



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](#)

2022년 2월  
석사학위 논문

# 폴리머 회전식 열교환기의 열전달 성능 분석

조선대학교 대학원

기계공학과

김대현

# 폴리머 회전식 열교환기의 열전달 성능 분석

**Analysis of heat transfer performance of polymer  
rotary heat exchanger**

2022년 2월 25일

조선대학교 대학원

기계공학과

김대현

# 폴리머 회전식 열교환기의 열전달 성능 분석

지도교수      오 동 욱

이 논문을 공학석사 학위신청 논문으로 제출함

2021년 10월

조선대학교 대학원

기 계 공 학 과

김 대 현

# 김대현의 석사학위 논문을 인준함

위원장 조선대학교 교수 조 홍 현 (인)

위 원 조선대학교 교수 오 동 욱 (인)

위 원 조선대학교 교수 박 정 수 (인)

2021년 12월

조선대학교 대학원

# CONTENTS

CONTENTS .....	i
LIST OF FIGURES .....	iv
LIST OF TABLES .....	ix
NOMENCLATURE .....	x
ABSTRACT .....	xi
<b>제 1 장 서론</b>	
제 1 절 연구배경 .....	1
제 2 절 기존의 연구 .....	4
제 3 절 연구 목적 .....	6
<b>제 2 장 회전식 열교환기의 수치해석</b>	
제 1 절 단순 경계조건 2D 모델링 (Model1) .....	8
제 2 절 단일 경계조건 2D 모델링 (Model2) .....	13
제 3 절 2D 모델링 결과 및 고찰 .....	17
제 4 절 유동방향 가변두께 열소자 .....	31
제 5 절 3D 파이프 형상의 3D 모델링 .....	33

제 6 절	파이프 형상 모델링 결과 및 고찰 .....	37
<b>제 3 장 회전식 열교환기 실험 및 열전달 성능 평가</b>		
제 1 절	실험장치 .....	39
1.	블로워, 인버터 .....	43
2.	히터, 전류조절기(TPR) .....	44
3.	온도 및 유속 측정 .....	45
4.	스텝 모터 .....	46
제 2 절	실험방법 및 조건 .....	47
제 3 절	실험결과 및 고찰 .....	48
<b>제 4 장 회전식 열교환기의 실험장치 개선</b>		
제 1 절	기존 실험장치의 문제 및 개선점 .....	56
제 2 절	실험장치 테스트 .....	58
1.	유동 테스트 .....	58
2.	온도 테스트 .....	63
제 5 장	결론 .....	64
<b>REFERENCES</b>	.....	<b>65</b>

## LIST OF FIGURES

Figure. 1-1 Rotary regenerator heat exchanger in thermal power plant ...	2
Figure. 1-2 Example of heat recovery ventilator .....	3
Figure. 2-1 Operating principle of rotary regenerative heat exchanger ....	8
Figure. 2-2 Boundary condition of Model1 .....	10
Figure. 2-3 Flow chart for the calculation process of Model1 .....	11
Figure. 2-4 Wave function .....	15
Figure. 2-5 The calculation domain with boundary conditions of Model2 .....	15
Figure. 2-6 Temperature of HEP surface .....	17
Figure. 2-7 Hot fluid velocity of first time in 50 cycle .....	19
Figure. 2-8 Cold fluid velocity of first time in 50 cycle .....	20
Figure. 2-9 The temperatures of the hot period along time .....	22
Figure. 2-10 The temperatures of the cold period along time .....	23
Figure. 2-11 Heat transfer rate of material from air preheater .....	26
Figure. 2-12 Effectiveness of material from air preheater .....	26

Figure. 2-13 Variation according to fluid thickness at the same fluid velocity in 2D model .....	28
Figure. 2-14 Variation according to fluid thickness at the same mass flow in 2D model .....	29
Figure. 2-15 Effectiveness according to HEP thickness in 2D model ...	30
Figure. 2-16 Effectiveness according to RPM in 2D model .....	30
Figure. 2-17 Convection heat transfer coefficient .....	31
Figure. 2-18 Shape type of HEP .....	31
Figure. 2-19 Temperature of HEP surface for shape type .....	32
Figure. 2-20 Effectiveness of shape type .....	32
Figure. 2-21 The calculation domain with boundary conditions of Model3 .....	33
Figure. 2-22 The meshing of calculated domains .....	34
Figure. 2-23 Temperature of HEP surface for mesh type .....	35
Figure. 2-24 Velocity profile for mesh type .....	36
Figure. 2-25 Result of velocity and temperature for pipe .....	37
Figure. 2-26 Heat transfer and effectiveness according to RPM in	

3D pipe model .....	38
Figure. 3-1 Schematic of lab-scale rotary regenerator. ....	39
Figure. 3-2 Photograph and schematics of (a) HEP, disk and (b) flow passage among three HEPs. ....	40
Figure. 3-3 Insulation casing or hot side flow channel .....	42
Figure. 3-4 Casing of rotating disk body with silicone rubber sealing attached. ....	42
Figure. 3-5 (a) high temperature blower, (b) double inlet blower, (c) inverter .....	43
Figure. 3-6 Blower performance curve .....	44
Figure. 3-7 10kW heater and TPR .....	44
Figure. 3-8 (a) K-type thermocouple, (b) pitot tube, (c) pressure transmitter .....	45
Figure. 3-9 (a) step motor (b) pulse signal of function generator .....	46
Figure. 3-10 Measurement of inlet air flow velocity .....	48
Figure. 3-11 Measurement of air temperature .....	48
Figure. 3-12 Overall coefficient of heat transfer and effectiveness	

base on $Re_c$ of $V_h=4$ m/s .....	50
Figure. 3-13 Overall coefficient of heat transfer and effectiveness	
base on $Re_c$ of $V_h=5$ m/s .....	51
Figure. 3-14 Overall coefficient of heat transfer and effectiveness	
base on $Re_c$ of $V_h=6$ m/s .....	52
Figure. 3-15 Comparison of effectiveness by material. ....	53
Figure. 3-16 Results of overall coefficient of heat transfer and	
effectiveness according to bending .....	55
Figure. 4-1 Improving the device through minimizing gap and	
leakage problem. ....	56
Figure. 4-2 Minimizing the weight of the rotating body, and installment	
of pipes .....	57
Figure. 4-3 Pitot tube installation. ....	59
Figure. 4-4 Measurement of inlet hot air flow velocity. ....	59
Figure. 4-5 Measurement of outlet hot air flow velocity. ....	60
Figure. 4-6 Measurement of inlet hot air flow velocity of damper	
control .....	62

Figure. 4-7 Measurement of outlet hot air flow velocity of damper  
control ..... 62

Figure. 4-8 Measurement of air temperature ..... 63

## LIST OF TABLES

Table. 2-1 Thermal properties of hot and cold fluid flows .....	16
Table. 2-2 Thermal properties of calculated material .....	16
Table. 2-3. Comparison of HEP surface temperature .....	18
Table. 3-1 Thermal properties of experiment material .....	41
Table. 3-2 Specification of blower .....	43
Table. 3-3 Specification of K-type thermocouple, pitot tube and pressure transmitter .....	45
Table. 3-4 Specification of step motor .....	46
Table. 4-1 Measurement of hot air mass flow .....	61

## NOMENCLATURE

- $T$  : Temperature [ $^{\circ}\text{C}$ ]  
 $k$  : Thermal conductivity [ $\text{W/m/K}$ ]  
 $C_p$  : Specific heat capacity [ $\text{kJ/kg/K}$ ]  
 $V$  : Velocity [ $\text{m/s}$ ]  
 $UA$  : Overall coefficient of heat transfer [ $\text{W/K}$ ]  
 $Re$  : Reynolds number  
 $NTU$  : Number of transfer unit  
 $t$  : time [ $\text{s}$ ]  
 $\alpha$  : Thermal diffusivity [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]  
 $\rho$  : Density [ $\text{kg/m}^3$ ]  
 $\mu$  : Dynamic Viscosity [ $\text{N}\cdot\text{s/m}^2$ ]  
 $\epsilon$  : Effectiveness

### Subscripts

- $h$  : hot  
 $c$  : cold  
 $i$  : inlet  
 $o$  : outlet  
 $m$  : wall surface  
 $w$  : inside the wall

## ABSTRACT

### Analysis of heat transfer performance of polymer rotary heat exchanger

DAEHYUN KIM

Advisor : Prof. DONG-WOOK OH.

Department of Mechanical Engineering

Graduate School of Chosun University

Heat exchanger are necessary for efficient energy use. Polymer have low thermal conductivity, which limits their use in recuperator heat exchangers. In a rotary regenerator, heat capacity is the main performance factor rather than the thermal conductivity of the matrix material, so polymer can be used to replace metal. In this study, the regenerator heat exchanger was analyzed by numerical analysis. In the air preheater condition, calculation of the effectiveness between the metal and polymer was compared. In the HRV condition, the change in effectiveness was investigated by setting flow and HEP thickness and the RPM as variables. In addition, it was confirmed that the effectiveness can be increased in the same volume by changing the shape of the HEP. Through the experiment, the heat transfer rate and effectiveness of each material were compared. The results show that the effectiveness between metal and polymer is similar within 90%. As the thickness of flow and HEP, and the RPM increase, the effectiveness increases.

# 제 1 장 서론

## 제 1 절 연구배경

현대의 인류에게 에너지는 꼭 필요한 자원이며 전적으로 유한한 화석연료에 의존하고 있다. 전세계적인 산업화에 따른 에너지 소요량의 증가로 효율적인 에너지 사용의 중요성이 부각되고 있다. 따라서 에너지 안보와 경제 발전을 유지하기 위해서 에너지 사용을 효율적인 방법으로 관리할 수 있는 연구가 큰 관심을 받고 있다. 최근에는 기후변화와 환경오염에 대한 문제점이 부각되면서 천연가스, 원자력, 풍력, 태양열, 지열 등 청정에너지가 대체 연료로 제시되며 기술이 개발되고 발전량도 증가되고 있지만, 여전히 다수의 에너지는 화력발전소에서 생산되고 있다. 하지만 화력발전소는 석탄을 사용하여 발생하는 환경오염 문제를 대처하는 동시에 효율성을 높이는 것이 어려운 문제이다. 따라서 열교환기를 이용하여 폐열 회수를 통해 에너지 낭비를 줄임과 동시에 전반적인 성능 향상에 있어 중요성이 커지고 있다.

Fig. 1-1과 같이 화력발전소에는 air preheater로 명명되는 rotary regenerative heat exchanger(RR)가 보일러 후단에 설치되어 있다. RR은 연소실에서 연소되고 나온 고온 배기가스의 폐열을 재활용하여 연소용 공기를 예열시킨 후 보일러에 공급하여 발전 효율을 향상시킨다. RR은 다수의 heat exchanger plate(HEP)가 장착된 회전체가 있고 고온유체가 흐르는 hot side와 저온유체가 흐르는 cold side로 구성되어 있다. 회전체 내부의 HEP는 다공성 물질이나 금속재료로 구성된 허니컴 구조로 이루어져 있으며 HEP의 공간사이에는 유체가 흐르며 HEP와 유체사이의 열전달이 이루어진다. 배기가스는 상대적으로 고온의 유체로 묘사되며 hot side를 흐르고, 공급공기는 상대적으로 저온의 유체로 묘사되어 cold side를 흐른다. 유체는 각각 두 개로 나누어진 유로를 흐르며 회전체를 통과하고, 회전체 내부에서는 HEP와 열교환이 이루어진다. HEP는 회전체의 회전을 통해 hot side와 cold side를 이동하며 두 유체간의 열을 교환시킨다. HEP가 hot side에 있는 동안에는 HEP사이로 고온의 유체가 흐르며, HEP는 고온의 유체로부터 가열되어 열을 저장한다. 가열된 HEP는 디스크의 회전에 의해 cold side로 이동된다. cold side에서는 HEP사이로 저온의 유체가 흐르며, 유체는 가열된 HEP로부터 열을 전달 받아 가열된다. RR은 HEP의 주위로 고온의

유체가 흐르는 주기와 이후 저온의 유체만 흐르는 주기가 반복되는 cycle로 작동되는 특징을 갖는다. HEP는 cycle 운전을 통해 반복적으로 가열 및 냉각되며 비정상 상태로 유체간의 열을 교환시킨다. RR이 평형상태에 도달하면 한 cycle의 온도 분포는 다음 사이클의 온도 분포와 유사하며, HEP의 온도가 일정한 주기로 진동하며 열교환이 이루어지는 periodic steady state로 작동한다.

일반적으로 HEP는 내황산강이나 에나멜로 코팅된 금속판으로 구성되어 부식이 방지되고 있다. 배기가스에는 화석연료의 연소로 발생된 SO<sub>x</sub>와 PM이 포함되어 있으며, SO<sub>x</sub>는 수증기와 결합하여 높은 부식성을 갖는 황산을 생성한다. SO<sub>x</sub>와 PM은 HEP표면을 부식 및 침식시키며 RR의 열교환 효율을 감소시킨다. 결과적으로 금속 소재를 사용한 HEP는 내구성 및 열교환 성능이 감소되는 문제점을 갖고 있다. 내 부식성이 높은 폴리머소재의 사용은 금속소재의 근본적인 문제점을 개선하는 해결책이 될 수 있다.

폴리머 소재는 금속소재와 비교했을 때 1% 미만의 매우 낮은 열전도도를 갖는다. Recuperator type의 열교환기는 열전도도가 높을수록 열전달능력이 높으므로 폴리머 소재의 사용이 제한적이다. 하지만 RR의 경우 밀도와 비열의 곱인 열용량이 주요한 열전달 성능인자가 된다. 폴리머소재는 금속소재와 열용량이 비슷하기 때문에 RR에서 동등한 열전달 성능을 기대할 수 있다.

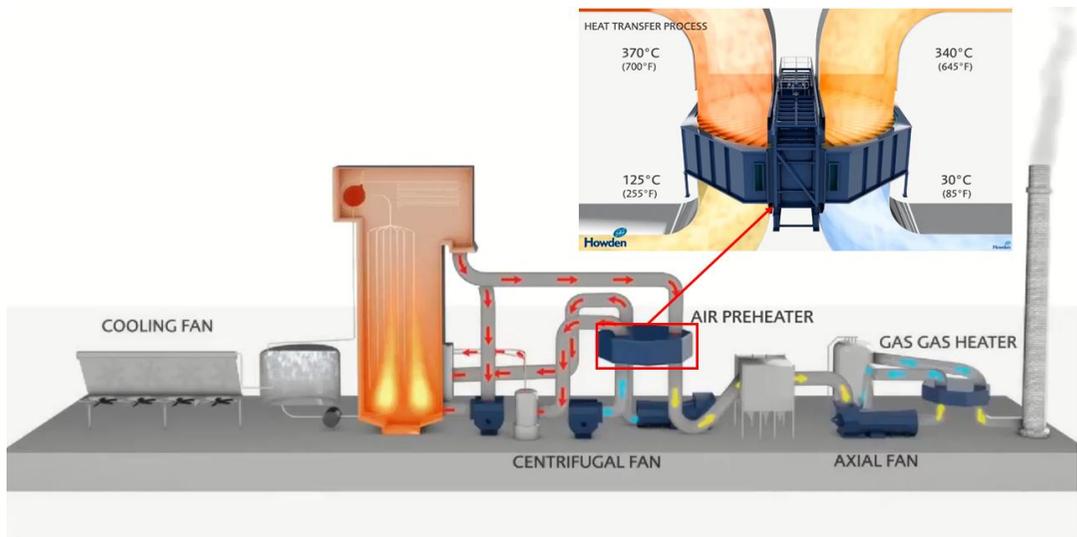


Figure. 1-1 Rotary regenerator heat exchanger in thermal power plant

또한 최근에는 미세먼지와 코로나 바이러스 등의 문제점이 부각되면서 실내의 환기 방법에 대한 관심이 높아지고 있다. 법적 의무화로 병원, 학교 등 다중 이용 시설에는 열회수형 환기장치(heat recovery ventilator, HRV)의 설치가 증가되고 있다. HRV는 유출되는 실내공기와 유입되는 실외공기 사이의 열교환을 통해 환기시 냉난방 부하를 줄이기 위해 사용된다. 현재 사용되고 있는 다수의 HRV는 종이 재질의 열교환 소자와 판형열교환기로 구성되어 있다. 하지만 종이재질의 열교환 소자는 여름철 다습한 환경에서 곰팡이가 발생되고 미세먼지 흡착에 의해 열소자가 오염되어 열교환 효율과 환기능력이 저하된다. 또한 겨울철에는 판형열교환기의 작동 특성상 동일 유로에 영하 이하의 실외공기만 흐르기 때문에 결로 현상이 발생한다. 폴리머 회전식 열교환기는 기존의 종이재질의 열교환 소자를 내습성이 높은 폴리머 재질로 대체하여 곰팡이 발생이 억제되고, 작동방식이 동일한 유로에 실내공기와 실외공기가 주기적으로 교차하며 흐르므로 결로 현상이 방지되어 기존의 HRV의 문제점을 개선할 수 있다.



Figure. 1-2 Example of heat recovery ventilator

## 제 2 절 기존의 연구

폴리머 소재는 금속소재 대비 내부식성, 내침식성 등 우수한 화학적 특성과 낮은 밀도로 소형화에 이점이 있으며, 가공이 용이하기 때문에 다양한 형태의 열시스템에 적용하기 위한 연구들이 진행되었다. 특히 해수 플랜트, 화력발전소 등에서는 작동유체가 독성물질을 포함하고 있어 기존에 사용하고 있는 stainless steel과 aluminum 같은 금속재료의 내구도가 떨어지는 단점을 갖기 때문에 대체재로 폴리머재질이 고려되었다.[1~4] Recuperator type에서 폴리머재질은 낮은 열전도도를 극복하기 위해 형상적인 변수가 고려되었으며, 복합소재를 사용하여 열전도도를 높여 적용되었다. Reay (1989)는 recuperator type의 열교환기에서의 폴리머소재 사용을 제안하였으며, 재료의 기계적 및 화학적 특성과 용해점들의 바탕으로 열교환기에서 사용가능한 폴리머재질을 선정하였고 기본적인 성능을 보고하였다.[5] Li (2009)는 높은 열전도율을 갖는 변형된 PP소재를 사용하고, 폴리머재질의 낮은 열전도도를 극복하기 위해 튜브의 직경을 작게 하고, fin의 두께를 얇게 하여 등 형상적으로 열전달을 향상시켜 finned-tube type의 열교환기에서 실험을 통해 알루미늄과 구리 열교환기 성능의 84% 달성하였다고 보고하였다.[6]

Regenerator type의 열교환기에 대한 대부분의 초기 연구는 수학적 모델링으로 분석방법을 구체화하였으며, 축방향 열전도와 온도분포를 통해 기초적인 성능을 예측하였다.[7~11] Sherony (1970)는 유동단면적이 삼각형과 사인파형상의 중횡비에 따른 Nusselt수를 비교하였고 비율이 1.7에서는 사인파형상의 Nusselt수가 삼각형보다 높다고 보고하였다.[12] Zhang (2003)은 허니컴 구조의 해석모델을 제시하고 실험결과를 통해 제습과정의 습공기 선도를 도시하였고, 덕트출구까지 습도 비율이 상승한다고 보고하였다.[13] Ghodsipour (2003)는 수치해석과 실험을 통해 유속, RPM변화에 대한 민감도 분석을 수행하여 최적화 방법을 제안하였고, 연구모델에서 변수간의 상호작용에 따른 최적값을 도출하였다.[14] Nellis (2005)는 작동유체의 열용량과 열교환기의 열전달 성능에 대해서 관찰하여 유체의 열용량 증가할수록 유체에서 열소자로의 열전달은 감소된다고 보고하였고, 유체와 열소자간의 열용량비율에 대한 수정된 NTU를 제안하였다.[15] Sanaye (2009)는 다공성 열소자의 직경 및 두께에 따른 압력강화 변화에 대한 민감도 분석을 수행하였고, 설정한 변수가 중요한 설계변수임을 밝히며 특정 RPM까지는 회전속도에 따라 효율성이 증가하지만 그

이후 RPM에서는 증가량이 미소하다고 보고하였다.[16] Kaydan (2014)은 3차원 수치 해석을 통하여 회전식 공기예열기의 열거동을 조사하였다. 유량, 입구온도의 영향, 열소자의 재료, RPM 대해서 분석하였다. 유량이 증가함에 따라 효율은 감소하고, 입구 공기의 온도를 증가하면 출구 가스의 평균온도가 2.2배 증가하며, stainless steel, aluminum, copper로 비교하였을 때 재질별 열효율은 큰 차이가 없음을 보고하였다.[17] Alhusseny (2016)는 코어의 형상과 치수, 유동 및 회전 조건과 같은 다양한 설계 측면을 조사하였으며, 코어의 형상이 사각형일 경우 삼각형인 경우보다 압력손실이 크지만 재료의 밀집량이 높아 타 형상들에 비해 효율성이 높다고 보고하였다.[18] Chung (2016)은 플라스틱 회전식 재생기의 열 및 수증기 전달 특성을 최적화하였고, 최적설계 적용시 열전달 효율은 최대 0.85, 수증기 전달은 최소 0.042로, 수증기 전달 효율은 기존 설계보다 39.6% 개선되었다고 보고하였다.[19] Ozdemir(2018)는 3차원 수치해석으로 회전식 재생식 열교환기를 조사하였으며, 가스 출구의 온도는 각속도가 증가함에 따라 증가되며, 입구의 온도와 부하가 감소할수록 감소된다고 보고하였다.[20] Wang (2019)은 매트릭스의 재료와 구조적 매개변수가 응축효율에 미치는 영향을 조사했으며, 응축 효율은 SiC 세라믹, 탄소강, 불소플라스틱(fluorine plastic), 붕규산 유리(borosilicate glass)순으로 낮으며, 회전속도 및 반경이 특정값보다 크면 응축 효율이 감소된다고 보고하였다.[21]

### 제 3 절 연구 목적

기존 RR에 대한 연구는 성능을 예측하고 열효율을 높이기 위한 연구들이 진행되고 있다. 열소자의 형상 및 재질에 대한 연구들도 있지만 폴리머 소재를 적용한 연구들은 제한적이다. 본 연구에서는 폴리머 열교환 소자를 적용한 RR의 수치해석과 실험을 진행했다. 동일한 조건에서 금속소재와 열교환 성능을 비교하여 폴리머 소재의 사용 가능성을 확인하였다.

수채해석은 형상적으로 2D모델과 3D모델로 RR의 열전달 성능을 분석하였다. 2D 모델에서 RR의 열전달 현상은 열소자 주위로 고온 및 저온의 유체가 주기적으로 교차하며 흐르는 유동으로 묘사된다. 교차되는 유동은 단순히 유동채널 좌우의 입·출구 경계조건을 지속적으로 변경 및 반복 계산하여 구현할 수 있다.(Model1) RR은 주기적 평형상태에 도달한 후에 열전달 성능을 평가해야 한다. 이는 다수의 cycle 수행이 요구되므로 교차하는 유동방향을 묘사하기 위한 지속적인 경계조건 변경은 해석과정에서 번거로움과 복잡성을 야기한다. 이러한 이유로 주기적으로 교차하는 유동을 단일 경계조건으로 개선하기 위해 wave function을 활용하였다.(Model2) 유동방향은 간단히 고온유체의 유동방향은 +, 저온유체의 유동방향은 -로 표현 할 수 있고 이는 square wave를 통해 구현된다. 유동방향은 유동의 경계조건 중 한쪽에 square wave를 적용하여 해석과정 동안 자동적으로 변경된다. 이를 통해 유동이 교차하는 cycle 해석을 경계조건이 변화 없이 지속적으로 계산을 할 수 있다. 개선된 단일경계조건 모델(Model2)은 단순경계조건(Model1)과 비교하여 검증하였다.

Model2로 화력발전소에서의 폐열회수장치(air preheater)와 열회수형 환기장치(HRV)에서 RR의 열전달 성능을 평가했다. Air preheater에서의 고온·저온 공기의 온도는 각각 150, 30 °C이고, 유속은 1 m/s이며, HEP의 재질을 stainless steel, aluminum, PTFE, PEEK로 설정하여 열전달률과 유용도를 비교하였다. HRV는 여름철을 묘사한 고온·저온 공기의 온도는 각각 35, 24 °C이고, 재질은 ABS이다. HRV에서는 유동채널과 HEP의 두께, RPM를 변수로 설정하여 유용도의 변화를 확인했다. 3D모델(Model3)은 HEP의 형상을 파이프로 가정하였고 Model2와 같이 단일경계조건으로 계산하여 RPM변화에 대한 유용도를 비교하였다.

실험은 RR을 묘사한 lab-scale 실험장치를 제작하여 실험하였다. 장치는 RR과 동일하게 두 개로 나누어진 외부유로로 각각 고온공기와 저온공기가 흐르며, 유로중

간에 회전체가 위치한다. 회전체는 외각이 슬롯형태로 구성되어있으며, 금속과 폴리머소재로 제작된 판형 모양의 HEP를 탈부착 할 수 있다. 실험조건으로 고온 및 저온공기의 유속을 변경하여 실험을 진행했다. 폴리머재질의 열전달성능은 동일한 유속조건에서 금속소재와 비교하여 평가하였다. 실험결과는 이론  $\varepsilon$ -NTU 관계식과 비교하여 증명하였다.

앞선 기존 장치는 회전체에 비해 열소자의 무제가 작은 중량비, 폴리머소재의 전 열면적 증가 등의 문제가 있다. 중량비 문제는 회전체의 무게를 줄이고, 열소자를 장착할 수 있는 공간이 늘어나도록 형상적으로 변경하였다. 전열면적 증가는 폴리머재질의 열팽창률을 고려하여 재질의 휘어짐이 없도록 보완하였다. 문제점을 보완하여 실험장치를 새롭게 제작했고, 장치의 유속, 온도 측정과 누수 등 테스트를 진행하였다.

## 제 2 장 회전식 열교환기의 수치해석

### 제 1 절 단순 경계조건 2D 모델링 (Model1)

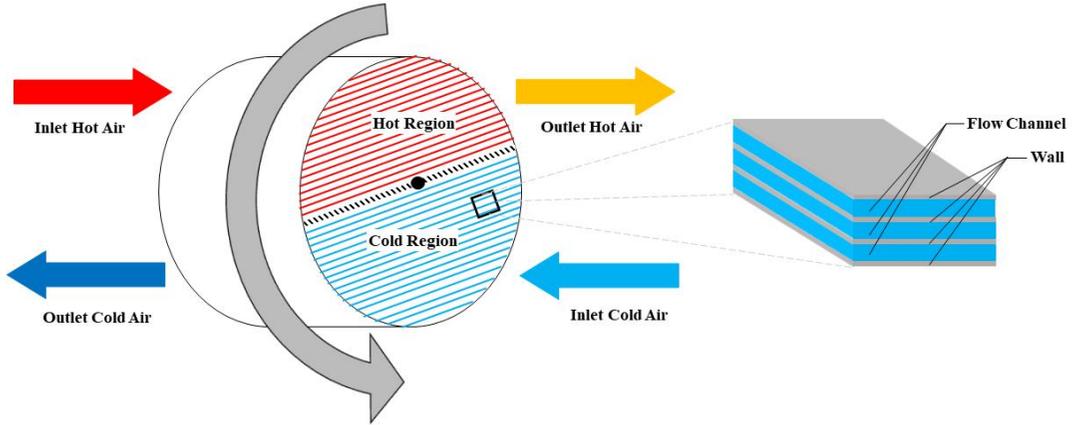


Figure. 2-1 Operating principle of rotary regenerative heat exchanger

RR는 heat exchanger plate(HEP)를 매개체로 이용하여 온도가 다른 두 유체간의 열을 교환시키기 위해 사용된다. RR은 Fig. 2-1과 같이 내부에 다수의 HEP가 장착된 원통 형태의 회전체로 구성되고 HEP사이의 간극은 유체가 통과하는 내부유로가 된다. RR을 통과하는 외부유로는 고온유체가 흐르는 hot side와 저온유체가 흐르는 cold side로 나뉘어진다. Fig. 2-1을 예로 하여 상단에 해당하는 hot side에서는 외부의 고온유체가 오른쪽 방향으로 흘러 RR을 통과한다. RR내부에서 HEP는 고온의 유체로부터 열을 전달받아 가열되며 열을 저장한다. 가열된 HEP는 원통의 회전에 의해 하단의 cold side에 위치한다. cold side에서는 외부의 저온유체가 반대 방향으로 흐르며 가열된 HEP로부터 열을 전달받아 저온유체의 온도가 상승된다. HEP는 원통의 회전에 의해 hot side와 cold side의 사이를 반복적으로 이동하며 가열 및 냉각된다. 회전체가 회전함에 따라 HEP 주위로 고온유체와 저온유체가 주기적으로 교차하며 흘러 두 유체간의 열교환이 이루어진다.

RR의 열 모델링은 유체와 고체사이의 대류열전달과 고체내의 전도열전달로 나누

여기서 Schmidt (1983)에 의해 유체와 HEP의 열전달 방정식은 다음과 같다. [22]

$$\text{Hot period} \quad \rho_h c_{p,h} A \left( \frac{\partial T_h}{\partial t} + v \frac{\partial T_h}{\partial x} \right) = h_h(x) P (T_m - T_h) \quad (1)$$

$$\text{Cold period} \quad \rho_c c_{p,c} A \left( \frac{\partial T_c}{\partial t} + v \frac{\partial T_c}{\partial x} \right) = h_c(x) P (T_m - T_c) \quad (2)$$

여기서  $\rho$ 는 밀도,  $c_p$ 는 비열,  $A$ 는 유동방향 단면적,  $T$ 는 유체의 온도,  $h$ 는 대류열 전달 계수,  $P$ 는 유체의 접수길이,  $v$ 는 유체의 속도  $t$ 는 시간이고 아래첨자  $h$ 는 고온유체,  $c$ 는 저온유체,  $m$ 은 HEP 표면이다.

HEP내부에서의 열전달은 다음과 같다.

$$\text{HEP} \quad \frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_w}{\partial y^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T_w}{\partial t}, \quad \alpha = \frac{k}{\rho c_p} \quad (3)$$

여기서  $\alpha$ 는 HEP의 열확산율,  $k$ 는 열전도도  $T_w$ 는 HEP 내부의 온도를 나타낸다.

RR의 모델링 및 경계조건은 Fig. 2-2와 같이 회전체 내부의 다수의 HEP 중 한 개의 HEP에서의 열전달을 계산영역으로 하였다. HEP는 평판 형상으로 묘사하였고 두께는 1 mm, 길이는 0.3 m이다. HEP 주위를 흐르는 유동영역의 두께는 4 mm이다. HEP와 유동영역의 두께는 symmetry조건을 적용하여 각각 0.5 mm, 2 mm이다. RR의 작동 방식은 원통의 회전에 의해 HEP주위로 고온의 유체가 흐르는 hot period와 저온유체가 흐르는 cold period가 주기적으로 반복되며 유체사이의 열전달이 이루어진다. 주기적으로 교차하는 유동은 유동의 방향에 따라 Model1로 모델링하여 두 개의 경계조건으로 나누었다. Hot period는 그림 2-2(a)와 같이 유체의 경계조건 중 왼편은 inlet으로 유속을 1.25 m/s로 설정하였고 오른편은 outlet으로 대기압 조건으로 설정하였다. 온도의 경우는 왼편을 150 °C로 하여 고온의 공기가 흐르도록 하였다. Cold period의 경우 고온유체의 반대방향으로 저온의 유체가 흐른다. 따라서 그림 2-2(b)와 같이 오른쪽에 유동의 inlet 조건과 30 °C를 설정하여 저온의 공기가 왼쪽으로 흐르도록 하였다. 유동은  $Re < 2000$  이하로 층류로 설정했다. 해석의 첫 번째 단계에서는 유체와 HEP의 초기온도는 20 °C이며 hot period의 열전달

현상을 계산한다. Hot period는 회전체가 180° 회전하는 동안 지속되며 0.75 RPM 기준으로 40 s 동안 계산이 수행되며 HEP를 가열한다. 두 번째 단계에서는 cold period의 열전달이 계산된다. 두 번째 단계의 초기값은 첫 번째 해석에서의 최종 결과값으로 HEP는 가열되어 있다. Cold period는 hot period와 동일하게 40 s 동안 계산되며 HEP에 의해 저온유체가 가열된다. 1 cycle은 hot, cold period가 각각 한 번의 해석을 통해 계산된다. 2 cycle의 초기값은 다시 이전 cold period의 최종 해석결과가 되며, hot period의 해석이 진행된다. 이와 같이 이전해석의 초기값 설정 및 hot, cold period의 반복적인 계산을 통해 RR의 지속적인 cycle해석이 수행된다. Model1의 경우는 Model2를 검증하기 위해서 HEP가 PTFE인 경우만 해석했다. Model1의 해석과정에 대해서 flow chart로 Fig. 2-3에 나타냈다.

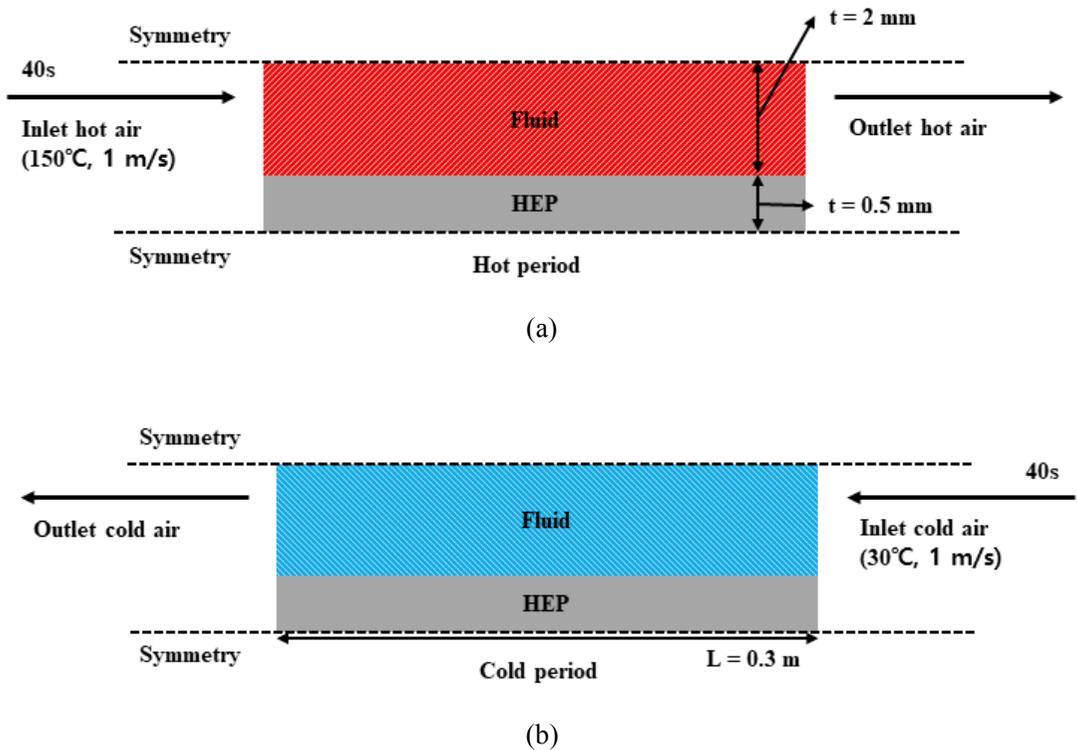
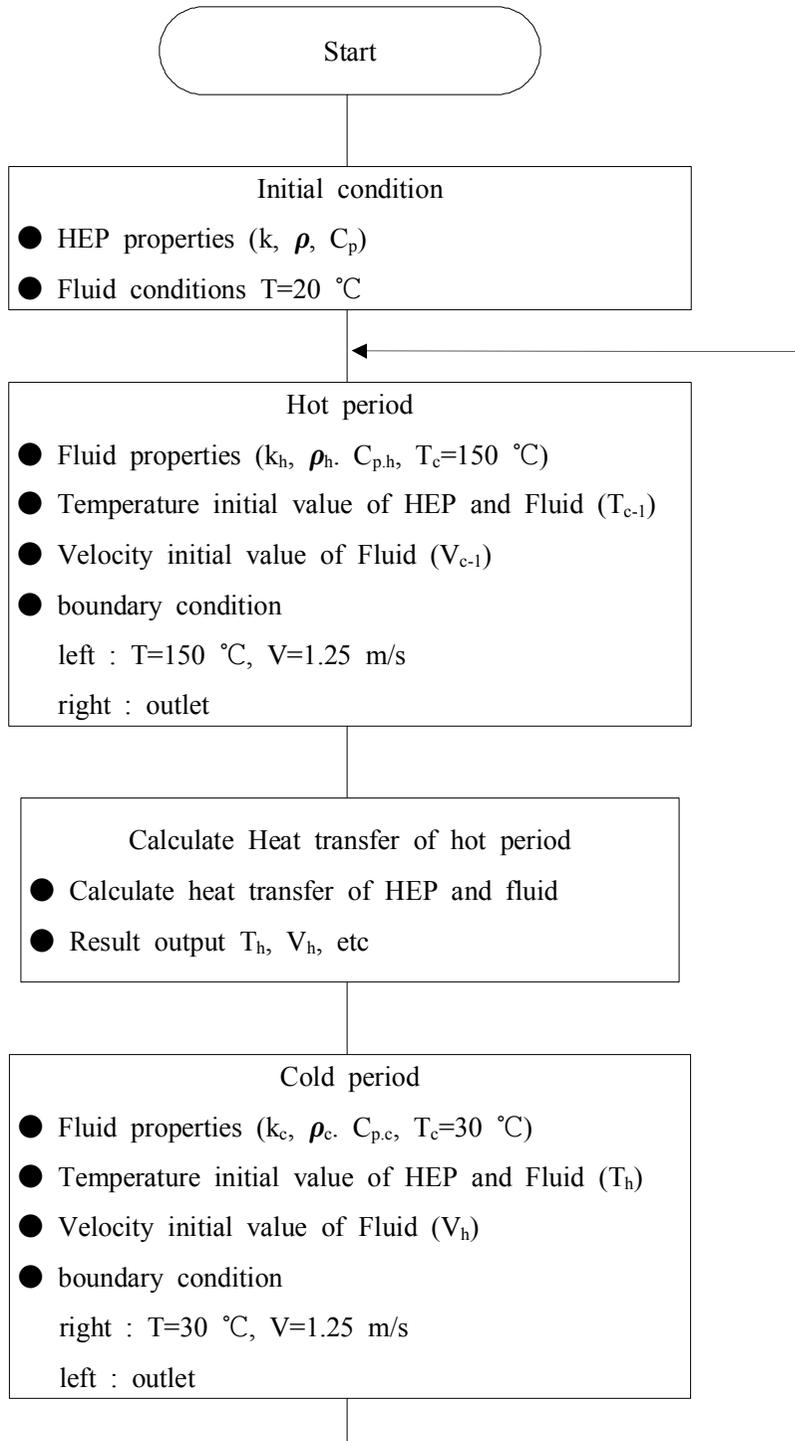


Figure. 2-2 Boundary condition of Model1  
 (a) hot period, (b) cold period



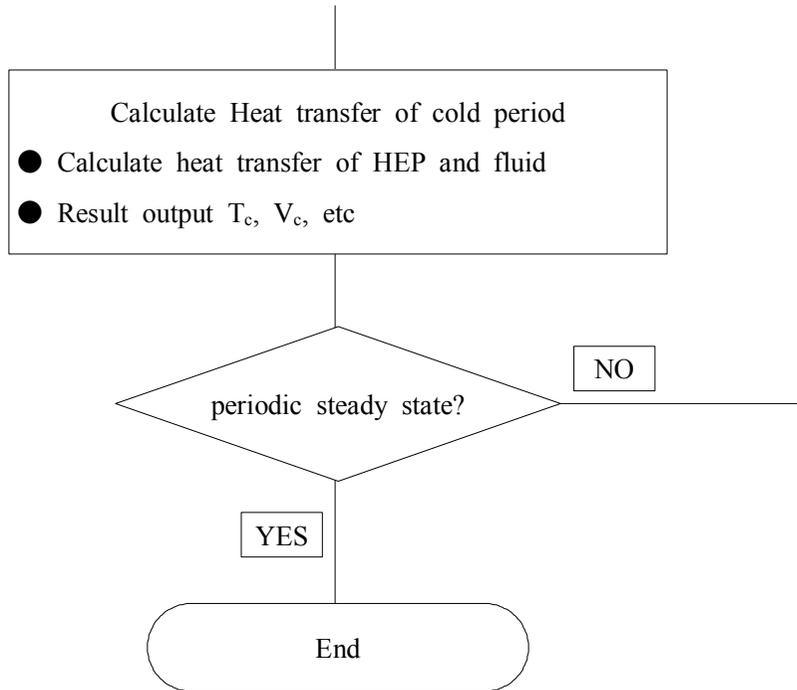


Figure. 2-3 Flow chart for the calculation process of Model1

## 제 2 절 단일 경계조건 2D 모델링 (Model2)

Model1의 경우에는 hot, cold period의 교차하는 유동방향에 의해 좌우의 inlet과 outlet을 변경하며 해석이 진행되고, 이전 해석값을 초기값으로 설정 등으로 인해 1 cycle을 계산하기 위해 두 번의 계산이 필요하다. 이는 cycle이 늘어남에 따라 계산 과정 중 반복적으로 경계조건의 변경이 필요하고 결과를 확인하는데 있어서도 각각의 계산마다 데이터를 추출해야하는 등의 어려움이 있다. 때문에 다양한 변수와 많은 조건들에 대해 계산을 수행하기 위해선 모델을 개선할 필요가 있다.

개선된 Model2의 경우에는 유체 흐름 방향의 변동 및 반복되는 주기를 Fig. 2-4와 같이 wave function을 활용하여 구현하였다. 유동 방향은 hot period에서 cold period로 바뀔 때 순간적으로 +에서 -로 바뀌므로 wave function의 type은 square로 하였다. Duty cycle은 0.5로 하여 한 주기에서 hot, cold period가 동일한 시간이 되도록 하였다. Angular frequency는  $\pi/60 \times 2 \times \text{RPM}$ 으로 함수의 주기를 시간의 초로 표현했으며 가정하는 RPM에 따라 hot, cold period의 cycle 시간이 정해지도록 했다. Wave function은 Fig. 2-5와 같이 왼편의 inlet에 설정되어 유동방향을 제어한다. 오른쪽은 open boundary로 되어 있어 inlet의 조건에 따라 hot period에서는 outlet이 되고 cold period에서는 inlet이 된다. 온도조건은 open boundary를 사용하여 좌우를 각각 150 °C, 30 °C로 설정하였다. 온도의 open boundary 조건은 유동의 wave function과 연동되어 유동방향이 +일 때는 왼쪽의 150 °C 공기가 오른쪽으로 흐르고, 유동방향이 -일 때는 오른쪽의 30 °C 공기가 오른쪽으로 흐르게 된다. 공기의 열전도도, 밀도, 비열, 점성계수는 wave function을 통해 입구온도에 따라 변경된다. 이와 같이 유동의 inlet 조건에 wave function과 온도의 open boundary 조건으로 온도가 다른 두 개의 유체가 주기적으로 교차하는 흐름을 단일 경계조건으로 모델링하였다. 해석은 periodic steady state가 될 때까지 50 cycle을 해석하였고 0.75 RPM기준으로 4000 s를 time step당 1 s로 계산했다. 앞선 공기의 유속과 온도조건으로 Air preheater에서 금속과 폴리머 재질간의 열전달 성능을 비교하기 위해서 HEP의 재질을 stainless steel(SS), aluminum(Al), PTFE, PEEK 총 4가지를 계산하였다. 이 중 PTFE 해석결과를 Model1과의 유동 분포, HET 표면의 온도 변화를 비교하여 검증하였다.

Model2로 HRV에 대해서도 계산을 하였다. 공기의 온도는 KS B 6879를 참고하

였고, 여름철을 가정하여 hot period는 실외 공기로 35 °C, cold period는 실내 공기로 24 °C이다.[23] HEP는 폴리머재질 중 저온영역에서 사용 가능 ABS로 선정하였다. 해석은 periodic steady state가 될 때까지 30 cycle을 해석하였고 0.5 RPM기준으로 3600 s를 time step당 1 s로 계산했다. HRV의 경우에는 변수로 유동채널 및 HEP의 두께와 RPM을 설정하여 유용도 비교를 하였다. 유동채널의 두께는 2, 4, 6, 8, 10 mm이며 HEP의 두께는 1 mm이다. 유속이 1 m/s로 동일한 경우, 유량이 0.01 g/s로 동일한 경우로 나누어 비교하였다. HEP의 두께는 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1 mm 이며 유동채널의 두께는 4 mm이다. RPM 변경값은 0.2, 0.4, 0.6, 0.8 1 RPM이며 유동채널과 HEP의 두께는 각각 4 mm, 1 mm 이다.

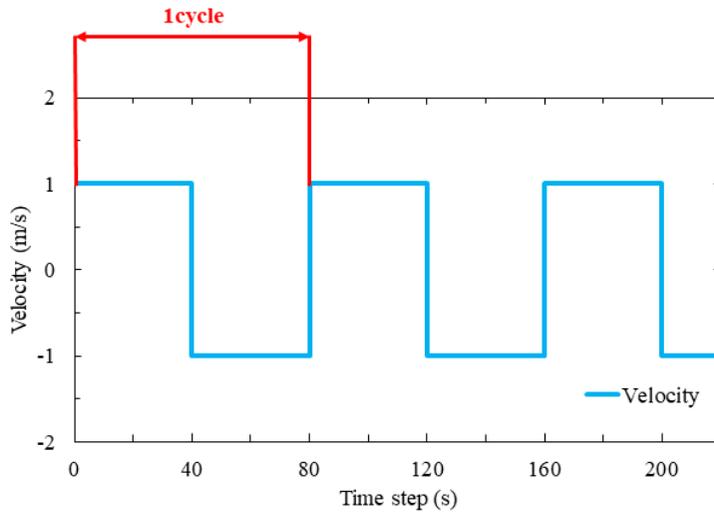


Figure. 2-4 Wave function

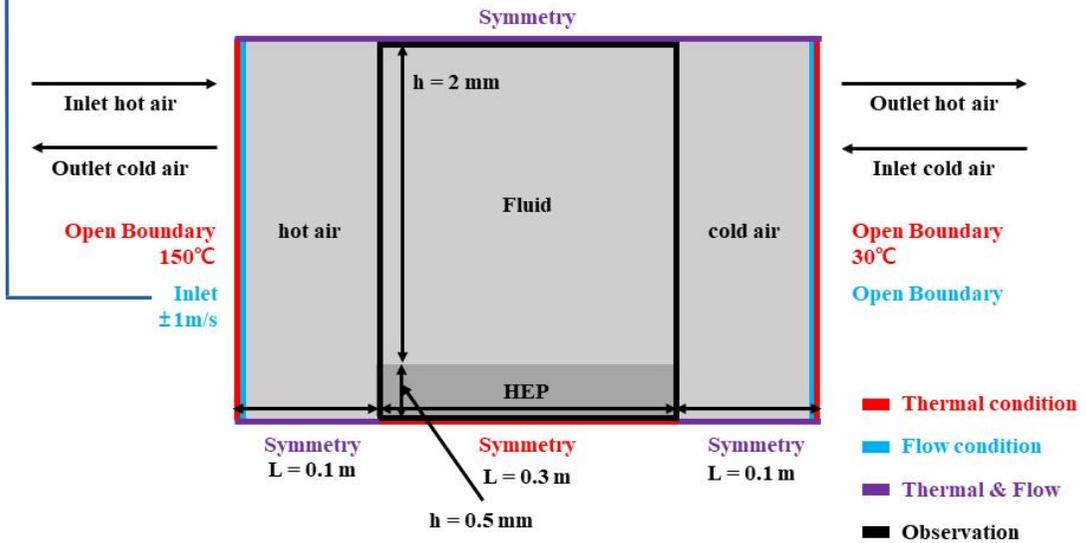


Figure. 2-5 The calculation domain with boundary conditions of Model2

앞선 Model1, Model2와 이후 2-4절의 Model3의 작동유체는 공기이며 온도에 따른 유체의 열전도도, 밀도, 비열, 점성계수는 Table. 2-1과 같다.

Table. 2-1 Thermal properties of hot and cold fluid flows

	Temperature T (°C)	Thermal Conductivity κ (W/m/K)	Density ρ (kg/m <sup>3</sup> )	Specific Heat C <sub>p</sub> (J/kg/K)	Dynamic Viscosity μ (N·s/m <sup>2</sup> )
hot and cold air of air preheater	150	0.03443	0.83433	1014.5	2.3712×10 <sup>-5</sup>
	30	0.02588	1.16460	1007	1.8551×10 <sup>-5</sup>
hot and cold air of HRV	35	0.02625	1.1457	1007	1.87845×10 <sup>-5</sup>
	24	0.02543	1.1881	1007	1.82678×10 <sup>-5</sup>

Air preheater에서 금속과 폴리머 재질간의 열전달 성능을 비교하기 위해서 HEP의 재질을 stainless steel(SS), aluminum(Al), PTFE, PEEK를 선정하였고, HRV의 경우에는 작동온도가 낮으므로 ABS로 하였다. 재질의 열전도도, 밀도와 비열은 Table. 2-2와 같다.

Table. 2-2 Thermal properties of calculated material

Material	Thermal Conductivity k (W/m/K)	Density ρ (kg/m <sup>3</sup> )	Specific Heat C <sub>p</sub> (J/kg/K)
Stainless Steel (SS)	14.9	7900	480
Aluminum (Al)	237	2700	900
PTFE	0.27	2170	1000
PEEK	0.25	1330	1700
ABS	0.2	1070	1680

### 제 3 절 2D 모델링 결과 및 고찰

Model2는 Model1과 시간에 따른 HEP 표면에서의 온도변화와 유동의 분포를 비교하여 검증하였다. Fig. 2-6은 Model1과 Model2의 시간에 따른 HEP의 전체 표면에서의 평균 온도이다. HEP 표면은 hot, cold period의 cycle이 지속되며 가열과 냉각이 반복되어 최종적으로 주기적 평형상태가 된다. 모델별 cycle의 마지막 시간에서 온도를 Table. 2-3에 표시하였으며 두 개의 모델간의 온도차는 약 1% 이내다. Cycle이 반복됨에 따라 주기적 평형상태에 도달하게 되며 Model2의 경우 hot period에서의 최대온도 94.67 °C이고 cold period에서의 최저온도는 71.91 °C이다. Fig. 2-7과 2-8은 모델간의 유동분포를 비교했다. 유동은 hot, cold period가 변경되면서 유동의 방향이 바뀌기 때문에 각 period의 최초의 시간이 가장 변동이 클 것으로 생각되어 period의 1 s에서 비교했다. 유동 분포는 periodic steady state가 된 마지막 50 cycle에서 hot, cold period의 center와 outlet에서 비교하였다. 높이에 따른 모델간의 유동 분포는 평균 3% 이내의 차이를 보인다. Model1과 Model2간의 HEP 표면에서의 온도와 유동분포의 차이는 적으므로 Model2로 계산을 진행했다.

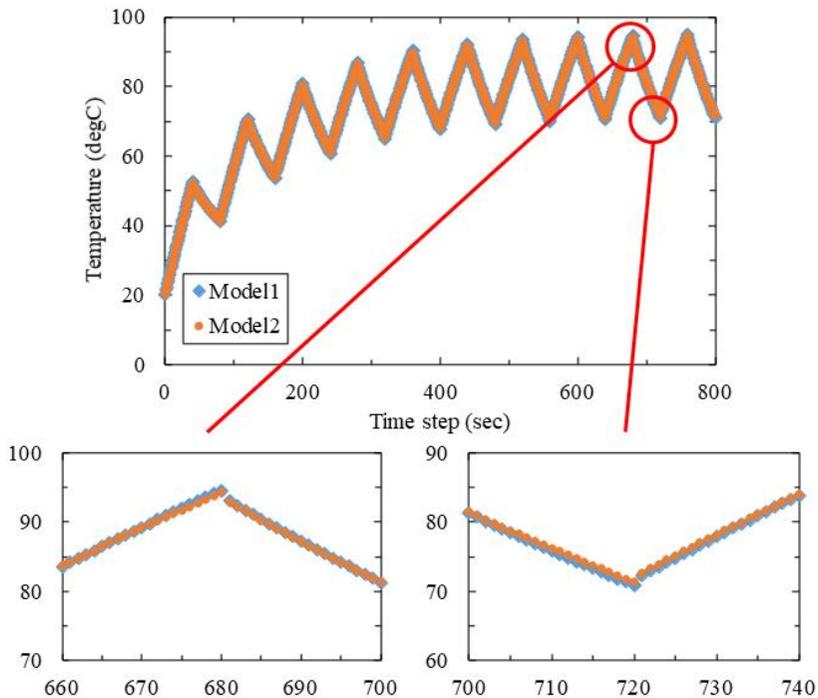
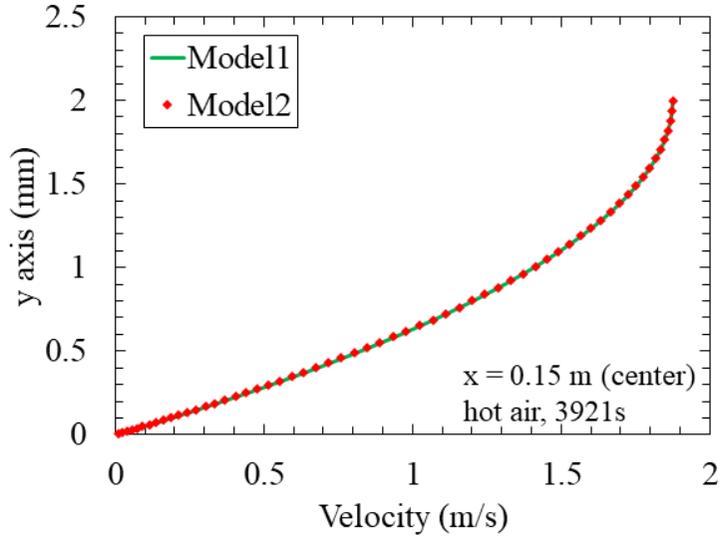


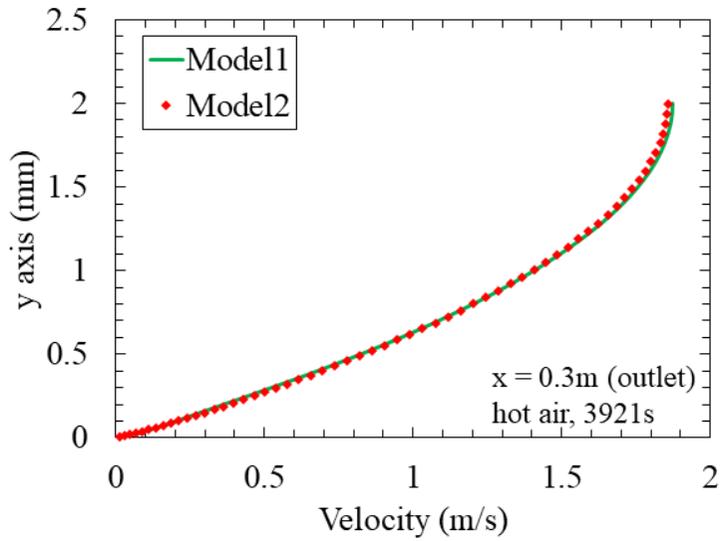
Figure. 2-6 Temperature of HEP surface

Table. 2-3. Comparison of HEP surface temperature

	Cycle	Model1 HEP surface temperature (°C)	Model2 HEP surface temperature (°C)
1	hot period	52.74	52.31
	cold period	41.25	41.40
2	hot period	70.70	70.37
	cold period	53.49	53.81
3	hot period	80.84	80.43
	cold period	60.75	61.06
4	hot period	86.75	86.35
	cold period	65.08	65.45
5	hot period	90.21	89.77
	cold period	67.63	67.99
6	hot period	92.24	91.94
	cold period	69.15	69.54
7	hot period	93.46	93.13
	cold period	70.05	70.52
8	hot period	94.16	93.86
	cold period	70.57	71.01
	⋮		⋮
50	hot period	95.17	94.67
	cold period	71.32	71.91

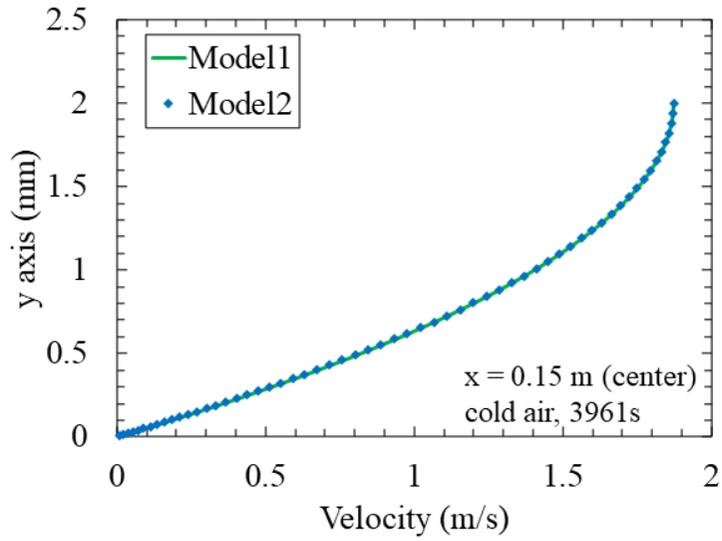


(a)

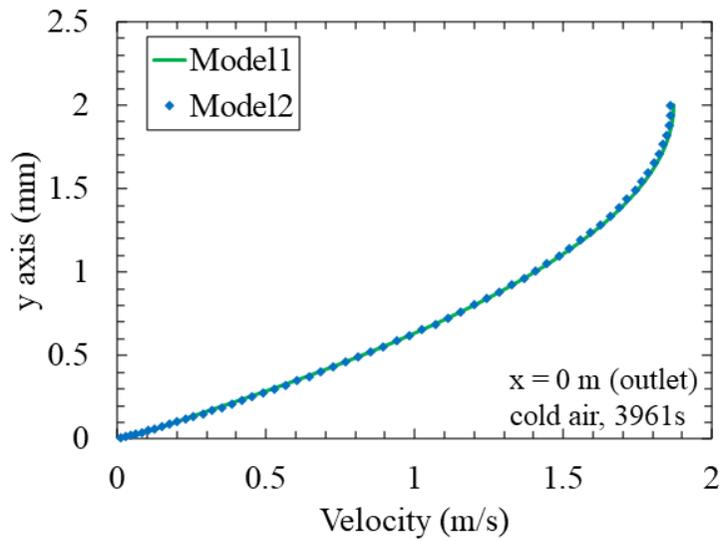


(b)

Figure. 2-7 Hot fluid velocity of first time in 50 cycle  
 (a) center ( $x=0.15$  mm), (b) outlet ( $x=0.3$  mm)



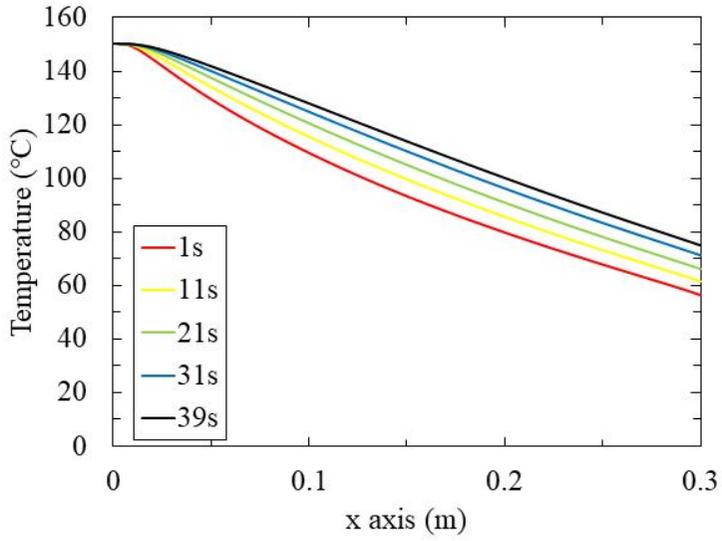
(a)



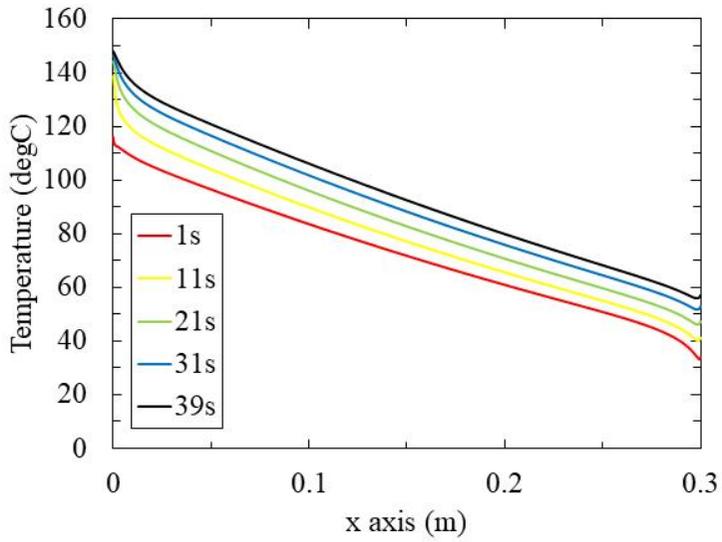
(b)

Figure. 2-8 Cold fluid velocity of first time in 50 cycle  
 (a) center ( $x=0.15$  mm), (b) outlet ( $x=0$  mm)

RR의 열전달 현상은 air preheater 조건과 HEP의 재질이 PTFE인 경우를 Model2로 계산하였을 때 50 cycle에서 시간에 따른  $y=0.25$  mm 지점에 유체온도, HEP표면에서의 온도변화로 분석하였다. Fig. 2-9는 hot period에서의 유체와 HEP 표면에서의 온도 변화이다. (a)는  $y=0.25$  mm 지점에서 고온유체의 온도 변화이다. 고온유체는 1 s에서 HEP에 열을 전달하여 150 °C에서 56.61 °C까지 냉각된다. Hot period가 지속되면서 HEP는 가열되므로 고온유체와의 온도 차이는 줄어들어 열전달량이 감소된다. 따라서 유체 출구의 온도는 시간이 지남에 따라 증가 되어 39 s에서는 74.98 °C이다. hot period의 40 s 동안 출구에서의 유체 평균 온도는 60.79 °C이다. (b)는 HEP 표면에서의 온도 변화이다. HEP는 고온유체로부터 열을 전달받아 시간이 지남에 따라 점차 가열된다. 왼쪽의 고온유체의 입구부분은 1~39 s 까지 약 115~147 °C 까지 가열되며, 출구 부분은 약 33~57 °C 까지 가열된다. 표면의 전체 평균 온도는 73~95 °C까지 가열된다. Fig. 2-10은 cold period에서의 온도 변화이다. (a)는  $y=0.25$  mm 지점에서 저온유체의 온도 변화이다. 저온유체는 1 s에서 30 °C에서 93.11 °C까지 가열된다. Cold period가 지속되면서 HEP는 냉각되므로 저온유체와의 열전달량은 감소되어 유체 출구의 온도는 시간이 남에 따라 감소되어 39 s에서는 76.17 °C이다. cold period의 40 s 동안 출구에서의 유체 평균온도는 94.55 °C이다. (b) HEP표면에서의 온도 변화로 저온유체에 열을 방출하여 시간이 지남에 따라 냉각된다. 오른쪽은 저온유체의 입구 부분은 1~39 s 까지 약 51~31 °C로 냉각되며, 출구 부분은 약 144~109 °C 까지 냉각된다. 표면의 전체 평균온도는 51~31 °C까지 냉각된다.

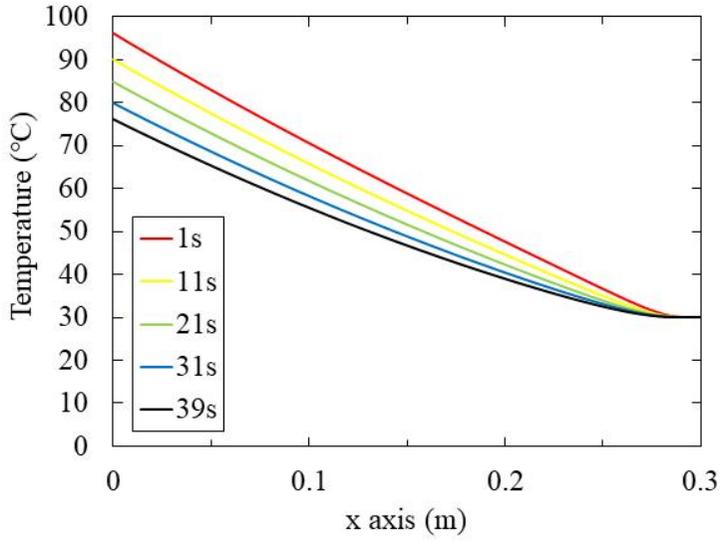


(a)

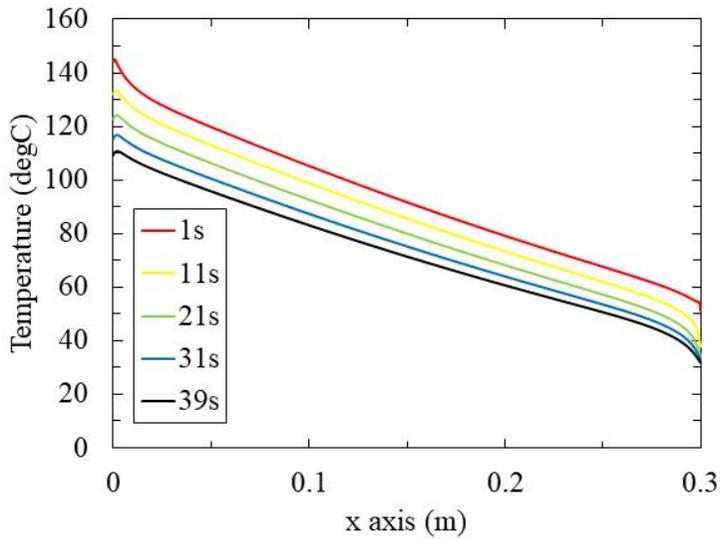


(b)

Figure. 2-9 The temperatures of the hot period along time  
 (a) fluid temperature at  $y=2.5$  mm, (b) HEP surface temperature



(a)



(b)

Figure. 2-10 The temperatures of the cold period along time  
 (a) fluid temperature at  $y=2.5$  mm, (b) HEP surface temperature

유용도는 재질별로 계산된 유체 입·출구의 온도를 이용하여 계산하였다. 유체 출구의 온도는 유동의 속도를 고려하여 다음과 같은 식으로 산출했다.

$$T_{fluid} = \frac{\int V_{fluid} T_{fluid}}{\int V_{fluid}} \quad (4)$$

유체의 출구온도와 유속으로 다음과 같은 식으로 유용도를 계산하였다. [24]

$$Q = C_h (T_{h,i} - T_{c,o}) = C_c (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (5)$$

$$Q_{max} = C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (6)$$

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (7)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} \quad (8)$$

$$UA = \frac{Q}{T_{LMTD}} \quad (9)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (10)$$

$Q$ 는 열전달률,  $T_{h,i}$ 와  $T_{h,o}$ 는 hot side의 입구 및 출구의 공기 온도,  $T_{c,i}$ 와  $T_{c,o}$ 는 cold side의 입구 및 출구의 공기온도,  $C_h$ 와  $C_c$ 는 고온 및 저온 유체의 열용량률,  $C_{min}$ 는  $C_h$ 와  $C_c$ 중 작은 열용량률,  $\Delta T_{LMTD}$ 는 대수평균온도차  $\epsilon$ 는 유용도,  $UA$ 는

총괄열전달계수,  $NTU$ 는 전달단위수를 나타낸다.

Fig. 2-11은 SS, Al, PEEK, PTFE의 열전달률 결과이다. 재질간의 고온부의 열전달률로 비교하였을 때 열용량이 가장 큰 SS의 경우가 2.41로 가장 높은 것으로 확인된다. 열용량이 거의 동일한 폴리머재질은 2.39~2.4로 확인되며 알루미늄의 경우 2.15로 가장 낮은 것으로 보인다. 알루미늄의 경우 열전도도가 SS에 비해서는 약 20배 폴리머 재질에 비해서는 100배 차이가 난다. 따라서 RR에서는 열용량이 열전도도에 비해 중요한 성능인자로 판단되며, 열전도도와 열용량에 대한 민감도 분석이 필요할 것으로 생각된다.

Fig. 2-12는 재질별 유용도 결과이다. SS=0.744, PEEK=0.744, PTFE=0.743로 RR에서는 금속재질과 폴리머재질간의 유용도가 비슷함을 확인하였다.

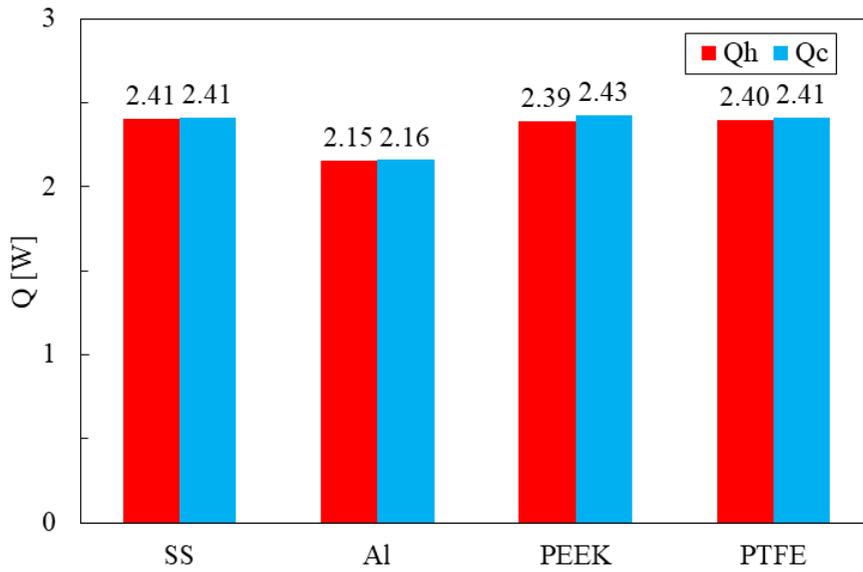


Figure. 2-11 Heat transfer rate of material from air preheater

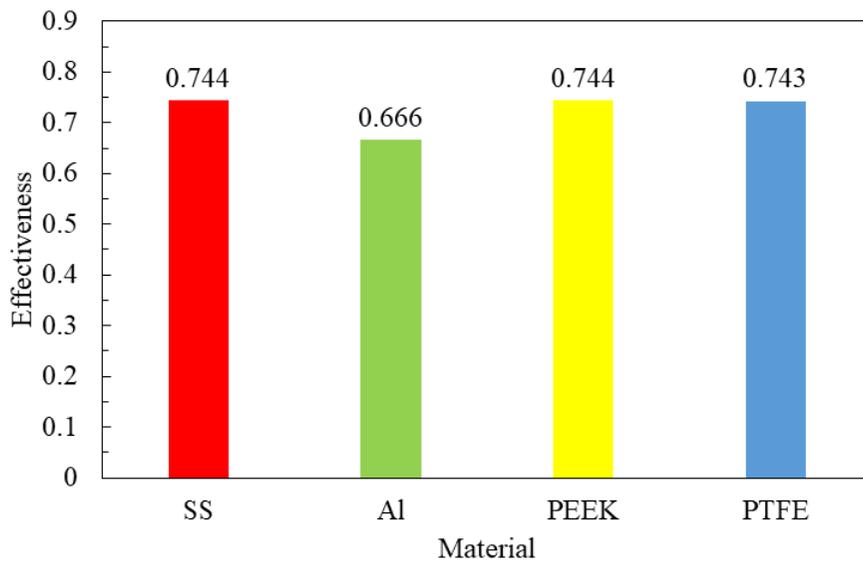
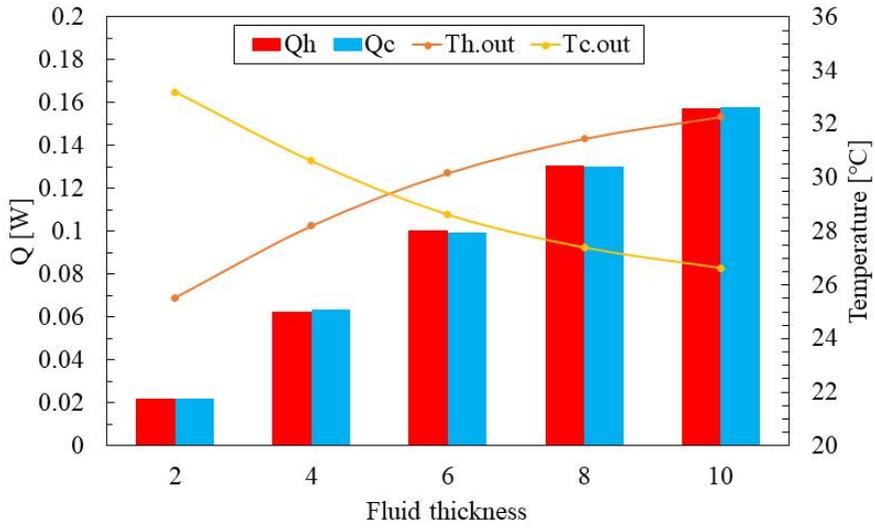
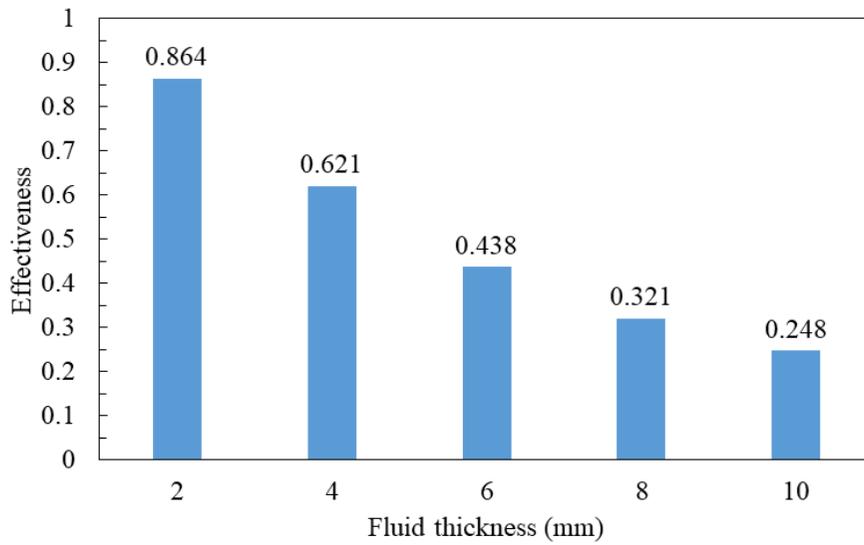


Figure. 2-12 Effectiveness of material from air preheater

Fig. 2-13~16은 열회수형 환기장치를 조건에서의 각 변수에 대한 유용도를 비교하였다. Fig. 2-13은 유속이 동일할 때 유동채널 두께변화에 대한 비교이다. 유속이 동일할 경우 유동채널이 두꺼워질수록 열전달률은 증가하지만 반대로 유용도는 감소되는 것으로 보인다. 유용도는 유동채널의 두께가 2 mm일 때 0.864로 가장 높으며, 10 mm 일 때 0.248로 가장 낮다. 이는 유속이 동일할 경우 유동채널이 두꺼워질수록 공기의 유량 증가 및 면적의 증가로 열전달률은 증가하지만 온도의 경우에는 오히려 고온부 출구의 온도는 감소, 저온부 출구의 온도는 증가되므로 입·출구의 온도차이가 줄어들어 유용도가 감소되는 것으로 판단된다. Fig. 2-14는 유량이 동일할 때 유동채널 두께변화에 대한 비교이다. 유량이 동일한 경우 유동채널이 두꺼워질수록 열전달률과 유용도는 증가된다. 유용도는 유동채널의 두께가 2 mm일 때 0.545로 가장 낮으며, 10 mm 일 때 0.624로 가장 높다. 유량이 동일한 경우 유동채널이 두꺼워질수록 유속이 감소되어 대류열전달이 감소되어 열전달률의 변화가 적다. 하지만 열소자와 열교환 시간이 증가되어 고온출구부의 온도 증가, 저온출구부의 온도 감소되는 것으로 보이며 이로 인해 유용도도 증가되는 것으로 판단된다. Fig. 2-15의 경우는 유속이 동일할 때 열소자 두께변화에 따른 유용도 비교이다. 열소자가 0.2~0.4 mm로 두꺼워질수록 유용도 38.3% 증가되지만 0.4~0.6 mm 일 때는 8.8%, 0.8~1 mm 증가 할 때는 1.9%로 유용도의 증가량의 폭은 작아진다. 재질의 열확산율과 Bi수에 의한 열소자의 최적두께가 있을 것으로 예상된다. Fig. 2-16의 경우 회전체의 회전RPM 증가에 따른 유용도 변화이다 RPM이 0.2~0.4로 증가할 때 유용도는 12.5% 증가되지만 0.4~0.6 RPM 일 때는 2.7%, 0.8~1 RPM 일 때 유용도의 변화는 1% 미만으로 일정 회전속도 이상에서는 유용도의 증가율이 매우 작다.



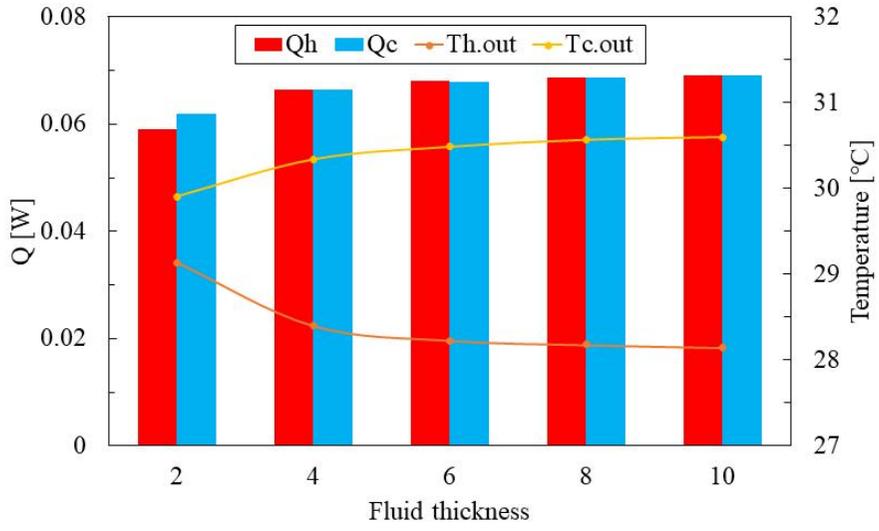
(a)



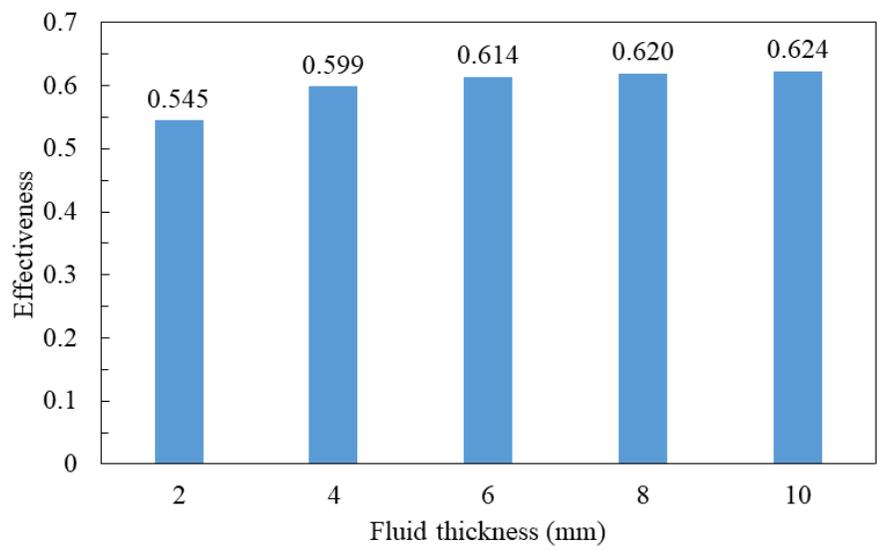
(b)

Figure. 2-13 Variation according to fluid thickness at the same fluid velocity in 2D model

(a) heat transfer rate and outlet fluid temperature (b) effectiveness



(a)



(b)

Figure. 2-14 Variation according to fluid thickness at the same mass flow in 2D model  
 (a) heat transfer rate and outlet fluid temperature (b) effectiveness

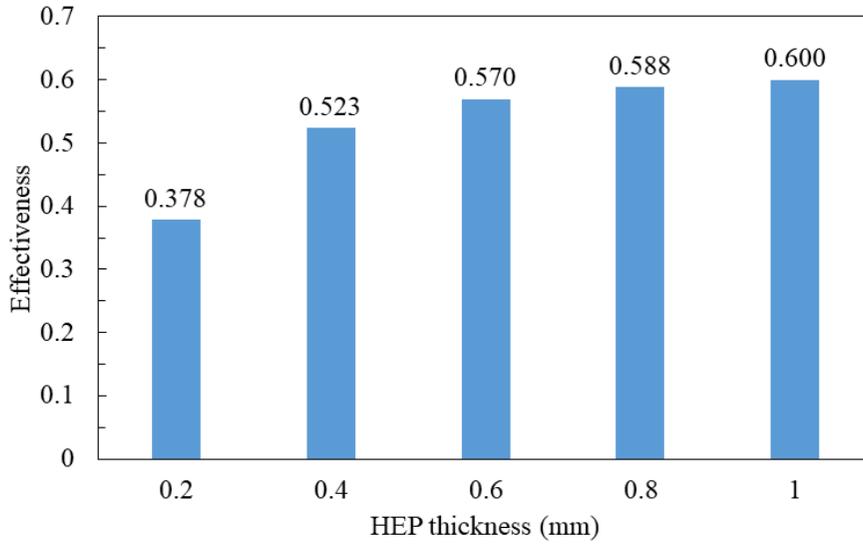


Figure. 2-15 Effectiveness according to HEP thickness in 2D model

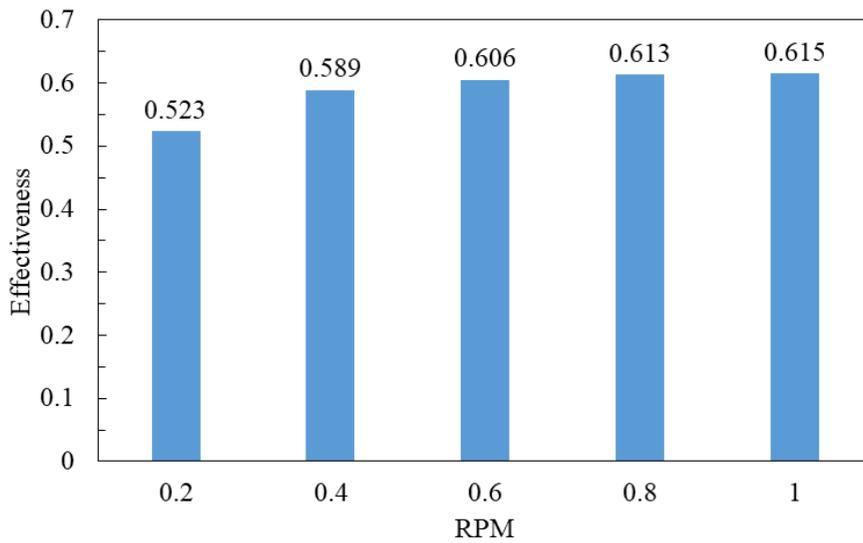


Figure. 2-16 Effectiveness according to RPM in 2D model

## 제 4 절 유동방향 가변두께 열소자

RR의 열교환은 유체와 고체간의 대류열전달을 통해 이루어진다. Fig. 2-18과 같이 HEP표면에서의 대류열전달 계수는 이론식과 Al, PFTE에서 동일하게 입구에서의 높은 것을 확인할 수 있다.[25] 따라서 Fig. 2-18과 같이 형상변경을 통해 양끝의 입구에서의 열용량을 높여 열전달 성능을 높일 수 있다. RR은 열용량에 의해 성능 변화가 크므로 동일한 체적 및 무게에서 비교하기 위해 양끝은 두껍게 하고 중앙 부분은 얇게 형상을 변경하여 비교하였다.

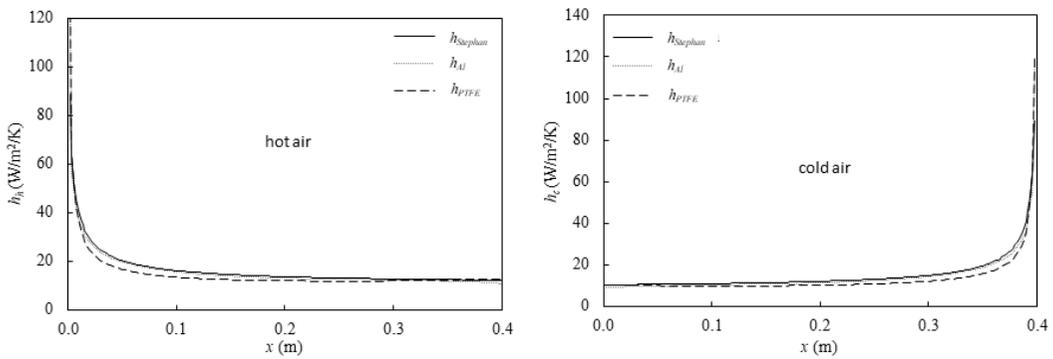


Figure. 2-17 Convection heat transfer coefficient

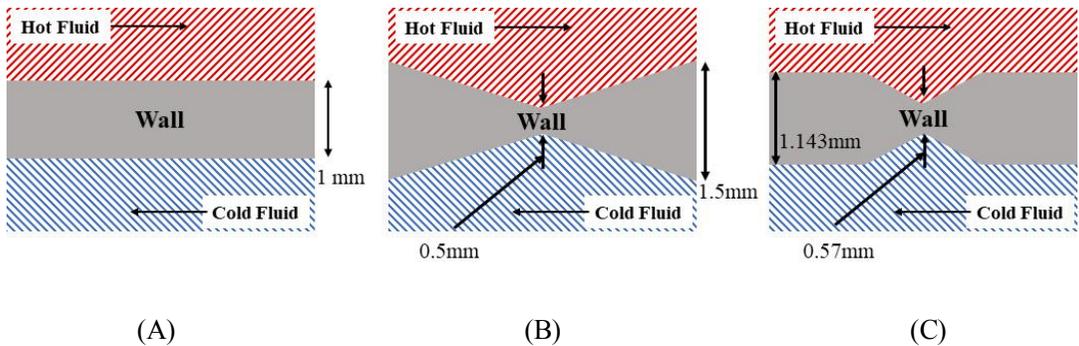


Figure. 2-18 Shape type of HEP

Fig. 2-19와 같이 입구부분을 두껍게 한 B형상이 입구부분의 온도차이가 큰 것으로 확인된다. Hot period에서 B형상의 입구부분에서의 온도 차이는 약 1.2 °C이며 A와 C형상은 1 °C 미만이다. B형상의 경우 hot period에서는 이전 cold period에서 저온유체에 의한 냉각량이 더 크므로 A형상에 비해 HEP표면의 온도가 낮은 것으로 판단된다. 마찬가지로 cold period에서는 이전 고온유체에 의해 가열량이 크므로 HEP표면의 온도가 높을 것으로 판단된다. Fig. 2-20과 같이 입구에 열용량이 집중된 B > A > C(평판) 순으로 유용도가 가장 높으며 동일한 열용량의 평판의 경우보다 약 4% 높다.

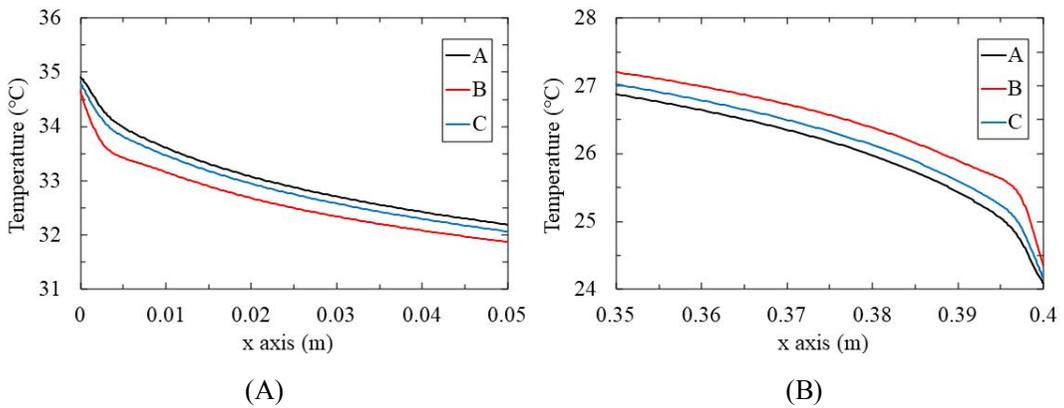


Figure. 2-19 Temperature of HEP surface for shape type  
 (A) hot period, (B) cold period

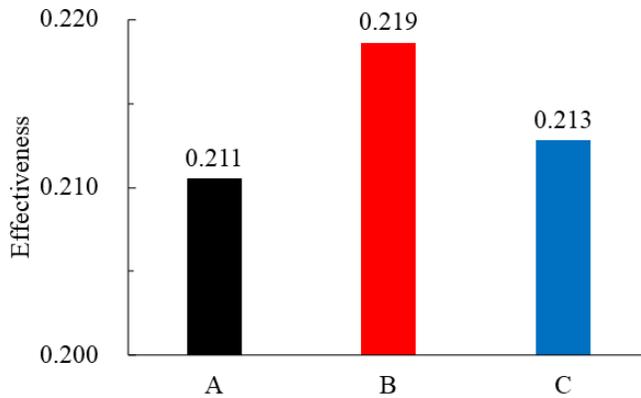


Figure. 2-20 Effectiveness of shape type

## 제 5 절 파이프 형상의 3D 모델링

RR에 장착된 HEP는 제작방식에 따라 허니컴구조, 사각, 원형 파이프 구조 등으로 유동단면적을 가질 수 있다. 이 중 Fig. 2-21과 같이 pipe type에 대하여 모델링 및 해석을 진행하였다. pipe type의 열유동은  $\theta=30^\circ$ 를 기준으로 대칭구조를 갖는 것으로 가정하여 한 개의 pipe를 12등분하였다. 파이프의 외경과 내경은 8, 10 mm 이고 두께가 1 mm인 HEP가 된다. 경계조건은 Model2와 동일하게 wave function을 활용하였다. 공기의 유량은  $0.006 \text{ g/s}$ 이고 고온 및 저온의 입구 온도는 각각  $35, 24^\circ\text{C}$ 이다.

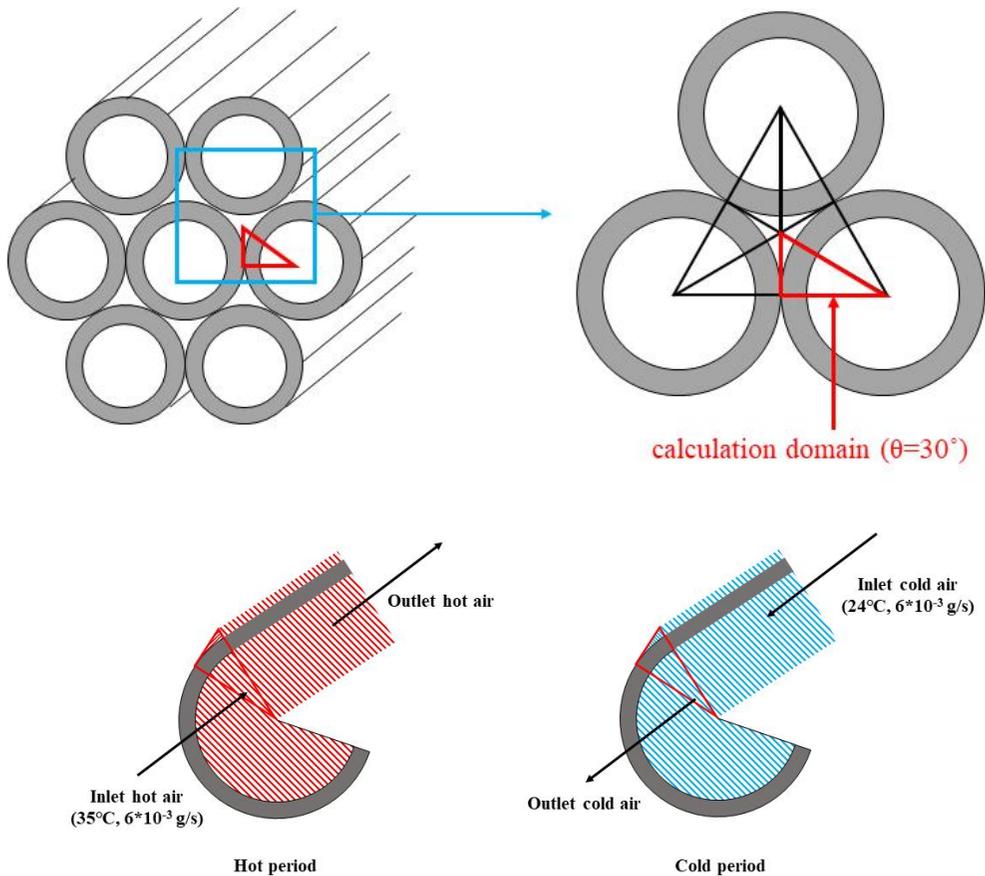


Figure. 2-21 The calculation domain with boundary conditions of Model3

모델의 mesh는 Fig. 2-22와 같이 유동 채널의 mesh가 촘촘할 때, 열소자부분의 mesh가 촘촘할 때로 경우로 계산하여 비교했다. mesh1은 유동채널이 촘촘할 때 mesh3은 열소자부분이 촘촘할 때의 경우이고 mesh2는 mesh 수가 가장 적을 경우이다. 또한 길이방향 mesh는 대류열전달계수가 높은 파이프의 입구와 출구 부분에 집중되도록 했다.

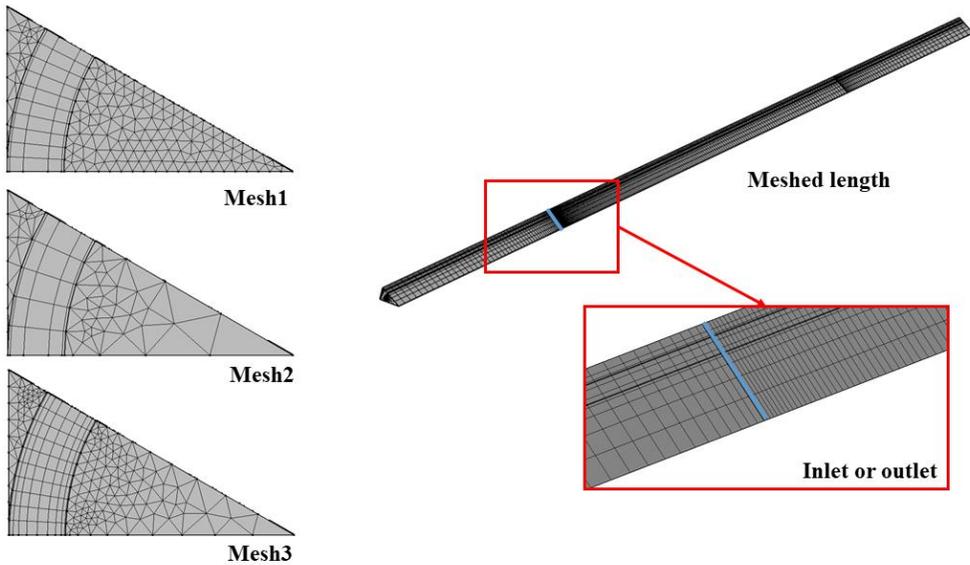


Figure. 2-22 The meshing of calculated domain

Mesh의 평가 결과를 파이프 내부 표면의 온도변화와 유동분포를 통해 비교하였다. Fig. 2-23은 HEP 표면에서의 온도변화로 열소자의 mesh가 가장 촘촘한 mesh3의 경우일 때 전체 시간구간 동안 온도가 높게 계산된다. Mesh 수가 적은 mesh2의 경우 비교적 온도가 낮지만 mesh3과 비교 했을 때 오차는 3% 이내이다. Fig. 2-24는 유동분포의 비교결과로 파이프의 입구, 출구에서 확인했다. 입구에서는 유동채널의 mesh가 촘촘한 mesh1의 경우가 경계층이 두껍게 형성된다. 그러나 입구에서 매우 약간 떨어진 0.05 m 지점에서는 유동분포는 동일함을 보인다. mesh간의 오차가 매우 작음으로 해석시간이 짧은 mesh2로 해석을 진행했다.

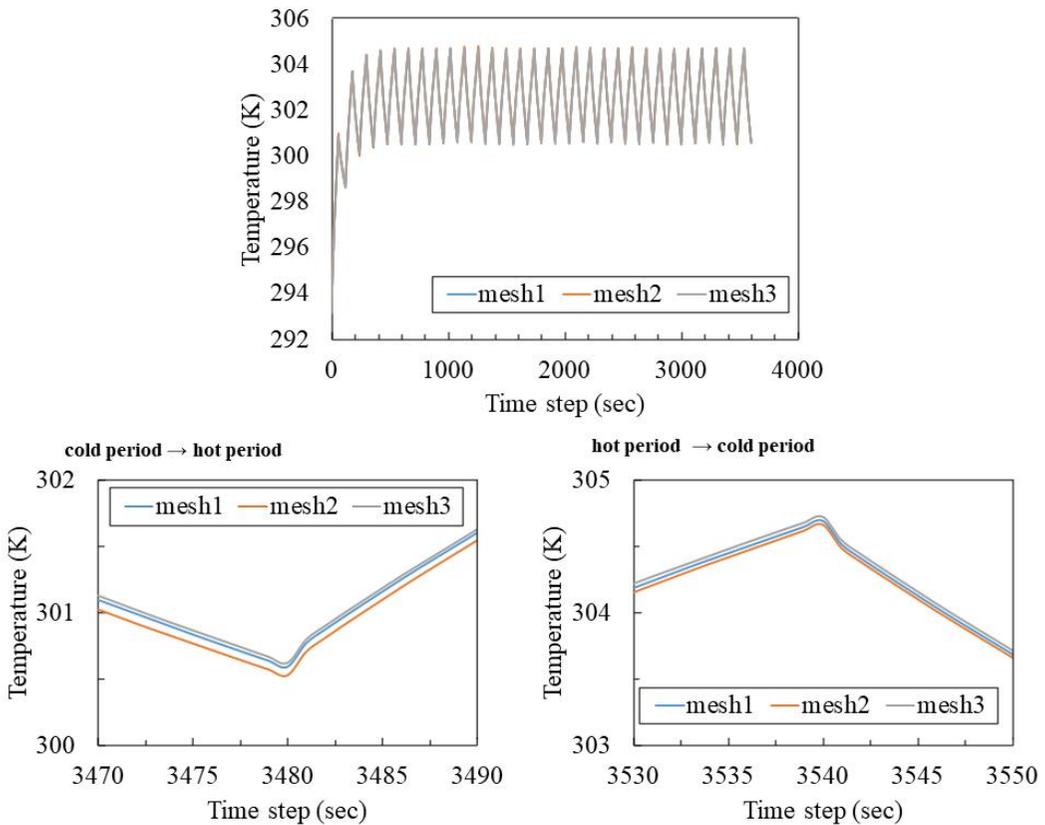


Figure. 2-23 Temperature of HEP surface for mesh type

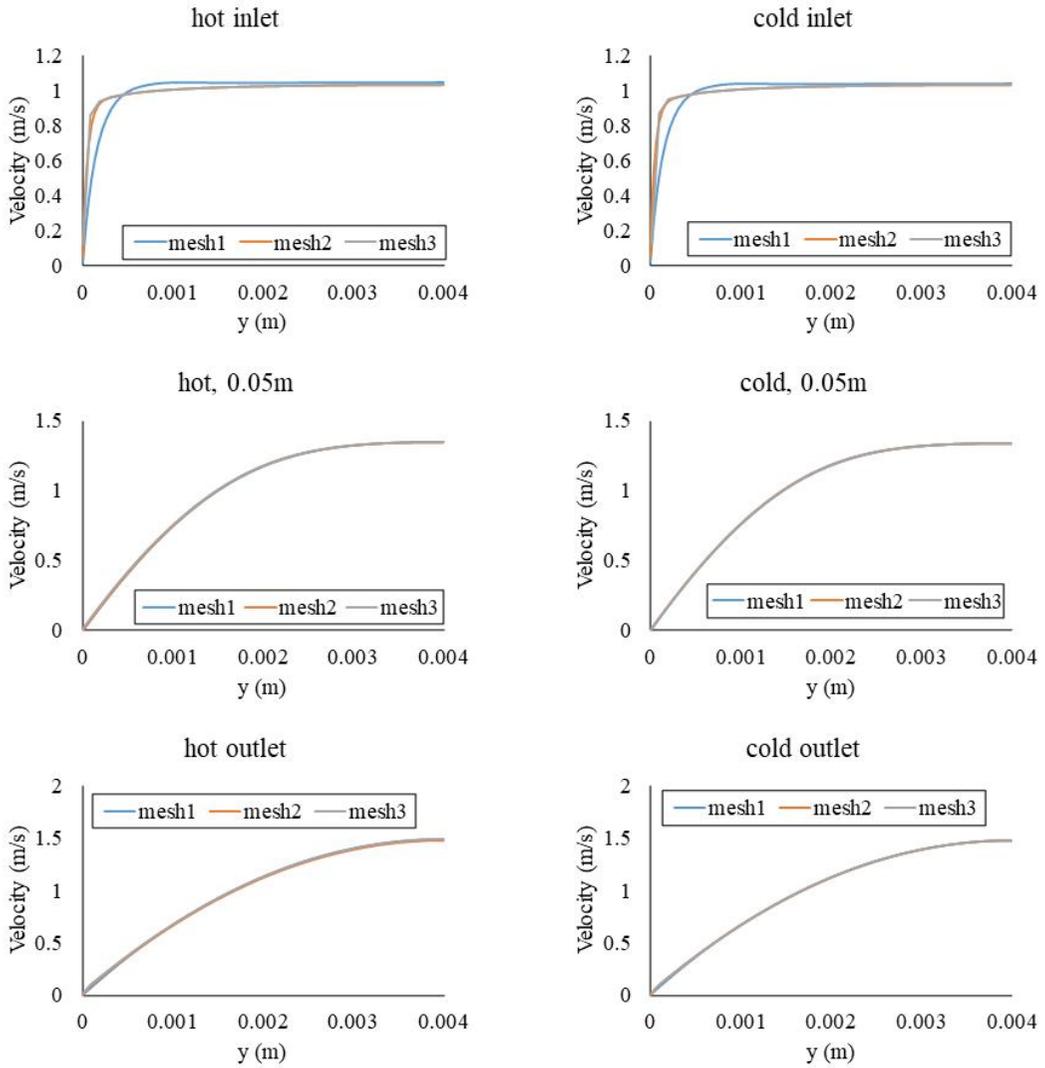


Figure. 2-24 Velocity profile for mesh type

## 제 6 절 파이프 형상 모델링 결과 및 고찰

Fig. 2-25는 파이프 내부의 유속과 온도장 결과이다. 파이프 내부의 유동은 내부 표면에 의해 경계층이 형성되며 중심부의 유속이 빠른 것으로 나타났다. 반면에 파이프 외각의 영역의 유량의 거의 없는 것으로 나타난다. 해당 부분은 면적이 매우 작은 영역으로 유량이 매우 적은 것으로 판단되나 추가적인 고찰이 필요하다. 온도장은 hot period에서 HEP는 가열되며 유체는 냉각되고 cold period에서 HEP는 냉각되며 유체는 가열됨이 확인된다.

파이프 형상의 3D모델은 RPM변화에 따른 유용도를 비교하였다. 유용도 계산에서 필요한 유속은 hot, cold period동안의 평균유속으로 하였으며, 온도는 각각 출구에서 0.03 m 떨어진 위치에서 확인하였다. Fig 2-26은 RPM변화에 따른 유용도 변화이다. RPM이 0.1~0.2로 증가할 때 유용도는 12% 증가한다. 0.2~0.3 RPM으로 증가할 때는 유용도는 4% 증가하며, 0.3 RPM 이후에는 유용도 증가는 1% 미만으로 RPM 증가에 의한 유용도의 변화량은 매우 적다. RPM이 증가함에 따라 유용도의 변화량이 작아지는 것은 2D 평판모델과 비슷한 경향성을 보인다.

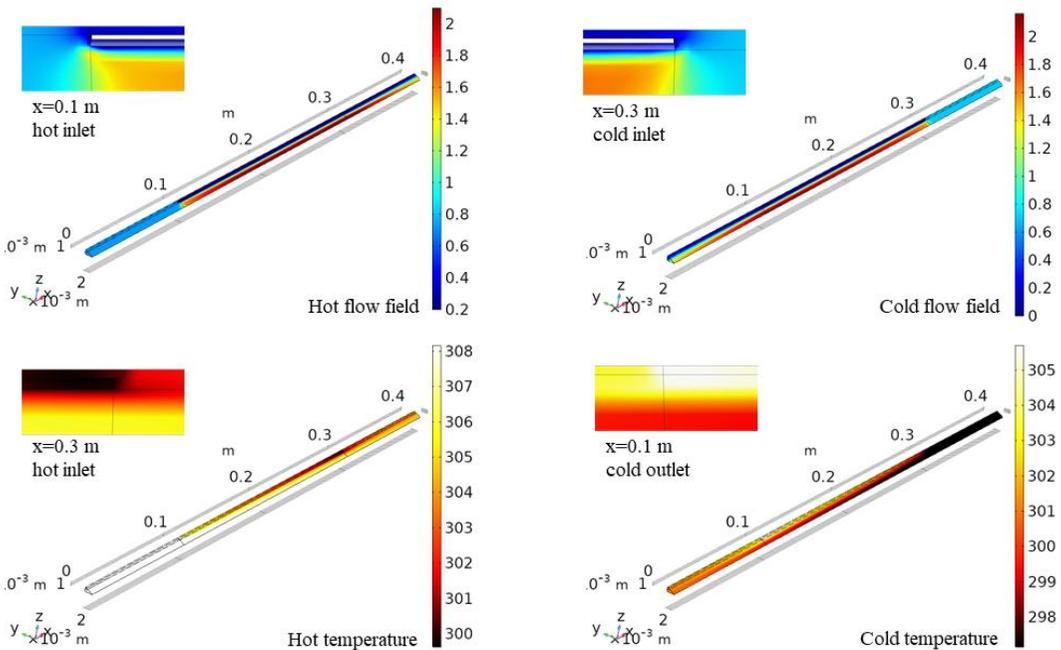


Figure. 2-25 Result of velocity and temperature for pipe

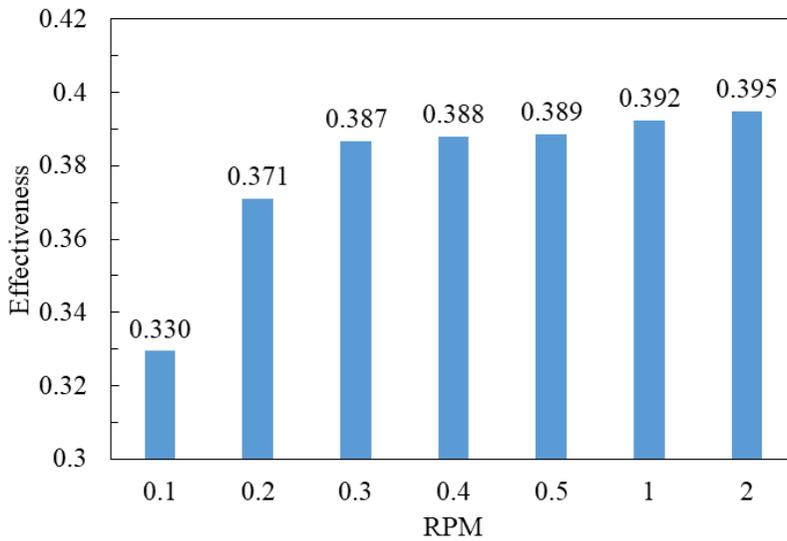
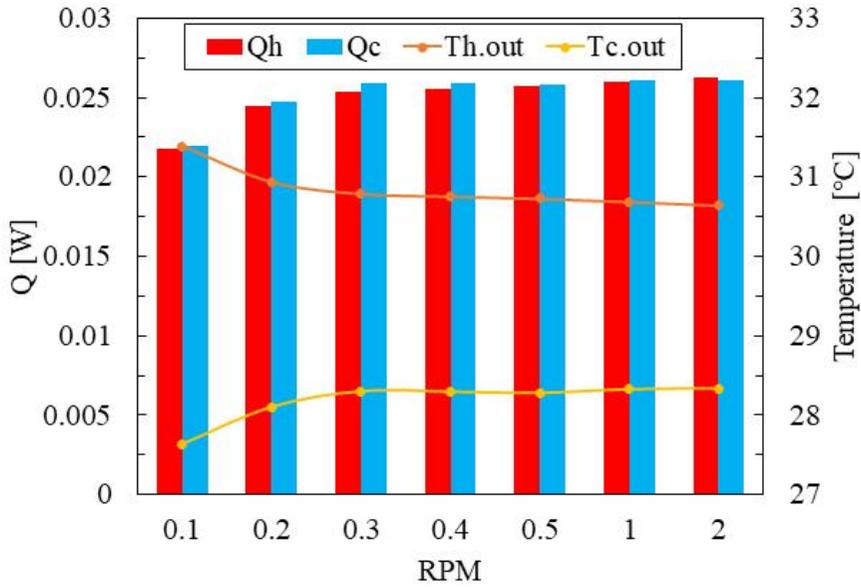


Figure. 2-26 Heat transfer and effectiveness according to RPM in 3D pipe model

# 제 3 장 회전식 열교환기 실험 및 열전달 성능 평가

## 제 1 절 실험장치

Rotary regenerative heat exchanger(RR)의 열전달 효율을 비교하기 위해서 Fig. 3-1 과 같이 실험장치를 제작했다. 실험장치는 중심부에 고온유체와 저온유체간의 열교환이 발생하는 회전체와 각 유체가 흐르는 두 개의 유로로 구성된다.

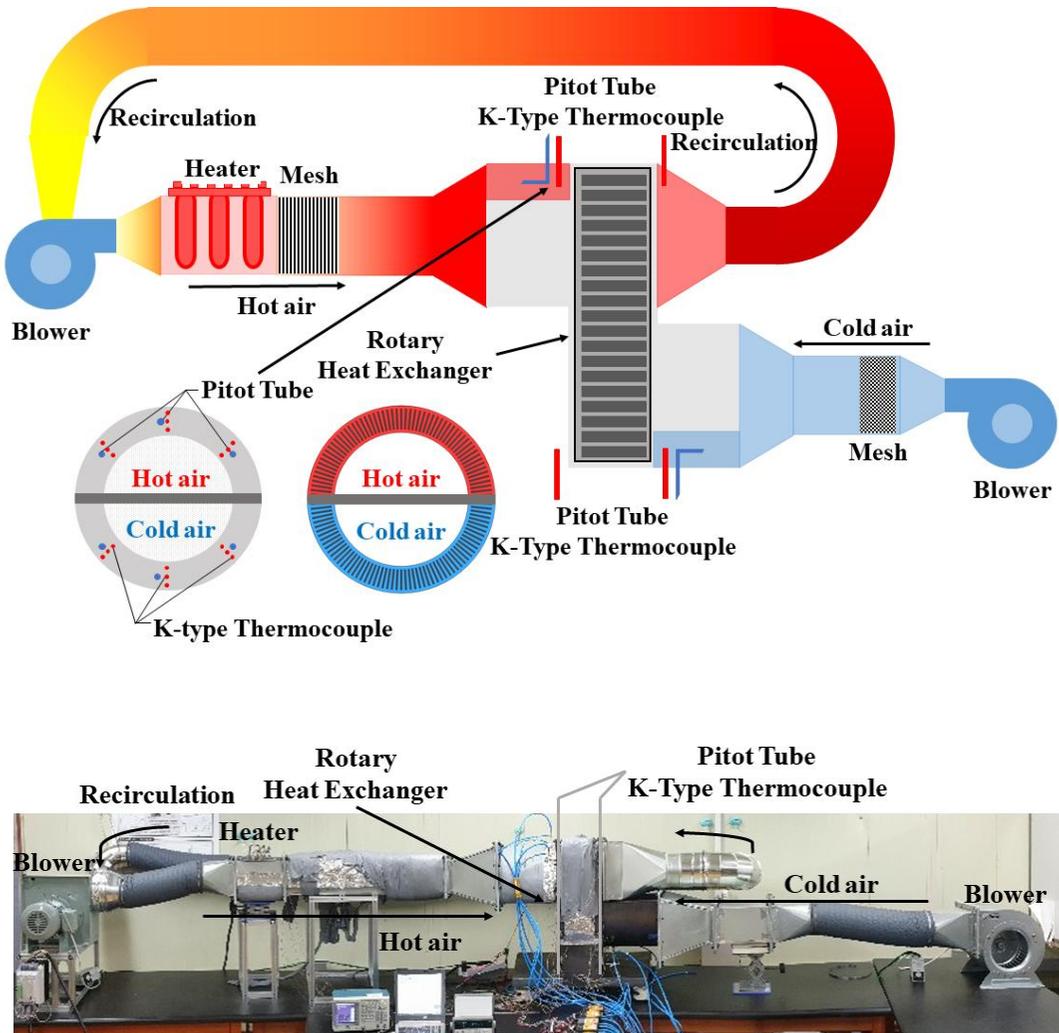
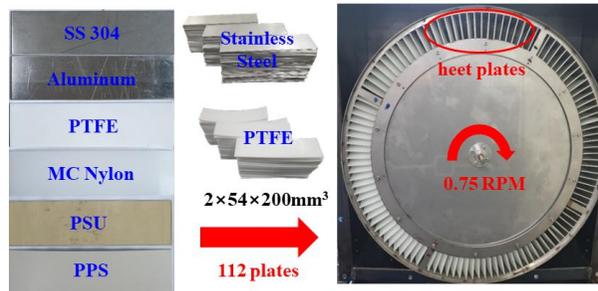
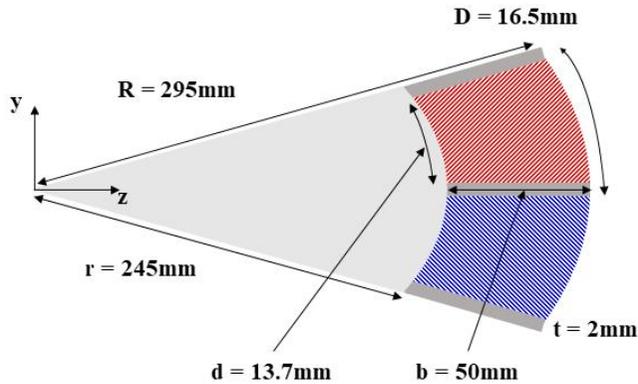


Figure. 3-1 Schematic of lab-scale rotary regenerator.

Fig. 3-2와 같이 회전체는 HEP와 회전하는 drum으로 구성된다. 회전하는 drum의 재질은 stainless steel이고 유동방향 길이는 215 mm, 반지름은 305 mm, 두께는 2 mm이다. drum의 외각은 판을 꽂을 수 있는 슬롯형태와 고정틀로 구성되어 있으며 판형의 HEP를 교환이 가능하다. drum은 step motor를 통해 회전 및 RPM이 제어된다. HEP는  $2 \times 54 \times 200 \text{ mm}^3$  크기의 판 형태로 drum의 외부 245 mm와 295 mm 사이에 장착된다. 총 112개의 HEP가 drum의 내부둘레 13.7 mm, 바깥둘레 16.5 mm 간격으로 장착된다. HEP 사이의 공간은 공기의 유로가 되고, Hydraulic Diameter( $D_h$ )는 23.3 mm이다. HEP는 열전도도가 높은 금속 소재 중 stainless steel, aluminum과 열용량이 높은 폴리머 소재 중 PTFE, MC Nylon, PSU, PPS를 사용하였으며 열물성치를 Table. 3-1에 표시하였다



(a)



(b)

Figure. 3-2 Photograph and schematics of (a) HEP, disk and (b) flow passage among three HEPs.

Table. 3-1 Thermal properties of experiment material

Material	Thermal Conductivity $k$ (W/m/K)	Density $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Specific Heat $C_p$ (J/kg/K)
Stainless Steel (SS)	14.9	7900	480
Aluminum (Al)	237	2700	900
PTFE	0.27	2170	1000
MC Nylon	0.23	1150	1670
PSU	0.15	1245	1170
PPS	0.3	1350	1000

공기는 상단의 유로(hot side)에서 blower를 통해 유동이 생성되고 10kW heater로 가열된다. 공기의 질량유량은 blower와 heater를 최대로 작동하였을 때 장치내부에서 약 0.21 kg/m<sup>3</sup> 이고 공기의 온도는 약 90 °C 까지 가열된다. Hot side는 공기의 온도를 100 °C 이상으로 가열시키기 위해 blower의 흡입구와 회전체의 hot outlet air가 연결된 recirculation 구조로 구성된다. Blower는 recirculation 구조를 통해서 높은 온도의 공기를 흡입하여 송풍한다. 송풍된 공기는 heater로 재가열 된다. 또한 Fig. 3-3과 같이 열손실을 최대한 줄이기 위해 cerakwool로 단열처리를 하였고, 측정부에서의 공기온도는 150 °C까지 상승된다. 하단의 유로(cold side)에서는 양흡입장치를 사용하여 비교적 균일한 유속으로 상온의 공기가 토출된다. 유로는 유동방향으로 사각덕트, 디퓨저, 환형유로 순서로 구성된다. mesh를 이용하여 공기의 유속과 온도 분포를 균일화 했고, 추가적으로 hot side의 경우에는 유로를 1 m 이상 길게 제작하여 유동 및 온도를 안정화시켰다. Fig. 3-4와 같이 회전체 중앙에는 고온용 실리콘으로 sealing하여 hot, cold air간의 cross-over를 방지 및 실험오차를 최소화 했다

온도는 K-type thermocouple로 측정했다. 측정 위치는 입·출구 경계면의 45°, 90°, 135°이며, 각도당 3지점을 측정하였다. 유속은 온도와 동일한 각도에서 중앙 지점을 pitot tube로 측정했다. 장치에 사용한 제품의 주요사항을 별도로 정리하였다.

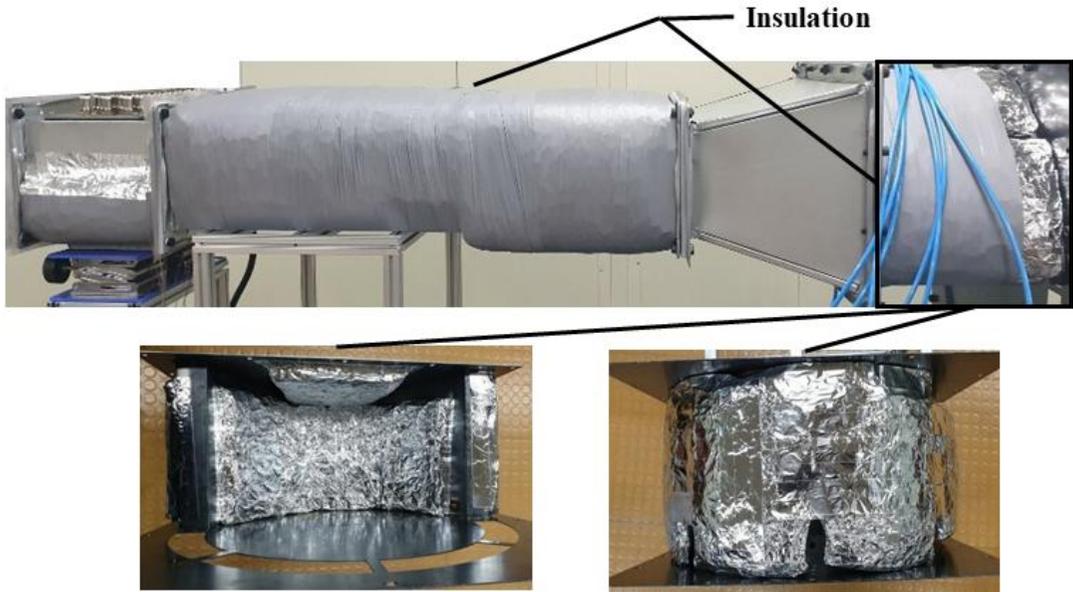


Figure. 3-3 Insulation casing of hot side flow channel

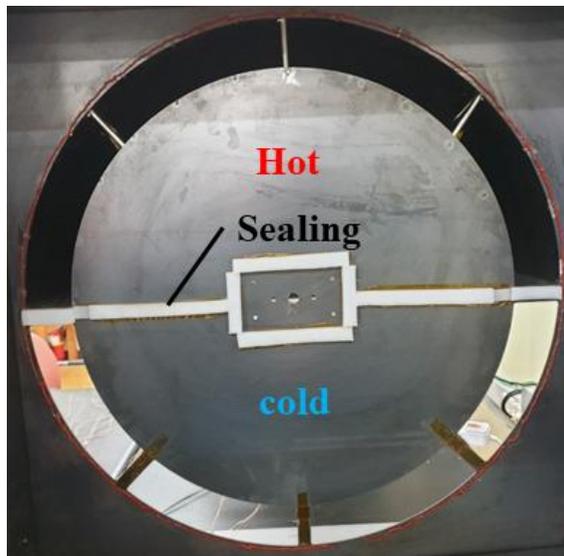


Figure. 3-4 Casing of rotating disk body with silicone rubber sealing attached.

## 1. 블로워, 인버터

공기 유동을 생성하기 위해 blower를 사용하였고, 증류 형태의 유동을 생성하기 위해 Sirocco type을 사용하였다. Hot side의 경우 recirculation구조로 인해 blower가 공기의 공기가 흡입되므로 고온에서 사용할 수 있는 blower를 사용하였다. Cold side의 경우 공간적으로 유속 편차가 없는 동일한 유량을 토출 할 수 있도록 양흡입 장치를 사용했다. Blower는 inverter의 Hertz를 통해 조절했다. Blower와 inverter의 실물사진을 Fig. 3-5에 도시했다. Blower의 제원과 성능곡선을 Table. 3-2와 Fig. 3-6에 도시했다.

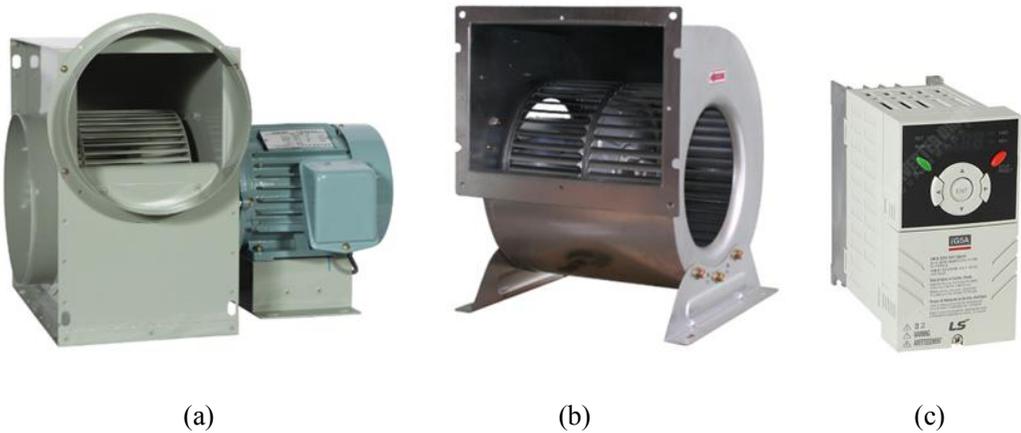
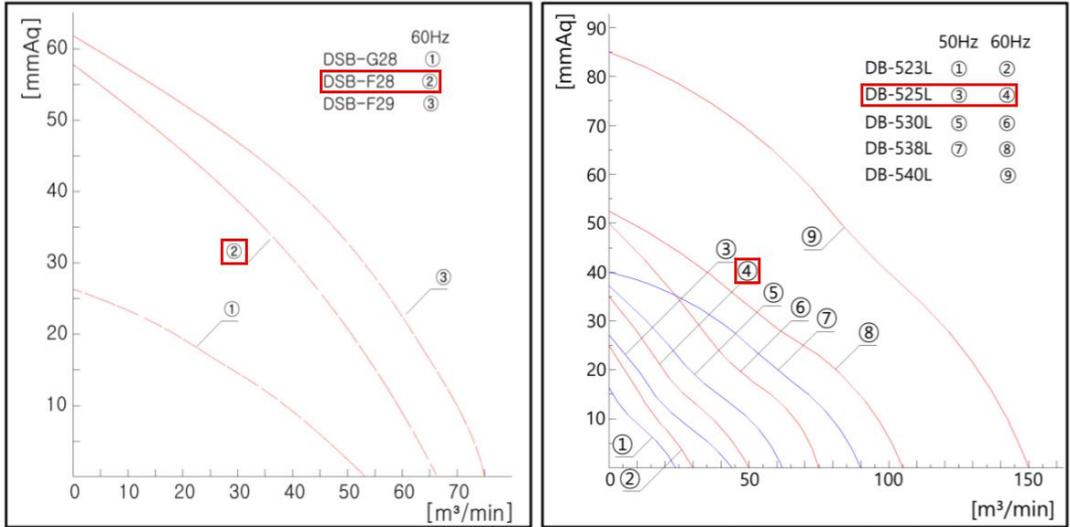


Figure. 3-5 (a) high temperature blower, (b) double inlet blower, (c) inverter

Table. 3-2 Specification of blower

	DSB-G28FTS	DB-525L
Characteristic	High temperature blower (120°C)	double inlet blower
RPM	1150	900
Air Volume (CMM)	53	44
Air pressure (pa)	255	265



(a) (b)

Figure. 3-6 Blower performance curve

(a) high temperature blower, (b) double inlet blower

## 2. 히터, 전류조절기(TPR)

공기는 10kW heater를 사용해 가열하였다. Heater는 공기를 균일하게 가열하기 위해 U자형태의 다발관 구성된다. Heater는 전류조절기(TPR)의 제어방식 중 ON/OFF 제어와 전압조절로 제어했다.



Figure. 3-7 10kW heater and TPR

### 3. 온도 및 유속 측정

열교환기의 성능을 평가하기 위해서는 입출구부의 유속과 온도 측정이 필요하다. 공기의 온도측정은 K-type thermocouple를 하였고 유속측정은 pitot tube과 차압계를 이용하여 측정하였다. 유속은 차압계의 성능특성과 이상기체 상태방정식, 베르누이 방정식으로 계산된다. DC는 차압계의 출력전압, R은 이상기체 상수, T는 측정온도 P는 대기압이다.

$$V = \sqrt{\frac{2 * (25DC - 25)RT}{P}} \quad (11)$$

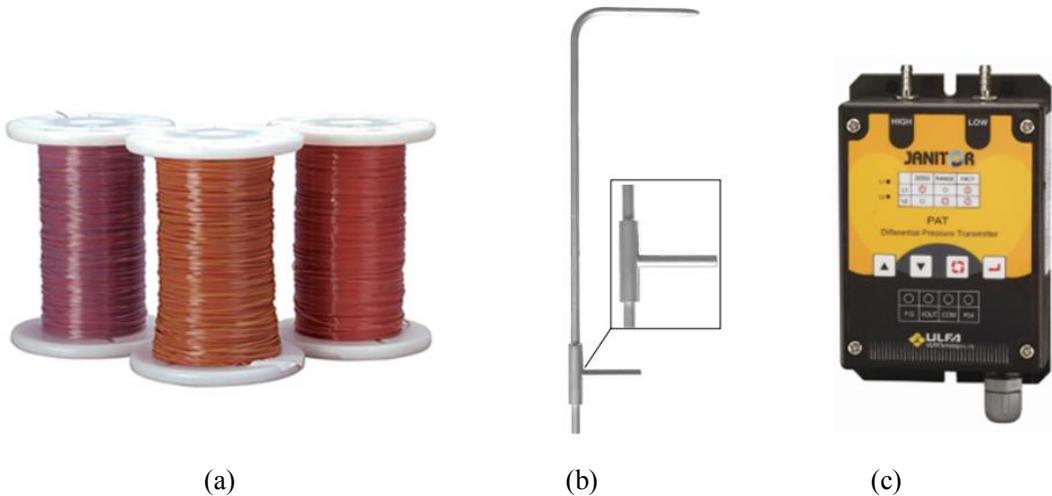


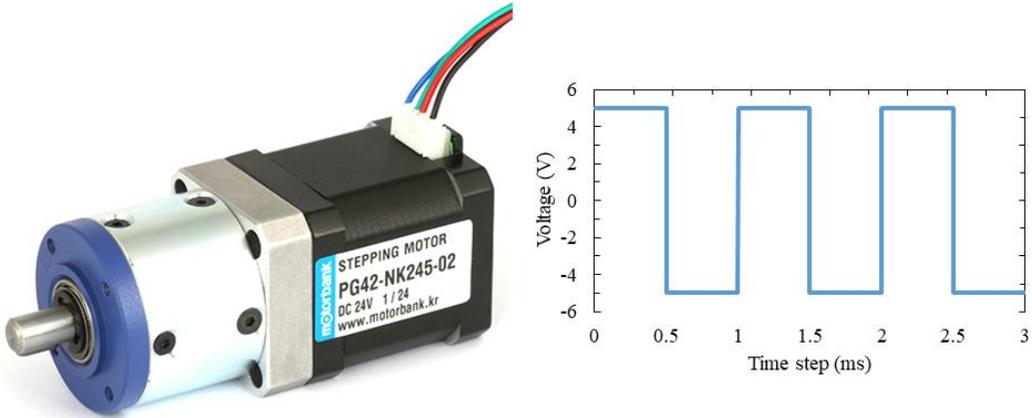
Figure. 3-8 (a) K-type thermocouple, (b) pitot tube, (c) pressure transmitter

Table. 3-3 Specification of K-type thermocouple, pitot tube and pressure transmitter

	K-type thermocouple	Pitot tube	Pressure gauge
Range	-270 ~ 1250 °C	0 ~ 100 m/s	0 ~ 100 kPa
Allowable error	1.1 °C or 0.4%	-	-
Accuracy	-	1% for a ±10° alignment to the fluid flow	±0.25%

#### 4. 스텝 모터

RR의 회전은 step motor를 사용하였다. Step motor는 함수발생기를 활용하여 요구하는 RPM으로 동작하도록 제어했다. 함수발생기에서의 설정은 구형파 및 입력 전압, 주파수를 통한 회전속도로 모터를 제어한다.



(a)

(b)

Figure. 3-9 (a) step motor (b) pulse signal of function generator

Table. 3-4 Specification of step motor

NK-245	
Reduction ration	294
Phase	2
Holding torque	82.5 N·m
Rated torque	10.2 N·m

## 제 2 절 실험방법 및 조건

실험은 동일 조건에 회전식 열교환기의 열소자가 금속소재와 폴리머소재 일 때 열전달률과 유용도를 확인하기 위해 수행하였다. 열소자는 앞선 실험장치에서의 설명처럼 금속소재와 폴리머 소재를 교환 및 장착했고, 유속을 변수로 설정하여 실험을 진행했다. Hot side의  $V_h$ 는 4, 5, 6 m/s로 하였고, cold side의  $V_c$ 는  $V_h$ 의 유속의 각각 50, 75, 100%로 하였다. 고온부 입구의 온도는 약 120~130 °C이고, 저온부 입구의 온도는 상온이다. 회전속도는 0.75 RPM 이다. Periodic steady state에 도달 할 때까지 20~30분 정도가 소요됐고, 이후에 time step마다 5 s로 총 2000 step을 측정했다. 유속은 회전부의 입구에서 pitot tube로 측정한 값을 시간에 따라서 평균하였다. 온도는 회전부의 입·출구에서 K-type thermocouple로 측정하여 시간에 대해서 평균한 후 동일한 각도의 3개를 평균하였다. 공기의 밀도와 점성계수는 입·출구의 평균온도에서의 값을 사용했다.

### 제 3 절 실험결과 및 고찰

Fig. 3-10은 실험 중 시간에 대한 유속결과를 보여준다. 시간에 따라 hot, cold side 동일하게 약 4.8~5.1 m/s의 유동이 흐름을 확인하였다. Fig. 3-11은 MC Nylon의 실험결과로 cold side의 입·출구 공기의 평균 온도는 26 °C에서 41 °C로 15 °C정도 공기 온도가 상승하였다. 입·출구 공기의 온도차이로 HEP와 공기간에 열교환이 이루어졌음을 확인하였다. 2·3절의 식으로 측정된 유속과 온도로 열전달률과 유용도를 계산하여 재질별로 비교하였다.

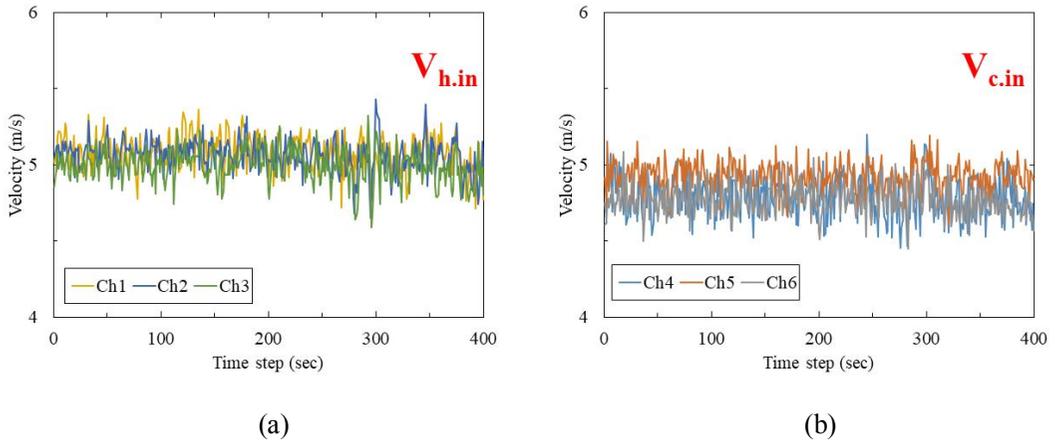


Figure. 3-10 Measurement of inlet air flow velocity. (a) hot, (b) cold

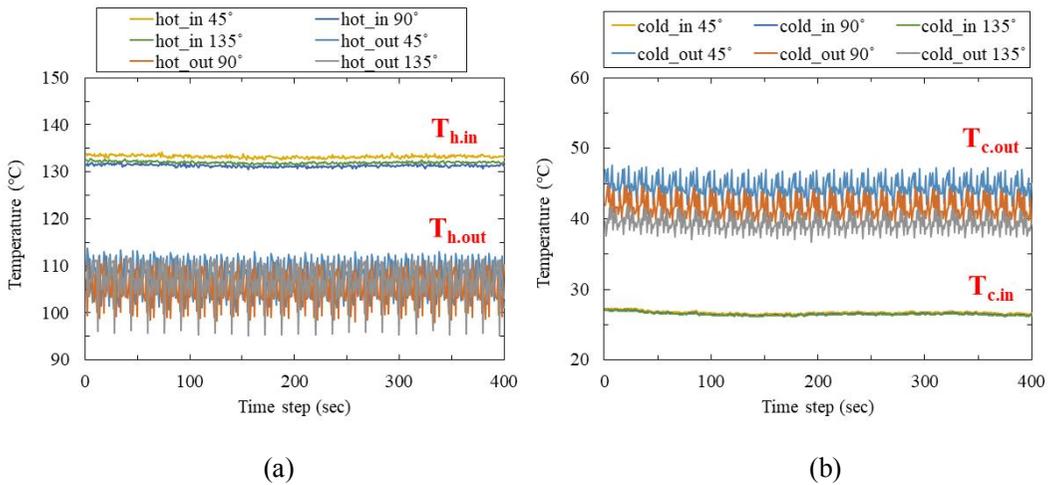


Figure. 3-11 Measurement of air temperature (a) hot side, (b) cold side.

Fig. 3-12는  $V_h = 4 \text{ m/s}$  일 때  $V_c$ 에 따른 총괄열전달계수와 유용도를 나타내었다. 열소자가 aluminum 일 때 총괄열전달계수는  $V_c$ 가 빠를수록 0.0244~0.0344 kW/K로 높아지는 것을 보인다. 유용도는  $V_c$ 가 100% 일 때는 0.201, 75% 일 때는 0.155, 50% 일 때는 0.183이다. Fig. 3-13은  $V_h = 5 \text{ m/s}$  일 때  $V_c$ 에 따른 총괄열전달계수와 유용도를 나타내었다. 총괄열전달계수는  $V_c$ 가 빠를수록 0.0267~0.0333 kW/K로 높아지는 것을 보인다. 유용도는  $V_c$ 가 100% 일 때는 0.184, 75% 일 때는 0.142, 50% 일 때는 0.151이다. Fig. 3-14는  $V_h = 6 \text{ m/s}$  일 때  $V_c$ 에 따른 총괄열전달계수와 유용도를 나타내었다. 총괄열전달계수는  $V_c$ 가 빠를수록 0.0301~0.0391 kW/K로 높아지는 것을 보인다. 유용도는  $V_c$ 가 100% 일 때는 0.173, 75% 일 때는 0.142, 50% 일 때는 0.147이다. 총괄열전달계수는 고온부와 저온부의 유속이 높을수록 증가한다. 반면에 유용도는 고온부의 유속이 낮을수록 높다. 고온부 유속이 동일 할 때는 저온부 유속이 75% 일 때 가장 낮은 것으로 보인다. Fig 3-15는 소재별 effectiveness( $\epsilon$ )를 hot side  $Re(Re_h)$ , NTU와 비교한 결과이다. 실험결과 유용도는 CFD결과와 유사하게 재질에 상관없이 유속이 클수록 유용도는 낮아진다. RR의 유용도는 평균적으로 PTFE > stainless steel > MC Nylon > PSU > PPS > aluminum 순으로 높다. 유용도의 상대적인 차이가 15% 내의 값을 갖기 때문에 오차범위 내에서 비슷하거나 더 높은 열전달 성능을 가지는 것으로 판단된다. 또한 이론  $\epsilon$ -NTU 관계식과 실험결과들이 4% 이내의 차이로 계산되어 실험데이터의 유효성을 확인했다.[26]

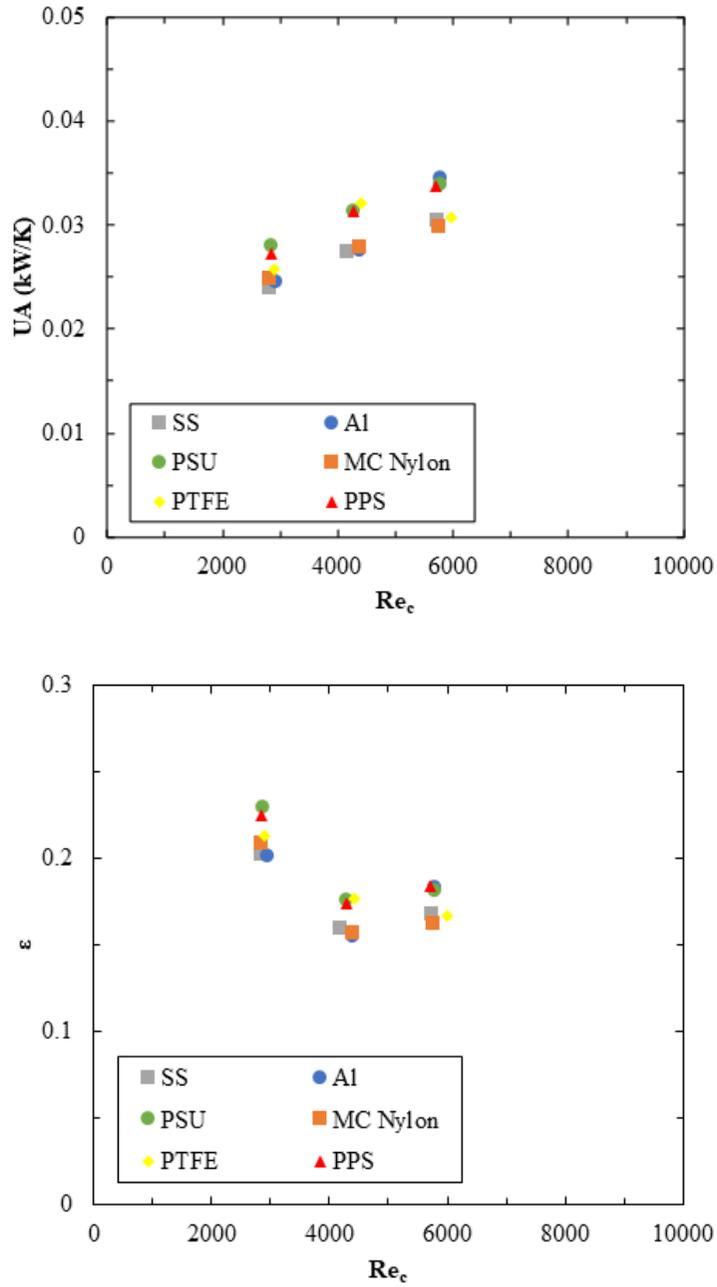


Figure. 3-12 Overall coefficient of heat transfer and effectiveness base on  $Re_c$  of  $V_h=4$  m/s

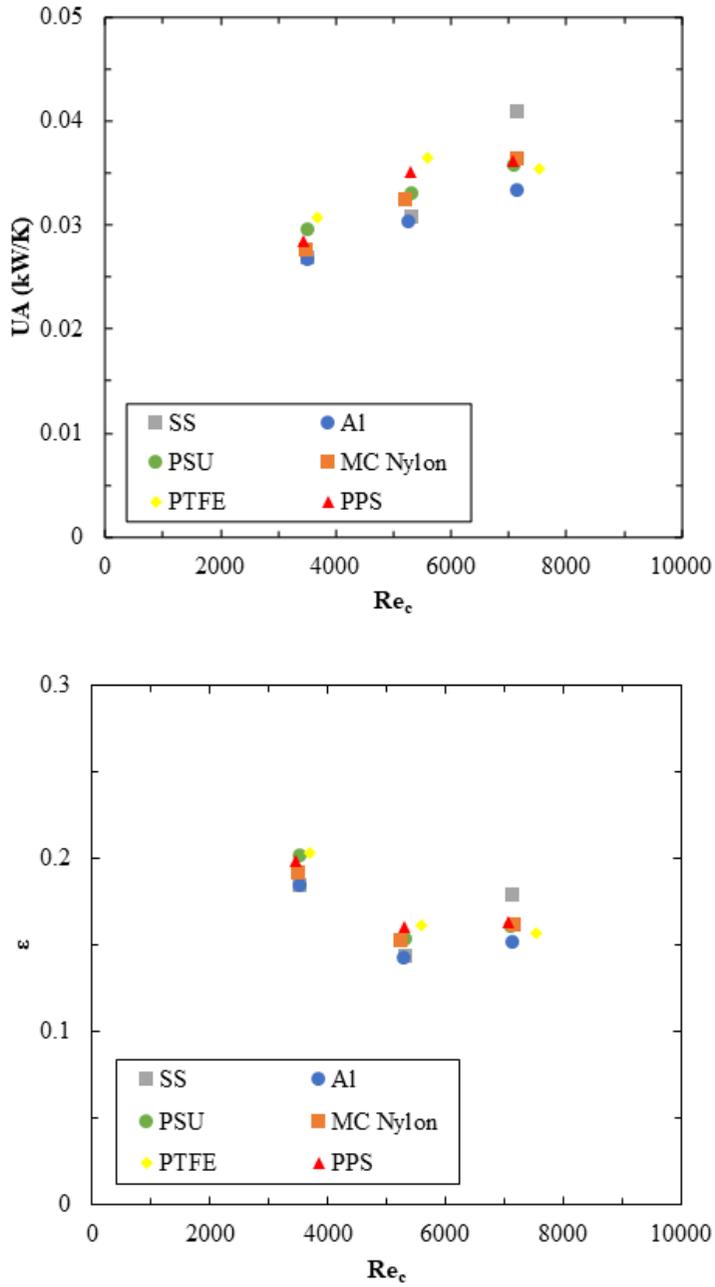


Figure. 3-13 Overall coefficient of heat transfer and effectiveness base on Re<sub>c</sub> of V<sub>h</sub>=5 m/s

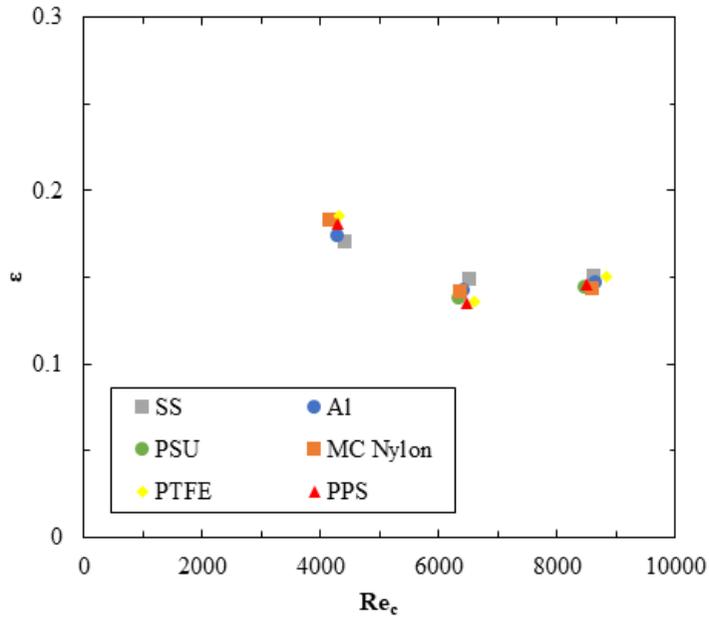
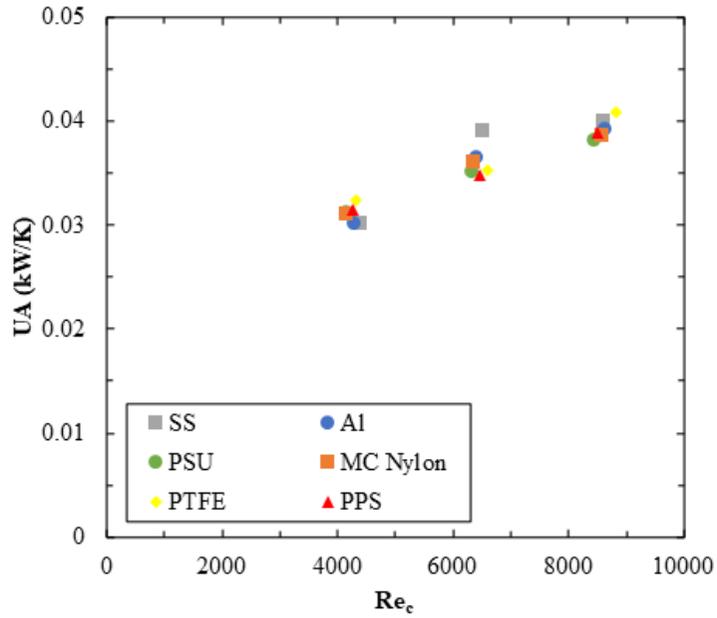
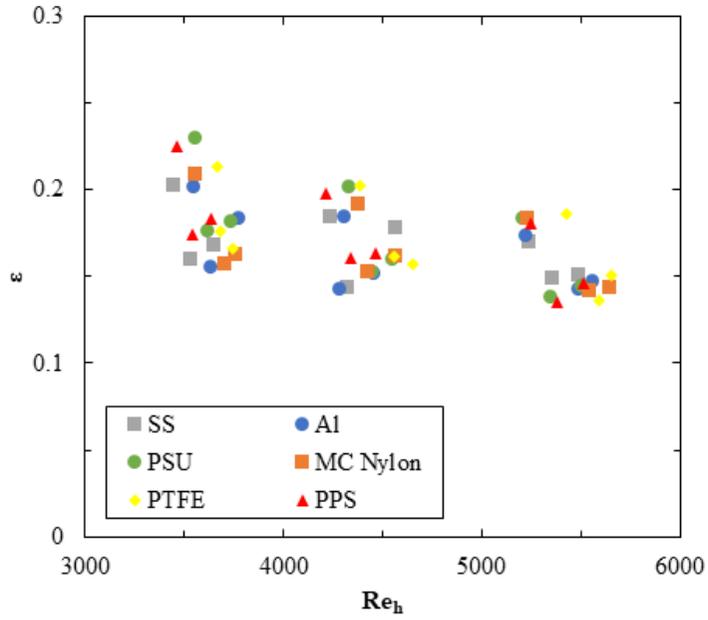
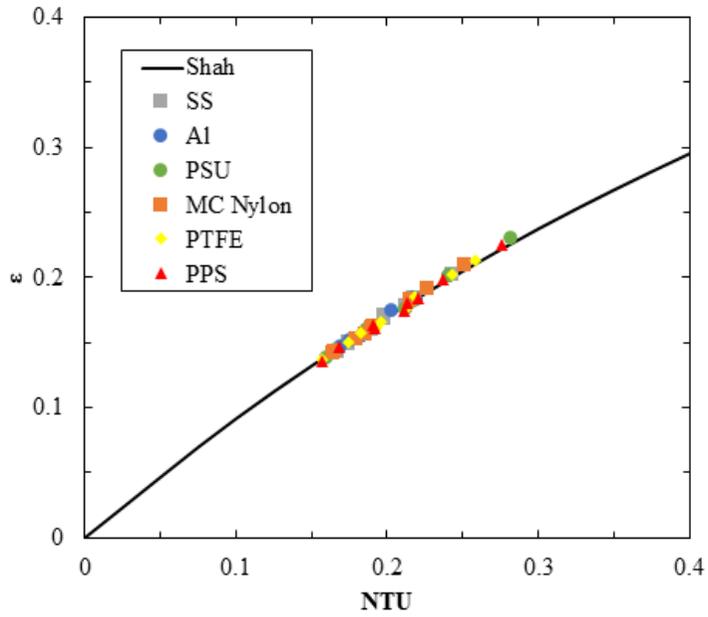


Figure. 3-14 Overall coefficient of heat transfer and effectiveness  
 base on  $Re_c$  of  $V_h=6$  m/s



(a)



(b)

Figure. 3-15 Comparison of effectiveness by material. (a) effectiveness by material based on  $Re_h$  (b) effectiveness-NTU method

유속과 온도에 대한 열전달률의 오차를 분석했다. 유속의 경우 피토관의 설치 각도와, 차압계의 측정 오차를 고려했다. 피토관은 유동방향에 수평하게 설치해야 정확한 유속값이 측정된다. 각도가 틀어지면 유속은 실제 유속보다 낮아진다. 피토관을 최대한 수평하게 설치하였으나, 설치과정 중에 약간의 틀어짐이 발생할 수 있다. 틀어진 각도가 5°정도 이내일 때 유속에 의한 열전달률은 0.38% 낮아진다. 유동이 난류이므로 피토관의 높이에 의한 오차는 고려하지 않았다. 다음은 차압계의 오차이다. 동일한 실험조건에서 한 개의 피토관을 6개의 차압계로 확인 했을 때, 차압계 별로 최대 0.2 m/s의 차이가 관찰된다. 따라서 측정된 유속값에 0.2 m/s를 하였고 이때의 오차는 최대 4.83% 정도이다. 유속에 관한 모든 오차를 고려하였을 때 열전달률은 5.21% 정도 차이 난다. 다음은 온도의 경우로 회전체의 구조상 유동이 흐르지 않는 시간이 있어 주기적으로 온도가 낮게 측정된다. 해당 온도값을 제외하였을 때는  $T_{h,out}$ 의 값이 0.7 °C 상승하여 열전달률은 3.14% 낮아진다. 다음은 온도 평균에서의 오차이다. 온도의 평균값과 최대값의 차이는 약 3 °C 정도 차이가 발생한다. 차이의 반절인 1.5 °C를 고려하면 열전달률은 13.26% 차이가 발생한다. 온도에 관한 오차를 모두 고려하였을 때 열전달률의 오차는 16.40%이다. thermocouple의 오차는 비교적 작으므로 고려하지 않았다. 온도와 유속의 오차를 모두 고려했을 때 열전달률의 차이는 20.77% 정도로 실험 측정시 발생하는 최대오차가 된다. 실험에서 측정된 유속, 온도값으로 계산된 열전달률은 모두 오차범위 내에 있다. 비교적 큰 오차범위를 갖지만 모든 실험을 최대한 동일한 환경에서 했기 때문에 재질별 열전달 효율을 비교하는 것은 문제가 없을 것으로 생각된다. 또한 열용량이 가장 높은 stainless steel의 경우가 열전달률과 유용도가 가장 높을것으로 예상하였지만 평균적으로 PTFE의 경우가 가장 높은 것으로 확인된다. 이는 폴리머 소재의 열팽창으로 전열면적이 증가하여 stainless steel보다 PTFE의 열전달 성능이 높게 측정된 것으로 판단된다. 추가적으로 MC Nylon의 경우 열소자가 열팽창에 의해 휘어짐이 발생하였다. Fig. 3-16과 같이 회전체의 회전방향과 열소자의 휘어짐 방향에 의해서도 실험결과가 달라지므로 이 부분에 대해서도 추가적인 연구가 필요하다.

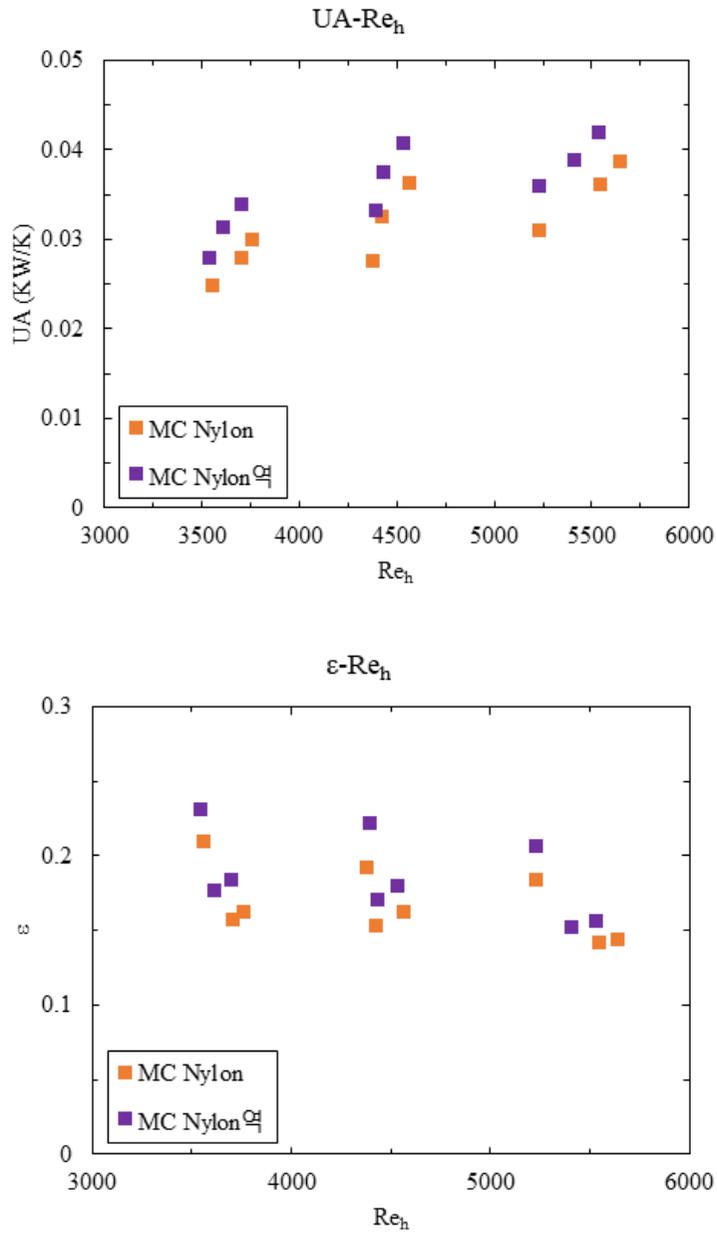


Figure. 3-16 Results of overall coefficient of heat transfer and effectiveness according to bending

## 제 4 장 회전식 열교환기의 실정장치 개선

### 제 1 절 기존 실험장치의 문제 및 개선점

기존장치는 에너지밸런스가 최저 75% 정도로 매우 낮아 문제점을 개선하여 실험 장치를 설계 및 제작하였다. 첫 번째 문제점은 사각케이스와 원형 회전체간에서 모서리부분의 공간문제이다. 사각케이스 외부를 단열하였지만 모서리 부분에서의 공기가 실험데이터에 영향을 준다고 판단하여 원형케이스로 변경하였다. 두 번째는 실링의 경우이다. RR는 기본적으로 hot side와 cold side간의 cross-over가 발생하고 실제 설비에서는 5% 이내가 되도록 한다. 이전 장치의 경우 회전체의 외각에 HEP가 장착이 되어 있고 해당 부분에만 유동이 흐르도록 외부유동을 환형유로로 구성하였다. 환형유로와 회전체 사이의 공간에 고무로 패킹을 하였지만 공기의 누수가 있었을 것으로 판단된다. 이 부분을 개선하고자 유동이 파이프에만 흐르도록 내·외각에 테프론 구조물을 장착하여 누수를 줄였다.

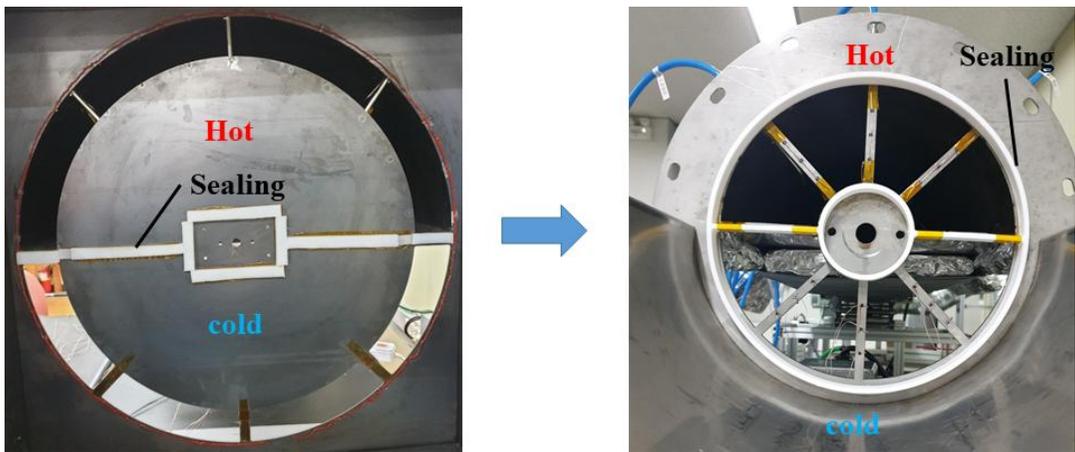


Figure. 4-1 Improving the device through minimizing gap and leakage problem.

세 번째 문제점은 회전체와 HEP 간의 중량비 문제이다. RR의 경우에는 열용량이 주요한 성능인자가 된다. 그러나 기존 장치에서는 SS 제작된 회전체와 폴리머재료의 무게 차이로 회전체의 무게 비중이 매우 높다. 회전체의 무게비중이 높으면 실험결과가 회전체에 의한 영향성이 높을 수도 있어 개선이 필요하다. 개선된 실험장치는 HEP를 고정한 회전체의 무게가 최소화 되도록 제작하였고, 내부에 HEP를 다량의 파이프를 최대한 채울 수 있도록 형상적으로 변경하였다.

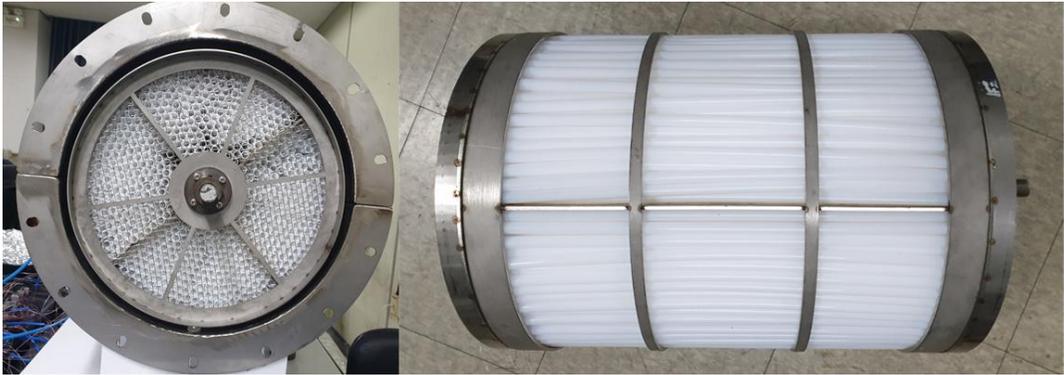


Figure. 4-2 Minimizing the weight of the rotating body, and installment of pipes.

## 제 2 절 실험장치 테스트

### 1. 유동 테스트

개선된 실험장치도 이전실험장치와 동일하게 공기의 온도를 높이기 위해서 hot side를 recirculation 구조로 구성하였다. 개선된 실험장치의 경우 Fig. 4-3과 같이 hot outlet에도 피토관을 장착하였으므로 recirculation 구조의 유무 및 회전 RPM변화에 따른 유량 변화를 확인하였다. 회전 RPM은 0~10 RPM으로 설정하였으며 각 RPM 당 200 s 측정하여 유속 변화를 확인했다. Fig. 4-4는 hot side의 입구부 유속으로 입구부의 유속은 각도에 따라 6 m/s로 균일한 유동은 형성되는 것을 확인되다. Fig. 4-4는 RPM 변화에 따른 hot side 출구의 유속이다. (a)의 경우 순환구조가 없는 경우이다. 0~200 s 구간에서는 0 RPM인 경우로 중심부의 유속이 높고 좌우의 유속이 조금 낮은 결과를 보인다. 이는 입구부에서의 유속이 중심이 약간 높으며 출구부에서의 유로가 중심으로 모아지는 형상을 인해서 중심부가 약간 높은 것을 판단된다. 반면 (b)의 경우 동일하게 0~200 s 구간에서는 0 RPM인 경우 중심부의 유속이 높고 좌우의 편차가 큰 것으로 확인된다. 이는 출구부의 유로가 순환구조에 의해 U자로 꺾이기 때문에 발생하는 현상으로 생각된다. 200~1800 s 구간에서는 회전 RPM이 200 s 간격으로 증가한다. (a)의 경우 측정 위치별 비교적 양호한 편차를 갖으며 RPM 증가에 의한 유속의 증가량 등은 변화가 없다. (b)의 경우 측정 위치에 따른 편차가 심한 것으로 확인된다. Non-recirculation 인 경우에는 입구유량 대비 출구부의 유량은 약 32% 감소되는 결과를 보인다. 반면에 순환구조인 경우에는 입구 유량 대비 출구부의 유량은 최대 4% 감소된다. Recirculation 구조일 때는 출구부에 blower의 흡입력이 발생하여 출구부의 유속이 높은 것으로 판단된다. 결과를 Table. 4-1에 정리하였다.

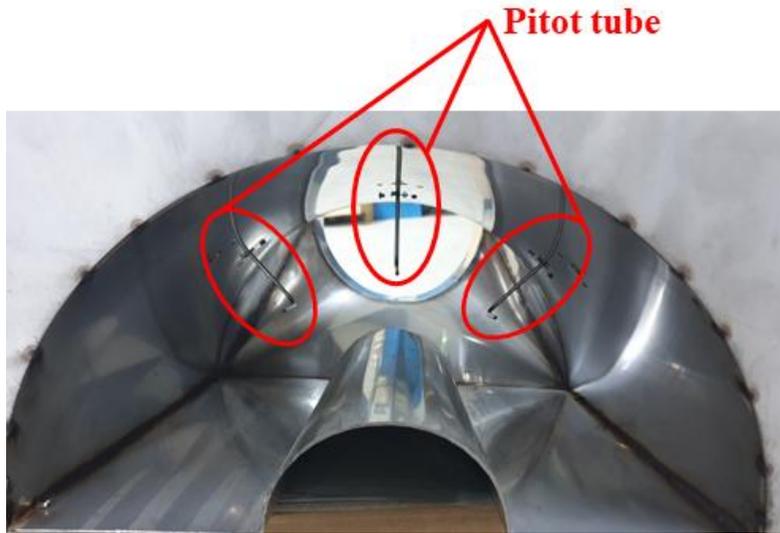


Figure. 4-3 Pitot tube installation.

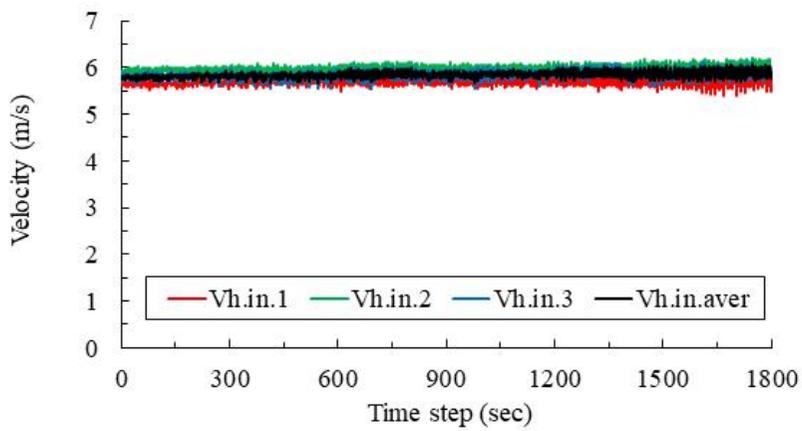
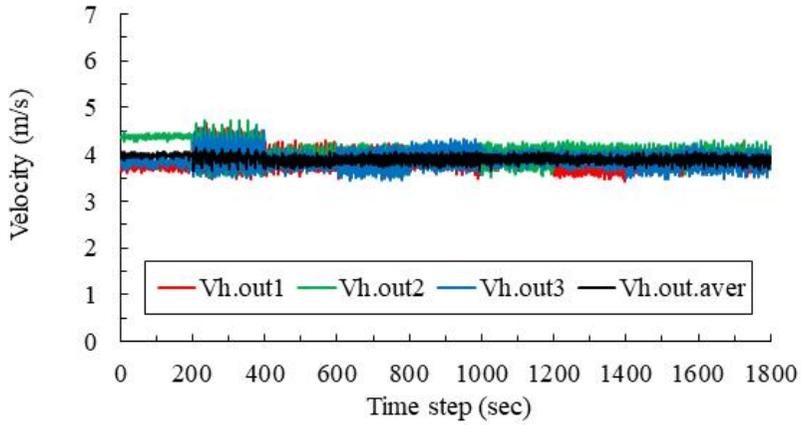
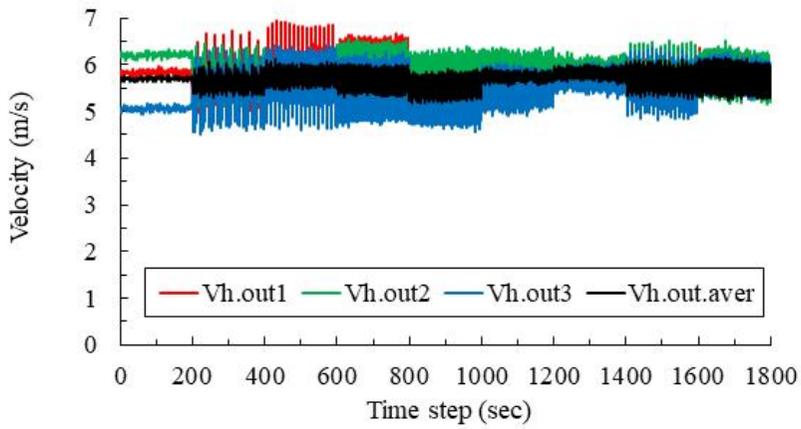


Figure. 4-4 Measurement of inlet hot air flow velocity.



(a)



(b)

Figure. 4-5 Measurement of outlet hot air flow velocity.

(a) non recirculation (b) recirculation

Table. 4-1 Measurement of hot air mass flow

RPM	Non-recirculation		Recirculation	
	mf.h.out.aver (kg/s)	mf.h ratio (%)	mf.h.out.aver (kg/s)	mf.h ratio (%)
0	0.149	31.02	0.211	1.94
0.5	0.147	31.94	0.208	3.7
1	0.144	33.33	0.213	1.39
1.5	0.145	32.87	0.211	2.31
2	0.14	32.87	0.207	4.17
3	0.146	32.41	0.213	1.39
4	0.145	32.87	0.214	0.93
5	0.145	32.87	0.212	1.85
10	0.145	32.87	0.213	1.89

위의 테스트에서 recirculation 구조가 출구부의 유속에 영향이 있다고 판단된다. Recirculation 구조 중간에 댐퍼를 장착하여 압력 변화를 주어 hot out 흡입에 따른 유동변화를 관찰하였다. 0~100 step은 닫은 상태, 100~200 step은 반절 개방 200~300 step은 완전개방 상태이다. 댐퍼를 개방 할수록 blower의 흡입구에 유량이 많이 흡입 되므로 입구부의 유속이 증가한다. 반면에 출구부의 경우 댐퍼가 개방됨에 따라 압력이 줄어들어 유속이 감소되는 것으로 확인된다. 따라서 recirculation구조에 의해 hot side의 유동 변화가 확인되므로 추가적인 테스트가 필요하다.

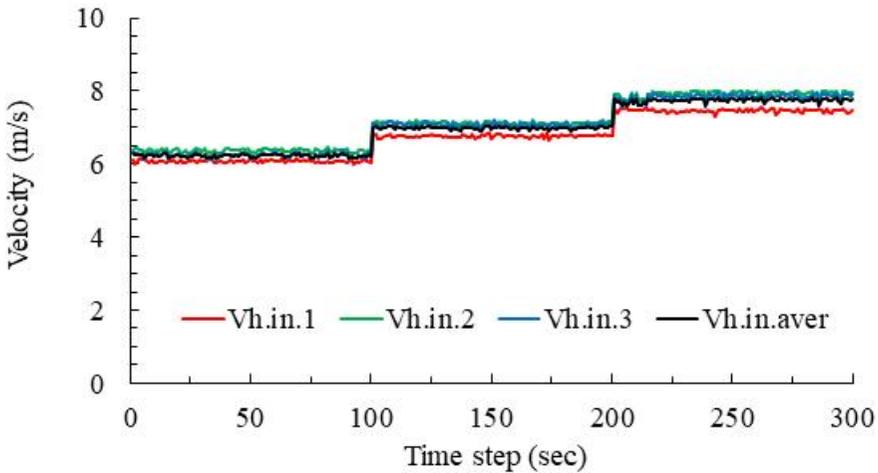


Figure. 4-6 Measurement of inlet hot air flow velocity of damper control

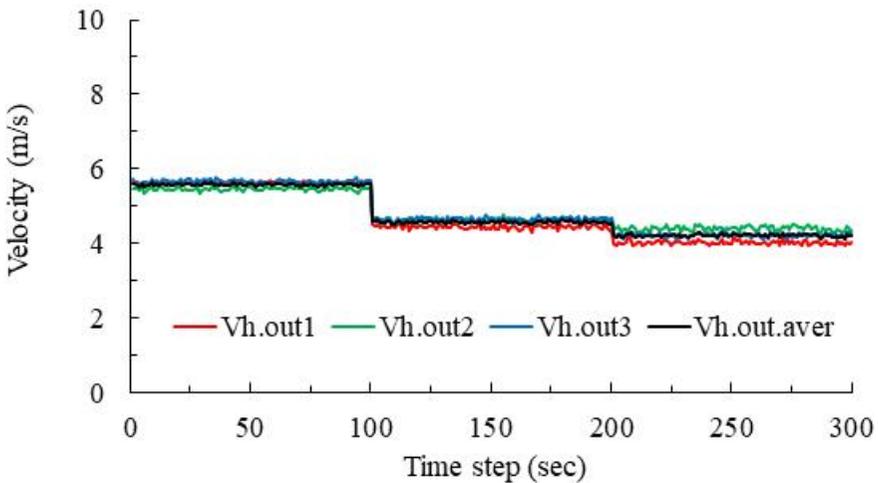
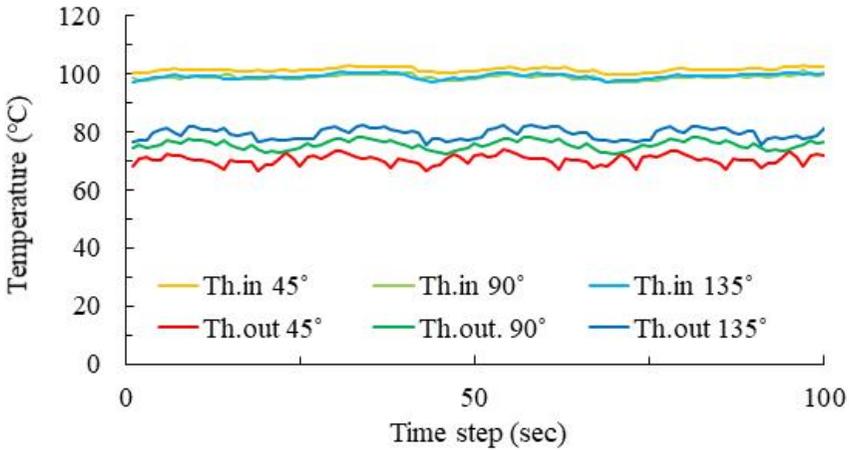


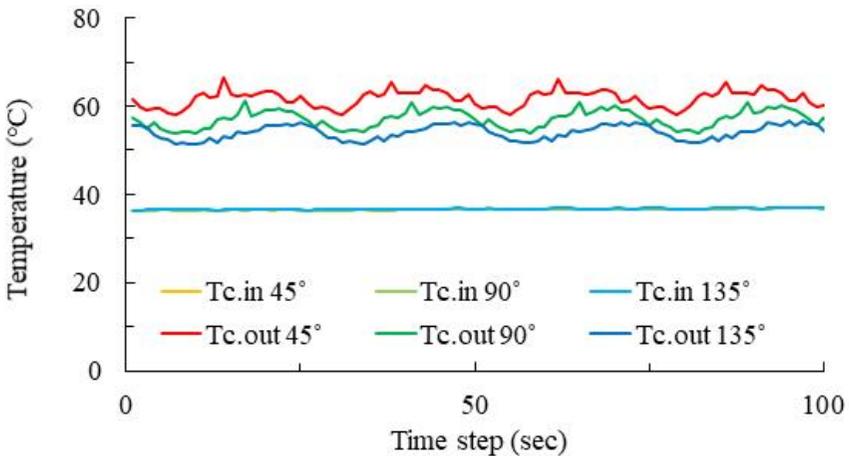
Figure. 4-7 Measurement of outlet hot air flow velocity of damper control

## 2. 온도 테스트

장치에서의 입·출구의 온도 측정 결과를 확인하였다. hot side와 cold side의 입구에서는 온도가 균일한 것으로 확인된다. 출구에서 온도 변화는 RR의 물리적 현상과 동일하게 hot side의 경우 회전각도가 증가할수록 공기가 온도가 증가하며 유출되고 cold의 경우 회전각도가 증가할수록 공기가 온도가 감소하여 유출되는 것이 확인된다. 실험에서의 유속과 온도 결과로 에너지 밸런스를 계산하였을 때 약 0.91로 작동유체가 기체임을 고려하면 에너지 밸런스는 준수한 것으로 판단된다.



(a)



(b)

Figure. 4-8 Measurement of air temperature

(a) hot side, (b) cold side

## 제 5 장 결론

본 연구는 폴리머 회전식 열교환기의 열전달 성능을 분석하였다. 재질에 대한 열전달 성능을 비교하기 위해 동일 조건에서 금속재질과 폴리머재질의 수치해석과 실험을 수행하였다. 수치해석은 고온영역의 air preheater와 저온영역의 HEV에서 열전달 성능을 확인하였다. Air preheater의 경우 금속과 폴리머재질의 유용도는 거의 동일함을 보였다. HEV는 변수에 따른 열전달률과 유용도를 비교하였다. 유속이 동일한 경우에는 유동채널의 두께가 증가할수록 열전달률은 증가하나 유용도는 감소한다. 반면에 유량이 동일한 경우에는 열전달률과 유용도가 증가한다. 이는 출구부의 온도 변화 경향성이 유량과 대류열전달계수의 차이에 의해 다르기 때문인 것으로 판단된다. HEP가 두꺼워질수록, RPM이 증가할수록 유용도는 증가하지만 일정 두께와 회전속도 이상에서는 유용도의 증가율이 적다. 또한 대류열전달계수가 높은 양끝부분의 열용량을 증가시켰을 때는 동일한 체적과 무게에서도 유용도를 증가시킬 수 있음을 확인하였다. 파이프형상의 3D모델에서도 2D 모델과 동일하게 RPM이 증가할수록 유용도는 증가하지만 일정 RPM이상에서는 유용도의 증가량이 매우 미소함을 확인하였다.

또한 lab-scale rotary regenerator(RR)를 제작하여 열전달성능을 실험 및 비교하였다. 재질의 열전도도와 열용량에 따른 RR의 성능을 비교하기 위해 열전도도가 높은 stainless steel, aluminum과 열용량이 높은 PTFE, MC Nylon 등 6개를 선정하여 실험했다. 실험결과 금속재질과 폴리머재질간의 유용도는 90% 이내로 유사하며 PTFE의 경우가 가장 높은 유용도를 갖는다. 실험결과를 shah의 이론 $\epsilon$ -NTU관계식과 비교하여 4% 이내의 차이로 검증하였다.

수치해석과 실험결과로 폴리머를 적용한 RR의 열전달성능은 금속인 경우와 대등함을 확인하였다. 폴리머 소재는 내부식성이 좋고, 무게가 가벼우며, 낮은 제조원가 등의 장점을 갖고 있다. 또한 가공의 용이하므로 열전달에 적합한 형태로 가공하여 추가적인 열성능을 높일 수 있다. 결과적으로 높은 열용량을 갖는 폴리머 소재는 금속소재의 단점이 개선되고, 유효한 열효율을 가지므로 rotary regenerator에 적합한 소재가 될 수 있다.

## REFERENCES

- [1] Dessouky, H. T., Ettouney, H. M., Plastic/compact heat exchangers for single-effect desalination systems, *Desalination* 122 (1999) 271-289.
- [2] Zaheed, L., Jachuck, R. J. J., Review of polymer compact heat exchangers, with special emphasis on a polymer film unit, *Applied Thermal Engineering* 24 (2004) 2323-2358.
- [3] Zaheed, L., Jachuck, J. J., Performance of a square, cross-corrugated, polymer film, compact, heat-exchanger with potential application in fuel cells, *Journal of Power Sources* 140 (2005) 304-310.
- [4] Dreiser, C., Bart. H, J., Falling flim break-up and thermal performance of thin polymer film heat exchnager, *International Journal of Thermal Sciences* 100 (2016) 138-144.
- [5] Reay, D. A., The use of polymers in heat exchangers, *Heat Recovery Systems & CHP* 9 (1989) 209-261.
- [6] Li, L. C., Guo. Z, Y., Experimental investigation of plastic finned-tube heat exchangers, with emphasis on material thermal conductivity, *Experimental Thermal and Fluid Science* 33 (2009) 922-928.
- [7] Kern, J., Heat transfer in a rotary heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 17 (1974) 981-990.

- [8] San, J. Y., Hsjau, S. C., Effect of axial solid heat conduction and mass diffusion in a rotary heat and mass regenerator, *International Journal of heat and Mass Transfer* 36 (1993) 2051-2059.
- [9] Nari, S., Verma, S., Dhingra, S. C., Rotary heat exchanger performance with axial heat dispersion, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 41 (1998) 2857-2864.
- [10] Baruah, N., G.V, P. K., Numerical modeling of regenerative rotary heat exchanger: a review, *Journal of Biosystems Engineering* 42 (2017) 44-55.
- [11] Seo, J. W., Kim, D. S., A simple effectiveness model for heat wheels, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 120 (2018) 1358-1364.
- [12] Sherony, D. F., Solbrig, C. W., Analytical investigatrion of heat or mass transfer and friction factors in a corrugated duct heat or mass exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 13 (1970) 145-159.
- [13] Zhang, X. J., Dai, Y. J., Wang, R. Z., A simulation study of heat nd mass transfer in a honeycombed rotary desiccant dehumidifier, *Applied Thermal Engineering* 23 (2003) 898-1003.
- [14] Ghodsipour, N., Sadrameli, M., Experimental and sensitivity analysis of a rotary air preheater for the flue gas heat recovery, *Applied Thermal Engineering* 23 (2003) 571-580.
- [15] Nellis, G. F., Klein, S. A., Regenerative heat exchangers with

significant entrained fluid heat capacity, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 (2006) 329-340.

[16] Sanaye, S., Hajabdollahi, H., Multi-objective optimization of rotary regenerator using genetic algorithm, *International Journal of Thermal Sciences* 48 (2009) 1967-1977.

[17] Kaydan, A. H., Hajidavallo, E., Three-dimensional simulation of rotary air preheater in steam power plant, *Applied Thermal Engineering* 73 (2014) 399-407.

[18] Alhusseney, A., Turan, A., An effective engineering computational procedure to analyse and design rotary regenerators using a porous media approach, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 95 (2016) 593-605.

[19] Chung, H. J., Kim, Y. C., Numerical analysis of the performance characteristics and optimal design of a plastic rotary regenerator considering leakage and adsorption, *Applied Thermal Engineering* 109 (2016) 227-237.

[20] Ozdemir, K., Serincan, M. F., A computational fluid dynamics model of a rotary regenerative heat exchanger in a flue gas desulfurization system, *Applied Thermal Engineering* 143 (2018) 988-1002.

[21] Wang, L., Che, D., A novel design of rotary regenerative condensing heat exchanger for the dehydration from high humidity flue gas, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 131 (2019) 517-526.

[22] Willmott, A. J., Dynamics of Regenerative Heat Transfer, Taylor & Francis, New York, 2002.

[23] KS B 6879 : 2020 Heat recovery ventilators.

[24] Schmidt, F. W., Willmott, A. J., Thermal Energy Storage and Regeneration, Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1981.

[25] Nguyen, N. V., Oh, D. W., Analysis of thermal performance of polymer rotary regenerator, High Temperatures-High Pressures 48 (2019) 107-120.

[26] Shah, R. K., Sekulic, D. P., Fundamentals of Heat Exchanger design, John Wiley & Sons, New Jersey, 2003.