



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

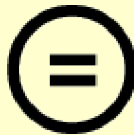
다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

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

[Disclaimer](#)

공 학 석 사 학 위 논 문

삼각저항체가 설치된 태양열 공기-물
가열기의 운전조건에 따른 집열성능 실험
평가 및 상관관계 분석



부 경 대 학 교 대 학 원

냉 동 공 조 공 학 과

이 인 한

공 학 석 사 학 위 논 문

삼각저항체가 설치된 태양열 공기-물
가열기의 운전조건에 따른 집열성능
실험 평가 및 상관관계 분석

지도교수 최 광 환

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2023년 2월

부 경 대 학 교 대 학 원

냉 동 공 조 공 학 과

이 인 한

이인한의 공학석사 학위논문을 인준함

2023년 2월 17일



위원장 공학박사 정 석 권



위 원 공학박사 설 성 훈



위 원 공학박사 최 광 환



목 차

List of Figures and Tables	iii
Abstract	vi
Nomenclature	viii
제1장 서론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 종래 연구	2
1.3 연구 목적	3
제2장 연구 이론	4
2.1 태양열 집열 시스템	4
2.2 태양열 공기-물 가열기	6
제3장 운전조건에 따른 공기-물 가열기의 집열성능 실험	7
3.1 실험 장치	7
3.2 실험 조건 및 방법	9
제4장 결과 및 고찰	13
4.1 일사량 및 외기 온도	13
4.2 열매체 입·출구 온도 및 온도차	14
4.3 공기 및 액체 획득 열량	20

4.4 풍량 및 유량에 따른 집열효율	23
4.5 무차원 열효율	26
4.6 중회귀분석을 활용한 집열기 모델링 및 성능 분석.....	34
 제5장 결론	 51
 Reference	 53
 감사의 글	 55



List of Figures

Fig. 2-1 Schematic diagram of solar air heater system.....	5
Fig. 2-2 Schematic diagram of solar liquid heater system.....	5
Fig. 2-3 Schematic diagram of solar air-water heater.....	6
Fig. 3-1 Experimental apparatus and actual view of air duct of the solar air-water heater.....	8
Fig. 3-2 Schematic diagram of the air duct used to fabricate solar air-water heater with dimensions.....	8
Fig. 3-3 Schematic diagram of solar air-water heater system....	9
Fig. 4-1 Ambient temperature solar irradiation according to operating conditions.....	13
Fig. 4-2 Change of air temperature according to the operating conditions.....	15
Fig. 4-3 Inlet and outlet temperature of water according to the operating conditions.....	17
Fig. 4-4 Change of temperature difference of water and water temperature in tank.....	19
Fig. 4-5 Comparison of heat gain according to operating conditions	21
Fig. 4-6 Total heat gain according to the operating conditions	22

Fig. 4-7 Comparison of thermal efficiency of the air and water side	24
Fig. 4-8 Total thermal efficiency	25
Fig. 4-9 Variation of air side thermal efficiency	27
Fig. 4-10 Variation of water side thermal efficiency	29
Fig. 4-11 Variation of net thermal efficiency of air	31
Fig. 4-12 Variation of net thermal efficiency of water	33
Fig. 4-13 Comparison of experimental and simulated values for maximum efficiency	35
Fig. 4-14 Comparison of experimental and simulated values for heat loss coefficient	36
Fig. 4-15 Predicted heat gain of air with various $(T_{w,i} - T_a)$	38
Fig. 4-16 Predicted heat gain of water with various $(T_{w,i} - T_a)$	40
Fig. 4-17 Predicted total heat gain with various $(T_{w,i} - T_a)$ and water flow rate	44
Fig. 4-18 Predicted net heat gain of air with various $(T_{w,i} - T_a)$	46
Fig. 4-19 Predicted net heat gain of water with various $(T_{w,i} - T_a)$	48

Fig. 4-20 Predicted net heat gain of the system with various ($T_{w,i} - T_a$)	50
--	----

List of Tables

Table 3-1 Dimensions of the solar air-water collector	7
Table 3-2 Experiment conditions	10
Table 3-3 Specifications of measuring devices	11



Solar Air-Water Heater with Triangular Obstacle: Experimental Evaluation and Correlation Analysis

In Han Lee

Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering,
The Graduate School, Pukyong National University

Abstract

About 40% of the energy load of domestic buildings is used for heating and cooling, and most of them use fossil fuels to replenish heat sources. Policy subsidies for the use of new and renewable energy facilities are being activated to lower the proportion of fossil fuels. Solar facilities among renewable energy systems are those that can contribute to reducing the heating load of buildings, and are generally divided into air-type solar collectors that heat the air of the heat collection system and liquid solar collectors that heat only hot water. On the other hand, a solar air-water heater is capable of heating air and water at the same time and can be applied to both hot water and air heating facilities in the same surface area, thereby increasing heat collection efficiency.

To improve heat transfer performance, we manufactured a solar air-water heater with a triangular obstacle installed in an air channel, and compared and analyzed the heat collection performance in accordance with the change of the air volume and flow rate under actual weather conditions. The heat collection performance was evaluated under the actual weather conditions according to the change of flow and air flow conditions, and based on the experiment was conducted under 9 conditions corresponding to the operating conditions of 70 CMH, 160 CMH, and 250 CMH at flow rates 2.5 L/min, 4 L/min, and 6 L/min.

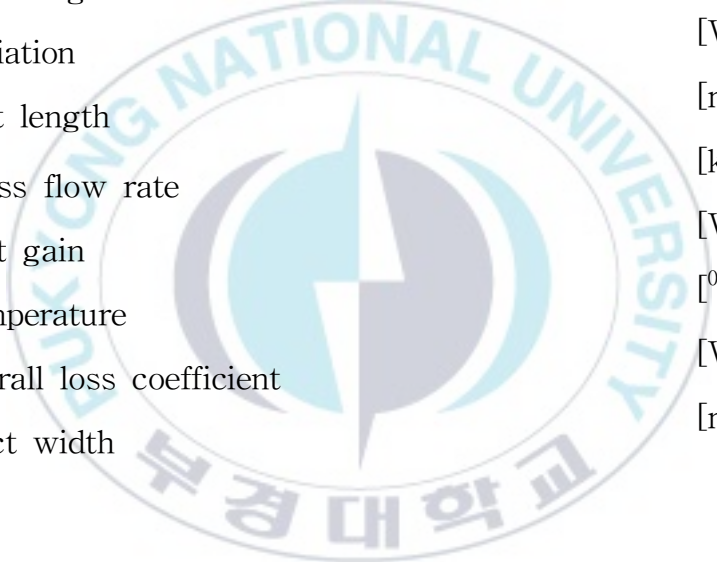
As a result of the experiment, the obtained heat value was 221.62~1,008.55 W

on the air side and 44.25~780.17 W on the liquid side, and the total heat gain was 447.88~1,509.37 W. The thermal efficiency was 11.97~64.11% on the air side, 3.29~41.7% on the liquid side, and 36.33~74.32% on the total thermal efficiency, and the efficiency of the air and liquid side obtained by useful thermal energy was dimensionless to consider the weather conditions such as solar radiation and ambient temperature. The minimum efficiency of the air side of the solar air-water heater was 9.67~23.76%, the maximum thermal efficiency of the air side at 250 CMH using the blower under the operating conditions, and the maximum efficiency of the liquid side was 38.83~46.5%, showing the highest thermal efficiency of 6 L/min using the pump under the operating conditions.



Nomenclature

Symbols



A : Area	[m ²]
C _p : Specific heat of air	[J/kg·K]
F _R : Heat removal factor	[-]
H : Duct height	[mm]
I : Irradiation	[W/m ²]
L : Duct length	[mm]
$\dot{m}$: Mass flow rate	[kg/s]
Q : Heat gain	[W]
T : Temperature	[°C]
U : Overall loss coefficient	[W/m ² ·K]
W : Duct width	[mm]

Greek letters

η : Thermal efficiency	[-]
τ : Transmission	[-]
α : Absorption rate	[-]

Subscripts

a : Air

c : Collector

i : Inlet

o : Outlet

t : Total

w : Water



제1장 서론

1.1 연구 배경

정부는 ‘지속가능한 저탄소 녹색 사회 구현’을 목표로 배출전망치(BAU) 대비 37% 감축목표로 다양한 정책을 발표하였다. 공공건축물의 신축, 증축 또는 개축하는 건축 연면적 1,000 m² 이상 건축물에 대하여 2020년부터 적용되고 있으며, 2025년에는 연면적 1,000 m² 이상 민간 건물에도 적용될 예정이다.¹⁾ ‘2030 국가 온실가스 감축 로드맵’에 따라 화석연료의 의존율이 높았던 건축물의 냉·난방 부하에 신재생에너지의 설비 비중이 의무적으로 늘어나게 되는 추세이다. 국내 건축물 에너지 부하 중 40%가량이 냉난방 부하에 사용되고 있으며, 대부분 화석연료를 사용하여 열원을 보충한다.²⁾ 화석연료의 비중을 낮추기 위해 신재생에너지 설비사용에 대한 정책적 보조가 활성화되는 실정이다.

신재생에너지 시스템 중 태양열 설비는 온수 급탕 및 난방 공기 생산 등 건축물 난방 부하 절감에 기여한 설비이다. 태양열 설비에서 열에너지의 생산은 집열기에서 이뤄지며, 일반적으로 집열 시스템은 공기를 가열하는 공기식 태양열 집열기와 온수만을 가열하는 액체식 태양열 집열기로 나뉘게 된다. 국내 태양열 시장은 주로 온수 급탕 및 난방에너지 열원으로 주로 이용되며, 생산되는 온수의 수요는 대부분 겨울철에 사용되었다. 하지만 태양열 에너지를 여름철에 활용할 수 있는 방안이 연구되면서 흡수식 냉난방 시스템, 제습 냉방 시스템 등 열원을 제공하므로 기존 전기 및 연료의 사용을 절감할 수 있어 태양열 연계 시스템 보급을 도모할 수 있다. 또한 태양열 시스템과 히트펌프를 연계하여 냉동시스템의 효율을 높이는 시스템의 개발 또한 활발히 연구되고 있다. 이와 같이 신재생에너지의 수요에 따라 태양열 집열효율을 높이기 위한 일환으로 국내·외에서 연구가 활발히 진행되고 있다. 태양열 공기-물 가열기는 공기 혹은 물 둘 중 하나만 가열 가능한 집열기와 달리 공기와 물을 동시에 가열할 수 있으므로 동일 집열 면적 대비 많은 열원을 획득할 수 있어 다양한 냉난방 설비에 이용될 수 있다. 또한 기존 태양열 온수 제조기와 다르게 손실열 일부가 공기로 전달되므로 집열효율을 향상시킬 수 있다.

1.2 종래 연구

국내에서는 Choi et al.³⁾가 공기 채널 하부 단열재 위에 유동 방향에 수직인 저항체를 설치한 공기-물 태양열 가열기의 공기 가열 성능을 평가하였다. 그 결과, 저항체가 설치된 취출 공기 온도는 최대 60℃, 열효율 최대 73%의 결과를 보였다. Choi et al.⁴⁾는 삼각저항체를 덕트에 설치한 공기 가열기 모델을 수치해석을 통해 저항체가 설치되지 않은 덕트와 비교하여 삼각저항체의 높이, 길이 설치 간격에 따른 열전달 성능 향상 정도를 평가하였고, 최대 3.37배 증가하는 것을 확인할 수 있었다. Kim et al.⁵⁻⁶⁾은 ISO 9806 기준에 근거하여 공기식 태양열 집열기를 제작하고 다양한 공기 풍량 조건에 따른 성능 분석을 진행하였으며, 풍량 조건에 따라 최대 72% 열효율을 보였다. 또한 외기 온도에 따른 공기식 태양열 집열기 성능 평가 연구를 진행하였으며, 외기 조건에 따라 최소 63.8%에서 최대 68.5%로 그 영향이 미미함을 확인하였다.

국외의 경우 M.R. Assari et al.⁷⁾는 공기 채널 내 여러 가지 형상의 핀이 부착된 태양열 공기-물 가열기에 관한 수치해석 연구를 진행하고 풍량 조건에 따른 성능 분석을 수행하였다. 부착된 저항체 형상 가운데 사각형 핀이 가장 높은 열전달 성능을 보였으며, 풍량이 증가할수록 열 전달량 또한 증가하는 결과를 보였다. Aneesh et al.⁸⁾는 흡수판 하부에 배관 대신 액체를 저장할 수 있는 사각 탱크가 설치된 태양열 공기-물 가열기를 제작하여 성능 평가를 수행하고, 실험데이터를 기반으로 한 수치해석 연구를 진행하였다. Jinwei et. al.⁹⁾은 흡수판 상부에 L-shape 핀이 부착된 태양열 공기-물 가열기에 관한 수치해석 연구를 수행하였으며, 실제 실험 결과로 토대로 타당성 검토를 진행하였다. 그 결과, 단독 운전 시 공기 가열 성능은 52~55%, 물 가열 성능은 50% 값을 보였다. Rajase-enivasan et. al.¹⁰⁾은 반원형 난류체가 설치된 태양열 공기-물 가열기가 연계된 제습/재생 시스템의 성능 평가를 진행하였으며, 난류체가 설치되어 있을 때 출구 공기 온도 상승으로 시스템 효율은 약 68%까지 향상되었다. PK Pathak et. al.¹¹⁾은 태양열 공기-물 가열기에서 단일운전과 동시 운전 시 성능변화를 흡수판의 재질에 따라 알아보려고 하였으며, 동시 운전 시 단독 운전보다 최대 16.74%까지 열효율이 향상됨을 확인하였다.

1.3 연구 목적

현재까지 진행된 태양열 공기-물 가열기에 관한 선행연구들은 대부분 공기의 강제 대류 순환 및 물의 자연대류 형식의 실험 연구가 대부분이며, 작동 유체인 공기 및 물의 강제 대류 시 동시 운전에서의 성능에 영향을 확인하는 실험적 연구는 부족한 실정이다. 태양열 공기-물 가열기에서 풍량 및 유량이 변화되면 운전조건에 따른 각 열매체의 열용량 변화에 따라 작동 유체의 출구 온도에 영향을 미치게 된다. 이는 집열기에서 획득할 수 있는 열량에 기인하는 중요한 요소로 작용하며, 흡수판 및 배관과 덕트에서의 열전달에 영향을 미치게 되며 최종적으로 집열성능을 결정하게 된다.

또한 선행연구를 통해 삼각저항체를 공기 덕트부에 설치하는 것으로 공기측 열전달 계수를 향상시킬 수 있으며, 흡수판 상부로부터 손실되는 열을 공기로 전달시킬 수 있다는 연구가 국내외로 다수 진행된 바 있다. 따라서 본 연구에서는 태양열 공기-물 가열기에 공기측 전열 성능 향상 효과가 입증된 삼각저항체를 부착하여 실제 기상조건에서 풍량 및 유량을 변경하는 경우 동시 운전에서의 집열성능을 확인하고자 한다. 또한 완전히 동일하기 어려운 일사 및 외기 조건을 무차원화를 통해 풍량 및 유량에 따른 집열성능을 분석하고, 송풍기와 펌프의 소요동력을 고려한 시스템 효율을 비교하여 풍량과 유량이 태양열 공기-물 가열기에 미치는 영향을 알아보하고자 한다. 마지막으로 수집된 실험데이터를 이용하여 중 회귀분석을 통해 집열기를 모델링하고, 풍량 및 유량에 따른 열 획득량을 예측하여 보고자 한다.

제2장 연구 이론

2.1 태양열 집열 시스템

평판형 집열기는 대표적인 비집광형 태양열 설비(Non-Concentration Solar Collector)로 알려져 있으며, 구성이 간단하고 시스템의 비용을 낮출 수 있어 일반적인 용도에 널리 이용되는 장치이다. 흡수판과 단열재로 구성된 형태가 기본적인 집열기의 형태이며, 집열 온도는 약 90℃ 이하로 온도가 높지 않은 대신 직달일사 및 산란 일사에 모두 적용 가능하며, 시스템의 형태가 간단하고 설치가 편리하여 가정의 온수 공급 등에 용이하다. 용도에 따라 일반적으로 공기식과 액체식으로 분류되며, 공기식의 경우 겨울철 동파나 여름철의 과열 위험이 적고, 온풍을 생산하여 건물 난방 부하 및 환기 부하 절감에 활용한다.

액체식은 온수를 생산하는 것에 목적을 두는 장치로 축열조가 시스템 구성에서 핵심적인 역할을 가진다. 자연 순환형은 축열조 하부에 있는 차가운 물이 집열기에서 생성된 따뜻한 물과 밀도 차이로 인해 집열기 상부로 부터 순환하게 되는 구조를 가진다. 이러한 방식은 추가 동력이 소요되지 않는다는 장점이 있지만, 자연 순환을 위해 축열조의 위치에 대한 제약이 따르며, 용량의 한계가 있다는 단점이 존재한다. 강제 순환식은 축열조 설치 위치에 대한 제약이 없으며, 자연 순환방식과 다르게 동결방지를 위한 부동액을 이용해도 집열기의 순환에 큰 영향이 없다. 또한 태양열 집열기에서 가열된 액체는 펌프를 이용해 축열조에 저장하여 온수를 생산하고 축열조에서 집열기로 순환하는 구조를 가지게 된다.

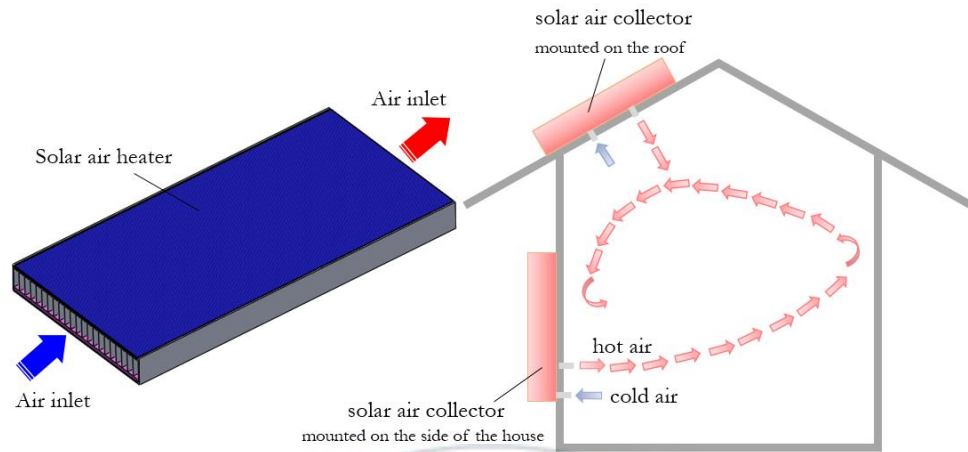


Fig. 2-1 Schematic diagram of solar air heater system

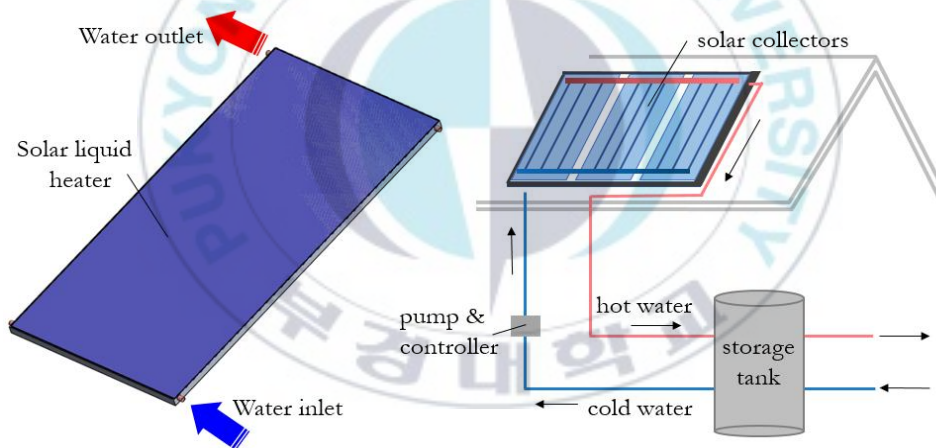


Fig. 2-2 Schematic diagram of solar liquid heater system

2.2 태양열 공기-물 가열기

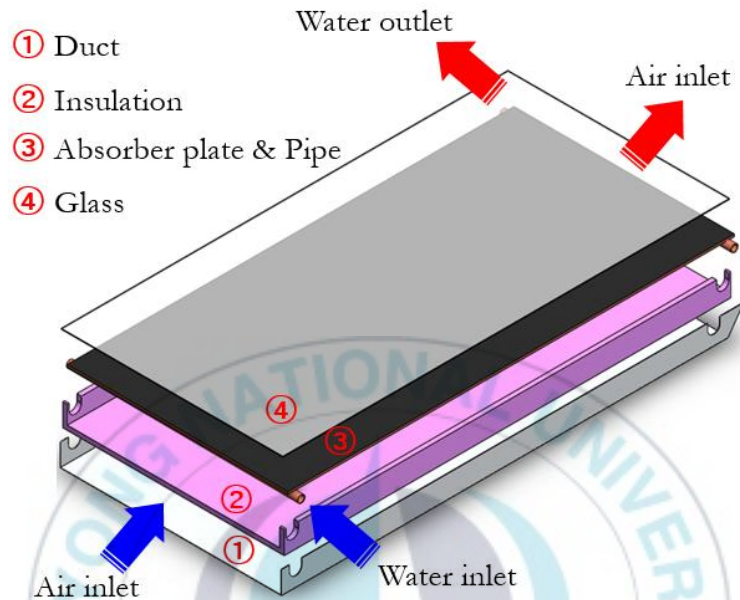


Fig. 2-3 Schematic diagram of solar air-water heater

태양열 공기-물 가열기는 공기식과 액체식을 결합한 장치로 동일 면적에서 공기와 물을 동시에 가열함으로써 열을 복합적으로 획득할 수 있으며, 급탕 및 공기 난방 설비에 모두 적용이 가능하다는 특징이 있다. 또한 흡수판 상부로부터 손실되는 열의 일부를 공기로 전달시키기 때문에 공기의 총 열 획득량과 집열성능이 높아진다는 장점이 있다.

태양열 공기-물 가열기의 구조는 기존 액체식 태양열 집열기에 덕트를 결합하는 방식으로 주로 흡수판 및 배관부 아래 공기가 유동하는 채널을 형성한다.

제3장 운전조건에 따른 공기-물 가열기의 집열성능 실험

3.1 실험 장치

본 연구에서 실험을 위해 제작된 태양열 공기-물 가열기는 2 m × 1 m의 크기를 가지며, Fig. 3-1에 실제 제작한 집열기의 모습을 나타내었다. 기존의 평판형 태양열 집열기 하부에 덕트 부착하여 공기 및 온수 모두 제조가 가능하도록 제작하였고, 덕트 바닥 면에는 단열재 및 삼각저항체가 부착되어있다. 종래 연구에서 발열부를 갖는 공기 채널 내에 삼각저항체가 설치될 시 유체 속도 증가 및 공기 혼합으로 열전달 성능 향상이 가능하다고 보고된바 있으며⁴⁾, 본 연구에서는 해당 연구를 참고하여 태양열 공기-물 가열기 내 흡수판에서 유동 공기로의 열전달 성능을 향상을 목적으로 해당 저항체를 설치하였다.

공기 채널 간의 거리는 98 mm, 공기 덕트 바닥 면에서 흡수판 배면까지의 높이는 70 mm이며, Fig. 3-2에는 태양열 공기-물 가열기 제작에 사용된 공기 덕트의 개략도와 삼각저항체의 상세 치수를 나타내었고, Table 3-1에는 공기 덕트를 포함한 태양열 공기-물 가열기의 상세 치수를 나타내었다.

Table 3-1 Dimensions of the solar air-water collector

Parameter			Value
Collector	Collecting method		Flat plate
	Size(L×W×H), [mm]		2,000×1,000×100
	Installation angle [°]		33
Duct area	Triangle obstacle	Height [mm]	34.20
		Length [mm]	104.98
		Pitch [mm]	123.10
	Air channel width [mm]		98
Pipe section	Header pipe diameter [mm]		25
	Branch pipe diameter [mm]		10
	Pitch [mm]		100



(a) Experimental apparatus



(b) Actual view of the air duct

Fig. 3-1 Experimental apparatus and actual view of air duct of the solar air-water heater

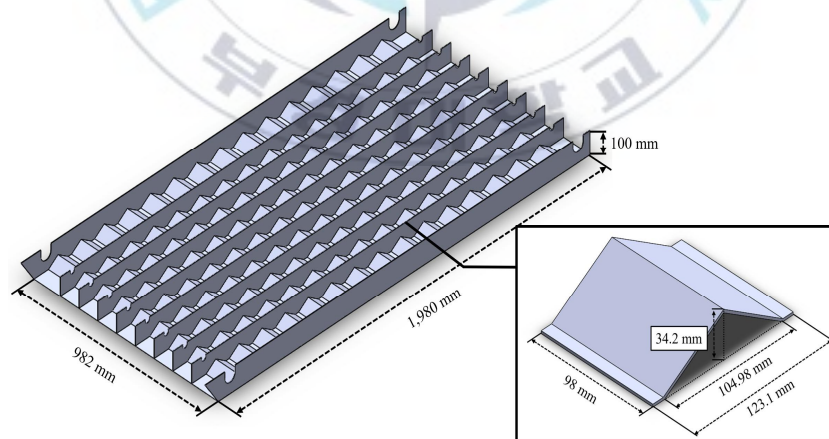


Fig. 3-2 Schematic diagram of the air duct used to fabricate solar air-water heater with dimensions

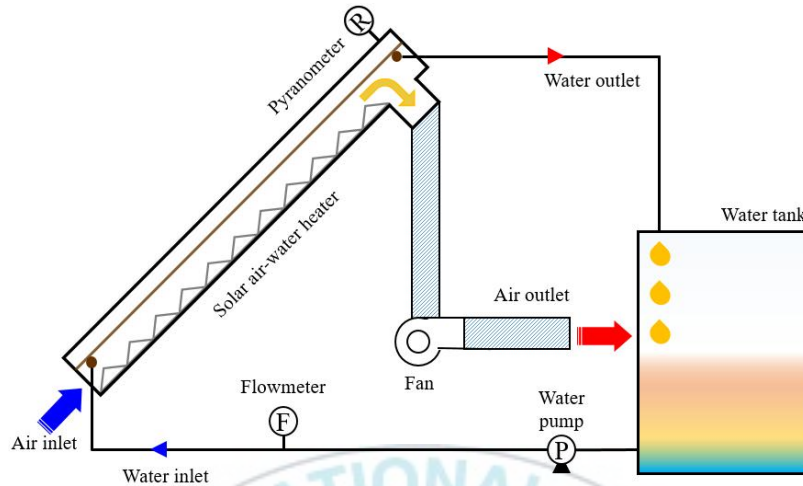


Fig. 3-3 Schematic diagram of solar air-water heater

실험 장치의 시스템 개략도를 Fig. 3-3에 나타내었다. 가열 공기의 경우 집열기 하부로부터 유입되어 삼각저항체가 설치된 공기 덕트로 유동한다. 이때, 삼각저항체로 인해 높은 대류 열전달 계수를 갖는 공기는 흡수판 및 배관으로부터 열의 일부가 공기로 전달되며, 덕트 하부 및 측면에 설치된 단열재로 열 손실을 최소화한 후 덕트 출구로 유동한다. 온수는 축열조에서 펌프를 이용하여 집열기 하부로 공급한다. 이후 태양열 공기-물 가열기를 지나면서 열 획득 후 상부 토출부를 지나 축열조로 다시 공급되는 순환 구조를 갖는다.

3.2 실험 조건 및 실험 방법

본 연구의 목적은 태양열 공기-물 가열기에서 온풍과 온수가 동시에 생산될 때, 풍량 및 유량에 따른 집열성능을 평가하는 데 있다. 해당 실험은 일사량이 안정적인 오전 10시 30분부터 오후 2시 30분까지 진행하였으며, 본 실험에서 수행된 운전조건의 경우 선행연구^{7,12)}를 참고하여 선정하였다. 운전조건은 풍량 3가지 조건과 유량 3가지 조건으로 총 9가지의 운전조건에 대하여 각각 다른 날에 실험을 진행하여 실험을 진행하였고, Table 3-2에는 실험 수행 조건을 나타내었다.

Table 3-2 Experiment conditions

Time (hh:mm)		10:30 ~ 14:30
Location		Pukyong national university, Yongdang-dong 35°6.98 ' N latitude 129°5.39 ' E longitude
Operating method		Air & liquid heating
Operating conditions	Case A-1	2.5 L/min, 70 CMH
	Case B-1	2.5 L/min, 160 CMH
	Case C-1	2.5 L/min, 250 CMH
	Case A-2	4.0 L/min, 70 CMH
	Case B-2	4.0 L/min, 160 CMH
	Case C-2	4.0 L/min, 250 CMH
	Case A-3	6.0 L/min, 70 CMH
	Case B-3	6.0 L/min, 160 CMH
	Case C-3	6.0 L/min, 250 CMH

실험 중 일사는 집열기와 동일한 각도로 일사계를 설치하여 측정하였고, 공기 입·출구, 액체 배관 입·출구에서의 유체 온도는 T-type 열전대, 액체 순환 시 PH-038M 온수순환용 펌프를 사용하였고, 유량은 터빈식 유량계를 통해 측정하였다. 공기 순환은 TIS-140FS 소형 시로코송풍기를 사용하였고, 풍량은 대한설비 공학회 SAREK A101-2011¹³⁾에서 제시한 동일 면적 분할법 기준을 참고하여 집열기 취출구 원형 덕트에서의 12개 측정점에서 각 풍량을 측정한 뒤 평균값을 활용하였다. 측정된 데이터는 데이터로거에 수집되었으며, Table 3-3에는 실험에 사용된 측정기기를 나타내었다.

Table 3-3 Specifications of measuring devices

Measurement Target	Measurement Tools	Accuracy
Temperature	Thermocouple T-type	$\pm 0.75 \%$
Air velocity	KANOMAX 6501-BG	$\pm 2\%$
Water mass flow	DM22	$\pm 2\%$ (F.S)
Irradiation	MS-802-S	$\pm 2\%$ (at 1,000W/m ²)
Data logger	KEYSIGHT 34972A / Switch Unit	-

실험데이터를 분석에는 다음과 같은 식들을 사용하였으며, 풍량 및 유량에 따른 액체측과 공기측 열 획득량은 아래 나타난 식 (1), 식 (2)를 사용하였다.

$$Q_w = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,o} - T_{w,i}) \quad (1)$$

$$Q_a = \dot{m}_a C_{p,a} (T_{a,o} - T_{a,i}) \quad (2)$$

집열기에서 총 획득한 열량은 공기 및 액체가 획득한 열량의 합은 다음 식 (3)과 같다.

$$Q_t = Q_w + Q_a \quad (3)$$

태양열 공기-물 가열기 총 열효율은 단위 면적당 유입된 일사와 공기 및 액체가 획득한 총열량의 비로써 아래 식 (4)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta_t = \frac{(Q_w + Q_a)}{A_c I} = \frac{Q_t}{A_c I} \quad (4)$$

태양열 공기-물 가열기에서 얻어지는 열량은 태양으로부터 얻은 에너지와 외부로부터 손실되는 열량의 차로 표현되며, 이는 식 (5)과 같이 표현된다.

$$Q = A_c F_R [I(\tau\alpha) - U(T_{f,i} - T_a)] \quad (5)$$

이때, 열효율 식으로 일사 에너지와 손실 열량의 차에 집열기의 표면적과 일사의 비로 표현하면 식 (6)으로 나타나 진다.

$$\eta = \frac{Q}{A_c I} = \frac{A_c F_R [I(\tau\alpha) - U(T_{f,i} - T_a)]}{A_c I} \quad (6)$$

이때, 열효율의 식 (7)를 Hottel-Whillier 식이라고 하며, $(T_{f,i} - T_a)/I$ 를 무차원 온도차 계수로 외부로부터 유입되는 일사 및 외부환경에 대한 변수로 표현하며, 이를 이용해 열효율 식을 무차원화할 때 사용된다.

$$\eta = F_R(\tau\alpha) - F_R U \frac{(T_{f,i} - T_a)}{I} \quad (7)$$

제4장 결과 및 고찰

4.1 일사량 및 외기 온도

Fig. 4-1에는 실험을 수행하였을 때의 일사와 외기 온도를 나타내었으며, 실험시간은 시간에 따른 일사량이 큰 변동이 없는 안정적인 시간대인 10:30~14:30에서 실험을 진행하였다. 각 실험이 수행된 일일 일사량은 평균적으로 849.05~ 1,041.86 W/m²으로 시간에 따라 비교적 유사한 일사 조건에서 진행하여 일사가 청명한 날씨에 실험했음을 알 수 있지만, 실험 특성상 9가지의 실험 조건이 각기 다른 실제 기상조건에서 진행되어 완전히 동일하지는 않다. 외기 온도의 경우 평균적으로 16.02~29.93℃로 측정되었으며, 시간에 따른 변화는 일정한 모습을 나타내었다.

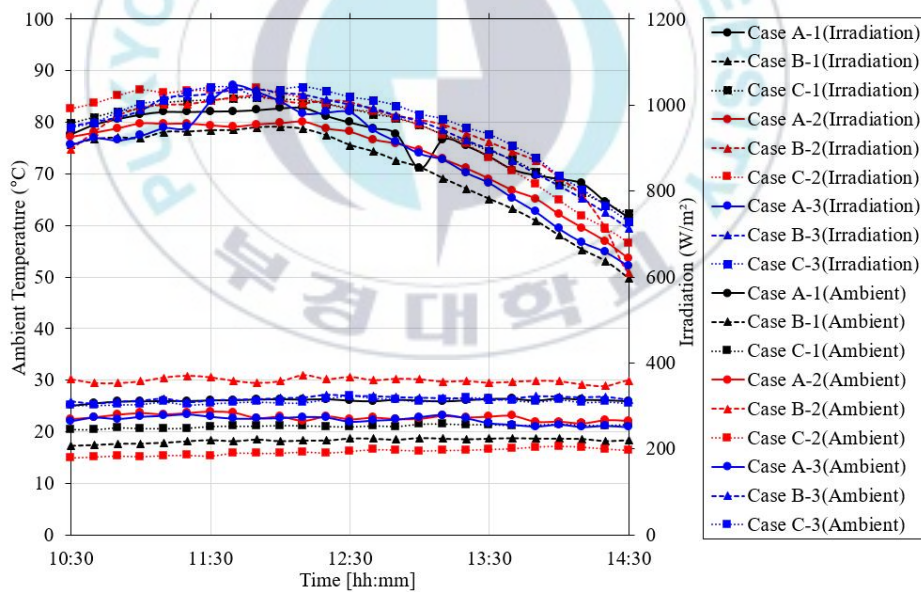
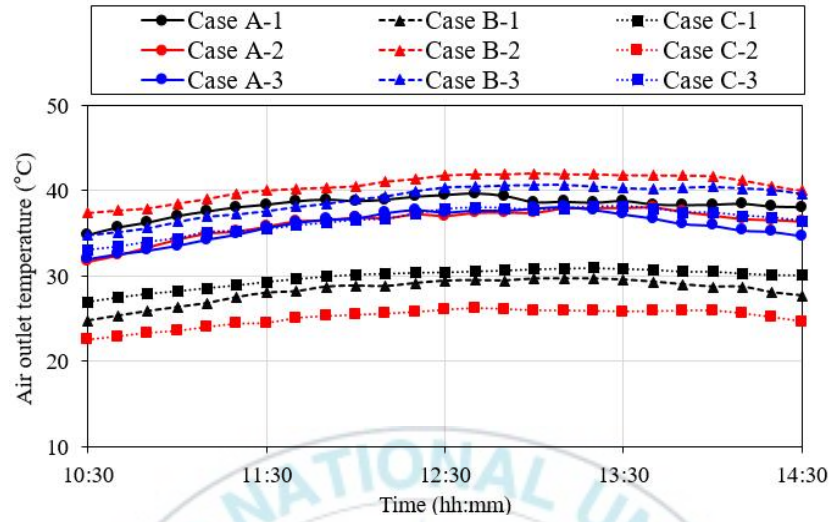


Fig. 4-1 Ambient temperature solar irradiation according to operating conditions

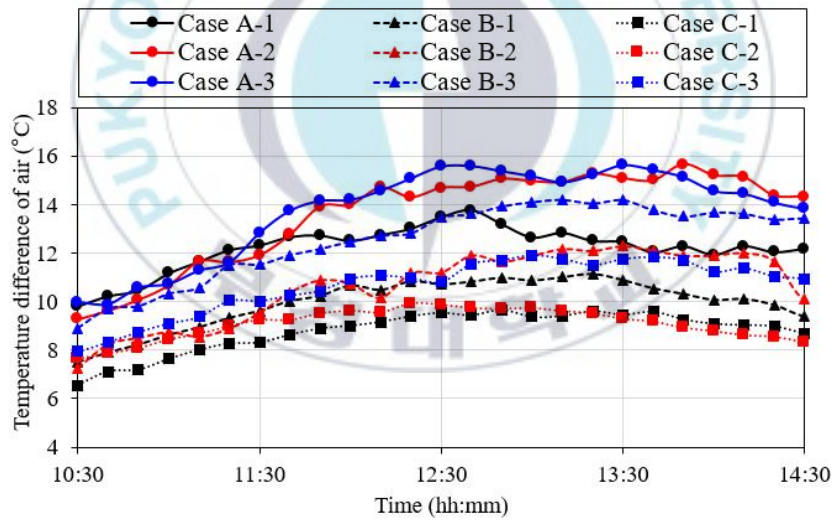
4.2 열매체 입·출구 온도 및 온도차

Fig. 4-2(a)에 각 운전조건에서의 공기의 출구 온도를 나타내었으며, 2.5 L/min의 조건에서의 온도는 평균적으로 Case A-1에서 38.22℃, Case B-1에서 28.28℃, Case C-1에서 29.81℃로 측정되었고, 4 L/min의 조건 Case A-2에서 36.29℃, Case B-2에서 40.56℃, Case C-2에서 25.08℃, 6 L/min의 조건 Case A-3에서 35.96℃, Case B-3에서 38.94℃, Case C-3에 36.50℃로 시간에 따라 각 운전조건에서의 출구 공기 온도의 변화는 3.98~6.14℃의 차이를 보였다.

Fig. 4-2(b)에서 볼 수 있듯이, 공기측 온도차는 2.5 L/min의 조건에서 Case A-1에서 9.80~13.76℃, Case B-1에서 7.50~11.14℃, Case C-1에서 6.56~9.67℃로 측정되었고, 4 L/min의 조건 Case A-2에서 9.28~15.66℃, Case B-2에서 7.25~12.29℃, Case C-2에서 7.63~9.93℃, 6 L/min의 조건 Case A-3에서 9.88~15.64℃, Case B-3에서 8.91~14.21℃, Case C-3에서 7.94~11.91℃를 보였다. 앞선 결과에서, 동일한 풍량 조건에서는 유량이 높은 조건일 때 공기 온도차가 더 높은 경향을 보임을 확인하였다. 이는 유량이 증가할수록 흡수판에서의 온도 감소로 인하여 공기측 열량이 증가하였을 것으로 판단된다. 동일한 유량 조건에서는 풍량이 증가할수록 공기측 온도 상승이 더 적어지는 모습을 보였다. 이는 동일 면적에서 덕트를 통과하는 공기 풍량이 많아짐으로 인하여 열용량이 증가하였기 때문으로 판단되었다.



(a) Air outlet temperature

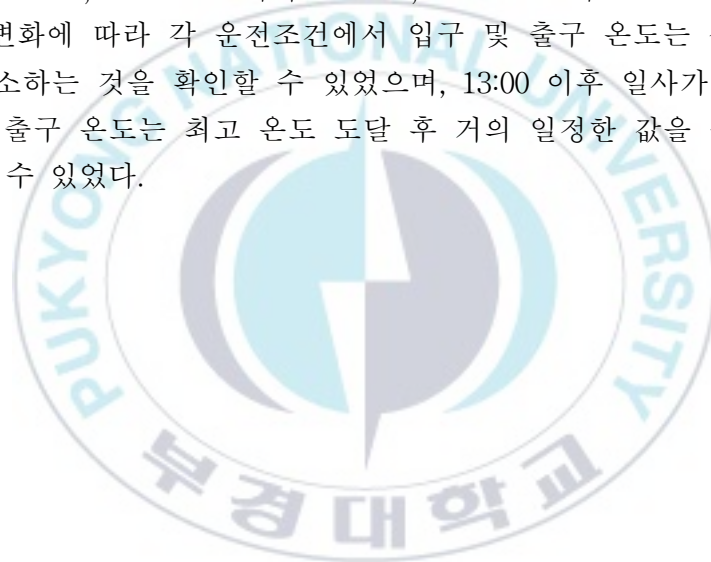


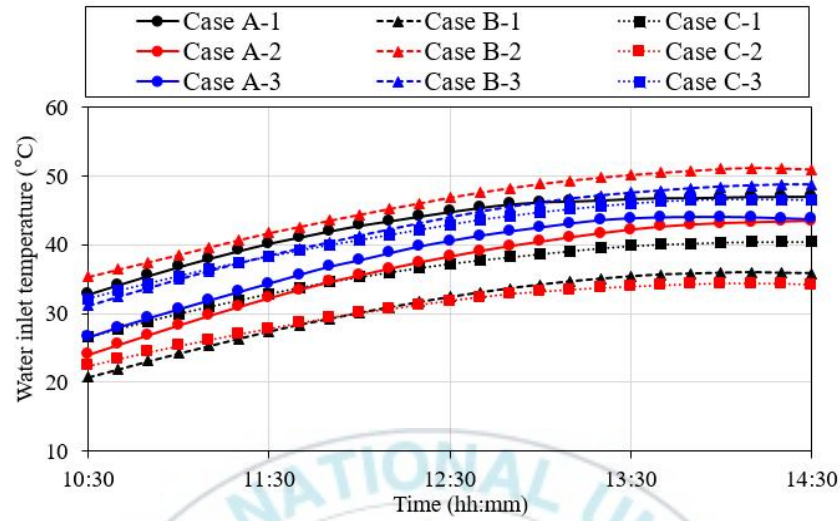
(b) Temperature difference of air

Fig. 4-2 Change of air temperature according to the operating conditions

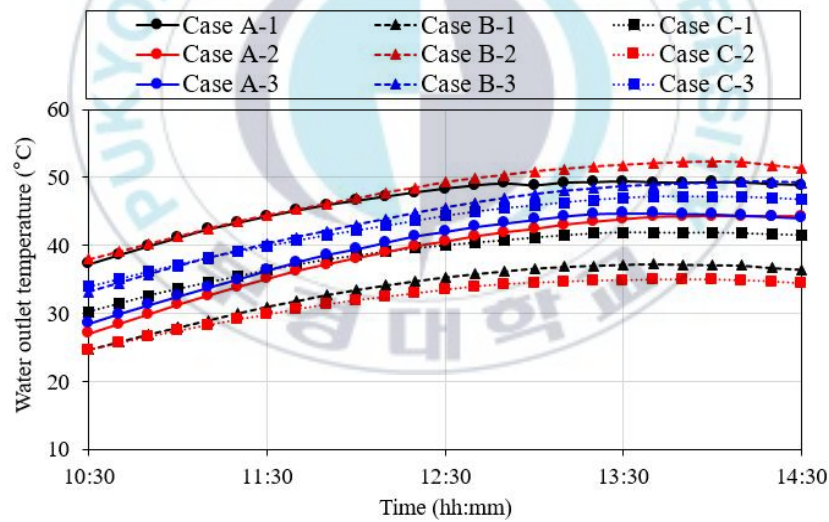
Fig. 4-3(a)는 액체측 입구 온도를 나타내었다. 2.5 L/min의 조건에서의 온도는 평균적으로 Case A-1에서 42.96℃, Case B-1에서 30.90℃, Case C-1에서 35.91℃로 측정되었고, 4 L/min의 조건 Case A-2에서 36.67℃, Case B-2에서 45.51℃, Case C-2에서 30.51℃, 6 L/min의 조건 Case A-3에서 38.53℃, Case B-3에서 42.52℃, Case C-3에 41.69℃로 측정되었다.

Fig. 4-3(b)는 액체측 출구 온도를 나타내었으며, 2.5 L/min의 조건에서의 온도는 평균적으로 Case A-1에서 46.28℃, Case B-1에서 33.57℃, Case C-1에서 38.61℃로 측정되었고, 4 L/min의 조건 Case A-2에서 38.84℃, Case B-2에서 47.64℃, Case C-2에서 31.96℃, 6 L/min의 조건 Case A-3에서 39.89℃, Case B-3에서 43.98℃, Case C-3에 42.94℃로 측정되었다. 시간 변화에 따라 각 운전조건에서 입구 및 출구 온도는 상승하나 온도차는 감소하는 것을 확인할 수 있었으며, 13:00 이후 일사가 감소함에도 액체측 입·출구 온도는 최고 온도 도달 후 거의 일정한 값을 유지하는 것을 확인할 수 있었다.





(a) Water inlet temperature



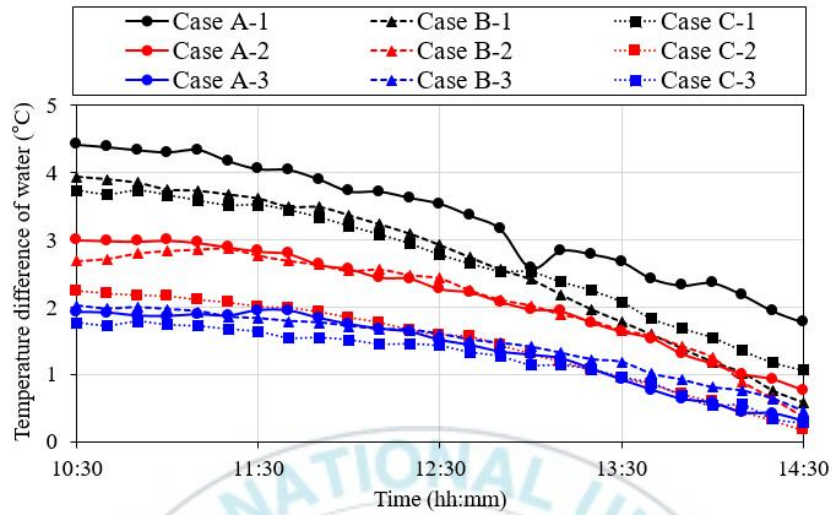
(b) Water outlet temperature

Fig. 4-3 Inlet and outlet temperature of water according to the operating conditions

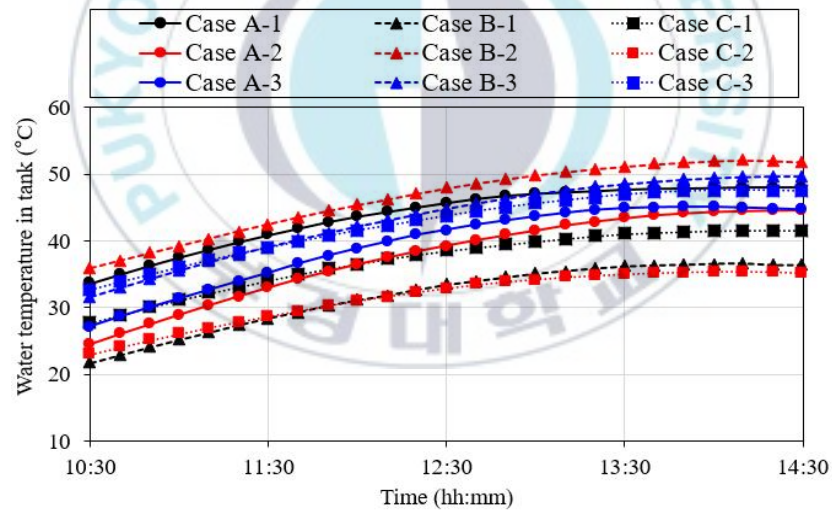
Fig. 4-4(a)에는 액체측 입·출구 온도차를 나타내었으며, 2.5 L/min의 조건에서의 온도는 Case A-1에서 1.78~4.41℃, Case B-1에서 0.59~3.93℃, Case C-1에서 1.07~3.73℃로 측정되었고, 4 L/min의 조건 Case A-2에서 0.76~3.00℃, Case B-2에서 0.37~2.87℃, Case C-2에서 0.17~2.24℃, 6 L/min의 조건 Case A-3에서 0.31~1.95℃, Case B-3에서 0.45~2.02℃, Case C-3에 0.28~1.78℃로 측정되었다.

동일 유량에서 풍량이 낮을수록 배관으로부터 손실되는 열이 감소하였고, 동일 풍량에서 유량이 감소할수록 배관에서의 전열 시간이 증가할수록 액체측의 온도차가 증가하는 경향을 보였다. 또한 액체측의 입·출구 온도차는 유량이 증가할수록 온도차가 낮게 나타나는 경향을 보이는데 이는 유입수 온도가 유량이 증가함에 따라 최대온도에 도달하는 속도가 빨랐던 것에 기인하여 온도차가 급격히 떨어지는 것으로 판단되었다.

Fig. 4-4(b)에는 축열조 온도를 나타내었다. 2.5 L/min의 조건에서의 온도는 Case A-1에서 33.60~48.00℃, Case B-1는 21.72~36.62℃, Case C-1에서는 27.63~41.60℃로 측정되었고, 4 L/min의 조건 Case A-2는 24.46~44.61℃, Case B-2에서 35.84~52.10℃, Case C-2에서는 22.97~35.35℃, 6 L/min의 조건 Case A-3에서 27.18~45.09℃, Case B-3에서 31.60~49.66℃, Case C-3에 32.67~47.60℃로 측정되었다.



(a) Temperature difference of water

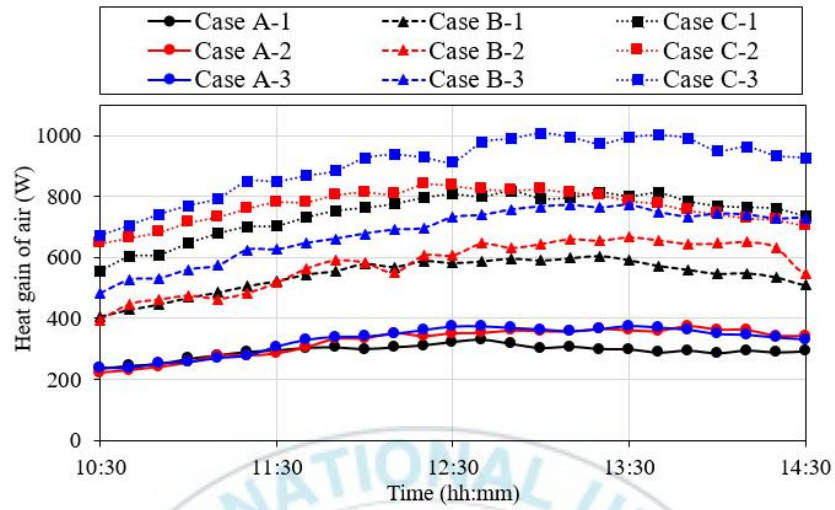


(b) Water temperature in tank

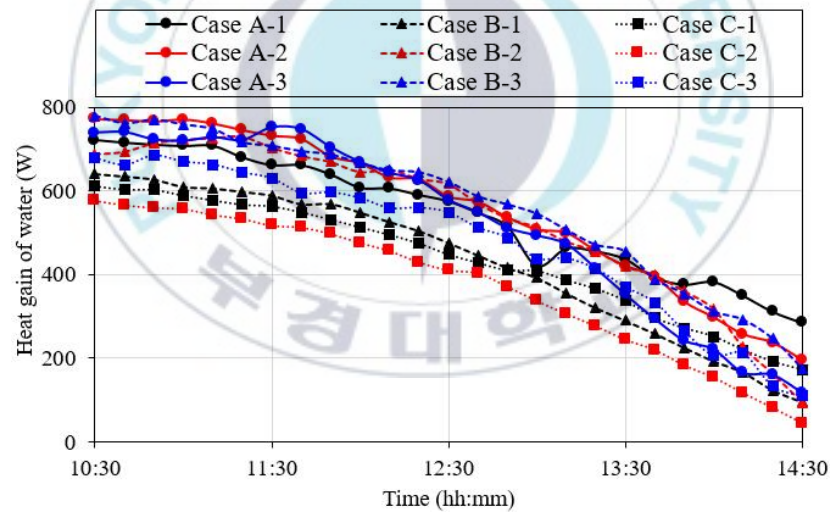
Fig. 4-4 Change of temperature difference of water and water temperature in tank

4.3 공기 및 액체 획득 열량

Fig. 4-5(a)는 풍량 및 유량에 따른 공기측의 열 획득량을 나타내었으며, 2.5 L/min의 조건에서의 공기 획득 열량은 Case A-1에서 234.28~328.79 W, Case B-1는 407.11~604.57 W, Case C-1에서 555.45~818.54℃로 측정되었고, 4 L/min의 조건 Case A-2는 221.62~373.95 W, Case B-2에서 393.62~666.97 W, Case C-2에서는 646.60~840.72 W, 6 L/min의 조건 Case A-3은 236.02~373.57 W, Case B-3에서 483.44~771.44 W, Case C-3에서는 672.47~1,008.55 W로 측정되었다. 동일 풍량 조건에서는 유량 증가에 따라 70 CMH의 동일 풍량일 때 Case A-1에서 Case A-2로 1.5 L/min 증가 시 평균적으로 21.6 W/L 증가하였으며, Case A-2에서 Case A-3으로 2 L/min 증가 시 평균적으로 2.32 W/L 증가한 것을 확인하였다. 또한 160 CMH의 동일 풍량일 때 Case B-1에서 Case B-2로 1.5 L/min 유량이 증가 되었을 때 평균적으로 24.11 W/L 증가하였고, Case B-2에서 Case B-3로 2 L/min으로 증가 시 51.91 W/L, 250 CMH의 풍량 조건에서 Case C-1에서 Case C-2로 1.5 L/min 증가할 때 평균적으로 16.16 W/L 증가하였으며, Case C-2에서 Case C-3로 2 L/min 증가할 시 67.4 W/L 증가하였다. 동일 풍량 조건에서는 높은 유량 조건에서 평균적으로 더 높은 공기측 열 획득량을 보임을 알 수 있었다. 반면, 동일 유량 조건에서는 풍량이 클수록 더 높은 공기 획득 열량을 보였다. 이는 풍량이 증가할수록 공기 채널 내 유속 증가에 따른 흡수판에서 유동 공기로의 전열 성능이 향상되었기 때문으로 판단되었으며, 동일 유량에서 풍량이 90 CMH 증가될 시 평균적으로 2.72 W/CMH로 증가 폭이 일정하였으나 6 L/min의 동일 유량 조건에서 Case B-3에서 Case C-3로 운전 시 3.92 W/CMH로 비교적 높은 증가폭을 보였다.



(a) Heat gain of air



(b) Heat gain of water

Fig. 4-5 Comparison of heat gain according to operating conditions

Fig. 4-5(b)는 액체측에서 열 획득량을 비교하여 나타냈다. 액체측 획득 열량은 2.5 L/min의 조건에서의 공기 획득 열량은 Case A-1에서 285.53~721.68 W, Case B-1에서는 94.91~641.54 W, Case C-1는 172.85~611.51 W로 측정되었고, 4 L/min의 조건 Case A-2는 195.22~771.78 W, Case B-2에서는 94.12~730.69 W, Case C-2에서 44.25~577.24 W, 6 L/min의 조건 Case A-3는 117.63~751.71 W, Case B-3에서 175.28~780.17 W, Case C-3에서는 109.05~684.92 W를 보였다. 동일 유량에서 풍량이 90 CMH 증가할 시 평균적으로 0.616 W/CMH 감소하는 경향을 보였으며, 4 L/min의 동일 유량 조건에서 Case B-2에서 Case C-2로 운전 시 1.79 W/CMH로 비교적 높은 감소, 동일 유량 조건일 때 낮은 풍량 조건에서 평균적으로 더 높은 액체측 획득 열량을 보였다. 이는 풍량이 높을수록 배관 내 액체에서 유동 공기로의 전열량이 증가하여 액체측에서 손실로 작용하였을 것으로 판단되었다. 액체측 열 생산량은 유량 증가에 따라 열 획득량이 증가하는 경향을 보였다. 이는 유량 증가로 배관 내 유속이 증가하면서 전열 성능이 향상되었기 때문으로 판단되었다.

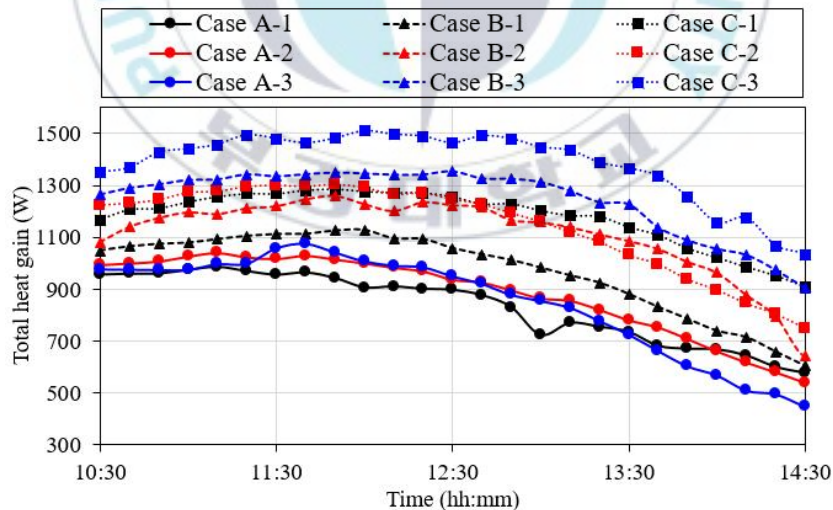


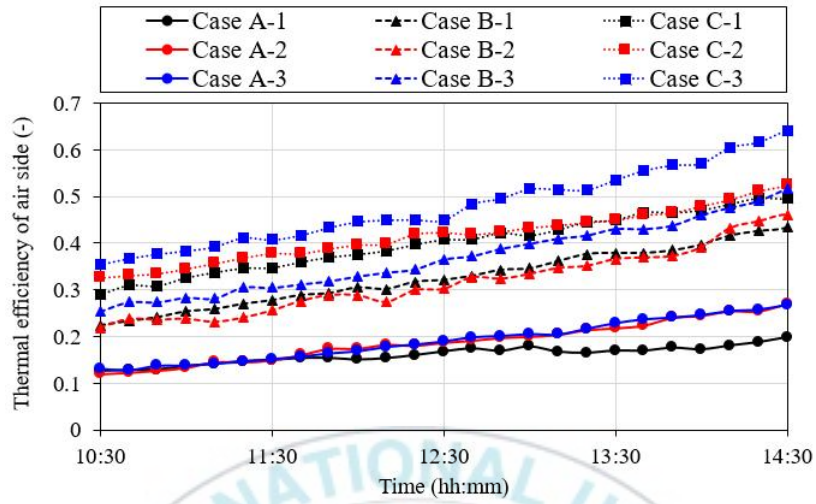
Fig. 4-6 Total heat gain according to the operating conditions

Fig. 4-6에는 공기측 열량과 액체측 열량을 합한 총 열 획득량을 나타내었다. 가장 높은 열 획득량은 풍량 및 유량이 높은 조건인 Case C-3에서 확인되었다. 이는 풍량과 유량이 증가할수록 흡수판에서 액체 및 공기로의 전열량이 증가하기 때문으로 판단되었다. Case A-1 조건에서는 실험 조건 중 가장 낮은 집열기 총 열 획득량을 보였으며, 결과적으로 유량과 풍량이 높을수록 태양열 공기-물 가열기의 열 획득량이 증가하는 것을 확인할 수 있었다.

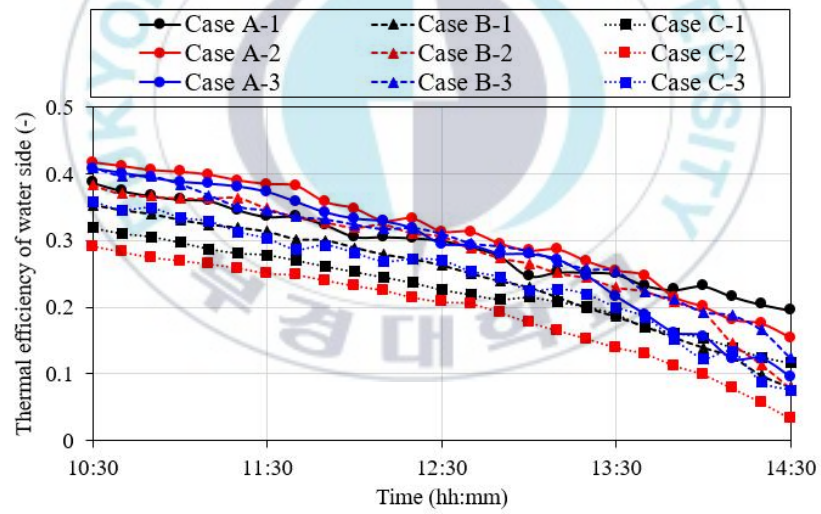
4.4 풍량 및 유량에 따른 집열효율

공기측의 열효율은 Fig. 4-7(a)에 나타내었다. Case A-1은 12.57~19.88%, Case B-1에서는 22.42~43.36%, Case C-1은 29.00~49.69%로 측정되었고, 4 L/min의 조건 Case A-2는 11.97~27.03%, Case B-2에서는 21.92~46.08%, Case C-2에서 32.61~52.44%, 6 L/min의 조건 Case A-3에서 12.78~26.81%, Case B-3에서 25.39~51.60%, Case C-3에 35.47~64.11%를 보였다. 동일 풍량 조건일 때 유량이 높을수록 공기측 열효율이 높은 모습을 보였지만 동일 유량 조건일 때 풍량이 높을수록 공기측의 열효율이 높은 경향을 보였다. 이는 앞서 확인한 바와 같이 풍량 증가에 따른 유동 공기에서의 전열 성능이 향상되어서 동일 면적에서의 일사량 대비 열 획득량이 증가하였기 때문으로 판단되었다.

Fig. 4-7(b)에는 액체측 열효율을 나타내었으며, Case A-1은 19.51~38.72%, Case B-1에서는 8.05~35.32%, Case C-1은 11.63~31.93%로 측정되었고, 4 L/min의 조건 Case A-2는 15.41~41.70%, Case B-2에서는 7.83~38.34%, Case C-2에서 3.29~29.11%, 6 L/min의 조건 Case A-3에서 9.52~40.75%, Case B-3에서 12.40~40.98%, Case C-3에서 7.58~35.82%를 보였다. 동일 유량 조건일 때 낮은 풍량 조건에서 평균적으로 더 높은 열효율을 보였다. 이는 풍량 증가 시 배관에서 공기로의 전열량이 증가하기 때문으로 보이나, 큰 차이는 보이지 않았다. 동일 풍량 조건에서 유량이 높은 조건이 더 높은 열효율을 보였다. 이는 앞서 확인한 바와 같이 액체측 열 획득량이 높은 유량 조건에서 더 큰 값을 보였기 때문으로 판단되었다.



(a) Thermal efficiency of air side



(b) Thermal efficiency of water side

Fig. 4-7 Comparison of thermal efficiency of the air and water side

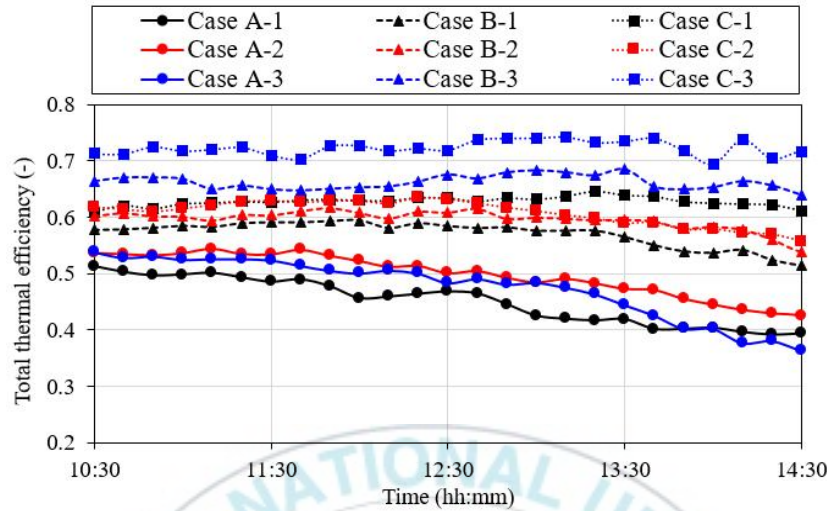
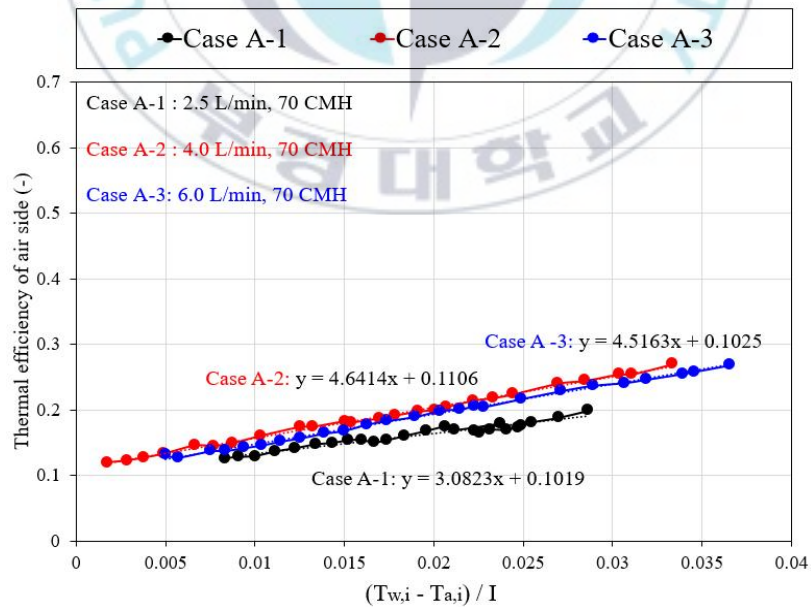


Fig. 4-8 Total thermal efficiency

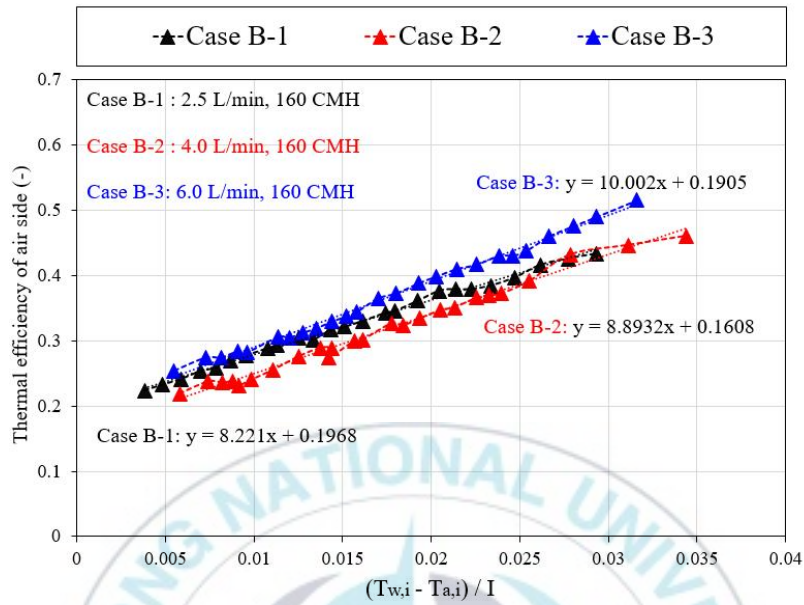
Fig. 4-8에는 총 열효율을 나타내었으며, 평균 열효율은 Case C-3에서 가장 높은 집열효율을 나타내었다. 이는 풍량과 유량이 증가할수록 공기-물 가열기에서 얻어지는 각 열매체에서의 열 획득량이 증가하였기 때문으로 판단되었다. 또한 운전이 진행되면서 공기측 열효율은 증가하고, 액체측 열효율은 감소하는 경향을 보인다. 일반적으로 집열기에 유입되는 액체 온도가 상승할 시 주변으로의 손실되는 열이 증가하여 동일 일사 조건에서 획득하는 열량이 줄어들게 된다. Fig. 4-4(b)에서 볼 수 있듯이 운전이 진행되면서 집열기로 유입되는 액체 온도가 상승하여 시간이 지날수록 집열기에서 액체측 열효율이 감소한 것으로 판단되었다. 또한 유입되는 액체 온도가 증가하면서 손실 열의 일부가 유동 공기로 전달되어 공기측 열효율은 지속적으로 증가한 것으로 사료되었다. 이러한 이유로 시간이 지남에 따라 액체측 열효율은 감소하고, 공기측 열효율은 증가하는 운전 특성을 보인 것으로 판단되었다.

4.5 무차원 열효율

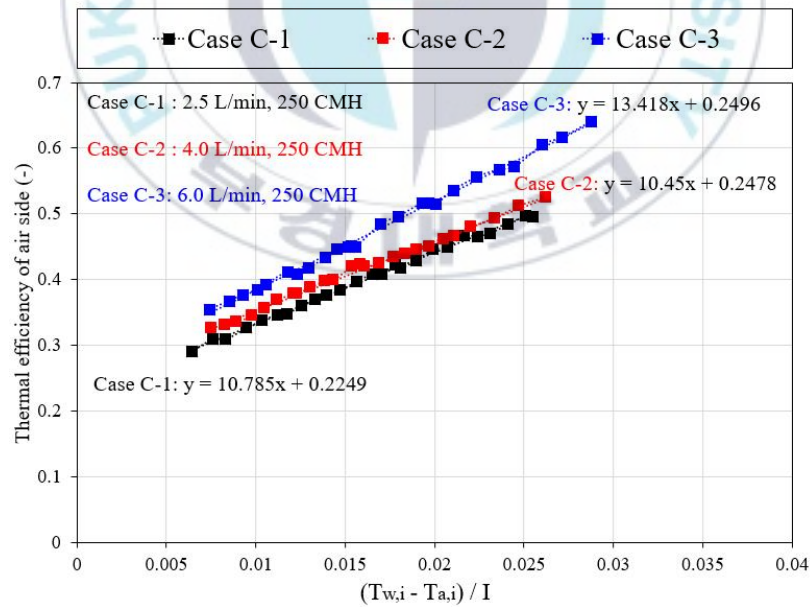
열 제거 계수(F_R)는 일반적으로 실험에 의해 구해지며, 공기측 열효율과 액체측의 열효율 각각 무차원 온도계수($T_{f,i} - T_a$)/ I 값을 이용하여 식 (7)의 Hottel-Whillier equation에서의 일사로부터 반사 및 흡수로 인해 집열기를 통해 열 손실이 없을 때의 집열기의 효율을 의미하는 $F_R(\tau\alpha)$ 와 집열기에서 손실되는 집열기의 열 손실계수를 의미하는 $F_R U$ 의 값을 구하여 각 운전에서의 열성능 지표인 집열효율 곡선으로 나타낼 수 있다. Fig. 4-9에 동일 풍량을 기준으로 집열기의 공기측 효율 곡선을 나타내었다. 유량 조건이 변화될 때의 공기측 열효율 무차원화 한 것으로 태양열 공기-물 가열기의 공기측 최소효율은 풍량 70 CMH에서 최소 10.19%, 최대 11.06%의 값을 보였으며, 160 CMH에서 최소 16.08%, 최대 19.68%, 250 CMH에서 최소 22.49%, 최대 24.96%의 값을 보였다. 위 그래프를 통해 공기측 효율은 유량 변화에 따른 변화보다 풍량 변화에 따른 영향이 크다는 것을 확인할 수 있었다.



(a) Efficiency curve of air side with water flow rate at 70 CMH



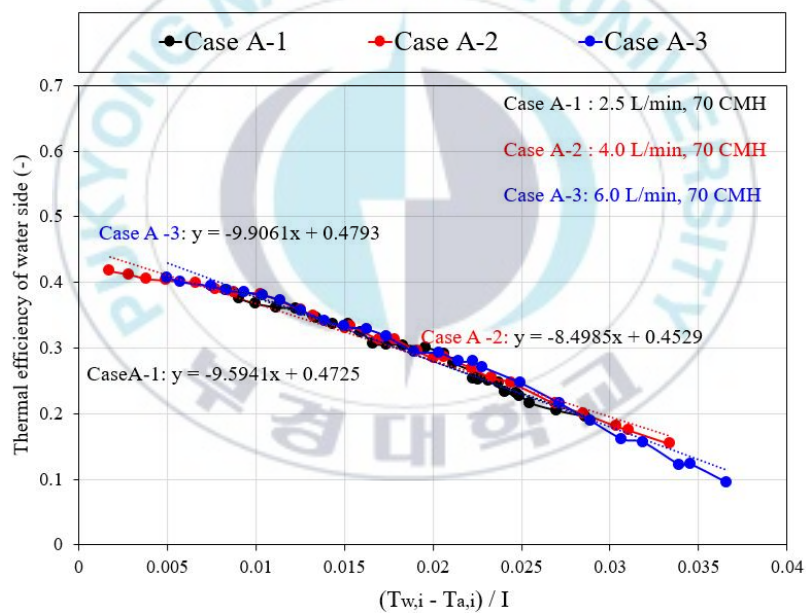
(b) Efficiency curve of air side with water flow rate at 160 CMH



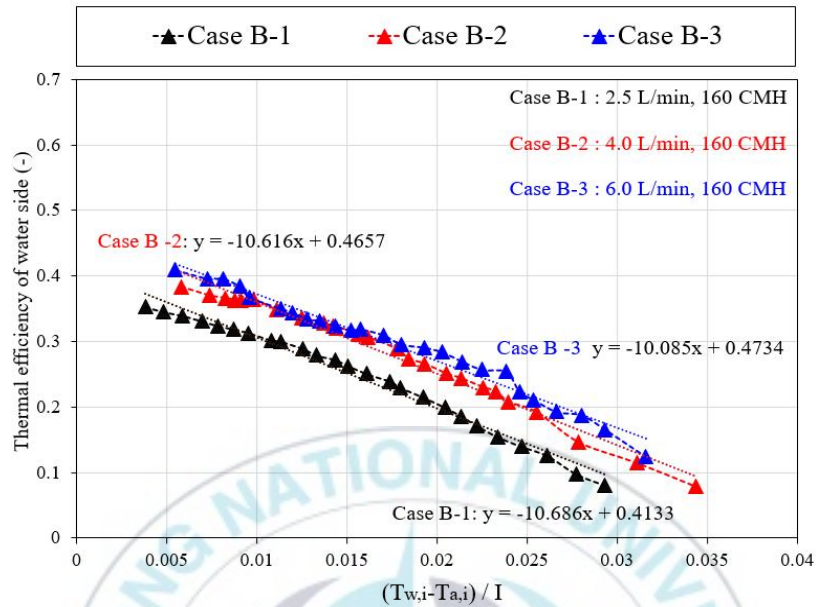
(c) Efficiency curve of air side with water flow rate at 250 CMH

Fig. 4-9 Variation of air side thermal efficiency

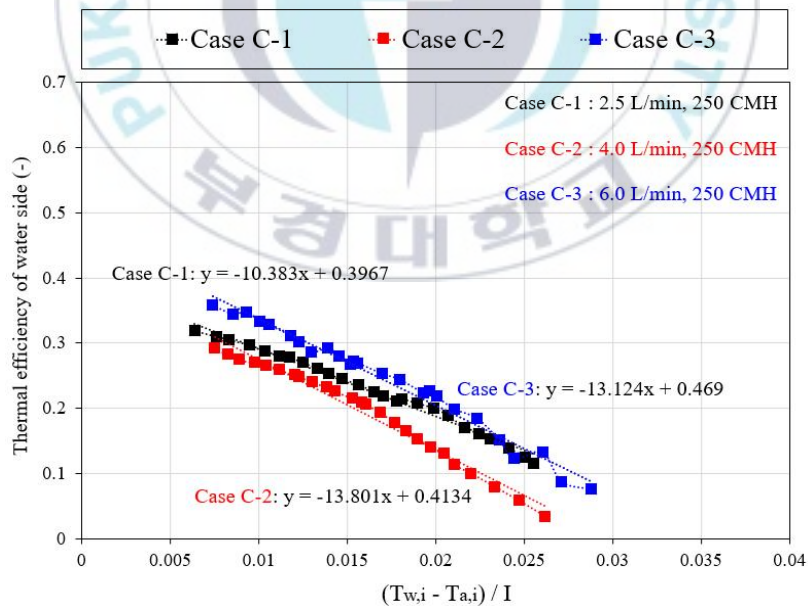
Fig. 4-10에 마찬가지로 동일하게 풍량을 기준으로 집열기의 액체측 효율 곡선을 나타내었다. 유량 조건이 변화될 때 태양열 공기-물 가열기의 액체측 최대효율은 풍량 70 CMH에서 유량이 변화될 때, 최소 45.29%, 최대 47.93%의 값을 보였고, 160 CMH에서 최소 41.33%, 최대 47.34%의 값을 보였으며, 250 CMH에서 최소 39.67%, 최대 46.90%의 값을 보였다. 액체측에서 열효율은 풍량 및 유량의 변화가 공기보다 적게 나타나는 것으로 확인할 수 있었으며, 실험에서 각 작동 유체를 강제 대류를 이용하였기 때문에 공기측 열 획득량에서 송풍기의 소요동력, 액체측 열 획득량에서 펌프의 소요동력을 제외한 태양열 공기-물 가열기의 획득열량을 이용하여 효율을 무차원화 할 필요가 있다.



(a) Efficiency curve of water side with water flow rate at 70 CMH



(b) Efficiency curve of water side with water flow rate at 160 CMH

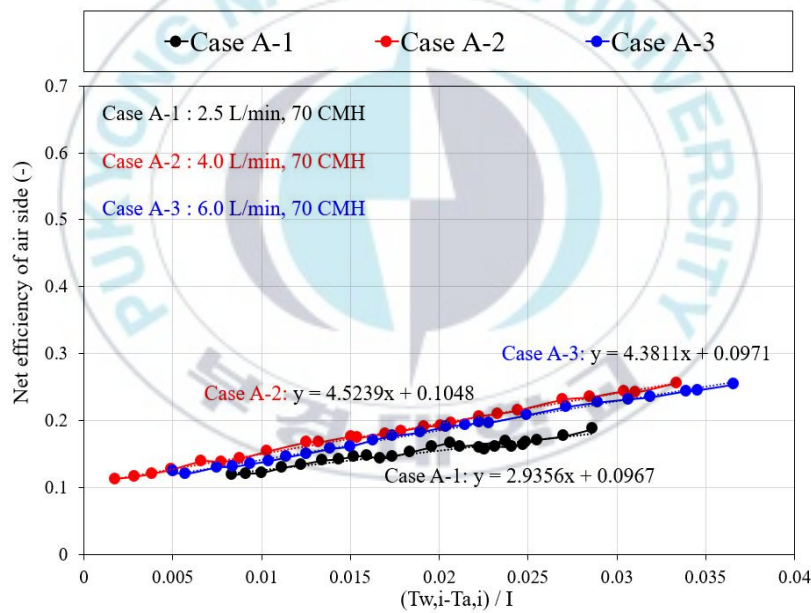


(c) Efficiency curve of water side with water flow rate at 250 CMH

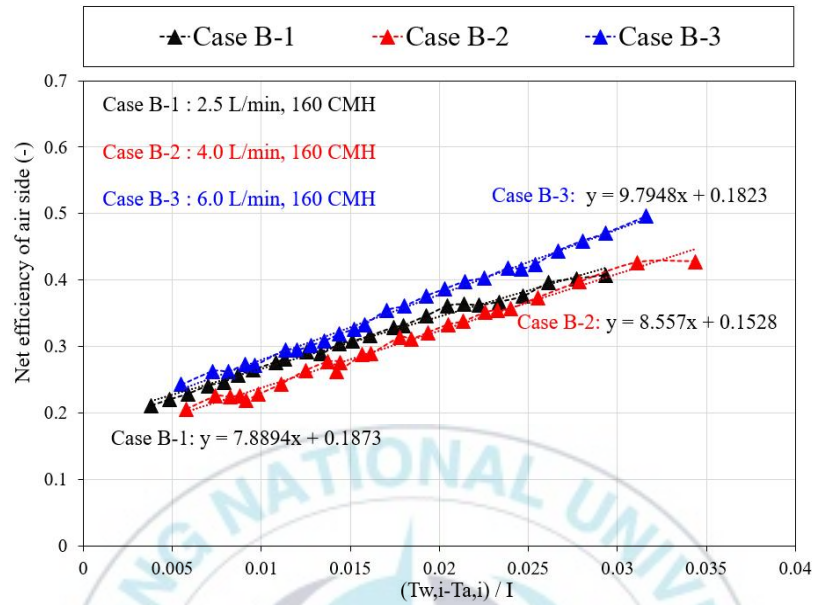
Fig. 4-10 Variation of water side thermal efficiency

Fig. 4-11에 공기측 열 획득량에 송풍기 소요동력을 제외한 공기측 시스템 효율을 무차원화하여 나타내었다. 공기측 최소효율은 70 CMH일 때 최소 9.67%, 최대 10.48%의 값을 보였고, 160 CMH일 때 최소 15.28%, 최대 18.73%, 250 CMH일 때 최소 20.99%, 최대 23.76%의 값을 보였다.

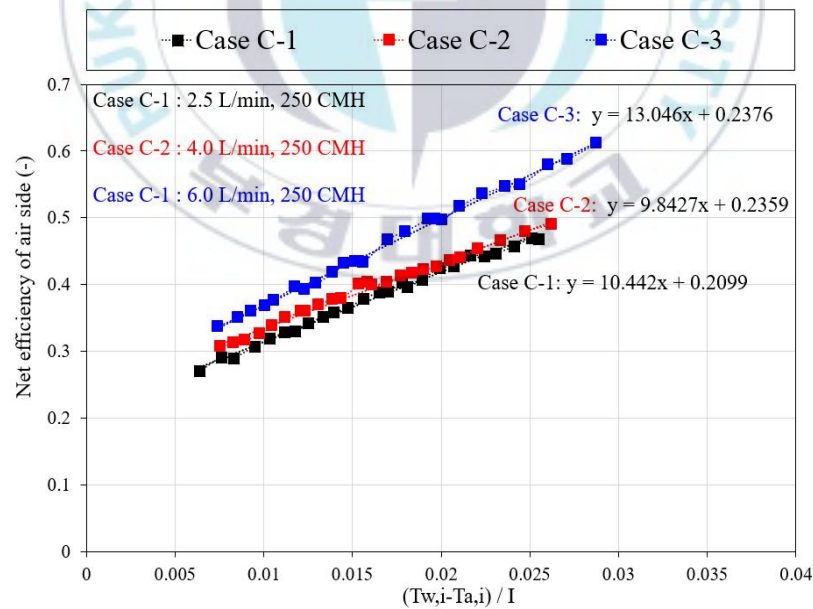
송풍기의 소요동력을 고려할시 0.52~1.5%의 효율감소가 있었으나 송풍기 사용을 최대로 한 250 CMH의 운전조건에서 소요동력을 고려하더라도 공기측 열효율이 가장 높은 것을 확인할 수 있었으며, 이는 공기식 태양열 집열기의 풍량 가동범위인 64~190 CMH보다 높은 풍량 범위로 본 연구의 실험 조건으로 이용한 250 CMH의 조건이 보다 효율적인 운전이라는 것을 확인할 수 있었다.



(a) Net efficiency curve of air side with water flow rate at 70 CMH



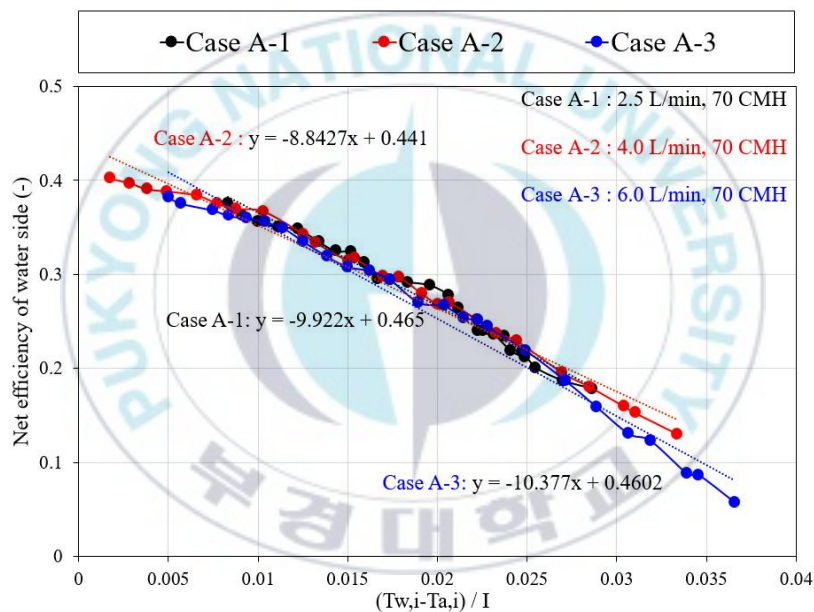
(b) Net efficiency curve of air side with water flow rate at 160 CMH



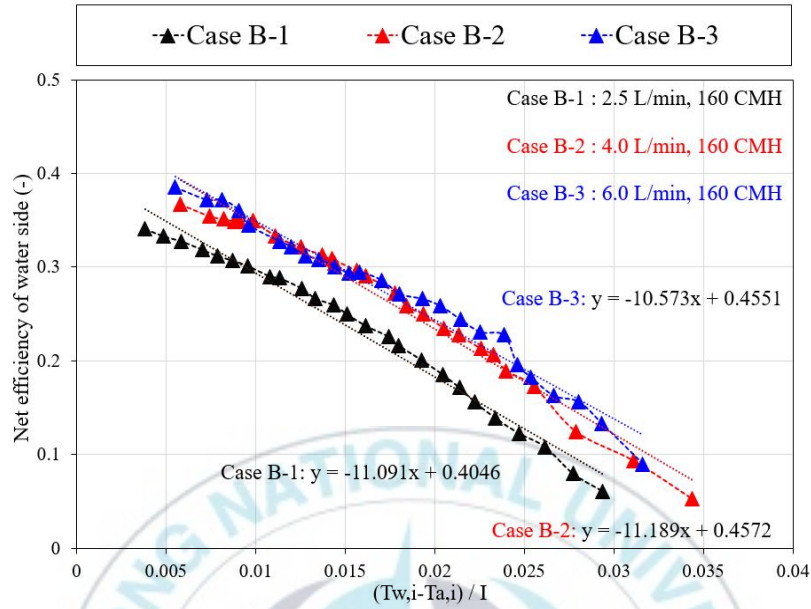
(c) Net efficiency curve of air side with water flow rate at 250 CMH

Fig. 4-11 Variation of net thermal efficiency of air

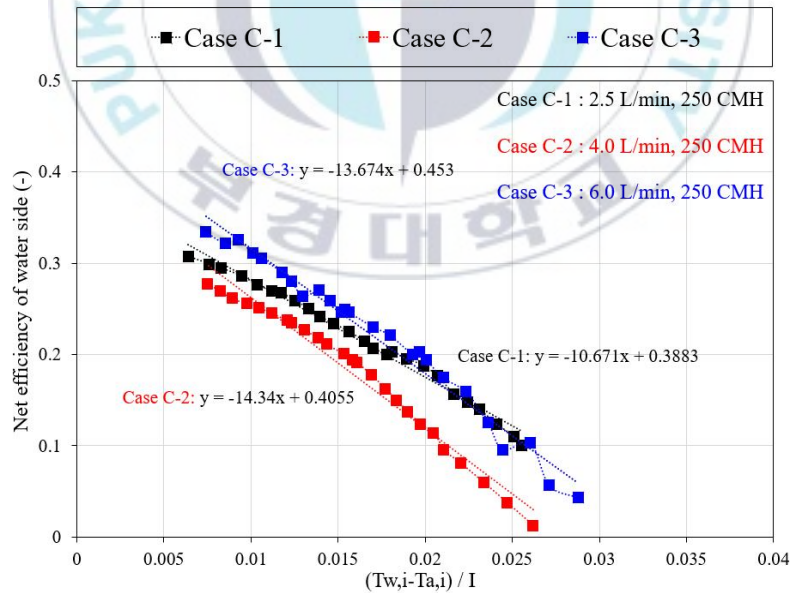
Fig. 4-12은 액체측 열 획득량에 펌프의 소요동력을 제외한 액체측 시스템 효율을 무차원화하여 나타내었다. 액체측 최대효율은 70 CMH일 때 최소 44.10%, 최대 46.50%의 값을 보였고, 160 CMH일 때 최소 40.46%, 최대 45.72%, 250 CMH일 때 최소 38.83%, 최대 45.30%의 값을 보였다. 위 그래프를 통해 소요동력을 고려할시 0.75~1.91%의 효율이 감소하였으나 유량 6 L/min의 운전에서 액체측 최대 효율이 높은 값을 보임을 확인했고, 이는 액체식 태양열 집열기에서 보편적으로 가동되는 2.5 L/min보다 효율적인 운전임을 확인할 수 있었다.



(a) Net efficiency curve of water side with water flow rate at 70 CMH



(b) Net efficiency curve of water side with water flow rate at 160 CMH



(c) Net efficiency curve of water side with water flow rate at 250 CMH

Fig. 4-12 Variation of net thermal efficiency of water

4.6 중회귀분석을 활용한 집열기 모델링 및 성능 분석

무차원 온도계수를 이용하여 무차원화 하였을 때 각 운전조건들의 최대 열효율과 열손실계수의 값을 알 수 있었고, Minitab statistiacal software 21.2.0을 이용하여 실험계획법으로 공기 및 액체를 동시에 가열할 때의 풍량과 유량에 대한 요인으로 회귀분석을 진행하였다.

공기측의 인자는 식 (8)과 식 (9)을 도출하였으며, 집열기의 최고 효율을 의미하는 $F_R(\tau\alpha)$ 에 대하여 오차 범위를 Fig. 4-13(a)에 나타내었다. 평균 오차율은 5.56%의 값을 보였다.

$$F_{R,a}(\tau\alpha) = 0.075 - 0.0176m_w + 0.000958m_a + 0.00158m_w^2 - 0.000001m_a^2 + 0.000036m_wm_a \quad (8)$$

집열기의 열 손실을 의미하는 F_RU 에 대하여 오차 범위를 Fig. 4-14(a)에 나타내었으며, 평균 오차율은 6.20%의 값을 보였다.

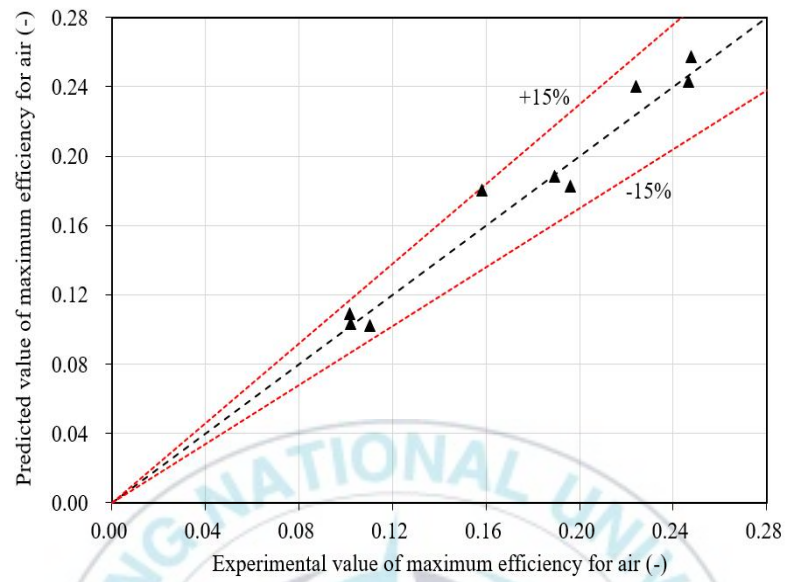
$$F_{R,a}U_a = -1.57 - 0.25m_w + 0.0832m_a + 0.052m_w^2 - 0.00016m_a^2 + 0.00235m_wm_a \quad (9)$$

위와 동일하게 액체측을 풍량 및 유량에 대한 요인으로 각 인자에 대해 식 (10), 식 (11)을 도출하였으며, 평균 오차율은 2.02%의 값을 보였다. 오차범위는 Fig. 4-13(b)와 같이 나타내었다.

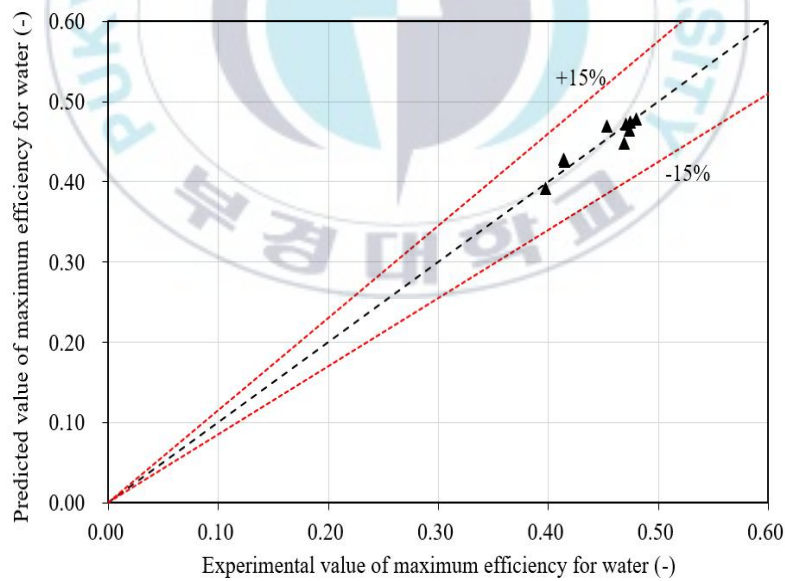
$$F_{R,w}(\tau\alpha) = 0.5006 - 0.00337m_w - 0.000666m_a + 0.000105m_wm_a \quad (10)$$

집열기의 열 손실을 의미하는 F_RU 에 대하여 오차 범위를 Fig. 4-14(b)에 나타내었으며, 평균 오차율은 6.28%의 값을 보였다.

$$F_{R,w}U_w = -9.46 + 0.329m_w - 0.003m_a - 0.00345m_wm_a \quad (11)$$

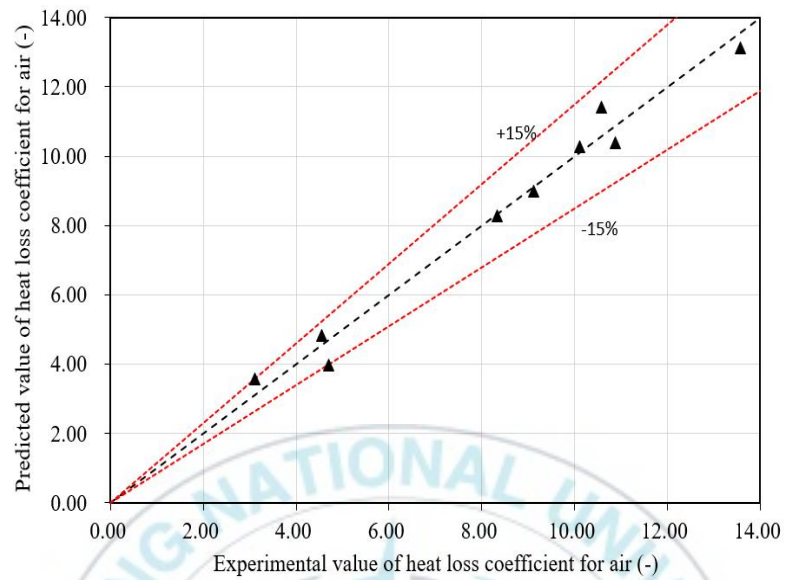


(a) Air side

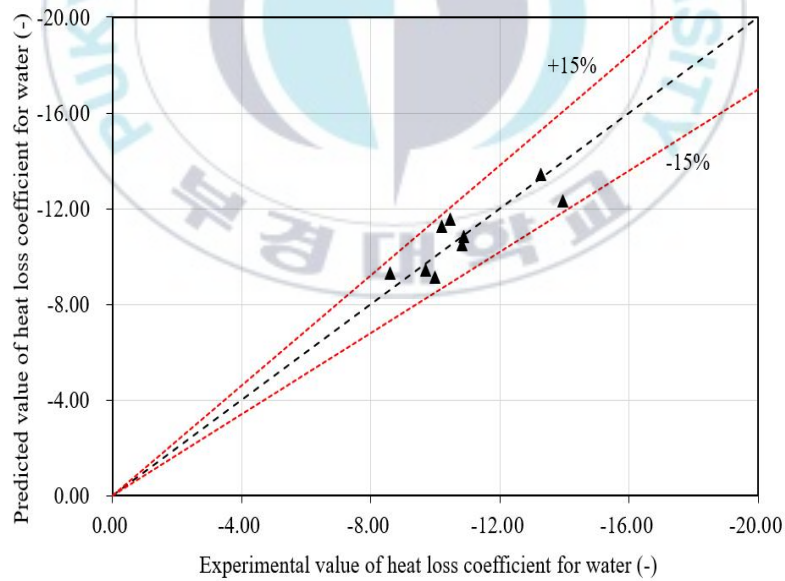


(b) Water side

Fig. 4-13 Comparison of experimental and simulated values for maximum efficiency



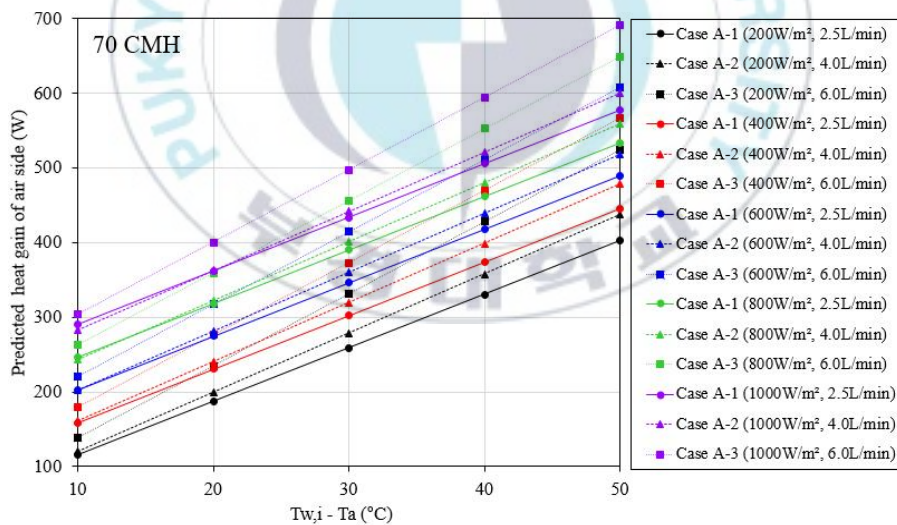
(a) Air side



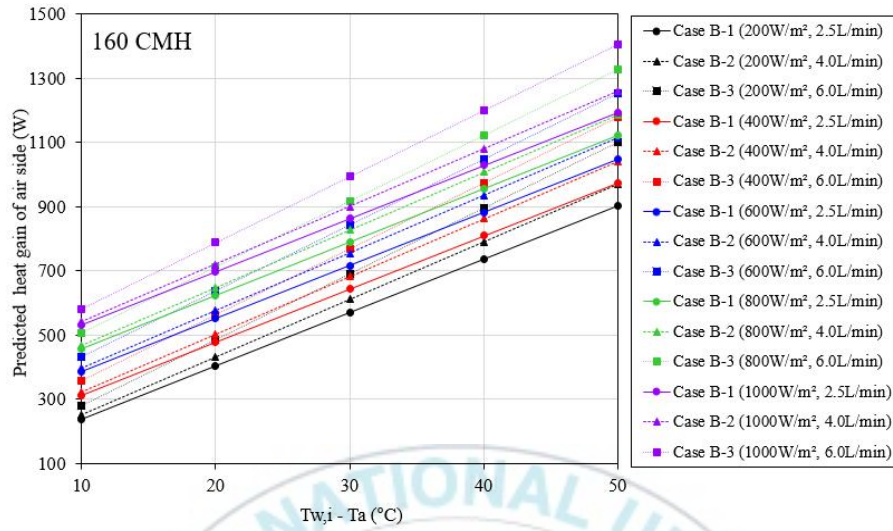
(b) Water side

Fig. 4-14 Comparison of experimental and simulated values for heat loss coefficient

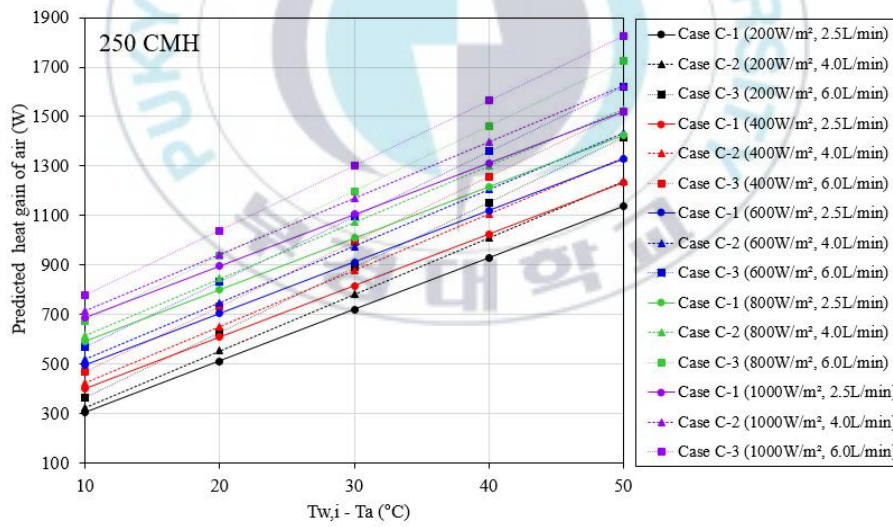
Fig. 4-15에 위의 회귀방정식을 사용하여 각 풍량 조건 70 CMH, 160 CMH, 250 CMH에서 유량 조건을 변경하였을 때 일사 및 유입수와 대기 온도차($T_{w,i} - T_a$)에 따라 공기측 열 획득 예측량을 나타내었다. 액체측 입구온도와 외기 온도차에 대해 10~50℃까지 10℃ 증가하는 것으로 가정하였고, 일사 조건은 200~1,000 W/m²의 범위에서 200 W/m²증가하는 것으로 가정했다. 각 풍량에서의 공기측 열 획득량은 1,000 W/m²의 일사량에서 ($T_{w,i} - T_a$)가 50℃일 때 가장 높게 나타났으며, Case A-3에서 690.02 W, Case B-3에서 1,404.44 W, Case C-3에서 1,827.26 W로 일사량과 유입수 온도가 높아질수록 공기가 획득하는 열량이 많아지는 것을 알 수 있었다. Fig 4-5(a)의 실험 결과와 같이 풍량과 유량이 증가할수록 열 획득량이 증가하는 경향을 보이며, 이는 실험 결과에서 확인된 바와 같이 유입수 온도 증가에 따라 배관 및 흡수판으로부터 공기측으로 전달되는 열량이 증가하였기 때문으로 판단되었다.



(a) Predicted heat gain of air for volumetric flow rate of 70 CMH with ($T_{w,i} - T_a$)



(b) Predicted heat gain of air for volumetric flow rate of 160 CMH with $(T_{w,i} - T_a)$

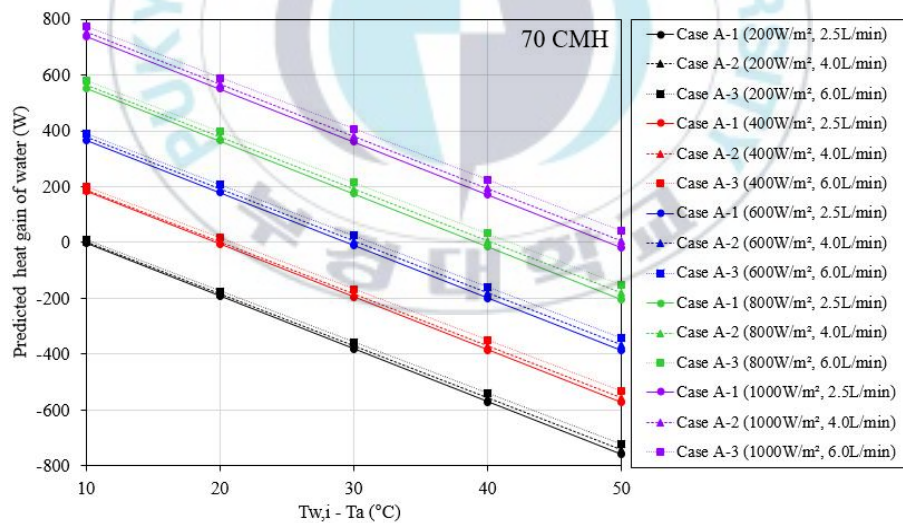


(c) Predicted heat gain of air for volumetric flow rate of 250 CMH with $(T_{w,i} - T_a)$

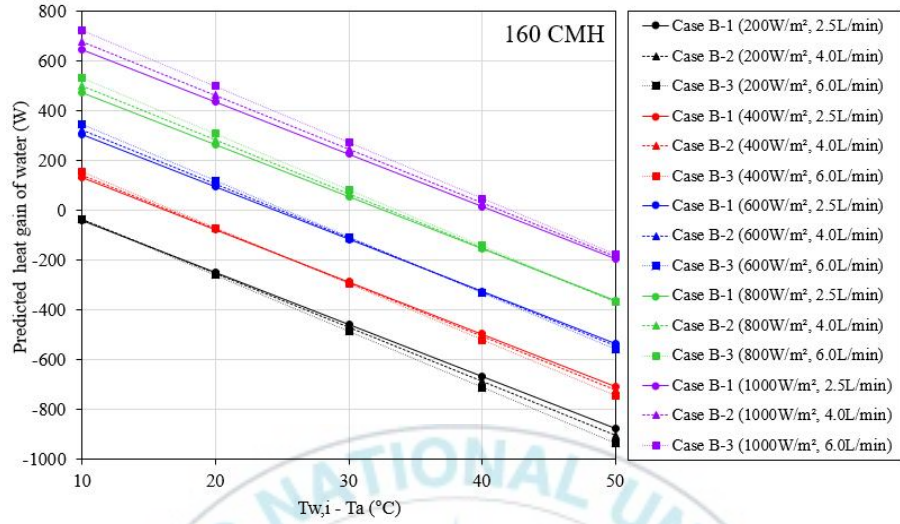
Fig. 4-15 Predicted heat gain of air with various $(T_{w,i} - T_a)$

Fig. 4-16에는 액체측 열 획득량을 각 풍량 조건 70 CMH, 160 CMH, 250 CMH에서 유량 조건을 변경하였을 때 ($T_{w,i} - T_a$)에 따라 액체측 열 획득량을 예측하여 나타내었다. 일사량 $1,000 \text{ W/m}^2$ 과 ($T_{w,i} - T_a$)가 10°C 일 때 각 운전조건에서 액체측의 열 획득량이 가장 많았으며, 70 CMH의 Case A-3에서 772.82 W , 160 CMH의 조건에서는 Case B-3에서 723.68 W , 250 CMH의 조건에서 Case C-3에서 674.54 W 의 값을 보였다. ($T_{w,i} - T_a$)가 높아질수록 열 획득량이 감소하는 경향을 보이는데 이는 실험 결과에서 확인된 바와 같이 유입수 온도가 증가함에 따라 액체측의 입구 온도가 출구측 보다 높아져 열 손실로 작용한 것으로 사료되며, 풍량이 증가할수록 액체측에서 일사에서 얻을 수 있는 열에너지 대비 공기측으로 손실되는 열량이 증가하였기 때문으로 판단된다.

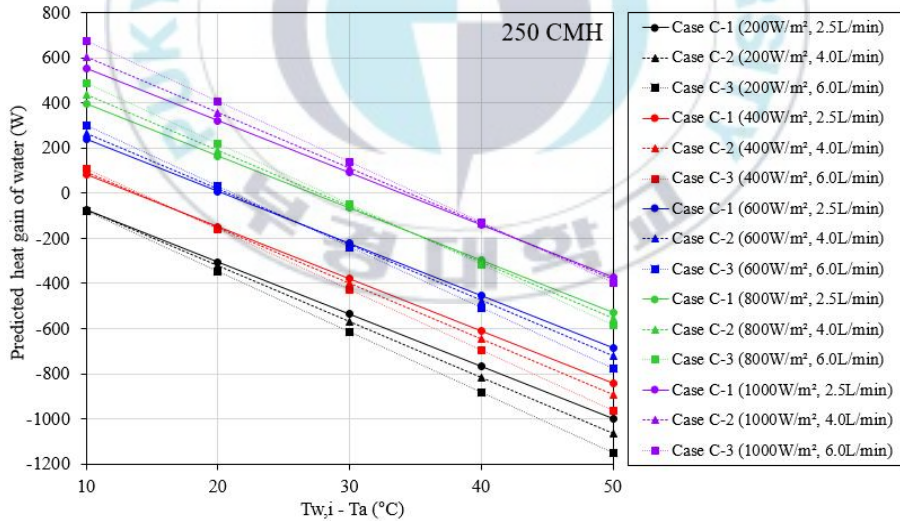
Fig 4-5(a)의 실험 결과와 같이 풍량이 낮을수록, 유량이 높을수록 열 획득량이 증가함을 확인할 수 있었다.



(a) Predicted heat gain of water for volumetric flow rate of 70 CMH with ($T_{w,i} - T_a$)



(b) Predicted heat gain of water for volumetric flow rate of 160 CMH with $(T_{w,i} - T_a)$

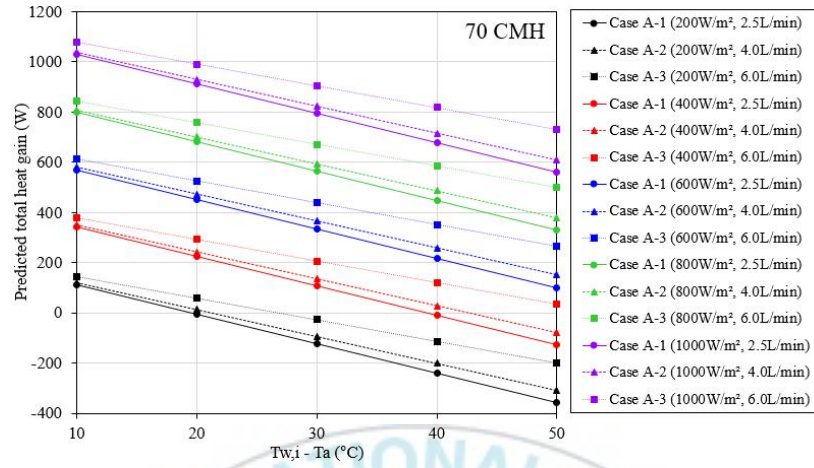


(c) Predicted heat gain of water for volumetric flow rate of 250 CMH with $(T_{w,i} - T_a)$

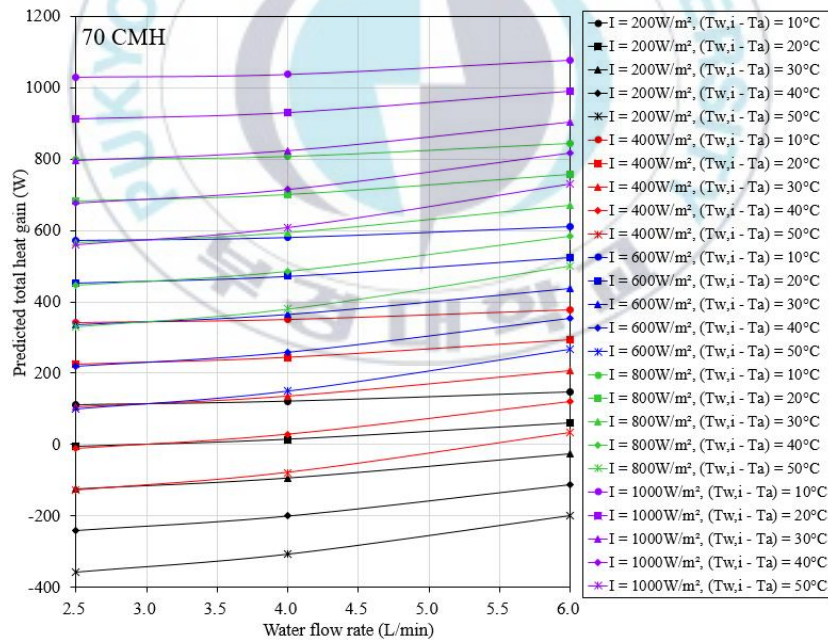
Fig. 4-16 Predicted heat gain of water with various $(T_{w,i} - T_a)$

Fig. 4-17(a), (c), (e)에는 총 열 획득량을 각 풍량 조건 70 CMH, 160 CMH, 250 CMH에서 유량 조건을 변경하였을 때 일사량과 $(T_{w,i} - T_a)$ 에 따라 총 열 획득량을 예측하여 나타내었다. 각 운전조건에서 가장 높은 총 열 획득량은 일사량 $1,000 \text{ W/m}^2$ 의 조건에서 $(T_{w,i} - T_a)$ 가 10°C 일 때 나타났으며, 풍량 70 CMH의 Case A-3에서 $1,076.52 \text{ W}$, 160 CMH의 Case B-3에서 $1,306.2 \text{ W}$, 250 CMH의 Case C-3에서 $1,451.64 \text{ W}$ 의 값을 보였다. 이 그래프를 통해 풍량 70 CMH에서 일사량 200 W/m^2 의 조건에서는 $(T_{w,i} - T_a)$ 가 20°C 이상일 때, 400 W/m^2 의 조건에서는 $(T_{w,i} - T_a)$ 가 40°C 이상인 조건에서 6 L/min 이하에서 운전될 경우 열 획득이 이루어지지 못하고 손실로 발생함을 알 수 있었다. 그 외의 풍량 조건에서는 유량이 높을수록, $(T_{w,i} - T_a)$ 가 낮을수록 열 획득량이 많은 것으로 확인되었다.

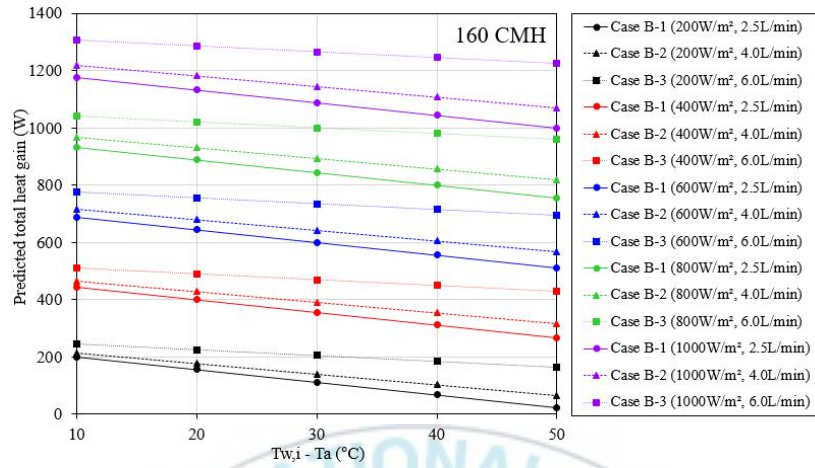
Fig. 4-17(b), (d), (f)는 유량 조건에 따른 운전범위에서 열 획득량을 알 수 있도록 동일한 예측값을 일사 조건에 따라 액체측 입구 온도와 외기 온도차를 $10 \sim 50^\circ\text{C}$ 까지 10°C 증가시켰을 때 공기측 열 획득량을 유량에 따라 나타내었다. Fig 4-6의 실험 결과와 같이 풍량과 유량이 증가할수록 열 획득량이 증가함을 알 수 있었으며, 풍량이 증가함에 따라 유량 증가에 따른 열 획득량의 증가 정도가 줄어드는 것으로 확인이 되었다. 예측 조건 중 풍량 조건 250 CMH의 6 L/min 에서 열 획득량은 $(T_{w,i} - T_a)$ 에 따라 최대 22.72 W 의 차이로 낮은 값을 보였으며, 이 결과를 통해 유량이 증가함에 따라 각 일사 조건에서 $(T_{w,i} - T_a)$ 의 차이에 따른 열 획득량 또한 줄어드는 것을 알 수 있었다.



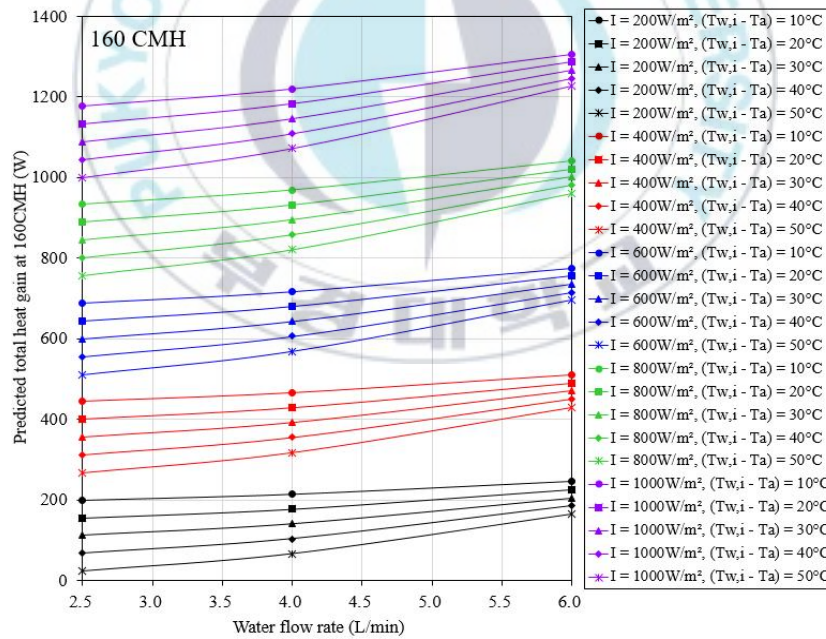
(a) Predicted total heat gain for volumetric flow rate of 70 CMH with $(T_{w,i} - T_a)$



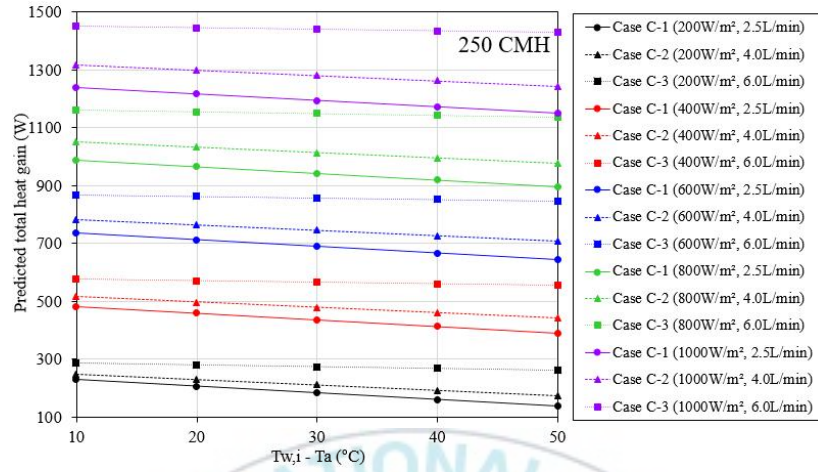
(b) Predicted total heat gain for volumetric flow rate of 70 CMH with water flow rate



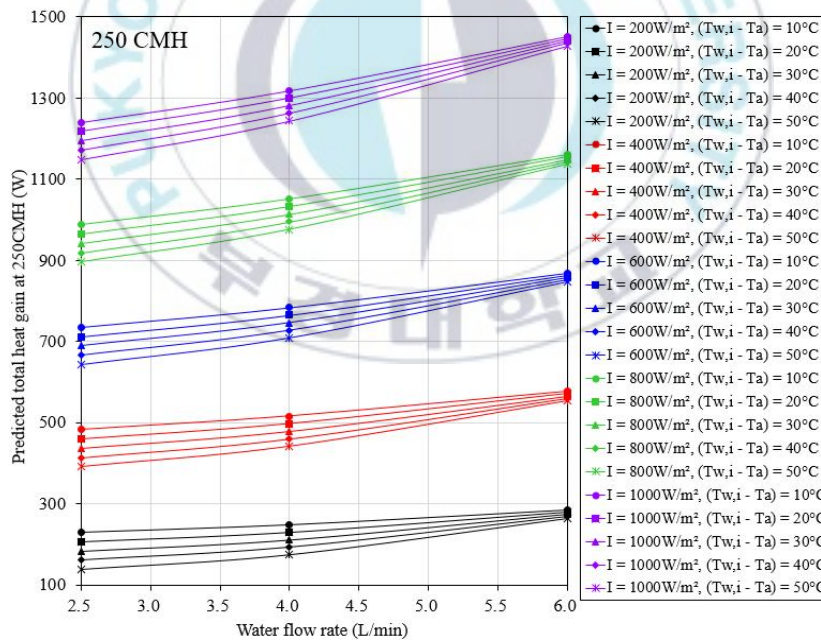
(c) Predicted total heat gain for volumetric flow rate of 160 CMH with $(T_{w,i} - T_a)$



(d) Predicted total heat gain for volumetric flow rate of 160 CMH with water flow rate



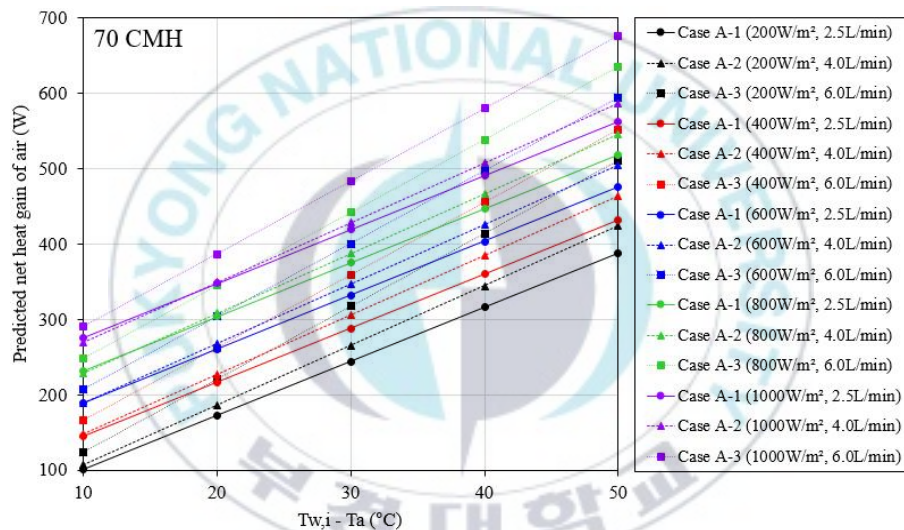
(e) Predicted total heat gain for volumetric flow rate of 250 CMH with $(T_{w,i} - T_a)$



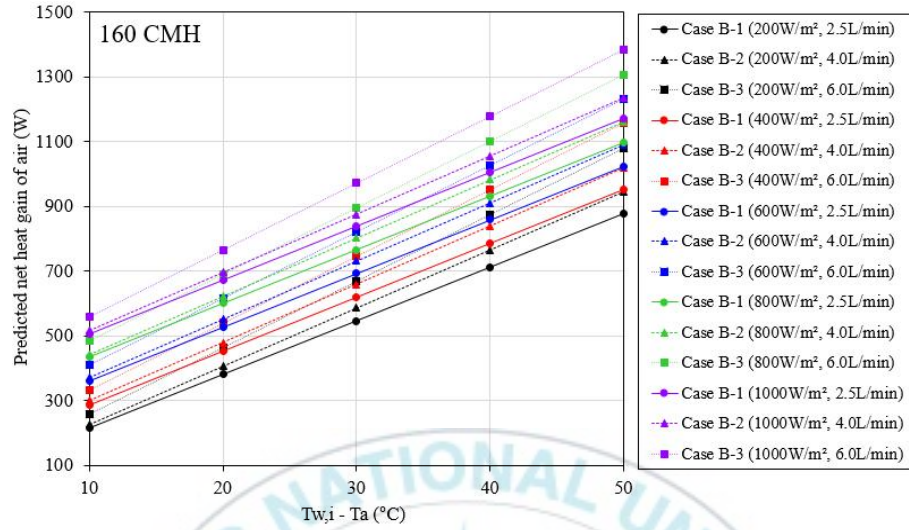
(f) Predicted total heat gain for volumetric flow rate of 250 CMH with water flow rate

Fig. 4-17 Predicted total heat gain with various $(T_{w,i} - T_a)$ and water flow rate

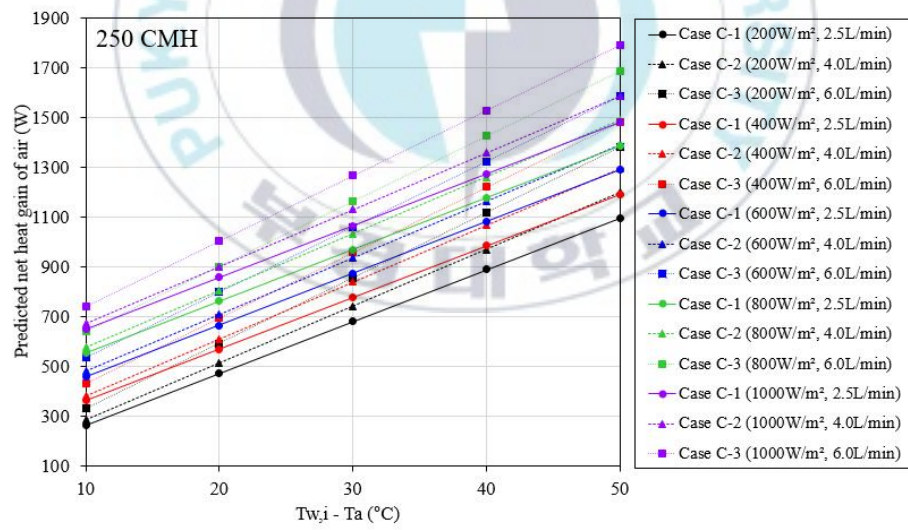
Fig. 4-18에 예측한 공기측 열 획득량에서 송풍기의 소요동력을 고려한 열 획득량을 나타내었다. 각 풍량에서의 공기측 열 획득량은 송풍기의 동력을 고려하기 전 공기측 예측 열 획득량인 Fig. 4-15와 동일한 조건인 $1,000 \text{ W/m}^2$ 의 일사량에서 $(T_{w,i} - T_a)$ 가 50°C 일 때 가장 높게 나타났으며, 70 CMH의 Case A-3에서 676.37 W , 160 CMH의 Case B-3에서 $1,382.50 \text{ W}$, 250 CMH의 Case C-3에서 $1,792.96 \text{ W}$ 의 값을 보였다. 송풍기의 소요동력을 고려하였음에도 풍량 및 유량이 높고, 유입수의 온도가 높을수록 큰 값을 보였다.



(a) Predicted net heat gain of air for volumetric flow rate of 70 CMH with $(T_{w,i} - T_a)$



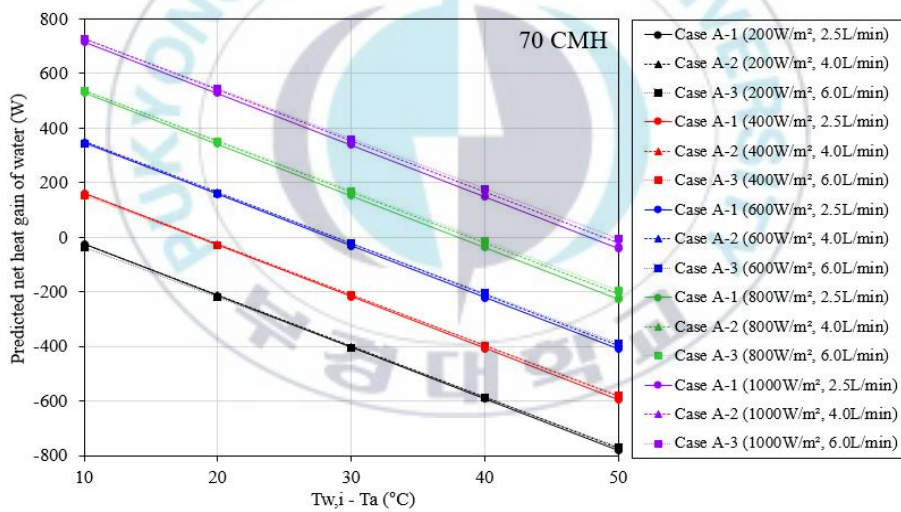
(b) Predicted net heat gain of air for volumetric flow rate of 160 CMH with $(T_{w,i} - T_a)$



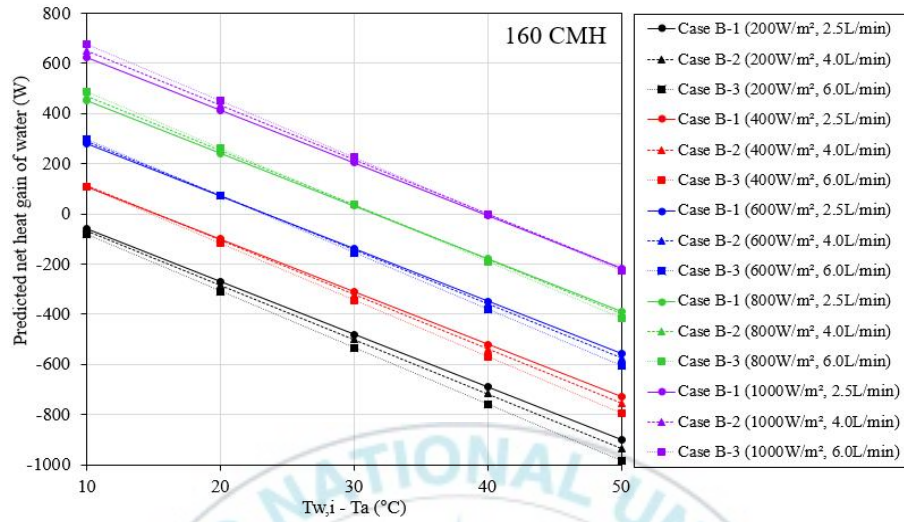
(c) Predicted net heat gain of air for volumetric flow rate of 250 CMH with $(T_{w,i} - T_a)$

Fig. 4-18 Predicted net heat gain of air with various $(T_{w,i} - T_a)$

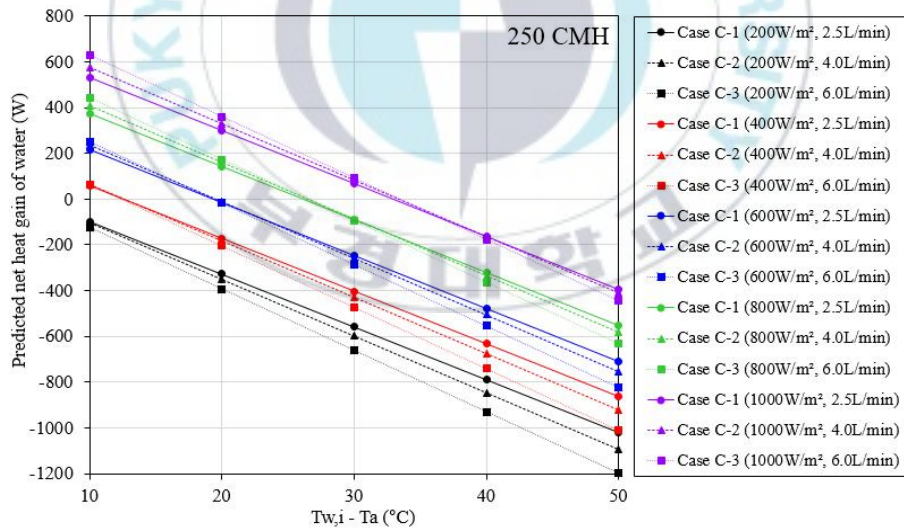
Fig. 4-19에 예측한 액체측 열 획득량에서 펌프의 소요동력을 고려한 열 획득량을 나타내었다. 각 풍량에서의 액체측 열 획득량은 펌프의 동력을 고려하였으며, Fig. 4-16와 동일하게 $1,000 \text{ W/m}^2$ 의 일사량에서 ($T_{w,i} - T_a$)가 10°C 일 때 가장 높게 나타났으며, 70 CMH의 Case A-3에서 726.29 W, 160 CMH의 Case B-3에서 676.28 W, 250 CMH의 Case C-3에서 628.79 W의 값을 보였다. 펌프의 소요동력을 고려하였음에도 풍량이 낮을수록, 유량이 높을수록 열 획득량이 증가함을 확인할 수 있었으며, 유입수의 온도가 낮을수록 큰 값을 보였다. 각 풍량 조건에서 일사량 200 W/m^2 에서 운전 시 손실 열이 발생하는 것을 확인할 수 있었으며, 풍량 증가에 따라 펌프의 소요동력을 고려하지 않았을 때보다 ($T_{w,i} - T_a$)의 증가에 따른 열 획득이 가능한 범위가 약 10°C 씩 줄어드는 것을 확인할 수 있었다.



(a) Predicted system heat gain of water for volumetric flow rate of 70 CMH with ($T_{w,i} - T_a$)



(b) Predicted system heat gain of water for volumetric flow rate of 160 CMH with $(T_{w,i} - T_a)$

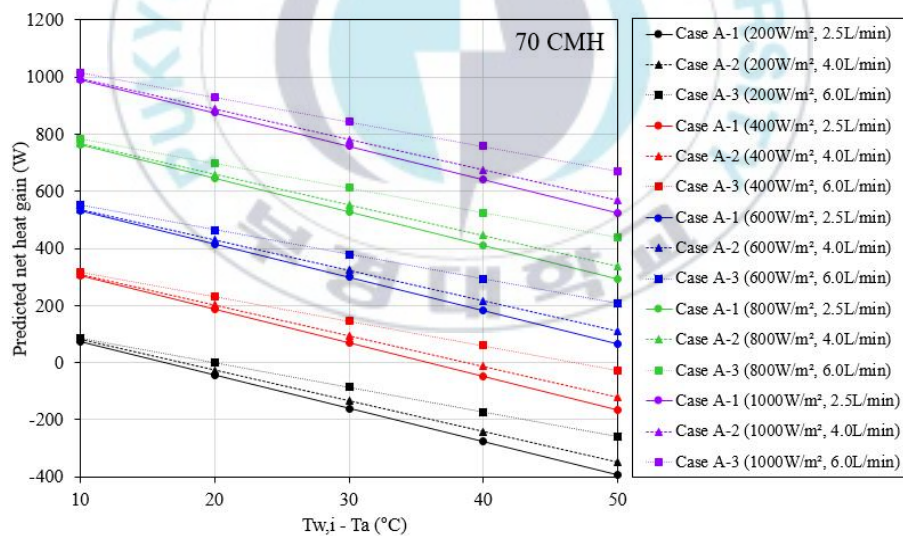


(c) Predicted system heat gain of water for volumetric flow rate of 250 CMH with $(T_{w,i} - T_a)$

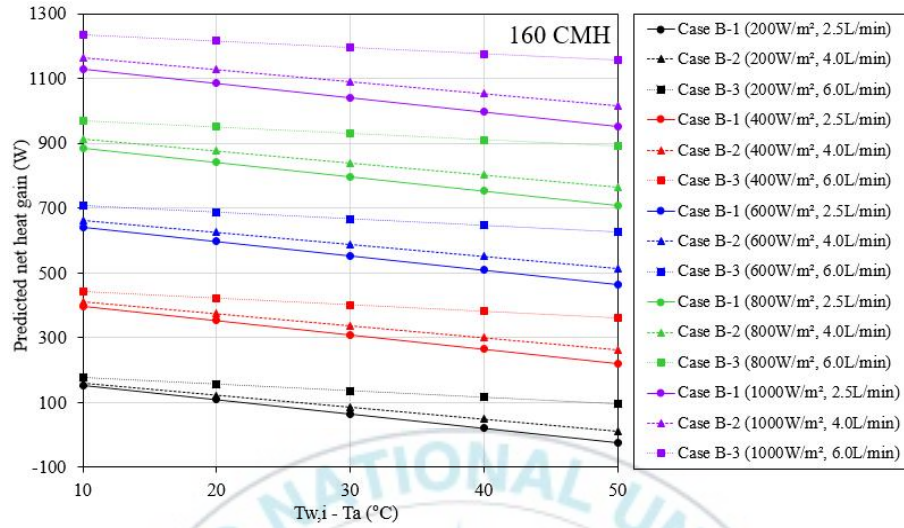
Fig. 4-19 Predicted net heat gain of water with various $(T_{w,i} - T_a)$

Fig. 4-20에 예측한 총 열 획득량에서 송풍기와 펌프의 소요동력을 고려한 열 획득량을 나타내었다. 각 운전조건에서 가장 높은 총 열 획득량은 Fig. 4-14(a), (c), (e)에 나타난 바와 같이 $1,000 \text{ W/m}^2$ 의 일사량에서 ($T_{w,i} - T_a$)가 10°C 일 때 가장 높게 나타났으며, 풍량 70 CMH의 Case A-3에서 $1,016.34 \text{ W}$, 160 CMH의 Case B-3에서 $1,236.86 \text{ W}$, 250 CMH의 Case C-3에서 $1,371.59 \text{ W}$ 의 값을 보였다. 소요동력을 고려함으로써 ($T_{w,i} - T_a$)에 따른 열 획득이 가능한 범위가 약 5°C 씩 줄어드는 것을 알 수 있었다.

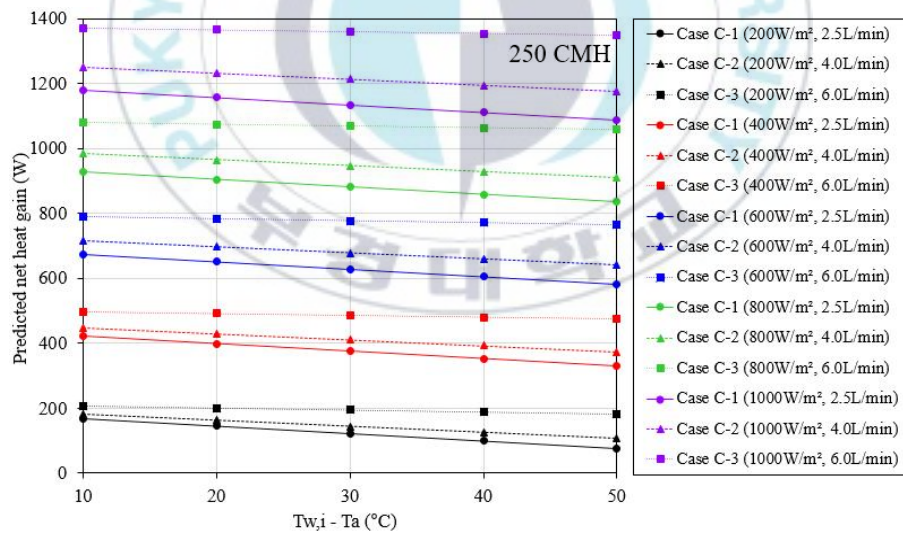
위 그래프를 통해 태양열 공기-물 가열기의 운전에서 각 일사량에서의 유입수 온도 및 소요동력을 고려한 열 획득량 예측이 가능하며, 실제 외기 조건에서 측정하여 분석한 데이터를 기반으로 외기 온도와 일사량에 따라 유입수 온도에 따른 열 획득량을 예측함으로써 다양한 시스템에서 태양열 공기-물 가열기를 적용할 시 유용하게 활용될 것으로 사료된다.



(a) Predicted net heat gain of the system for volumetric flow rate of 70 CMH with ($T_{w,i} - T_a$)



(b) Predicted net heat gain of the system for volumetric flow rate of 160 CMH with $(T_{w,i} - T_a)$



(c) Predicted net heat gain of the system for volumetric flow rate of 250 CMH with $(T_{w,i} - T_a)$

Fig. 4-20 Predicted net heat gain of the system with various $(T_{w,i} - T_a)$

제5장 결론

본 연구는 공기측 전열 성능 향상을 위한 삼각저항체를 부착한 태양열 공기-물 가열기에 관한 실험적 연구로서 실제 기상조건에서 작동 유체인 공기와 물을 동시에 가열하였을 때, 풍량 및 유량 조건에 따른 집열성능을 비교 분석하였다. 그 결과는 다음과 같이 정리할 수 있다.

(1) 입·출구온도차는 공기측에서 $6.56 \sim 15.64^{\circ}\text{C}$, 액체측에서 $0.17 \sim 4.41^{\circ}\text{C}$ 로 측정되었다. 공기측은 풍량이 낮을수록, 유량이 높을수록 큰 값을 보였고 이는 흡수판에서의 온도가 감소하여 공기측 열량이 증가하는 것이 요인이 된 것으로 판단되었다. 액체측은 풍량과 유량이 낮을수록 큰 값을 보였다. 이는 풍량과 유량이 감소할수록 배관으로부터의 손실열이 감소하게 되었으며, 배관에서의 전열 시간이 증가하는 것이 요인인 것으로 판단되었다.

(2) 열 획득량은 공기측에서 $221.62 \sim 1,008.55 \text{ W}$, 액체측에서 $44.25 \sim 780.17 \text{ W}$ 의 값을 보였으며, 총 열 획득량은 $447.88 \sim 1,509.37 \text{ W}$ 의 값을 보였다. 공기측은 풍량과 유량이 높을수록 획득열량이 크게 나타났으며, 이는 흡수판 및 배관으로부터 공기로의 전열 성능이 향상되었기 때문으로 판단되었다. 액체측은 풍량이 낮을수록, 유량이 높을수록 큰 값을 보이는데 풍량이 증가하면서 배관으로부터 공기로 손실되는 열량이 증가함을 알 수 있었다. 총 열 획득량은 풍량과 유속이 증가할수록 유리함을 확인할 수 있었고, Case C-3에서 가장 큰 값을 보였다.

(3) 열효율은 공기측에서 $11.97 \sim 64.11\%$, 액체측에서 $3.29 \sim 41.70\%$ 의 값을 보였으며, 총 열효율은 $36.33 \sim 74.32\%$ 로 확인되었다. 공기측 열효율은 Case C-3에서 가장 높은 효율을 보였고, 시간이 지남에 따라 공기 효율이 향상하는 경향을 보이는데 이는 축열이 진행되어 유입수 온도가 높아 배관에서 공기로의 열전달량이 증가하였기 때문으로 판단되었다. 반대로 액체측 열효율은 감소하는 경향을 보였으며 이는 풍량이 높을수록 액체에서 유동 공기로 전달되는 손실열이 증가하였기 때문으로 생각한다.

(4) 각 실험 조건에서의 외부환경을 배제하기 위해 열효율을 무차원하였을 때 태양열 공기-물 가열기의 공기측 최소효율은 10.19~24.96%, 액체측의 최대효율은 39.67~47.39%의 값을 보였으며, 공기측에서는 풍량 변화에 따른 영향이 큰 것을 확인할 수 있었고, 액체측에서는 풍량 및 유량의 변화에 대한 영향이 상대적으로 적은 것을 확인할 수 있었다.

(5) 펌프 및 송풍기의 소요동력을 고려한 열효율을 무차원화 한 결과, 풍량 및 유량 조건이 가장 높은 6 L/min, 250 CMH에서 가장 높은 시스템 효율을 보였다. 따라서 소요동력을 고려하더라도 공기-물 가열기 동시 운전 시에는 종래 액체식 집열기 유량 조건인 2.5 L/min과 공기식 집열기 유량 조건인 64~190 CMH 보다 더 높은 풍량 및 유량 조건에서 운전하는 것이 태양에너지 획득 측면에서 더 유리한 것으로 확인되었다.

(6) 실험 결과를 바탕으로 공기 및 액체의 열 획득량을 예측하였고, 공기측 열 획득량은 풍량, 유량, 일사 및 $(T_{w,i} - T_a)$ 가 높을수록 큰 값을 보였으며, 액체측 열 획득량은 유량 및 일사가 증가할수록, 풍량 및 $(T_{w,i} - T_a)$ 가 낮을수록 큰 값을 보였다. 총 열 획득량의 경우 풍량 및 유량 증가에 따라 증가하였다. 또한 풍량 250 CMH, 6 L/min의 조건에서는 $(T_{w,i} - T_a)$ 값 변화에 따른 성능변화가 다른 조건보다 적은 것으로 확인하였다. 소요동력을 고려하였을 때 경향성은 같았으나, $(T_{w,i} - T_a)$ 에 따른 순 에너지 획득량 범위가 약 5°C 감소하는 것을 확인할 수 있었다.

(7) 본 연구는 실제 환경에서 태양열 공기-물 가열기가 공기 및 액체를 동시에 가열할 때, 운전조건에 따른 일일 성능데이터를 제공하였다. 또한 태양열 공기-물 가열기의 무차원 성능 식을 구축하여 다양한 운전조건에서 공기-물 동시 가열 성능을 분석하였고, 제시된 결과는 향후 건축 설비 적용 시 여러 환경 및 운전조건에 따른 공기-물 동시 가열 성능을 예측하는데 유의미한 자료로써 활용될 것으로 사료된다.

Reference

1. Korea Ministry of Land, Infrastructure and Transport, Notification 2019, pp. 179, Regulations on Zero Energy Building, 2019.
2. Permanent Delegation of the Republic of Korea to the Organization for Economic Co-operation and Development(OECD), 40% of Energy Consumption, Policy Proposal for Building Sector, 2013.
<https://overseas.mofa.go.kr>. last accessed on the 6th September 2022.
3. Choi H. W., Kim Y. B., Yoon J. I., Son C. H., Choi K. H., Experimental Study for Estimation of Air Heating Performance and Improvement of Thermal Performance of Hybrid Solar Air-water Heater, Journal of the Korean Solar Energy Society, Vol. 37, No. 1, pp. 47-57, 2017,
<https://doi.org/10.7836/kses.2017.37.1.047>
4. Choi H. W., Choi K. H., CFD Analysis on the Heat Transfer and Fluid Flow of Solar Air Heater having Transvers Triangular Block at the Bottom of Air Duct, Energies 2020, 13(5), 1099,
<https://doi.org/10.3390/en13051099>
5. Kim Y. J., Kim K. B., Lee E. J., Kang E. C., Study on Solar Air Thermal Performance Test based on International Standard, Journal of the Korean Solar Energy Society, Vol. 41, No. 1, pp. 13-23, 2021,
<https://doi.org/10.7836/kses.2021.41.1.013>
6. Kim Y. J., Wang E. S., Lee B. J., Shin H. K., Lee E. J., Kang E. C., A Thermal Performance Reliability Study on A Solar Air Collector depending on Ambient Temperature Variation, Journal of the Korean Solar Energy Society, Vol. 41, No. 3, pp. 139-147, 2021,

- <https://doi.org/10.7836/kses.2021.41.3.139>
7. Assari M. R., Basirat Tabrizi, H. Jafari, I., Experimental and theoretical investigation of dual purpose solar collector, *Solar Energy*, Vol 85, pp.601–608, 2011, <https://doi.org/10.1016/j.solener.2011.01.006>
 8. Aneesh S., Niladri S., Thermal performance of a dual-purpose collector –cum–storage type air water heater, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 171, 2020, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115094>
 9. Jinwei M., Wei S., Jie J., Yang Z., Aifeng Z., Wen F., Experimental and theoretical study of the efficiency of a dual-function solar collector, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 1751–1756, 2011, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.02.019>
 10. T. Rajaseenivasan, K. Srithar, Potential of a dual purpose solar collector on humidification dehumidification desalination system, *Desalination*, Vol. 404 pp. 35–40, 2017, <http://dx.doi.org/10.1016/j.desal.2016.10.015>
 11. P. K. Pathak, P. Chandra, G. Raj, Comparative analysis of single- and dual-purpose corrugated plate solar collector by force convection, *Heat Transfer Asian Reserch*, pp. 2387–2401, 2019, <https://doi.org/10.1002/htj.21499>
 12. M. Y. Othman, S. A. Hamid, M. A. S. Tabook, K. Sopian, M. H. Roslan, Z. Ibarahim, Performance analysis of PV/T Combi with water and air heating system: An experimental study, *Renewable energy*, Vol. 86, pp. 716–722, 2016, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.08.061>
 13. SAREK, SAREK Standard A101–2011, <https://www.sarek.or.kr>. last accessed on the 06th September 2022

감사의 글

2018년 3월부터 학부연구생으로부터 연구실에 합류하여 2022년 2월까지의 약 5년간의 배움 끝에 석사 학위논문을 제출하게 되었습니다. 특성화고등학교를 졸업하고 병역의무를 바로 다녀온 직후부터 20대의 절반을 부경대학교 신재생에너지 연구실에서 함께 해왔기 때문에 연구 팀원들 모두가 가족같이 느껴집니다. 정말 많은 일들이 있었지만 가족 같은 팀원들이 있었기에 함께 해어나갈 수 있었고, 같이 웃고 같이 울 수 있었던 나날들이었습니다.

제게 믿음을 주시고, 팀워크를 강조하여 언제나 팀의 가장 앞자리에서 이끌어주시며, 연구자로서 탐구심과 끝이 없는 배움에 있어 꺼지지 않는 열정을 알려주셨던 최광환 교수님께 큰 감사와 존경을 표합니다. 항상 제자들에게 모범적인 모습으로 기본이란 무엇인지 행동으로 보여주셨던 정석권 교수님과 한발 앞서가는 공학자로서 생각하는 자세를 알려주셨던 윤정인 교수님, 손창효 교수님, 김은필 교수님께도 감사드리며, 학문적인 배움뿐만 아니라 아낌없는 조언으로 나아가야 할 방향을 알려주신 설성훈 교수님, 이제현 교수님께도 감사를 전합니다. 마지막으로, 학생들에게 공학자로서 옳은 방향을 제시해주신 금중수 교수님과 그 가치와 정신을 전해주시고, 공학자로서 끝나지 않는 과제를 알려주시고 하늘의 별이 되신 김종수 교수님께도 큰 존경을 표합니다.

긴 시간동안 연구실을 다니면서 가족처럼 늘 함께 생활해온 많은 분들도 계십니다. 하나라도 더 알려주시려 노력해주시고, 함께함의 가치를 느끼게 해주신 최휘웅 선배님과 후배들을 생각하고 아껴주신 안병화 선배님, 어려운 일이 생기면 옆에서 같이 생각해주셨던 파쿠르 선배님, 늘 옆에서 챙겨주고 어떤 일이라도 먼저 달려와 든든하게 버팀목이 되주었던 광암이 형, 연구실에 같이 들어와서 지난 5년간 늘 함께 열심히 하자는 초심을 잃지 않게 해준 성빈이, 끊임없이 노력하는 모습으로 같이 도전하게 해주고 앞장서줬던 동기 준엽이, 그리고 좋은 일 있으면 알려주고 소속감을 느끼게 해준 냉동공조학과 에너지, 냉동, 자동제어, 공기조화 연구실 대학원생분들과 행정업무에 세심하게 신경써주시며, 많은 도움을 주셨던 전은희 조교님과 채현옥 조교님께도 감사인사를 전합니다. 끝으로 제가 선택한 대학 및

대학원 진학에도 저를 믿어주고, 응원을 해주시며, 자랑스럽게 여겨준 아버지, 어머니와 언제나 제 편이 되어준 동생에게 이 모든 시간과 글을 빌려 사랑한다는 말을 전하고 싶습니다.

새로운 시작을 하기 전에 가장 먼저 해야 할 일은 좋은 끝맺음이라고 생각합니다. 영원한 건 없다는 말을 ‘좋은 일에도 끝이 있으니 늘 새로운 마음가짐으로 초심을 잃지 않는 것이 중요하고, 나쁜 일에도 끝이 있으니 쉽게 좌절하거나 포기하지 않는 마음가짐이 중요하다’는 교훈으로 가슴에 새겨 왔었습니다. 이 졸업논문은 새로운 시작을 하기전의 대학원생으로서 마침표가 되겠지만 한명의 공학자로, 이인한 이라는 사람으로서 새로운 시작과 끝나지 않는 과제의 시작이 될 것이라 생각합니다. 저를 이끌어주시고 긴 시간동안 함께해주신 모든 분들께 진심으로 감사드리며, 늘 건강하고 행복 하길 기원합니다.



2023년 2월
이인한 올림