June



(b) November

Fig. 36 Fan on-off variation with time

3.3.3 열펌프와 축열부

Fig. 37의 (a)는 압축기 소비전력을 나타내고 있다. 오전에는 공기열원 열교환기가 작동함으로 인해 열원의 온도가 낮기 때문에 압축기 소비전력이 낮지만, 본격적으로 태양열 집열기가 운전되면 열원의 온도가 높아져서 소비전력이 증가하는 것을 알 수 있다. 무부하(Unload) 상태의 운전 에 따라서 지속적인 축열에 따른 응축온도의 상승도 소비전력의 증가에 기여한다. Fig. 37의 (b)의 경우 이른 아침시간에는 공기열원 열교환기가 작동함으로 인해 열원의 온도가 낮다. 이것으로 인하여 압축기 소비전력이 낮아지지만, 이후 태양열 집열기가 운전됨으로써 열원의 온도가 높아져서 소비전력이 증가하게 된다. 하지만 비의 영향으로 인해 태양열 집열기의 운전이 정지되고 공기열원 열교환기로 운전됨으로써 태양열 집열기의 운전 에 비해 소비전력은 감소하지만 무부하 상태의 영향으로 소비전력의 패턴은 상승곡선을 나타내고 있다.

Fig. 38의 (a)는 축열조의 온도변화곡선이다. 축열조의 온도는 안정적으로 증가하는 것을 알 수 있으며, 이로부터 태양열원과 공기열원을 통해 안정적인 축열이 가능함을 알 수 있다. Fig. 38의 (b)에서 나타나듯이 축열조에 온도는 계속적으로 안정적인 온도상승을 보이지만, Fig. 38의 (b)의 표시한 것과 같이 오후 15시 이후에 온도가 하강하는 곡선을 보이고 있다. 이는 축열조 내의 온도가 비의 영향으로 인해 열손실이 발생했기 때문이다. 하지만 축열조 내의 온도가 감소하다가 다시 축열조 내의 온도가 상승하며 목표치에 도달하는 것을 알 수 있다. Fig. 39의 (b)의 그래프에 알 수 있듯이 외기 조건에 상관없이 안정적인 열원공급을 할 수 있다는 것을 알 수 있다.

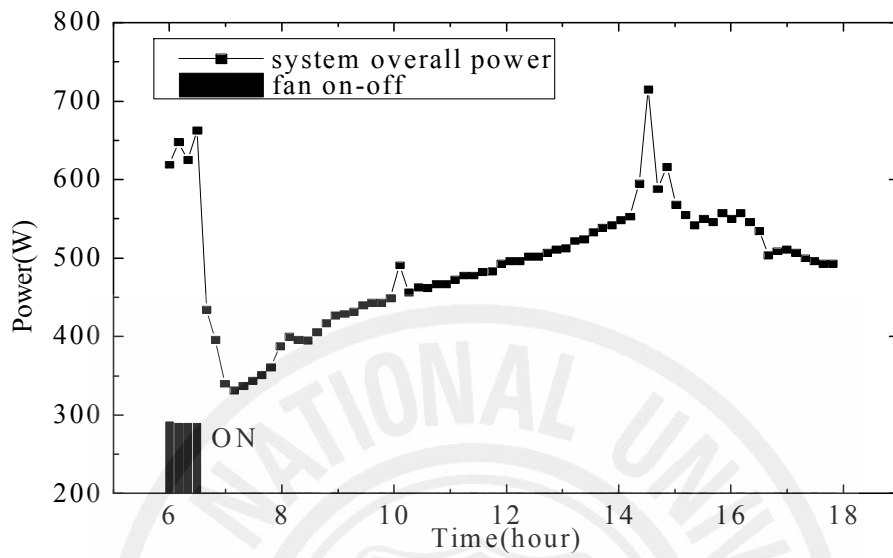
Fig. 39의 (a)는 동과방지 복합열원 난방시스템의 시간에 따른 COP의 변화를 나타내고 있다. 전체적인 COP는 소비전력이 지속적인 증가로 인해 COP는 계속적으로 감소하는 것을 알 수 있다. Fig. 39의 (b)는 시스템의 일사량에 따른 COP의 변화로써 전체적인 COP는 소비전력의 지속적인 증가로 인해 COP는 계속적으로 감소하는 것을 알 수 있다. 또한 공기열원 열교환기의 운전 시 보다는 태양열 집열기의 운전 시의 COP가 높게 나타났다. 이는 열원의 온도가 증가함에 따라 저압의 상승에 기 인하여 COP의 증가 결과를 가져왔다.

하지만 전체적인 COP의 변화는 무부하상태의 운전으로 인해 상승하는 패턴을 보이고 있다. 또한 그래프에 표시한 COP는 비의 영향으로 축열조 내의 온도가 하강

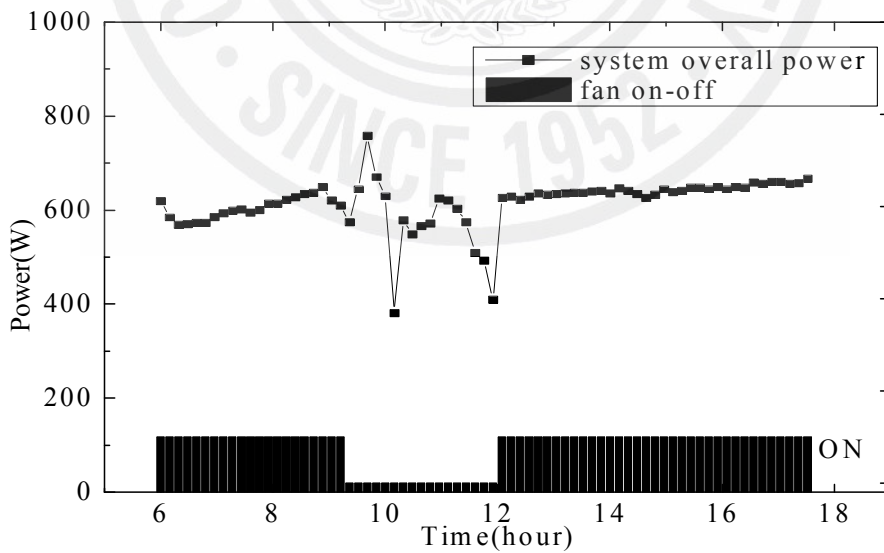
시의 COP로써 다른 시간대에 비해 상대적으로 낮은 COP를 나타내고 있다.

Fig. 40는 과열방지 운전에 대한 그래프로서 Fig. 40에서 나타낸 바와 같이 태양열 집열기의 운전에서는 대부분이 과열방지운전 모드가 진행 되었으며 이는 과열운전 태양열 집열기의 입·출구온도차가 설정온도이상으로 계속적으로 운전됨을 알 수 있다.



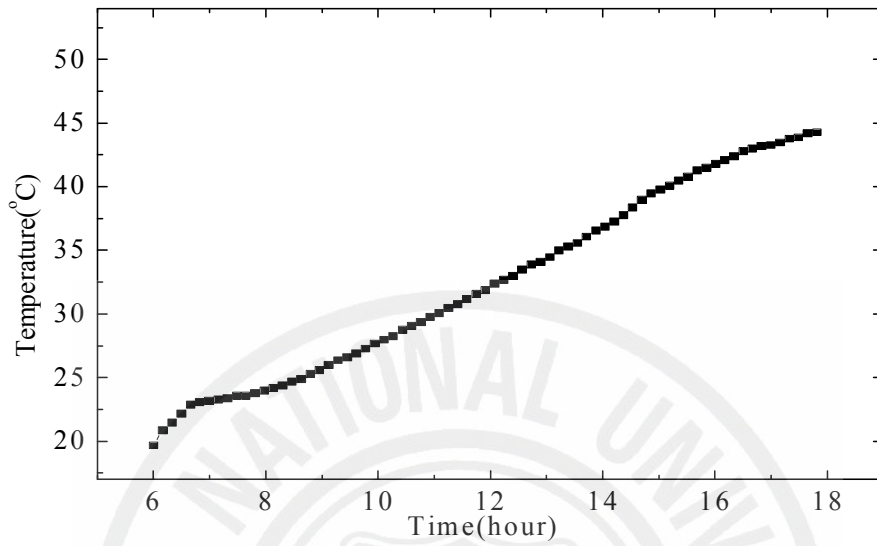


(a) June

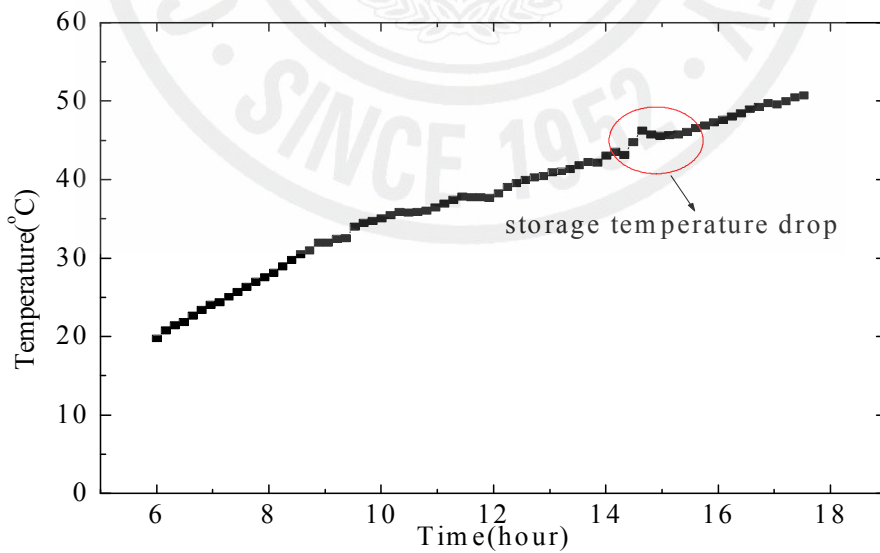


(b) November

Fig. 37 Power variation with time

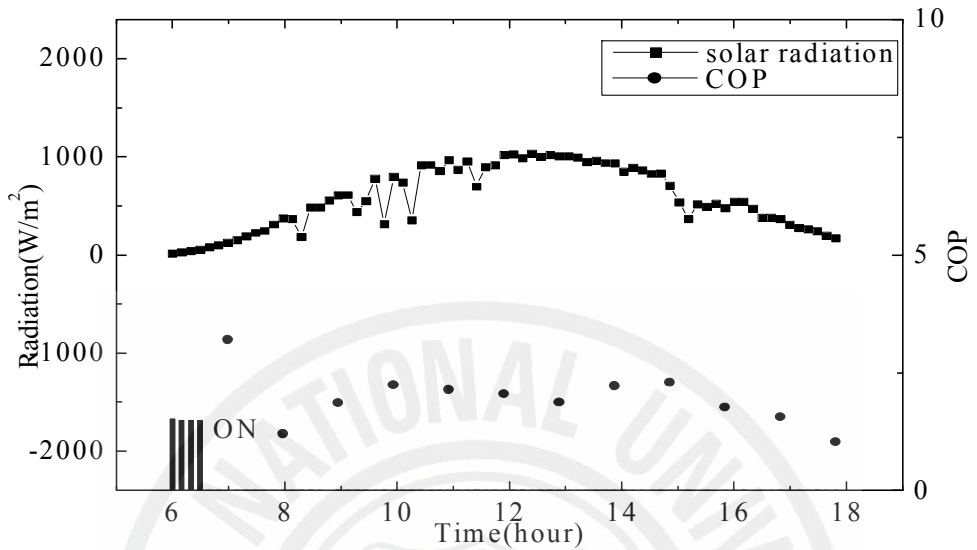


(a) June

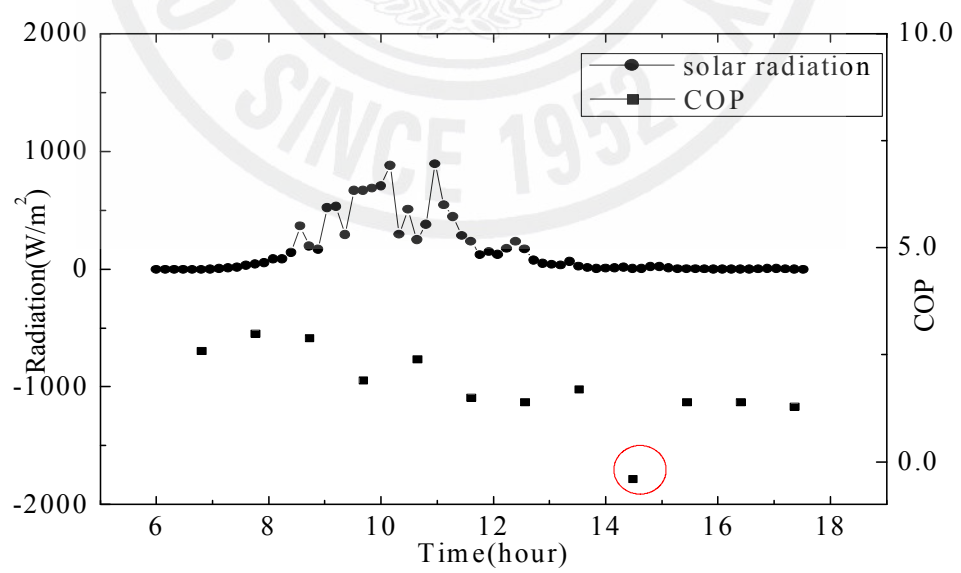


(b) November

Fig. 38 Storage tank inside temperature variation with time



(a) June



(b) November

Fig. 39 COP and solar radiation variation with time

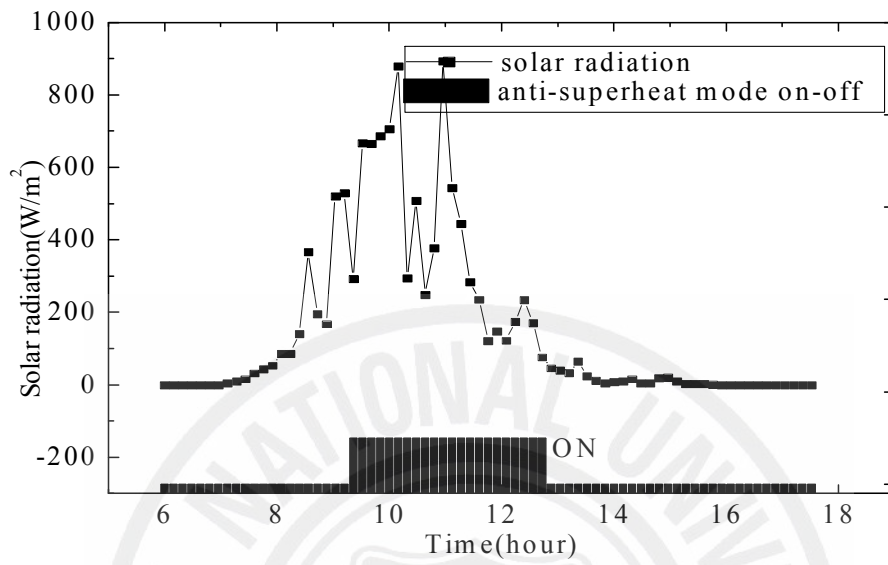


Fig. 40 Variation of solar radiation and on-off operation in anti-superheating mode with time

3.4 복합열원 난방시스템의 운전 및 성능평가

Table 6은 복합열원 난방시스템, 과열방지 복합열원 난방시스템 및 동과방지 복합열원 난방시스템의 운전결과에 대한 비교를 나타내고 있다. 복합열원 난방시스템의 운전조건(일사량: 268 W/m^2 , 외기온도: 13.6°C)은 일사량이 낮고, 외기온도가 높은 조건하에서 운전을 실시하였다. 운전결과 태양열 집열기 운전과 공기열원 열교환기의 운전이 신속한 전환이 이루어 졌으며, 일사량이 비교적 낮더라도 충분한 난방성능을 낼 수 있다는 결과를 얻을 수 있었다.

과열방지 복합열원 난방시스템의 운전조건(일사량: 325 W/m^2 , 외기온도: 7.2°C)은 일사량이 높고, 외기온도가 낮은 조건하에서 운전을 실시하였다. 그 결과 복합열원 난방시스템의 비해 태양열 집열기의 운전시간이 상대적으로 길게 나타났으며 COP 또한 높게 나타났다.

동과방지 복합열원 난방시스템의 운전조건은 계절간의 시스템운전에 미치는 요인을 알아보기 위하여 6월경과 10월의 시스템의 운전을 실시하였다. 6월경의 운전조건(일사량: 433 W/m^2 , 외기온도: 24°C)은 일사량과 외기온도가 높은 상태에서 운전을 실시하였다. 운전 결과 복합열원 난방시스템은 외기온도에 민감한 반응을 보인다는 결과를 얻을 수 있었으며, 일사량과 외기온도가 모두 높은 경우에는 최적의 운전이 진행되지 않아 COP가 낮게 나타났다.

10월경의 운전조건(일사량: 155 W/m^2 , 외기온도: 17.4°C)은 일사량과 외기온도 전반적으로 낮은 조건하에서 운전을 실시하였다. 운전 결과 외기조건에 관계없이 안정적인 난방성능을 낼 수 있다는 것을 알 수 있다.

Table 6 System performance comparison between Type I , II and III

Operating Strategic of Hybrid System (Type I)	Solar Radiation(W/m ²)	268
	Outdoor Temperature(°C)	13.6
	Application Rate(%) (Solar Heat Source: Air Heat Source)	50:50
	COP	2.23
Operating Strategic of Anti-Superheat System (Type II)	Solar Radiation(W/m ²)	325
	Outdoor Temperature(°C)	7.2
	Application Rate(%) (Solar Heat Source: Air Heat Source)	50:50
	COP	2.4
Operating Strategic of Anti-Frozen System (Type III)	Solar Radiation(W/m ²)	433
		155
	Outdoor Temperature(°C)	24
		17.4
	Application Rate(%) (Solar Heat Source: Air Heat Source)	94:6
		24:76
	COP	1.95
		1.67

3.4.1 복합열원 난방시스템의 열원에 따른 운전특성

Fig. 41 은 일사량에 따른 본 시스템의 COP에 관한 그래프이다. 그래프에서 나타난 바와 같이 일사량이 증가하면 COP 또한 증가하는 경향은 보이지만 과도한 일사량은 시스템의 용량을 초과하여 오히려 COP를 감소시키는 요인으로 작용하고 있다. 이는 시스템의 설계 시 태양열 집열기와 열펌프의 용량 선정 시 열펌프의 용량을 충분하게 열원을 사용할 수 있도록 설계되어야 한다는 것을 알 수 있다.

Fig. 42은 외기온도에 따른 COP의 관한 그래프이다. 그래프에 나타난 바와 같이 외기온도 상승 시 열펌프의 COP도 증가하는 경향을 보이고 있다.

태양열원과 공기열원의 COP의 비교 시 전반적인 COP는 태양열원을 이용 시가 더 높게 나타난다. 이는 태양열원의 온도가 공기열원의 온도가 높음으로 인해 열펌프의 점압 측의 상승으로 COP의 소비전력을 감소시키기 때문이다.

Fig. 43는 전기히터와 열펌프를 사용도 상승에 관한 그래프이다. 축열조의 온도상승을 시키는데 사용된 소비전력은 전기히터의 경우 0.7 kW와 1.8 kW를 각각 사용하여 실험하였고, 열펌프는 본 연구에 사용된 열펌프시스템(0.43 kW)를 사용하여 실험 하였다. 축열조는 본 연구에 사용된 축열조(400L)을 사용하였으며, 축열조 내의 초기온도 및 외기온도는 동일한 조건하에서 실험하였으며, 실험시간은 12시간동안의 데이터를 측정하여 기록 하였다.

Fig. 43에 나타난 바와 같이 각각의 전기히터는 열펌프에 비하여 많은 소비전력을 사용하지만 축열조 내의 물의 상승곡선의 순위는 1.7 kW, 열펌프(0.43 kW), 0.7 kW 순이다.

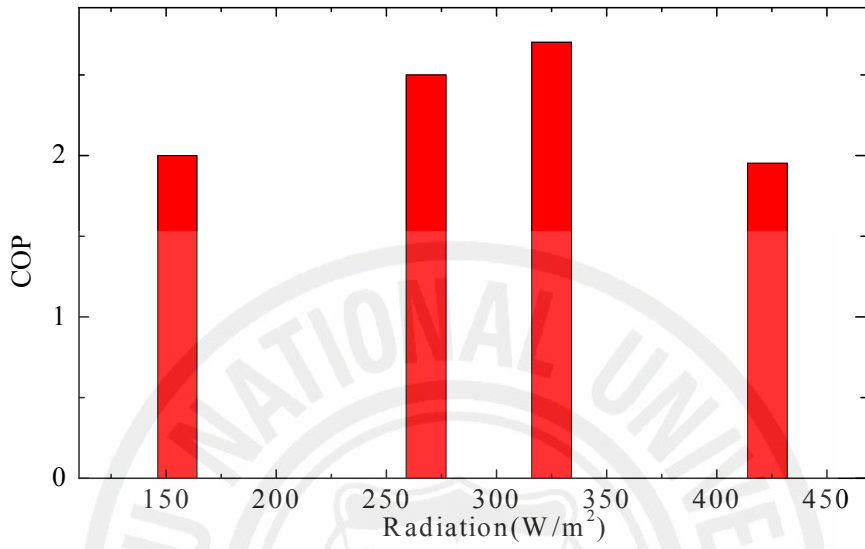


Fig. 41 COP variation with solar radiation

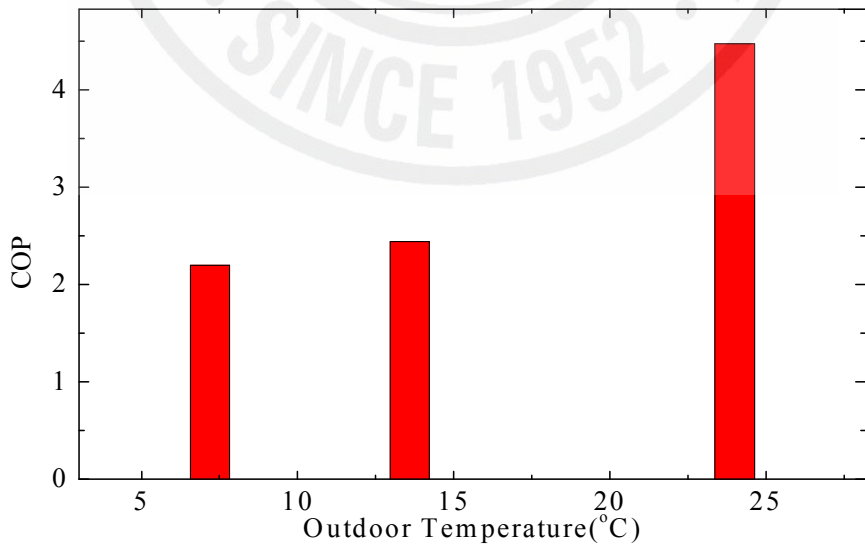


Fig. 42 COP variation with outdoor temperature

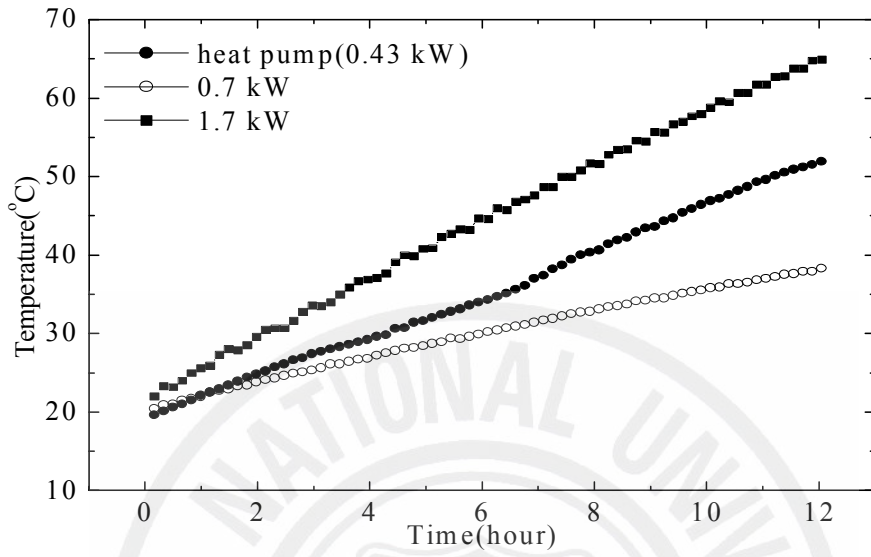


Fig. 43 Temperature variation with time in three kinds of heating devices

3.4.2 집열기 효율 및 COP

Fig. 44은 일사량에 따른 태양열 집열기 효율 및 시스템의 COP에 관한 그래프이다. 태양열 집열기의 효율은 일사량이 저조할 때 효율이 높은 반면에 일사량 높은 경우에는 효율이 떨어지는 경향을 보이고 있다. COP의 경우 또한 일사량이 증가하면 COP도 증가하는 반면에 일사량이 일정량 이상이 되면 COP는 감소하는 경향을 보이고 있다. 이는 열펌프의 시스템의 용량이 태양열 집열기의 용량보다 작기 때문이며, 이는 시스템의 설계 시 열펌프의 용량선정이 전체 시스템의 중요한 인자가 된다는 것을 알 수 있다.

Table 7은 작동유체를 물로 사용하는 것과 R-22냉매를 사용 시의 효율에 대한 비교이다. 본 시스템의 작동유체는 R-22냉매를 사용한다. 집열기 효율의 비교를 위해 물을 사용한 경우의 집열 효율에 대해 비교해 보았다. 물을 작동유체로 사용하는 경우 일사량이 높은 반면 본 시스템의 경우는 일사량이 낮은 조건하에서 비교하였다. 동일한 집열 면적을 가지고 효율을 비교한 결과 R-22냉매를 사용하는 것이 효율이 조금 높은 수치를 나타내고 있다. 자세한 내용은 Table 7에 나타내었다.

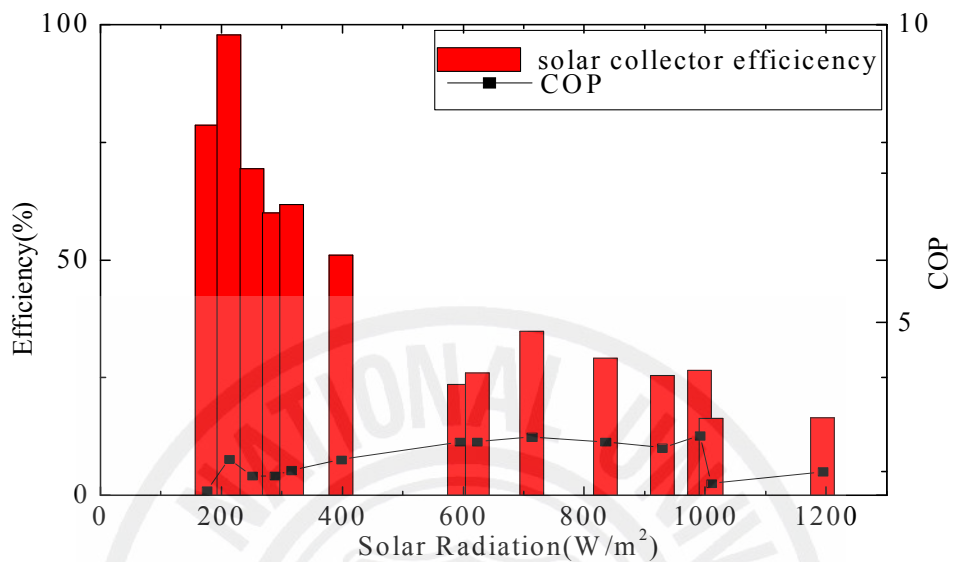


Fig. 44 Efficiency and COP variation with solar radiation

Table 7 Comparison of working fluid

	Water	R-22
Average Radiation(W/m ²)	814.5	296.06
Total Radiation(W/m ²)	17,788.14	2,575
Storage Tank(L)	100	400
Area(m ²)	3	3
Efficiency(%)	41	44

IV. 결론

본 연구는 불규칙적으로 공급되는 태양일사와 병행하여 공기를 열펌프의 열원으로 활용하여 안정적인 열 공급이 가능한 난방 시스템의 개발에 관한 연구이다. 태양열 시스템은 불규칙적인 에너지원인 태양열에너지를 활용하기 위해서 축열장치와 보조열원이 항상 동반하며, 태양열 온수기의 경우에는 보조열원으로써 전기히터가 삽입되어 있다. 본 연구에서는 축열조에 삽입된 보조 열원인 전기히터를 제거하여 안정적인 난방열공급이 가능한 열펌프시스템을 개발하였다. 또한 태양열 시스템의 문제점 중에 하나인 시스템 동파의 문제점을 해결할 수 있는 방안을 제시하였다.

본 연구에서는 시스템의 문제점이 발생하면 시스템을 수정·보완함과 동시에 계속적으로 데이터를 계속하였다. 외기온도의 변화가 시스템에 미치는 영향을 파악하였으며, 수정·보완된 시스템과 이전시스템과 비교분석하였다. 본 연구를 통하여 얻어진 결론을 요약하면 다음과 같다.

1. 제주지역에 설치된 복합열원 난방시스템은 해양성 기후의 영향으로 난방이 필요한 시기인 겨울철 외기온도는 연평균 16°C 로서 타 지역에 비해 높으며, 구름이 거의 없는 쾌청일수는 연평균 49일이다. 따라서 제주지역은 태양열원 및 공기열원을 복합적으로 사용할 수 있는 기후 여건임을 알 수 있다.
2. 복합열원 난방시스템을 평균 일사량 268 W/m^2 , 외기온도 13.6°C 에서 실험한 결과 태양열원 운전과 공기열원 운전 비율이 50:50으로 나타났으며, 평균 COP는 2.23이다. 개발된 복합열원 난방시스템은 태양열 집열기의 설정압력에 따라 안정되게 작동하였지만 태양열 집열기 출구 측의 온도가 높아 열펌프 시스템의 압축기 파손의 문제점이 발생하였다.
3. 과열방지 복합열원난방시스템을 평균 일사량 325 W/m^2 , 외기온도 7.2°C 에서 실험을 실시한 결과 태양열원 운전과 공기열원 운전의 비율이 50:50으로 운전된다. 복합열원 난방시스템(Type I)과는 달리 과열방지 복합열원 난방시스템

의(Type II) 실험조건은 일사량이 풍부하고 외기온도가 낮은 상태로써 태양열 집열기 운전 및 공기열원 운전의 비율이 동일한 수치를 보이고 있다. 시스템의 COP는 평균 2.4로 복합열원 난방시스템(Type I)에 비해 다소 높게 나타났다.

4. 과열방지기술을 적용한 복합열원 난방시스템(Type II)의 경우 태양열 집열기로부터 열펌프 시스템의 열원으로 공급되는 작동유체의 온도가 높을 때 과열방지운전을 하여 태양열 집열기에서 나온 고온의 작동유체를 2차 관형열교환기사용 함으로써 열손실 감소 및 압축기의 파손을 방지할 수 있다.
5. 동과방지 복합열원 난방시스템(Type III)에 있어서 평균 일사량 433 W/m^2 , 외기온도 24°C 에서 실험한 결과 태양열원 운전과 공기열원 운전의 비율은 94:6이다. COP는 평균 1.95로 복합열원 난방시스템(Type I) 및 과열방지기술을 적용한 복합열원 난방시스템(Type II)에 비해 낮다. 이것은 시스템의 운전이 외기온도의 영향으로 일사량이 감소 할 경우에도 태양열원 열교환기의 운전이 진행되지 않기 때문이며, 이로 인하여 공기열원 운전에 비해 태양열 집열기의 운전비율이 다소 높게 나타난다.
6. 복합열원 난방시스템(Type I), 과열방지 복합열원 난방시스템(Type II) 및 동과방지 복합열원 난방시스템(Type III)의 세가지 형태의 시스템에 있어서 태양열원과 공기열원을 사용하는 경우에 COP를 비교하였을 경우에 태양열원 운전이 높은 COP가 나타난 반면에 축열조의 안정적인 열원의 공급은 공기열원을 이용한 경우가 더 높은 결과를 나타낸다. 태양열원 운전시 COP가 높은 것은 태양열 집열기의 열원의 온도가 공기열원의 온도보다 높기 때문이다. 하지만 일사량의 경우는 구름의 영향을 많이 받기 때문에 공기열원에 비해 안정적인 난방공급은 할 수 없다는 것을 알 수 있으며, 이로 인해 안정적인 열원의 공급측면에서는 공기열원이 우수한 것으로 나타났다.
7. 본 연구에서 개발한 시스템은 운전제어가 시스템의 성능에 미치는 영향이 매우 크기 때문에 운전제어가 중요한 변수이며 또한 태양열 집열기 및 공기열

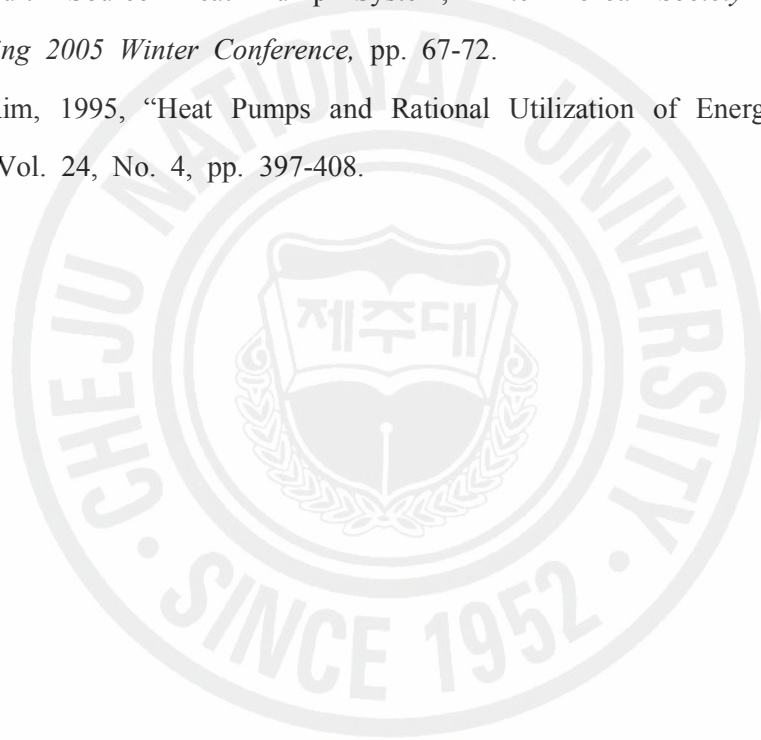
원 열교환기의 각 요소기기의 제어가 시스템의 성능에 크게 영향을 미칠 수 있다. 향후 연구 분야로써 시스템의 성능향상을 위하여 시스템의 요소기기인 태양열 집열기 및 압축기의 용량최적화에 관련된 연구가 수행되어야 할 것이다.



VI. 참고문헌

- [1] Chungmoo Auh, 2006, "Introduction to Solar Heating, Cooling & Hot Water System: Concepts, Design Methods & Economic Analysis II-Active Solar Buildings.", Yeil Plan, pp. 4-14.
- [2] Hikmet Esen, Mustafa Inalli, Mehmet, 2005, "Techno-economic Appraisal of a Ground Source Heat Pump System for a Heating Season in Eastern Turkey," *Energy Conversion and Management*, Vol. 47, pp. 1281-1297.
- [3] V. Trillat-Berdal, B. Souyri, G. Fraisse, 2006, "Experimental Study of a Ground-coupled Heat Pump Combined with Thermal Solar Collectors," *Energy and Buildings*, Vol. 38, pp. 1477-1484.
- [4] Xu Guoying, Zhang Xiaosong, Deng Shiming, 2006, "A Simulation Study on the Operating Performance of a Solar-Air Source Heat Pump Water Heater," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, pp.1257-1265.
- [5] H. Z. Abou-Ziyan, M. F. Ahmed, M. N. Metwally and H. M. Abd E-Hameed, 1997, "Solar-assisted R22 and R134a Heat Pump Systems for Low-temperature Applications," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 17, No. 5, pp. 455-469.
- [6] J. Sarkar, Souvik Bhattacharyya, M. Ram Gopal, 2006, "Simulation of a Transcriptional CO₂ Heat Pump Cycle for Simultaneous Cooling and Heating Applications", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 29, pp. 735-743.
- [7] C. D. Kim, I. J. Hwang, T. W. Lee, J. Lee, 1999, "Performance of a Heat Pump System with Solar Thermal Storage," *SAREK 1999 Winter Conference*, pp. 265-272.
- [8] C. D. Kim, L. W. Nam, J. Lee, 1999, "An Operation Characteristics Study of the Solar Source Inverter Heat Pump," *SAREK 1999 Summer Conference*, pp 521-526.
- [9] In-ju Hwang, Nam-Sub Woo, Hong-Chul Lee, 2006, "A Study the Performance Evaluation of Hybrid Energy System with Geothermal and Solar Heat Sources," *SAREK*, Vol. 18, No. 3, pp. 279-286.
- [10] Y. H. Kang, Y. S. Yang, 1998, "Development of Solar Technology in Korea,"

- Solar Energy*, Vol. 18, No. 2, pp. 1-7.
- [11] J. Y. Kim, G. S. Ko, Y. C. Park, 2005, "A Study on the Operating strategic for Solar Assisted Heating System with Refrigerant as Working Fluid," *Journal of the Korea Solar energy Society*, Vol. 25, No .4, pp. 37-44.
- [12] C. O. Kim, D. P. Seo, J. H. Kim, N. K. Chung, Y. K. Oh, 2002, "A Study on Efficiency Improvement of Solar Hot Water Supply System," *Korea Solar energy Society 2002 Autumn Conference*, pp. 49-54.
- [13] G. S. Ko, J. Y. Kim, Y. C. Park, 2005, "Solar Assisted and Air Heat Source using Multi Source Heat Pump System," *The Korea Society Power system Engineering 2005 Winter Conference*, pp. 67-72.
- [14] M. S. Kim, 1995, "Heat Pumps and Rational Utilization of Energy," *Journal of SAREK*, Vol. 24, No. 4, pp. 397-408.



감사의 글

어느덧 대학원 생활을 마치고 졸업논문을 끝으로 마무리 하려 합니다.

학부생활 4년, 대학원 생활 2년을 보내면서 제가 지금까지 경험하지 못했던 경험들을 했습니다. 그리고 대학원 2년동안 새로운 지식을 접할수 있었던 아주 유익했던 시간이었습니다. 대학원 1학기부터 졸업 논문까지 마무리 짓도록 많은 도움을 주신 교수님과 선배, 동료, 여러분께 감사 드립니다.

부족함이 많은 저를 변함없이 사랑해주시고 지도해 주신 박윤철 교수님께 진심으로 감사드립니다. 그간의 가르침을 평생의 지표로 삼아 열심히 살아가겠습니다.

사모님과 아이들도 항상 건강하고 행복하시길 바랍니다. 또한 좀더 나은 논문이 될 수 있도록 따뜻한 미소로 세심하게 살펴주신 현명택 교수님과 권기린 교수님께 진심으로 감사의 마음을 전합니다.

학부생활과 대학원 생활동안 삶의 지혜를 가르쳐주신 권기린 교수님, 김귀식 교수님, 허종철 교수님, 정동원 교수님께 감사드립니다.

연구실에 처음 들어올 때의 기억이 아직도 생생합니다. 책상 2개, 의자 6개로 시작했던 연구실이 이젠 어엿한 연구실의 면모를 갖추게 되었고, 이제는 더 이상 자리가 없을 정도로 많은 기자재와 학생들로 채워졌습니다. 연구실 초창기 멤버로 같이 고생했던 지영이형, 라면을 잘 끓이던 병찬이형에게 고마움을 전하고 싶습니다. 1년동안 나를 도와줬던 재철이, 아직도 연구실 적응을 하지 못하는 정호, 늙은 나이의 학구열에 불타는 창수형, 자동차 분과 짱 준호, 우리 막내 형남이 에게도 고마움을 전하고 싶습니다.

끝으로 지금까지 나를 살아갈 수 있게 해준 우리 큰 매형, 큰누나. 작은 매형, 작은누나, 막내매형, 막내누나, 동수에게 이 논문을 바칩니다.

2007년 1월 큰 꿈을 향해 도전하며.... 고향수