博士學位論文

작동유체가 양방향성 태양열 열다이오드의 열성능에 미치는 영향 평가

濟州大學校 大學院

에너지工學科

高 榮 珠

2008年 2月

작동유체가 양방향성 태양열 열다이오드의 열성능에 미치는 영향 평가

指導敎授 이 현 주

高 榮 珠

이 論文을 工學 博士學位 論文으로 提出함

2007年 12月

高榮珠의 工學 博士學位 論文을 認准함

審査委員長 천 원 기 (印)

委 員 이 현 주 (印)

委 員 이 윤 준 (印)

委 員 김 남 진 (印)

委 員 KUAN CHEN (印)

濟州大學校 大學院

2007年 12月

Effect of Working Fluids on the Thermal Performance of a Bi-directional Solar Thermodiode

Yung-Joo Ko

(Supervised by professor Heon-Ju Lee)

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

2007. 12.

This thesis has been examined and approved.

.....

Thesis director, Heon-Ju Lee, Prof. of Nuclear and Energy Engineering

.....

.....

.....

.....

Date

Department of Nuclear and Energy Engineering
GRADUATE SCHOOL
CHEJU NATIONAL UNIVERSITY

목 차

목 차 ····· i
List of Figure ····· iv
List of Tables ····· ix
SUMMARY ····· xi

Ⅰ. 서 론 ····· 1
1. 국내·외 현황 ····· 3
1) 국외 현황 ····· 3
2) 국내 현황 ····· 11
2. 연구 목적 ····· 19

Ⅱ. 이론적 배경 ····· 21
1. 태양열시스템 ····· 21
1) 태양열 난방시스템 ····· 23
(1) 설비형 태양열 난방시스템 ····· 23
(2) 자연형 태양열 난방시스템 ····· 24
2) 태양열 냉방시스템 ····· 27
(1) 설비형 태양열 냉방시스템 ····· 27
(2) 자연형 태양열 냉방시스템 ····· 27
2. 태양열 열 다이오드 ····· 28
1) 열 다이오드의 개념 ····· 28
2) 열전달 현상 ····· 30
3) 자연대류의 지배방정식 ····· 33
4) 루프형 열 다이오드 ····· 35
(1) 이론적 성능 분석 ····· 39

5) 양방향성 열 다이오드 ····· 44
6) 양방향성 루프형 열 다이오드 ····· 45

Ⅲ. 실험장치 ····· 49
1. 실험장치 개요 ····· 49
2. 실험장치 구성 및 제작 ····· 49
1) 집열부 ····· 50
2) 방열부 ····· 53
3) 연결부 ····· 56
4) DAS(Data Acquisition System)부 ····· 57
5) 장치지지 어셈블리 ····· 57

Ⅳ. 실험방법 및 결과 ····· 59
1. 실험 방법 ····· 59
1) 실험조건 ····· 61
2. 실험 결과 ····· 63
1) 실험결과-작동유체 : 물 ····· 64
2) 실험결과-작동유체 : 에틸알코올 ····· 69
3) 실험결과-작동유체 : 아세톤 ····· 72
4) 실험결과-작동유체 : 실리콘오일 ····· 74
5) 실험결과-작동유체 : 물과 에틸알코올 혼합유체 ····· 85
6) 열팽창계수 ····· 94
7) 나노유체 실험 ····· 96
(1) 실험방법 및 결과 - 나노유체의 점도 측정방법 및 결과 ····· 98
(2) 나노유체의 태양열 시스템에 응용실험 ····· 107
(3) 결론 ····· 109

Ⅴ. 결론 ····· 110

Ⅵ. 참고문헌 ····· 112

JEJU NATIONAL UNIVERSITY
제주대
SINCE 1952

List of Figures

Fig. 1. Increase in the use of renewable energy in Korea and other countries ····· 2
Fig. 2. RES share of primary energy consumption in 2005 - Germany [RES : Renewable Energy Source] ····· 8
Fig. 3. Energy for the future : Renewable sources of energy (Germany) ····· 8
Fig. 4. Percentage of water and space heating by solar in 2004 [Renewables 2005 Global Status Report(REN21)] ····· 11
Fig. 5. Annual average daily solar radiation on horizontal surface(1982~2004), unit : kcal/㎡/day) ····· 16
Fig. 6. A solar installation in Jinhae ····· 18
Fig. 7. Zero Energy Solar House and town building(KIER) ····· 18
Fig. 8. Dispersion of solar radiation in the earth atmosphere ····· 21
Fig. 9. Configuration of a solar energy system ····· 23
Fig. 10. Major components of a solar energy system ····· 24
Fig. 11. A schematic diagram of the energy-efficient Smart Module ····· 29
Fig. 12. A conceptual design of the loop-type Smart Module ····· 30
Fig. 13. Natural convection in vertical plate ····· 31
Fig. 14. Natural convection of different temperature between two horizontal plates ····· 32
Fig. 15. Natural convection induced in a thermosyphon ····· 33
Fig. 16. A boundary layer in heated vertical plate ····· 33
Fig. 17. Rectangular-loop thermosyphon with insulated vertical branches ($\triangle T = T_H - T_L$) ····· 36
Fig. 18. The loop-and-tank bi-directional thermodiode ····· 37
Fig. 19. Liquid fin tested by Madejski and Mikielewicz ····· 38

Fig. 20. Fluid temperature variations along the rectangular-loop thermo syphon for different value of p^0. (top) Laminar flow, (bottom) turbulent flow ····· 43
Fig. 21. Heat transfer modes for the thermodiode under (a) reverse bias and (b) forward bias ····· 45
Fig. 22. A bi-directional rectangular thermodiode design ····· 46
Fig. 23. Bi-directional thermodiode design based on the liquid-fin idea ····· 47
Fig. 24. Major components of solar heating panels ····· 50
Fig. 25. Absorber panel (A thin copper stripe painted in black was soldered to a copper tube) ····· 51
Fig. 26. Operation of air vents in the heating(collector) compartment ····· 52
Fig. 27. Rotational absorber panel ····· 53
Fig. 28. Conceptual design of radiator assembly ····· 54
Fig. 29. Rotatable joints connecting horizontal and vertical sections of the loop ····· 56
Fig. 30. Dimensional of the assembly support ····· 58
Fig. 31. The Solar simulator and a pyranometer ····· 59
Fig. 32. Thermocouple position in absorber panels ····· 60
Fig. 33. Thermocouple position in radiator panels ····· 61
Fig. 34. Angle of incidence formed by absorber plate and solar simulator (clockwise) ····· 62
Fig. 35. Temperature variations of the thermodiode with water as the working fluid (heat flux : 1000W/m^2) ····· 63
Fig. 36. The effect of angle of incidence on circulation points ····· 64
Fig. 37. Temperature variations of the absorber panel at different angles of incidence (water) : (a) absorber plate (b) inside absorber ssembly (c) outlet of the absorber pipe (d) inlet of the absorber pipe ····· 65
Fig. 38. Temperature differences between the inlet and outlet of the absorber

panel and those of the absorber and radiator plates ····· 66
Fig. 39. Water velocity(value of calculated) ····· 67
Fig. 40. Temperature variations of the thermodiode under different heat fluxes (working fluid : water) ····· 67
Fig. 41. Cool down test under forward bias mode ····· 67
Fig. 42. Heating of the thermodiode under reverse bias mode ····· 69
Fig. 43. Temperature variations of the thermodiode with ethylalcohol as the working fluid(heat flux : 1000W/m^2) ····· 70
Fig. 44. Temperature differences between the inlet and outlet of the absorber panel and those of the absorber and radiator plates (Ethanol) ····· 71
Fig. 45. Temperature variations of the thermodiode under different heat fluxes(working fluid : ethylalcohol) ····· 71
Fig. 46. Temperature variations of the thermodiode with acetone as the working fluid (heat flux : 1000W/m^2) ····· 72
Fig. 47. Swelling of the poly tube caused by the evaporation of acetone ····· 73
Fig. 48. Temperature differences between the inlet and outlet of the absorber panel and those of the absorber and radiator plates (Acetone) ····· 73
Fig. 49. Temperature variations of the thermodiode with 0.65 cSt silicon oil as the working fluid(heat flux : 1000W/m^2) ····· 75
Fig. 50. Temperature differences between the inlet and outlet of the absorber panel and those of the absorber and radiator plates (0.65cSt silicon oil) ····· 75
Fig. 51. Temperature variations of the absorber panel at different angles of incidence(0.65cSt silicon oil) ····· 76
Fig. 52. Temperature variations of the thermodiode under different heat fluxes(working fluid : 0.65cSt silicon oil) ····· 77
Fig. 53. Temperature variations of the thermodiode with 10cSt silicon oil as the working fluid(heat flux : 1000W/m^2) ····· 78
Fig. 54. Temperature differences between the inlet and outlet of the absorber

panel and those of the absorber and radiator plates(10cSt silicon oil) · 78
Fig. 55. Temperature variations of the absorber panel at different angles of incidence (10cSt silicon oil) ····· 79
Fig. 56. Temperature variations of the thermodiode under different heat fluxes (working fluid : 10cSt silicon oil) ····· 80
Fig.57. Temperature variations of the thermodiode with 100cSt silicon oil as the working fluid (heat flux : 1000W/m^2) ····· 81
Fig. 58. Temperature differences between the inlet and outlet of the absorber panel and those of the absorber and radiator plates (100cSt silicon oil) ····· 82
Fig. 59. Temperature variations of the absorber panel at different angles of incidence (100cSt silicon oil) ····· 82
Fig. 60. Temperature variations of the thermodiode under different heat fluxes (working fluid : 100cSt silicon oil) ····· 83
Fig. 61. Viscosity profiles of silicon oil at different temperatures ····· 84
Fig. 62. Grashof numbers at different temperatures (silicon oils) ····· 84
Fig. 63. Temperature variations of the thermodiode at different mixture ratios of the binary fluid (heat flux : 1000W/m^2) ····· 87
Fig. 64. Temperature differences between the inlet and outlet of the absorber panel and those of the absorber and radiator plates(binary fluid) ····· 88
Fig. 65. Temperature variations of the absorber and radiator plate for different binary fluids ····· 89
Fig. 66. Temperature variations at the inlet and outlet of the absorber tube for different binary fluids ····· 91
Fig. 67. Temperature differences between inlet and outlet of the absorber pipe and those of the absorber and radiator plates for different mixture ratio ····· 93
Fig. 68. Heat expansion coefficients estimated at the inlet of the absorber tube for different working fluids ····· 94

Fig. 69. Heat expansion coefficients estimated at the outlet of the absorber tube for different working fluids ····· 95
Fig. 70. Heat expansion coefficients estimated using the average of the inlet and outlet temperatures of the absorber tube for different working fluids ····· 95
Fig. 71. Ostwald Viscosimeter ····· 98
Fig. 72. A graphical representation to compare the measured and calculated values of viscosity for nano fluids ····· 102
Fig. 73. Natural convection thermal conductivity ratios ····· 104
Fig. 74. Relation between the heat transfer coefficient and volume ratios ····· 105
Fig. 75. Relation between the Rayleigh number and volume ratio ····· 106
Fig. 76. Temperature variations of the absorber panel with different volume ratios of nano fluid (Al_2O_3+DI Water) ····· 107
Fig. 77. Temperature variations of the absorber tube with different volume ratios of nano fluid (Al_2O_3+DI Water) ····· 108

List of Tables

Table 1. The regional demands and prospects of energy ····· 1
Table 2. Use of renewable energy around the world [EREC(European Renewable Energy council)] ····· 3
Table 3. Introduction of RPS in each state, USA ····· 5
Table 4. Dissemination and prospects of renewable energy use in Japan [2005 White paper on renewable energy - MOCIE] ····· 6
Table 5. Thermal energy production up to 2007 and expected renewable energy development between 2008 and 2012 in Italy ····· 9
Table 6. Percentage of renewable energy supply in different countries [IEA2005] ····· 11
Table 7. Technology development plans for solar energy utilization ····· 13
Table 8. Goals of the 2nd general plan for renewable energy development ····· 13
Table 9. Potential and utilization of renewable energy sources [2005 white paper by MOCIE for the utilization of renewable energy sources] ····· 14
Table 10. Status of renewable energy supply (2005) ····· 15
Table 11. Daily average solar radiation on a horizontal surface for each month (1982~2004) ····· 17
Table 12. Solar energy utilization at different temperatures ····· 22
Table 13. Merits and demerits of different solar energy systems ····· 26
Table 14. Normal emissivity of metals, paint and surface coatings ····· 55
Table 15. Physical properties of working fluid ····· 61
Table 16. Various relations to express the conductivity of nano fluids ····· 97
Table 17. Measured density of nano fluids ····· 100
Table 18. Measured and calculated values of viscosity for nano fluids ····· 101

Table 19. Physical property of water and Al_2O_3 ····· 102
Table 20. Calculated effective volume ratios of the Einstein model ····· 103

CHEJU NATIONAL UNIVERSITY · SINCE 1952 · 제주대

SUMMARY

An excessive use of fossil fuel leads to the limitation of coal deposits and carbon dioxide accumulation that accelerates the global warming, so the international environment regulation becomes more strict to control the greenhouse gas emission. Many researches are being made on alternative energy development to cut down fossil fuel and to decrease carbon dioxide. During the last decade, there have been active tries to utilize the solar energy that is unlimited and clean.

The application of solar energy to heating and cooling of the building has much improved the economical efficiency and function with the development of high-technology materials, and it is not rare to find the recently built houses and commercial buildings equipped with solar energy systems. In particular, the advanced countries such as USA and Japan attempt the remarkable reduction of energy consumption in heating and cooling of buildings. For this, they are searching for the more effective application of various alternative energies including the solar energy. In addition, they are trying to realize the distinct zero energy conception by applying the new techniques and materials to the existing buildings.

In developing the new techniques of solar energy application to heating and cooling system, the economic problems have to be addressed. The typical problems encountered in applying the solar energy are insufficient design concept for HVAC(heating, ventilation, and air conditioning) system and low reliability. Further, the economical efficiency of the solar energy is still low to compete with the oil, and there are many limits on the realization of the actual system in a building, e.g. spatial alignments and exterior appearances.

The purpose of this study is to find the improved method to increase the heat transfer efficiency of the solar energy system that are to be installed in

houses and commercial buildings. For this, a series of experiments using the bi-directional thermodiode system (Smart Module System) were made. Six kinds of working fluids were used to investigate their effects on the thermal performance of a bi-directional solar thermodiode. Two kinds of thermodiodes were studied. The first one is the mono-directional thermodiode that allows heat flow in the desired direction but blocks in the opposite direction. The second one is the bi-directional thermodiode of which the direction of heat flow, surface absorptivity and heat capacity of the module can be adjusted for maximum energy efficiency. This bi-directional can be used both for the summer cooling and winter heating of buildings and shelters.

Usually, the thermodiodes are simple beam shape, but in this study, they were redesigned as two L-shaped loops mounted between a collector plate and a storage tank. Rotable joints between the horizontal and inclined segments of the loop enable easy alteration of heat tranfer direction. The loops and tank were filled with a working fluid for effective heat transfer when the solar thermodiode was forwarded biased. The solar thermodiode was heated by a radiant heater that consisted of 20 halogen lamps that generates a heat flux of about $1000\,W/m^2$ on the collector surface.

The working fluids used in the study were water, acetone, ethylalcohol. In addition, three kinds of silicon oil with different viscosity were studied. And three mixtures of water and ethylalcohol of different volume ratio were used. Finally, the nano fluids were also studied. Working fluids were tested with thermal conductivity values ranging from 0.1 to 0.56 W/m-℃, thermal expansion coefficient values ranging from 1.8×10^{-4} to 1.3×10^{-3} K^{-1}, and kinematic viscosity values ranging from 0.65×10^{-6} to 100×10^{-6} ㎡/s.

Through the study, it was found that the circulation point(CP) at the onset of fluid flow is very important. for a given working fluid, the heat transfer and heated stability of the system depends strongly on the circulation point of the fluid stream.

Also, the circulation point are different each other for different working fluids. In summary, the circulation point is the function of working fluid, geometrical characteristics of the thermodiodes and flow conditions such as flow velocity and flow rate. The earlier occurrence of circulation point at a lower temperature leads the stable distribution of the temperature. With this respect, the working fluid of water-ethylalcohol mixture whose volume ratio is 2 to 8 were found to yield the most stable heat transfer.

JEJU NATIONAL UNIVERSITY
제주대
SINCE 1952

Ⅰ. 서론

기후변화협약과 관련해서 우리나라도 2012년도부터는 일정비율 이상의 화석연료의 저감은 필연적이다. 특히 2005년 2월 쿄토협약의 발효로 온실가스 거래시장규모가 급신장하고 있으며, 2005년 3월 CO_2의 톤당 거래 가격이 14$대에 이르고 있다. 우리나라의 경우도 CO_2의 배출 주범인 화석에너지 소비저감을 위해 정부에서는 신·재생에너지 보급촉진을 위해 많은 비용을 투자하고 있으며 또한 다각적인 측면에서 정책을 펴고 있다. 신·재생에너지 중에서도 태양열은 이미 20여 년 전부터 국내외적으로 보급이 가장 많이 되어 왔으며 국내에서만도 20여만대 가까이 태양열시스템이 보급되었다.

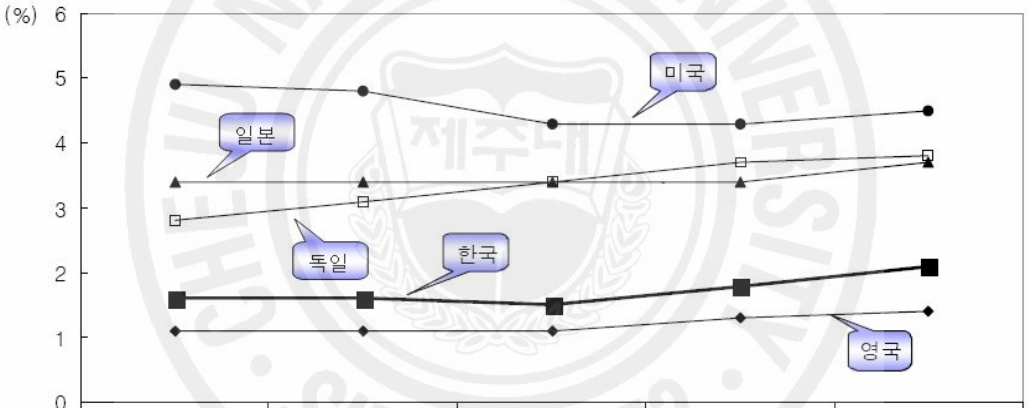
Table 1. The regional demands and prospects of energy

(단위 : 10^{15}Btu)

구 분	1990	2001	2002	2010	2015	2020	2025	연평균('02~'25) 증가율(%)
선진국	183.6	211.2	213.5	234.7	247.3	258.7	271.8	1.1
동구/구소련	76.2	53.4	53.6	63.0	68.4	72.8	77.7	1.6
개발도상국	88.4	139.2	144.3	205.8	237.8	266.6	295.1	3.2
아시아	51.5	84.7	88.4	133.6	155.8	176.3	196.7	3.5
중동	13.1	20.9	22.0	28.7	32.4	35.6	38.9	2.5
아프리카	9.3	12.5	12.7	16.7	19.3	21.4	23.4	2.7
중남미	14.5	21.2	21.2	26.8	30.4	33.2	36.1	2.3
합계	348.2	403.9	411.5	503.5	553.5	598.1	644.6	2.0

태양열을 건물 난방 및 냉방에의 적용은 첨단 소재의 개발과 함께 그 경제성 및 기능성이 상당히 향상되었으며, 최근에 건설된 주거 및 첨단 기술의 상업용 건물들에의 태양에너지의 도입은 그 전보다 더 활발히 추진되는 양상을 보이고 있다.

우리나라의 연간 에너지소비량의 약 40%가 건물 및 상업 부문에 소요되고 있고, 생활수준이 향상됨에 따라 그 소비율도 증가하는 추세이다. 건물 에너지 부문에 태양열을 적용하고자 하는 연구 노력은 에너지 자원이 부족한 우리나라에서는 상당히 의의 있는 일이라 할 수 있다. 또한, 최근의 이라크 전쟁과 중동 정세의 불안으로 인한 유가의 지속적인 상승 그리고 교토 협약 등의 발효로 인한 CO_2 저감 정책과 맞물려 다른 에너지원의 수입 여건도 악화되면서 태양에너지를 비롯한 대체에너지원의 이용에 대한 관심이 다시 증대되고 있다. 물론, 이러한 현상이 한시적인 것일 수도 있으나 태양열 등 대체에너지 이용 시스템에 대한 인식과 이들 시스템의 장점을 홍보할 수 있는 좋은 기회라 할 수 있을 것이다. Fig. 1은 1999년부터 2003년까지의 주요 선진국과 우리나라의 신재생에너지 공급 비중의 증가 추이를 보여주고 있다.



	`99	`00	`01	`02	`03
한국	1.6	1.6	1.5	1.8	2.1
독일	2.8	3.1	3.4	3.7	3.8
일본	3.4	3.4	3.4	3.4	3.7
영국	1.1	1.1	1.1	1.3	1.4
미국	4.9	4.8	4.3	4.3	4.5

Fig. 1. Increase in the use of renewable energy in Korea and other countries

장기적으로 볼 때, 태양열 이용 기술은 가장 유망한 대체에너지 이용 기술의 하나이며 이를 이용한 난방 및 냉방 기술은 사회적으로도 기존의 여러 형태의 에너지를 대신할 수 있는 무한한 잠재력을 지니고 있다고 할 수 있다. 아울러 태양에너지 이용의 활성화는 교토 협약의 준수 뿐 아니라 날로 파괴되는 지구

생태계를 지키기 위한 가장 현실적인 수단이라고 할 수 있다. 새로운 소재와 요소 기술의 개발은 기존의 태양열 온수 급탕과 냉·난방 시스템의 경제성과 효율성 향상에 크게 기여하고 향후 이 분야의 보급 활성화는 당면한 에너지와 환경 문제의 해결에 적지 않은 보탬을 줄 것으로 기대되고 있다.

1. 국내·외 현황

1) 국외 현황

선진국에서는 국가별 특성에 맞는 태양열 이용기술을 중점 개발하여 보급하고 있다. 예를 들면 미국은 태양열 발전, 일본·호주의 경우는 온수기, 유럽에서는 대규모 집단난방 및 급탕시스템 등이 그것이다. 그리고 저온 태양열 시스템 보급 활성화를 위한 인증시험 및 평가, 신뢰성 향상 등에 지속적인 연구가 추진되고 있다. 각 국가별 태양열 이용·개발 및 보급 현황을 알아보고자 한다.

Table 2. Use of renewable energy around the world
[EREC(European Renewable Energy council)]

구 분	2010	2020	2030	2040
바이오	1,291	1,653	2,221	2,843
대수력	255	281	296	308
소수력	16	34	62	91
풍력	35	167	395	584
태양광	1	15	110	445
태양열	**11**	**41**	**127**	**274**
태양열발전	0.4	2	9	29
지열	73	131	194	261
해양	0.1	0.4	2	9
총계(Mtoe)	1,682.5	2,324.4	3,416	4,844
기여율(%)	14.3	17.1	22	27.4

미국의 태양에너지 추진 프로그램은 DOE(Department of Energy)가 1997년에 시작한 “Million Roofs Solar Initiative" 이다. 이 프로그램은 2010년까지 100만 가구에 태양에너지 이용기기를 도입하는 것을 목표로 하고 있다. 이 프로그램은 다음 2가지의 태양에너지 기술을 태양에너지에 적용하는 것으로, 첫째가 태양발전(Solar Electricity)이고 둘째가 태양에너지에 의한 난방·온수(Solar Thermal)이다. 기업과 단체의 연계를 강화하고, 태양에너지의 시장 확대를 도모하고 있다. 태양에너지의 구체적인 적용을 위해 다음과 같은 목표를 세우고 있다.

- 환경부담금 경감 : 100만 가구의 태양에너지 이용시설의 설치를 통한 85만대분의 자동차 배기가스 삭감
- 태양에너지 관련 하이테크 산업의 채용으로 7만명 고용 창출
- 태양에너지 분야에서의 미국 기업들의 경쟁력 고조

미국은 이런 목표 하에 태양에너지를 포함한 신재생에너지의 이용에 대한 정확한 목표치, 도입 계획, 위반시의 벌칙 등을 세워놓은 “RSP법(Renewable Energy Portfolio Standard)"을 채용하고 있다. Table 3에 미국 13개주의 RPS도입 상황을 나타내었다.

Table 3. Introduction of RPS in each state, USA

주와 도입상의 특징	목표치	개시년월	대상에너지원
캘리포니아주 고수준의 도입 목표	2017년까지 20%	2003년 1월	태양광·열, 풍력, 바이오매스, 지열, 수력(~30MW), 저장가스
아리조나주 태양에너지 도입강화	2007년까지 1.1%	2001년 3월	태양광·열, 풍력, 바이오매스, 지열
네바다주 태양에너지 도입강화	2015년까지 13%	2003년 1월	태양광·열, 풍력, 바이오매스, 지열
뉴멕시코주	2011년까지 10%	2003년 7월	태양광·열, 풍력, 바이오매스, 지열, 수력, 연료전지
텍사스주 발전시설 허용량 증가 의무	2009년까지 신규 2000MW	2002년 1월	태양광·열, 풍력, 바이오매스, 지열, 수력, 저장가스, 파력, 조류
메인주 이미 기준치를 넘는재생에너지창출	2000년까지 30%	1999년	100MW이하 태양광·열, 풍력, 바이오매스, 지열, 수력, 저장가스, 연료전지, 폐기물
메사츄세츠주	2009년까지 4%	2002년 4월	태양광·열, 풍력, 바이오매스, 저장가스, 연료전지, 해양열, 파력·조력. 수력, 폐기물은 기존시설
코네치커트주	2009년까지 13%	2000년 1월	태양광·열, 풍력, 바이오매스, 저장가스, 연료전지(클래스 I), 수력, 폐기물, 바이오매스(클래스Ⅱ)
뉴저지주	2012년까지 6.5%	2001년 9월	태양광·열, 풍력, 바이오매스, 저장가스, 지열, 연료전지, 파력·조력(클래스Ⅰ), 수력(~30MW), 폐기물(클래스Ⅱ)
펜실베니아주 전력 자유화 주. 민영화된 4사 대상	민간전력회사 고객 2할에 대해 0.2%	1996년	태양광·열, 풍력, 바이오매스, 저장가스, 지열, 폐기물(GPU사 만)
아이오와주 최초 RPS도입 주. 민영전력 3사 대상	105MW성치	1997년 2월	태양, 풍력, 폐기물, 재이용·재사용 자원, 농업폐기물, 재목, 소형수력
미네소타주 강제력을 갖는 법과 촉진법에 의해 촉진	2012년까지 950MW	2000년	태양광, 풍력, 바이오매스, 수력
윈스콘신주	2011년까지 2.2%	2001년	태양광·열, 풍력, 바이오매스, 저장가스, 지열, 수력(~60MW), 연료전지,파력·조력

일본은 신에너지산업기술개발종합기구(NEDO)에서 태양열 전지, 산업용 태양열 시스템의 개발 및 실용화를 추진하기 위하여 "New Sunshine 계획"을 기초로 하여 1980년 이후부터 연구개발을 수행해 오고 있다. 태양에너지를 열원으로 하는 Solar System은 용도에 따라 민수용과 상업용으로 구별되는데, 태양열 온수기를 포함한 민수용인 경우 일본에서의 보급율은 주택 총가구수의 10%를 초과하고 있으며 현재 보급실용화 단계에 있다. NEDO에서는 산업용분야에 있어서의 Solar System 보급을 목표로 Solar System의 실용화를 위한 기술개발에 노력하고 있다. 현재 시스템을 구성하고 있는 요소기술에 대한 연구, 집열기에서 집열된 열을 열수요가 많은 온도영역의 열로 변환시키는 시스템개발 및 자연형 태양열 시스템의 연구를 추진하고 있다. 현재 태양열의 고부가가치로의 이용 가능한 형태 및 새로운 구조시스템의 연구개발을 수행하여 공공시설, 공동주택 또는 산업시설 등의 새로운 분야에로의 확대와 실용화를 증대시키기 위해 신에너지로써의 태양에너지의 중요성을 넓게 홍보하고 태양에너지 도입 및 확대에 힘쓰고 있다.

Table 4. Dissemination and prospects of renewable energy use in Japan [2005 White paper on renewable energy - MOCIE]

구 분	2004년		2010년 전망(목표)				2010 : 2004 (비율)
			신BAU		신정책		
	원유열량등가 (천toe)	발전설비용량 (MW)	원유열량등가 (천toe)	발전설비용량 (MW)	원유열량등가 (천toe)	발전설비용량 (MW)	
신재생에너지 발전							
태양광 발전	280	1,130	620	2,540	1,180	4,820	4.2:1
풍력발전	377	927	320	780	1,340	3,000	4.0:1
폐기물 발전	1,349*	1,554*	2,080	1,750	5,520	4,170	4.1:1
바이오메스 발전	226**	218**	130	160	340	330	6:1
태양열	**640**	-	**720**	-	**900**		**1.4:1**

캐나다의 태양에너지 이용 프로그램은 두가지로 나뉘어져 있다. 하나가 수동적 태양에너지 이용 프로그램으로 고성능 창·첨단적인 창의 연구개발, 태양에너지를 더욱 많이 획득할 수 있는 시스템의 연구개발과 이용에 중점을 두고 있다. 이것은 기업, 대학, 연구기관, 무역단체 또는 연방정부 등의 조직에 의해 비용분담방식으로, 컴퓨터디자인, 창 내구성, 에너지 성능 측정법 개발, 특히 전기크롬창의 연구개발이 행해지고 있다. 다른 하나는 능동적 태양에너지 이용 프로그램으로 태양에너지를 물이나 공기에 이동시켜 이용하는 기술이다. 캐나다 정부와 천연자원부 CANMET 에너지기술센터는 이에 관한 기술들을 연구 개발중이며, 더욱이 기업과 협력해 시스템의 비용효율을 개선하고 있다. 또, 캐나다 태양에너지학회(SESCI : the Solar Energy Society of Canada)에서는 교육훈련, 기술 개발에 관여함으로써 캐나다에 있어서의 재생에너지 이용 증가를 촉진하고 있다.

독일정부는 2010년까지 이산화탄소 배기량을 1990년대와 비교해 25% 감소시키는 것을 목표로 하는 것은 물론 2020년까지 배기량을 40%감소시키는 것을 장기목표로 하고 있다. 이 목표치를 경제적·사회적으로 달성하기 위해, 발전뿐만이 아닌 이용부문에 따른 에너지 고효율화를 도모하는 것과 함께 석탄이용을 크게 삭감하는, 에너지 혼합정책을 세웠다. 이 에너지 혼합정책은, 장기적으로 실현가능한 재생 가능한 에너지로의 변환을 향한 과도적인 정책이다. 2002년 베를린에서 개최된 “내일의 에너지, 석유로부터 태양광과 수소로” 회의에서는 2050년의 전력은 35%가 고효율형 화석연료 발전과 연료전지에 의한 발전이고, 나머지 65%는 재생가능에너지에 의한 것으로 예측하고 있다. 이 예측에는, 재생가능에너지 중에 풍력에너지가 약 30%, 바이오매스에너지(16%), 태양에너지(11%), 수력에너지와 지열에너지(7-9%)로 되어 있다.

Fig. 2는 2005년도 독일의 1차에너지 총 소비량 중 재생에너지가 차지하는 비율을 나타내고 있다. Fig. 3은 2020년까지 독일 RES-E(Renewable Energy Source) 부가 기대예측하고 있는 미래의 재생에너지의 전기 발생량을 나타내고 있다.

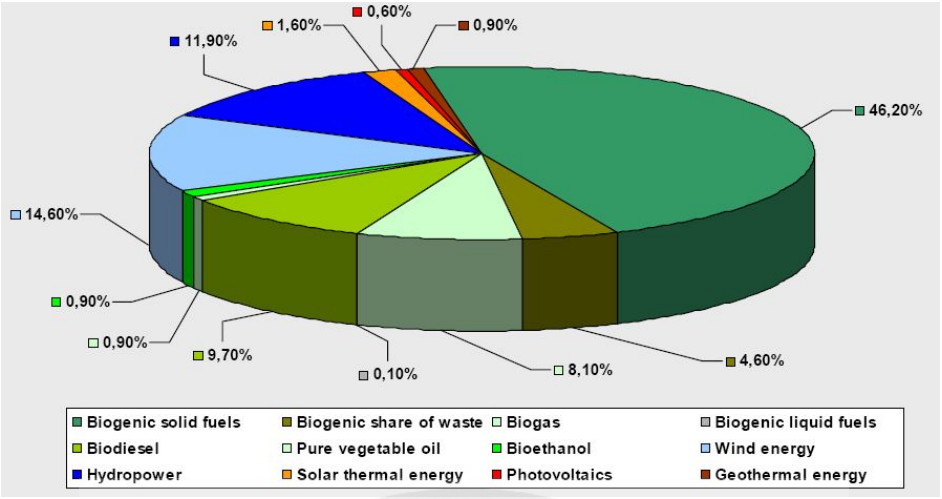


Fig. 2. RES share of primary energy consumption in 2005 - Germany [RES : Renewable Energy Source]

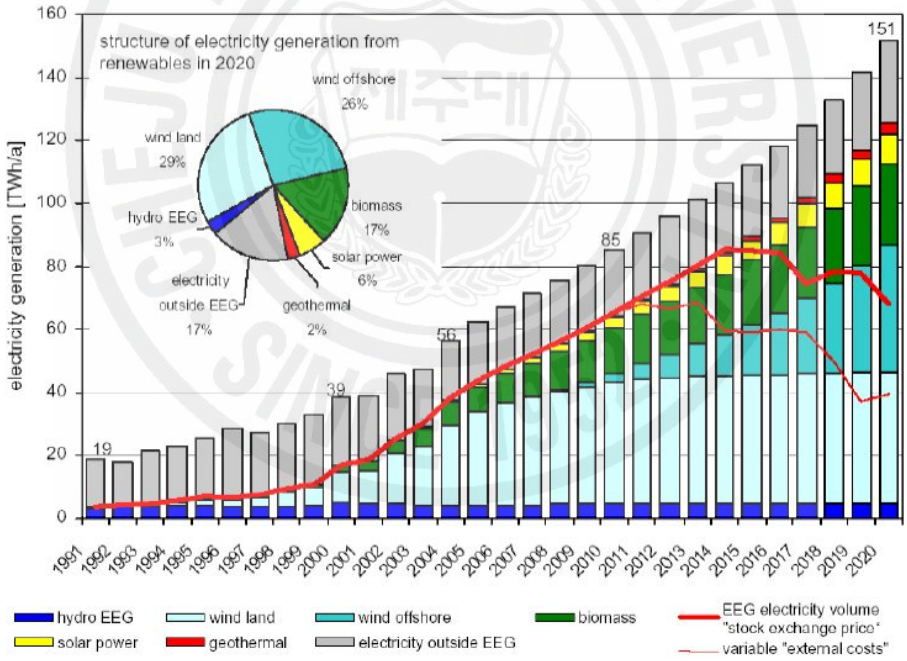


Fig. 3. Energy for the future : Renewable sources of energy (Germany)

이탈리아의 에너지에 관한 기본정책은, 국가에너지계획(PEN : Piano Energetico Nazionale)으로 발표되었다. PEN은 제1차 오일파동 후 에너지 시스템의 전환을 계기로 1975년 및 1977년에 정해졌으며, 1988년에 현재의

국가에너지계획(PEN)이 수립되었다. 이탈리아는 1988년에 결정된 국가에너지계획(PEN)을 기초로 신에너지 정책실시법을 제정하였으며, 지금은 “신에너지원 에너지평가백서”가 신에너지정책가이드로 사용되고 있다. Table 5에는 이탈리아의 2012년까지의 신에너지를 이용하여 생산되는 열에너지의 예측에 대해 나타내었다.

Table 5. Thermal energy production up to 2007 and expected renewable energy development between 2008 and 2012 in Italy

에너지원	1997년	2002년		2006년		2008년 ~ 2012년	
	단위 [Mtoe]	단위 [Mtoe]	증가량	단위 [Mtoe]	증가량	단위 [Mtoe]	증가량
바이오연료	0.06	0.28	0.22	0.544	0.484	0.94	0.88
태양열	**0.008**	**0.056**	**0.048**	**0.111**	**0.103**	**0.22**	**0.214**
지열	0.213	0.25	0.037	0.3	0.087	0.4	0.187
바이오매스 · 바이오가스	1.07	1.4	0.33	1.6	0.53	1.75	0.68
폐기물	0.096	0.12	0.024	0.16	0.064	0.2	0.104
계	1.447	2.16	0.659	2.715	1.268	3.512	2.065

이탈리아에서의 태양에너지의 이용은 다른 공업선진국과 비교해 매우 뒤쳐져 있다. 이를 극복하기 위해 이탈리아는 우선 태양에너지의 이용을 태양전지 부문과 태양열 부문으로 나누어 고려하고 있다. “신에너지원 에너지평가백서”에 따라 2010년까지 300만㎡ 보급을 목표로 하고 있는 태양열 부문을 보면 태양열 집열기의 보급은 주변국가인 그리스, 독일, 오스트리아에 비해 매우 떨어지지만 순조롭게 진행되고 있다.

오스트리아의 태양열집열기의 제조는 주로 소규모의 기업에서 이루어지고 있으며, 축열장치나 제어장치 등 다른 구성요소는 하도업체에 의해 구입되어 필요한 시설에 조립되어 진다. 태양열에너지의 기술적인 트렌드로는, 건축가에

의해 설계된 태양열 집열기가 건물 표면에 끼워 넣을 수 있도록 케이스화 되었으며 그 수요가 증가하고 있다. 과거에는, 표면에 유리를 많이 사용해야하며 공조장치를 필요로 하는 고층건물의 설계에 있어 문제가 되었던 것이 집열기를 건물 표면에 빌트인(Built-in)함으로써 집열기로 부터 에너지를 얻을 뿐만 아니라, 공조설비의 투자와 유지비를 절약할 수 있게 되었다. 1990년대까지 태양열 에너지의 이용은 집열기와 온수용에 한정이 되어 있었으나, 2000년에는 오스트리아의 태양열 집열기의 설치표면적은 200만㎡을 넘었으며, 온수용뿐만 아니라 공기난방시스템에도 이용하고 있다. 오스트리아에 있어서 태양열에너지의 이용은 그 잠재력으로 보면, 열공급량의 점유하는 태양에너지의 비율이 2010년까지 크게 증가할 가능성을 가지고 있다. 2000년에는 태양에너지의 온수 및 난방용 열 총수요의 1.06%를 공급했다. 이러한 태양에너지 시장의 발전 상황을 배경으로, 2010년까지의 태양열 집열기의 보급면적은 2000년과 비교해 4배 증가할 것으로 예측하고 있다. 이 예측은 2010년에 집열기 보급면적이 800만㎡로 가정에서의 온수・공기난방용 생산량의 4.25%가 태양에너지에 의해 이루어지는 것을 의미한다.

호주는 방대한 저가 에너지 자원을 비축한 주요 에너지 수출국으로, 신재생에너지원의 점유율을 1990년도 9.6%에서 2001년도는 주춤한 8.3%였으나 2010년까지 약 9.8%까지 증가할 계획이다. 이중 태양열원의 이용은 1990년부터 2001년까지 연평균 5.8%씩 증가하였다.

호주의 신재생에너지 보급제도 중 MRET(Mandatory Renewable Energy Target)는 대표적인 규제형 제도로 태양열 온수기 분야도 MRET제도하에 편입되어 수력을 제외한 가장 높은 신재생에너지로써 기여하고 있다. 그리고 신재생에너지보급증명서(REC : Renewable Energy Certificate)제도를 실시하여 이용 의무화의 대상, 연도별 의무화량, 의무량 등의 이행을 촉발하고 있으며 태양열급탕 시스템 역시 REC의 대상이다.

Table 6에 세계 각국의 신재생에너지의 공급 비중을 나타내었다.

Table 6. Percentage of renewable energy supply in different countries [IEA2005]

구분	한국	덴마크	프랑스	미국	독일	일본
공급율(%)	2.1	13	6.4	4.5	3.8	3.7

Fig. 4는 2004년 각국별 태양열에 의한 온수 및 난방의 비중을 나타내었다.

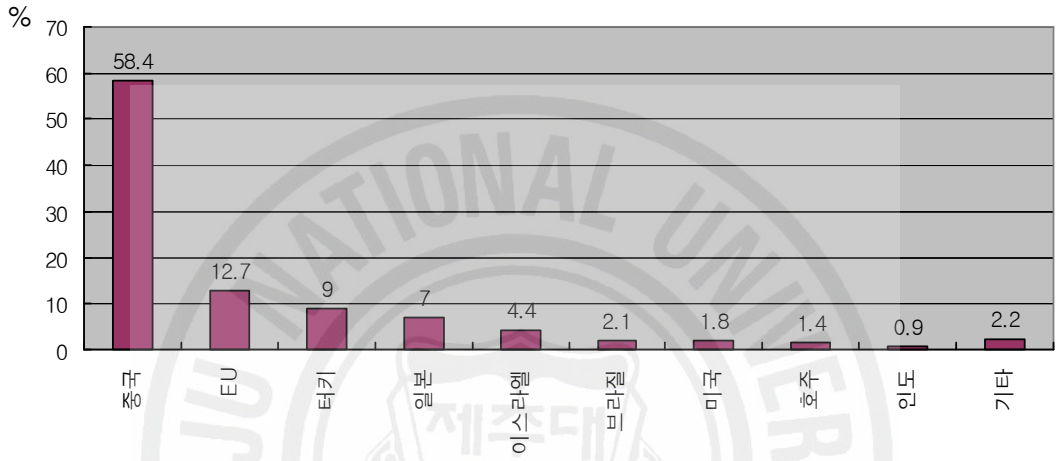


Fig. 4. Percentage of water and space heating by solar in 2004 [Renewables 2005 Global Status Report(REN21)]

2) 국내 현황

21세기는 태양에너지를 중심으로 자연순환계에 순응하는 청정한 신재생에너지 사용으로 화석연료로 시작한 산업혁명보다 큰 에너지원의 변환이 도래하여 환경친화형 지속가능한 에너지 패러다임이 전개될 것이다.

최근 우리나라도 신재생에너지의 기술개발과 보급 활성화를 위한 일련의 구체적인 조치로 공공기관 등의 신재생에너지 사용 의무화, 그린 빌리지 조성 등을 적극 추진하고 있다. 그리하여, 장기적으로 신재생에너지가 우리나라 에너지 공급을 담당하게 한다는 전략 하에 2011년 1차 에너지 소비의 5%를 신재생에너지로 공급하기 위하여 신재생에너지의 이용, 보급 촉진을 추진하고 있다.

우리나라는 1970년대 두 차례의 심각한 석유파동을 겪은 후 정부가 장기적으로 안정적인 에너지수급 기반조성의 필요성을 인식하고 신재생에너지의 적극적인 개발 이용을 위한 관련 연구사업에 관심을 기울이기 시작하면서 신재생에너지의 개발 및 보급이 본격적으로 시작 되었다. 그리고 정부에서는 개발 및 보급 관련 기관과 연구소를 설립하였으며 현재까지 대학교 및 산업체 등과 함께 관련기술의 전문화와 연구 개발을 통한 기술의 실용화 촉진과 보급에 기여하고 있다.

태양열의 이용과 연구 역시 석유파동 후 그 중요성이 인식되어, 1974년 원자력연구소의 “태양열 집열기의 성능” 및 “ 태양의 집 설치 및 실험에 관한 연구”를 학회지에 발표한 것을 시작으로 본격적인 연구 개발이 여러 곳에서 시작 되었다.

대한주택공사 연구팀은 외국산 집열기를 수입하여 1975년 주택전시실에 설치·실험을 하였다. 이 무렵 농촌전시주택(12평)에 국내에서 제작된 집열기, 축열조 및 기타 부품을 설치하고 보조열원을 보충하면서 실험하였다. 태양열에 관한 국내 관심이 고조되면서 KIST 부설 태양에너지연구소가 1978년에 발족하는 등 학계, 산업계의 연구와 개발에 대한 의욕이 높았다.

1988년 “대체에너지개발촉진법”이 제정되면서 본격적인 신재생에너지 기술개발이 이루어졌으며, 국내 신재생에너지 기술개발 투자는 2004년 말까지 정부 자금으로 태양열온수기, 태양광발전시스템 등 23개의 대체에너지분야 과제가 실용화 되었다.

정부는 1997년에 “제1차 신재생에너지 기술개발 및 이용·보급 기본계획”과 2002년에 “제2차 국가에너지 기본계획”을 수립하면서 에너지 상황변화를 고려하여 신재생에너지 개발·보급 목표를 2006년에 3%, 2011년에 5%로 공급 목표를 설정하였다. 2003년에 작성된 “제2차 신재생에너지 기술개발 및 이용·보급 기본계획”에서는 보급중심의 실용화 촉진을 위한 태양열분야의 추가 보완기술 분야로 실용화를 지원한다고 되어 있다. Table 7에 태양열분야 기술개발 기본계획에 대해 나타내었다.

Table 7. Technology development plans for solar energy utilization

제 1단계(2003~2006)	제 2단계(2006~2009)	제 1단계(2009~2012)
[보급촉진형 기술개발] ▷ 보급형 Solar House 개발 : 열부하 70%공급 ▷ 태양열 냉방기 개발 및 상용화 ▷ 건물, 상업용 태양열 이용시스템 개발	[대량보급형 기술개발] ▷ 보급형 Solar House개발 : 열부하 90%공급 ▷ 건물, 상업용 태양열 이용시스템 개발 ▷ 중고온 산업용 태양열 이용시스템 개발	[저가상품화 기술개발] ▷ 태양열 발전기술 개발 및 상용화 ▷ 대형 산업용 태양열 이용시스템 개발 및 상용화 달성

Table 8은 제2차 기본계획에 따른 신재생에너지의 공급 목표치를 나타내고 있다.

Table 8. Goals of the 2nd general plan for renewable energy development

(단위: 천toe)

분야	2003년		2011년	
	공급량	비중(%)	공급량	비중(%)
태양열	41.4	0.93	318.1	2.39
바이오	197.0	4.43	1,050.0	7.87
폐기물	3,080.0	69.20	7,540.0	56.54
태양광	2.7	0.06	341.2	2.56
풍 력	13.1	0.29	1,311.4	9.83
소수력	50.0	1.12	446.0	3.34
연료전지	-	-	147.1	1.10
지 열	0.8	0.02	160.8	1.21
해 양	-	-	431.5	3.24
수 소	-	-	1.3	0.01
석탄이용	-	-	374.6	2.81
수 력	1,066	23.95	1,213	9.10
합계	4,451	100	13,335	100
총에너지 소비	215,825		269,323	
총에너지 대비 신재생에너지비중(%)	2.06		5.0	

주)2003년 이후에는 신재생에너지에 대수력을 포함

Table 9에서는 우리나라 신재생에너지원별 잠재량 및 가용자원량에 대해 나타내었다.

Table 9. Potential and utilization of renewable energy sources
[2005 white paper by MOCIE for the utilization of renewable energy sources]

(단위 : 천toe/년)

구 분	확인잠재량 (자원잠재량)	가용자원량 (이용가능량)	비 고
태양열	11,100,000	3,500,000	
태양전지		390,000	발전량 : 156만 GWh/년
풍력	161,737	16,173	잠재량 10%=이용가능량
바이오매스	11,280	2,316	
소수력	7,720	1,314	
합계	11,280,737	3,909,803	확인잠재량 대비 가용자원율은 약 34.6%에 해당

신재생에너지의 육성을 위해 2004년에는 “대체에너지 개발 및 이용·보급 촉진법”을 “신에너지 및 재생에너지 개발·이용·보급 촉진법”으로 개정하여 “대체에너지”를 “신재생에너지”로 변경하고 신재생에너지기술의 국제표준화지원, 신재생에너지설비 및 부품의 공용화제도 도입, 신재생에너지전문기업제도 도입, 신재생에너지통계전문기관 지정, 신재생에너지기술의 사업화 지원제도 등의 지원근거를 마련하여 신재생에너지 사업화에 대한 지원을 강화하였다. 신에너지 및 재생에너지의 범위는 태양에너지, 바이오에너지, 풍력, 수력, 연료전지, 석탄 액화·가스화에너지 및 중질잔사유(重質殘渣油) 가스화 에너지, 해양에너지, 폐기물에너지, 지열에너지, 수소에너지 등 이다. Table 10에 우리나라 신재생에너지의 원별 공급 비중을 나타내었다.

Table 10. Status of renewable energy supply (2005)

구 분	폐기물	수력	바이오	풍력	태양광	태양열 등	계
공급량(천toe)	3,706	919	181	32	4	38	4,879
공급비중(%)	75.9	18.8	3.7	0.7	0.1	0.8	100

태양에너지는 무한하며, 지구가 태양으로부터 받는 에너지는 우리가 상상할 수 없는 막대한 양으로 태양이 존재하는 한 유지된다. 지구의 대기권에서 반사되는 에너지량은 2.4×10^{15}kcal/min, 또는 1.7×10^{15}kW로 이중 약 35%는 대기권에서 반사되고, 18%는 대기권에서 흡수되고 바람을 일으키며, 47%정도가 지구에 도달한다. 일년간 지구에서 받는 이 에너지량은 연간 세계에너지 소비량의 약 20,000배이며, 지구가 태양으로부터 1~2주 동안 받는 에너지가 지구상에 매장된 전체의 화석연료에 상당한다.

국내 연평균 1일 수평면 전일사량은 3,079kcal/㎡으로 남한면적(통계청자료 99,143㎢)의 태양에너지 부존량은 1.11×10^{17}kcal/년으로 년간 111억toe의 석유에너지에 해당되며, 태양에너지자원의 년간 가용량은 국토면적중 임야와 하천면적 등을 제외한 사람이 살 수 있는 거주면적(30,870㎢)으로 환산하면 그 부존량이 1.11×10^{17}kcal/년의 31.5%(35억toe)로 추정되고 있다.

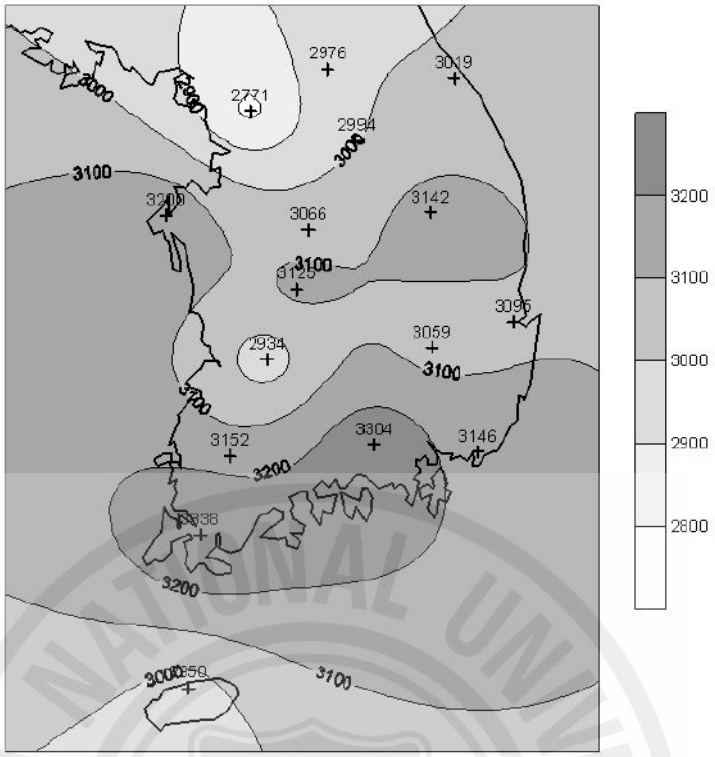


Fig. 5. Annual average daily solar radiation on horizontal surface(1982~2004), unit : kcal/㎡/day)
[2005MOCIE white paper for renewable energy utilization]

Fig. 5는 우리나라 연평균 1일 수평면 전일사량의 자원분포를 나타내고 있다. Table 11에 우리나라 주요지역의 1982년부터 2004년까지의 월별 1일 평균 수평면 전일사량값을 나타내었다. 우리나라의 연평균 수평면 전일사량값은 3079㎉/㎡/일이다. 우리나라는 2004년을 "신재생에너지 원년"으로 삼아 본격적인 기술개발 및 보급·추진하여 태양열온수기 및 평판형 집열기는 상용화되었으나 성능 및 내구성에서 선진외국에 비해 다소 뒤지고 있다. 집열 및 온수 급탕기술은 상용화되어 가정용온수기(약 18만대 이상) 및 골프장, 양어장 등의 급탕시설에 보급중이나, 활용 분야는 한정된 수요처에 보급이 집중되고 있어 품질향상을 위한 생산, 평가, 대규모시스템 설계기술의 확보가 필요한 실정이다.

Table 11. Daily average solar radiation on a horizontal surface for each month (1982~2004)

(단위:kcal/㎡/일)

지역명	월별												연평균
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
춘천	1759	2415	3112	3921	4260	4179	3465	3590	3224	2540	1738	1510	1976
강릉	2042	2575	3153	3967	4271	3883	3453	3250	3081	2719	2014	1815	3019
서울	1699	2366	2986	3760	3988	3723	2820	3064	3055	2606	1730	1458	2771
원주	1802	2438	3071	3921	4228	4095	3417	3543	3552	2724	1846	1593	2994
서산	1973	2694	3371	4171	4535	4295	3522	3736	3503	2955	1950	1693	3200
청주	1897	2588	3144	3989	4344	4067	3528	3542	3298	2825	1924	1645	3066
대전	1942	2644	3288	4142	4300	3977	3612	3646	3290	2894	2014	1747	3125
포항	2102	2682	3175	4029	4321	3957	3500	3460	2988	2782	2200	1947	3095
대구	2006	2587	3255	4008	4266	3952	3514	3387	3058	2778	2064	1835	3059
전주	1795	2388	3015	3875	4107	3829	3378	3391	3154	2793	1892	1591	2934
광주	1987	2637	3295	4078	4310	3930	3569	3692	3414	3036	2108	1766	3152
부산	2200	2766	3198	3872	4170	3998	3636	3691	3107	2926	2276	2007	3146
목포	2005	2685	3438	4277	4551	4232	3886	4186	3605	3194	2219	1776	3338
제주	1251	2004	2818	3808	4227	3983	4205	3859	3212	2834	1901	1302	2950
진주	2346	2936	3492	4174	4371	3948	3723	3718	3332	3108	2371	2134	3304
영주	1988	2584	3300	4126	4478	4144	3555	3551	3321	2838	2033	1780	3142
평균	1925	2562	3194	4007	4295	4006	3549	3582	3243	2847	2018	1725	3079

그 1단계 연구가 수행되었고 2단계 연구가 준비중에 있는 한국에너지기술연구원의 제로에너지 솔라하우스의 기본 설계 개념은 자연형 태양열시스템을 포함한 태양열 난방 및 급탕시스템, 각종 건물에 에너지 기술 등을 활용한 태양열 건물 및 관련 시스템의 통합 적용으로 건물의 냉·난방에 쓰이는 에너지의 소비를

보다 획기적으로 줄이는데 있다(Fig. 7). 제로에너지 솔라하우스는 미국이나 일본 등에서도 새로운 설계기법을 통하여 에너지 제로 개념의 실현을 위해 연구되고 있다.

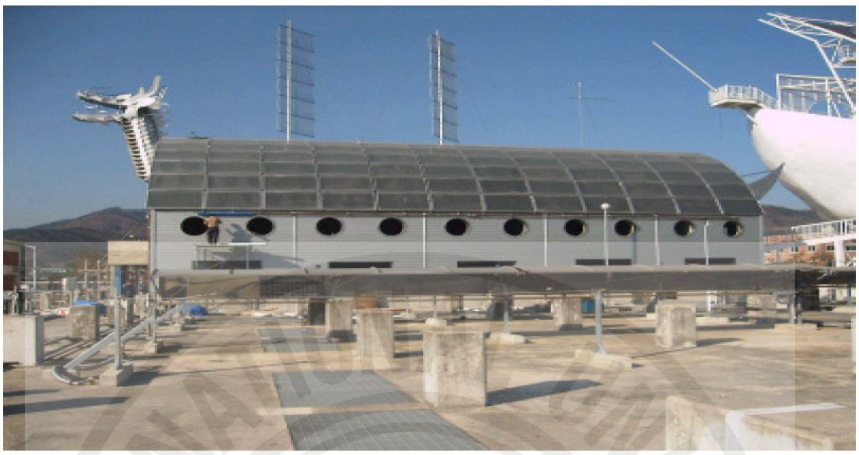


Fig. 6. A solar installation in Jinhae

Fig. 7. Zero Energy Solar House and town building(KIER)

2. 연구 목적

1970년대의 석유파동을 겪으면서 세계적으로 새로운 신재생에너지 개발의 필요성이 크게 부각되었고 많은 국가에서 새로운 에너지원을 이용한 에너지 연구 개발이 진행되어 왔다. 더욱이 과다한 화석연료의 사용에 의한 지구 온난화 및 이산화탄소 발생량의 증가는 신재생에너지의 개발에 박차를 가했다. 1992년 UN환경개발회의에서의 기후변화에 관한 국제연합기본협약이 채택과, 2005년 2월 16일 지구온난화 방지를 위한 구체적 실행계획이 포함되어 있는 쿄토의정서(Kyoto Protocol)가 발효되면서 온실가스 배출억제를 위한 국제적 환경규제가 더욱 강화되고 있다.

태양에너지는 그 자원이 무한하며 지금까지 사용한 화석연료를 대체할 수 있는 청정한 에너지원으로 주목받고 있다. 태양에너지를 이용한 건물의 난방 및 냉방에의 적용에 관한 여러 가지 연구들이 계속되고 있다. 그 결과 최근에 건설되는 주거 및 첨단기술의 상업용 건물 등에 태양열 난방을 채택하고 있다. 그리고 태양열 난방 시스템의 기술 개발에 관한 연구 역시 계속되고 있으나 여러 가지 경제적·효율적인 단점 등의 문제를 해결해야 하는 과제를 가지고 있다. 현재 실용화되고 있는 태양열 냉·난방시스템들은 다음과 같은 몇 가지 문제를 공통적으로 가지고 있다. 첫째, 냉·난방 공조 설계 개념의 적용이 취약하다는 것이다. 난방이든 냉방이든 어느 한쪽에 치중하다 보면 일년중 시스템 이용 시간이 제한적이며, 심지어 역효과를 나타내기도 한다. 둘째, 유류 절감 측면에서 평가할 때 그 경제성과 안정성이 낮다는 것이다. 기존의 화석연료나 계통 전력을 사용하는 것보다 일반적으로 비용부담이 크며 시간적으로 공급량과 수요의 시간적 편차를 효율적으로 극복할 수 있는 대열용량 소규모 축열재의 적용은 앞으로 해결해야할 과제이다. 물론, 이와 같은 평가는 보는 각도에 따라 달라질 수 있는데, 그 한 예로 태양열 시스템의 경제성 평가에 있어 단순히 일년에 유류 몇 드럼을 절약하느냐가 아니고 한걸음 더 나아가 태양열 집열기 하나를 사용함으로써 난방에 사용하는 화석 연료로부터 발생하는 이산화탄소의 양을 얼마나 줄일 수 있고 또 이를 처리하는데 필요한

비용을 얼마나 절감할 수 있는가를 계산에 포함시키는 것이다. 셋째, 공간 배치와 외관의 문제이다. 건물의 내·외부의 많은 공간을 차지함으로써 건물의 공간 이용에 다소 무리가 따를 수 있으며, 건물 외관과 조화롭게 설치할 수 있는 시스템의 디자인에는 일반적으로 기술적인 한계성이 존재하기 때문이다.

이와 같은 문제점들을 해결하기 위해 천원기·Chen[4),8),10)] 등은 건물에 있어서의 대체에너지(특히 태양열 에너지) 적용의 효율성을 증대시키기 위해 고효율의 적용성이 뛰어난 태양열 이용 모듈인 Smart Module을 개발하였다. Smart Module은 태양에너지를 실내의 기온조절과 적절한 열용량을 저장할 수 있다. 그리고 기상조건에 따라서 열 유동 방향을 쉽게 바꿀 수 있어 태양에너지 이용 효율을 극대화 할 수 있도록 개발 되었다. 뿐만 아니라 Smart Module은 열 유동 방향을 자유롭게 변경할 수 있으므로 겨울의 난방과 여름철의 냉방 부하를 효율적으로 감소시킬 수 있는 특징을 갖고 있다.

본 연구에서는 태양열 시스템의 실용화를 위해 자연형 간접 획득 시스템과 제어 개념이 도입되어 개발된 열 다이오드식 태양열 이용 모듈(Smart Module)의 혼합형(Hybrid) 시스템을 이용하여 작동유체에 따른 열전달 실험을 하였다. 시스템내 작동유체의 열전달은 유체의 물리적 특성에 따라 달라진다. 밀도가 같은 유체라 하더라도 그 유체의 점성 또는 열팽창계수에 따라 열전달 매카니즘이나 열전달량은 서로 다르게 나타난다. 그러므로 본 실험에서는 유체의 물리적 특성에 따라 6종류의 작동유체와 두 가지 유체를 혼합한 혼합유체 그리고 최근 열교환기 등의 열전달 향상을 위해 주목받고 있는 나노유체를 작동유체로 사용하고 있다. 서로 다른 특성을 갖는 작동유체를 사용하여 유체 유동의 특징과 유체의 특성이 시스템내의 열전달 및 열성능 향상에 미치는 영향을 파악하는데 목적을 두고 있다.

Ⅱ. 이론적 배경

1. 태양열 시스템

우리가 이용할 수 있는 지표면에 도달되는 태양에너지는 저밀도의 에너지(최대 1100W/㎡ 이하)로 주간에만 존재하며, 시간에 따라 변화가 크다. 우리가 주로 열에너지로 이용하는 태양광선은 가시광선대의 태양 복사에너지이다.

태양으로부터 지표면에 도달되는 복사광선은 크게 직달일사와 산란일사 2가지로 구분된다[Fig. 8]. 직달일사는 태양으로부터 구름이나 먼지 등에 산란되지 않고 지표면에 직접 도달되는 복사광선으로 임의의 면에 도달되는 이들 광선의 입사각도는 동일하며, 산란일사는 태양으로부터 지구로 오는 도중에 구름이나 먼지 등에 산란되어 지표면에 도달되는 복사광선으로 임의의 면에 도달되는 이들 광선의 입사각도는 산란정도에 따라 제각각 다르다. 태양을 추적하는 고집광의 경우 직달일사만을 사용하게 된다.

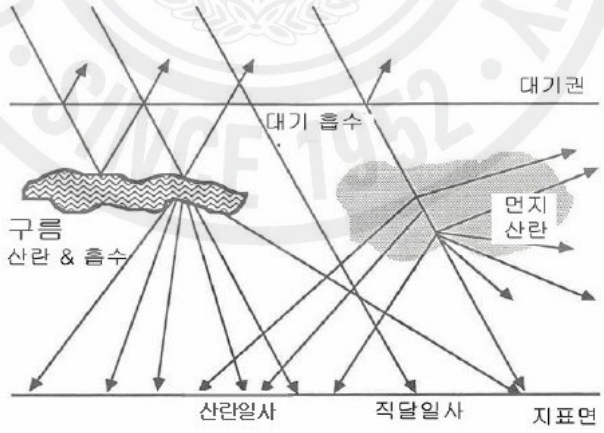


Fig. 8. Dispersion of solar radiation in the earth atmosphere

태양열에너지는 태양으로부터 오는 복사에너지를 흡수하여 열에너지로 변환

해서 직접 이용하거나 저장했다가 필요시 이용하는 방법과, 복사광선을 고밀도로 집광해서 열발전 장치를 통해 전기를 발생하는 방법이 있다. 대부분의 경우 태양에너지를 열에너지로 변환해서 사용되고 있다.

태양열 이용은 집열온도에 따라서 저온분야, 중고온분야로 분류되며, 저온분야는 주로 건물의 냉난방 및 급탕과 대규모 온수급탕 시설이 여기에 포함되며, 중고온분야는 산업공정열 및 열발전과 기타 특수분야에 이용되며 구체적으로 다음과 같다.

Table 12. Solar energy utilization at different temperatures

구 분	태양열건물 (자연형)	저온용(설비형)	중온용(산업용)	고온용(발전용)
활용온도	60℃이하	90℃이하	300℃이하	300℃이상
집열(광)부	자연형시스템 광석반 광더트	편판형집열기 진공관식집열기 CPC형집열기	진공관형집열기 CPC형집열기 PTC형집열기	PTC형집열기 DISH형집열기 Power Tower Furnance
축열부	축열벽 Tromb Wall	저온축열	중온축열 (잠열축열)	고온축열 (화학축열)
적용분야	건물난방, 조명	건물난방·급탕 농수산 분야(건조,난방)	건물냉·난방 산업공정 열, 폐수처리	발전, 광화학, 우주용

☞ 자연형 태양열 건물 : 태양에너지는 건물의 환경 및 에너지 절감차원에서 중요하며, 트롬월, 부착온실, 직접획득 시스템 등의 자연형 태양열 시스템 기술을 통해서 태양열에너지를 얻는다.

☞ 온수급탕용 : 주거건물, 골프장, 양어장, 수영장, 목욕탕 등에서 필요한 온수급탕용 태양열시스템이다.

☞ 냉난방 시스템 : 하절기에는 냉방용으로, 그외에는 난방 및 온수급탕용으로 태양열이 사용된다.

☞ 산업공정열 : 산업분야의 공정상에 필요한 열을 태양열로 이용하는것으로 저온에서부터 고온까지 다양하며, 하절기에도 태양열을 효과적으로 사용할 수

있다.

☞ 태양열을 이용한 발전 시스템 : 태양열로 고온의 스팀을 발생시켜 스털링 엔진과 같은 발전기를 구동시켜 전기를 생산하는데 사용한다.

태양열시스템 구성은 집열부, 축열부, 이용부 및 제어장치로 되어 있다. 집열부는 태양으로부터 오는 에너지를 모아서 열로 변환하는 역할을 하며, 축열부는 집열부에서 변화된 열을 저장하는 역활을 한다. 이용부에서는 태양열 축열조에 저장된 태양열을 효과적으로 공급한다. 제어장치는 태양열을 효과적으로 집열 및 축열하고 공급 등 태양열 시스템의 성능 및 신뢰성 등에 중요한 역할을 한다.

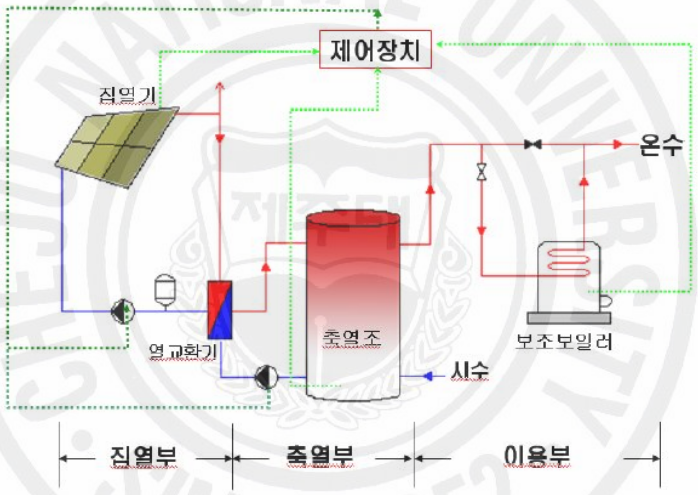


Fig. 9. Configuration of a solar energy system

태양열시스템은 태양열난방시스템과 냉방시스템으로 나누어 생각할 수 있다. 그리고 태양열 냉·난방 시스템들은 에너지를 전달하고 저장하는 방식에 따라 설비형(Active System)과 자연형(Passive System)으로 대별된다.

1) 태양열 난방 시스템

(1) 설비형 태양열 난방 시스템

설비형 태양열 난방 시스템은 태양 복사에너지를 흡수하는 태양열 집열기, 집

열된 에너지를 저장하는 열저장 장치, 열매체를 순환시키기 위한 순환펌프, 그리고 시스템의 작동을 조절하는 제어 장치 등으로 구성되어 있다. 설비형 태양열 난방 시스템은 순환 펌프 등 기계 계통을 작동시키는데 별도의 전력 공급을 필요로 하지만, 시스템 각 계통의 제어를 통해 최적의 상태를 유지할 수 있도록 시스템을 운영할 수 있다는 장점을 가지고 있다.

Fig. 10. Major components of a solar energy system

(2) 자연형 태양열 난방 시스템

자연형 태양열 난방 시스템은 집열부, 축열부, 이용부 등 각 구성부 간의 에너지전달이 전도와 대류, 복사 등 자연적인 것에 의해 이루어지며, 특별한 기계장치 없이 태양에너지를 집열 및 저장하여 이용할 수 있는 시스템이다. 특히, 자연형 태양열 온수 급탕 시스템에 적용된 열사이폰(Thermosyphon)의 원리는 온도차에 의한 부력의 효과로 시스템 내 열매체(작동유체)의 유동을 발생시키는 것으로서 그 설계와 제작이 단순하여 태양열 뿐 아니라 여러 분야에 다양하게 적용되고 있다. 또한, 이 열사이폰의 원리는 본 연구의 실험에 사용되고 있는 열다이오드 시스템의 근간이 되고 있다.

자연형 태양열 난방 시스템은 열에너지의 획득 방식에 따라 직접 획득식 시스템(Direct Gain System) 과 간접 획득식 시스템(Indirect Gain System)으로 구분된다.

직접 획득 시스템은 태양열에너지가 실내의 바닥이나 벽면 등의 축열체에 직접 복사 전달되는 형태이다. 한편, 가열된 축열체는 다시 전도 및 대류를 통해 실내를 가열하게 되며, 실내 축열체의 열용량에 따라 보다 많은 열에너지를 저장할 수 있게 된다. 겨울철에 실내의 열 손실을 방지하기 위해 단열을 강화하면 직접 획득 시스템의 성능은 더 향상될 수 있으며, 개구부 상단의 차양(Overhang) 설계는 여름철 태양 복사열의 실내 유입을 줄여 실내의 과열을 방지한다.

간접 획득 시스템은 직접 획득식처럼 태양에너지를 직접 생활공간에 끌어들이지 않고 집열부 혹은 축열부를 이용부(생활공간)와 분리시켜 놓은 형태이다. 간접획득방식으로는 축열벽 방식(Trombe Wall), 온실부착 방식(Attached Sun Space), 지붕연못형(Roof Pond), 대류 루프 방식 등이 있다. 축열벽 방식은 대체로 채광이 좋은 남쪽방향에 위치하여 그 전면을 1 또는 2장의 유리를 설치하여 바람등에 의한 열손실을 줄이고 태양 복사열에 의한 열에너지를 저장하는 역할을 한다. 부착온실에 태양열을 집열·축적하여 인접한 실내공간의 난방에너지로 이용하는 온실부착 방식은 자연형 태양열 시스템중에 가장 널리 알려진 방식으로 온실 역할과 주거공간의 온도조절이 동시에 가능한 특징을 가지고 있다. 온실은 태양열 에너지의 유입이 쉽도록 개구부의 면적이 상당히 넓도록 설계되며 실내의 난방은 온실의 공기를 자연대류에 의해 실내로 유입하거나, 온실과 건물의 실내 사이에 설치된 축열벽을 이용하여 장시간 동안 난방효과를 볼 수 있다. 또한 부착 온실은 외부와 실내와의 완충공간 역할도 수행하게 된다. 대류 루프 방식의 태양열 시스템은 태양열을 집열한 후 대류 루프를 통하여 실내 난방을 꾀하며 또 열저장도 하는 방식으로 열저장 매체로는 대개 자갈층을 형성 사용한다. 차가운 공기를 태양열에 의해 가열시키는 공기식 태양열 집열기는 건물의 남측 전면에 설치하여 태양열의 흡수를 극대화 할 수 있게 한다. 집열기를 통과하는 동안 공기는 태양 복사열을 흡수하여 따뜻한 공기로 되고 자갈층을 지나서 실내로 유입되며 차가운 공기는 실내로부터 계속적으로 다시 지하의 유로를 통해 집

열기로 되돌아온다. 주간의 따뜻한 공기는 집열기로부터 자갈층을 통해 흐르는데 이때 열의 일부를 자갈층에 저장하고 잉여의 열에너지는 실내를 가열하는데 사용하게 된다. 한편, 야간이나 흐린날에는 자갈층에 의해 자갈층 주변 공기가 가열되어 실내로 유입되므로써 난방을 하게 된다. 직접 획득 시스템에 비해 간접 획득식은 중간매체(부착 온실, 축열벽 등)의 적절한 운용에 따라 온도조절이 가능하고, 야간에는 주간에 축열된 열을 실내로 서서히 방열할 수 있어 장시간 동안 난방 효과를 볼 수 있다. Table 13에 태양열 시스템의 열 획득 방식에 따른 장·단점을 비교하여 나타내었다.

Table 13. Merits and demerits of different solar energy systems

자연형 태양열 시스템 열에너지 획득 방식		장 점	단 점
직접획득식		• 일반화 되고 추가비가 전혀 없다 • 계획 및 시공이 용이하다 • 창의 재배치로 일반건물에 쉽게 적용 가능 • 집열창이 조망, 환기, 채광 등의 다양한 기능 유지	• 주간 햇빛에 의한 눈부심이 발생,자외선에 의한 열화현상 발생 가능 • 실온 변화 폭이 크고, 과냉현상이 발생 가능 • 유리창이 커 프라이버시 결핍되기 쉽다. • 축열부가 구조적인 역할을 겸하지 못하므로 투자비 증가 • 효과적인 야간 단열이 안되면 열손실이 커진다.
간접획득식	축열벽 방식	• 거주공간의 온도변화가 적다. • 일사가 안 되는 야간에 축열된 에너지를 사용하므로 이용효율이 높다. • 햇빛에 의한 눈부심, 자외선 과다 도입 문제가 없다. • 우리나라와 같은 기후에 효과적이다.	• 창을 통한 조망, 채광의 결핍 • 벽 두께가 넓고 집열창의 이중으로 구성되어 있어 유효공간 잠식 • 효과적으로 집열창의 야간 단열이 용이하지 않다. • 건축디자인에 있어서 조화있는 해결이 용이 하지 않다.
	지붕연못 방식	• 냉난방에 모두 이용 가능 • 거주공간내의 온도변화폭이 적다. • 열전달효과가 원만하고 공간전체에 균일하게 분배된다.	• 무거운 축열체를 구조적으로 처리하기 어렵고, 초기 투자비용이 많이 든다. • 고위도 지방의 난방에 적용하기 어렵다. • 동파방지 조치가 필요 • 가동단열재의 설치 및 관리가 어렵다.
	온실부착 방식	• 거주공간의 온도변화폭이 적다. • 휴식이나 식물재배 등 다양한 기능의 여유공간 확보 가능 • 기존 건물에 쉽게 적용가능 • 디자인요소로 부착온실을 활용하면 자연을 도입한 다양한 설계가 가능	• 초기 투자비용이 다른 방식에 비해 높다. • 설계에 따라 열성능이 크게 차이가 난다. • 부착온실 부분이 공간 낭비가 될 수 있다.
	대류루프 방식	• 집열창을 통한 열손실이 거의 없으므로 건물 자체의 열성능이 우수 • 기존설계를 태양열시스템과 분리하여 자유롭게 할 수 있다. • 온수 급탕에 적용	• 집열부가 항상 건물 아래에 위치하므로 설계의 제약조건이 될 수 있다. • 일사가 직접 축열되지 않고 대류공기가 축열되므로 효율이 떨어진다. • 시공 및 관리가 비교적 어렵다

2) 태양열 냉방 시스템

여름철의 냉방부하는 일사량과 밀접한 관계가 있으므로 태양열에 의해 작동되는 냉방시스템은 성적계수가 낮아 보급이 미미하나 매우 실용화 될 가능성이 있는 분야이다. 냉방은 더운 기후뿐만 아니라 차가운 기후에서도 대형건물에서는 중요한 인자이다. 냉방에 드는 비용이 막대하기 때문에 세심한 건물 설계와 단열을 통해 냉방부하를 줄이는 것이 필요하다. 외부 온도가 높을 때 건물표면을 통한 열 유입을 감소시키면 냉방부하를 최소화할 수 있다. 반대로 , 내부 온도가 외부온도보다 높을 경우에는 건물표면을 이용하여 열손실을 늘리면 냉방부하를 줄일 수 있다. 그러나 불가피하게 이 두 개념은 상충된다. 태양열 냉방시스템 역시 태양열 난방시스템과 마찬가지로 설비형과 자연형으로 나뉜다.

(1) 설비형 태양열 냉방 시스템

설비형 난방시스템과 마찬가지로 시스템을 가동하는데 동력을 필요로 하며 대체적으로 규모가 크고, 적절한 제어 알고리즘과 부수적인 에너지 공급 계통이 필요하다.

(2) 자연형 태양열 냉방 시스템

자연적인 열전달 메커니즘을 이용하여 건물 외부로 열을 방출하는 시스템이다. 즉, 건물과 건물이 자리 잡은 대지 그리고 그 주위의 자연적인 환경과 외부동력(전력)을 필요로 하지 않는 기계 장치 등을 합리적으로 이용하여 실내로부터 자연적으로 열이 복사, 자연대류 그리고 열전도 등의 메카니즘을 통해서 실외로 방출되어 냉방효과를 얻을 수 있는 시스템을 일컫는다.

태양에너지 시스템을 설계하는데 있어 가장 중요한 요소 중의 하나는 에너지 저장이다. 이는 태양에너지의 복사량(일사량)이 시간과 구름양에 따라 그 편차가 크므로 일사 조건이 양호할 때에 직·간접적으로 얻은 에너지를 보다 많이 저장하여 사용자의 요구에 따라 언제든지 충분히 공급할 수 있어야 하기 때문이다. 이러한 이유로 현재 다양한 형태의 열저장 시스템들이 활발히 연구되고 있으나 아직까지 기대 수준에는 미치지 못하고 있는 실정이다.

2. 태양열 열 다이오드

1) 열 다이오드의 개념

태양열 열다이오드 시스템은 기존의 태양열 시스템 적용의 여러 문제에 대한 하나의 대안으로서 고안된 것이라 할 수 있는데, 태양열을 난방으로 이용하는데 있어서 자연형 간접 획득 시스템과 약간의 제어 개념을 도입하여 만든 혼합형(Hybrid) 시스템[4]이라 할 수 있다. 앞서도 언급했듯이 열다이오드의 기본 원리는 열사이폰(Thermosyphon)으로 시스템 내 충전된 액상(Liquid Phase)의 열매체(작동유체)가 불균일하게 가열되면서 열매체 내부의 온도차를 발생시키고 이 온도차는 밀도차로 인한 부력을 촉발시키는데, 이 부력과 열매체에 작용하는 중력의 불균형성은 열매체의 유동을 초래한다.

Groll[7]의 연구에 의하면, 작동유체를 암모니아로 하는 열사이폰을 최적의 조건하에서 작동시키면 폐쇄형 루프 열다이오드의 열전달율이 동일 조건하에서 구리 핀의 300배에 이를 수 있음을 실증하였다.

태양열 뿐 아니라 열전달 과정이 수반되는 많은 경우에 있어서 열흐름 방향의 조절이 필요하다. 우리가 원하는 방향(순방향)으로 최대한의 열전달이 이루어지고 그 반대 방향(역방향)으로는 열전달이 최대한 억제될 수 있다면 이를 우리는 열다이오드(Thermodiode)라 부를 수 있을 것이다. 열다이오드(Thermodiode)란 전기공학 분야에서 쓰이는 “다이오드(Diode)”란 말과 의미가 유사한 것으로서 임의 한쪽 방향으로는 효과적으로 열을 전달하고 다른 방향으로는 열 흐름을 억제하는 열전달 기구를 통틀어 일컫는다. 이는 열전달에 있어 일반적으로 전도(Conduction)보다는 대류(Convection)가 열을 더 효과적으로 빨리 전달하는데 열다이오드는 열매체의 대류 현상을 이용하여 태양열을 집열하여 이용하는 것이라 할 수 있다.

본 실험에 이용된 열다이오드식 태양열 난방장치는 열 유동의 방향을 바꿀 수 있는 양방향성 열 다이오드를 근간으로 하여 다양한 기상 조건에 따라 유효 열전달량과 태양열의 집열 여부 등을 조절함으로써 시스템의 이용 효율을 높여 쾌적한 실내 환경을 지속적으로 유지할 수 있도록 설계되었는데, 이를 특히 "스마트 모듈(Smart Module)"이라 부를 수 있을 것이다[4]. 스마트 모듈은 건물의 외측 비내

력벽(Curtain Wall)을 이용하여 설치할 수 있으므로 별도의 설치 공간을 필요로 하지 않으며, 다양한 치수의 표준화된 모듈을 생산할 수 있다면 이를 근간으로 난방 부하에 따라 시스템의 전체 규모를 조절할 수 있는 장점이 있다.(Fig. 11).

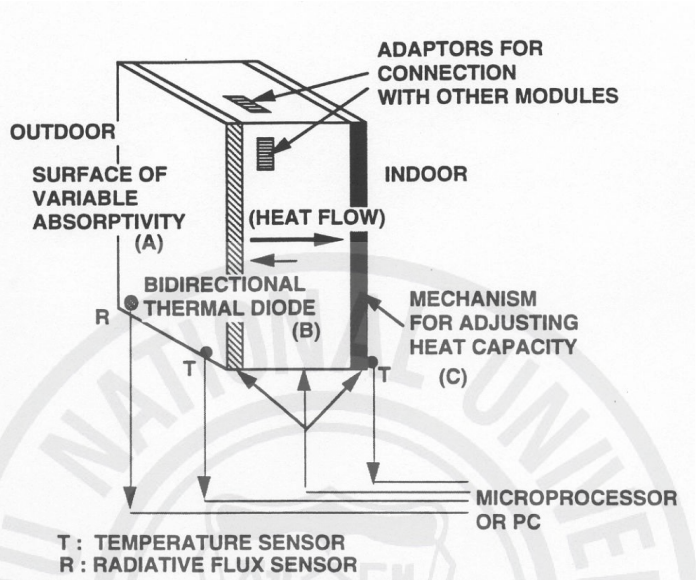


Fig. 11. A schematic diagram of the energy-efficient Smart Module[11),14)]

Fig. 12는 루프형 열다이오드를 이용한 Smart Module의 개념도를 나타내고 있다. Smart Module의 이용은 태양열의 집열 조절은 물론 실내와 실외 간의 열 흐름의 방향을 자동적으로 조절할 수 있도록 하여 에너지 이용의 효율성과 함께 사용을 편리하게 하는 것에 그 궁극적 목적이 있다고 하겠다.

Smart Module을 장착한 태양열 난방장치는 태양에너지를 이용하여 건물의 겨울철 난방을 공급하고 아울러 여름철에는 열다이오드내의 열매체의 순환 방향을 겨울철과 반대 방향으로 조절하여 냉방 부하 감소나 실제의 냉방효과를 위하여 유효적절하게 적용할 수 있도록 고안된 전천후 태양열 이용 시스템이라 할 수 있다.

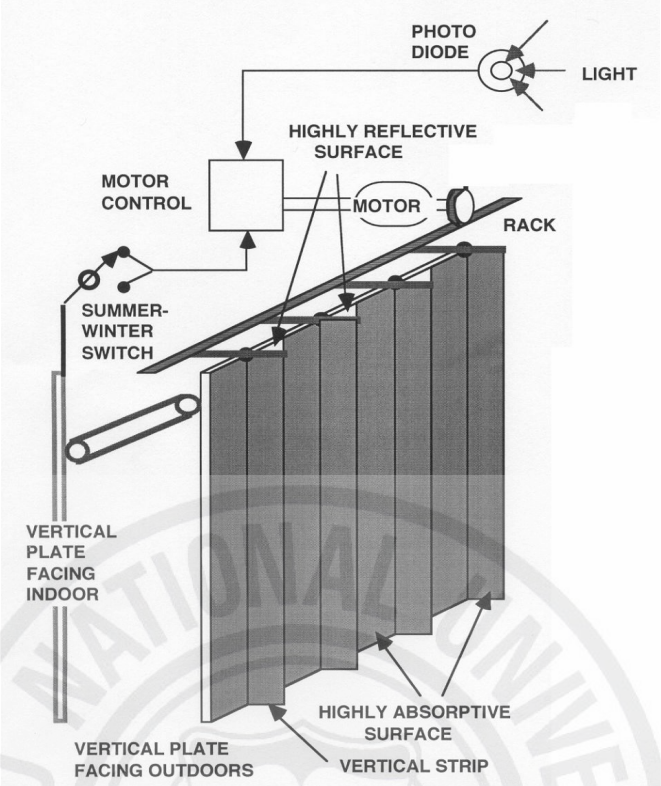


Fig. 12. A conceptual design of the loop-type Smart Module[4),11)]

2) 열전달현상

대류에 의한 열전달 현상은 유체유동의 원인에 따라 강제대류(Forced Convection)와 자연대류(Natural Convection)로 크게 분류된다. 강제대류는 펌프나 송풍기에 의해 열매체(유체)를 강제로 흐르게 하여 열을 전달하는 방식이고, 자연대류는 중력장 내에서의 유체의 온도차에 의하여 생기는 밀도구배에 의한 부력 효과를 이용하여 열전달을 이루는 방식이다. 열다이오드에 적용된 열전달 메커니즘은 태양열에 의하여 유발된 자연대류 현상을 이용한다. 즉, 자연대류는 특별한 장치 없이 유체 내의 온도차에 의해 밀도변화가 일어나고, 이 밀도차에 의한 부력의 발생으로 유동이 시작된다. 유체 유동에 의해 온도가 높은 곳에서 온도가 낮은 곳으로 열 이동이 일어나는 것을 말한다. 예를 들어, Fig. 13과 같이

일정 온도의 유체 내에 수직으로 고정된 평판이 있다고 하자. Fig. 13에서 (a)의 경우와 같이 평판의 온도가 유체의 온도보다 높은 경우, 초기의 열전달은 순수한 열전도에 의해서 시작하고 이로 인해 서서히 유체 내에 온도구배가 생긴다. 이러한 유체의 온도구배는 유체의 밀도구배를 만들어 내고, 밀도구배는 중력장 내에서 부력(Buoyancy Forces)을 발생시켜 유체가 상승하는 대류운동을 촉발시킨다. Fig. 13의 (b)의 경우는 따뜻한 유체 내에 차가운 평판이 고정되어 있는 경우로 유체 운동 방향이 (a)의 경우와는 반대가 된다. 이 경우에도 유체는 정지 상태의 바깥 영역의 유체를 끌어들이면서 하강한다.

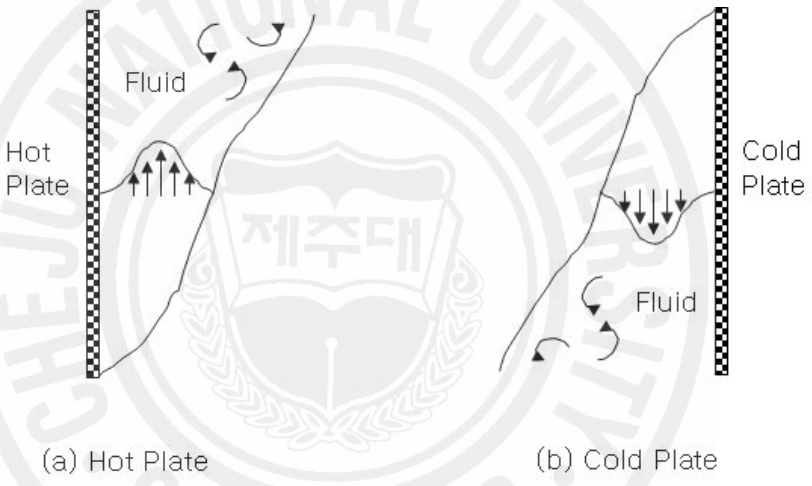


Fig. 13. Natural convection in vertical plate

Fig. 14는 유체가 하부평판에서 가열되어 상부에서 냉각되어질 때의 유체유동을 나타낸 것이다. 하판이 상판보다 온도가 높으면 이 공간에서의 유체는 수직방향의 온도구배가 생길 것이다. 시간이 지남에 따라 상부의 유체는 냉각되면서 밀도가 증가하는 반면, 바닥의 유체는 데워지면서 밀도가 작아지게 된다. 온도구배에 의한 밀도 차가 어느 임계치 이상으로 커지면 부력은 유체의 점성력보다 커지게 되고, 유체는 서서히 움직이기 시작한다. 이 때 위로 상승한 유체는 다시 상판에서 냉각되어 하강하고, 하강한 유체는 하판에서 데워져 상부로 이동하는 순환과

정을 반복하게 된다. 이와 반대의 경우, 즉 하판은 차고 상판이 뜨거운 경우에도 전도에 의한 온도구배가 발생하기는 하나 상부의 유체밀도가 바닥의 밀도보다 작아 밀도 차에 의한 부력은 발생하지 않는다. 따라서 자연대류는 일어나지 않는다.

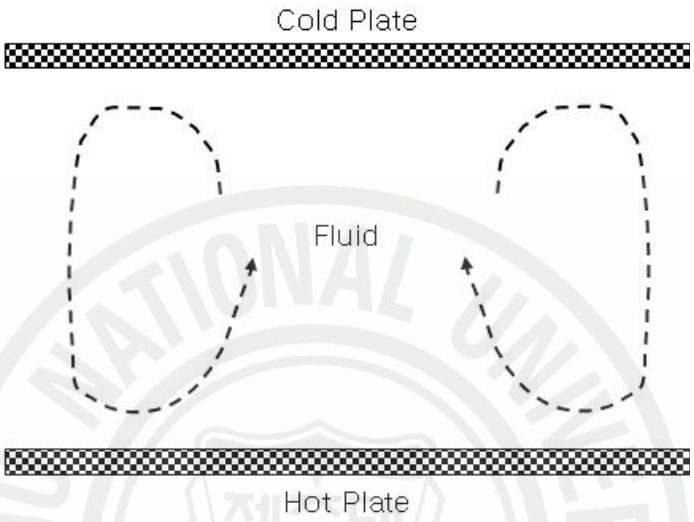


Fig. 14. Natural convection of different temperature between two horizontal plates

앞서도 언급했지만 열사이폰은 열다이오드의 한 예로서 어느 한 방향으로만 열전달이 일어난다. Fig. 15에서처럼 환형의 루프에서 열원(Heating Section)과 열침원(Cooling Section) 사이의 작동유체는 체력(Body Force)이 작용하는 방향과 온도 성층화에 따른 밀도의 증가 방향이 이루는 각도에 따라 불안정한 상태를 이루는데 부력이 어느 임계치를 초과하게 되면 작동 유체의 순환을 유발하게 된다. 즉, Fig. 15에서 체력(Body Force) 벡터의 방향이 열침원에서 열원을 가르키는 경우는 열전달이 왕성하게 일어나는 순방향(Forward Bias)을 나타내며 반대로 체력 벡터가 밀도가 증가하는 방향을 가르키며 역방향(Reverse Bias)을 의미하는데 후자의 경우 루프 내의 열전달은 전도에 의해서만 일어나게 된다.

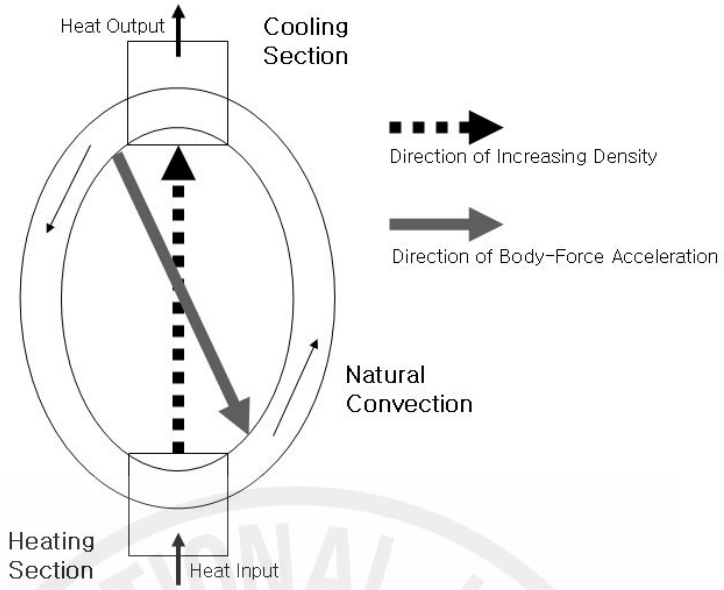


Fig. 15. Natural convection induced in a thermosyphon

3) 자연대류의 지배방정식

앞에서 말한 것처럼 자연대류에서의 운동량 및 에너지 전달을 기술하는 방정식은 강제대류와 같이 보존원리에서 비롯되며, 관성력과 점성력은 흐름대류와 확산에 의한 에너지 전달에 중요하다. 특히 부력은 자연대류의 주된 역할을 한다.

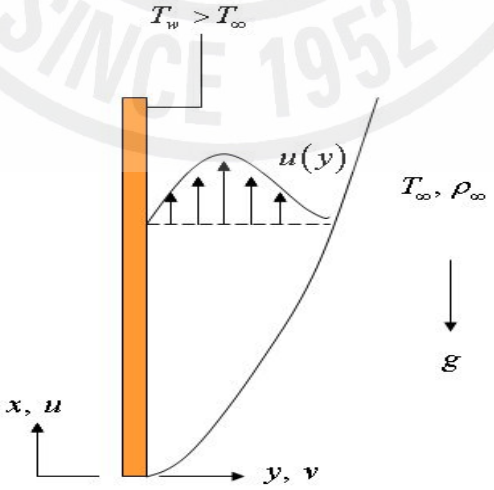


Fig. 16. A boundary layer in heated vertical plate

중력이 체적에 유일하게 작용한다면 x방향의 운동량방정식은 다음과 같다.

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}-g+\nu\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \tag{1}$$

경계층내의 임의의 점에서의 x방향의 압력구배는 경계층 외부의 정지영역($u=0$)에서의 압력구배와 같아야 한다. ρ, p, g, ν는 각각 밀도, 압력, 중력가속도 그리고 동점성계수를 나타내며, u, v는 x, y축의 유체의 속도를 나타낸다.

$$\frac{\partial p}{\partial x}=-\rho_\infty g \tag{2}$$

식 (2)를 식 (1)에 대입하면 운동량방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}=\frac{g}{\rho}(\rho_\infty-\rho)+\nu\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \tag{3}$$

이 식은 자유대류 경계층내의 모든 점에서 적용된다.
식 (3)의 우변의 첫째항은 부력항으로 열팽창계수(β)를 도입하여 다시 쓰면

$$\beta=-\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial\rho}{\partial T}\right)_p \tag{4}$$

이 된다.
열팽창계수를 다시 근사형식으로 표현하면

$$\beta\approx-\frac{1}{\rho}\frac{\rho_\infty-\rho}{T_\infty-T}$$

으로 쓸 수 있으면 다음과 같은 형태로 된다.

$$(\rho_\infty - \rho) \approx \rho\beta(T - T_\infty) \tag{5}$$

식 (5)를 식 (3)에 대입하면, x방향의 운동량방정식은 다음과 같이 된다.

$$u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} = g\beta(T - T_\infty) + \nu\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \tag{6}$$

부력의 영향은 운동량방정식에 한정이 되므로 질량 및 에너지보존방정식들은 강제대류의 경우와 같이 쓸 수 있다. 그러므로 자연대류의 지배방정식들은 다음과 같다.

질량보존방정식 $$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{7}$$

운동량보존방정식 $$u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} = g\beta(T - T_\infty) + \nu\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \tag{8}$$

에너지보존방정식 $$u\frac{\partial T}{\partial x} + v\frac{\partial T}{\partial y} = \alpha\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \tag{9}$$

자연대류에 있어서 유체의 흐름 속도는 작기 때문에 식 (9)의 에너지 보존 방정식의 점성항이 무시되었다. 여기에서 $\alpha\left(=\frac{k}{\rho c_p}\right)$는 열확산계수(Thermal Diffusivity)를 의미한다(c_p 비열).

4) 루프형 열다이오드

가장 단순한 형태의 루프형 열다이오드의 개념도를 Fig. 17에 나타내었다. 열다이오드의 상부는 열침원(Heat sink ; T_L)에 노출되어 있으며 하부는 열원(Heat source ; T_H)과 직접 접촉하고 있다. 이렇게 해서 두 부분의 온도차가 존재하면 루프 내의 유체는 밀도 차에 의한 부력에 의해 순환현상이 일어난다. 이

과정에서 열원과 열침원을 서로 바꾸어 역방향 바이어스(Reverse Bias)가 되게 하면 두 부분 사이의 유체 순환현상은 더 이상 발생하지 않으며 열전달은 단지 열전도에 의해서만 이루어진다. 유체가 액체 금속이 아닌 이상 열전도도는 매우 낮아 열전달량은 매우 적다. 따라서 사각형태 루프형 열다이오드는 순방향 상태에서는 열을 효과적으로 전달하지만 역방향에 대해서는 매우 제한적이다.

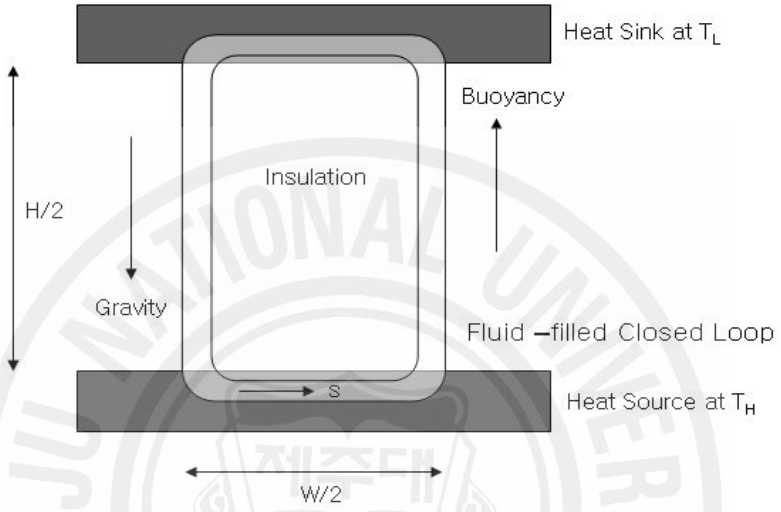


Fig. 17. Rectangular-loop thermosyphon with insulated vertical branches ($\triangle T = T_H - T_L$)

Fig. 18은 하나의 루프가 장착된 열다이오드를 보여주고 있는데, Fig. 18에서는 순방향 모드의 열전달의 경우를 보여주고 있다. 이 그림에서 열이 가해지는(Heat Input) 부분을 들어 올리면 열전달은 역방향 모드로 바뀌어 가열부분이 물탱크(Water Tank)보다 윗부분에 위치하게 되어 루프 내에서 열매체(물)의 유동은 일어나지 않으며 전도에 의해서만 열이 가열부에서 물탱크로 전달되지만 그 양은 미미하다고 할 수 있다.

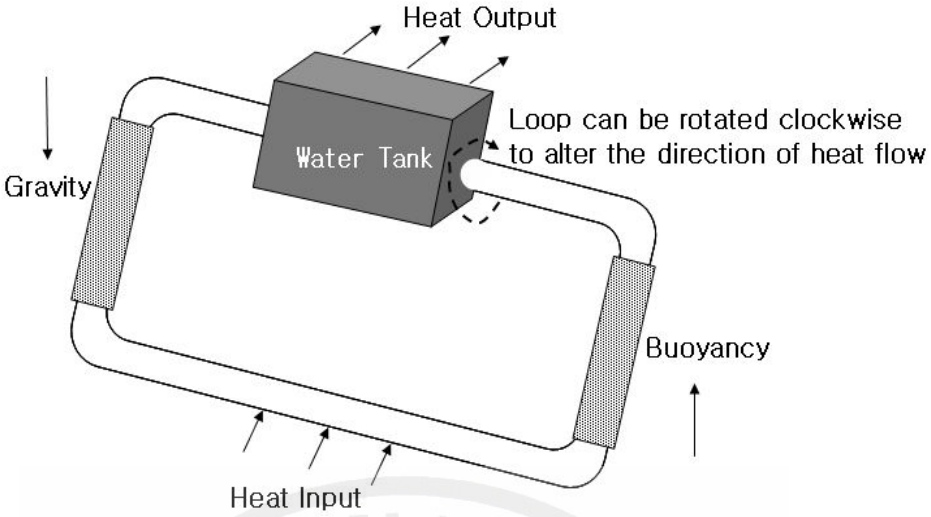


Fig. 18. The loop-and-tank bi-directional thermodiode

루프형 열다이오드의 작동 및 그 기본 원리에 대하여는 많은 연구 논문이 발표되고 있으며 이 분야에의 꾸준한 관심을 보여주고 있다. Creveling[17] 등의 실험적으로 물을 작동유체로 하여 루프형 열다이오드의 작동 안정성을 조사한 연구에서, 어떤 조건하에서는 루프내의 작동유체의 유동이 상당히 불안정해질 수 있음을 밝혔다. 그리고 Greif 등[33]은 수치해석 연구를 통해 루프형 열다이오드 내에서의 작동유체의 유동특성에 대한 연구를 하였다. Madejski와 Mikielewicz[34]는 Fig. 19의 액체 핀(Liquid Fin)에 대한 실험적 연구를 통해 동일 조건하에서 구리 핀에 비해 300배의 열전달 효과가 있음을 증명하였다.

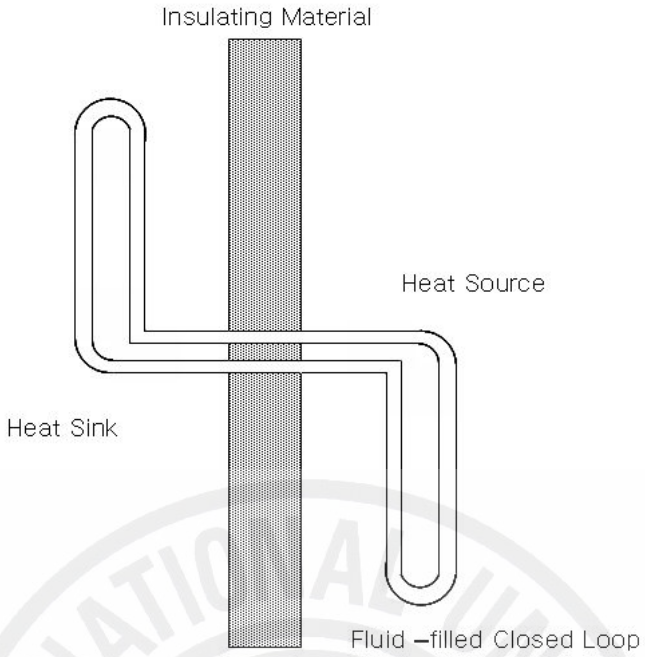


Fig. 19. Liquid fin tested by Madejski and Mikielewicz[38]

루프형 열다이오드 내에서의 작동유체의 유동은 시동기(Start-up Period)와 본격적인 대류가 발생하는 2단계의 과정으로 나누어 볼 수 있다. 시동기에는 가열부 부근에 작은 3차원의 대류 셀(Convection Cellulars)이 형성되나 아직 가열부와 냉각부 사이의 온도차를 반영한 밀도차에 의한 부력이 큰 대류 루프(순환 루프)를 형성하지는 못한다. 시간이 지나 부력이 커지면 시동기를 벗어나면서 큰 대류 루프를 형성하면서 열전달이 활발히 일어난다.

한편, 이와 같은 루프형 열다이오드에서 또 하나 유의할 점은 가열부에 많은 열량이 가해질 때의 불안정성과 2차 유동의 발생이다. 지금까지의 태양열 적용은 태양열의 저온 활용의 경우가 대부분이었던 만큼 이에 대한 관심이 적었던 것이 사실이나 향후 고온 적용의 경우 이에 대한 충분한 고려가 있어야 할 것이다.
루프형 열다이오드는 단순하고 경제적인 에너지 시스템의 제작에 효율적으로 적용될 수 있으며, 특히 물을 작동유체로 사용하는 경우에는 이를 더 극대화시킬 수 있는 장점이 있다.

(1) 이론적 성능분석

루프형 열다이오드의 작동은 가열부에 발생하는 3차원 대류 셀(Convection Cell)로 대별되는 짧은 시동기에 이은 전 루프에 걸친 대류 셀의 발달이다. 오늘날의 강력한 컴퓨터와 유체전산역학의 힘은 거의 모든 자연대류와 관련한 시뮬레이션을 가능하게 하지만 간단한 일차원 해석을 통해서도 열다이오드의 정상 작동에 대한 만족할만한 해를 구할 수 있다. 해석적 방법을 통한 문제의 해결은 열다이오드 내에서 일어나는 유체 유동과 열전달 등의 물리적 현상에 대한 이해를 돕는다. 뿐만 아니라, 유동에 대한 일차원적 접근 방법이 유효할 경우 차원해석이나 표준화(Normalization) 등에도 상당히 유리하다. 이러한 이유로 해서 일차원의 분석 해는 열다이오드나 열사이폰의 설계나 분석에 널리 적용되고 있으며, 아울러 필요한 무차원 파라미터를 도출하는 데에도 유용하게 고려되고 있다.

Fig. 17의 루프형 열다이오드는 2개의 수평부와 2개의 경사부로 이루어졌는데, 수평부는 열원과 열침원에 각각 장입되어 있다. 루프의 내부는 항상 단상(Single Phase)의 유체로 가득 차 있으며 루프의 단면적은 일정하다고 가정한다. 하첨자 s는 루프를 따라 설정된 일차원 좌표이며, T_H 와 T_L은 각각 가열부와 냉각부의 표면온도로서 열원과 열침원의 온도와 같다.

정상 작동하의 일차원 루프 유동에 대한 운동 방정식은 Boussinesq 가정을 적용하여 다음과 같이 적어 볼 수 있다.

$$\pi r^2 \rho_0 V \frac{d}{ds}\int v\ ds = -\pi r^2 \int dp - g\pi r^2 \int \rho \cos a - 2\pi r \int \tau ds \qquad (10)$$

여기서 V는 루프 내의 유동의 평균 속도, τ 는 벽면의 전단 응력, ρ는 유체의 밀도, p는 유체의 압력, a 는 유체의 유동 방향과 수직선이 이루는 각, g는 중력가속도 그리고 r 은 루프를 구성하는 튜브(수평부 및 경사부)의 내측 반경이다. 한편, 밀도(ρ)를 제외한 유체의 모든 물리적 특성은 일정하다고 가정한다.

만약 대류에 비해 축방향의 전도에 의한 열전달을 무시할 수 있다면, 유동의 에너지 방정식은 다음과 같이 정리된다.

$$\pi r^2 \rho_0 c_p V \frac{dT}{ds} = 2\pi r h (T_w - T) \tag{11}$$

여기서 T는 유체의 평균온도, c_p는 비열, 그리고 T_w 는 루프 내의 벽면 온도이다. τ 와 V의 관계 그리고 열전달계수(h)와 평균속도의 관계 등은 선험적 데이터를 근간으로 혹은 이론적으로 결정된다. 한편, 평균속도(유속) 및 유체의 평균 온도 등은 주어진 가열 혹은 냉각 조건을 적용하여 운동 및 에너지 방정식으로부터 산출할 수 있다.

Fig. 17의 사각 루프에서 표준화된(Normalized) 지배 방정식은 하나의 무차원 파라미터로 대변될 수 있다.

$$P^0 = \frac{a(1+A)}{2^{4-b} Gr_r} \left(\frac{mW}{rPr} \right)^{\frac{2-b}{1-n}} \tag{12}$$

여기서 A는 루프의 기하학적 형상비(A=W/H) 그리고 $\mathrm{Pr}\left(=\frac{\nu}{\alpha}\right)$ 과 Gr $\left(=\frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu^2}\right)$은 각각 Prandtl수와 Grashof수(루프의 내부 반경 적용)를 나타내며, 표준화된 평균 속도 및 열전달율은 다음과 같이 적어볼 수 있다.

$$V^0 = \left(\frac{\rho_0 c_p r \nu}{mHkA} \right) \left(\frac{2Vr}{\nu} \right)^{1-n} = \left(2P^0\right)^{\frac{1-n}{b-2}} \tag{13}$$

$$Q^0 = \frac{2Q}{\nu \rho_0 c_p \pi r \Delta T} \left(\frac{\rho_0 c_p r \nu}{mWk} \right)^{\frac{1}{1-n}} = \left(2P^0\right)^{\frac{1}{b-2}} \tag{14}$$

여기서 ν와 k는 각각 유체의 동적 점성계수(Kinematic Viscosity) 그리고 열전도계수(Thermal Conductivity)를 나타낸다.

위의 표현식에서 a, b, m, 그리고 n은 각각 전단 응력과 열전달계수와 관련

한 상관관계식의 지수나 계수이다.

$$\tau = \frac{a\ \rho_0 \nu^b V^{2-b}}{8\ r^b} \tag{15}$$

$$h = \frac{mk}{2r}\left(\frac{2Vr}{\nu}\right)^n \tag{16}$$

표준화된 평균 유체의 온도는 V^0와 s^0의 함수이다.

$$\theta = C_1 e^{\frac{-2s^0}{V^0}} + \frac{1}{2} \qquad \text{for } s^0 = 0 \text{ to } \frac{1}{2}$$

$$= -C_1 e^{-2[s^0-(1+A)/(2A)]/V^0} - \frac{1}{2} \quad \text{for } s^0 = \frac{1+A}{2A} \quad \text{to } \frac{1+2A}{2A} \tag{17}$$

여기서

$$C_1 = \frac{e^{-\frac{1}{V^0}} - 1}{1 - e^{-\frac{2}{V^0}}} \tag{18}$$

그리고 s^0는 무차원 좌표를 나타낸다.

$$s^0 = s/W \tag{19}$$

Fig. 20은 위의 관계식들을 사각 루프에 적용하여 층류 유동(b = 1, n = 0)과 난류 유동(b = 0, n = 0.8)에 대한 무차원 온도 q를 구한 결과를 보여주고 있다.

Fig. 20에서 유체의 평균온도는 유동이 가열부($s^0=0$ 에서 $\frac{1}{2}$)를 통과할 때 증가하고, 냉각부($s^0=\frac{1+A}{2A}$ 에서 $\frac{1+2A}{2A}$)를 통과할 때 감소한다.

단열된 경사부에서 축방향의 열전도와 외부로의 열손실을 무시할 수 있을 때, 유체의 온도는 경사부를 통과하면서 변화하지 않는다. 온도의 변화는 가열과 냉각이 일어나는 부분에서 변화하는데 그 정도는 유체의 물리적 특성, 평균속도 그리고 루프의 기하학적 형상에 따라 달라진다. 루프를 따라 변화하는 유체의 온도 변화폭은 P^0의 증가에 따라 같이 증가하지만 열원과 열침원의 온도차 보다는 작게 나타난다. 큰 값의 P^0의 경우(Fig. 17에서 수평부가 길거나, 유동 단면적이 작거나 혹은 평균 유속이 작은 경우 등)는 유체의 온도가 가열 혹은 냉각과정에서 가열부(열원)와 냉각부(열침원)의 온도에 빠르게 접근한다.
한 보고에 의하면 최적의 작동을 위한 루프 디자인은 다음과 같이 간단히 주어질 수 있다.

$$P^0=2^{\frac{n-b+1}{1-n}} \tag{20}$$

상기의 P^0의 값은 Fig. 20에서 보면 윗 그림은 1 부터 10 그리고 아랫 그림은 10^5 부터10^9 까지의 경우를 나타낸다. 너무 큰 값의 P^0는 유체의 온도가 가열부(냉각부)를 떠나기 전에 가열부(냉각부)의 온도에 도달하게 만들어 가열부(냉각부)의 나머지 부분에서는 열전달이 일어나지 않으며 유체와 벽면과의 마찰 손실만이 발생한다. 한편, 너무 작은 값의 P^0는 가열부(냉각부)에서의 유체 온도 변화가 너무 작아 결과적으로 루프내 자연대류의 유발에는 충분치 못한 부력 밖에 발생시키지 못한다. 이상적인 루프의 설계 및 작동은 유체의 온도가 가열부(냉각부)를 떠날 때 가열부(냉각부)의 온도에 도달하게 하는 것인데, 이 경우 주어진 $\triangle T$와 H에 대하여 최대한의 유동성과 열전달율을 얻게 된다. 이는 다른 형태의 루프형 열다이오드가 다른 열전달 조건에서 작동할 때에도 적용된다. 즉, 루프형 열다이오드는 그 형태에 관계없이 가열부와 냉각부의 길이는 작동유체가 주어진

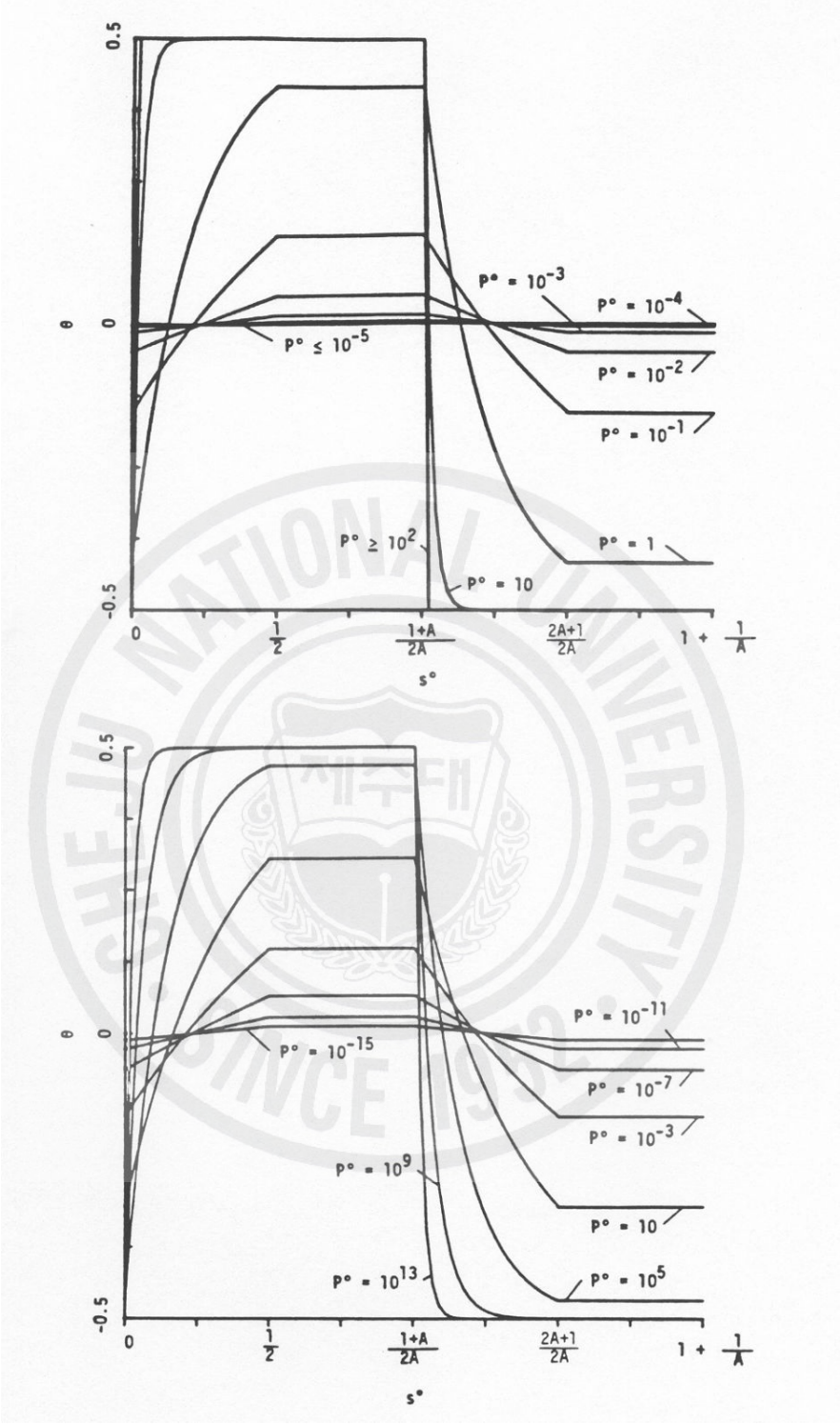


Fig. 20. Fluid temperature variations along the rectangular-loop thermosyphon for different value of p^0.
(top) Laminar flow, (bottom) turbulent flow[8]

여건하에서 최대 또는 최소 도달 가능 온도에 접근할 수 있을 만큼만 잡아주면 되는 것이다. 너무 짧게 잡아주면 앞서도 언급했듯이 충분한 부력이 발생하지 못하고 , 너무 길게 하면 추가적으로 마찰손실이 발생한다.

상기의 유동 및 열전달 해석에 관한 접근 방법은 정상 작동하의 다른 형태의 루프형 열다이오드에도 적용된다. 일예로 루프의 단면적이 균일하지 않거나 매니포울드(Manifold) 형태가 적용되었다 해도 질량보존의 법칙을 이용하면 평균 유속을 어렵지 않게 구할 수 있다. 만약 유동의 방향이 수직 방향과 평행하지 않다면 중력가속도의 수직성분은 운동량 방정식의 부력항과 같이 고려되어야 한다. 또 표면온도 대신에 표면에서의 열유량이 주어졌다면, 에너지 방정식은 다음과 같이 수정되어야 할 것이다.

$$r_0 c V \pi r^2 \frac{dT}{ds} = q_w(s) P(s) \tag{21}$$

여기서 q_w와 P는 임의의 s 지점에서 원주 방향으로의 면적당 평균 열유량과 채널의 둘레를 각각 나타낸다.

5) 양방향성 열다이오드

본 연구에서 사용되는 열다이오드는 필요에 따라 그 순방향의 열전달을 임의로 조절할 수 있는 양방향성 열다이오드(Bi-directional Thermodiode)이다. 앞서도 언급된 바 있듯이 이 경우에도 편의상 대류열전달의 방향에 따라 순방향(Forward Bias) 열전달과 역방향(Reverse Bias) 열전달로 분류한다(Fig. 21). 순방향 열전달의 경우에는 유체의 대류 메커니즘에 의해 많은 양의 열이 전달되며 역방향이 경우에는 오로지 전도(Conduction)에 의한 열전달 밖에 허용되지 않는다. 일반적으로 열다이오드의 설계구조를 살펴보면 집열부(Absorber), 방열부(Radiator) 그리고 두 부분의 유체의 흐름을 연결하는 연결부(Joint)로 구성된다. 순방향 바이어스(Bias)를 걸어주면, 즉 아래쪽에 위치한 집열부를 가열하거나 윗쪽의 방열부를 냉각시켜 두 부분의 온도차를 유발하면 다이오드 내에서는 자연대류가 일어나게 된다. 이것은 33페이지 Fig. 15에서 두 벡터의 방향성을 다시

음미해보면 쉽게 이해될 수 있을 것이다. Fig. 21은 양방향성 열다이오드에서의 열전달을 나타내고 있다.

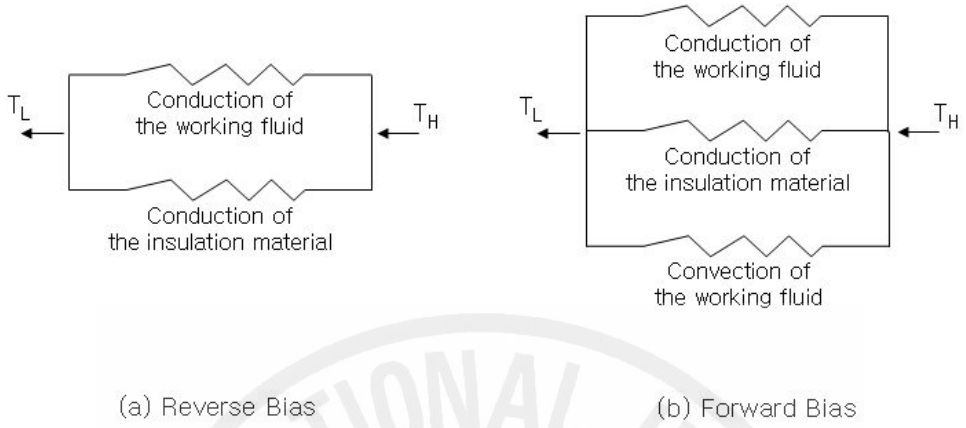


Fig. 21. Heat transfer modes for the thermodiode[10] under (a) reverse bias and (b) forward bias

6) 양방향성 루프형 열다이오드

루프형 열다이오드(Loop-type Thermal Diode)는 열다이오드의 기본 개념을 가장 명료하게 보여주는 모델이다. Fig. 22는 여러 개의 사각형 형태의 루프 다이오드로 구성된 열다이오드이다. 열다이오드는 두 개의 수직 평판과 이에 부착된 유체로 채워져 있는 여러 개의 루프로 구성되어 있다.

루프는 수평부와 경사부로 나눌 수 있는데, 수평부는 열의 흡수 또는 방열 목적으로 설계되어 구리나 알루미늄 같은 열전도도가 높은 금속으로 만들어지며, 경사부는 열전도도가 낮은 물질로 제작된 튜브를 사용하는데 경사부의 경사각의 방향과 크기는 열원과 열침원의 위치와 함께 열다이오드의 순방향 열전달과 역방향 열전달을 결정짓게 된다.

Fig. 22의 (a)와 같이 열다이오드 수평 하부가 가열되고 상부에서 냉각되어질 때 열다이오드의 순방향(Forward Bias) 모드를 이루며, (b)의 경우를 역방향(Reverse Bias) 모드를 이룬다. 이와 같은 형태의 루프형 열다이오드에 있어서 그 순방향과 역방향의 열전달량은 앞서도 여러 차례 언급했듯이 상당히 많은 차

이를 나타낸다.

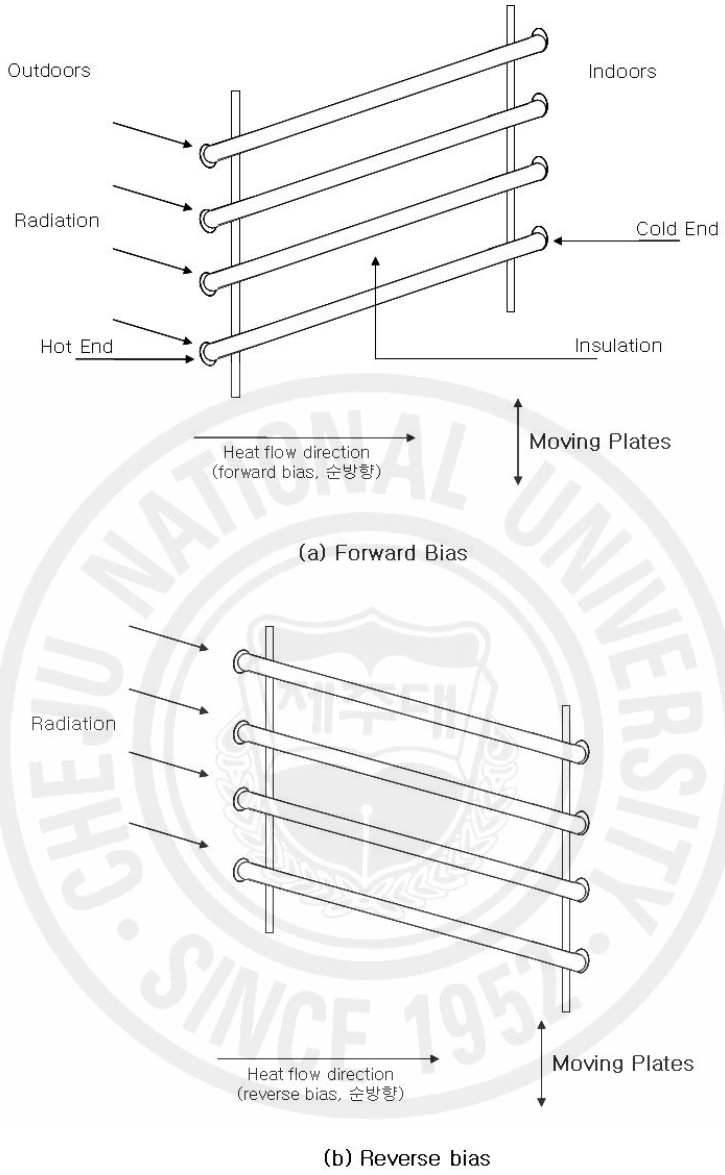


Fig. 22. A bi-directional rectangular thermodiode design

Fig. 22의 루프형 열다이오드는 수평부의 한쪽을 움직여 두 수평부의 높이를 달리하면 열전달 방향을 바꿀 수 있는데, 이와 같이 단순한 조작을 통하여 그 열전

달 방향을 임의로 바꿀 수 있는 형태의 양방향 열다이오드(Bidirectional Thermal Diode)를 만들 수 있다.

양방향성 열다이오드는 겨울철 난방과 여름철 냉방 부하의 감소(혹은 실제의 냉방 효과)를 얻을 수 있기 때문에 그 적용성이 상당히 크다고 할 수 있다. Fig. 23은 작동유체가 들어있는 루프를 회전시켜 열흐름 방향과 열전달율을 변화시킬 수 있는 양방향성 루프형 열다이오드를 보여주는데 이것은 Fig. 19의 Madejski와 Mikielewicz[34]가 실험적으로 연구한 액체 핀의 개념을 변형한 디자인이라 할 수 있다.

양방향성 열다이오드 시스템의 열전달 방향은 기상조건에 따라 조절할 수 있는데, 기본적으로 동절기에는 열흐름 방향을 건물 내측으로 하여 시스템을 난방에 이용하고, 하절기에는 열전달 방향이 밖을 향하게 하여 단열효과와 함께 냉방부하를 줄일 수 있는 효과를 볼 수 있으며 특히 건조한 지방에서는 야간의 낮은 천공 온도를 이용하여 상당한 냉각효과도 기대해볼 수 있다.

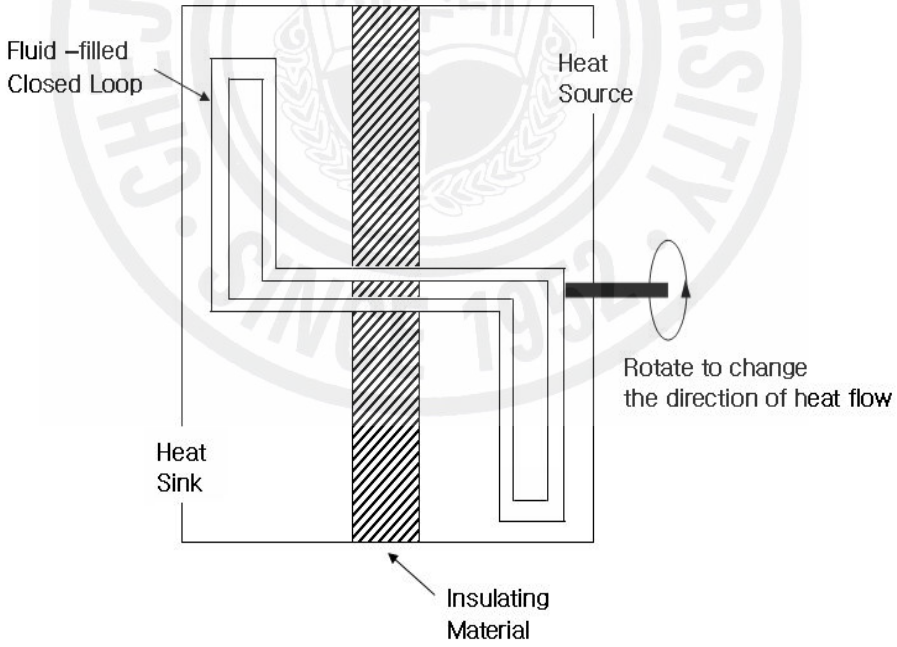


Fig. 23. Bi-directional thermodiode design based on the liquid-fin idea[11]

루프형 열다이오드의 효용성을 극대화하기 위해서는 루프 설계 및 제작에 있어 여러 구성 요소의 결합의 단순성 및 루프내의 유체의 관로 수두 손실 최소화 등에 대한 종합적 고려가 필요하며 아울러 최적의 작동 알고리즘을 적용해야 할 것이다.

JEJU NATIONAL UNIVERSITY
제주대
SINCE 1952

Ⅲ. 실험장치

1. 실험장치 개요

열다이오드는 임의의 한 방향으로만 열전달이 가능하도록 설계된 열전달기구이다. 즉, 유체에 의한 열전달이 전도보다 대류 메카니즘에 의해 더 많은 양의 열이 전달되는 것에 착안하여 고안된 장치이다. 열다이오드는 집열부, 방열부 그리고 두 부분을 잇는 연결튜브로 구성된다. 집열부를 가열하거나 냉각시켜 집열부와 방열부 사이에 온도차가 발생하면 다이오드내에 자연대류가 일어난다.
본 연구에서 사용한 가장 단순한 형태의 하나인 루프형 열다이오드를 Fig. 17에 보여주고 있다.

루프형 열다이오드는 윗부분은 열침원(Heat Sink)에 아랫부분은 열원(Heat Source)에 각각 노출되어 있다. 두 부분에 온도차가 생기면 루프내의 유체는 밀도차에 의한 부력이 발생하여 순환하게 된다. 만약 열원과 열침원의 바뀌면 두분분 사이에는 전도에 의한 열전달만 일어난다. 그러나 루프내에 들어 있는 유체가 액체금속이 아니면 열전도도는 매우 낮다. 루프형 열다이오드는 아래에서 위로는 열을 효과적으로 전달하지만 반대인 경우에는 그렇지 않다. 열의 흐름 방향을 자유로이 바꿀 수 있도록 설계된 열다이오드를 양방향성 열다이오드라 하고, 양방향성 열다이오드는 겨울철 난방과 여름철의 냉방부하를 감소시키는데 효과적으로 적용할 수 있다.

2. 실험장치 구성 및 제작

본 실험에 사용된 루프형 열다이오드인 Smart Module의 개념도를 Fig. 12에

나타내었다. 루프형 Smart Module은 집열부, 방열부 , 이 두 부분을 잇는 연결튜브인 연결부 그리고 데이터를 수록하는 DAS와 장치 지지어셈블리 등 5부분으로 나누어지며 다음에 각 부분의 제작방법에 대해 간단히 설명하겠다.

1) 집열부

작동유체가 열을 흡수하는 부분으로 집열부는 태양열을 최대한 효과적으로 흡수하여, 집열된 열이 손실되지 않고 방열부로 최대한 열이 전달되도록 하는 것이 중요하다. 따라서 집열부 제작에 있어서는 집열부로 들어오는 태양광의 열유량을 조절하고, 집열 효율을 높여 외기로의 열손실을 최소화하는데 중점을 두었다. 특히 집열부는 집열판이 회전하여 태양광과의 입사각을 조절할 수 있도록 회전식 집열팬널의 형태로 되어 있다. 집열부는 집열패널, 통풍막, 유리 그리고 집열부 몸체로 구성된다(Fig. 24).

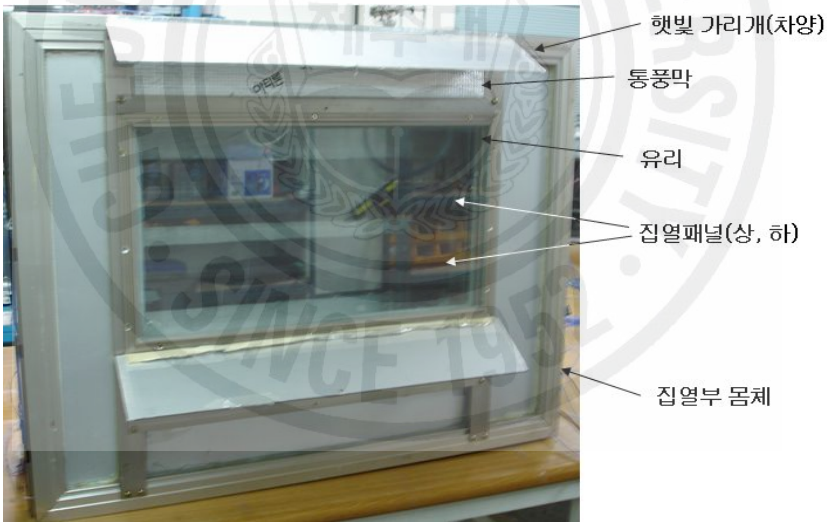


Fig. 24. Major components of solar heating panels

회전식 집열팬널은 집열판(동판)과 동관으로 구성되었다. 태양으로부터 직접 열을 흡수하는 집열판은 구리로 제작된 동관과 밀착되어 작동유체에 열을 전달하게 되어 있다. 따라서 동관과 집열판 사이가 비어 있으면 접촉 열저항이 커져

그만큼 열손실이 발생하므로 동관과 집열판 을 단단히 밀착시킬 필요가 있다. 우선 집열판은 두께3㎜, 너비100㎜×552㎜의 동판 중심에 홈을 내어 같은 길이의 내경 10㎜의 동관을 덧댄 후, 용접재(95%Tin, 5%Antimony)를 이용하여 용접하였다. Fig. 25에 집열패널의 모양을 나타내고 있다. 집열판과 동판을 단단히 밀착시키기 위해 집열패널의 뒷부분에 폭이 좁은 동판을 덧댄 후 리벳팅하여 집열판과 동관사이의 열전달이 최대가 될 수 있도록 하였다.

집열판의 표면은 깨끗이 세척하여 불순물을 제거한 후 선택흡수막(Selective Coating) 도료로 도장하여 태양열의 흡수율을 높였다. 회전식 집열판의 뒷면은 단열재로 처리하여 집열판 뒤쪽면에서의 열 방출을 차단하여 열손실을 줄일 수 있도록 하였다(Fig. 27 참조-단열재).

Fig. 25. Absorber panel (A thin copper stripe painted in black was soldered to a copper tube)

집열부의 몸체는 샤시, 유리덮개, 집열부 측면덮개로 구성된다. 구조체로는 알루미늄샤시를 사용하였으며, 측면덮개로는 나무나 플라스틱 합판을 사용했다. 집열부의 유리덮개는 집열부에 모아진 태양열이 자연대류에 의해 외기로 빠져나가지 못하게 하는 중요한 역할을 한다. 통풍막은 하절기 태양열의 과다한 유입으로 인한 집열부의 과열을 방지하기 위해 설계되었다. Fig. 26의 (a)와 같이 하절기에 통풍막을 열어 놓으면 아래쪽 통풍구를 통해 유입된 찬 공기가 위쪽 통풍구로 빠져나가면서 집열부 내의 축적된 열을 빼앗아가게 되어 집열부의 과열을 막게 된다. 또한 위쪽 통풍막은 여름철 태양 고도가 높은 점을 감안하면 햇빛 가리개 역활도 할 수 있다. 동절기에는 통풍막을 닫아 집열부 내에서의 자연대류를 억제

시키며 유리나 측면을 통해 열이 빠져나가는 것을 방지한다.

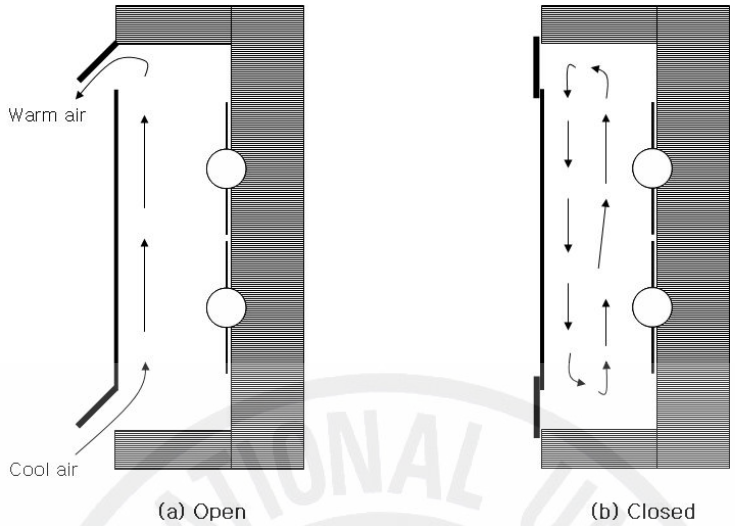


Fig. 26. Operation of air vents in the heating(collector) compartment

집열부의 열적 독립을 위해 측면과 뒷면은 5㎜합판과 30㎜ 단열재(스티로폼)를 사용하여 마무리하였다. 제작의 용이성을 높이기 위해 집열부 뿐만 아니라 시스템대부분의 몸체는 알루미늄샤시를 이용하여 제작하였다. 유리덮개 등의 구성품은 독립 제작하여 조립 및 분해가 수월하도록 하였다.

회전식 집열패널의 집열부는 입사하는 태양광의 조절을 위해 집열판을 필요에 따라 회전시켜 입사 태양광량을 제어할 수 있도록 되어 있다. 모터의 동력을 집열판으로 전달하기 위해 각각의 집열판에 감속기를 설치하여 적정속도로 회전하도록 되어 있으며, 집열판의 회전각을 제어하기 위해 마이크로 스위치를 사용하였다. 이 마이크로 스위치를 사용하여 실내 실험에서도 인공태양과 집열판의 각도를 조절하며 실험할 수 있었다.

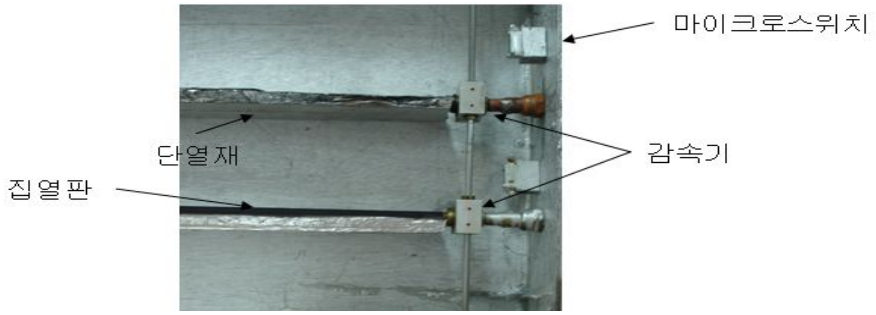


Fig. 27. Rotational absorber panel

회전식 집열패널 집열부는 난방을 필요로 하는 동절기에는 집열패널의 검은(Black)면이 밖을 향하고 하절기에는 태양광 반사율이 높도록 처리한 면(Reflective)이 밖을 향하게 된다(Fig. 27). 집열판 후면을 반사율이 높도록 처리하기 전에(알루미늄 호일 등으로) 단열재를 부착하여 집열된 열이 전도에 의해 빠져나가는 것을 방지하도록 처리한다.

태양열을 보다 많이 집열하기 위해서는 집열판이 정남을 향하도록 하여야 하며, 일정한 각도로 경사(slope)를 주어야 한다. 일반적으로 태양광의 집열판 입사각이 90도가 될 때 집열기는 최대 집열효율을 얻을 수 있다. 우리나라의 경우 겨울철 태양 방위각(Solar azimuth angle)이 45도 근처인 것을 감안하면 45도 경사가 적당하다. 그러나, 집열판에 경사를 작아질 경우 집열판 하나가 차지하는 면적이 커져 실제로는 집열 면적이 작아지므로 이에 대한 고려가 필요하다. 즉, 집열판에 경사를 주어 위쪽을 향하게 되면 패널과 패널 사이 간격을 주어 위쪽 패널의 그림자가 아래쪽 패널을 가리지 않게 해야 하는데, 각이 커질 경우 간격 또한 넓어져 전체적으로 집열면적을 작아지는 결과를 초래할 수 있다.

2) 방열부

방열부는 방열판의 상하위치를 달리함으로써 시스템의 열전달 방향을 결정하는 중요한 부분이다. 즉 방열판과 집열판의 상대적인 높이 차에 따라 열을 획득할 것인가 방출할 것인가가 결정된다. 방열판이 집열판보다 높은 위치에 있으면 열은 실내로 투입되고, 그 반대의 경우인 방열판이 집열판보다 낮은 위치에 있으

면 열은 실외로 빠져나가게 된다. Fig. 28에 본 실험에 제작 이용된 방열부의 설계 개념도를 나타내고 있다.

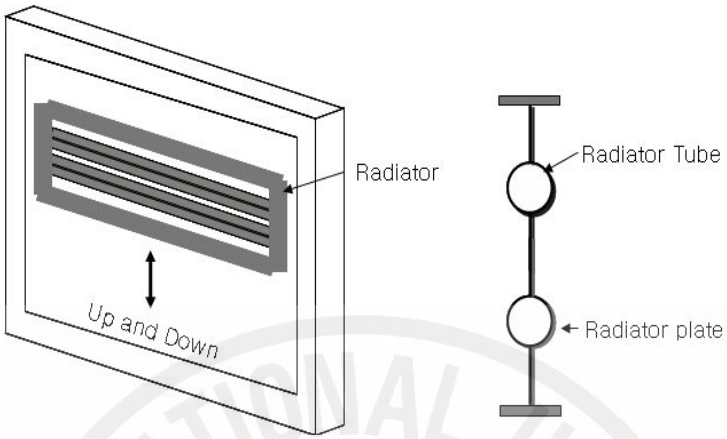


Fig. 28. Conceptual design of radiator assembly

방열패널은 집열패널과 동일한 방법의 Fin형과 방열부의 용적을 늘려 그 안에 작동유체를 축열재로 이용하거나 혹은 또 다른 축열재를 삽입하여 축열 할 수 있도록 한 축열식의 두가지 형태를 제작하였다. 축열식 방열패널은 각각의 집열패널에서 온 연결관을 하나로 모아 각각의 집열패널에서 온 작동유체가 방열패널에서 섞이게 된다. 이런 축열식 열다이오드는 Fin형에 비해 몇가지 장점을 가지고 있다. 우선 누수나 오염물질에 의해 생기는 기포를 방열패널 상층에 모아줌으로써 기포가 관로를 막는 것을 방지할 수 있으며, 축열용량이 커 일몰 후 까지도 난방효과를 누릴 수 있다. 그리고 갑작스러운 온도변화나 기후변화에도 시스템 적응성이 커져 열적으로 안정하게 동작한다. 반면, Fin형에 비해 반응속도가 느린 단점이 있다. 본 실험에서는 반응속도가 상대적으로 큰 Fin형태의 방열패널을 사용하였다.

집열판은 한쪽 면을 단열재로 감싸 집열된 열이 빠져나가지 않게 설계되었으나, 방열판은 양쪽 면을 모두 공기 중에 노출시켜 열대류 면적을 넓혔다. 방열부에서의 열전달은 대류에 의해 이루어지며, 보다 많은 대류 열전달을 위해 방열판의 면적은 넓히는 것은 당연하나 집열판보다 지나치게 넓어질 경우 집열관과 방

열관을 잇는 연결부의 길이가 달라져 방열부의 상하이동이 어렵게 된다. 가장 간단하게는 방열판의 폭을 집열판의 폭과 동일하게 제작하는 것이다. 방열판의 표면도 집열판의 표면과 같이 열전달 성능의 중요한 인자로 작용한다. 방열판에서는 자연대류와 복사에 의해 실내로 열을 전달하게 되는데, 깨끗한 구리표면의 경우 복사율(Emissivity)이 매우 낮아 열전달 기여도 또한 대류에 비해 매우 낮다. 따라서 복사율이 높은 물질을 선택하여 방열판 표면에 도포하였다(Table 14참조). 그러나, 코팅물질의 두께가 두꺼워지면 오히려 열전도 저항이 커져 열손실이 오히려 커질 수 있음으로 주의해야 한다. 본 실험 장치의 방열판에는 구입의 용이성이나 경제적인 측면에서 유리한 유성페인트를 사용하였다.

Table 14. Normal emissivity of metals, paint and surface coatings

Substance	State of Surface	Temperature (K)	Normal Emissivity ε
Aluminum	Polished Plate	296	0.040
Brass	Rough Plate	298	0.070
Copper	Black Oxidized	293	0.780
Gold	Not Polished	293	0.47
Iron	Oxidized Smooth	398	0.78
Lead	Gray Oxidized	293	0.28
Nickel	Oxidized	373	0.41
Silver	Polished	293	0.025
Tin	Bright	293	0.070
Tungsten	Filament	3300	0.39
Zinc	Tarnished	293	0.25
Aluminum Bronze		373	0.20-0.40
Enamel	Rough	293	0.39
Aluminum Paint	Heated to 325℃	423-588	0.35
Bakelite Enamel		353	0.935
Enamel White	Rough	293	0.90
Oil Paint		273-473	0.885
Red Lead Primer		293-373	0.93

3) 연결부

실험 장치는 집열부의 동관과 방열부의 동관을 연결한 폐쇄루프로 되어 있으며, 두 동관 사이의 연결 부분은 유연성과 내구성이 강한 폴리우레탄 튜브를 사용하였다. Fig. 29는 집열관과 방열관의 연결방법과 연결 튜브를 보여주고 있다. 방열부의 상하 이동이 자유롭고, 상하 이동시에 생길 수 있는 연결부 관이 찌그러짐에 따른 관로 단면이 축소로 인해 유체의 흐름을 막을 수 있으므로 이러한 문제점을 없앨 수 있는 적당한 유연성을 갖는 폴리우레탄 튜브가 적합한 소재라 할 수 있다. 또한 연결 튜브는 열 흡수로 인한 유체의 부피 팽창에 의한 압력을 흡수할 수 있어야 한다.

Fig. 29. Rotatable joints connecting horizontal and vertical sections of the loop

연결부의 경사각(Inclined Angle)은 작동유체의 유동 능력에 많은 영향을 끼친다. Chen은 1차원 이론적 해석을 통하여 경사각이 수평면에 대하여 20° 이상일 경우에 순방향 열전달량의 최대값은 경사각에 무관하며, 최적 형상비(Aspect Ratio)는 경사각이 커질수록 증가함을 보였다. 저자들이 고안한 스마트 모듈은 연결부의 경사각을 최대 약 25° 로 설정하였는데, 경사각이 이보다 커질 경우 방

열부의 이동 거리 증가와 함께 불필요 공간(Dead Space)이 형성되고 시스템의 응답성도 떨어지는 것으로 나타났다.

동관과 튜브의 연결은 회전 엘보우(Swivel Elbow)를 사용하였다. 집열부 및 방열부 모두 회전 자유도를 요구하는 만큼 두 부분 모두 회전 엘보우를 이용하여 회전 자유도를 확보하였다(Fig. 29 참조). 회전식 집열판은 집열판의 회전 자유도를 요구할 뿐만 아니라 방열부의 상하 이동시 연결부분의 회전도 역시 고려해야 하므로 폴리우레탄 튜브와 회전 엘보우의 결합은 아주 이상적이라 할 수 있다. 회전 엘보우는 밀폐가 뛰어나고 소재가 가벼운 플라스틱 재질의 것을 사용하였다.

4) DAS(Data Acquisition System)부

본 실험에서 얻어지는 데이터는 K형 열전대를 이용한 온도측정이다. 12개의 열전대가 삽입된 곳의 온도를 동시에 측정하기 위해 HYDRA(FLUKE, HYDRA SERIES Ⅱ)를 사용하고 있다. HYDRA는 채널별 초기 설정에 따라 전압, 저항, 일사량(열속) 그리고 온도를 각각 측정할 수 있다. 본 실험에서는 각 채널별 HYDRA의 초기 설정을 온도로 하고, 반복 측정시간을 3분으로 설정하여 일정시간 동안의 온도 변화를 측정하였다. HYDRA에 의해 읽혀진 데이터는 엑셀파일로 불러 저장했다.

5) 장치 지지 어셈블리

집열판과 방열판간의 사이를 20㎝로 두고 알루미늄샤시를 사용하여 장치 전체의 지지 어셈블리를 제작하였다. Fig. 30에 루프형 스마트 모듈의 지지 어셈블리의 치수를 나타내고 있다. 실제 구조물에 설치시는 비하중 벽면으로 대치 될 것이지만 어느 정도의 하중을 견딜 수 있도록 집열부와 방열부의 연결시 구조적으로 안정성을 확보하도록 고정시켰다. 집열부 어셈블리와 방열부 어셈블리를 각각 지지 어셈블리 앞뒤 쪽에 위치하여 실험 장치를 구성한다. 집열부와 방열부 사이의 지지 어셈블리의 빈 공간은 단열재로 채워 시스템이 외부 요인에 의한 열 이동을 차단하였다.

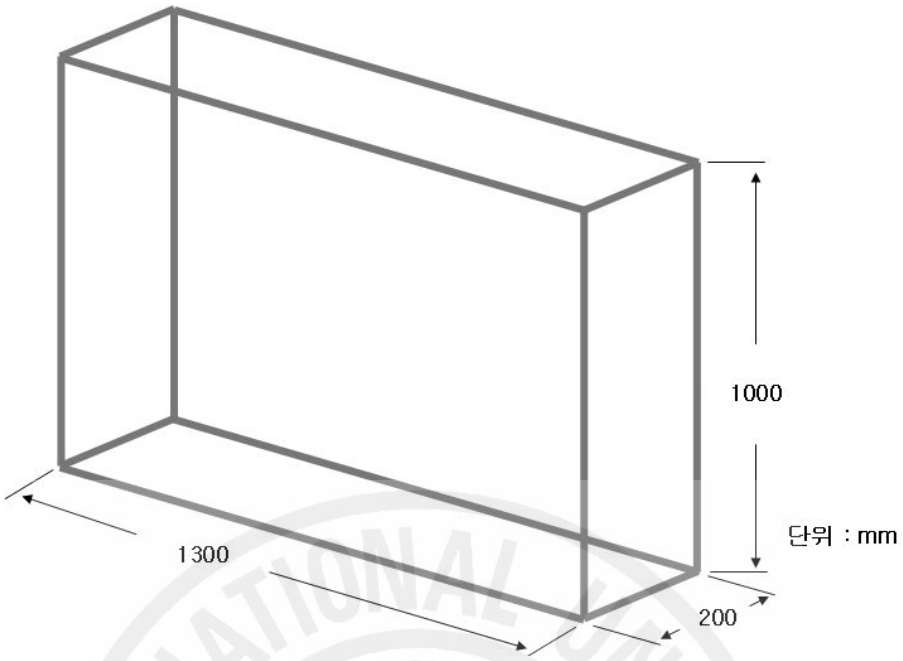


Fig. 30. Dimensional of the assembly support

지지 어셈블리의 폭 역시 시스템 설계의 중요한 인자로, 스마트모듈이 기존의 건물 벽체를 대체할 경우 그 폭의 벽체보다 넓어서는 안 되며 또한 폭이 넓어지면 연결관(Joint Tube)의 길이가 길어지게 되어 루프내 유체의 흐름을 방해하는 마찰손실 요인으로 작용하여 시스템의 성능을 떨어뜨리게 된다. 그러나 너무 짧게 할 경우 자동화와 관련되어 설치되는 장치(DC모터 등)들이 필요로 하는 공간을 폭에서 소화하지 못하고 시스템 윗쪽이나 아래쪽 혹은 측면에 설치되면 시스템 정면에서 집열면적을 줄이는 불필요한 공간을 만드는 결과를 초래할 수 있다.

Ⅳ. 실험방법 및 결과

1. 실험 방법

본 실험에서는 유체의 난류에 의한 자연대류 열전달을 이용하기 위해 75W(HALOPAR 30)의 전구 20개로 구성된 1.5kW급 인공태양(Solar Simulator)의 열속을 1000W/㎡로 고정하였다. 충분한 공간의 실험실에서 안정적인 열원(Heat Source)을 만들어 실험하는 동안 실험실 온도가 거의 일정하도록 하였다. 먼저 인공태양의 열속이 집열기 전체에 골고루 1000W/㎡가 입사되도록 인공태양과 집열기 사이의 거리를 결정했다. Fig. 31과 같이 인공태양과 수평하게 일사량계(EPPLEY RADIOMETER, THE EPPLEY LABORATORY, INC.)를 위치하도록 한 후 일사량계를 앞·뒤, 상·하 그리고 좌·우로 이동시켜 인공태양에서 방출되는 열속이 1000W/㎡가 되는 거리를 측정하였다.

Fig. 31. The Solar simulator and a pyranometer

인공태양과 일사량계 사이의 열속이 1000W/㎡ 되는 거리를 측정하기 위해 두 가지 가정을 하였다. 우선 인공태양에서 방출되는 열속은 집열기 전체 표면에 균일하게 입사된다는 가정과 인공태양에 사용되는 전구면의 각도에 따라 방출 강도가 달라지지만 전구면의 각도가 거의 일정하여 인공태양의 방출표면을 수평방향으로 이등분하였을 때 방출 열속은 상하 대칭이라 가정하였다. 이런 가정 하에 집열기에 입사되는 열속이 1000W/㎡되는 위치를 결정하기 위해 인공태양의 하단 부분을 수직으로 4등분, 수평으로 9등분 하여 총 36 포인트에서 인공태양에서 방출되는 열속을 일사량계로 측정하여 평균한 값이 1000W/㎡되는 위치를 정하였다. 측정 결과 인공태양에서 방출되는 열속이 1000W/㎡이 되는 인공태양과 집열기 사이의 거리는 600㎜ 이었다.

인공태양으로부터 600㎜ 떨어진 위치에 집열기를 놓고 집열판의 각도를 인공태양과 평행, 45도 60도 90도로 변화시키면서 집열판과 방열판 등의 집열기의 각 부위에서의 온도를 측정하였다. 온도 측정을 위해 K형 열전대를 Fig. 32, 33에 나타나 있는 부위에 삽입하여 집열부 내부 온도와 실내온도를 포함하여 집열판, 방열판, 집열관의 입·출구, 방열관의 입·출구 등 모두 12곳의 온도를 측정할 수 있도록 하였으며, DAS(Data Acquisition System)를 이용하여 매 3분마다 자료를 측정·기록하였다.

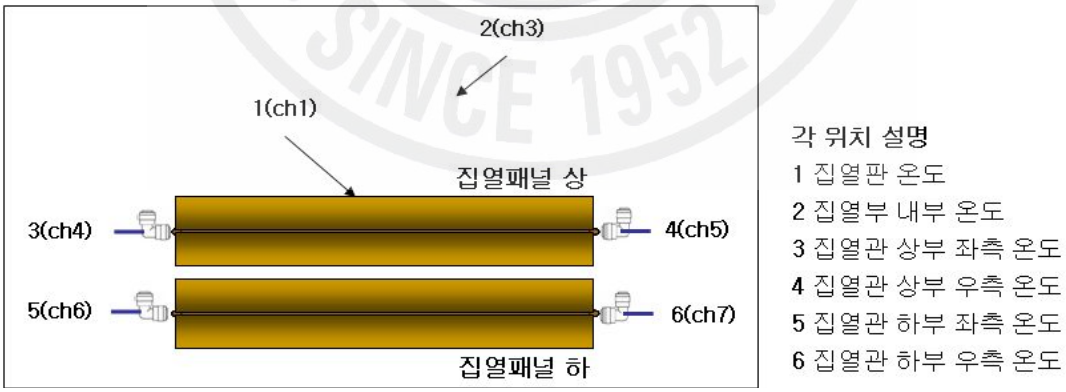


Fig. 32. Thermocouple position in absorber panels

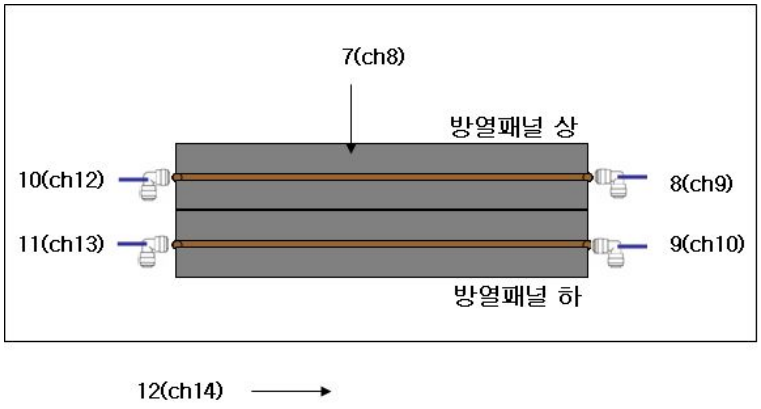


Fig. 33. Thermocouple position in radiator panels

1) 실험 조건

본 실험에서는 유체의 종류, 집열판과 인공태양과의 각도·거리(열속)를 각각 달리하면서 실험을 수행하였다. 실험에 사용된 유체는 점성과 열전도도가 각각 다른 물(증류수 포함)과 아세톤, 에탄올 그리고 실리콘오일을 선택을 하였으며, 실리콘오일 역시 점성이 다른 3가지를 선택하였다. Table 15에 본 실험에 사용된 유체의 물성치를 나타내었다. 동점성계수, 열전도계수이외에도 유체의 열전달에 영향을 미치는 인자로 열확산계수, 부피팽창계수와 비열 등을 고려하였다.

Table 15. Physical properties of working fluid

Fluid (25℃)	Density [g/㎤]	Kinematic Viscosity [㎟/s]	Thermal Conductivity [W/m · K]	Specific Heat [kJ/kg ·K]	Thermal Expansion Coefficient [/K]	Thermal Diffusivity [㎡/s]
Water	0.997	0.893	0.607	4.18	0.254×10^{-3}	1.46×10^{-7}
Acetone	0.7899	0.387	0.161	2.18	1.488×10^{-3}	0.93×10^{-7}
Ethylalcohol	0.7893	1.36	0.169	2.44	1.427×10^{-3}	0.88×10^{-7}
Silicon Oil	0.755	0.65	0.1	1.465	1.34×10^{-3}	0.90×10^{-7}
	0.935	10	0.13	1.465	1.08×10^{-3}	0.95×10^{-7}
	0.965	100	0.15	1.55	9.6×10^{-4}	1.0×10^{-7}

태양열 시스템의 집열은 태양의 위치에 따라 그 성능이 달라진다. 본 실험에서는 집열기와 인공태양의 위치를 변화시키는 대신에 집열기내 회전식 집열패널의 각도를 변화시켜 집열성능을 실험했다. Fig. 34에 회전식 집열패널에 입사되는 인공태양의 빛의 각도를 나타내었다.

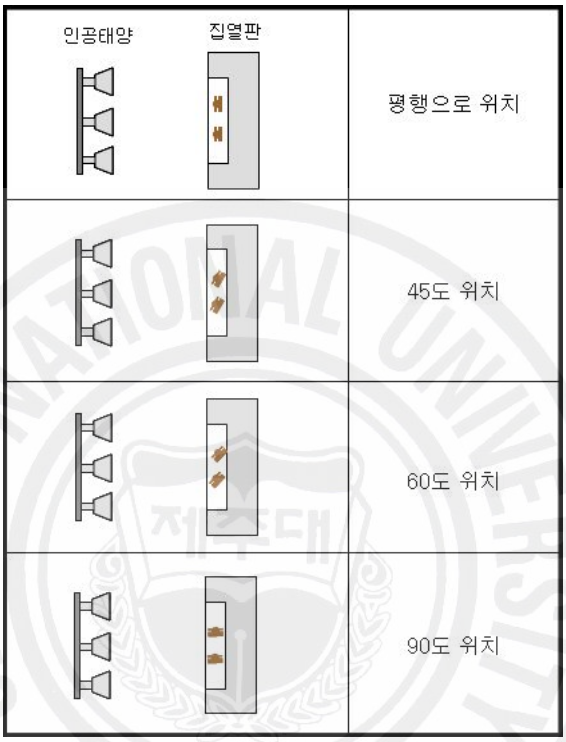


Fig. 34. Angle of incidence formed by absorber plate and solar simulator (clockwise)

2. 실험 결과

여러 가지 다양한 작동유체에 따른 실험 결과를 살펴보기에 앞서, 본 실험에서 얻은 데이터들의 공통 특징에 대해서 작동유체가 물일 경우의 데이터를 보면서 간단히 설명하고자 한다.

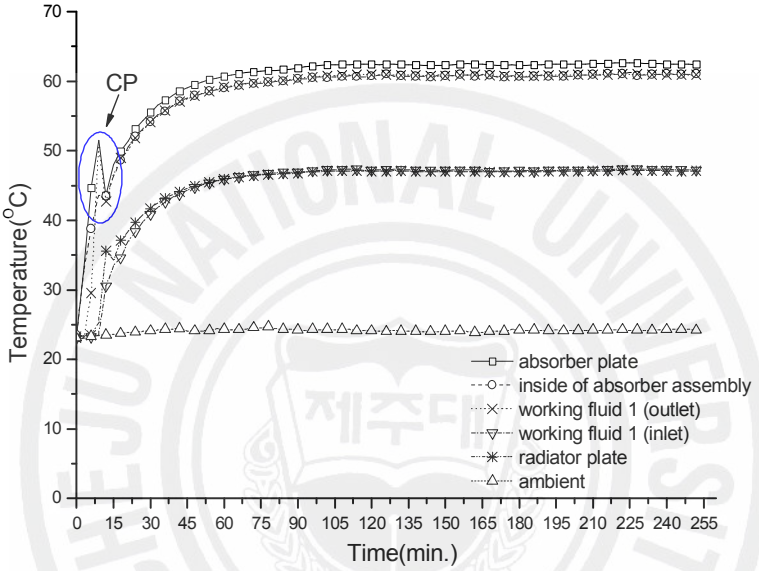


Fig. 35. Temperature variations of the thermodiode with water as the working fluid (heat flux : 1000W/m^2)

Fig. 35는 물을 작동유체로 사용해 열속 1000W/m^{2}으로 실험해 얻은 실험데이터를 나타내고 있다. 데이터를 보면 실험을 시작하여 약 10분경과 후에 작동유체의 온도가 20℃이상 갑자기 상승하는 것을 볼 수 있다. 이것은 열다이오드 내에서 작동유체의 유동이 시작되었음을 보여주는 것이다. 유동이 시작으로 인해 가열되었던 집열관 출구 근처의 유체가 방열관으로 유입되면서 눈에 보이는 현격한 온도차이를 나타내는 것이다. 유체의 온도가 정점(유동 시작온도)에서 조금 떨어진 후 다시 서서히 증가하는 것을 볼 수 있는데, 이것은 집열관내의 활발한 유체 유동에 의해 방열관에 들어있던 차가운 유체가 집열관으로 들어와 미처 데워지기

전에 다시 방열관으로 유입되기 때문이다. 이 유체의 동작점(CP, Circulation Point)에 이르는 시간과 온도차는 작동유체의 특성과 시스템의 성능에 밀접한 관계를 갖는다. Fig. 36는 집열패널의 각도변화에 따라 작동유체의 유동이 시작되는 시간과 동작점의 온도를 보여주고 있다.

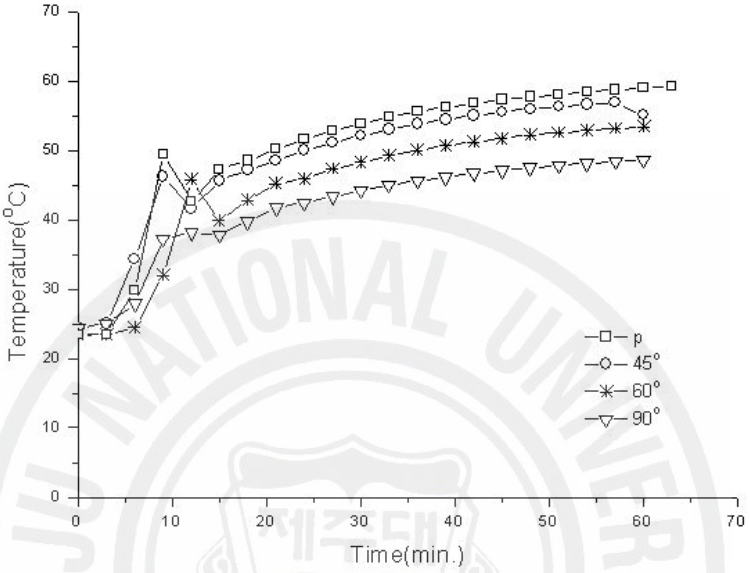


Fig. 36. The effect of angle of incidence on circulation points

집열패널의 각도 역시 집열기의 집열성능에 영향을 주는 요인이며, 동작점에 이르는 시간과 온도차는 시스템의 열성능에 영향을 주게 된다.

1) 실험결과- 작동유체 : 물

기본 작동유체로써 물을 사용한 태양열 시스템의 열전달 과정을 열전대를 이용한 온도 측정에 의해 관측하였다. Fig. 37에 태양열 시스템의 위치별 온도 변화를 알아보았다. 집열기 내부온도 이외의 각 위치에서의 온도는 인공태양과 태양열 시스템의 집열판 각도가 커짐에 따라 감소하는 것을 알 수 있다. 온도는 모든 위치에서 증가해 나가다 일정 시간이 지난 후에는 일정한 값을 유지하게 된다(Fig. 35 참조).

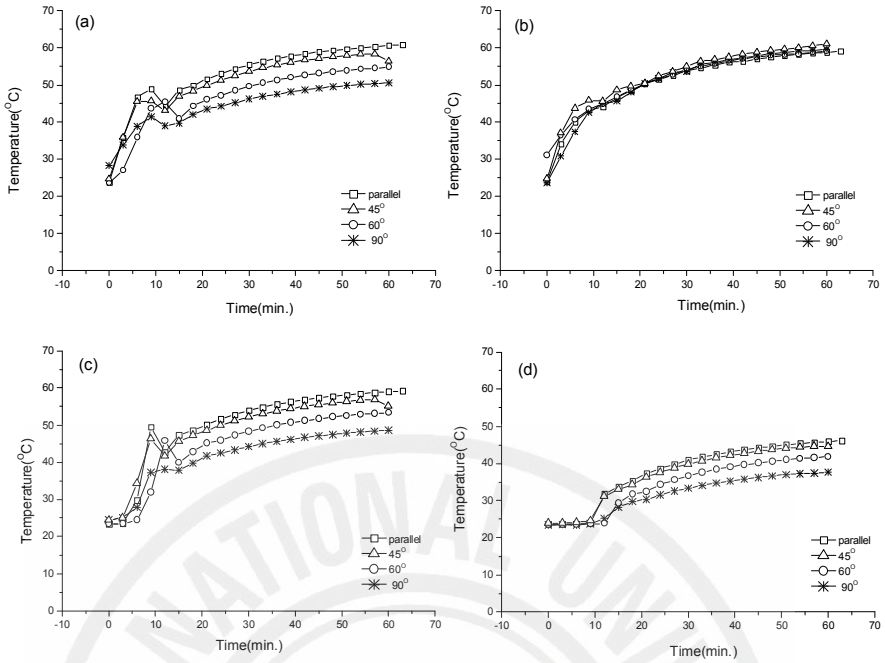


Fig. 37. Temperature variations of the absorber panel at different angles of incidence (water) : (a) absorber plate (b) inside absorber assembly(c) outlet of the absorber pipe (d) inlet of the absorber pipe

Fig. 38에 집열판의 출입구 온도차, 방열관의 출입구 온도차 그리고 집열판과 방열판의 온도차를 나타내었다. 집열관과 방열관의 온도차에 의한 피크가 거의 일치하고 있어 집열판에 유입된 태양열이 매우 빠르게 방열관으로 전달되고 있는 것을 알 수 있다. 그림에 나타나 있는 것처럼 집열관과 방열관의 출입구 온도차는 약 10-12℃정도를 보이고 있다.

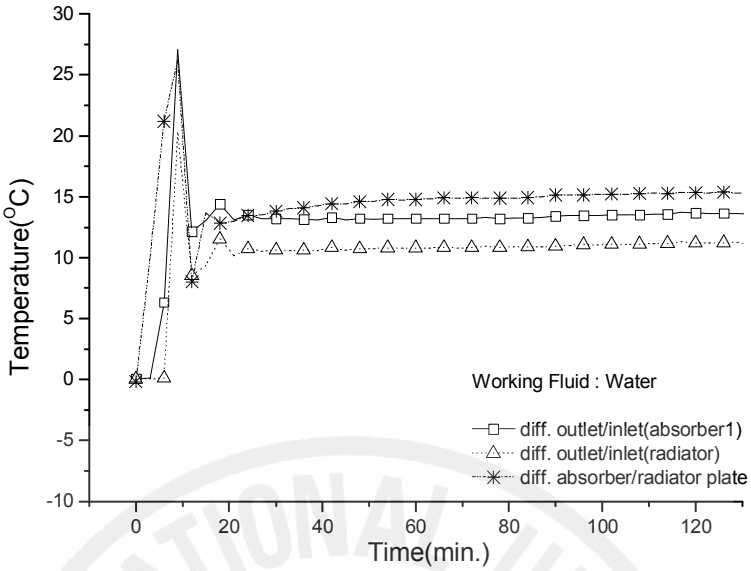


Fig. 38. Temperature differences between the inlet and outlet of the absorber panel and those of the absorber and radiator plates

자연대류에 의한 열전달에 대한 영향을 알아보려면 시스템 내의 유체 속도 측정이 중요하다. 그러나 시스템 구조상 본 실험에서는 속도 측정을 할 수 없어, 집열판내의 속도를 계산하여 Fig. 39에 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 유체의 속도 역시 실험시작 후 약 10분이 지나면서 흐름이 시작(동작점의 시간과 일치)되어 잠깐 불안정하다가 일정한 속도를 갖게 된다. Fig. 40은 인공태양으로부터 집열기에 입사되는 열속에 따른 집열판의 온도변화를 비교해 보았다.

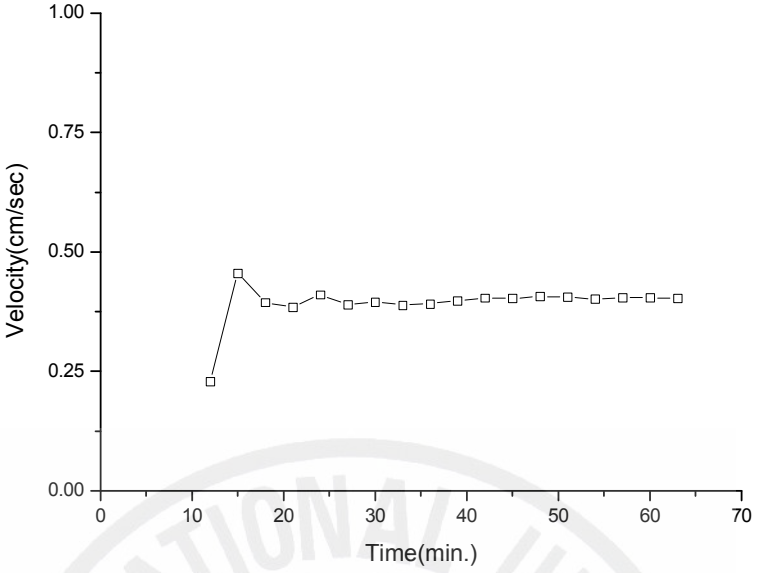


Fig. 39. Water velocity (value of calculated)

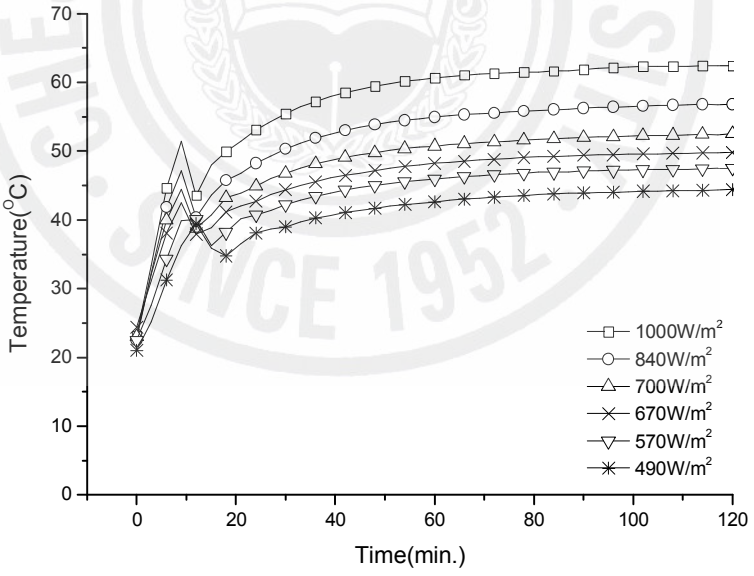


Fig. 40. Temperature variations of the thermodiode under different heat fluxes(working fluid : water)

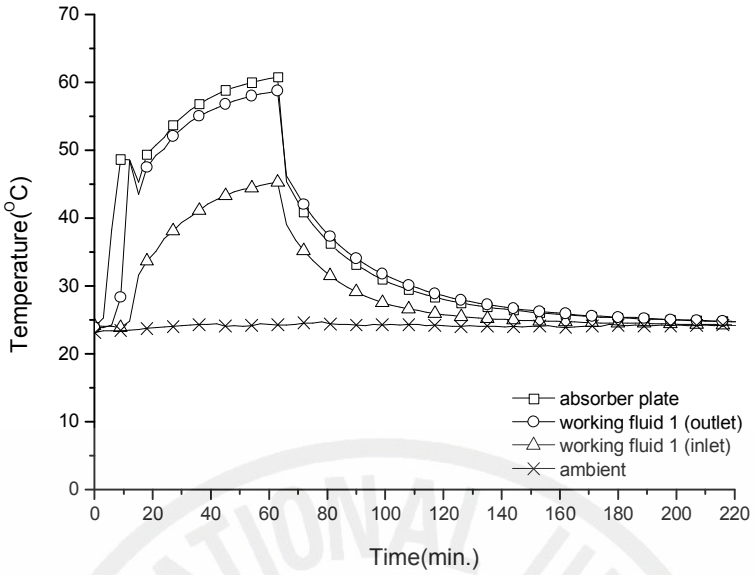


Fig. 41. Cool down test under forward bias mode

Fig. 41에 태양열 시스템의 순방향 작동조건하(방열패널 상부 위치 Fig. 28 참조)에서 1시간 가열시킨 후 인공태양의 전원을 끊어 열이 차단된 순간부터 냉각되어 실험실 내부의 온도와 같아질 때까지의 과정을 나타내고 있다. 그림을 보면 알 수 있듯이 집열판과 집열관 출구의 작동유체 온도가 급격히 하락하는 빠른 응답성을 보이고 있다. 집열판과 작동유체의 온도가 실험실 온도 이하로 떨어질 때까지 계속적으로 순방향 열전달을 수행한다.

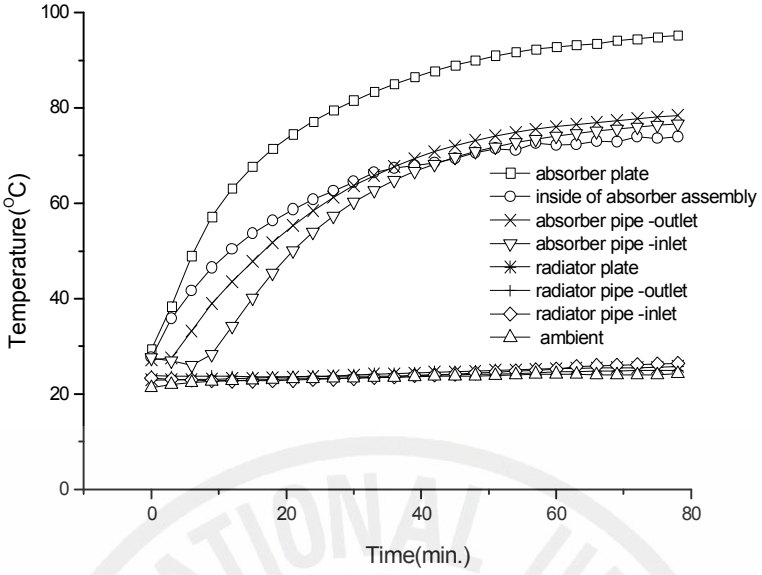


Fig. 42. Heating of the thermodiode under reverse bias mode

Fig. 42는 태양열 시스템의 역방향 작동조건하(방열패널 하부 위치 Fig. 28 참조)에서의 열전달 실험 결과를 나타내고 있다. 순방향 실험과 마찬가지로 집열부 집열패널(집열판과 집열관)내 작동유체의 온도는 계속 상승하지만 방열부 방열패널(방열판과 방열관)내 작동유체의 온도는 시간이 지나도 거의 변하지 않는다. 예측했던 것과 같이 하부에 방열부를 위치시켰을 경우에는 열을 흡수하는 집열부가 위에 있으므로 하부인 방열부쪽으로 유체의 유동이 억제되어 열전달이 일어나지 않는다. 그러므로 실외의 기온이 실내로 전달되지 않아 실내온도를 일정하게 유지시키는 효과를 얻을 수 있다. 즉, 여름철에도 따로 전력을 사용하지 않고 양방향성 열다이오드 스마트 모듈을 건물에 적용하여 실내의 냉방 효과 뿐 아니라 효과적인 에너지 절약을 할 수 있을 것으로 생각된다.

2) 실험결과- 작동유체 : 에틸알코올(C_2H_5OH)

에틸알코올의 밀도는 0.79g/㎤으로 물과 그 물성치를 비교해 보면, 동점성계수는 약 1.5배, 열팽창계수는 약 7배, 열전도도는 약1/3배의 물성치를 갖는다

(Table 15 참조). Fig. 43, 44는 집열기에 입사되는 열속을 1000W/m^2 로 하여 실험한 결과를 보여주고 있으며, Fig. 45는 인공태양으로부터 집열기에 입사되는 열속에 따른 열매체의 온도변화를 보여주고 있다.

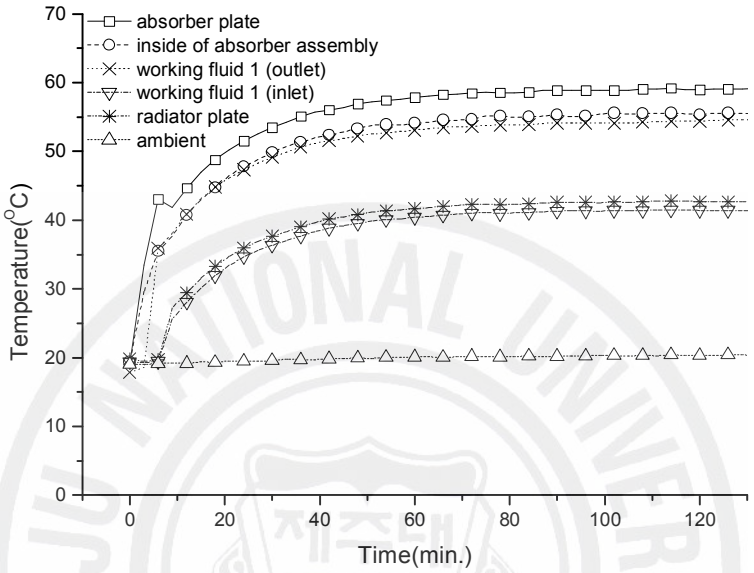


Fig. 43. Temperature variations of the thermodiode with ethylalcohol as the working fluid(heat flux : 1000W/m^2)

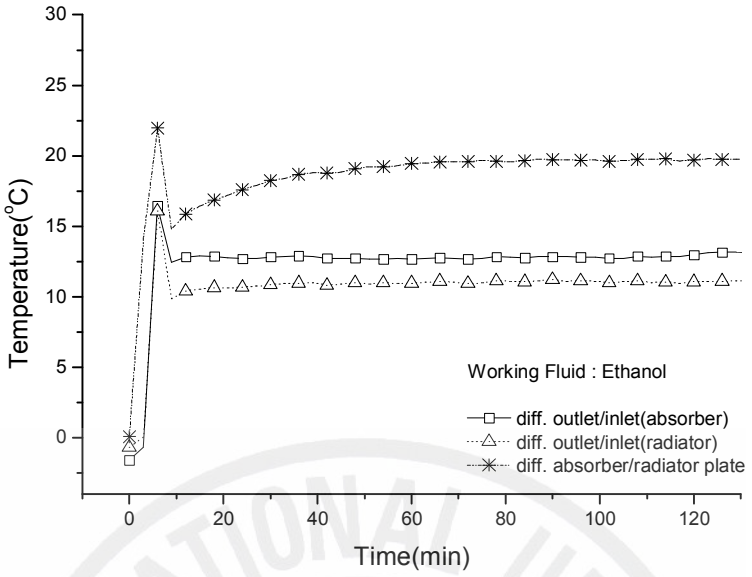


Fig. 44. Temperature differences between the inlet and outlet of the absorber panel and those of the absorber and radiator plates(Ethanol)

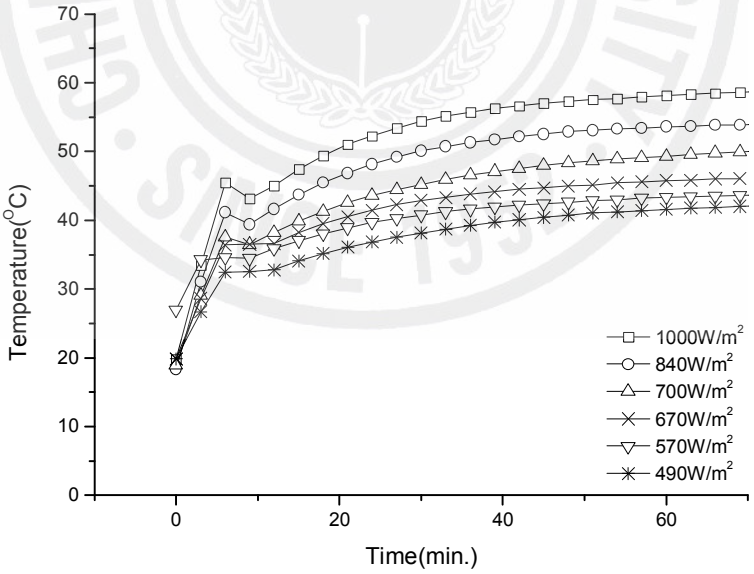


Fig. 45. Temperature variations of the thermodiode under different heat fluxes(working fluid : ethylalcohol)

3) 실험결과- 작동유체 : 아세톤

실험에 사용된 아세톤은 밀도, 열팽창계수 그리고 열전도도가 에틸알코올과 거의 같은 값을 갖으며 동점성계수는 물의 약1/2 값을 갖는다(Table 15 참조). Fig. 46은 아세톤을 동작유체로 사용했을 때의 실험 결과를 보여주고 있다. 그림을 보면 실험 시작 약 50분경과 후부터 기화에 의한 기포 생성으로 인한 열팽창이 유체의 움직임을 가속화하여 열전달을 향상시킨다(Fig. 46의 (a)). 집열관내의 열팽창은 집열관과 방열관을 연결하고 있는 폴리우레탄 튜브의 팽창으로 완화된다. Fig. 46의 집열관 입구온도(작동유체1의 입구온도)의 추세를 보면 아세톤의 기화에 의한 기포크기의 증가는 집열관 입구의 온도에는 영향을 미치지 않음을 알 수 있다. 이것은 기포의 유동이 연결부를 통과하면서 그 뒤를 따라 유입되는 작동 유체의 속도가 느려 기포가 다시 연결부로 역류되기도 하며, 방열부로 유입된 기포가 온도차에 의해 응축하여 방열부에서의 유체 유동과 열전달에는 영향을 미치지 않기 때문이라고 생각된다.

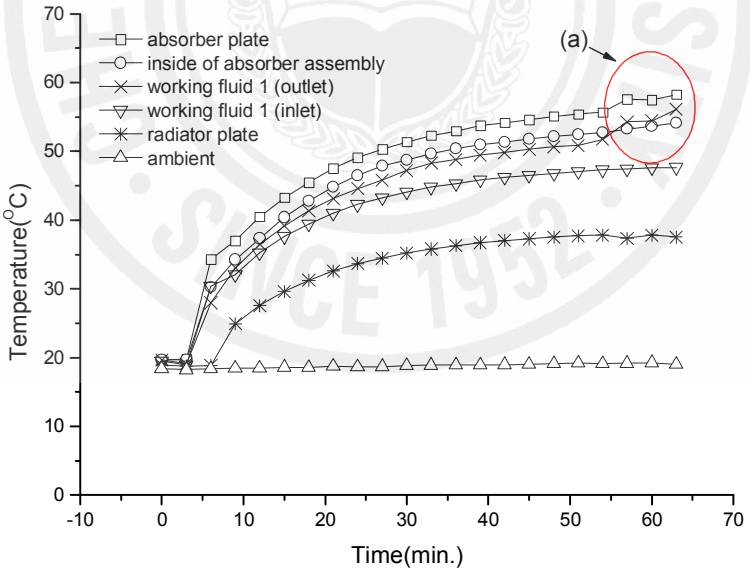


Fig. 46. Temperature variations of the thermodiode with acetone as the working fluid (heat flux : 1000W/m^2)

Fig. 46에서 한 가지 더 주목해야할 부분은 유동이 시작되는 동작점의 위치가 뚜렷하게 나타나지 않고 있는 점이다. 앞에서 언급한 것처럼 아세톤의 동점성계수는 물의 1/2 정도이므로 유체가 가열되어 유동이 시작되는데 점성에 의한 영향이 거의 없어 유동은 동작점 없이 서서히 일어나는 것으로 생각된다. Fig. 47에 아세톤 기화에 의한 부피팽창이 연결부인 폴리우레탄 튜브에 영향을 주어 팽창된 모습을 보여주고 있다(실험 전·후의 폴리우레탄 튜브의 변형-길이 증가).

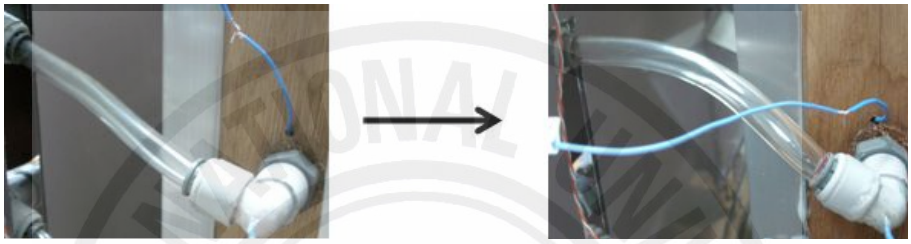


Fig. 47. Swelling of the poly tube caused by the evaporation of acetone

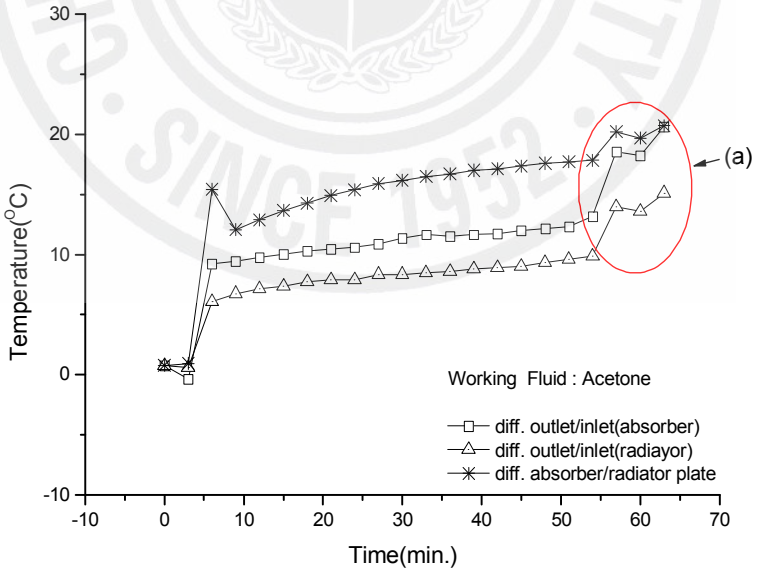


Fig. 48. Temperature differences between the inlet and outlet of the absorber panel and those of the absorber and radiator plates(Acetone)

Fig. 48의 (a)를 보면 집열관 출구와 연결부에서 나타나는 부피팽창(기포)에 의한 열전달이 집열관 입구와 방열관의 출구에는 영향을 주지 않기 때문에 각 입출구의 온도차가 크게 나타나고 있다.

4) 실험결과 - 작동유체 : 실리콘오일

본 실험에서는 실리콘오일의 동점성계수가 0.65, 10, 100cSt 3가지 종류를 작동유체로 사용하였다. 실리콘오일은 동점성계수에 따라 서로 다른 밀도, 열팽창계수값을 갖는다(Table 15참조).

Fig. 49-52에 점도 0.65cSt 실리콘오일의 실험 결과를 나타내고 있다. Fig. 49를 보면 알 수 있듯이 밀도가 물보다 작기 때문에 아세톤의 실험 결과와 같이 동작점이 확실하게 보이지 않는다. 밀도가 작고 열팽창계수가 물보다 크므로 실험 시작 후 일정시간이 흐르면 유체의 열팽창으로 인한 유동이 불안정해지는 부분이 생긴다(Fig. 50). 이렇게 유체 유동이 불안정해지는 것은 아세톤과 마찬가지로 실리콘오일의 기화에 의한 유체내의 기포 형성으로 유동이 불안정해지는 것으로 생각된다. 인공태양과 집열기의 집열판과의 위치에 따른 관계를 Fig. 51에, 인공태양으로부터 집열기에 입사되는 열속에 따른 집열판의 온도 변화를 Fig. 52에 각각 보여주고 있다.

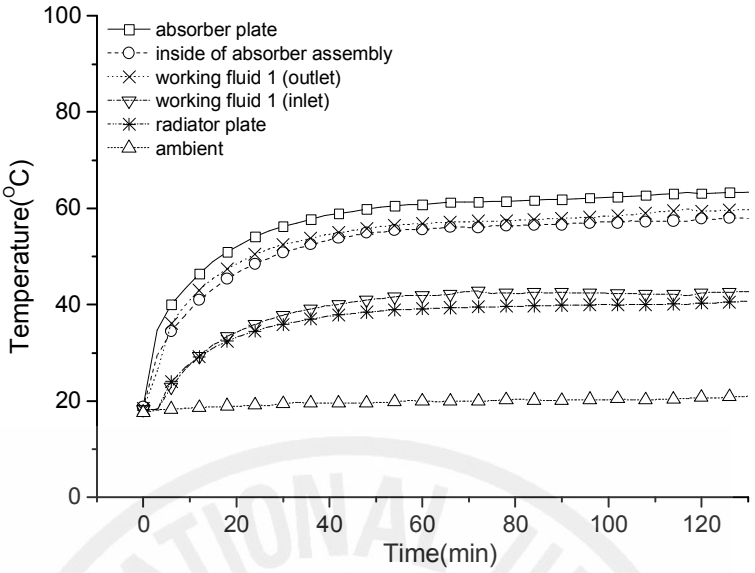


Fig. 49. Temperature variations of the thermodiode with 0.65 cSt silicon oil as the working fluid(heat flux : 1000W/m^2)

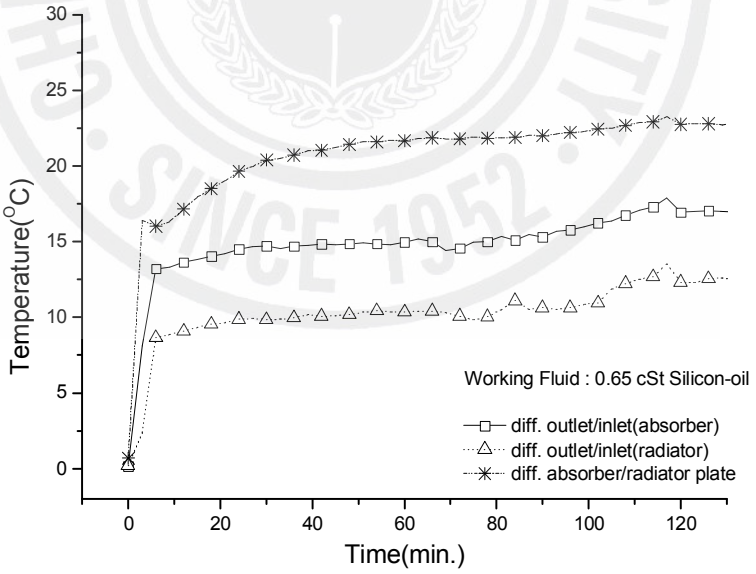


Fig. 50. Temperature differences between the inlet and outlet of the absorber panel and those of the absorber and radiator plates(0.65cSt silicon oil)

Fig. 51과 52를 보면 Fig. 49의 데이터와는 달리 인공태양과 집열판사이의 각도가 커질수록, 열속이 작아질수록 동작점이 생기는 것을 볼 수 있다. 이것은 인공태양과 집열판 사이의 입사각이 커질수록, 집열기에 입사되는 열속이 작을수록 작동유체의 유동에 미치는 열팽창계수의 영향이 작아지고 점성에 의한 마찰저항의 영향이 커져 유동이 시작되는 동작점이 생기는 것으로 생각된다. 그러므로 밀도가 작고 열팽창계수가 큰 유체인 경우에는 인공태양과 집열판의 거리를 멀리하거나 열속이 45°이상으로 입사될 경우에 더욱 안정된 열전달현상을 보인다고 말할 수 있다.

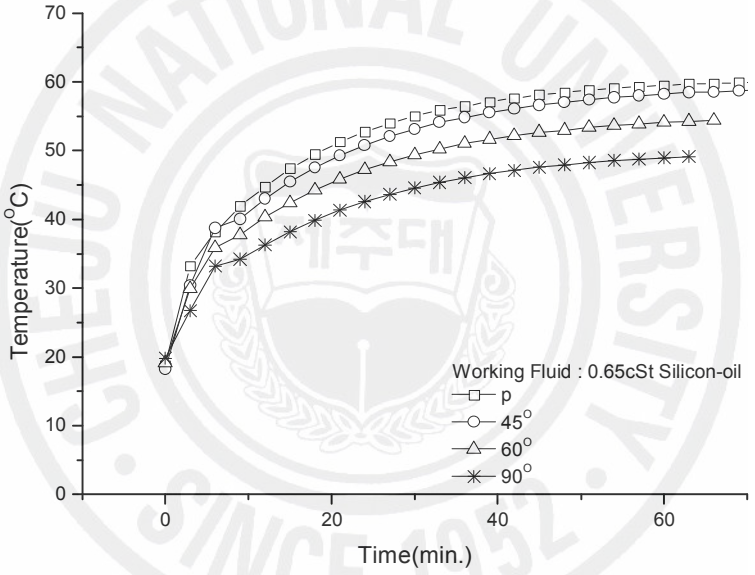


Fig. 51. Temperature variations of the absorber panel at different angles of incidence(0.65cSt silicon oil)

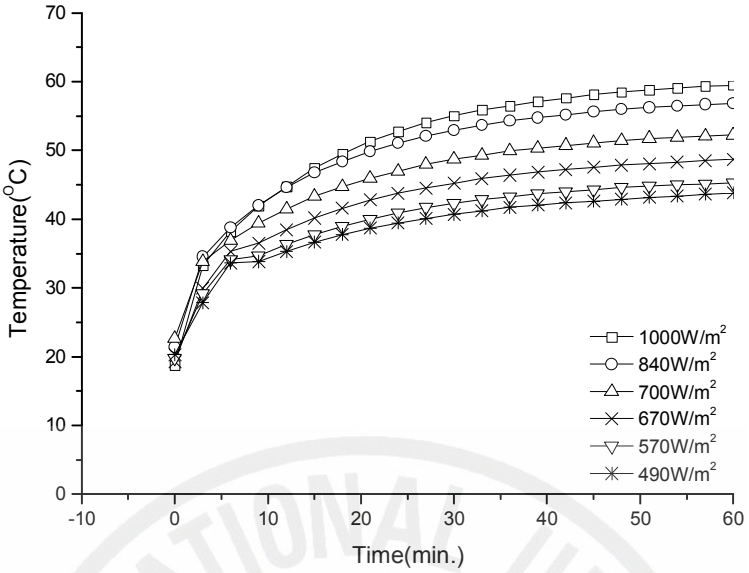


Fig. 52. Temperature variations of the thermodiode under different heat fluxes(working fluid : 0.65cSt silicon oil)

점도 10cSt 실리콘오일의 실험 결과를 Fig. 53-56에 나타내었다. Fig. 53을 보면 알 수 있듯이 밀도가 물의 10배, 열팽창계수 역시 물의 10배의 물리적 특징을 갖는 실리콘오일은 뚜렷하게 동작점이 나타나는 것은 아니지만 실험 시작 후 약 10분 경과하는 부분에서 유동이 시작되는 것을 알 수 있다. 실험 시작 후 시간이 지남에 따라 유동이 미세하게 불안정해지는 것을 볼 수 있는데, 이것은 0.65cSt 실리콘오일의 결과(Fig. 50 참조)와 마찬가지로 실리콘오일의 열팽창에 의한 것이라 생각이 된다. 그러나 실리콘오일의 밀도가 약 10배 정도 크므로 그렇게 큰 영향을 미치지 않는 것으로 예측된다(Fig. 54). Fig. 55, 56에 인공태양과 집열판의 위치 관계에 대한 실험 결과와 인공태양으로부터 집열기에 입사되는 열속에 따른 영향을 비교한 실험 결과를 나타내고 있다. 열속과 위치에 따라 각각 일정한 경향의 온도변화를 보여 주고 있다.

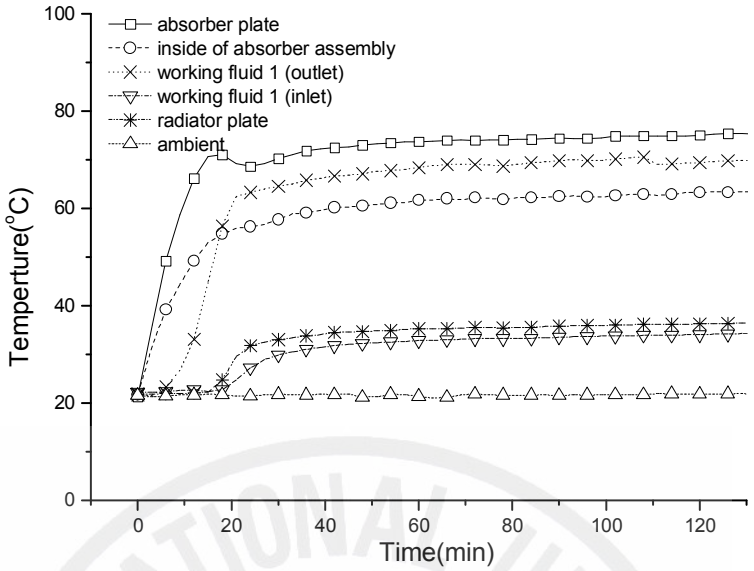


Fig. 53. Temperature variations of the thermodiode with 10cSt silicon oil as the working fluid(heat flux : 1000W/m^2)

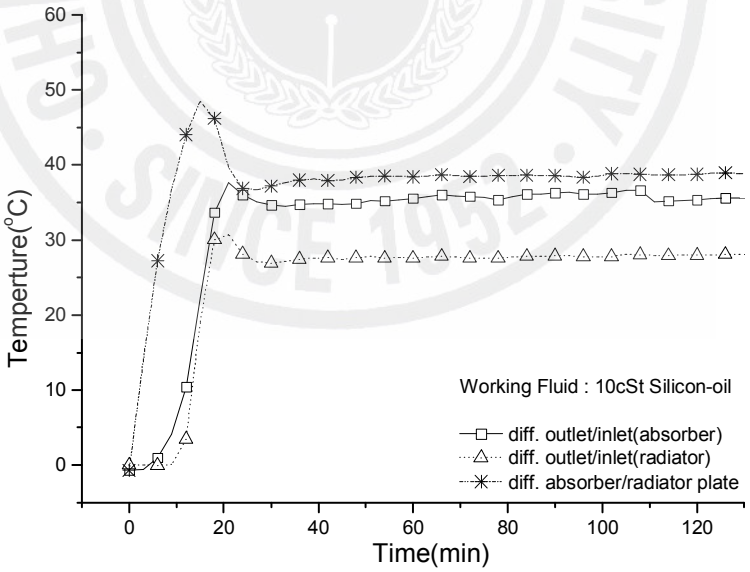


Fig. 54. Temperature differences between the inlet and outlet of the absorber panel and those of the absorber and radiator plates(10cSt silicon oil)

점도 10cSt인 실리콘오일인 경우에는 0.65cSt 점도의 실리콘오일에서 나타나는 인공태양과 집열기 사이의 입사각과 입사 열속의 크기에 따른 영향과는 정반대의 현상을 보였다. Fig. 55의 입사각에 따른 온도변화와 Fig. 56의 입사 열속에 따른 온도변화를 보면, 점도 10cSt인 실리콘오일인 경우에는 인공태양과 집열기 사이의 입사각이 커질수록, 집열기에 입사되는 열속이 작을수록 동작점이 존재하지 않게 된다. 이것은 점도 10cSt인 실리콘오일인 경우 집열기에 입사되는 입사각이 커질수록, 입사 열속이 작아질수록 열팽창 계수의 변화는 온도에 따라 커지고 점성에 따른 마찰 저항은 온도에 따른 변화가 작아지기 때문이라고 생각된다.

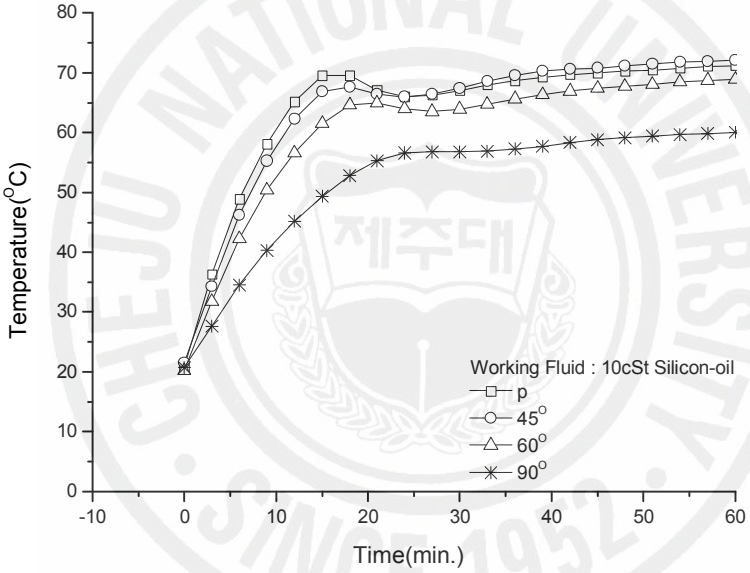


Fig. 55. Temperature variations of the absorber panel at different angles of incidence (10cSt silicon oil)

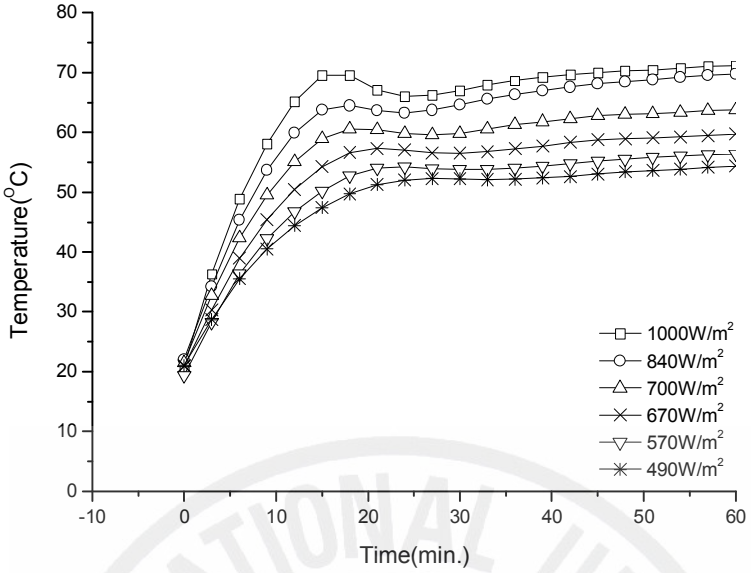


Fig. 56. Temperature variations of the thermodiode under different heat fluxes (working fluid : 10cSt silicon oil)

점도 100cSt 실리콘오일의 실험 결과를 Fig. 57-60에 나타내었다. 물 점성의 100배가 되는 실리콘오일을 동작유체로 사용한 실험의 결과는 Fig. 57을 보면 알 수 있는 것처럼 실험 시작 후 실리콘오일의 온도는 일정하게 증가되어 50분이 지난 시간에 100℃ 정도까지 온도가 상승하여 계속 일정하게 유지되는 것을 알 수 있다. 집열관의 입·출구온도차가 매우 큰 것을 Fig. 58에서 알 수 있는데, 이것은 실리콘오일의 점성계수가 커서 집열관내에서 열을 흡수한 유체는 관벽면과의 마찰에 의한 저항이 밀도 변화에 따른 유체 팽창비보다 훨씬 크기 때문에 원활한 유체 유동이 이루어지지 않아 집열관에서 열을 흡수한 유체가 방열관으로 빠르게 유입되지 않고 상당히 느리게 유동하기 때문이라 생각된다. 집열관의 관경이 작아 자연대류에 의한 유체의 유동에 역시 저항을 증가시키는 요인으로 작용한다. 관경이 작으므로 유체의 밀도차에 의한 부력보다 관벽면의 점성에 의한 마찰저항에 영향을 더 크게 받는 것으로 생각된다. 작동유체의 점성이 큰 경우에는, 작동유체가 열을 흡수하여 유동이 시작되기 위한 부력과 점성에 의한 마찰저항은 기존에 밝혀진 바와 같이 작동유체가 지나는 관로의 관경과 상당한 관계가

있다. 시스템의 관경 역시 유체 유동에 중요한 변수로 작용하고 있음을 알 수 있다.

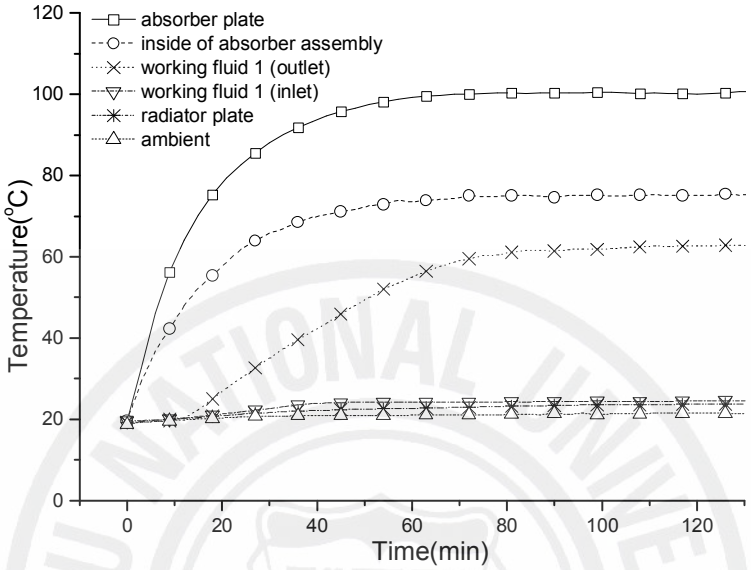


Fig. 57. Temperature variations of the thermodiode with 100cSt silicon oil as the working fluid (heat flux : 1000W/m^2)

Fig. 59, 60에 인공태양과 집열판의 위치에 따른 실험 결과와 인공태양으로부터 집열기에 입사되는 열속에 따른 영향을 비교한 실험 결과를 나타내고 있다. 점도가 100cSt인 실리콘오일인 경우 역시 다른 작동유체와 마찬가지로 인공태양과 집열판 사이의 각이 클수록, 입사 열속이 작아질수록 작동유체의 온도 변화가 작아진다.

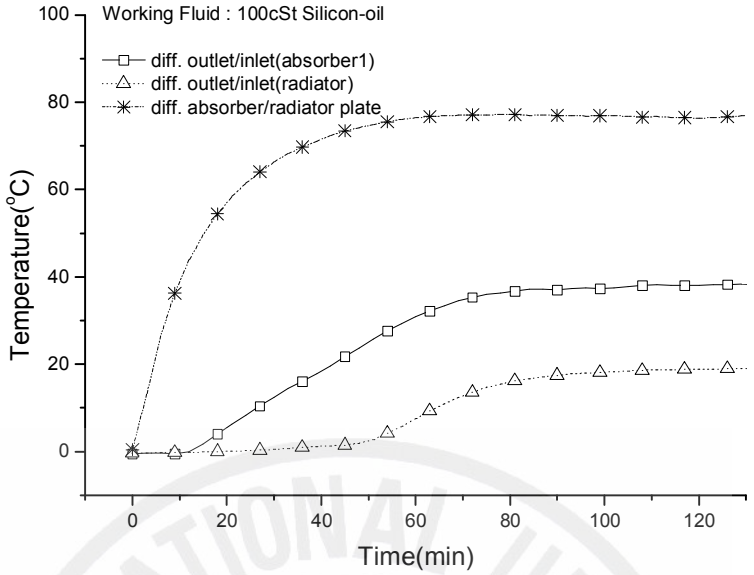


Fig. 58. Temperature differences between the inlet and outlet of the absorber panel and those of the absorber and radiator plates(100cSt silicon oil)

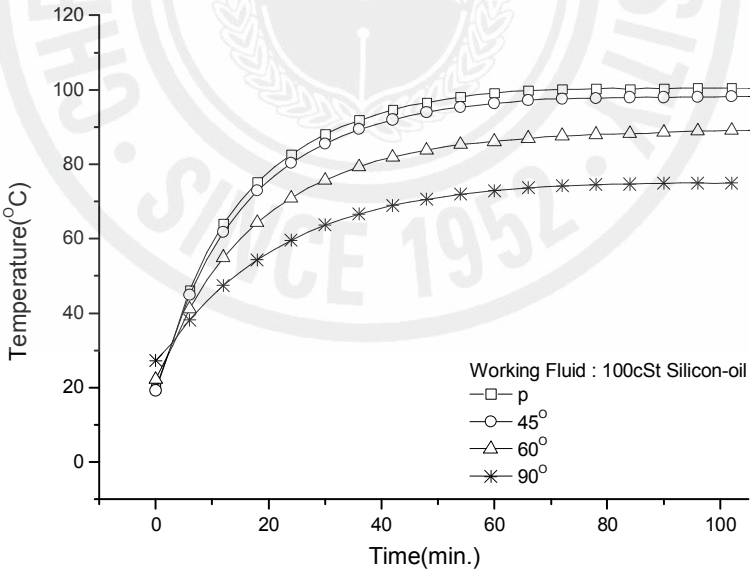


Fig. 59. Temperature variations of the absorber panel at different angles of incidence (100cSt silicon oil)

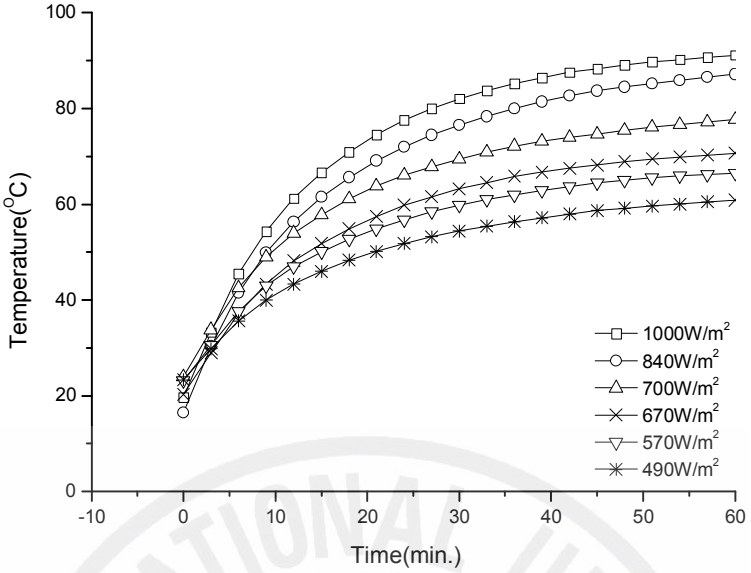


Fig. 60. Temperature variations of the thermodiode under different heat fluxes (working fluid : 100cSt silicon oil)

실리콘오일의 온도에 따른 점도 변화가 크다 하더라도 밀도변화에 따른 열팽창값이 작기 때문에 즉, 실리콘 오일의 점도가 클 경우 유체 유동은 점성력의 지배를 받는다. 점성계수가 크기 때문에 자연대류에 의한 유체의 유동이 느리고 유체의 온도가 서서히 변화하기 때문에 동작점이 관찰되지 않는 것으로 추측된다. 반대로 점도가 작을 경우에는 점도의 변화량이 작아 유체의 유동에는 거의 영향을 미치지 않아 밀도변화에 따른 팽창계수의 영향을 크게 받는다. 앞에서 보인 것처럼 점도 0.65cSt와 100cSt의 두 경우 모두 집열기의 온도는 동작점 없이 급격히 증가하는 경향을 보인다.

Fig. 61에 실리콘오일의 온도에 따른 점도변화를 나타내었다. Fig. 62에 점성력에 대한 부력의 비를 나타내는 무차원수인 Grashof수($Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu^2}$)와 온도의 관계를 나타내었다. β는 온도에 따른 밀도변화인 팽창계수를 나타낸다.

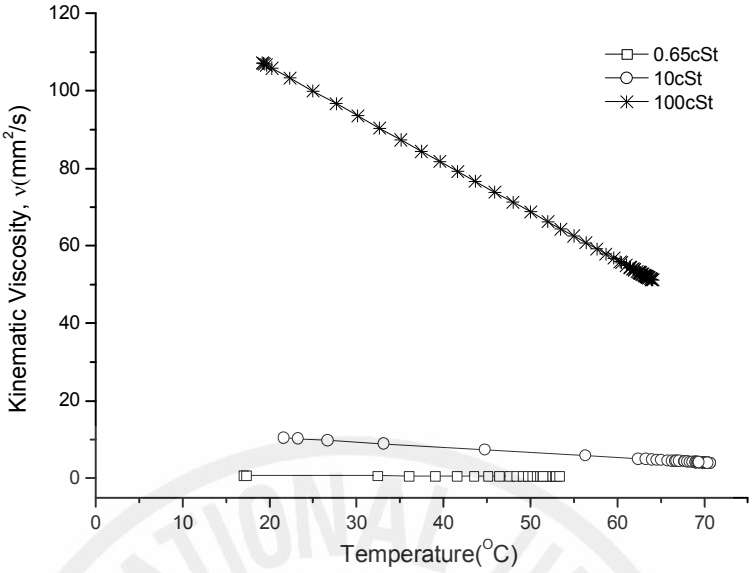


Fig. 61. Viscosity profiles of silicon oil at different temperatures

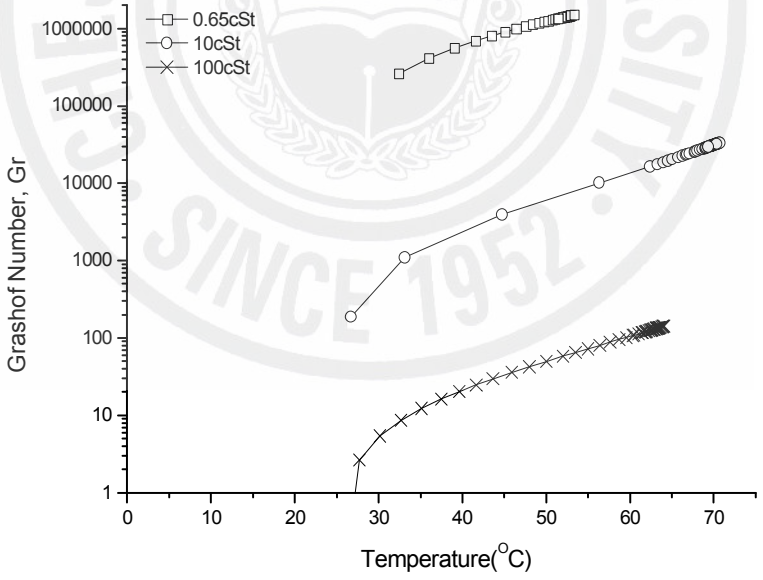


Fig. 62. Grashof numbers at different temperatures (silicon oils)

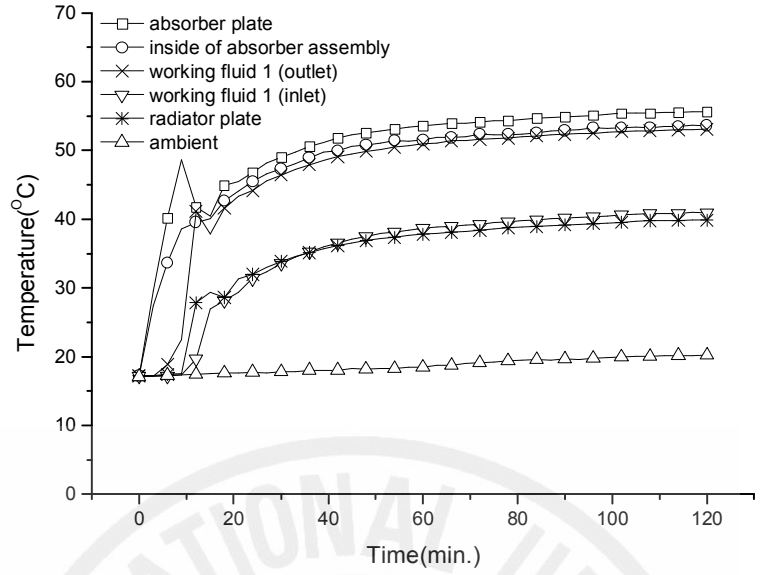
Fig. 61, 62에서 보면 알 수 있는 것과 같이 온도에 따른 실리콘오일의 점도 변화가 크다 하더라도(100cSt인 경우) 자연대류흐름을 유발하는 부력이 점성력보다 상대적으로 작아 유동 유발이 억제된다. 즉, 앞에서 설명한 표준화된 지배방정식인 무차원 파라미터 P^0가 너무 커 유체와 벽면과의 마찰손실이 발생하여 열전달이 원활히 일어나지 않게 된다. 점도 0.65cSt의 실리콘오일인 경우 Fig. 61에 나타난 것처럼 온도에 따른 점도변화가 거의 없이 일정하다. 그러므로 유동에 영향을 주는 변수는 온도에 따른 작동유체의 밀도에 의한 팽창이다. 반면, 점도 100cSt의 실리콘오일은 온도에 따른 점도변화가 크지만(점도가 묽어져 유체 마찰저항이 작아진다.) 온도에 따른 Grashof수의 변화를 나타낸 Fig. 62의 그래프를 보면 밀도변화에 의한 유체팽창계수의 변화가 작아 유체 유동을 억제하는 현상을 보인다. 점도 0.65cSt와 100cSt사이의 점도 10cSt의 실리콘오일은 온도에 따른 점도변화 와 밀도변화가 유체의 유동에 상관적으로 작용하여 시스템내의 작동유체의 온도가 증가함에 따른 유체 유동이 원활히 이루어진다.

지금까지 실리콘오일의 점도에 따른 3가지 종류에 대한 실험 결과를 나타내었다. 실리콘 오일의 경우, 유체 유동의 영향을 주는 변수인 온도에 따른 점도변화 그리고 온도에 따른 밀도 변화량에 의해 결정되는 팽창계수의 상관적인 영향이 크지만 그 외에도 점도에 따라 유동시스템의 기하학적 영향 역시 고려해야 하는 변수임을 알 수 있었다.

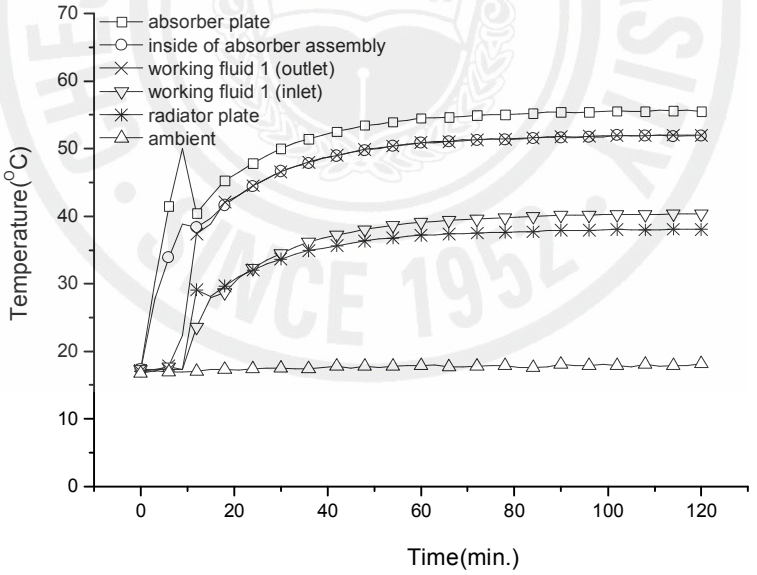
5) 실험결과 - 작동유체 : 물과 에틸알코올 혼합유체

앞에서 각각의 물과 에틸알코올을 작동유체로 한 실험결과에 대해 설명하였다. 여기에서는 물과 에틸알코올을 부피비로 혼합하여 얻은 실험 데이터를 비교해 보았다. 우선 물과 에틸알코올의 부피를 80 : 20, 50 : 50, 20 : 80 비로 3가지 혼합유체를 만들어 실험하였다. 혼합유체 각각의 실험결과와 혼합유체 부피비에 따라 비교한 결과를 다음의 Fig. 63 - 67에 나타내었다.

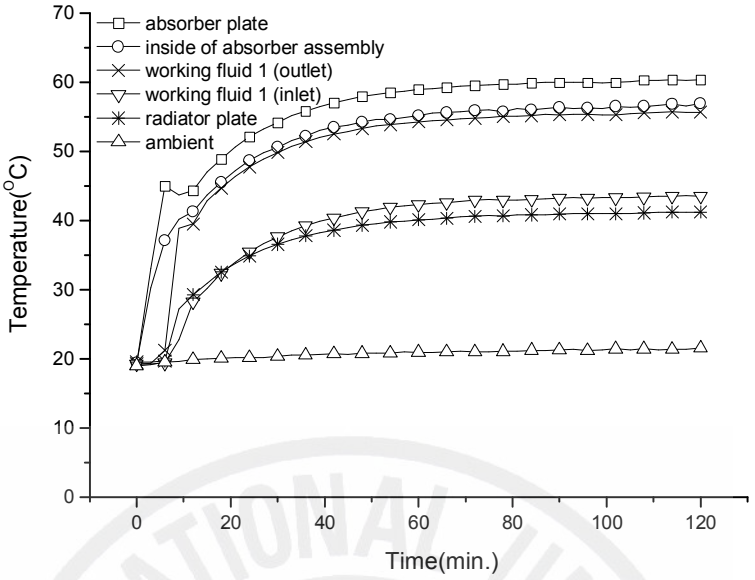
Fig. 63, 64에 혼합유체의 부피비에 따른 집열기 온도 변화를 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 물에 대한 에틸알코올의 혼합부피비가 증가함에 따라 동작점의 온도가 낮아지는 것을 알 수 있다.



(a) Temperature variations (water : ethylalcohol = 80:20)

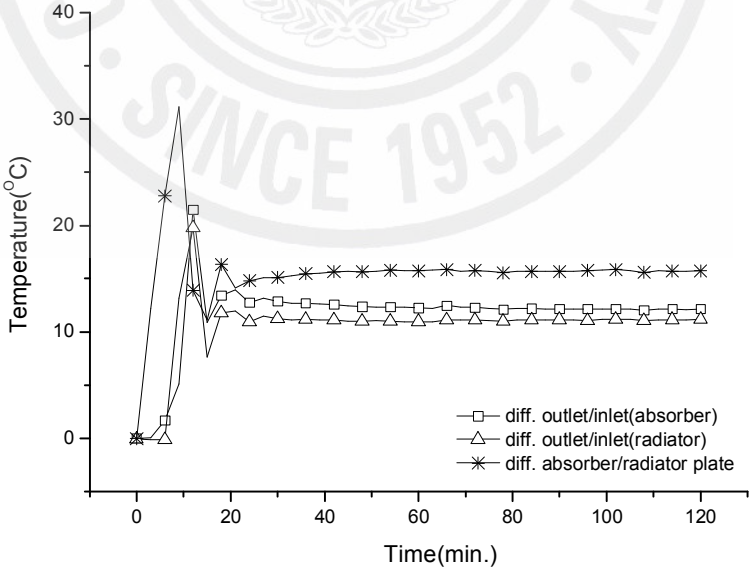


(b) Temperature variations (water : ethylalcohol = 50:50)

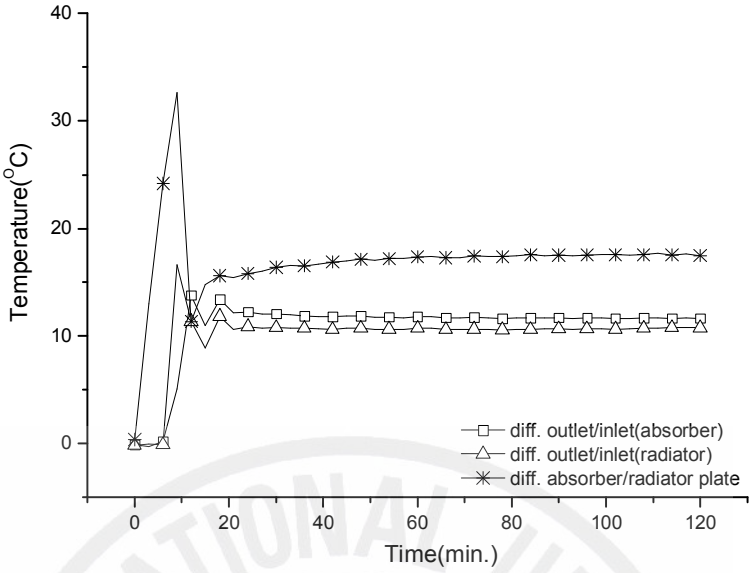


(c) Temperature variations (water : ethylalcohol = 20:80)

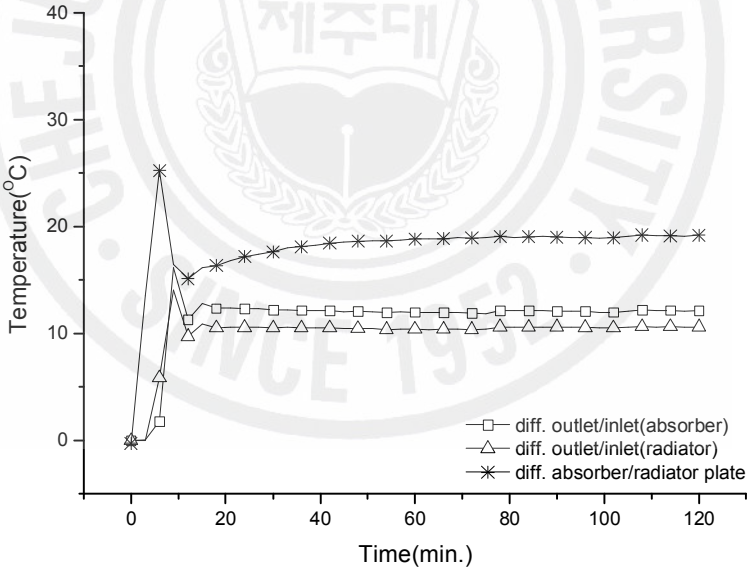
Fig. 63. Temperature variations of the thermodiode at different mixture ratios of the binary fluid(heat flux : 1000W/m^2)



(a) Temperature variations (water : ethylalcohol = 80:20)

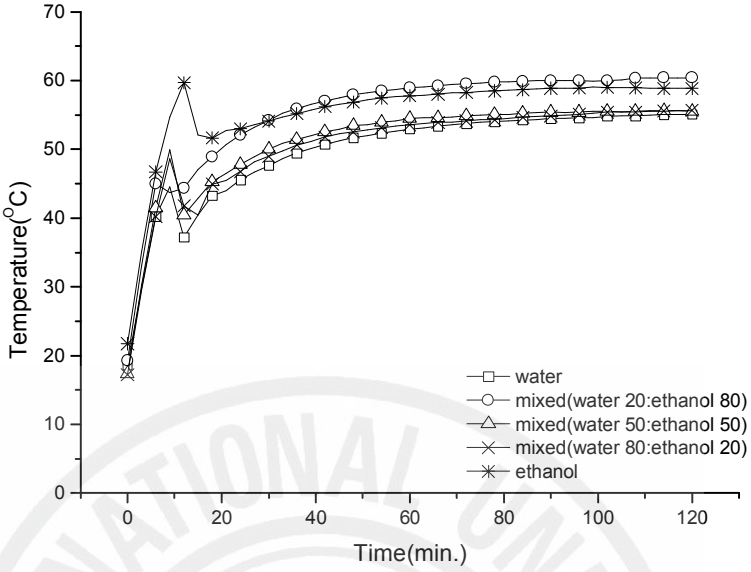


(b) Temperature variations (water : ethylalcohol = 50:50)

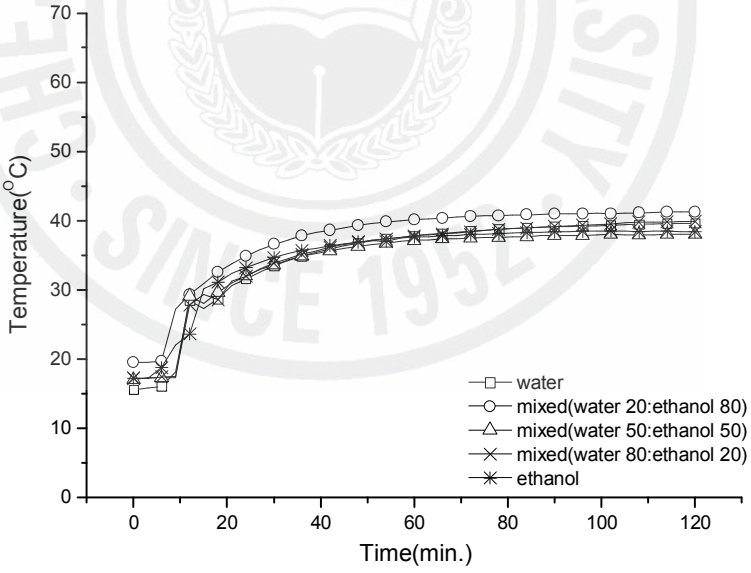


(c) Temperature variations (water : ethylalcohol = 20:80)

Fig. 64. Temperature differences between the inlet and outlet of the absorber panel and those of the absorber and radiator plates(binary fluid)



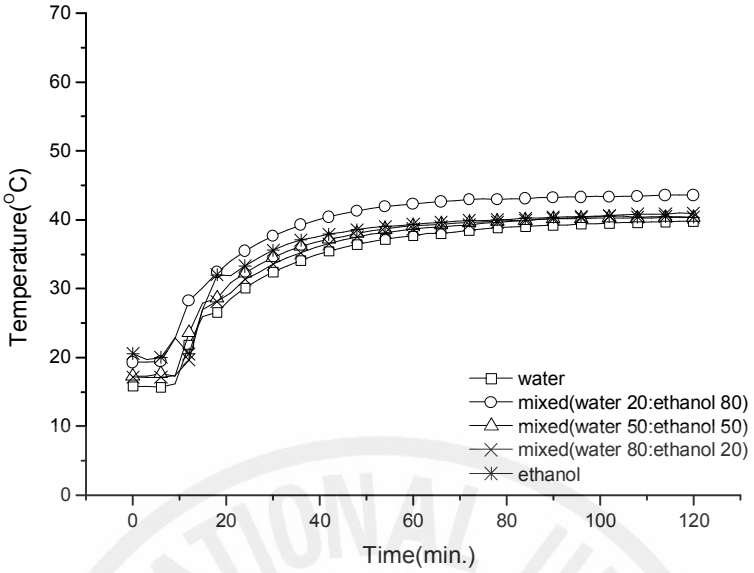
(a) Temperature variations of the absorber plate



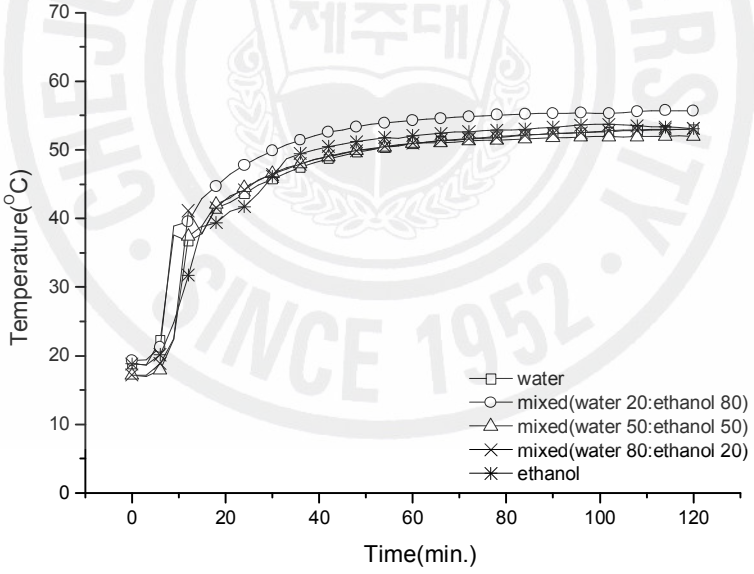
(b) Temperature variations of the radiator plate

Fig. 65. Temperature variations of the absorber and radiator plate for different binary fluids

혼합유체의 부피비에 따른 집열기 각 위치의 온도변화를 Fig. 65와 66에 비교하여 나타내었다. Fig. 65 (a)의 집열판 온도 변화를 보면 물과 에틸알코올의 부피비를 20:80일 경우와 에틸알코올의 경우 거의 비슷한 온도변화를 보여주고 있으며, 부피비 50:50, 80:20인 혼합유체와 물인 경우에도 거의 비슷한 온도 상승을 보여주고 있다. 그러나 Fig. 65의 (b)와 Fig. 66에는 부피비 20:80이외의 50:50, 80:20인 혼합유체, 물 그리고 에틸알코올의 4종류 모두 비슷한 온도변화를 보여주고 있다. Fig. 65 (a)의 동작점이 생기는 온도와 실험시작 후 시간에 주목하여 그래프를 보면, 물에 대한 에틸알코올의 혼합비가 증가할수록 실험 시작 후 짧은 시간과 낮은 온도에서 유체유동이 시작됨을 알 수 있다. 유체 유동이 낮은 온도와 짧은 시간내에 시작되는 것은 시스템 내에서의 열전달이 활발하게 이루어지고 있으며 더욱 효과적으로 진행되고 있음을 나타내는 것으로 생각된다. 즉, 물과 에틸알코올의 혼합유체는 에틸알코올의 혼합비가 50%이상일 때 시스템의 열성능이 향상되고 있음을 알 수 있다.



(a) Temperature variations at the inlet of the absorber tube

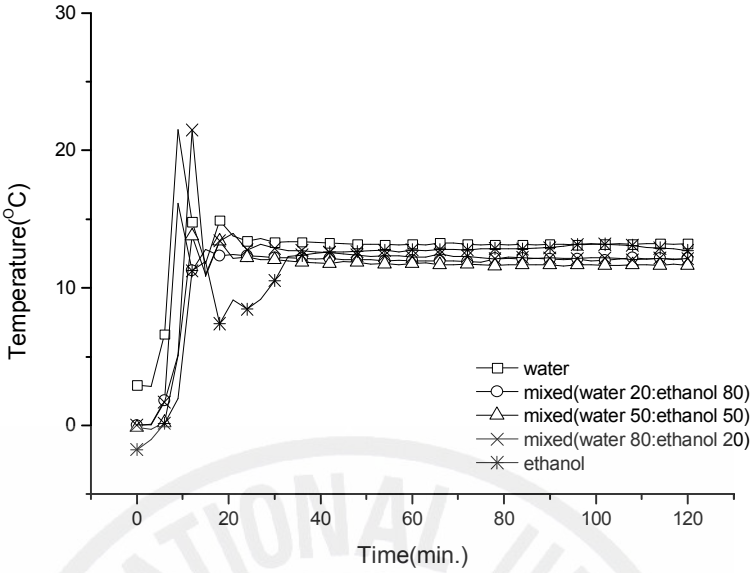


(b) Temperature variations at the outlet of the absorber tube

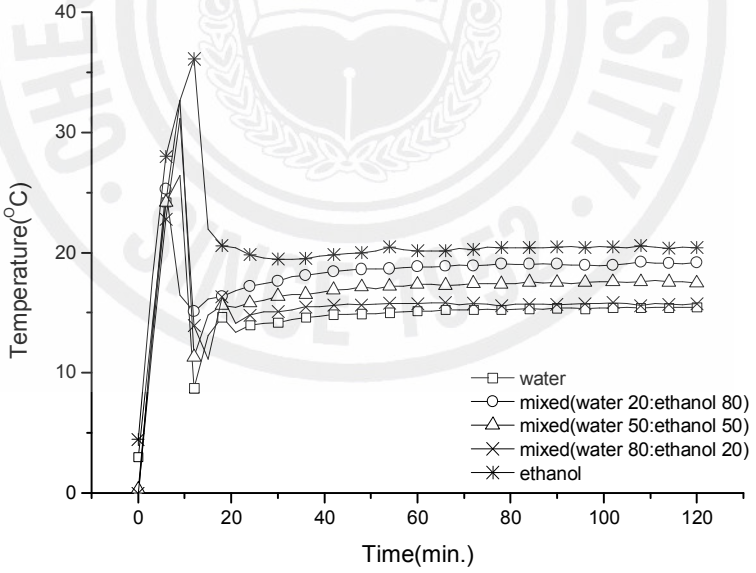
Fig. 66. Temperature variations at the inlet and outlet of the absorber tube for different binary fluids

Fig. 67에는 혼합유체를 작동유체로 사용했을 때의 집열판과 방열판의 온도차를 (a)에 집열관 입·출구의 온도차를 (b)에 나타내었다. Fig. 67의 (a)를 보면 에틸알코올을 작동유체로 사용했을 때 온도차가 가장 크게 나타나고 있으며, (b)의 집열관 입·출구의 온도차를 나타내는 그래프에서는 실험 시작 20분경과 후부터 에틸알코올을 작동유체로 사용한 경우의 데이터는 온도차가 불안정하게 나타나고 있는 것을 볼 수 있다. 이것은 작동유체의 열팽창에 의해 유동이 시작되지만 유체의 열팽창이 불안정하여 집열관으로 부터 방열관으로의 유체 유동이 원활하지 못함을 보여준다. 즉 작동유체로 에틸알코올의 사용은 유동이 불안정하기 때문에 부적절함을 알 수 있다.

JEJU NATIONAL UNIVERSITY · SINCE 1952 · 제주대



(a) Temperature differences between the inlet and outlet of the absorber tube



(b) Temperature differences between the absorber and radiator plates

Fig. 67. Temperature differences between inlet and outlet of the absorber pipe and those of the absorber and radiator plates for different mixture ratio

6) 열팽창계수

앞 장에서 언급한 바와 같이 열팽창계수는 자연대류의 유체 흐름을 유발하는 부력에 관계되는 계수로 온도에 따른 열팽창계수를 계산하여 각 유체별 집열관의 입구·출구온도와 평균온도에 따라 비교해 보았다. 각 온도에 따른 열팽창계수를 Fig. 68, 69, 70에 나타내었다. 그림을 보면, 각 위치의 유체 온도에 따라 일정한 경향을 갖고 열팽창계수값이 증가하고 있음을 알 수 있다.

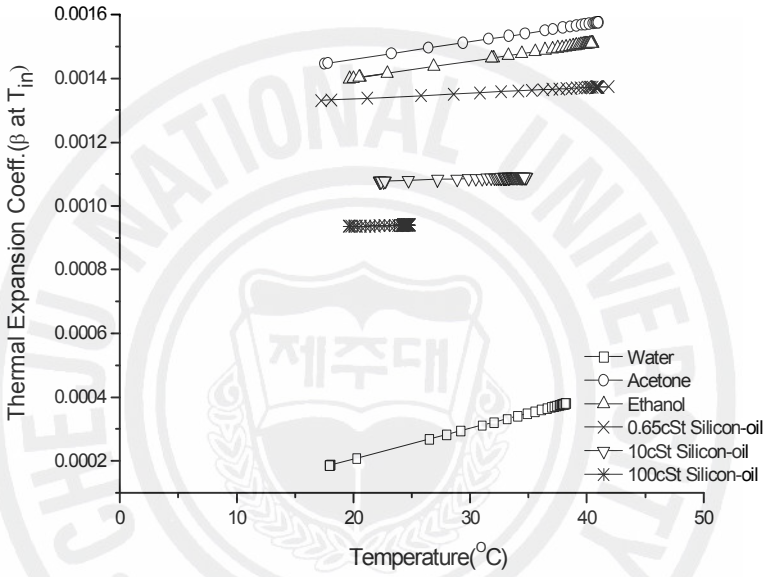


Fig. 68. Heat expansion coefficients estimated at the inlet of the absorber tube for different working fluids

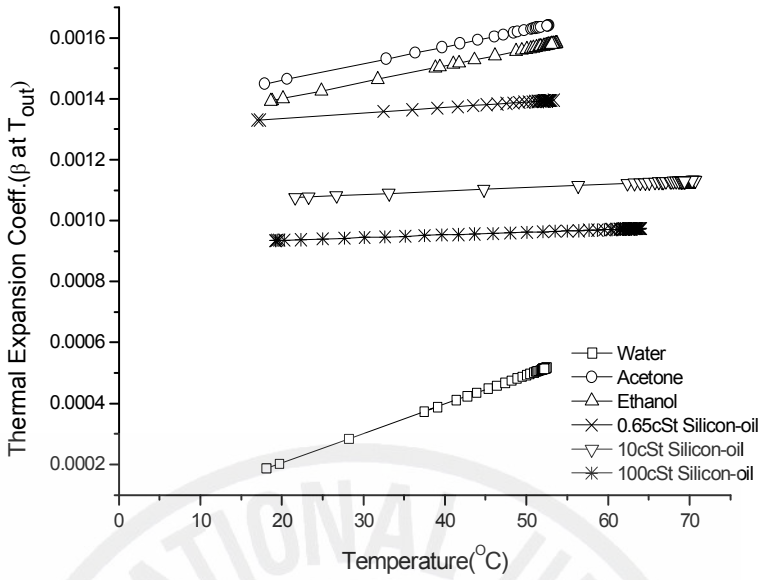


Fig. 69. Heat expansion coefficients estimated at the outlet of the absorber tube for different working fluids

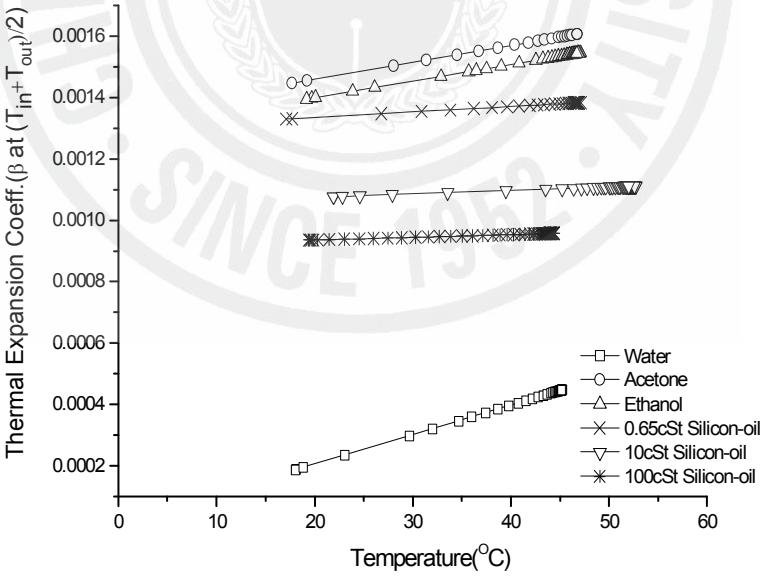


Fig. 70. Heat expansion coefficients estimated using the average of the inlet and outlet temperatures of the absorber tube for different working fluids

7) 나노유체 실험

열교환기용 열매체내에 열전도도가 우수한 입자를 주입하므로써 열매체의 열전도도를 증가시킬 수 있다는 이론은 100년전 Maxwell[71]에 의해 제시되었다. 이후 열매체의 열전도도를 향상시키기 위한 많은 연구가 수행되어져 왔다.

열매체의 열전도도를 증가시키기 위한 대부분의 연구는 수 미리미터(㎜) 또는 수 마이크로미터(㎛) 크기의 금속입자를 열매체에 첨가하여 열전도도를 향상시키려는 방법들이었다. 이런 크기의 금속입자는 열교환기내에 입자의 침전, 관내 압력강하의 증가, 막힘현상(Clogging), 장시간 운전에 의한 관벽이나 펌프 등의 내벽을 마모(Ablation)시켜 장치고장이나 수명 단축하는 원인이 되었다. 과거에는 기술의 제약으로 수 마이크로미터 입자보다 작은 크기의 입자를 제조하는 것이 어려웠으나, 최근에는 여러가지 제조기술이 발달에 의해 나노미터(㎚)크기 입자들이 상용화되고 있다.

미국 아르곤(Argonne) 국립연구소의 최웅소박사[72]가 나노유체(Nano Fluid)라는 용어를 처음 사용하면서 나노입자를 이용한 열전달 향상에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다. 나노유체(Nano Fluid)란 기존에 사용되어온 열전달 유체인 물, 에틸렌그리콜 등에 나노미터(nm, 10^{-9}m) 크기의 초미세 금속입자(Ultra-fine Particle)를 소량 혼합하여 만든 유체를 말한다. 이때에 혼합하는 나노입자는 열전도도가 높은 금속입자를 사용함으로써 혼합유체의 열전도율이 기존 유체의 열전도율 보다 크게 증가(약 3배정도)되어 열교환 성능이 향상되게 된다. 기존의 마이크로미터입자보다 10^{-3} 이상 작으므로 유체에 혼합 했을 경우 부유성이 향상되어 침전되는 입자량이 적을 뿐만 아니라 장치의 마모를 줄일 수 있다. 나노유체의 사용에 의한 열전도도의 증가는 열교환기 효율 향상은 물론 열교환기의 경량화, 소형화할 수 있다.

나노유체의 열전달은 대류 불안정성 및 자연대류 열전달 특성 해석이 필요하다. 나노유체의 열 및 유동특성을 파악하기 위해서는 기존의 존재하는 유체의 물성치와 유체 부피비의 상관식을 이용하여 나노유체에 맞는 상관식을 구하는 것이 중요하다. 본 실험에서는 혼합유체의 열전도도를 표현하는 상관식들 중 가장 널리 사용하고 있는 식들을 Table 16에 나타내었으며 나노유체의 특성을 파악하기 위해 이 식들을 사용하였다.

Table 16. Various relations to express the conductivity of nano fluids

식	표현	
Maxwell	$\frac{k_{nf}}{k_f}=1+\frac{3(\gamma-1)\phi}{(\gamma+2)-(\gamma-1)\phi}$	n : 형상계수 (원형=3, 원기둥=6) ϕ : 부피비 $\gamma=\frac{k_p}{k_f},\ b=\frac{(\gamma-1)}{(\gamma+2)}$: 열전도도 비 p : 나노입자 f : 유체 nf ; 나노유체
Hamilton and Crosser	$\frac{k_{nf}}{k_f}=\frac{\gamma+(n-1)-(n-1)\phi(1-\gamma)}{\gamma+(n-1)+\phi(1-\gamma)}$	
Jeffry	$\frac{k_{nf}}{k_f}=1+3b\phi+\left(3b^2+\frac{3b^3}{4}+\frac{9b^3}{16}\frac{\gamma+2}{2\gamma+3}\right)\phi^2$	
Lu-Lin	$\frac{k_{nf}}{k_f}=1+3\phi+4.51\phi^2$	
Davis	$\frac{k_{nf}}{k_f}=1+\frac{3(\gamma-1)}{(\gamma+2)-(\gamma-1)\phi}[\phi+0.5\phi^2]$	

Table 16에 나타낸 식들은 마이크로미터 입자가 유체에 분산되었을 경우의 열전도도를 계산하기위해 많이 사용되어져 왔다. 이 식들을 나노유체에 적용하기 위해서는 마이크로미터와 나노미터의 10^{-3} 만큼의 입자 크기에 대한 인자를 고려하여야 한다. 그러나 이 식들은 입자크기의 차이에 대한 고려를 하고 있지 않기 때문에 나노유체에 적용할 경우 많은 오차를 보일 수 있다. 입자가 분산되어 있는 분산유체는 부유된 입자에 의해 흐름의 방해를 받으며 액막을 형성하게 된다. 분산유체는 원래 유체의 물성과 입자 물성의 중간정도의 물리적인 특성을 가지게 된다. 이 처럼 나노입자인 경우 입자주위에 형성된 유체에 의한 막이 부피에 미치는 영향이 마이크로미터 입자에 비해 크므로 이 인자를 고려해주어야 한다. 본 실험에서는 나노입자의 부피비에 따른 나노유체의 점성을 측정하였다. 점성계수 예측 모델 중 실험치와 근사한 값을 예측하는 Einstein 모델[73](식 8)을 이용하여 나노유체의 유효부피비를 계산하였다. 유효부피비를 Table 16의 표현식 중 H-C(Hamilton and Crosser)식에 넣고 열전도도 비를 구하여 부피비를 넣어 구한 열전도도비와 비교하였다. 예측 모델에 따른 점도계수와 측정 점도계수에 의한 자연대류 열전달 계수비를 구하였다. 나노유체의 점도측정은 다음과같은방법을 사용하였다.

(1) 실험방법 및 결과 - 나노유체의 점도 측정방법 및 결과

점도측정방법에는 모세관점도계(Capillary Viscometer)법과 낙구점도계(Falling-ball Viscometer)법 그리고 회전점도계(Rotation Viscometer)법 등이 있으나, 본 실험에서는 모세관점계법을 사용하여 나노유체의 점도를 측정하였다. 모세관점도계는 모세관 속의 유동에 관한 "Poiseuille의 법칙"에 기초를 둔 것으로, 어떤 압력으로 모세관을 통해 액체를 밀어내어 그 유출액량과 압력의 관계로부터 점도를 구하는 것이다. 모세관점도계중에서 가장 일반적인 것은 독일의 오스트발트가 고안한 오스트발트 점도계로, 이는 유리로 만든 U자관으로 C부분이 모세관이다. Fig. 71의 D로 유입시킨 시료를 다른쪽 끝에서 빨아올려 A를 채운 다음 저절로 흘러내리게 한다. 액면이 표선 L_1, L_2를 통과하는 시간 t를 측정하고 같은 부피의 표준액이 흘러 내려가는 시간을 t_0라 하면, 액체의 점도는 다음 식으로 구할 수 있다.

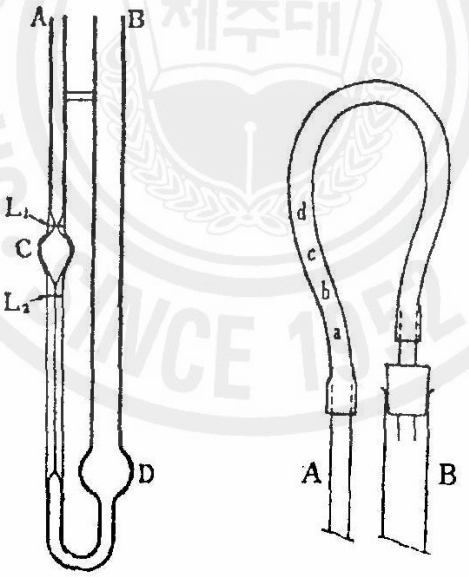


Fig. 71. Ostwald Viscosimeter

$$\mu = \mu_0 \frac{\rho t}{\rho_0 t_0} \tag{22}$$

여기에서 μ_0, ρ_0는 표준액의 점도와 밀도이고, μ, ρ는 액체의 점도와 밀도이다.

나노유체의 밀도를 측정하기 위해 피크로미터(Pycrometer)를 사용하였다. 화학실험시 사용되는 물질의 밀도 측정에 많이 쓰이는 방법으로 다음에 간단히 소개하고자 한다. 우선 준비할 실험기구로 피크로미터, 0.01g이상의 감도를 갖는 저울과 밀도를 알고 있는 증류수 그리고 측정하고자하는 나노유체를 준비한다.

피크로미터에 증류수를 가득 채우고 마개를 덮어 피크로미터 안에 공기가 없도록 한다. 피크로미터 둘레의 물기를 제거한 후 중량(w_{py+H_2O})을 측정한다.

피크로미터내의 증류수를 제거한 후 물기를 완전히 건조시킨 후 피크로미터의 중량(w_{py})을 측정한다. 이 두 측정값에 의해 증류수만의 중량을 다음 식에 의해 구할 수 있다.

$$w_{H_2O} = w_{py+H_2O} - w_{py} \tag{23}$$

피크로미터의 부피(V_{py})는 증류수의 부피(V_{H_2O})를 구하면

$$V_{H_2O} = \frac{w_{H_2O}}{\rho_{H_2O}} \tag{24}$$

$$V_{py} = V_{H_2O} \tag{25}$$

로 동일한 값이 된다.

이제 실험에서 밀도를 구하고자 하는 나노유체를 피크로미터에 채운 후 중량($w_{py+fluid}$)을 측정한다. 나노유체의 중량(w_{fluid})은 다음 식으로부터 간단히 구할 수 있다.

$$w_{fluid} = w_{py+fluid} - w_{py} \tag{26}$$

그러므로 유체의 밀도는

$$\rho_{fluid} = \frac{w_{fluid}}{V_{py}} \tag{27}$$

에 의해 구할 수 있다.

Table 17. Measured density of nano fluids

Al_2O_3 부피비[%]	ρ_{H_2O} [g/㎤]	w_{py+H_2O} [g]	w_{py} [g]	w_{H_2O} [g]	$V_{H_2O} = V_{py}$ [㎤]	$w_{py+fluid}$ [g]	w_{fluid} [g]	ρ_{fluid} [g/㎤]
0.01	0.999	45.81	19.68	26.13	26.16	45.83	26.15	0.999765
0.02	0.999	53.525	22.65	30.875	30.90	53.59	30.94	1.001103
0.03	0.999	45.81	19.68	26.13	26.16	45.88	26.2	1.001676
0.1	0.999	53.525	22.65	30.875	30.91	53.61	30.96	1.00175
0.2	0.999	53.525	22.65	30.875	30.91	53.78	31.13	1.007359

Table 17에 모세관점계법에 의해 구한 나노유체의 밀도를 나타내었다. 나노유체의 밀도와 오스트발트점도계에 의해 측정된 시간 t, t_0를 위식 (22)에 대입하여 나노유체의 점도 μ_{nf}를 계산한다.

나노유체의 점성계수를 예측모델은 다음의 4가지를 사용하였다.

Brinkman 모델[74]

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_f} = \frac{1}{(1-\phi)^{2.5}} \tag{28}$$

Einstein 모델[73]

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_f} = (1+2.5\phi) \tag{29}$$

Brownian Motion Effect 모델[75]

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_f} = 1 + 2.5\phi + (5.2 + 0.97)\phi^2 \tag{30}$$

Pak and Cho 모델[76]

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_f} = 1 + 39.11\phi + 533.9\phi^2 \tag{31}$$

Table 18. Measured and calculated values of viscosity for nano fluids

		측정시간 [sec]	점도비 (μ_{nf}/μ_f)				
			측정	Einstein 모델	Brinkman 모델	Brownian Motion Effect 모델	Pak and Cho 모델
물		3.22	1.06				
Al_2O_3 부피비[%]	0.01	3.23	1.004717	1.025	1.025444	1.025617	1.391634
	0.02	3.32	1.033962	1.05	1.051804	1.052468	1.784336
	0.03	3.47	1.081132	1.075	1.079122	1.080553	2.178105
	0.1	4.9	1.54717	1.25	1.301349	1.3117	4.96439
	0.2	5.0	1.566038	1.5	1.746928	1.7468	9.03556

이 4가지 모델을 사용하여 나노유체의 점성계수를 계산한 결과를 Table 18에 나타내었다. 측정된 점도와 예측모델에 의해 계산되어진 점도를 Fig. 72에 비교하여 나타내고 있다. 그림에 의하면 Brinkman 모델, Einstein 모델, Brownian Motion Effect 모델 등 3가지 모델들의 결과는 측정 결과와 비슷한 예측값을 보이지만 Pak and Cho 모델은 3가지 모델에 비해서 측정값보다 매우 큰 예측값을 보이고 있다.

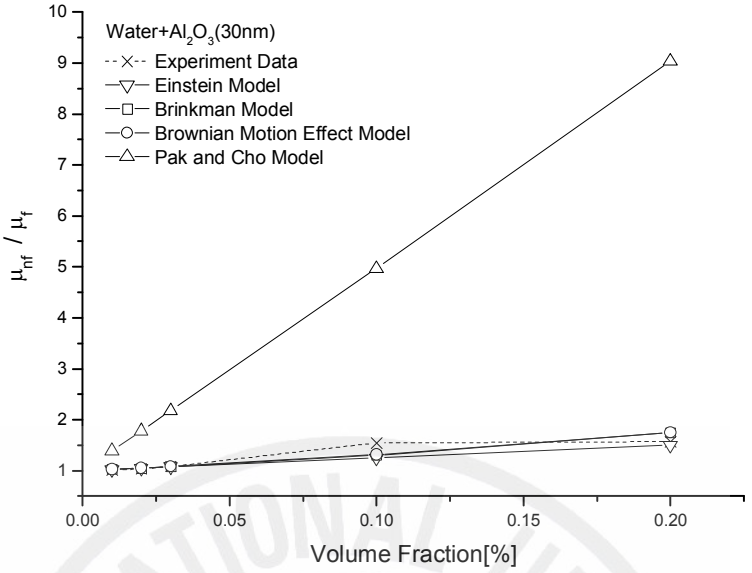


Fig. 72. A graphical representation to compare the measured and calculated values of viscosity for nano fluids

이러한 결과에서 측정값과 비슷한 예측을 하는 3가지 모델 중에 Einstein 모델을 이용하여 유효부피비를 구하였다.

Table 19. Physical property of water and Al_2O_3

	ρ [g/㎤]	c_p [kJ/kg·K]	α [㎡/sec]	k [W/m·K]	$\gamma = \frac{k_p}{k_f}$	$\delta_1 = \frac{\rho_p}{\rho_f}$	$\delta_2 = \frac{(\rho c_p)_p}{(\rho c_p)_f}$
물	0.998	4.18	$1.34\ 10^{5}$	0.56	60.71	3.98	0.73
Al_2O_3	3.970	0.765	$11.9\times\ 10^{-6}$	36			

Table 19에 산화알루미늄의 물성치를 Table 20에 Einstein 모델을 사용하여 구한 유효부피비를 나타내었다.

Table 20. Calculated effective volume ratios of the Einstein model

부피비	측정 점도비	유효 부피비
0.01	1.004717	0.001887
0.02	1.033962	0.013585
0.03	1.081132	0.032453
0.1	1.54717	0.218868
0.2	1.566038	0.226415

유효부피비를 사용한 나노유체의 열전도도에 대한 이론식은 현재로 전무한 상태이며 마이크로입자 단위인 경우 H-C(Hamilton and Crosser)식이 잘 맞는 것으로 알려져 있다. 그러므로 본 실험에서는 나노입자의 자연대류의 불안정성 및 열전달 특성의 하한치를 제시하는데 H-C(Hamilton and Crosser)식을 사용하였다. 유체에 혼합된 나노입자의 부피비를 적용했을 때의 H-C식과 유효부피비를 적용했을 때의 H-C식을 Fig. 73에 비교해 보았다. 두 그래프를 비교하여 보면, 나노입자 부피비 0.03% 이상일 경우에는 Einstein 모델(식 29)을 이용하여 계산된 유효부피비를 사용함으로써 열전도도비가 증가하지만, 이하일 경우에는 오히려 감소하는 경향을 보이고 있다.

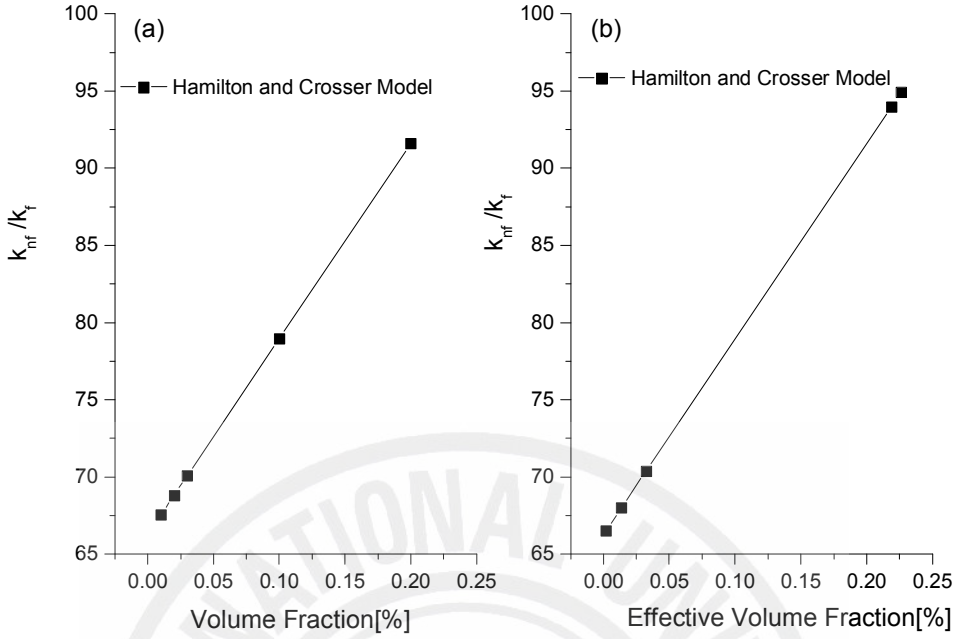


Fig. 73. Natural convection thermal conductivity ratios

예측 모델에 따른 점도계수와 측정 점도계수에 의한 자연대류 열전달 계수비를 다음과 같은 식을 이용하여 계산하였다.

$$\frac{h_{nf}}{h_f}=\left(\frac{k_{nf}}{k_f}\right)^{0.593}\left(\frac{c_{p,nf}}{c_{p,f}}\right)^{0.407}\left(\frac{\mu_{nf}}{\mu_f}\right)^{-0.259}\left(\frac{\rho_{nf}}{\rho_f}\right)^{2/3}\left(\frac{\beta_{nf}}{\beta_f}\right)^{1/3} \tag{32}$$

Fig. 74는 나노입자의 부피비가 증가할 때, 나노유체와 일반유체의 자연대류 열전달 계수비를 보여준다. Table 18에 계산된 것처럼 Brinkman 모델, Einstein 모델, Brownian Motion Effect 모델 등 3가지 모델은 낮은 점성계수비를 갖기 때문에 식 (32)에서 자연대류 열전달 계수비에 큰 영향을 주지 못하고 열전도도비에 따라 증가하게 된다. 그러나 Pak and Cho 모델은 상대적으로 큰 점성계수를 갖기 때문에 식 (32)에서 점성의 영향을 지배적으로 받아 자연대류 열전달 계수비가 감소하게 된다.

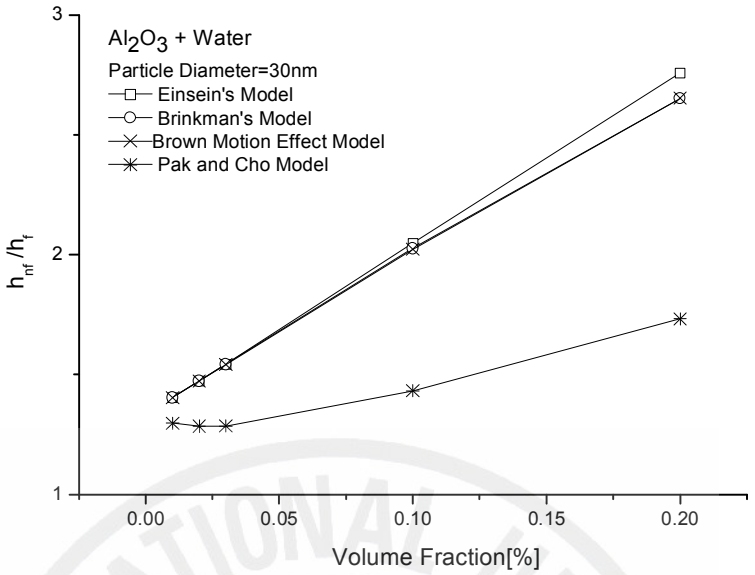


Fig. 74. Relation between the heat transfer coefficient and volume ratios

자연대류 현상을 잘 설명해주는 무차원 인자는 Rayleigh수로 부력에 의한 자연대류 현상을 해석하는데 중요한 인자이다.

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu\alpha} \tag{33}$$

가열되는 수평공동에 대해서는 많은 연구가 이루어져, Rayleigh수가 임계값인 $Ra_{D,C} = 1708$을 가질 때 부력이 점성력에 의해 부과되는 저항을 극복할 수 있다. 이때 공동내의 유체가 열적으로 불안정하게 되어 자연대류가 일어난다. 확산계수 $\alpha = \frac{k}{\rho c_p}$를 식 (33)에 대입하여 다시 쓰면

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{k\nu}\rho c_p \tag{34}$$

가 된다. 식 (34)을 바탕으로 나노유체의 Rayleigh 수를 평가하면

$$Ra_{D,nf} = Ra_D \frac{k_f}{k_{nf}} \frac{c_{p,nf}}{c_{p,f}} \frac{\mu_f}{\mu_{nf}} \left(\frac{\rho_{nf}}{\rho_f} \right)^2 \frac{\beta_{nf}}{\beta_f} \tag{35}$$

로 나타낼 수 있다. 여기서, α, ρ, k, c_p, β, ν는 각각 열확산계수, 밀도, 열전도도, 비열, 열팽창계수 그리고 동점성계수를 나타내며, 하첨자 f, nf는 유체와 나노유체를 나타낸다.

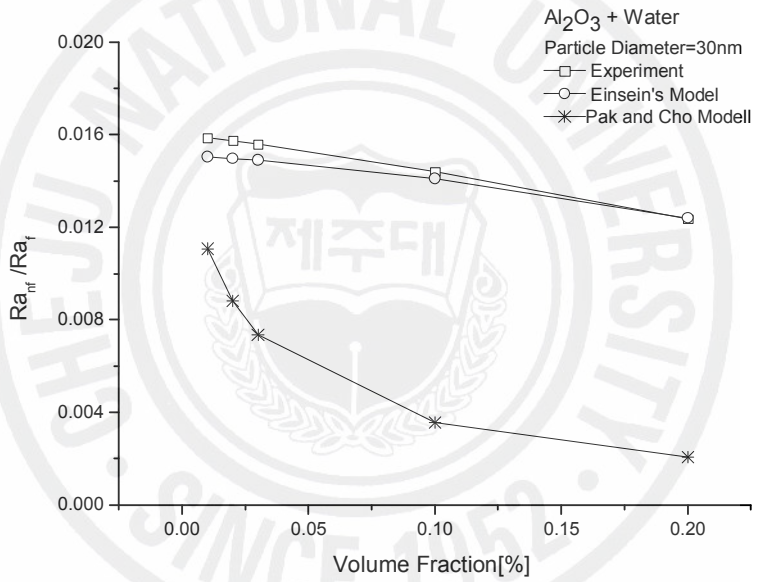


Fig. 75. Relation between the Rayleigh number and volume ratio

Fig. 75를 보면 부피비가 0.03%보다 커지면 Rayleigh수비가 급격히 작아지는 것을 볼 수 있다. 이것은 유체 속에 있는 입자와 입자사이에 형성되는 액막의 영향으로 유체의 유동이 방해를 받기 때문이라 생각 된다. 물론 열전달량 역시 감소하게 된다. 반면 부피비가 0.03%보다 작을 경우에는 입자사이의 액막의 영향이 작아지므로 유체 유동이 활발해 질 것으로 생각된다. 그러므로 본 실험에서는 나노유체와 물과의 Rayleigh수비가 아주 작기 때문에 부피비에 따른 열전달량의

차이는 작지만, 나노유체의 부피비 0.03%에서 열전달량이 가장 향상될 것으로 예상된다.

(2) 나노유체의 태양열 시스템에 응용실험

앞에서, 이론적 해석을 통해 부피비에 따른 나노유체의 자연대류 열전달의 특성 변화에 대해 알아보았다. 이런 이론적 배경을 바탕으로 태양열 시스템에 나노유체를 작동유체로 사용하여 열전달 실험을 하였다. 나노유체는 Al_2O_3을 Deionized Water(DI Water)에 부유시켜 부유 안정성을 위해 초음파세척기(Ultrasonicator, Branson, US/8510R-DTH)에서 열을 가하며 장시간 혼합시켜 사용하였다. Al_2O_3나노입자는 30㎚이며, 본 실험에서는 0.01, 0.02, 0.03, 0.1, 0.2% 부피비의 5가지 Al_2O_3+DI Water 나노유체를 사용하였다.

실험장치 및 방법은 앞장과 동일하므로 여기에서는 실험결과만을 설명하기로 하겠다.

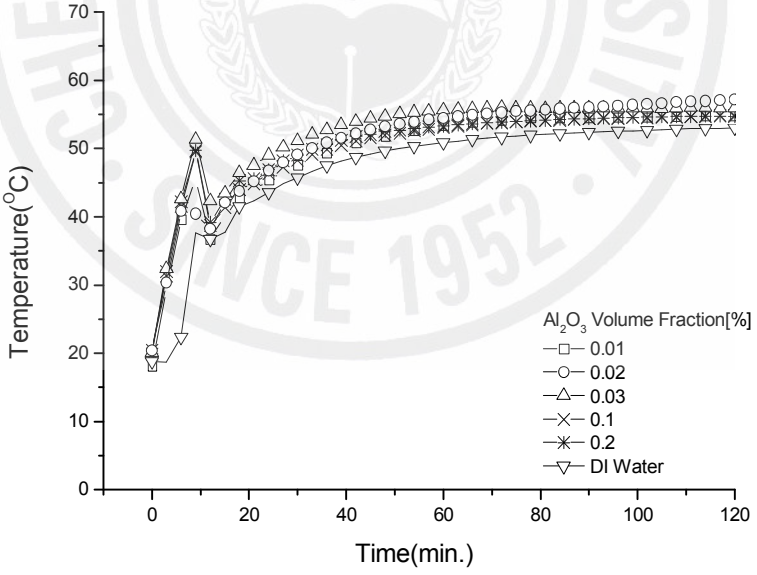


Fig. 76. Temperature variations of the absorber panel with different volume ratios of nano fluid (Al_2O_3+DI Water)

Fig. 76에 Al_2O_3+DI Water 나노유체의 부피별 집열판의 시간에 따른 온도변화를 나타내고 있다. 그림에서 알 수 있는 것처럼 열유체로 나노유체를 사용함으로써 집열판에서의 열 흡수는 DI Water만을 사용했을 때보다 증가하는 것을 볼 수 있다. 나노입자의 부피비가 증가함에 따라 열흡수율은 더욱 증가하리라 예상했으나 Fig. 76과 77을 보면 알 수 있듯이 열흡수율이 가장 좋을 것으로 예상했던 0.1, 0.2% 나노유체의 열흡수율은 0.01% 나노유체와 거의 비슷한 양상을 보이고 있으며, 0.03% 나노유체의 열흡수가 점차 증가하다가 100분이 지나는 점에서 0.02% 나노유체의 열흡수가 증가함을 보인다. 이는 유체와 나노입자가 혼합되어 흐르는 관내에 관성력(Inertia), 브라운확산(Brownian Diffusion), Thermophoresis 등의 특성에 의한 유체와 나노입자 사이에 속도차가 발생하는 것으로 보고되어져 있다. 이런 현상이 관내에 흐르는 나노유체의 압력강하와 점성계수에 영향을 미치고 있기 때문이라 생각된다.

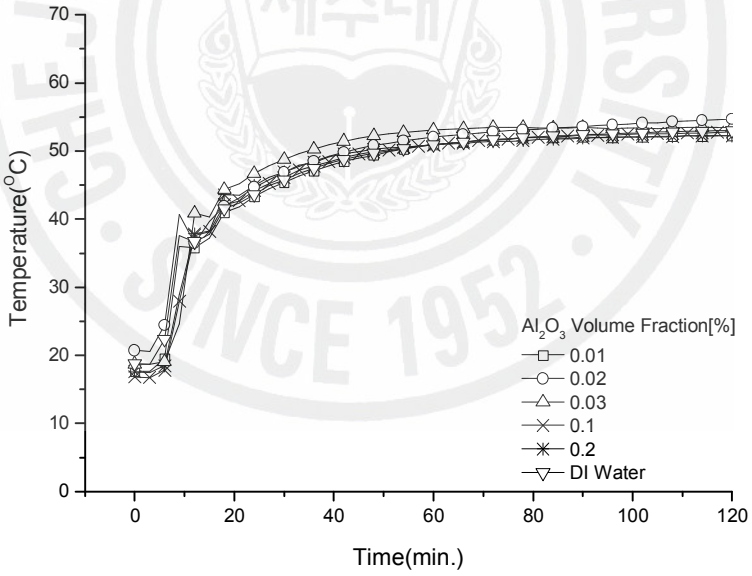


Fig. 77. Temperature variations of the absorber tube with different volume ratios of nano fluid (Al_2O_3+DI Water)

(3) 결론

본 실험은 태양열 시스템의 열매체로 Al_2O_3+DI Water 나노유체를 사용하기 위해 기존의 연구되어진 모델과 상관식을 사용하여 이론적인 해석을 해보았다. 이런 이론적 배경하에 나노유체를 태양열 시스템에 적용해본 결과, 열흡수가 나노입자의 부피비에 따라 증가할 것으로 예상하였으나 나노입자의 0.1%이상에서 열흡수가 감소하는 것을 알 수 있었다. 이것은 유체내의 입자사이의 액막에 의한 유동 방해와 나노입자와 유체의 속도 차에 의해 관내에 압력강하가 증가하여 열흡수의 저항치로 작용하기 때문이라 생각된다. 이외에도 나노유체의 제작과정에서의 나노입자의 유체내의 분산정도 등에 따라 실험결과가 달라지리라 생각된다. 아직은 미흡한 점들이 많은 실험이지만 이후 Al_2O_3 이외에도 열전도도가 서로 다른 CuO, TiO_2 등의 나노입자를 이용한 실험을 통해 점성계수와 압력강하 그리고 나노입자의 부피비에 따른 열흡수를 비교해 봄으로써 각 인자가 열전달에 미치는 영향과 열성능을 향상시키기 위한 나노유체의 최적의 조건을 향후 파악할 필요가 있다.

Ⅴ. 결론

화석연료의 과다사용으로 인한 그 매장량의 한계와 이산화탄소 배출에 의한 지구 온난화가 가속됨에 따라 온실가스 배출 억제를 위한 국제적 환경규제가 강화되고 있는 지금, 세계 각국에서 화석연료의 사용절감과 이산화탄소 감소를 위해 대체할 수 있는 연료의 개발과 이용에 관한 많은 연구가 진행되고 있다. 그 중에서도 무한한 에너지로 알려진 태양에너지를 이용하려는 시도가 최근 몇 십 년사이에 활발하게 이루어지고 있다.

본 연구에서는 주거 및 상업용 건물에 대한 태양열에너지의 효율적인 적용과 시스템의 실용화와 효과적인 열전달 향상을 위해 태양열 열다이오드 시스템(스마트 모듈 시스템)을 사용하여 실험을 수행하였다. 태양열 열다이오드 시스템은 임의의 한 방향만으로 효과적인 열전달을 하는 특성을 가지고 있어 동절기의 실내 난방뿐만 아니라 하절기에도 실내의 냉방에 효과적으로 적용할 수 있는 시스템이다. 그러므로 시스템 내의 열전달 유체인 작동유체의 선택이 시스템의 열성능을 좌우하게 된다. 본 실험에서는 작동유체를 물리적 특성에 따라 물·아세톤·에틸알코올·점도가 다른 3종류의 실리콘오일을 포함한 6종류의 유체와 물과 에틸알코올을 부피비에 따라 혼합한 3종류의 혼합유체를 사용하여 열전달 실험을 하였다. 그리고 최근에 열교환기 등의 열전달을 향상시키기 위해 그 사용이 주목받고 있는 열매체인 나노유체를 작동유체로 하여 열성능 향상을 파악하기 위한 실험을 하였다. 작동유체에 따른 열전달 시험을 통해 그 결과를 비교함으로써 열성능이 향상되는 작동유체의 종류와 조건을 파악하는데 목적을 두고 있다.

실험 결과를 보면, 실험시작 10여분경과 후 유체 유동이 시작되는 동작점(CP, Circulation Point)이 존재하는 것을 알 수 있다. 이 동작점은 실험에 사용되는 작동유체의 물리적 특성에 따라 존재의 유·무가 결정이 된다. 즉 점도, 비열 그리고 열팽창계수 등에 따라 동작점이 존재하는 온도와 시간이 달라질 뿐만 아니라 그 크기(또는 동작점의 유·무) 역시 달라지는 것을 알 수 있었다.

아세톤과 실리콘오일의 경우, 점성이 물보다 작고 열팽창계수가 크면 작동유체의 유동은 열팽창계수의 영향을 크게 받아 불안정한 열전달로 인해 시스템의 열성능을 떨어뜨린다. 점성이 너무 클 경우 역시 유체의 열 흡수율은 증가하지만 유체 유동이 너무 느려 흡수한 열을 전부 전달하지 못하여 원활한 열전달이 이루어지지 않음을 알 수 있었다. 뿐만 아니라 점도가 너무 클 경우에는 열 흡수가 증가하더라도 시스템의 유로 관경에 따라 유체와 관벽사이의 마찰저항이 유동을 억제하는 작용을 한다. 작동유체의 물리적 특성과 마찬가지로 유로 관경 역시 열전달에 영향을 미치고 있음을 알 수 있었다. 시스템의 실용화와 컴팩트화에 있어 시스템의 유로 관경이 중요한 요소이므로 동작유체를 결정하는 주요인자로 고려되어야 한다.

물과 에틸알코올의 혼합유체를 작동유체로 사용한 경우를 보면 그 혼합비에 따라 동작점이 생기는 시간과 온도가 달라지는 것을 알 수 있었다. 혼합비에 따른 동작점이 생기는 시간과 온도를 비교해 보면 동작점이 생기는 시간이 빠를수록 온도가 낮을수록 작동유체의 유동이 활발히 일어나고 있음을 알 수 있다. 즉, 물과 에틸알코올의 혼합비를 20:80로 했을 때 열전달 효과가 가장 향상됨을 알 수 있었다. 그러므로 혼합유체인 경우 두 유체를 적정하게 혼합하여 사용함으로써 보다 안정되고 효과적인 열전달 효과를 얻을 수 있음을 알 수 있다.
나노유체의 실험 결과에서는 부피비가 증가함에 따라 시스템 내의 열전달도 증가하리라 생각했던 것과는 달리 일정 부피비(0.02 또는 0.03%)보다 큰 부피비의 나노유체인 경우에는 유체내에 부유하는 입자사이의 흐름을 방해하는 액막의 형성에 의해 열전달이 방해받고 있음을 알 수 있었다.

종합해 보면, 작동유체의 물리적 특성인 점도, 밀도 및 열팽창계수 등의 상관적인 영향을 받는 동작점의 존재와 동작점에 이르는 시간과 온도는 시스템의 안정적인 열성능과 열전달이 효과적으로 이루어지고 있음을 나타내는 중요한 요소임을 알 수 있었으며 시스템의 기하학적 요소 역시 작동유체를 선택하는 중요한 인자로 작용함을 알 수 있었다. 물과 에틸알코올의 부피비가 20:80일 경우 가장 큰 열전달 효과를 얻을 수 있었다. 나노유체인 경우 향후 Al_2O_3 이외에도 열전도도가 서로 다른 CuO, TiO_2 등의 나노입자를 이용한 실험을 통해 열성능 향상의 최적조건을 파악 할 필요가 있다.

Ⅵ. 참고문헌

1. S. Riffat, Low Energy Buildings and Daylighting, Lecture Materials from Cheju Seminar, Cheju, Korea, 2006.

2. K. Chen, and W. G. Chun, et al. *Solar Energy :* New Research, 1st ed., Nova Science Publishers, Hauppauge, NY 2006.

3. 오 정무, 태양열 냉난방 및 온수급탕시스템: 개념, 설계기법 및 경제성 분석 1, 2006.

4. 천원기 외, Thermo-Diode식 태양열 이용 모듈 개발(Ⅲ), 연구보고서, 통상산업부, pp.89~93, 1998.

5. A-STAR (2005) website : www.ime.a-star.edu.sg/02research/ mmc/pdf/mmc_coolingtech.pdf

6. H. H. Bau, and K. E. Torrance, On the Stability and Flow Reversal of an Asymmetrically Heated Open Convection Loop. J. Fluid Mech., *106*, pp. 417-433, 1981.

7. M. Groll, et al. Development of a Liquid-Trap Heat Pipe Thermal Diode, J. Spacecraft, Vol. 16, No. 4, pp.195-202, 1979.

8. K. Chen, The Optimum Configuration of Natural Convection Loops. Sol. Energy, 34(4/5), pp. 407-416, 1985a.

9. K. Chen, On the Oscillatory Instability of Closed-Loop Thermosyphons. ASME J. Heat Transfer, 107(4), pp. 826-832, 1985b.

10. K. Chen, Design of a Plane-Type Bidirectional Thermal Diode. ASME J. Solar Energy Engineering, 110, pp. 299-305, 1988.

11. K. Chen, R. W. Shorthill, S. S. Chu, P. Chailapo, and Narasimhan, S. An Energy-Efficient Construction Module of Variable Direction of Heat Flow, Heat Capacity, and Surface Absorptivity, USAF Report WL-TR-95-3046. 1995.

12. K. Chen, P. Chailapo, W. G. Chun, S. Kim, and K. J. Lee, The Dynamic Behavior of a Bayonet-Type Thermal Diode. Solar Energy, 64(4-6), pp. 257-263, 1998.

13. S. S. Chu, Design and Performance Evaluation of a Smart Construction Module to Improve Building Energy Efficiency, Ph.D. dissertation, Mechanical Engineering Department, University of Utah, 1996.

14. W. G. Chun, and K. Chen, Test Results of a Bi-Directional Thermodiode System for Solar Energy Utilization. Sol. Energy, 73(4), pp. 269-280, 2002.

15. W. G. Chun, K. Chen, and H. T. Kim, Performance Study of a Bi-Directional Thermodiode Designed for Energy-Efficient Buildings. ASME J. Sol. Energy Eng. 124, pp.291-299, 2002.

16. W. G. Chun, Y. H. Kang, H. Y. Kwak, and Y. S. Lee, An Experimental Study of the Utilization of Heat Pipes for Solar Water Heaters. Applied Thermal Engineering, 19, pp. 807-817, 1999.

17. H. F. Creveling, J. F. dePaz, J. Y. Baladi, and R. J. Schoenhals, Stability Characteristics of a Single Phase Free Convection Loop. J. Fluid Mech., 67(1), pp. 65-84, 1975.

18. P. S. Damerell, and R. J Schoenhals, Flow in a Toroidal Thermosyphon with Angular Displacement of Heated and Cooled Sections. ASME Paper No. 78-HT-44, 1978.

19. P. D. Dunn, and D. A. Reay, Heat Pipes, 4th ed., Elsevier Science Ltd, Tarrytown, NY 1994.

20. C. L. Ezekwe, Performance of a Heat Pipe Assisted Night Sky Radiative Cooler. Energy Convers. Mgmt., 30(4), pp. 403-408, 1990.

21. R. Grief, Y. Zvirin, and A. Mertol, The Transient and Stability Behavior of a Natural Convection Loop. J. Heat Transfer, ASME Series C, 101, pp. 684-688, 1979a.

22. S. K. Hellman, G. Habetler, H. Babrov, Use of Numerical Analysis in Transient Solution of Two-Dimensional Heat Transfer Problems with Natural and Forced Convection. Trans. ASME 78, pp. 1155-1161, 1956.

23. P. A. Hobson, and B. Norton, Verified Accurate Performance Simulation Model of Direct Thermosyphon Solar Energy Water Heaters. ASME J. Solar Energy Engineering, 110, pp. 282-292, 1988.

24. B. J. Huang, and C. T. Hsieh, A Simulation Method for a Solar Thermosyphon Collector. Solar Energy, 35, pp. 31-43, 1985.

25. F. P. Incropera, and D. P. DeWitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 5th edition, John Wiley & Sons, New York, NY, pp. 11, 223, 545, 2002.

26. V. L. Ivanov, and Yu. D. Lapin, End Heat Exchange in a Cylindrical Passage under Free Convection Conditions. Thermal Engng. (USSR), 13(6), pp. 108-112, 1966.

27. G. F. Jones, Heat Transfer in a Liquid Convective Diode. ASME J. Sol. Energy Eng., 108, pp. 163-171, 1986.

28. S. Kaizerman, E. Wacholder, and E. Bilas, Stability and Transient Behavior of a Vertical Toroidal Thermosyphon. ASME Paper No. 81-WA/HT-11, 1981.

29. Y. H. Kang, M. C. Kang, and W. G. Chun, A Study on Thermal Characteristics of the Solar Collector Made with a Closed Loop Thermosyphon. Int. Comm. Heat Mass Transf., 30(7), pp. 955-964, 2003.

30. J. B. Keller, Periodic Oscillations in a Model of Thermal Convection. J. Fluid Mech., 26(3), pp. 599-606, 1966.

31. G. F. Jones, and J. Cai, Analysis of a Transient Asymmetrically Heated/Cooled Open Thermosyphon, J. of Heat Transfer, Vol. 115, pp.621-630, 1993.

32. E. H. Larsen, A Capillary Assisted Thermosyphon for Shipboard Electronics Cooling. Trident Scholar project report A 524914, Naval Academy Annapolis, MD, 2003.

33. A. Mertol, R. Greif, and Y. Zvirin, The Transient Steady State and Stability Behavior of a Thermosyphon with Throughflow. Int. J. Heat Mass Transf., 24(4), pp. 621-633, 1981.

34. J. Madejski, and J. Mikielewicz, Liquid Fin-A New Device for Heat Transfer Equipment. Int. J. Heat Mass Transf., 14, pp. 357-363, 1971.

35. G. L. Morrison, and H. N. Tran, Simulation of the Long Term Performance of Thermosyphon Solar Water Heaters. Solar Energy, 33, pp. 515-526, 1984.

36. K. S. Ong, A Finite Difference Method to Evaluate the Performance of a Solar Energy Water Heater. Solar Energy, 16, pp. 131-147, 1974.

37. B. Norton, S. D. Probert, and J. T. Gidney, Diurnal Performance of Thermosyphonic Solar Water-Heater an Empirical Prediction Method. Solar Energy, 39, pp. 257-265, 1987.

38. K. S. Ong, An Improved Computer Program for the Thermal Performance of a Solar Water Heater. Solar Energy, 18, pp. 183-191, 1976.

39. L. Rosenhead, (ed.) Laminar Boundary Layers, Oxford University Press, pp. 506-549, 1963.

40. A. Shitzer, D. Kalmanoviz, Y. Zvirin, and G. Grossman, Experiments with a Flat Plate Solar Water Heating System in Thermosyphonic Flow. Solar Energy, 22, pp. 27-35, 1978.

41. J. S. Turner, Buoyancy Effects in Fluids, Cambridge University Press, pp.

207-225, 1973.

42. P. Welander, On the Oscillatory Instability of Differentially Heated Fluid Loop. J. Fluid Mech., *29(1),* pp. 17-30, 1967.

43. R. J. Williams, Investigation of a cryogenic thermal diode. Paper 78-417, Proc. III Int. Heat Pipe Conference in Palo Alto, CA, AIAA Report CP784, New York, 1978.

44. Y. Zvirin, and R. Grief, Transient Behavior of Natural Circulation Loops: Two Vertical Branches with Point Heat Source and Sink. Int. J. Heat. Mass. Transf, 22, pp. 499-504, 1979b.

45. 김용, 서태범, 강용하, 흡수관 형상과 일사각도에 따른 진공관형 태양열 집열기의 성능 변화. 설비공학논문집 제 17권 제 7호 pp. 659-668, 2005.

46. 이용훈, 최석천, 이광성, 지명국, 정효민, 정한식, 흡수식 태양열 집열기의 열전달 특성에 관한 연구. 대한기계학회 2002.

47. 황용하, 재생형 태양열 집열기의 성능에 대한 연구. 충남대학교 논문집 제 36호 1호 2001.

48. 황여규, 김종학, 자연 대류하에 히트싱크의 실험적 해석. 성균관대학교 논문집 기계기술편 제 1집 제 1호

49. 박병전, 서양섭, 태양열 집열기의 집열성능에 관한 연구. 대한 건축학회지 21권 76호 1977.

50. 김지원, 김동은 백기동, eflita Yohana, 최광환, 태양열집열기를 이용한 공기가

열 난방방식에 관한 연구.

51. 김동은, 백기동, 최광환, 류남진, 태양열 집열기 이용 난방시스템의 성능비교에 관한 연구

52. 김병기, 정경택, 배찬호, 서정세, 태양열 집열기용 히트파이프의 열전달 특성에 대한 해석. 대한설비공학회 동계학술발표대회 논문집 pp.317-322, 2005.

53. 지명국, 정효민, 정한식, 이철재, 지관 형상에 따른 평판형 태양열 집열기의 최적설계. 공기조화 냉동공학회 동계학술발표회 논문집 pp.675-681, 2000.

54. 백남춘, 정시영, 신우철, 윤응상, 주문창, 박상래, 중온용 집열기를 이용한 태양열 냉난방시스템 연구. 태양에너지 Vol. 16, No. 3, 1996.

55. 강용혁, 곽희열, 이동규, 강명철, 자연 대류형 태양열 온수기 최적설계에 대한 연구

56. 신희영, 이경희, 자연 대류식 태양열 집열기(TAP)의 설계와 평가. 태양에너지 Vol. 4, No .2, 1984.

57. 곽희열, 산업용고효율 태양열 집열기 개발 필요성. 태양에너지 Vol. 18, No. 2, 1998.

58. 최창균, 자연대류에 대한 기초 연구. 연구보고서 1995.

59. 노승탁, 자연대류 및 밀도차를 고려한 상변화과정 열전달과 에너지 저장. 연구보고서 1987.

60. 추홍록, 단일 모듈이 부착된 수직 평행채널내의 3차원 자연대류 열전달에 관

한 수치해석.

61. W. Liu, Natural Convection Heat Transfer from Horizontal Tube Bundles Immersed in Tilted Thin Enclosures-Application of Polymer Heat Exchangers in Integrated Solar Collectors. University of Minesota, 2003.

62. 이재근, 원자로 열교환기에서 나노유체 이용 열전달 향상 연구. 연구보고서 2003.

63. 장석필, 나노유체를 냉각유체로 사용하는 마이크로채널 히트 싱크의 냉각효율. 설비공학회논문집 제 17권 제 9호, pp.849-854, 2005.

64. 이석호, 박종찬, 임택규, 이충구, 신동륜, 박기호, 나노유체 루프형 열사이폰을 이용한 냉각장치. 대한기계학회 논문집 B권, 제 30권 제 3호, pp.246-254, 2006.

65. 이신표, 나노유체를 이용한 열전달 촉진기술. 기계저널 제 43권 제 3호 2003.

66. 이동근, 김재원, 나노유체의 열전도도 향상에 관한 새로운 메커니즘. 대한기계학회 논문집 B권, 제 30권 제 6호 pp.560-567, 2006.

67. 강현욱, 강승우, 김성현, 나노입자에 의한 나노유체에서의 열전달 향상에 관한 연구. 한국에너지공학회 추계학술발표회 논문집 pp.19-24, 2004.

68. 황교식, 장석필, Jang and Choi's Model과 다양한 점성계수 모델을 이용한 나노유체의 자연대류 특성. 대한설비공학회 동계학술대회 논문집 pp.539-545, 2005.

69. 김상현, 최선락, 홍종간, 김동식, 알루미나/산화아연/이산화티타늄 나노유체의

열전도율 측정. 대한기계학회 논문집 B권, 제 29권 제 9호 pp.1065-1073, 2005.

70. 강승우, 이찬호, 김성현, 이중관 열교환기 시스템에서 나노유체의 열전달 특성연구. 한국에너지공학회 춘계학술발표회 논문집 pp.159-164, 2004.

71. J. C. Maxwell, A treatise on electricity and magnstism , 2nd ed. (Oxford University Press, Cambridge, 1904), pp. 435-441.

72. U. S. Choi, Enhance thermal conductivity of fluids with nanoparticles, Development and application of non-Newtonian flows. ASME, FED-Vol. 231/MD-Vol. 66, pp. 99-105, 1995.

73. A. Einstein, Inverstigation on the theory of Brownian motion, Dover, New York, 1956.

74. Y. Xuan, Rortzel, Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids, Int.J. Heat Mass Transfer Vol. 43, pp.3701-3707, 2000.

75. Davalos-Orozco, Hydrodynamic and suspension of polar particles, Encyclopedia of surface and colloid science, Vol. 4, pp. 2375-2396, 2005.

76. B. C. Pak, y. Cho, Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particle, Experimental Heat Transfer, Vol. 11, pp. 151-170, 1998.

77. Y. Xuan, W. Roetzel, Conceptions for Heat Transfer Correlation of Nanofluids, International Journal of Heat and Mass Transfer 43, pp.3701-3707, 2000.

78. P. Keblinski, S. R. Phillot, S. U. S. Choi, J. A. Eastman, Mechanisms of Heat Flow in Suspensions of Nano-sized Particles(Nanofluids), International Journal of Heat and Mass Transfer 45, pp.855-863, 2002.

79. X. Wang, A. S. Mujumdar, Heat Transfer Characteristics of Nanofluids : A Review, International Journal of Thermal Sciences pp.1-19, 2006.

80. S. W. Kang, W. C. Wei, S. H. Tsai, S. Y. Yang, Experimental Investigation of Silver Nano-fluid on Heat Pipe Thermal Performance, Applied Thermal Engineering 26, pp.2377 - 2382, 2006.

81. D. Wen, Y. Ding, Formulation of Nanofluids for Natural Convective Heat Transfer Applications, International Journal of Heat and Fluid Flow 26, pp.855 - 864, 2005.

82. S. Lee, S. U. S. Choi, S. Li, J. A. Eastman, Measuring Thermal Conductivity of Fluids Containing Oxide Nanoparticles, Journal Heat Transfer Vol. 121, pp. 280-289, 1999.

83. S. K. Das, N. Putra, P. Thiesen, W.d Roetzel, Temperature Dependence of Thermal Conductivity Enhancement for Nanofluids, Journal Heat Transfer Vol. 125, pp.567-574, 2003.

84. A. S. Ahuja, Agumentation of Heat Transport in laminar Flow of Polystyrene Suspensions. I. Experiments and Results, Journal of Applied Physics Vol. 46, No. 8, pp. 3408-3416, 1975.

85. A. S. Ahuja, Agumentation of Heat Transport in laminar Flow of Polystyrene Suspensions. II. Analysis of the Data, Journal of Applied Physics Vol. 46. No. 8, pp. 3417-3425, 1975.

86. S. P. Jang, S. U. S. Choi, Role of Brownian Motion in the Enhanced Thermal Conductivity of Nanofluids, Applied Physics Letters Vol. 84, No. 21, pp. 4316-4318, 2004.

87. J. A. Eastman , S. U. S. Choi, S. Li, W. Yu, L. J. Thompson, Anomalously Increased Effective Thermal Conductivities of Ethylene Glycol-based nanofluids Containing Copper Nanoparticles, Applied Physics Letters Vol. 78, No. 6, pp. 718-720, 2001.

88. W. Daungthongsuk, S. Wongwises, A Critical Review of Convective Heat Transfer of Nanofluids, Renewable and Sustainable Energy Reviews 2006.

89. I. C. Bang, S. H. Chang, Boiling Heat Transfer Performance and Phenomena of Al_2O_3 - water Nano-fluids from a Plain Surface in a Pool, International Journal of Heat and Mass Transfer 48, pp. 2407 - 2419, 2005.

90. K. Khanafer, K. Vafai, M. Lightstone, Buoyancy-driven heat transfer enhancement in a two-dimensional enclosure utilizing nanofluids, International Journal of Heat and Mass Transfer 46, pp. 3639 - 3653, 2003.

91. W. Roetzel, N. Putra , S. K. Das, Experiment and analysis for non-Fourier conduction in materials with non-homogeneous inner structure, International Journal of Thermal Sciences 42, pp. 541 - 552, 2003.

92. W. H. Leong, K. G. T. Hollands. A. P. Brunger, Experimental Nusselt numbers for a cubical-cavity benchmark problem in natural convection, International Journal of Heat and Mass Transfer 42, pp. 1979-1989, 1999.

93. J. Li, D. Liang, K. Guo, R. Wang, S. Fan, Formation and dissociation of HFC134a gas hydrate in nano-copper suspension, Energy Conversion and

Management 47, pp. 201 - 210, 2006.

94. D. Wen, Y. Ding, Formulation of nanofluids for natural convective heat transfer applications, International Journal of Heat and Fluid Flow 26, pp. 855 - 864, 2005.

95. J. J. Vadasz, S. Govender, P. Vadasz, Heat transfer enhancement in nano-fluids suspensions: Possible mechanisms and explanations, International Journal of Heat and Mass Transfer 48, pp. 2673 - 2683, 2005.

96. J. Kim, Y. T. Kang, C. K. Choi, Soret and Dufour effects on convective instabilities in binary nanofluids for absorption application, International Journal of Refrigeration pp. 1-6, 2006.

97. S.C. Garrick, K.E.J. Lehtinen, M.R. Zachariah, Nanoparticle coagulation via a Navier - Stokes/nodal methodology: Evolution of the particle field, Aerosol Science 37, pp. 555 - 576, 2006.

98. S. K. Das, N. Putra, W. Roetzel, Pool boiling characteristics of nano-fluids, International Journal of Heat and Mass Transfer 46, pp. 851 - 862, 2003.

99. P. Vassallo, R. Kumar, S. D'Amico, Pool boiling heat transfer experiments in silica - water nano-fluids, International Journal of Heat and Mass Transfer 47, pp. 407 - 411, 2004.

100. S. K. Das, N. Putra, W. Roetzel, Pool boiling of nano-fluids on horizontal narrow tubes, International Journal of Multiphase Flow 29, pp. 1237 - 1247, 2003.

101. R, Y. Jou, S. C. Tzeng, Numerical research of nature convective heat transfer enhancement filled with nanofluids in rectangular enclosures, International Communications in Heat and Mass Transfer 33, pp. 727 - 736, 2006.

102. P. Keblinski, J. A. Eastman, D. G. Cahill, nanofluids for thermal transport, Materials Today 8(6), pp. 36-44, 2005.

103. Y. Yang, Z. G. Zhang, E. A. Grulke, W. B. Anderson, G. Wu, Heat transfer properties of nanoparticle-in-fluid dispersions (nanofluids) in laminar flow, International Journal of Heat and Mass Transfer 48, pp.1107 - 1116, 2005.

104. D. Wen, Y. Ding. Experimental investigation into convective heat transfer of nanofluids at the entrance region under laminar flow conditions, International Journal of Heat and Mass Transfer 47, pp. 5181 - 5188, 2004.

105. Y. Ding, H. Alias, D. Wen, R.A. Williams, Heat transfer of aqueous suspensions of carbon nanotubes (CNT nanofluids), International Journal of Heat and Mass Transfer 49 (1 - 2), pp. 240 - 250, 2005.

106. 김제익, 정청우, 강용태, 최창균. Soret효과를 고려한 이성분 나노유체에서의 대류 불안정성 해석. 대한설비공학회 논문집 제17권 제 3호, pp. 250-261, 2005.

107. 이지환, 장석필. 알루미나 나노유체의 유동 특성에 관한 연구. 대한설비공학회 동계학술발표대회 논문집 pp. 546-551, 2005.

108. 이지환, 장석필. 알루미나 나노유체의 유동 특성에 관한 연구. 대한기계학회

논문집 B권 , 제30권 제6호, pp. 546-552, 2006.

109. 김제익, 강용태, 최창균. 나노유체의 부력에 의한 대류 불안정성 및 자연대류 열전달 특성해석. 설비공학논문집 제16권 제8호, pp. 714-719, 2004.

110. 김제익, 강용태, 최창균. 흡습식 적용을 위한 나노유체의 부력에 의한 대류 불안정성 및 자연대류 열전달 특성해석. 대한설비공학회 동계학술대회 논문집 pp. 39, 2003.

111. NEDO 해외레포트(특별호), NEDO기술개발기구, 2003.

112. 2005년 신·재생에너지백서, 신재생에너지센터, 산업자원부, 2006.

113. 고영주, 오승진, 현준호, 이헌주, 천원기, 건물에너지 절약을 위한 양방향성 태양열 열다이오드의 성능 향상에 관한 실험적 연구. 에너지기후변화학회지, 제2권 제 1호, 2007.

114. 고영주, 현준호, 이헌주, 천원기, 작동유체가 양방향성 태양열 다이오드의 열성능에 미치는 영향 분석. 한국태양에너지학회, 춘계학술대회 논문집, pp.29-34, 2007.

115. 고영주, 천준호, 천원기, 태양열 Thermodiode 시스템에 작동유체가 미치는 영향 분석. 한국생태환경건축학회, 춘계학술대회 논문집, pp.185-188, 2007.

116. 고영주, 오승진, 현준호, 이헌주, 천원기, 태양에너지의 효율적 이용을 위한 열다이오드 모듈의 성능 향상에 관한 실험적 연구. 한국에너지기후변화학회, 춘계학술대회 초록집, pp.72-77, 2007.

117. 고영주, 김남진, 이헌주, 천원기, Kuan Chen, 작동유체에 따른 양방향성 태

양열 열다이오드의 열성능 변화 분석. 한국태양에너지학회, 추계학술대회 논문집, pp.139-145, 2007.

118. 고영주, 현준호, 오승진, 이헌주, 천원기, Kuan Chen, 나노유체가 태양열 열다이오드의 성능에 미치는 영향 평가. 한국에너지기후변화학회, 추계학술대회 초록집, pp. 140-145, 2007.

JEJU NATIONAL UNIVERSITY · SINCE 1952 · 제주대

감사의 글

참으로 오랜 시간이 걸려 이 자리에 올 수 있었습니다. 박사학위논문을 낼 수 있도록 관심과 도움을 주신 모든 분들께 감사의 마음을 전합니다. 이제는 뒤돌아보며 열심히 살아왔구나 하고 스스로 말 할 수 있을 것 같습니다.

박사과정과 논문을 쓰는 동안 심적으로 힘이 되어주신 이윤준 교수님, 박사학위를 못하고 돌아온 나이든 제자를 보시며 저보다 더 답답하고 걱정하셨으리라 생각됩니다. 정말 감사드립니다. 항상 조용히 지켜봐주시며 격려와 걱정을 해주신 이헌주 교수님, 실험하는데 방향을 제시해 주시고 많은 조언을 아끼지 않으셨던 천원기 교수님과 김남진 교수님을 비롯한 학과 교수님들과 Kuan Chen 박사님께 깊이 감사를 드립니다. 그리고 학위과정동안 어려움을 함께 고민하고 격려를 해주신 홍경희 선생님과 송성준 선생님께도 고마움을 전합니다.

지난 박사과정동안 선배들과 특히 후배들에게 미안한 마음이 많았었는데 이제 마음의 무게를 내려놓을 수 있을 것 같습니다. 용수선배, 원우선배, 제한선배, 원일선배 그리고 경진, 준호, 지훈, 상범, 계홍, 정선, 인혁, 성애 그리고 실험실 후배들 일일이 나열하기 힘들지만 걱정과 할 수 있다는 용기를 준 모두에게 고맙다는 마음을 전합니다.

미영아 경애야 항상 곁에서 어려움과 기쁨을 함께 하며 힘이 되어줘 정말 고맙다.

마지막으로 오랫동안 막내딸이 잘되기를 기다리며 노심초사하신 어머니, 지금까지 한 번도 고맙습니다라는 말을 드린 적이 없었는데 이제서야 “어머니 고맙습니다” 하고 말씀 드립니다. 그리고 언제나 따뜻함과 인내로 감싸준 언니 오빠들과 우리 조카들에게 고마움 마음과 부족하지만 이 논문을 드립니다.

항상 후회없는 삶을 살려고 노력해 왔지만 뒤를 돌아볼 수 없었던 시간이 많았습니다. 이제 이 결실을 통해 앞을 향해 후회없고 뒤를 돌아볼 수 있는 삶이 되도록 노력해 나가겠습니다. 다시한번 주위의 모든 분들께 감사의 마음을 전합니다.