



## 공 학 석 사 학 위 논 문

# 진동형 히트파이프를 이용한 의류 건조기 배기열 회수 장치에 관한 연구



부경대학교대학원

냉동공조공학과

구 연 우

## 공 학 석 사 학 위 논 문

# 진동형 히트파이프를 이용한 의류 건조기 배기열 회수 장치에 관한 연구

지도교수 김 종 수

ATIONA

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함.

부경대학교대학원

2014년 2월

냉동공조공학과

구 연 우

# 구연우의 공학석사 학위논문을 인준함

## 2014년 2월



주	심	공학박사	금	ৰ্শ্ব	수	
위	원	공학박사	윤	정	인	
위	원	공학박사	김	종	수	

목 차

ABSTRACT I
Nomenclature ····································
List of Figures
List of Tables
제 1 장 서론 ~~~~ 1
1.1 연구배경 ~~~~ 1
1.2 연구목적 ~~~~~ 2
0.
제 2 장 기초 이론 ~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~
2.1 진동형 히트파이프
2.1.1 PHP 작동유체 선정
2.1.2 PHP의 안정작동을 위한 관경 상관식
2.2 의류건조기의 구조 ~~~~~ 16
2.3 선행연구
2.3.1 응축식 의류 건조기의 구조
2.3.2 히트파이프를 이용한 응축식 의류 건조기
2.1.1 PHP 형상에 따른 배기열 회수장치 성능 연구

 제 3 장 실험 장치 및 방법
 25

 3.1 실험 장치
 25

제 4 장 실험 결과
4.1 작동유체 충진률에 따른 증발부에 fin이 없는 PHP의 성능 34
4.2 증발부 fin의 유무에 따른 PHP의 성능 변화
4.3 평판관 열교환기 내부 유동 채널 수에 따른 PHP 성능 42
제 5 장 결론 ~~~~~ 46
참고 문헌
A S CH OL IN

## Study of Exhaust Heat Recovery System of Clothes Dryer using Pulsating Heat Pipe

Yeon U Gu

Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering,

The Graduate School of Pukyong National University

Abstract

Currently, Usage of clothes dryers is increasing in worldwide because of reduction of sunshine and the busy life of modern people. In the United States, already in 2009, 80% of households use a clothes dryer. In the case of Korea, penetration rate has shown a growth rate of 2% per year and 10% of households use a clothes dryer. So high-efficiency clothes dryer is required. The biggest of energy loss in clothes dryer is heat of exhausted air after drying and it is 57% in total heat loss. It is useful to recover waste heat of exhausted air. In this study, we use pulsating heat pipe (PHP) for exhaust heat recovery system (EHRS) of clothes dryer to reduce energy consumption for air pre-heating before heat source.

Flat tube heat exchangers is used to PHP for EHRS of clothes dryer. and one of them is no fin in evaporator section in order to prevent contamination from condensate and lint of laundry. R-134a was used as working fluid

Three experiment was performed in this study. first experiment is to search for optimum charging ratio of working fluid in PHP with no fin in evaporator section. In experiment result, optimum charging ratio of working fluid is 40% of the total volume.

Second experiment is performance of PHP according to presence of the fin in evaporator section. Performance of PHP with all fin is higher than performance of PHP with no fin. And in the titration of fin pitch, it is possible to avoid to condensate and lint problem.

Lastly, third experiment is an experiment of PHP according to the number of inner flow channel of flat tube heat exchanger. In this experiment, performance of PHP was evaluated in difference of hydraulic diameters in same size of flat tube heat exchanger. One of the flat tube heat exchanger has 25 channels and hydraulic diameter is 1.02 mm. The other has 32 channels and hydraulic diameter is 0.84 mm. PHP of 25 channels with a large hydraulic diameter's performance was better than PHP of 32 channels's

Considering these results, It is possible to recovery and re-used the exhausted heat of clothes dryer using PHP.



## Nomenclature

## <u>Symbols</u>

OA	Out air	
SA	Supply air	
RA	Return air	
EA	Exhaust air	
COND	Condenser section of duct	
EVA	Evaporator section of duct	
V	Air volume	[CMM]
R	Thermal resistance of PHP	1
$T_{\text{inlet}}$	Inlet temperature	[℃]
$T_{\text{outlet}}$	Outlet temperature	[°]
C.R.	Charging Ratio	[%]
$D_{h}$	Hydrauric diameter	[m]
ch	Number of inner channel in	
	flat tube heat exchanger	-
cond	condenser section of PHP	7/
eva	evaporator section of PHP	/
	"व म थ ш	

## Greek symbols

$\eta$	Efficiency	
$ ho_l$	Density of liquid	$[kg/m^3]$
$ ho_v$	Density of vapor	$[kg/m^3]$
$\mu_l$	Coefficient of viscosity	$[Pa \cdot s]$
$\sigma$	Surface tension	[N/m]

### List of Figures

Fig.	1	Energy loss diagram of clothes dryer2
Fig.	2	Schematic diagram of thermosyphon5
Fig.	3	Schematic diagram of wick type heat pipe6
Fig.	4	Structure of wick in wick type heat pipe
Fig.	5	Schematic diagram of PHP7
Fig.	6	Merit number of selected working fluids for heat pipe12
Fig.	7	Merit number of selected working fluids for thermosyphon $\cdots 13$
Fig.	8	Schematic diagram of clothes dryer17
Fig.	9	Air vented clothes dryer
Fig.	1(	) Condensing clothes dryer18
Fig.	11	Condensing dryer — open cycle
Fig.	12	2 Condensing dryer - closed cycle
Fig.	13	3 Condensing dryer — clothed cycle with heat recovery 21
Fig.	14	Schematic diagram of clothes dryer using heat pipe22
Fig.	15	5 Schematic diagram of EHRS using wick type heat pipe 22
Fig.	16	6 Heat exchanger for PHP24
Fig.	17	7 Schematic diagram of experiment
Fig.	18	3 Flat tube heat exchanger
Fig.	19	9 High vacuum pump system
Fig.	20	) HPG-96 ······26
Fig.	21	Photograph of experimental set-up

Fig.	22	Schematic of experimental set-up
Fig.	23	Experiment according factor
Fig.	24	Schematic diagram of PHP in experiment (1)
Fig.	25	Schematic diagram of PHP in experiment (2)
Fig.	26	Schematic diagram of PHP in experiment (3)
Fig.	27	Efficiency of temperature according to air volume in
		experiment (1)
Fig.	28	Temperature in outlet of condenser according to air volume
		in experiment (1)
Fig.	29	Thermal resistance of experiment (1)
Fig.	30	Efficiency of temperature according to air volume in
		experiment (2)
Fig.	31	Temperature in outlet of condenser according to air volume
		in experiment (2) 40
Fig.	32	Thermal resistance of experiment (2) 41
Fig.	33	Efficiency of temperature according to air volume in
		experiment (3) 43
Fig.	34	Temperature in outlet of condenser according to air volume
		in experiment (2)
Fig.	35	Thermal resistance of experiment (3) 45

## List of tables

Table	1	Generalized results of experimental compatibility tests10
Table	2	Working fluids and temperature ranges11
Table	3	Inner diameters(mm) for stable operating of PHP15
Table	4	Result of experiment (1)
Table	5	Result of experiment (2)
Table	6	Result of experiment (3)42



#### 제1장 서론

#### 1.1 연구 배경

최근 삶의 질 향상에 따른 편리함을 추구하는 현대 사회에 발 맞춰 여 러 생활가전의 자동화와 고급화가 이루어지고 있다. 그중 의류 건조기는 고층빌딩으로 인한 일조량 감소와 바쁜 현대인의 생활 패턴으로 그 사용 량이 증가하고 있다. 타 국가의 의류 건조기 사용량을 알아보면 미국의 경우 이미 2009년에 가정의 80%가 의류 건조기를 사용하고 있으며[1] 유럽의 경우에는 공간 및 일조량의 부족으로 인하여 의류 건조기의 사용 이 증가하는 추세에 있다. 또한 물을 사용하는 전자기기(wet appliance) 평가 기준인 SEC등급은 현재 대부분의 의류 건조기가 B 등급 이하이지 만 2016년 까지 A 등급을 요구하고 있다.[2] 우리나라의 경우 세탁물을 자연 건조하는 생활습관으로 인하여 2000년대 초반 의류 건조기의 보급 률은 2% 수준에 불과 하였지만 일인 가구가 증가하고 이상 기온으로 인 한 여름철 장마기가의 증가로 일조량이 부족함에 따라 매년 2%의 성장 률을 보여 2010년 건조기의 보급률이 10% 수준으로 성장하였다. 이에 정부는 2006년에 이미 '7대 기술기반 고효율 에너지기기 개발 사업'으로 건조기의 에너지 효율 증대를 위해 국가 주도적 연구를 수행하였다. 따 라서 앞으로의 의류 건조기는 필수적으로 고효율을 요구하게 될 것이다.

#### 1.2 연구 목적



Fig. 1 Energy loss diagram of clothes dryer

Fig. 1과 같이 의류 건조기에서의 열에너지 손실은 크게 건조 드럼 주 위에서 발생하는 손실과 의류 건조 후 건조기 외부로 배기되는 공기를 통한 열손실로 구분할 수 있다. 특히 배기로 인해 20%의 열 손실이 발 생하는데 이는 의류 건조기 전체 에너지 손실의 57%를 차지하는 양이 다. 이 배기 공기는 건구온도 60°C, 상대습도 95% 이상의 고온 다습한 공기로 만약 이 공기가 가진 에너지를 회수 하여 열원으로 재활용 한다 면 의류 건조기의 효율성 증대와 에너지 절감을 얻을 수 있을 것이다. 따라서 본 연구에서는 의류 건조기 열 손실의 절반 이상을 차지하고 있 는 배기열을 회수 하여 열원 이전의 공기를 예열 하여 에너지 소비를 줄 이는 방안으로 열적 응답성이 빠른 진동형 히트파이프(Pulsating Heat Pipe, PHP)의 적용 가능성을 알아보았다.

#### 제 2 장 기 초 이 론

#### 2.1 진동형 히트파이프

히트파이프는 내부 작동유체의 잠열변화를 이용하여 열을 전달하는 기 구로 추가적인 동력 없이 먼 거리에서도 작은 온도차로 대량의 열수송이 가능하다.[3] 또한 설계 및 제작이 간편하며, 다양한 온도조건에서 적용 이 가능하다는 장점이 있기 때문에 전자기기의 냉각이나 배기열 회수장 치(Exhausted Heat Recovery System, EHRS)로 적용이 가능하다.

히트파이프는 크게 증발부와 단열부, 응축부로 구성되는데 증발부를 가열하고 응축부를 냉각하면 내부 작동유체가 증발부에서 열을 흡수하고 기체 상태로 응축부로 이동한 뒤 응축부에서 열을 방출하고 액체상태가 된 뒤 증발부로 이동하는 증기-액 사이클을 이루게 된다. 이때 응축부에 서 증발부로 작동유체를 환원시키는 방법에 따라 크게 써모사이폰 (thermosyphon), 윅(wick)형 히트파이프, 진동형 히트파이프(Pulsating Heat Pipe, PHP)로 구분할 수 있다[4].

써모사이폰은 응축부에서 응축된 작동유체를 증발부로 귀환시키는데 중력을 이용하며 Fig. 2에 구조와 작동원리를 나타내었다. 써모사이폰 내 에서 자동유체는 증발부에 고여 있으며 증기는 용기의 응축부에서 응축 되어 벽면을 타고 흘러내려 증발부로 되돌아온다. 간단한 구조이지만 증 발부가 반드시 응축부보다 아래에 있어야 한다는 구조적 한계를 가진다.

윅(wick)형 히트파이프는 모세관현상을 이용하여 내부 작동유체를 귀 환시키는 히트파이프로 Fig. 3에 구조와 작동원리를 나타내었다. 모세관 현상은 모세관을 액체 속에 넣었을 때 관속의 액면이 관 밖의 액면보다 높아지거나 낮아지는 현상이다. 윅(wick)형 히트파이프는 이 모세관 현 상을 이용하기 위해 히트파이프 내부에 Fig. 4와 같은 윅(wick)이라는 모세관 구조물이 설치된다. 윅은 주로 철망, 소결금속, 같은 다공질 물질 이나 틈이 좁은 그루부(groove)가 주로 이용된다. 응축부에서 열을 방출 하고 액체상태가 된 작동유체는 윅(wick)에 의해 증발부로 돌아가게 된 다. 따라서 증발부가 항상 아래에 있어야 하는 제약을 가진 써모사이폰 에 비해 사용조건에 제한이 없지만 윅(wick)을 사용하기 때문에 제작이 어렵고 형상을 변경하기가 까다롭다.

이러한 단점을 극복하기 위해 기존과는 다른 방식으로 작동유체를 귀 환시키는 PHP가 1987년 Akachi에 의해 처음 제안되었다[5], PHP는 윅 (wick)형 히트파이프와는 달리 Fig. 5 와 같이 세관을 사행(serpentine) 시킨 밀폐 구조로 되어 있으며 진공 배기된 내부에 임의의 비율로 작동 유체가 충전된 구조이다. 작동초기에 PHP 내부의 작동유체는 기-액 슬 러그(shug) 상태로 존재한다. 작동 시 증발부의 작동유체가 증발하여 압 력이 높아지게 되고 높아진 압력에 의해 증발부내의 기-액 슬러그가 응 축부로 밀려나게 된다. 응축부로 이동한 작동유체는 상대적으로 낮은 온 도에 의해 응축을 하게 되고 압력이 낮아지게 된다. 이때 PHP 응축부와 증발부의 압력차이로 인하여 작동유체는 한쪽방향으로 진동 순환하기 때 문에 윅(wick)없이 증발부로 작동유체의 귀환이 가능하다[6]. PHP는 기 존의 히트파이프와는 달리 구조가 매우 간단하고 세관으로 인한 유연성 을 가지고 있으며 저비용으로 제작이 가능하다는 장점을 가지고 있다.



Fig. 2 Schematic diagram of thermosyphon



Fig. 4 Structure of wick in wick type heat pipe



Fig. 5 Schematic diagram of PHP

#### 2.1.1 PHP 작동유체 선정

히트파이프는 작동유체의 증발과 응축을 통해 열을 전달하기 때문에 적동유체의 선정은 히트파이프 설계에 있어서 매우 중요한 요소이다. 작 동유체의 선정 시 고려할 사항으로는 작동온도의 범위, 증기압, 증발잠열 및 점성 계수 등과 같은 작동유체의 물리적 특성과 히트파이프 용기와의 안정성을 고려해야 한다.

Table 1에 작동유체와 용기 재질과의 안정성을 나타내었고 Table 2에 작동온도에 따른 작동유체의 종류를 극저온용(0 ~ 200K), 저온용(200 ~ 550K), 중온용(550 ~ 750K), 고온용(750 ~ 3000K)으로 분류하여 임 계점의 온도와 압력을 나타내었다. 하지만 이러한 온도 범위는 매우 넓 기 때문에 보다 정밀한 작동유체의 선정을 위하여 히트파이프 작동유체 의 열전달 성능을 예측할 수 있는 평가지수인 Merit number[7]를 이용 할 수 있다. Merit number의 값이 클수록 열을 전달하는 능력이 우수하 며 히트파이프의 경우는 식 (1)과 같고 써모사이폰의 경우는 식 (2)와 같다.

$$M_h = \frac{\rho_f \sigma_g h_{fg}}{\mu_f} \tag{1}$$

$$M_{t} = \left[\frac{(k_{f})^{3} (\rho_{f})^{2} h_{fg}}{\mu_{f}}\right]^{\frac{1}{4}}$$
(2)

여기서, pf, of, µf, kf 및 hfg는 각각 작동유체의 밀도, 표면장력, 점성계

수, 열전도율 및 증발잠열이다. 따라서 작동유체의 밀도, 표면장력, 열전 도율 및 증발잠열이 클수록 그리고 점성계수가 작을수록 열전달 성능이 우수하다. Fig. 6과 Fig. 7은 히트파이프 및 써모사이폰의 작동유체로 주 로 사용되는 냉매의 Merit number를 작동온도(240 ~ 350K)에 따라 나 타낸 것이다.



Working Fluids	Compatible Material	Incompatible Material
Water	Stainless steel, Copper, Monel, Silica, Nickel, Titanium,	Aluminum, Inconel
Ammonia	Aluminum, Carbon steel, Stainless steel, Iron, Nickel,	Copper
Methanol	Stainless steel, Iron, Copper, Silica, Nickel, Brass	Aluminum
Acetone	Stainless steel, Aluminum, Copper, Brass, Silica, Nickel	1 AL
R-11	Aluminum	
R-21	Aluminum, Iron	m
R-22	Aluminum, Copper	J
R-134a	Aluminum, Copper	S
Heptane	Aluminum	1
Dowtherm	Stainless steel, Copper, Silica	
Lithium	Tungsten, Tantalum, Molybdenum, Niobium	Stainless steel, Nickel, Inconel, Titanium
Sodium	Stainless steel, Nickel, Inconel, Niobium	Titanium
Cesium	Titanium, Niobium	
Mercury	Stainless steel	Molybdenum, Nickel, Inconel, Tantalum, Titanium, Niobium
Lead	Tantalum, Tungsten	Stainless steel, Nickel, Inconel, Titanium, Niobium
Silver	Tantalum, Tungsten	Rhenium

Table 1 Generalized results of experimental compatibility tests

Logarithmic Temp. Scale	Working Fluids	Melting & Boiling Point, K at 1 atm	Critical Point, K & MPa(abs)	Useful Ranges, K	
	Helium	1.0 & 4.21	5.2 & 0.227	2 ~ 4	
	Hydrogen	13.8 & 20.38	33.19 & 1.315	14 ~ 31	
Cryogenic	Neon	24.4 & 27.09	44.5 & 0.018	27 ~ 37	
Temperature	Nitrogen	63.1 & 77.35	126.19 & 3.397	73 ~ 103	
	Argon	83.9 & 87.29	150.66 & 4.860	84 ~ 116	
(0~200 K)	Oxygen	54.7 & 90.18	154.58 & 5.043	73 ~ 119	
	Methane	90.6 & 111.4	190.55 & 4.595	91 ~ 150	
	Ethane	89.9 & 184.6	305.53 & 4.871	150 ~ 240	
	R-11	162 & 297	470.96 & 4.407	233 ~ 393	
/	R-22	113.1 & 232.2	369.17 & 4.990	193 ~ 297	
/	R-134a	169.70 & 246.3	374.03 & 4.056	213 ~ 300	
10	R-141b	253↓ & 302.0	423.0↑ & 1.81↑	253 ~ 420	
	R-142b	223↓ & 263.3	398.0↑ & 3.37↑	223 ~ 373	
Low	R-290	123↓ & 231.1	369.70 & 4.248	200 ~ 330	
Temperature	Ammonia	195.5 & 239.9	402.22 & 11.333	213 ~ 373	
(200~550 K)	Ethanol	158.7 & 351.5	513.9 & 6.14	273 ~ 403	
	Methanol	175.1 & 337.8	512.6 & 8.09	283 ~ 403	
1	Acetone	180.0 & 329.4	508.1 & 4.70	273 ~ 393	
	Water	273.1 & 373.1	646.99 & 22.064	323 ~ 473	
	Toluene	178.1 & 383.7	591.8 & 4.10	323 ~ 473	
	Naphthalene	353.4 & 490	748.4 & 4.05	408 ~ 478	
Medium	Dowtherm	285.1 & 527.0	-	423 ~ 668	
Temperature	Mercury	234.2 & 630.1	-	523 ~ 923	
(550~750 K)	Sulphur	385.9 & 717.8	_	530 ~ 947	
	Cesium	301.6 & 943.0	_	723 ~ 1173	
High	Sodium	371.0 & 1151	-	873 ~ 1473	
Temperaturo	Lithium	453.7 & 1615	-	1273 ~ 2073	
	Calcium	1112 & 1762	-	1400 ~ 2100	
(750~3000 K)	Lead	600.6 & 2013	_	1670 ~ 2200	
	Silver	1234 & 2485	-	2073 ~ 2573	

Table 2 Working fluids and temperature ranges



Fig. 6 Merit number of selected working fluids for heat pipe



Fig. 7 Merit number of selected working fluids for thermosyphon

#### 2.1.2 PHP의 안정작동을 위한 관경 상관식

赤地[8]는 PHP가 작동하는 관경범위가 내경 0.1~5.0mm라고 발표하였 으며 이 관경 범위 내에서 작동유체의 표면장력에 의해 증기와 냉매 액 이 각각 플러그형상으로 유지되면서 항상 관내를 막는 형상을 유지한다 고 하였다. 또 Chandratilleke 등[9]은 증기 기포가 관내에 가득 차 흐르 는 슬러그 상태가 되기 위한 관경 조건식을 제시하였으며 Rossi 등[10] 은 PHP가 정상작동하기 위해서는 액플러그와 기포들이 관내에 공존해 야 하며, 이를 위한 관경 조건은 0.5~3.0mm 사이라고 하였다. 西尾 등 [11]도 PHP의 정상작동을 위한 내경 조건을 제시하였다. Table 3에 각 연구자들이 제시한 식에 대한 대표 작동유체들의 관경을 나타내었다.



	Chandratilleke et. al.				Akachi et. al.			Nishio et. al.				
	$D = (1.5 \sim 2.0) \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_f - \rho_g)}}$			$D=2\cdot\sqrt{\frac{\sigma}{\rho_f g}}$			$D < 1.84 \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_f - \rho_g)}}$					
Temp. (K)	283	303	333	353	283	303	333	353	283	303	333	353
H <sub>2</sub> O	4.1 ~ 5.5	4.1 ~ 5.4	3.9 ~ 5.2	3.8 ~ 5.1	5.6	5.4	5.2	5.2	5.1	5.0	4.8	4.7
Ethanol	2.7 ~ 3.6	2.7 ~ 3.6	2.6 ~ 3.5	2.6 ~ <sub>3.4</sub>	3.6	3.6	3.4	3.4	3.3	3.3	3.2	3.2
R141b	1.9 ~ 2.6	1.8 ~ 2.4	1.7 ~ 2.2	1.6 ~ 2.1	2.6	2.4	2.2	2.2	2.4	2.0	2.0	2.0
R142b	1.7 ~ <sub>2.2</sub>	1.5 ~ 2.0	1.3 ~ 1.7	1.2 ~ 1.5	2.2	2.0	1.8	1.4	2.0	1.9	1.6	1.4

Table 3 Inner diameters(mm) for stable operating of PHP

#### 2.2 의류 건조기의 구조

의류 건조기는 세탁과 탈수 후 수분이 포함된 의류를 열풍으로 건조시 켜 주는 가전제품이다. 보통의 의류 건조기는 Fig. 8와 같이 세탁물이 들 어가는 원통의 건조 드럼, 건조 드럼을 회전시키기 위한 모터, 팬, 열원 이 되는 전기 히터 또는 가스버너와 건조 후 공기를 배기시키기 위한 덕 트로 구성된다.

의류 건조기는 건조 후 배기되는 공기의 습기 처리 방식에 따라 Fig. 9과 Fig. 10과 같이 배기형 의류 건조기와 응축형 의류 건조기로 구분할 수 있다. 배기형 의류 건조기는 건조 후 나오는 고온 다습한 공기가 그 대로 외부로 배기 되는 구조이고 응축식 의류 건조기는 열교환기를 이용 하여 습기를 응축 시켜 물방울로 만들어 제거한 후 배기한다.



Fig. 8 Schematic diagram of clothes dryer



Fig. 9 Air vented clothes dryer



Fig. 10 Condensing clothes dryer

#### 2.3 선행연구

지금까지 수행된 의류 건조기의 배기열을 이용한 종래의 연구와 출시 된 제품, 그리고 본 논문에 앞서 수행한 연구에 대해 간략히 정리해 보 았다.

#### 2.3.1 응축식 의류 건조기의 종류

P.K. Bansal, J. E. Braun과 E. A. Groll[12]은 응축식 의류 건조기의 형태에 따라 Fig. 11, Fig. 12, Fig. 13과 같이 Condensing-open cycle, closed cycle, close cycle with HX로 구분하였다.

Condensing-open cycle은 보통의 배기형 의류 건조기에서 열 회수를 위한 응축 열교환기가 포함된 구조이다. 이 열교환기는 드럼에서 건조 후 배기되는 공기를 회수 하여 외부 공기를 예열하고 이 과정에서 배기 공기의 습기를 응축 시켜 낮은 습도로 배기한다.

Condensing-closed cycle은 응축 열교환기를 이용하여 건조 후 배기되는 공기를 응축시켜 수분을 배출시키고 이를 외부 공기와 혼합하여 건조기의 열원으로 보내준다.

Condensing-close cycle with HX는 Open cycle과 closed cycle을 혼 합한 구조로 건조 후 배기 되는 공기는 1차 열교환기를 거쳐 열원 이전 의 공기를 예열하고 2차 열교환기를 거쳐 공기 중에 포함된 수분을 배출 한 뒤 외부 공기와 혼합되어 1차 열교환기로 유입된다.







Fig. 13 Condensing dryer - clothed cycle with heat recovery

#### 2.3.2 히트파이프를 이용한 응축식 의류 건조기

스웨덴의 Electrolux 社는 Fig. 14와 같은 윅형 히트파이프를 이용하여 의류 건조기의 배기열을 회수 하여 재이용 하는 open cycle형의 응축식 의류 건조기를 개발하였다. 이 제품은 건조기 배기에 포함된 Lint와 수 분에 의해 증발부 fin이 오염되는 것을 방지하기 위하여 Fig, 15와 같이 히트파이프의 증발부에 fin이 제거된 상태이다. 따라서 증발부측의 전열 면적이 부족하기 때문에 증발부와 배기의 접촉 시간을 늘리기 위해 배기 공기의 유동형태가 '∩'가 되도록 열교환기 사이에 baffle을 설치하였다. 하지만 이 baffle에 의한 fan의 압력 손실이 발생하여 건조기의 성능이 저하되는 단점이 있다.



Fig. 15 Schematic diagram of EHRS using wick type heat pipe

#### 2.3.3 PHP 형상에 따른 배기열 회수장치 성능 연구

본 연구에 앞서 의류 건조기의 배기 공기와 같은 고온·다습한 공기의 에너지를 회수하기 위한 배기열 회수장치(Exhaust Heat Recovery System, EHRS)에 PHP를 적용시켜 보았다. 실험에는 Fig. 16과 같이 일 반 공조기용 원형관 열교환기와 기존 원형관 열교환기 절반 체적으로 동 일한 성능을 나타낸다고 알려진 평판관 열교환기[13]가 이용되었으며 배 기에 포함된 Lint와 높은 습도로 인한 fin의 오염을 방지하기 위하여 중 발부측 fin은 제거된 상태이다. 따라서 Electrolux 社의 제품을 참조하여 PHP의 증발부와 배기의 접촉 시간을 늘리기 위해 baffle을 설치하였고 그 구조는 Fig. 17에 나타내었다. 실험 결과 평판관 열교환기의 이용했을 경우가 일반 공조기용 열교환기를 이용했을 경우보다 온도·엔탈피 교환 효율이 높았으며 PHP의 효율을 증가시키기 위해선 fin을 통한 증발부 전열 면적을 충분히 확보해야 하지만 Lint와 응축수의 제거가 용이하도 록 fin 간격을 조절할 필요가 있다는 결론을 얻었다.

a ch ar r



Fig. 17 Schematic diagram of experiment

### 제 3 장 실험장치 및 방법

#### 3.1 실험장치

본 실험에서 PHP로 Fig. 18과 같은 알루미늄 평판관 열교환기가 사용 되었다. 실험에 따라 증발부에 fin이 있는 PHP와 없는 PHP가 이용되었 다. PHP의 제작시 내부의 불응축 가스를 제거하고 작동유체를 충전하기 위해 Fig. 19와 같이 로더리 펌프와 디퓨져 펌프로 이루어진 진공 펌프 로 5.0 × 10<sup>-5</sup> torr까지 전공 시켰으며, Fig. 20과 같은 냉매 실린더 (HGC-96, Taiatsu)로 선행연구를 참조하여 R-134a를 작동유체로 충전 하였다. PHP는 크게 증발부, 단열부, 응축부로 구분되지만 본 실험의 경 우 증발부와 응축부의 거리가 짧으므로 단열부는 생략하였다.



Fig. 18 Flat tube heat exchanger



Fig. 20 HPG-96

#### 3.2 실험 장치의 구성

의류 건조기의 배기열 회수 장치로서 PHP의 성능을 분석하기 위해 Fig. 21와 같은 실험 덕트를 제작하였으며 그 개략도를 Fig. 22에 나타 내었다. 선행연구에서 설치되었던 덕트 증발부 내의 baffle은 fan의 압력 손실을 발생시키기 때문에 본 실험에서는 설치하지 않았다. 덕트 외부로 의 열손실을 막기 위해 50 mm의 단열재를 덧붙였다. 전기 히터와 분무 기를 이용하여 실제 건조기에서 건조 후 배기되는 공기와 비슷한 상태량 을 가지는 공기(DB 45℃, RH 95%)를 조성하여 PHP의 증발부로 공급하 였고 항온실과 항온조를 이용하여 일정한 상태량을 가지는 외기공기(DB 23℃, RH 50%)를 조성하여 PHP의 응축부로 공급하였다. 증발부의 풍량 은 적용대상이 되는 실제 건조기의 풍량과 동일하게 3.0 CMM으로 설정 하였다. 응축부의 풍량은 의류 건조기의 열원종류에 따라 결정되기 때문 에 PHP를 이용한 의류건조기의 배기열 회수 장치의 보다 넓은 적용을 위하여 0.5 ~ 3 CMM의 범위 안에서 0.5 CMM 단위로 변화시켜 주었 다. 풍동으로 유입되는 공기의 풍량은 덕트 단면 풍속을 바탕으로 인버 터를 이용한 송풍기의 회전수로 조절하였으며 덕트 단면 풍속은 열선 풍 속계(Kanomax, S-6533-21)로 측정하였다. 열전대를 이용하여 덕트 각 출입구에서 건구온도와 습구온도를 측정하였고 각각의 측정된 온도는 데 이터 로거(Yokogawa, DR230)를 통해 PC에서 처리되도록 하였고 수집 된 데이터를 이용하여 식(3)의 온도교환효율과 식(4)의 히트파이프 열 저항을 계산하여 그 성능을 분석하였다.

$$\eta_t = \frac{t_{COND,outlet} - t_{COND,inlet}}{t_{EVA,inlet} - t_{COND,inlet}} \tag{3}$$

$$R = \frac{t_{eva} - t_{cond}}{Q_{COND}} \tag{4}$$

식 (3)에서 t<sub>COND,outlet</sub>, t<sub>Cond,inlet</sub>, t<sub>EVA,inlet</sub>은 각각 덕트 응축부의 출구온 도와 입구온도, 덕트 증발부의 입구온도를 의미한다. 식 (4)에서 t<sub>eva</sub>, t<sub>cond</sub>, Q<sub>COND</sub>는 각각 PHP의 증발부 온도와 응축부 온도, 그리고 응축부 전후의 열량 차이를 의미한다.







Fig. 22 Schematic of experimental set-up

#### 3.3 실험 방법

Fig. 23에 변수에 따라 수행한 실험을 차트로 나타내었다. 실험은 총 3 가지의 변수에 따라 진행 되었다. 먼저 증발부에 fin이 없는 평판관 열교 환기의 최적작동유체 충진률을 알아보았고, 증발부측의 fin 유무에 따른 PHP의 성능을 알아보았으며 마지막으로 내부 유동채널 수에 따른 PHP 의 성능을 알아보기 위한 실험을 진행하였다.



Fig. 23 Experiment according factor

#### 3.3.1 증발부 fin이 없는 PHP의 최적 작동유체 충진률

증발부에 fin이 없는 평판관 열교환기의 최적 작동유체 충진률을 알아 보기 위해 Fig. 24과 같은 형태의 평판관 열교환기를 이용하여 실험을 진행하였다. PHP의 작동유체 충진률은 전체 체적의 30%, 40%, 50%로 변화를 주었다.



Fig. 24 Schematic diagram of PHP in experiment (1)

#### 3.3.2 증발부 fin 유무에 따른 PHP의 성능 비교 실험

Fig. 25와 같은 형태의 평판관 열교환기를 PHP로 이용할 경우 증발부 측 fin의 유무에 따른 성능을 비교분석 해 보았다. 선행연구에서는 건조 후 배기되는 공기에 포함된 lint와 수분으로 인해 fin이 오염되는 되는 것을 방지하기 위해 fin을 제거 하였고 이로 인한 전열면적 부족에 따른 PHP의 성능 저하를 해결하기 위해 baffle을 설치였다. 하지만 이로 인해 팬의 압력손실로 인하여 건조기의 성능저하가 발행하였다. 따라서 본 실 험에서는 baffle을 제거 하였고 PHP가 10 cm에 60개의 fin을(Fin Per Deci Meter, FPDM) 가지도록 하여 자연스런 응축수 배출과 Lint에 의 한 오염을 방지하도록 하였다.



Fig. 25 Schematic diagram of PHP in experiment (2)

3.3.3 평판관 열교환기 내부 유동채널 수에 따른 PHP의 성능 실험

각 연구자들이 제시한 PHP의 안정 작동을 위한 관경 조건식들을 고려 하면 본 실험 조건에서 R-134a를 작동유체로 이용할 경우 PHP의 작동 을 위한 최적 관경은 1.7 mm이하의 값을 가진다. 이를 고려하여 동일한 크기에서 서로 다른 수력직경을 가지는 평판관 열교환기를 이용하여 실 험을 진행하였다. 실험에 사용된 평판관 열교환기의 개략도와 단면은 Fig. 26과 같으며 25채널, 32채널이 각각 이용되었다.



Fig. 26 Schematic diagram of PHP in experiment (3)

### 제 4 장 실 험 결 과

#### 4.1 증발부에 fin이 없는 PHP 작동유체 충진율에 따른 성능

증발부에 fin이 없는 평판관 열교환기를 PHP로 제작하여 작동유체 충 진률을 30%, 40%, 50%로 변화 시켜 주면서 그 성능을 알아보았다.

응축부 풍량에 대하여 각각의 충진률에 따른 온도교환효율과 응축부 출구온도, 열저항은 Table 4와 Fig. 27, Fig. 28, Fig. 29에 나타내었다.

냉매 충진률의 변화가 온도교환효율과 덕트 응축부측 토출 온도에 미 치는 영향은 매우 적은 것을 알 수 있다. 이는 PHP 증발부측 fin의 부재 로 인한 전열면적 부족으로 배기로부터의 열원 흡수가 작기 때문에 냉매 량을 증가시켜 주어도 그 영향이 작았기 때문이라 생각된다. 하지만 응 축부의 풍량 변화에서 충진률 40%에서 가장 편차가 작은 온도 교환효율 과 응축부 출구 온도를 보였고 열저항도 가장 작은 편차를 보여 PHP의 작동이 안정적인 것을 알 수 있다.

Table	4	Result	of	experiment	(1)	)
				1		

C.R.	V <sub>COND</sub>	η <sub>t</sub> (%)	T <sub>COND,out</sub>	R
30%	1.0	64.5	35.4	67.61
	1.5	70	37.3	42.27
	2.0	65	36.0	33.13
40%	1.0	72.4	37.8	61.04
	1.5	70	37.0	43.44
	2.0	66	36.1	35.33
50%	1.0	62	35.5	_
	1.5	73.6	37.7	43.31
	2.0	65	35.6	39.31



Fig. 27 Efficiency of temperature according to air volume in experiment (1)



Fig. 28 Temperature in outlet of condenser according to air volume in experiment (1)



Fig. 29 Thermal resistance of experiment (1)

#### 4.2 PHP 증발부 fin의 유무에 따른 성능 변화

선행연구와 기존의 제품은 의류 건조기의 배기에 포함된 높은 습도와 lint로 인한 PHP 증발부측 fin의 오염을 방지하기 위해 fin을 제거한 상 태이다. 따라서 전열면적부족으로 인한 높은 성능을 기대하기 어려운 실 정이다. 본 연구에서는 이를 극복하고자 PHP 증발부에 fin을 부착하였고 대신에 응축수의 자연스런 배출이 용이하도록 fin pitch를 조정하여 실험 을 진행 하였다. 이때의 응축부 풍량에 따른 그 성능을 Table 5와 Fig. 30~Fig. 32에 나타내었다. 실험결과 fin을 부착하여 전열 면적을 늘려준 경우가 그렇지 않은 경우보다 온도교환효율이 20~30% 증가하는 것을 알 수 있으며 가정용 의류 건조기 같은 소형의 제품에 적용시키기 위해 반드시 fin을 부착하여 전열면적을 확보해 주어야 할 것으로 생각된다.

				1.	
C.R.	Fin of evaporator	V <sub>cond</sub>	nt	T <sub>cond,out</sub>	R
40%	0	0.5	83.3	41.3	10.52
		1.0	76.7	39.7	10.50
		1.5	68.4	37.8	11.36
		2.0	59.7	35.7	12.16
		2.5	56.8	35	12.15
		3.0	52.4	34	12.67
		0.5	66.4	37.3	24.37
		1.0	56.4	35	21.55
	Х	1.5	46.6	33.2	22.45
		2.0	39.3	31	21.92
		2.5	35	29.5	21.82
		3.0	31.5	28.5	20.40

Table 5 Result of experiment (2)



Fig. 30 Efficiency of temperature according to air volume in experiment (2)



Fig. 31 Temperature in outlet of condenser according to air volume in experiment (2)



Fig. 32 Thermal resistance of experiment (2)

#### 4.3 평판관 열교환기 내부 유동 채널 수에 따른 PHP 성능 분석

25 채널의 경우 채널 하나의 크기는 0.95 mm × 1.1 mm, D<sub>h</sub>=1.02 mm 이고 32채널인 경우 채널 하나의 크기는 0.68 mm × 1.1 mm, D<sub>h</sub>=0.84 mm로 모두 PHP의 작동을 위환 관경 범위에 포함이 된다.

두 평판관 열교환기의 성능을 비교하여 온도, 응축부 출구 온도, 열저 항을 Table 6과 Fig. 33~Fig. 35에 나타내었다.

실험결과 두 PHP의 온도 교환효율과 응축부 토출온도는 큰 차이가 없 지만 열저항의 경우 25 채널의 평판관 열교환기가 더 작은 것을 알 수 있다. 이는 32 채널의 수력직경이 작기 때문에 PHP 작동시 유체와 벽면 에 저항이 생겨 작동 유체의 이동이 원활하지 않았고 또 보다 작은 수력 직경으로 인하여 동일한 작동유체 충진률에서 더 작은 충진량을 가지기 때문으로 생각된다.

Ch	C.R.	$V_{cond}$	η <sub>t</sub> (%)	T <sub>cond,out</sub>	R
25	40	0.5	84	41.6	4.124
		1.0	81.6	41	2.227
		1.5	76.4	39.5	3.920
		2.0	70	38.1	2.378
		2.5	66.8	37	2.578
		3.0	67.2	37.3	3.021
32	40	0.5	84.3	41.7	19.75
		1.0	80.6	40.5	18.44
		1.5	76.1	39.3	19.86
		2.0	70.3	38.4	16.33
		2.5	69.2	37.8	14.90
		3.0	62.5	36.2	16.87

Table 6 Result of experiment (3)



Fig. 33 Efficiency of temperature accoding to air volume in experiment (3)



Fig. 34 Temperature in outlet of condenser according to air volume in experiment (2)

![](_page_57_Figure_0.jpeg)

Fig. 35 Thermal resistance of experiment (3)

#### 제 5 장 결론

본 연구는 의류 건조기가 건조 후 배기하는 고온 다습한 공기를 회수 한 뒤 이를 이용해 건조기 열원 이전의 공기를 예열하여 에너지 소비를 줄이기 위한 방안으로 PHP의 적용 가능성을 알아보기 위해 수행되었다. 이를 위해 일반 공조기용 원형-관 열교환기보다 성능이 우수하다고 알 려진 알루미늄 평판관 열교환기를 PHP로 이용하여 실험을 진행하였으 며 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 증발부에 fin이 없는 평판관 열교환기를 PHP로 제작할 경우 냉매 충진률을 30%, 40%, 50%로 변화시켜도 온도 교환 효울과 응축부 토출 온도에 미치는 영향은 미미하다. 이는 증발부측 전열 면적 부족으로 인 하여 배기로부터의 열원 흡수가 작기 때문이라 생각된다.

(2) 증발부에 fin이 없는 평판관 열교환기의 경우 냉매 충진률이 40% 일때 응축부 풍량 변화에 대해 가장 편차가 작은 온도교환효율과 응축부 출구 온도를 보였다.

(3) 증발부에 fin을 부착하여 전열 면적을 늘린 경우 fin이 없는 경우 보다 온도교환효율이 20~30% 증가하는 것을 알 수 있다.

(4) 동일한 크기의 평판관 열교환기에서 PHP의 최적 관경 사이즈를 만드는 채널 수를 가지는 평판관 열교환기가 PHP로써 성능이 우수하다.

#### 참 고 문 헌

[1] ENERGY STAR Market & Industry Scoping Report:Residential Clothes Drtyers, November 2011

[2] Lambert, A.J.D., Spruit F.P.M., 1991, "Modeling as a tool for evaluating the effect of energy-saving measures. Case study: a tumbler drier", Applied Energy. Vol. 38, pp. 33–47.

[3] 日本ヒートパイプ協會, 實用ヒートパイプ, 日刊工業新聞社, 2th ed., 2001.

[4] D. A. Reay and P. A. Kew, Heat pipes, Butterworth-Heinemann, 5th ed., 2005.

[5] Akachi, H, 1994, Looped capillary tube heat pipe, proceedings of 7th general meeting conference of JSME, Vol. 3, No. 940–10, pp. 606–611

[6] Polasek, F. and Rossi, L. Thermal control of electronic equipment and two-phase thermosyphons, 11th IHPC, 1999

[7] G. F. Hewitt, G. L. Shires and Y. V. Polezhaev, International

encyclopedia of heat & mass transfer, CRC Press, New York, pp. 551-555 1997.

[8] 赤地久輝, ループ形蛇行細管ヒートパイプ, 日本機械學會第71期通常 總會講演會講演論文集, Vol.3, No. 940-10, pp. 606-611, 1994.

[9] 西尾茂文, 氣泡驅動型熱輸送管, 伝熱研究論文集, Vol. 3, No. 142, pp. 53-56, 1997.

[10] Luca Rossi, Frantisek Polasek, Thermal Control of Electronic Equipment by Heat Pipes and Two-Phase Thermosyphon, 11th International Heat Pipe Conference, Keynote Lecture, Japan, 1999.

[11] 西尾茂文, 振動型細管ヒートパイプの動向, ヒートパイプ技術, Vol. 17, No. 2, pp. 8-15, 1998.

[12] P.K. Bansal, J. E. Braun, E. A. Groll, Improving the energy efficiency of conventional tumbler clothes drying systems, International Journal of energy research, 25:1315–1332, 2001

[13] R. L. Webb, S-H. Jung, Air-side performance of enhanced brazed aluminum heat exchangers, ASHRAE Trans., 98(2)(1992) 391-410 謝 辭

학부생 시절부터 시작한 3년간의 실험실 생활을 마치고 떠나려 하니 시원섭섭한 감정이 듭니다.

먼저 부족한 저를 제자로 받아 주시고 연구자로써 지녀야 할 자세를 알려주시고 항상 아낌없는 조언과 격려를 해주신 김종수 교수님께 깊은 감사의 인사를 드립니다. 그리고 본 논문을 지도해 주시고 유익한 조언 을 해주신 오후규 교수님, 금종수 교수님, 최광환 교수님, 윤정인 교수님, 정석권 교수님, 김은필 교수님, 손창효 교수님께도 깊은 감사를 드립니 다. 또 산학협력 연구과제로 본 논문의 연구를 진행하는 데 도움을 주시 고 저 때문에 마음고생 많이 하셨을 LG전자 HA 공통기술연구실 GAS 팀의 신진혁 수석연구원님, 김두현 책임연구원님께도 감사를 드립니다. 그리고 항상 저를 귀엽게 봐주신 하수정 박사님, 매일 차 태워 주시고 맛난것도 사주시고 또 LG과제 함께 고민해주신 권용하 박사님, 좋은 이 야기 많이 해주신 성준 선배님, 정훈 선배님께도 감사드립니다.

그리고 현재 일본에서 박사과정 진행중인 팜므파탈(?) 지원이 누나, 높은 간수치로 자신의 술사랑을 증명하는 상일이형, 나이지리아 족장의 아들이 아닐까 의심했던 프라이데이 형님, 이번에 같이 졸업하는 영원한 피파 하수 종석이, 마찬가지로 같이 졸업하는 책 드럽게 안 읽는 허준이 에게도 감사의 인사를 드리며 덕분에 시트콤 같이 재미있게 실험실 생활 을 할 수 있었습니다.

또 형들 졸업하면 무슨 재미로 사냐며 앙탈(?)부리는 정웅이는 힘들겠 지만 나 졸업하면 없는 재미로 살길 바라고, 뭐든지 열심히 하고 책도 많이 읽으려고 노력하는 상진이, 현재 실험실 홍일점 심은하=왕언회=황 언화, 말이 많아도 너~~~무 많은 준하, 비키세요 비키세요 재영이 모 두 실험실 생활 열심히 하고 만족할 수 있는 결과를 얻길 바란다.

그리고 좋은 회사 막 옮겨다니는 인규형, 오일 문준석, 안빈낙도의 삶 을 추구하는 백광오, 축구 구멍이자 피파 얍삽이 쓰는 박병준, 정치인을 꿈꾸는 장재훈, 사우디 일꾼 최지운, 모두들 시간날때마다 밥사주고 고민 상담도 해주고 생각날때마다 도와주려고 하는거 말을 안해서 그렇지 항 상 감사하게 생각하고 있습니다.

마지막으로 갑자기 대학원에 진학하게 되었는데도 믿어주시고 뒷바라 지 해주신 아버지, 어머니 그리고 예쁘지는 않지만 약간 사랑스러운 동 생에게 가장 감사하다는 말을 전하고 싶습니다.

2014년 1월 구연우