



저작자표시 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

- 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](#) 

2013 年 2 月
碩士學位論文

하이브리드 배기가스용
고온재생기의 흡수액 출구조건에
따른 성능특성에 대한 실험적 연구

朝鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

郭 明 錫

하이브리드 배기가스용
고온재생기의 흡수액 출구조건에
따른 성능특성에 대한 실험적 연구

Experimental study on the performance
characteristics with a variation of outlet port of
the high-temperature generator for using hybrid
exhaust gas

2013 年 2 月 25 日

朝鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

郭 明 錫

하이브리드 배기가스용
고온재생기의 흡수액 출구조건에
따른 성능특성에 대한 실험적 연구

指導教授 曹 弘 鉉

이 논문을 공학석사 학위신청 논문으로 제출함

2012 年 10 月

朝鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

郭 明 錫

郭 明 錫의 碩士學位論文을 認准함

委員長 朝鮮大學校 教授 洪 明 錫 ㉠

委 員 朝鮮大學校 教授 鄭 洛 奎 ㉠

委 員 朝鮮大學校 教授 曹 弘 鉉 ㉠

2012 年 11 月

朝鮮大學校 大學院

Contents

Contents	i
List of Figures	iii
List of Tables	vii
Nomenclature	viii
ABSTRACT	x

제 1 장 서 론 1

제 1 절 연구 배경 1

제 2 절 고효율 흡수식 냉동기의 기술개발 현황 5

1. 고효율 흡수식 냉온수기 6
2. 폐열활용 흡수식 냉온수기(배기가스, 엔진 냉각수 활용) 9
3. 고효율 복합열원 하이브리드 흡수식 냉온수기 10
4. 국내·외 관련 기술의 현황 11

제 3 절 기존연구 동향 14

제 4 절 연구목적 16

제 2 장 배기가스용 고온재생기 실험장치 및 조건 .. 17

제 1 절 배기가스 구동 고온재생기 설계 17

1. 편-관 열교환기 20
2. 엘리미네이터 (Eliminator) 21
3. 희용액 분배기 22
4. 농용액넘이 받이 22

제 2 절 Lab. scale 배기가스 고온재생기 실험장치	23
1. Lab scale 배기가스 고온재생기 실험장치 및 설계	23
제 3 절 배기가스 고온재생기의 실험조건	49
1. 배기가스 물성치 상사	49
2. 고온재생기 및 공기열원의 열량계산 방법	55
3. Wilson Plot 방법을 이용한 내·외측 열전달계수 산출을 위한 실험조건	57
제 3 장 실험 결과 및 고찰	60
제 1 절 공기측 조건에 따른 고온재생기 성능특성 분석 ...	60
1. 공기측 입구온도에 따른 성능특성 분석	60
2. 공기측 질량유량에 따른 성능특성	68
제 2 절 흡수액측 조건에 따른 고온재생기 성능특성 분석 ...	76
1. 흡수액측 입구온도에 따른 성능특성 분석	76
2. 흡수액측 질량유량에 따른 성능특성 분석	84
제 3 절 Wilson Plot 방법을 적용한 열전달계수의 계산 ..	92
제 4 장 결 론	95
Reference	98

List of Figures

Fig. 1.1	The energy consumption transition of the resources.	2
Fig. 1.2	The energy consumption transition of the domestic building.	2
Fig. 1.3	The interior of a country energy environment and energy consumption structure.	4
Fig. 1.4	The domestic annual gas playback rate and form of the power dissipation.	4
Fig. 1.5	Schematic of cogeneration cycles diagram	9
Fig. 1.6	Schematic of hybrid composite absorption chiller cycle.	10
Fig. 1.7	COP of absorption chiller-heater transition(japan)	13
Fig. 2.1	Main components of a high-temperature generator.	18
Fig. 2.2	Schematic of a high-temperature generator.	18
Fig. 2.3	Drawing of a high-temperature generator.	19
Fig. 2.4	Photograph of a fined tube.	20
Fig. 2.5	Schematic of a fined tube.	20
Fig. 2.6	Photograph of an eliminator.	21
Fig. 2.7	Schematic of a distributor.	22
Fig. 2.8	Schematic of a absorption liquid outlet port.	22
Fig. 2.9	Making process of a Lab. scale experimental set-up.	25
Fig. 2.10 (a)	Photograph of an experimental setup(before insulation)	26
Fig. 2.10 (b)	Photograph of an insulated experimental setup.	26
Fig. 2.11	Compare version of High-temperature generator.	27

Fig. 2.12 Schematic of an experimental setup.	27
Fig. 2.13 Photograph of the RTD.	28
Fig. 2.14 Photograph of the pressure sensor(C206).	29
Fig. 2.15 Photograph of the pressure sensor(setra 730).	30
Fig. 2.16 Photograph of the pressure gauge(C209).	30
Fig. 2.17 Photograph of the differential pressure gauge(C234).	31
Fig. 2.18 Photograph of the mass flow meter.	33
Fig. 2.19 Photograph of the air flow meter.	35
Fig. 2.20 Photograph of the volumetric flow meter.	35
Fig. 2.21 Photograph of a plate heat exchanger.	37
Fig. 2.22 Photograph of a pipe heater.	38
Fig. 2.23 Photograph of a double tube heat exchanger.	39
Fig. 2.24 Photograph of a blower fan.	40
Fig. 2.25 Photograph of a solution pump.	41
Fig. 2.26 Photograph of a cooling water pump.	42
Fig. 2.27 Photograph of the inverter.	43
Fig. 2.28 Photograph of the vacuum pump.	44
Fig. 2.29 Photograph of the heater.	45
Fig. 2.30 Photograph of the TPR.	46
Fig. 2.31 Photograph of the valve.	47
Fig. 2.32 Photograph of the MX100.	48
Fig. 2.33 Diagram of the LNG combustion reaction	52
Fig. 2.34 The comparison of operating condition between original and Lab. scale high-temperature generator.	52
Fig. 3.1 Capacity comparison with air inlet temperature.	62

Fig. 3.2	Comparison of steam generation rate with air inlet temperature.	62
Fig. 3.3	Comparison of air side pressure drop and HTG pressure with air inlet temperature.	65
Fig. 3.4	Comparison of absorption liquid outlet temperature with air inlet temperature.	65
Fig. 3.5	Comparison of concentration difference with air inlet temperature.	66
Fig. 3.6	Comparison of air temperature with air inlet temperature.	66
Fig. 3.7	Comparison of air temperature with air inlet temperature.	67
Fig. 3.8	Capacity comparison with air mass flow rate ratio.	70
Fig. 3.9	Comparison of steam generation with air mass flow rate ratio.	70
Fig. 3.10	Comparison of air side pressure drop and HTG pressure with air mass flow rate ratio.	72
Fig. 3.11	Comparison of concentration difference with air mass flow rate ratio.	72
Fig. 3.12	Comparison of absorption liquid outlet temperature with air mass flow rate ratio.	74
Fig. 3.13	Comparison of air temperature with air mass flow rate ratio.	74
Fig. 3.14	Comparison of air temperature with air mass flow rate ratio.	75
Fig. 3.15	Capacity comparison with absorption liquid inlet temperature.	78
Fig. 3.16	Comparison of steam generation with absorption liquid inlet temperature.	78
Fig. 3.17	Comparison of air side pressure drop and HTG pressure with absorption liquid inlet temperature.	80
Fig. 3.18	Comparison of concentration difference with absorption liquid inlet temperature.	80
Fig. 3.19	Comparison of absorption liquid outlet temperature with absorption	

liquid inlet temperature.	82
Fig. 3.20 Comparison of air temperature with absorption liquid inlet temperature.	82
Fig. 3.21 Comparison of air temperature with absorption liquid inlet temperature.	83
Fig. 3.22 Capacity comparison with absorption liquid mass flow rate ratio.	86
Fig. 3.23 Comparison of steam mass flow rate with absorption liquid mass flow rate ratio.	86
Fig. 3.24 Comparison of air side pressure drop and HTG pressure with absorption liquid mass flow rate ratio.	88
Fig. 3.25 Comparison of concentration difference with absorption liquid mass flow rate ratio.	88
Fig. 3.26 Comparison of absorption liquid outlet temperature with absorption liquid mass flow rate ratio.	90
Fig. 3.27 Comparison of air temperature with absorption liquid mass flow rate ratio.	90
Fig. 3.28 Comparison of air temperature with absorption liquid mass flow rate ratio.	91
Fig. 3.29 Variation condition of Wilson Plot(127.7°C, 5 kW).	93
Fig. 3.30 Variation condition of Wilson Plot(122.7°C, 5 kW).	93
Fig. 3.31 Ribr-water solution Nusselt number.	94
Fig. 3.32 Comparison of capacity with absorption liquid mass flow rate ratio.	94

List of Tables

Table 2.1	Specification of the RTD	28
Table 2.2	Specification of the pressure gauge	31
Table 2.3	Specification of the mass flow meter	33
Table 2.4	Specification of the mass flow meter	34
Table 2.5	Specification of a plate heat exchanger	37
Table 2.6	Specification of a pipe heater	38
Table 2.7	Specification of a double tube heat exchanger	39
Table 2.8	Specification of the blower fan	40
Table 2.9	Specification of the pump	42
Table 2.10	Specification of the inverter	43
Table 2.11	Specification of the vacuum pump	44
Table 2.12	Specification of the heater	45
Table 2.13	Specification of the TPR	46
Table 2.14	Specification of the data logger	48
Table 2.15	Air fuel ratio (LNG)	53
Table 2.16	Mole fraction of the LNG combustion exhaust gas	53
Table 2.17	Property of the LNG combustion exhaust gas	54
Table 2.18	Operating conditions	54
Table 2.19	Uncertainties of test equipment	56
Table 2.20	Test conditions calculating for wilson plot method	59

Nomenclature

A	: area (m ²)
C _p	: specific heat (J/kgK)
D	: diameter (m)
H	: height (mm)
L	: length (m)
\dot{m}	: refrigerant mass flow rate (kg/s)
Nu	: Nusselt number
P	: Pressure
Pr	: Prandtl number
Q	: heat quantity (kW)
Re	: Reynolds number
T	: temperature (°C)

Greeks

ρ	: density (kg/m ³)
ν	: specific volume (m ³ /kg)

Subscripts

b : evaluated at the bulk temperature
cb : convective boiling
film : condensation liquid
i : inlet
l : liquid
nb : nucleated boiling
o : outlet
pc : pseudocritical conditions
v : vapor
wet : wet

ABSTRACT

Experimental study on the performance characteristics with a variation of outlet port of the high-temperature generator for using hybrid exhaust gas

Kwak, Myoung-seok

Advisor: Prof. Cho, Hong-hyun, Ph. D.

Department of Mechanical Engineering,

Graduate School of Chosun University

Recently, the ozonosphere depletion and greenhouse effect was caused by using the CFCs and HCFs refrigerant into a heat pump and it have become more and more serious. Therefore, usage of existing refrigerant has regulated through the International agreement. The absorption chiller-heater using just the natural refrigerants has very little effects on the environmental pollution.

In the absorption chiller-heater, the HTG(high-temperature generator) using exhaust gas is an important factor to achieve high system performance. To investigate performance of the HTG using exhaust gas in the absorption chiller-heater, Lab. scale HTG using exhaust gas was designed and setup. Since it is very difficult to uses and control the 500°C exhaust gas, the experiment was performed using 200°C air instead of 500°C exhaust gas by using the dimensionless scaling method. It is very important to investigate the performance change of high tem-

perature regenerator using exhaust gas according to the inlet condition of the exhaust gas and absorbing solution.

In this study, to analysis the performance of the HTG using exhaust gas in the absorption chiller-heater with operating conditions, the inlet condition of solution liquid and exhaust gas was changed. The Wilson Plot method for the exhaust gas of HTG was used to develop heat transfer coefficient of a fluid.

As the results, the more steam would be separated from absorption liquid within the HTG with the increase of the inlet temperature at air side. The 1st-outlet port of high-temperature generator shows more steam generation compared to that of other position port because it is located at the inlet of hot air which can supply most heat. Besides, the heat transfer efficiency of the HTG increases due to higher heat capacity and Re number with an increase of air mass flow ratio. As the air mass flow ratio increases from 80% to 120%, the heat capacity of 1st-, 2nd-, and 3rd-outlet port increases by 39.2%, 37.9%, 35.9%, respectively. When the absorption liquid outlet temperature is increased, the temperature difference between air and absorption liquid decreased. Thus, heat exchange rate is gradually decreased. Since the entropy increase rate increase of absorption liquid at outlet side is bigger than that of absorption liquid at inlet side, the heat capacity of HTG is decreased. When the inlet temperature of absorption liquid for 1st-, 2nd-, and 3rd-outlet port, the heat capacity of the HTG is increased by 14.5%, 17%, 14.8%, respectively. With the increase of the mass flow rate of absorption liquid at each outlet, the capacity of the HTG increased. when the mass flow rate of absorption liquid varies from 80% to 120%, the heat capacity of HTG at 1st-, 2nd-, and 3rd-outlet port is increased by 7.4%, 6.5%, 8.19%, respectively.

Wilson Plot method for the exhaust gas of high temperature regenerator was used to develop inlet and outlet tube heat transfer coefficient of fluid. As a result, index of Pr and Re number is 0.4 and 0.679, respectively.

제 1 장 서 론

제 1 절 연구 배경

최근의 유가급등 현상은 어느 때 보다 건물에너지에 대한 새로운 기술의 개발이 요구된다. 특히 건물에너지 소비량은 국가 총 에너지 소비의 25%를 차지하고 있으며, 2005년에 4,340만 TOE를 소비하였고, 2010년에 5,160만 TOE, 2020년에는 6,470만 TOE를 소비할 전망이다기 때문에 기후변화협약 및 국제정세에 대응하기 위해서 건물에너지 절약을 위한 연구개발이 어느 때보다 필요한 시점이다. 또한 경제성장과 국민소득증가에 따라 쾌적하고 편리한 생활에 대한 욕구가 크게 증대해 여름철 냉방수요가 급증하고 있으며 백화점이나 상업용 빌딩 등 대형공간의 냉난방 수요가 증대하고 있다. 특히 냉방용 수요가 급증하는 하절기에는 전력수급에 불균형을 초래하고 있어서 국가 예비전력 확보에 어려움을 겪고 있다. 해마다 냉방전력 수요의 증가에 따른 전력수급 불안이 가중됨에 따라 가스냉방에 대한 관심이 높아지고 있다. 에너지원이 되는 석유나 천연가스 등을 전량 수입하고 있는 우리나라의 경우, 효과적인 에너지절약의 필요성은 아무리 강조하여도 지나칠 수 없는 중요한 것이다. 특히 이라크전쟁으로 인하여 원유수급의 어려움을 겪고 있는 현 시점에 있어서, 에너지의 효율적인 이용은 그 파급효과가 대단히 크다고 할 수 있다.

Fig. 1.1에서처럼 2030년까지 2.2% 내외의 천연가스 수요량이 증가할 것으로 예측되면서 국가 에너지 안보 측면에서 국외요인에 영향을 받지 않고 국내에서 수급이 가능한 천연가스 확보가 매우 중요한 관건이 되고 있다. Fig. 1.2에 나타낸 바와 같이 1차 에너지 의존도는 석유(43.6%), LNG(13.7%), 유연탄(22.1%), 원자력(15.9%) 순으로 나타났다으며, 부문별 에너지소비량은 산업용(56.0%), 수송(21.0%), 가정/상업(20.7%) 순으로 사용하는 것으로 나타났다. 한편 주요국의 연평균 에너지소비증가율(2002년~2005년)은 일본/미국/영국은 1.0%수준이었으나, 한국은 3.1%로 매우 높게 나타났다.

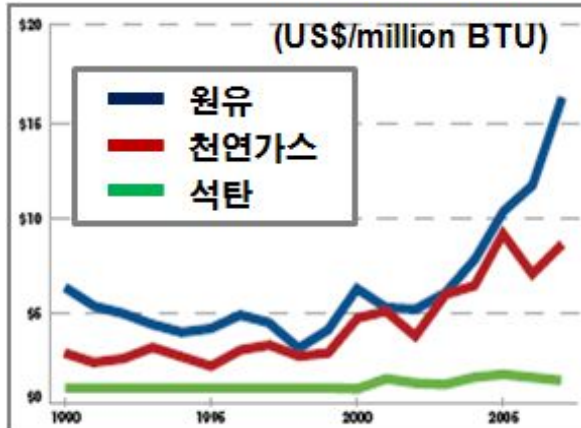


Fig. 1.1 The energy consumption transition of the resources.

가정/상업용 건물의 에너지원별 소비 추세 (2006년 기준)

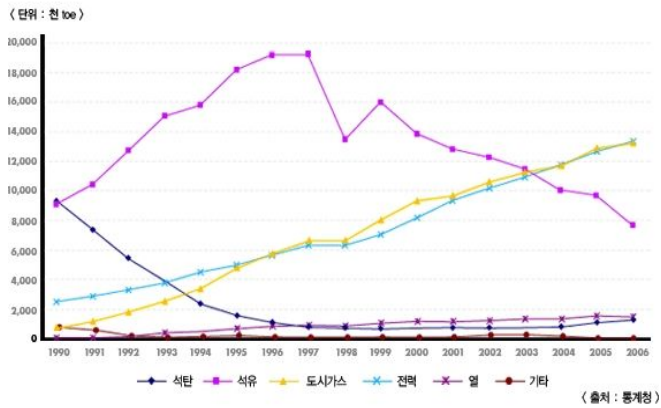


Fig. 1.2 The energy consumption transition of the domestic building.

에너지원이 되는 석유나 천연가스 등을 전량 수입하고 있는 우리나라의 경우, 효과적인 에너지절약의 필요성은 아무리 강조하여도 지나칠 수 없는 중요한 것이다. 특히 이라크전쟁으로 인하여 원유수급의 어려움을 겪고 있는 현 시점에 있어서, 에너지의 효율적인 이용은 그 파급효과가 대단히 크다고 할 수 있다.

Fig. 1.5에 나타난 바와 같이 하절기에는 전기소모량이 절정을 이루게 된다. 이때 천연가스를 사용함으로써 하절기 전력피크를 저감할 수 있다. 국내의 가스사용량은 동절기에는 수요가 많은 반면, 하절기에는 사용량이 매우 적은 실정이며, 반면에 전기사용량은 동절기 수요보다 하절기에 월등히 많은 수요를 보여, 전기와 가스수급의 시차가 존재한다. 이런 시차를 극복하기 위해 하절기에 도시가스를 냉방에 이용함으로써 도시가스의 연간 수요를 평준화시킴과 동시에 냉방용 전력수요도 감소시킬 수 있으며, 이에 따라 국가적인 에너지 공급시설의 이용률 및 효율을 크게 향상시킬 수 있을 것이다. 두 번째, 탁월한 에너지 절약효과이다. 기존 흡수식에 대한 에너지 절감율이 30%정도 되기 때문에 현재 기대할 수 있는 에너지 절감기술 중에 탁월한 효과를 보인다고 할 수 있다. 그리고 이미 산업에서 사용되고 있는 사용량이 많으므로 이 사용량이 대체된다면 국가적인 에너지 절감에 기여하는 바가 크다고 할 수 있다. 세 번째, CO₂ 저감효과이다. 교토 프로토콜은 전세계 125개국 이 이미 비준한 상태로, 한국은 1차 공약기인 2008년에서 2012년까지는 감축의 의무가 없으나, 현재 CO₂배출량 세계9위인 한국은 2차공약이 시작되는 2013년 이후 CO₂배출감축의무를 질 것으로 예상되고 있다. 에너지 절감효과가 큰 설비를 사용하면, 에너지 절감효과만큼 CO₂저감효과를 거둘 수 있으므로 일석이조의 효과를 누릴 수 있다.



Fig. 1.3 The interior of a country energy environment and energy consumption structure.

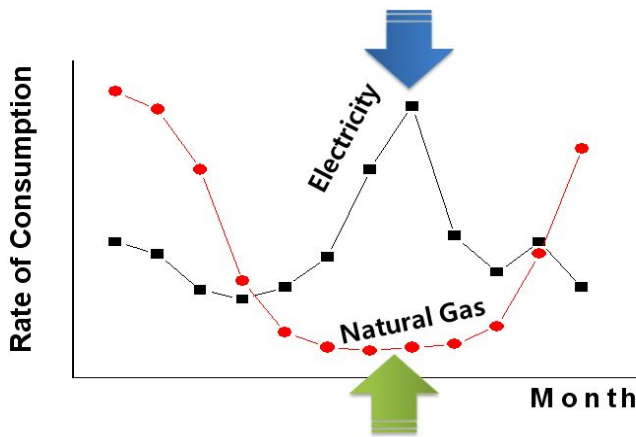


Fig. 1.4 The domestic annual gas playback rate and form of the power dissipation.

제 2 절 고효율 흡수식 냉동기의 기술개발 현황

흡수식 냉동기는 고온의 열원을 이용하여 저온에서 열을 받아서 증온(주로 대기)의 상태로 열을 방출하는 냉동기로 미국에서 1929년 Servel에서 $H_2O/LiCl$ 방식 흡수식 냉동기를 최초로 개발하였고, 1945년 Carrier에서 $H_2O/LiBr$ 방식 흡수식 냉동기를 개발하여 상업용 및 산업용 공조기기로 시판한 이래 York, McQuay, Trane, Hunham-Bush 등이 기기개발에 참여하여 다양한 모델을 시장에 출시하게 되었다. 그 이후 미국 내의 가스 생산량의 감소로 흡수식 냉동기의 생산량이 감소하였다. 반면, 일본의 경우는 1958년 기차회사에서 $H_2O/LiBr$ 방식 패키지형 흡수식 냉동기를 개발하여 지역 난방 및 산업용으로 사용하였고, 1968년 Kawasaki 중공업에서 이중 효율 흡수식 냉동기를 개발하여 흡수식 기술의 주도권이 미국에서 일본으로 바뀌게 되었다. 그 이후에 Ebara, Sanyo, Hitachi, Yazaki 등에서 7.5 ~ 2,000RT에 이르는 다양한 기종을 생산하고 있다.

흡수식 냉동기는 직접 연소방식에 의해 열을 얻는 방식과 고온의 스팀 등을 사용하는 방식이 있으나, 통상 한국에서는 LNG를 연소시켜 열을 얻는 직화식 냉온수기가 주로 사용되고 있는데, 동절기에는 난방도 가능하도록 만든 시스템이다.

열을 재생하는 횟수에 따라 1중 효율(Single-effect), 2중 효율(Double-effect)으로 통상 나누어지며, 1중 효율은 낮은 온도의 열원으로 작동될 수 있는 장점은 있으나, COP(Coefficient of Performance, 냉동성적계수)가 “0.7” 정도로 2중 효율보다 (통상 COP=1.0) 월등히 작아서 연료를 직접 연소시켜서 열을 공급하는 방식인 가스직화식(Direct-fired Type)에는 거의 사용되지 않고 있다.

1. 고효율 흡수식 냉온수기

최근에 일본의 여러 선진업체는 흡수식 시스템에서 사이클 내부에서의 열회수를 통한 효율 향상, 연소 배기가스 열회수, 고효율 전열관 개발, 판형열교환기를 사용한 저온 및 고온용액열교환기의 효율향상 등을 통해 2중 효율을 개량한 COP 1.30~1.35인 고효율 2중 효율 흡수식 냉온수기를 출시하였고, 현재 30%정도의 시장점유율을 향유하고 있다. 일본의 고효율 흡수식에서 가장 앞선 회사중의 하나인 Sanyo에서는 그림 1.1.5에 나타낸 바와 유사한 사이클을 구성하고 각 구성요소들을 고효율화 함으로서 과거 COP 1.0에서 COP 1.32(표준조건, 냉수 입/출구온도 12℃/7℃)까지 효율을 향상시켰다. 핵심적인 기술은 고효율 전열관을 개발 및 적용하고, 폐열을 활용할 수 있는 요소 부분인 용액냉각흡수기, 공기에열기, 배기가스 열회수기, 냉매드레인 열교환기를 추가적으로 적용하였으며, 용액열교환기를 기존의 shell-and-tube형 열교환기에서 판형열교환기(Plate Heat Exchanger)를 적용하여 효율을 상승시켰으며, 국내에서도 이미 이러한 기술들을 적용한 제품들이 출시되고 있으며, 국내의 L사에서는 2008년에 이미 표준조건(냉수 입/출구온도 : 12℃/7℃)에서 210RT 시제품에서 COP 1.32(고위발열량 기준)를 달성하여, 일본의 수준과 동등한 수준을 달성하였으며, 2010년에는 COP 1.4를 목표로 정부과제를 5년 동안 수행하고 있다. 핵심기술과 부품에 대해서 살펴보면,

1) 고효율 흡수기/증발기

흡수식에서 가장 많은 전열관을 필요로 하는 열교환기인 흡수기와 증발기의 전열계수를 증가시켜 원가상승을 최소화하면서, 흡수기와 증발기의 LMTD를 감소시켜 증발기 및 흡수기의 엔트로피 생성을 억제하여 전체적인 사이클 효율을 높였다. 실제로 이 기술에 의한 효과는 COP증가로 따져 0.14정도의 가장 높은 기여도를 보였다.

2) 고효율 용액 열교환기

용액사이의 열교환이 일어나는 고온열교환기와 저온열교환기에 shell-and-tube 열교환기 대신에 열교환 능력이 높은 판형열교환기를 적용하여, 내부 열교환량을 증가시켜 전체적인 효율을 높였다. 이것에 의한 COP기여는 0.07정도로 추산된다.

3) 용액냉각흡수기

흡수기 튜브뱅크의 상단에 전열관을 설치하고, 그 전열관의 튜브 내측에 흡수기 출구에서 나온 희용액과 저온용액열교환기의 출구로부터 보내온 농용액을 튜브 외측으로 적하시켜 열교환을 이루게 함으로서 사이클의 효율을 높였다. 이것에 의한 COP기여는 0.03정도로 추산된다.

4) 냉매 드레인 열교환기

저온재생기에서 응축된 냉매 증기를 용액냉각흡수기 출구에서 나온 저온의 희액과 열교환시켜 사이클 내부의 열교환 효율을 높였다. 이것에 의한 COP의 기여는 0.05정도이다.

5) 배기가스-용액 열교환기

고온재생기에서 나온 고온의 배기가스를 고온용액열교환기에서 나온 희액과 열교환시키는 장치로 200°C의 배기가스를 150°C정도로 낮추어 보냄으로서 전체적인 시스템의 열효율을 높인다. 이 장치에 의한 COP기여는 0.03정도이다.

6) 공기에열기

배기가스-용액 열교환기에서 나오는 배기가스의 온도는 150°C정도로 여전히 사용 가능한 열을 보유하고 있다. 이 배기가스를 고온재생기 버너의 입구에 들어가는 신선한 공기와 열교환시켜 연료의 사용량을 줄이는 장치이다. 이때 배기가스의 온도

는 응축수가 생기지 않도록 하기위해서 약 100°C정도까지만 내려야 한다. 이 장치에 의한 COP기여는 약 0.03정도이다. 공기에열기는 배기가스의 부식에 견딜 수 있어야 하나 흡수식 냉동기 산업이 받아들일 수 있는 가격으로 설계되어야 하기 때문에, 적절한 배기가스온도의 선택과 부식이 일어나지 않는 환경, 즉 응축수가 생기지 않는 조건에서 운전될 수 있도록 하는 기술이 있어야 한다.

2. 폐열활용 흡수식 냉온수기(배기가스, 엔진 냉각수 활용)

에너지의 효율적인 활용을 위해 열병합발전(Cogeneration or Combined Heat and Power)이 보편화 되고 있으며, 신도시에서는 이미 많은 지역에서 열병합발전을 통하여 전기와 온수를 생산 및 보급해 오고 있는 실정이다. 특히 소형열병합발전이나 마이크로가스터빈(Micro Gas Turbine)의 발전효율은 약 25~30%수준으로 엔진배기가스 온도가 약 500°C정도이고, 가스터빈에서 전기를 생성한 후의 증기온도는 약 450°C로 높은 온도로 배출되고 있는데, 이는 2중 효율 흡수식 냉온수기를 구동할 수 있는 충분히 높은 온도이다. 또한 가열된 엔진을 냉각시키는 냉각수온도는 약 95°C 수준에 이르며, 이 온도도 저온재생기로 공급하여 활용할 수 있는 수준이다.

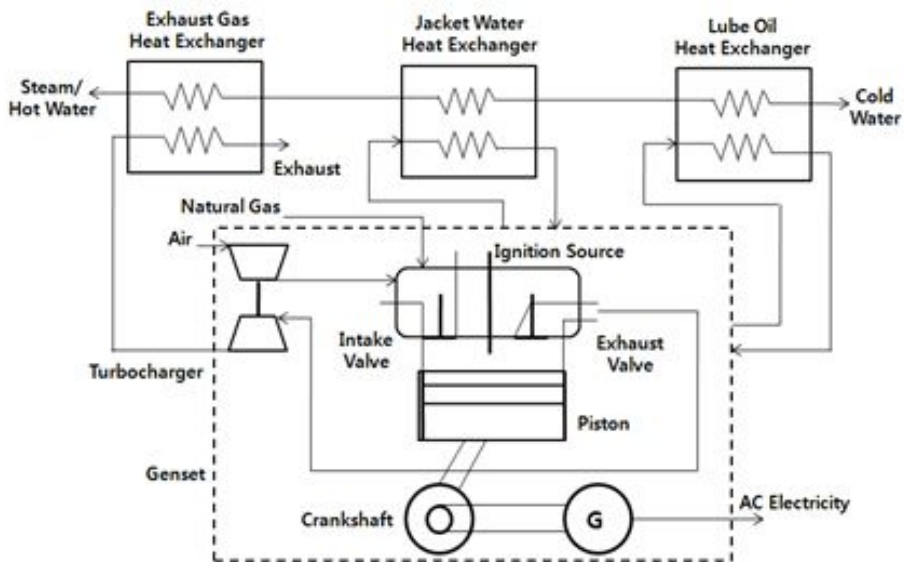


Fig. 1.5 Schematic of cogeneration cycles diagram

3. 고효율 복합열원 하이브리드 흡수식 냉온수기

열병합발전시스템에서 열과 전기를 생산하고 난 후 발생하는 고온의 엔진배기가스와 배온수(Hot water)를 활용하여 냉난방할 수 있으며, 냉방용량이 부족한 경우에 천연가스를 직접 사용하여 냉난방할 수 있는 시스템이 필요하다. 또한 산업현장에서 발생하는 증기를 활용하여 1중효용 냉동기를 구동함으로써 에너지를 절감할 수 있다. 특히, 열병합발전에서 발전효율은 25~30%으로 매우 낮지만, 폐열(배기가스+온수)을 활용할 수 있는 고효율 복합열원 흡수식 냉온수기를 개발 및 적용한다면, 에너지이용효율을 75~90%까지 상승시킬 수 있을 것이다.

복합열원구동 하이브리드 흡수식 냉온수기의 사이클은 COP 1.3급의 사이클을 기본으로 하여 제품을 고효율화하고, 배기가스와 온수, 증기를 활용할 수 있는 고온재생기와 저온재생기를 새롭게 개발하여 적용하여야 한다. 현장에서 발생할 수 있는 폐열로서 냉방운전을 실시하고, 부족분에 대해서는 가스를 사용하여 냉방을 할 수 있는 형식을 취하고 있다.

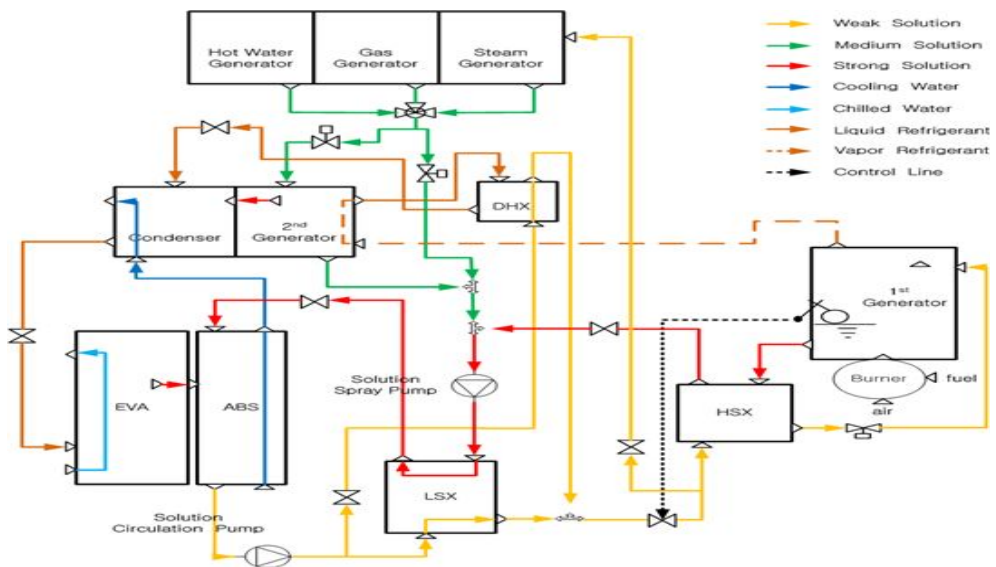


Fig. 1.6 Schematic of hybrid composite absorption chiller cycle.

4. 국내·외 관련 기술의 현황

국내의 흡수식 관련 주요 제조업체는 3~4社 정도이나 2중 효율의 LiBr/H₂O 방식 흡수식 냉온수기의 효율은 외국 업체에서 10여년전 기술 이전 받은 수준인 COP 1.0 정도가 최근까지 보편적으로 사용되어 왔다. 하지만, 고효율 기자재 인증에 대한 기준이 COP 1.0에서 1.2로 상향조정이 되면서 현재는 COP 1.2가 보편화 되어져 가고 있으며, 일부 제조업체에서는 독자적 또는 기술제휴를 통한 기술개발로 COP 1.3이상의 제품을 생산하고 있다. 또한 2010년에는 2005년간 진행해 오고 있는 국책과제를 통하여 세계최고인 COP 1.4를 목표로 진행하고 있다.

한편, 흡수식 제품은 저온의 열원을 활용하여 냉방을 할 수 있는 탁월한 제품이기는 하지만, 현재까지 폐열을 적극적으로 활용하는데 사용되지 못하고 있는 실정이다. 공장에서 발생하는 증기(Steam)를 열원으로 2중 효율 흡수식 냉동기를 구동하고 있으나, 실질적으로 효율적인 측면에서는 매우 저조한 수준에 와 있다. 또한 공장에서 배출되는 온수(90°C 수준)들은 1중 효율 흡수식 냉동기에 적용되고 있으나, 이 또한 효율적인 측면보다는 활용적인 측면이 더 중요시 되어 왔다. 이와 같이 폐열을 활용할 수 있는 흡수식 냉동기들은 대부분 일본의 기술제휴를 통하여 국내의 제조사에 전수된 기술이며, 이미 오래된 기술이기 때문에 2중 효율 기준으로 볼때는 COP가 1.0 수준에 머물고 있으며, 제품의 크기도 상당히 큰 상태이다.

국내의 흡수식 시장은 주로 하절기 전력피크저감에 초점이 맞추어진 관계로 주로 도시가스를 열원으로 사용하는 직화식 흡수식 냉온수기에 대한 기술개발이 주로 이루어져 왔고, 그 기술도 세계적인 수준과는 동떨어진 COP 1.0시장이 아직도 주시장을 형성하고 있는 실정이며, 복합열원으로 구동되는 제품개발은 국내에서는 아직도 전무한 상황이다. 하지만, 다행스러운 것은 냉온수기 뿐만아니라, 증기와 온수를 활용할 수 있는 냉동기에 대한 기본적인 기술들은 가지고 있다는 것이다. 하지만, 그 기술들은 오래전에 일본에서 기술제휴 또는 Benchmarking 통해서 습득한

수준을 면하지 못하고 있는 실정이다. 좀더 깊은 연구개발을 통하여 독자적인 기술 개발이 필요한 시점이다.

해외에 대한 기술개발현황을 살펴보면, 일본의 경우는 에너지 효율에 대한 시장에서의 요구가 한국보다 상대적으로 높아서, 2000년 초기에 가스회사 중심으로 관련 제조사에게 프로젝트화를 통하여 COP 1.3~1.35에 이르는 제품을 개발하였으며, 현재의 시장비중은 30% 정도에 이르고 있다. Sanyo와 Hitachi는 일본의 대표적인 대형 흡수식 냉동기 제조회사로 그림 1.2.1에서처럼 10여년 전부터 고효율 흡수식을 위해 꾸준한 노력을 기울여 왔고 그 결과 현재 COP 1.35를 달성하여 양산화하고 있다. 그 이후에는 일본의 다양한 업체에서도 COP 1.2~1.3에 이르는 제품을 개발하여 양산화 하고 있다.

Sanyo의 흡수식 냉온수기(WE형)로 컴팩트화와 고효율화를 COP 1.3에 성공하였으며, 이를 실현할 수 있는 세부적인 고효율화 기술로는 고효율의 신형 용액열교환기, 냉매드레인 열교환기, 고성능 전열관, 배가스 열회수기를 적용한 효율이 향상된 고온재생기를 적용하고 있으며, Hitachi는 2중 효용 병렬 흐름 사이클을 채택하여 2단 흡수 증발 사이클에 의한 COP 0.16 향상, 냉매 드레인 열교환기 채용에 따른 용액 열교환기의 고효율화에 의한 COP 0.14 향상 및 배가스 열교환기의 채용에 의한 COP 0.05 향상하여 COP 1.35가 가능한 시스템을 개발하였다. Kawasaki는 COP 1.285의 직화식 2중 효용 냉온수기(시그마 에이스: 80~700 USRT)를 2000년에 시판하였으며, 2단 흡수/2단 증발 사이클의 채용 등을 통하여 세계 최고수준인 3.5kg/hr·ton의 증기 소비율을 가진 증기 구동식 2중 효용 흡수식 냉동기의 제품 개발에 성공하였으며, 이후 공동 연구를 진행하여 COP 1.6의 3중 효용 흡수식 냉동기(2007년)를 개발하였다.

한편, 동경가스사(Tokyo Gas Co.)에서는 에너지를 절감하고 배가스를 감소시키는 방안으로 산업체의 폐열이나 중소형 발전소의 열을 회수하여 흡수식 시스템과 통합 운영될 수 있는 에너지절약형 배열투입 가스흡수식 냉온수기를 개발하여 기존

시스템에 비해 냉방 COP를 35% 향상(COP 1.01에서 COP 1.35로 향상)시켰으며, 배 가스 이용량을 대폭 증대시켰다.

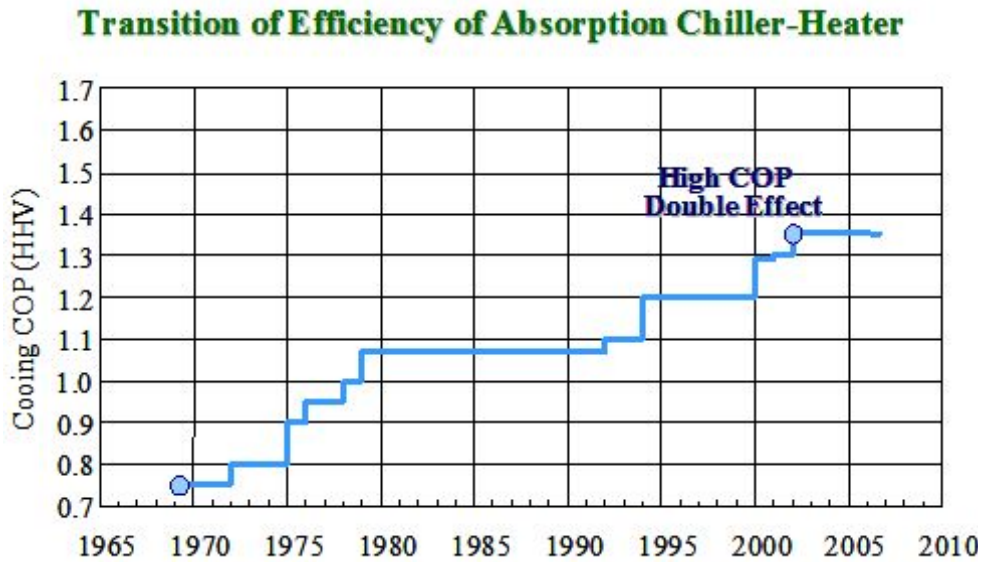


Fig. 1.7 COP of absorption chiller-heater transition(japan)

제 3 절 기존연구 동향

최근 지구온난화 및 환경오염으로 인해 전세계적으로 친환경 고효율 제품에 대한 관심이 매우 높아짐에 따라 기존의 열펌프에 사용되었던 CFC 및 HCFC계열의 냉매의 사용이 규제되면서 새로운 냉난방 기술에 대한 연구가 활발히 진행 중에 있다. 그 중 흡수식 냉온수기는 고온의 열을 이용하여 냉·난방을 하는 시스템으로써 Libr-water 흡수액을 이용함으로써 추가적인 환경오염을 일으키지 않는다. 따라서 흡수식 냉온수기에 대한 연구가 활발히 진행 중에 있다.

흡수식 냉·온수기의 성능향상을 위한 방법으로는 크게 사이클을 변경시키는 방법과 기존의 흡수식 냉·온수기에 적용되어진 시스템을 고효율화하는 방법이 있다. 사이클 변경에 따른 COP 향상은 한계가 있으며, 이를 향상시키기 위하여 기존의 많은 연구가 진행되었다. 따라서 시스템을 고효율화하기 위한 연구가 활발히 진행 중에 있다. 그중 흡수식 냉온수기의 성능계수를 결정짓는 가장 큰 요소 중 하나는 고온재생기의 성능이므로 고온재생기에 대한 연구가 국·내외적으로 진행 중에 있다.

흡수식 냉온수기의 고온재생기에 대한 국내·외적으로 기존연구를 살펴보면 Park et al.(1998)은 고온재생기 내에서 열전달특성에 대한 해석적 연구를 진행하여 실험과 비교하였으며, Kim et al.(1999)은 배기가스 열교환기를 이중효용 흡수식 냉온수기에 적용하여 실험을 통해 사이클 성능향상에 대한 연구를 진행하였으며 이는 3~5%의 에너지 절약 효과를 볼 수 있다고 보고하였다. 또한 Cho and Lee(2009)는 시뮬레이션을 통해 평판핀의 형상 비율에 따라 고온재생기 열적 성능변화에 대한 연구를 진행하였으며 이때 최대 열전률을 가지는 평판핀의 형상 비율은 6.8로 제시하였다. Varma et al.(1994)은 대기보다 낮은 압력에서 Libr-water 용액의 풀비 등 동안 열전달에 대한 연구를 진행하였으며, Rivera et al.(2003)은 매끄러운 수직 전열관 내부에서 발생하는 Libr-water의 비등특성에 대해 실험적으로 연구하였다.

Marcos et al.(2009)등은 Libr-water 용액의 이중효용 흡수식 냉·온수기의 고온 재생기를 판형열교환기를 사용하여 고온재생기 내에서의 비등열전달에 대한 연구를 진행하였으며 단상영역과 이상영역으로 구분하여 각각의 열전달 및 압력강하에 대한 연구를 진행하였다.

이처럼 국내·외적으로 흡수식 냉온수기의 고온재생기에 대한 많은 연구가 진행되었지만 대부분 직화식 고온재생기 및 배기가스 열교환기에 대한 연구로써 배기가스를 이용한 고온재생기의 특성에 대한 연구는 매우 미비하다.

제 4 절 연구목적

열병합 발전 및 산업체에서 버려지는 고온의 배기가스 활용에 대한 기술은 매우 적다. 따라서 에너지 이용 효율을 개선하기 위해 고온의 배기가스를 활용하는 기술을 개발하는 것이 필수적이다. 이러한 배기가스 활용 방법중에 하나가 흡수식 냉·온수기이다. 하지만 배기가스를 직접 이용하는 흡수식 냉·온수기는 아직 개발된 적이 없으며 이에 대한 연구도 전무한 형편이다.

따라서 본 연구에서는 500°C 배기가스를 열원으로 사용하기 고온재생기 성능평가를 위해 실제 사이즈의 0.25배 축소된 Lab. scale 배기가스 구동 고온재생기를 설계하고 성능평가를 수행하였다. 500°C의 배기량에 해당되는 물성치를 Lab. scale 고온재생기를 구동할 수 있는 200°C 공기 열원으로 대체할 수 있도록 무차원계수인 Re수와 Pr수를 가지고 상사를 배기가스 열원을 대체하여 고온재생기의 흡수액 출구 포트에 따라 각각의 성능을 평가하였다. 또한 고온재생기 내·외측 열전달계수를 구하기 위해 Wilson Plot 방법을 이용하여 관 내측 조건을 일정하게 유지한 상태에서 외측 조건을 다양하게 변화시켜 총괄 열전달계수를 측정하였다.

배기가스 구동 고온재생기가 개발됨에 따라 흡수식 열원으로 직접 사용되어지는 가스에너지의 사용이 줄어들음으로 인해 자원을 절약 할 수 있을 것으로 기대된다.

제 2 장 배기가스용 고온재생기 실험장치 및 조건

제 1 절 배기가스 구동 고온재생기 설계

본 연구에서는 고효율 흡수식 냉온수기에서 사용되는 배기가스 구동 고온재생기의 성능특성에 대한 연구를 진행하기 위해 106.7 kW급의 배기가스 구동 고온재생기를 실측 모델을 약 1/4배 축소한 모델의 Lab. scale 배기가스 구동 고온재생기를 설계 및 제작하였다. Lab. scale의 고온재생기는 기존의 사용되었던 392.6 kW급 배기가스 구동 고온재생기(782 X 908 X 1979 mm³)를 기초로 하여 동일한 구조로 제작되었다. 용액의 입·출구 직경, 증기의 출구 직경, 배기가스의 출구 직경 등은 Re number 상사를 통하여 기존의 배기가스 구동 고온재생기와 동일한 직경으로 설계하였다. 본 연구에서 설계된 Lab. scale의 고온재생기의 주요 부위를 Fig. 2.1에 나타내었다. 실험시 필요한 부분의 정확한 물성치를 측정하기 위하여 주요 부위에 열전대와 압력계를 설치하였으며 이때 중요한 고온재생기의 공기측 및 용액측, 증기측의 입·출구 상태량을 측정하기 위하여 고온재생기에 필요한 부분에 별도의 관을 설치하여 필요한 물성치를 측정할 수 있도록 설계하였다. Fig. 2.2는 Lab. scale 배기가스 구동 고온재생기의 모습을 그리고 자세한 사양은 Fig. 2.3에 나타내었다.

또한 본 연구에서는 배기가스 출구에서 가장 가까운 흡수액 출구를 1번 출구라고 명칭하였으며 이후 순차적으로 배열된 흡수액 출구를 각각 2번과 3번 출구라고 지정하여 실험결과 그래프에 표기하였다.

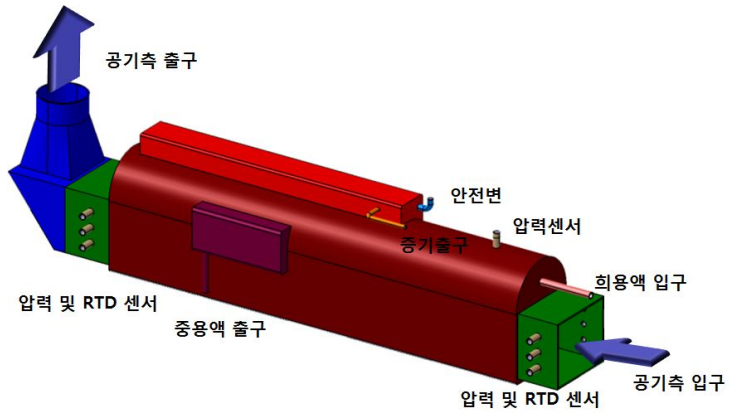


Fig. 2.1 Main components of a high-temperature generator.

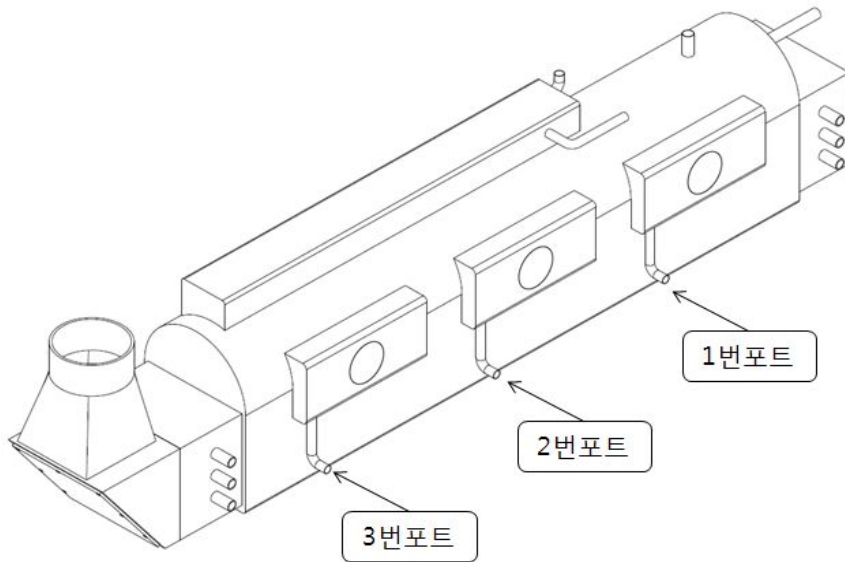


Fig. 2.2 Schematic of a high-temperature generator.

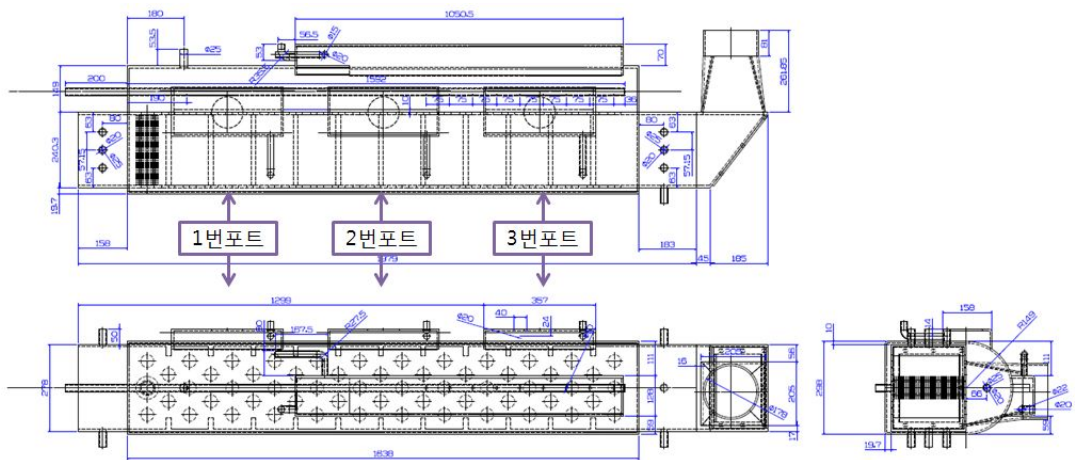


Fig. 2.3 Drawing of a high-temperature generator.

1. 핀-관 열교환기

고온재생기 내부의 핀-관 열교환기에서 관내부에는 흡수액이 흐르고 관은 수직으로 설치되어 있으며 관과 수직방향으로 핀 사이를 뜨거운 공기가 흐르게 설계하였다. 본 연구에서는 관의 내·외경 32 mm, 40 mm로 설계하였으며, 핀은 두께 1.2 mm, 핀 높이 13 mm로 나선형(spiral) 원형 핀-관이다. Fig. 2.4는 배기가스 구동재생기에 적용된 핀-관 열교환기이며, 자세한 도면은 Fig. 2.5와 같다.



Fig. 2.4 Photograph of a finned tube.

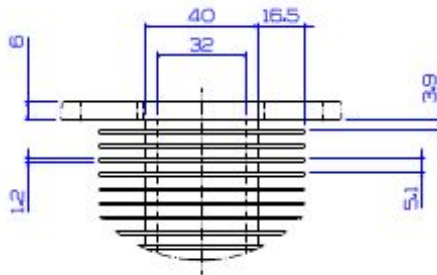


Fig. 2.5 Schematic of a finned tube.

2. 엘리미네이터 (Eliminator)

엘리미네이터는 고온재생기에서 분리된 증기가 흡수액과 함께 응축기로 유입되는 것을 막아 증기만을 분리하기 위해 배기가스 고온재생기의 상동의 증기탑에 설치되어진다. 엘리미네이터를 통해 모아진 증기는 증기의 출구관을 통해 응축기로 보내어진다. 엘리미네이터는 증기의 유동을 방해하지만 흡수식 시스템에서 응축기로 흡수액이 유입되면 흡수식 시스템이 원활히 작동하지 않으므로 시스템 설계시 주요한 부품 중에 하나이다. 본 연구에서도 고온재생기 내부에서 흡수액으로부터 분리되는 증기만을 응축기로 보내기 위해 Fig. 2.6과 같은 엘리미네이터를 설치하였다.

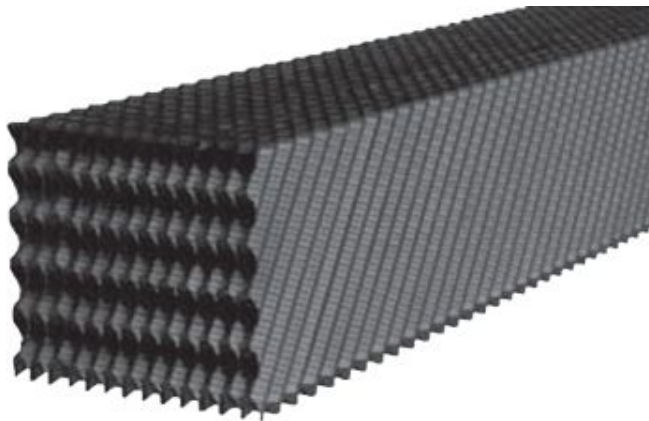


Fig. 2.6 Photograph of an eliminator.

3. 희용액 분배기

흡수기로부터 증기를 흡수하여 농도가 낮아진 희용액은 용액열교환기를 통과하고 고온재생기 입구로 유입된다. 유입된 희용액을 고온재생기 내부에 고르게 분포하기 위해 희용액 분배기를 사용하며 희용액 분배기의 자세한 사양은 Fig. 2.7의 희용액 분배기 도면에 나타내었다.

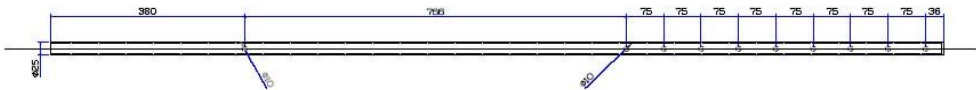


Fig. 2.7 Schematic of a distributor.

4. 농용액넘이 받이

고온재생기에서 희용액 분배기를 통해 유입된 희용액은 열을 받아 증기로 분리되고 농용액이 된다. 용액넘이 받이는 농용액의 출구로써 용액넘이 받이로 모여 출구배관을 통해 배출된다. 본 연구에서 사용된 용액넘이 받이의 도면은 그림 2.8에 나타내었다.

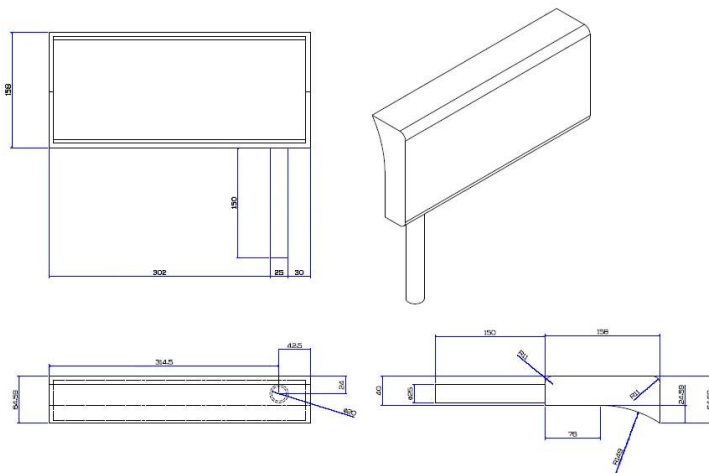


Fig. 2.8 Schematic of a absorption liquid outlet port.

제 2 절 Lab. scale 배기가스 고온재생기 실험장치

1. Lab scale 배기가스 고온재생기 실험장치 및 설계

Lab. scale 배기가스 구동 고온재생기를 성능을 측정하기 위해 고온의 공기 발생 장치 및 고온재생기 그리고 실험을 위한 부하장치를 구성하여 Fig. 2.9와 같이 실험 장치를 제작하였으며 실험장치 개략도는 Fig. 2.10에 보여주고 있다. 500°C의 배기가스를 직접적으로 실험할수 없으므로 500°C 배기가스에 해당되는 Re수와 Pr수를 200°C의 Re수와 Pr수로 상사시켜 실험을 수행하였다. 200°C의 공기를 고온재생기에 주입시키기 위해 30 kW의 히터를 구매하여 팬의 최대 풍량 9 m³/min의 Blower fan을 설치하여 고온의 공기를 고온재생기에 제공하였다. 이 때 공기의 풍량을 측정하기 위해 송풍기 입구에 공기유량계를 설치하였으며, 공기의 풍량과 온도를 일정하게 제어하기 위해 송풍기와 히터에 온도제어기와 인버터를 설치하여 공기의 유량 및 온도를 제어하도록 설치하였다. 또한 사용된 고온의 공기는 재순환시키지 않도록 설계하여 일정한 부하를 제공할 수 있도록 실험장장치를 설계하였다.

희용액은 인버터로 제어되는 펌프에 의해서 용액탱크로 부터 시스템으로 순환하게 된다. 실험에 필요한 희용액은 용액탱크로부터 고온재생기의 분배기를 통해 고온재생기에서 분배되며 가열된 농용액은 용액 넘이 받이를 통해 다시 용액탱크로 순환되는 구조로 설계하였다. 이때 발생한 증기는 재생기의 증기 출구 배관을 통해 냉각부로 이송되며 차가운 냉각수에 의하여 응축된 후 용액탱크로 다시 순환하게 된다. 또한 더워진 뜨거운 증기를 응축시키기 위해 3 RT급 냉동기를 이용하였으며 이중관식 열교환기를 이용하여 증기를 냉각시키고 증기를 응축시킬 수 있도록 설계하였다. 농용액 역시 온도를 낮추기 위해 별도의 다른 냉동기를 이용하여 증기를 냉각하는 방식과을 사용하였다. 냉각수는 펌프를 통해 순환시키며, 냉각수의 유량은 인버터를 이용하여 펌프의 회전속도를 제어함으로써 조절한다. 이때 순환하는

냉각수의 유량을 측정하기 위해 유량계를 순환부에 설치하였다.

또한 이송 중간에 희용액과 농용액이 서로 열교환을 할 수 있는 판형열교환기를 설치하여 버려지는 농용액의 열량을 희용액에 공급함으로써 실험에 필요한 재생기의 입구 온도를 원활하게 맞출 수 있게 설계 하였으며 고온재생기 입구로 들어가기 전에 희용액의 온도를 조절하기 위해 파이프 히터와 인버터를 설치하여 필요한 조건을 제어하였다. Fig. 2.11의 (a)는 완성된 Lab. scale 배기가스 구동 고온재생기의 완성된 실험장치의 사진을 보여주고 있으며 실험장치로부터 외부로의 열손실을 막기 위해 (b)와 같이 단열재와 석고를 이용하여 실험장치 및 Lab. scale 배기가스용 고온재생기를 단열하였다. 또한 Fig. 2.12에서는 본 논문에서 사용된 출구위치에 따른 새로 제작한 고온재생기의 성능을 비교하기 위해 기존에 구축하였던 고온재생기의 실험장치 사진을 보여주고 있다. 기존의 고온재생기와 새로 제작된 고온재생기의 차이점은 Fig. 2.11, Fig. 2.12에서도 보는바와 같이 고온재생기 농용액 출구를 각각 3단으로 달리하여 구성하였으며 고온재생기 내부의 흡수액의 핀-관 내경을 32 mm에서 34 mm로 커졌으며 핀 피치를 16.5 mm에서 12 mm로 변경시킨 모델이다.

또한 공기 및 희용액, 농용액, 증기의 입·출구 상태량을 측정하기 위하여 RTD 및 압력계를 주요 위치에 설치하도록 설계하였으며, 희용액의 농도와 질량유량을 측정하기 위해 질량유량계(Oval)를 설치하였다. 또한, 주요 데이터를 기록하기 위해 data logger(DA-100)와 컴퓨터를 연결하여 실시간으로 필요한 데이터를 받을 수 있도록 설치하였다. 증기의 유량과 농용액의 유량은 간접적인 방법으로 측정되며, 에너지 보존 법칙과 질량 보존 법칙에 의해 각각의 증기와 농용액의 유량을 구할 수 있으며 이는 다음식과 같이 계산된다.

$$m_{ds} = m_{cs} + m_s \quad (2-1)$$

$$Q_{cs} = Q_{cw} \quad (2-2)$$

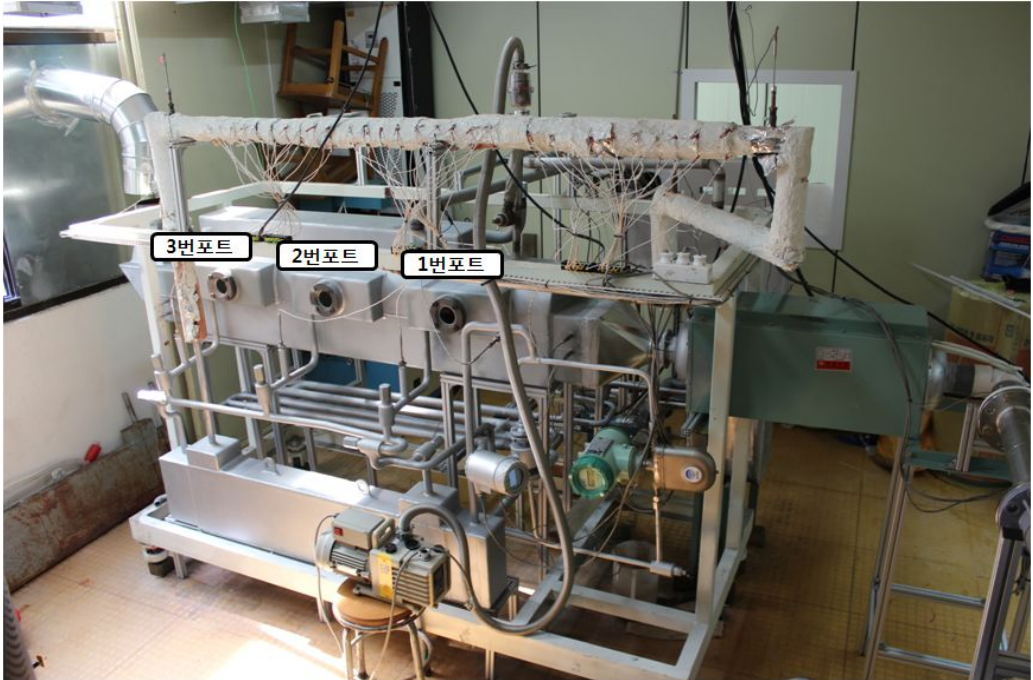
$$m_{cs}(h_{cs, in} - h_{cs, out}) = m_{cw}(h_{cw, out} - h_{cw, in}) \quad (2-3)$$

$$Q_s = Q_{cw} \quad (2-4)$$

$$m_s(h_{s, in} - h_{s, out}) = m_{cw}(h_{cw, out} - h_{cw, in}) \quad (2-5)$$



Fig. 2.9 Making process of a Lab. scale experimental set-up.



(a) Photograph of an experimental setup(before insulation).

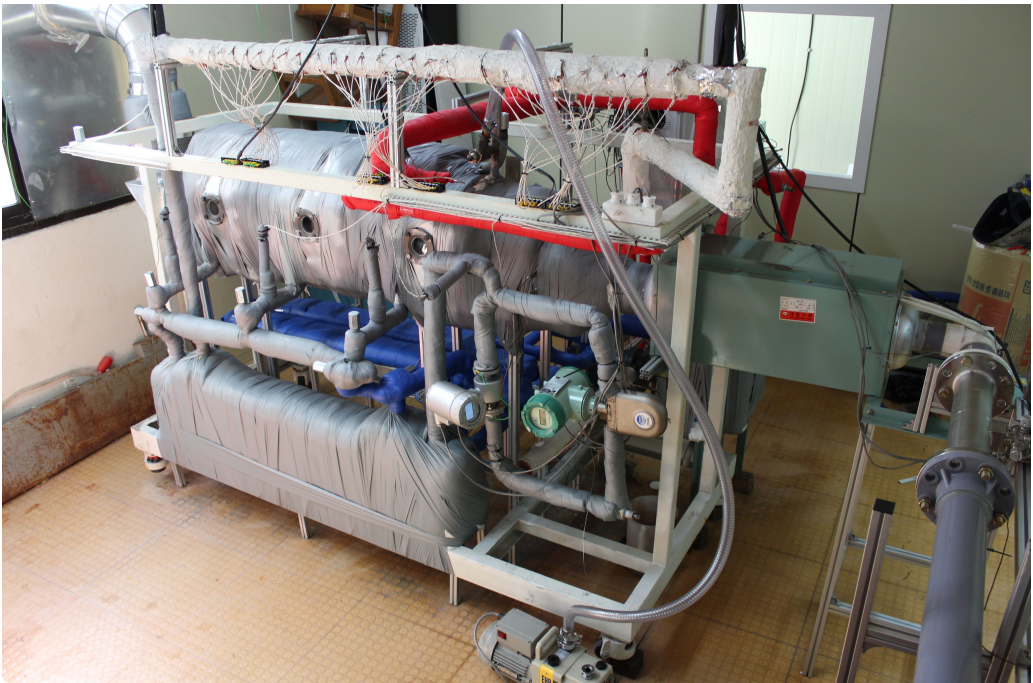


Fig. 2.10 (b) Photograph of an insulated experimental setup.



Fig. 2.11 Compare version of High-temperature generator.

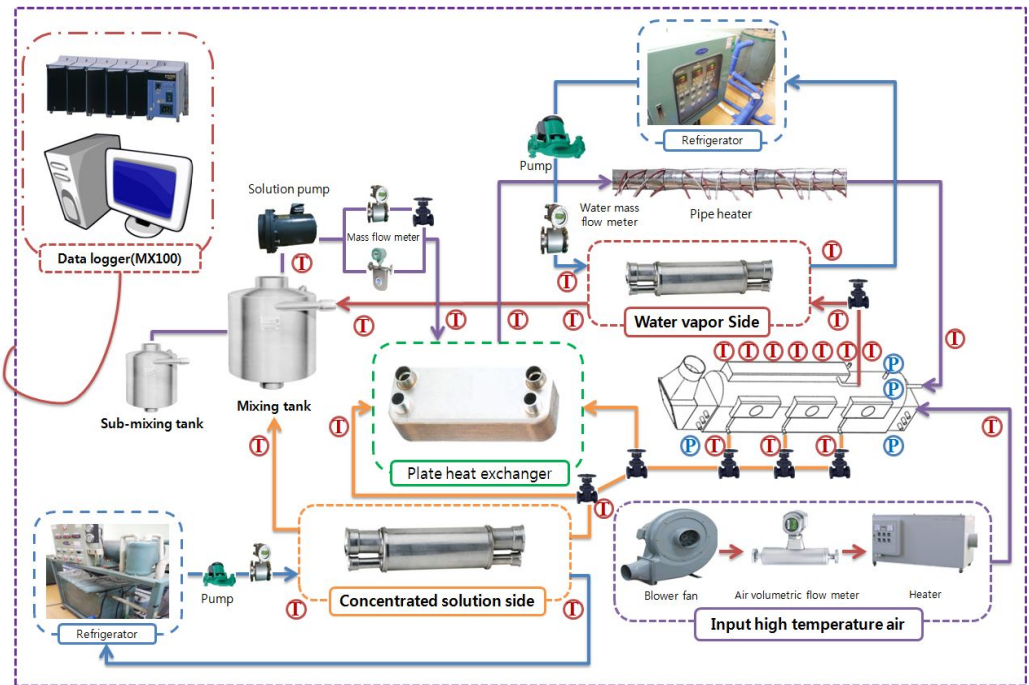


Fig. 2.12 Schematic of an experimental setup.

가. 온도측정

공기, 흡수액, 2차 유체의 온도를 측정하기 위해 고온재생기 덕트 및 관내에 온도 프루브(probe)를 만들어 RTD를 설치하였다. 흡수액의 온도를 측정하기 위해 고온재생기 입·출구와 관형열교환기 및 이중관식 열교환기 입·출구에 각각 설치하였으며, 공기측 핀-관의 배열 수에 따라 온도를 측정하기 위해 고온재생기 입·출구를 포함하여 일정간격으로 총 7개의 RTD를 설치하였다. 또한 본 실험에서 온도 측정에 사용한 RTD는 Fig. 2.13과 같으며, RTD의 제원을 Table 2.1에 나타내었다.

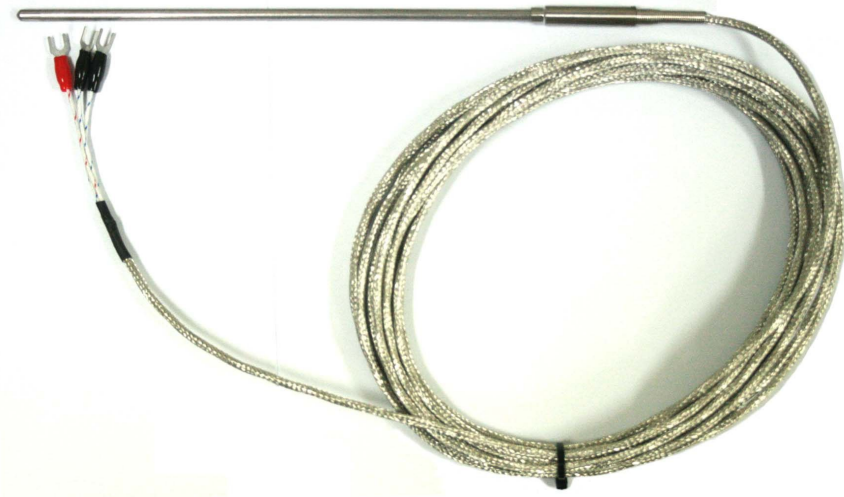


Fig. 2.13 Photograph of the RTD.

Table 2.1 Specification of the RTD

Item	Value
Range	-200 ~ 600°C
Diameter	4.8 mm

나. 압력측정

고온재생기 내부 및 공기측 입구 압력, 차압을 측정하기 위해서 압력계(pressure transducer)와 차압계(difference pressure transducer)를 사용하였다. 고온재생기 내부의 진공압 및 공기측 입구의 압력 및 차압을 측정하기 위해 모세관을 고온재생기에 용접하여 압력계를 설치하였다. 본 연구에서 사용된 고온재생기 내부의 진공압력계 (torr, kPa) 2개, 공기측 입구 압력계, 차압계의 모습을 각각 Fig. 2.14, Fig. 2.15, Fig. 2.16, Fig. 2.17에 각각 나타내었으며, 자세한 사양은 Table 2.2에서 보여주고 있다.



Fig. 2.14 Photograph of the pressure sensor(C206).



Fig. 2.15 Photograph of the pressure sensor(setra 730).



Fig. 2.16 Photograph of the pressure gauge(C209).



Fig. 2.17 Photograph of the differential pressure gauge(C234).

Table 2.2 Specification of the pressure gauge

Pressure transmitter - SETRA			
Model	C206	C209	C234
Range	-14.7 ~ 3000 psig	0~1 psig	0~15 mmH ₂ O
Input	24 VDC	24 VDC	24 VDC
Output	4~20mA	4~20mA	4~20mA
Accuracy	0.13%	0.25%	±0.14%

다. 농용액 질량유량 및 밀도 측정

흡수액의 농도에 따라 포화온도가 달라짐으로 흡수식 냉온수기 시스템 중 고온 재생기의 흡수액의 농도는 매우 중요하다. 따라서 질량유량 및 밀도 측정을 위해 질량유량과 밀도가 측정 가능한 Oval사의 질량유량계(CT9401-K7MM33)를 사용하였다. 또한 질량유량계는 희용액의 입구라인에 설치하여 고온재생기에 유입되는 흡수액의 농도를 측정할 수 있도록 설치하였다. 본 연구에서 사용된 질량유량계는 Fig. 2.18과 같으며, OVAL 질량유량계의 사양을 Table 2.3에 나타내었다.



Fig. 2.18 Photograph of the mass flow meter.

Table 2.3 Specification of the mass flow meter

Item	Specification
Max pressure	85.6 kg_f/cm^2
Max temp	105°C
Flow rate	36 ~ 360 kg/h
Density	300 ~ 2000 kg/m^3
Trans. Model	CT9401-K7MM33
Power	85~254V AC
Sensor model	CN006C-SS-200K

라. 공기, 농용액, 2차 유체 유량측정

배기가스용 고온재생기의 성능특성을 파악하고 운전조건 변화에 따른 성능특성 변화를 고찰하기 위해 공기 및 농용액의 유량을 측정해야한다. 따라서 공기 체적유량계(ADG-S-S)를 공기 가열장치와 Blower fan 사이에 설치하였으며, 농용액의 체적유량을 측정하기 위해 용액탱크 출구에 농용액 유량계(E-MAG-I)를 설치하였다. 또한 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되는 증기량과 농용액의 유량을 간접적으로 측정하기 위해 증기 및 농용액과 열교환하는 이차유체의 유량을 측정해야한다. 따라서 각각의 항온조와 이중관식 열교환기 사이에 체적유량계(E-MAG-I)를 설치하였다. 본 연구에서 사용된 공기 유량계와 체적유량계를 각각 Fig. 2.19, Fig. 2.20과 같으며, 각각의 유량계 사양을 Table 2.4에 나타내었다.

Table 2.4 Specification of the mass flow meter

Item	Air volumetric flow meter	Volumetric flow meter	Volumetric flow meter
Fluid	Air	Water	LiBr-water
Type	Difference Pressure	Electromagnetic	Electromagnetic
Diameter	80A	15A	10A
Flow rate	80 ~ 400 Nm ³ /h	0.19 ~ 6.3 m ³ /h	0.1 ~ 2.7 m ³ /h
Trans. Model	ADG-S-S	E-MAG-I	E-MAG-I
Temperature	AMB	100°C	230°C
Pressure	ATM	10 kgf/cm ² · G	10 kgf/cm ² · G
Power	AC 220V	AC 90 ~ 250V	AC 90 ~ 250V
Output	4 ~ 20mA	4 ~ 20mA	4 ~ 20mA



Fig. 2.19 Photograph of the air flow meter.



Fig. 2.20 Photograph of the volumetric flow meter.

마. 판형열교환기

질량유량계 및 펌프의 최대 측정온도는 100°C 미만이지만 농용액 및 희용액의 입구온도는 100°C 이상이다. 따라서 측정 장비 및 실험장비에 무리를 가하지 않기 위해 용액의 온도를 100°C 미만으로 유지시켜야 함으로 고온재생기로부터 고온의 농용액과 희용액을 판형열교환기를 이용하여 열교환시킴으로 질량유량계와 펌프에서 용액의 온도를 80°C 정도로 유지할 수 있도록 설계하였다. 본 연구에서 판형열교환기는 흡수식 시스템에 적용되어지는 열교환기로서 대향류로 설계하였으며, 사용된 판형열교환기의 모습을 Fig. 2.21에 나타냈으며, 자세한 사양은 Table 2.5와 같다.

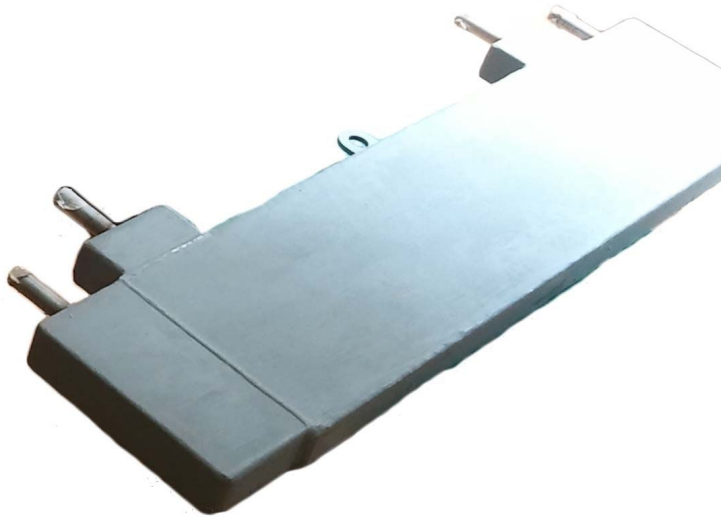


Fig. 2.21 Photograph of a plate heat exchanger.

Table 2.5 Specification of a plate heat exchanger

Item	Specification
Type	Chevron type
Chevron angle	60°
Plate Size(L×W)	280
Channel	10 / 50 EA
Corrugation depth	1.2 mm
Plate thickness	0.8 mm
Corrugation wave length	10 mm
Material	SUS 430

바. 파이프 히터

판형열교환기를 지나 고온 재생기 입구로 들어가는 희용액의 온도가 실험조건보다 낮기 때문에 희용액의 온도를 입구조건에 맞추기 위해 판형열교환기와 고온재생기 입구 사이에 파이프 히터를 설치하였다. 또한 고온 재생기 입구로 들어가는 희용액의 온도를 정확하게 유지하기 위해 온도 조절장치에 의해 작동하는 자동 전력 조정기를 사용하여 파이프 히터의 열량을 조절하였다. 파이프 히터는 직접적으로 희용액에 열을 가하지는 않으며 희용액이 지나가는 배관에 열을 가하는 간접식 방식의 히터이다. 본 실험장치에 사용된 파이프 히터는 Fig. 2.22와 같고 자세한 사양은 Table 2.6에 나타내었다.



Fig. 2.22 Photograph of a pipe heater.

Table 2.6 Specification of a pipe heater

Item	Specification
Diameter of inside	35 mm
Length	50 mm
Number of heater	30 EA
Heat capacity	5 kW

사. 이중관 열교환기

고온재생기로부터 발생한 증기를 응축시켜 용액탱크로 보내기 위해 이중관식 열교환기를 사용하였으며, 내부와 외부관에는 각각 증기와 2차 유체인 냉각수가 흐른다. 또한 용액탱크의 희용액 온도를 약 80°C정도로 유지하기 위해 관형열교환기를 지난 약 90°C정도의 농용액을 2차 유체인 냉각수와 열교환시켜 농용액의 온도를 감소시키기 위해 이중관식 열교환기를 사용하였다. 내부와 외부관에는 각각 농용액과 2차 유체인 냉각수가 흐른다. 본 실험장치에서 사용된 이중관식 열교환기는 Fig. 2.23과 같으며 자세한 사양은 Table 2.7에 나타내었다.



Fig. 2.23 Photograph of a double tube heat exchanger.

Table 2.7 Specification of a double tube heat exchanger

Item	Specification
Inside tube diameter	20 mm
Outside tube diameter	32 mm
Tube thickness	3 mm
Length	4 m
Material	SUS 304

아. 송풍기

배기가스 고온재생기의 성능을 평가하기 위해 500°C의 배기가스를 Lab. scale에 직접 유입할 수 없으므로 배기가스 물성치를 공기에 맞게 상사시켜 고온재생기에 일정하게 흐르도록 Fig 2.24와 같이 송풍기를 사용하였으며, 송풍기는 200°C의 공기를 유입하기 위해 공기유량계와 히터 전에 설치를 하였다. 500°C의 배기가스 물성치를 일정하게 유입하기 위해 Lab. scale의 실외온도를 측정하여 실시간으로 체적유량을 변경하면서 실험을 수행하였다. 송풍기의 자세한 사양은 Table 2.8에 나타내었다.



Fig. 2.24 Photograph of a blower fan.

Table 2.8 Specification of the blower fan

Item	Blower fan
Fluid	Air
Model	KHB-400T
Frequency	60 Hz
Air capacity	9.0 m ³ /min
Power	3-Phase 380 V

자. 흡수액 펌프 및 냉각수 펌프

배기가스 고온재생기의 흡수액의 유량을 조절하기 위해 Fig 2.25와 같은 인버터 흡수액 펌프를 사용하였으며, 인버터 흡수액 펌프는 용액탱크 출구에 설치하였다. 또한 이중관식 열교환기를 통해 증기를 응축시키고 농용액의 온도를 감소시키고 사용된 2차 유체의 유량을 조절하기 위해 Fig. 2.26과 같은 인버터 순환펌프를 사용하였으며, 이는 항온조와 이중관식 열교환기 사이에 설치하였다. 인버터 흡수액 펌프와 2차 유체인 냉각수 펌프의 자세한 사양은 Table 2.9에 나타내었다.



Fig. 2.25 Photograph of a solution pump.



Fig. 2.26 Photograph of a cooling water pump.

Table 2.9 Specification of the pump

Item	Solution-liquid pump	Cooling water pump
Fluid	LiBr-water	Antifreezing solution
Model	-	PH-600i
Max. Flow rate	2.4 m ³ /h	17.4 m ³ /h
Total head	15 m	11 m
Power	3-Phase 380 V	3-Phase 380 V

차. 인버터

흡수액 및 이차유체, 공기의 유량을 운전조건에 따라 제어하기 위해 펌프와 송풍기에 별도의 인버터를 연결하여 유량을 제어하였다. 본 연구에서 사용된 인버터는 Fig. 2.27과 같으며, 인버터의 자세한 사양은 Table 2.10와 같다.



Fig. 2.27 Photograph of the inverter.

Table 2.10 Specification of the inverter

Item	Specification
Model number	SV-FP5
Max Applicable Motor Output	0.4-22KW, 50/60 Hz
Input	3-Phase 380 ~ 400V
Output	3-Phase 0.1~400Hz

카. 진공펌프

흡수식 냉·온수기는 진공상태에서 운전됨에 따라 배기가스 고온재생기 내부 또한 진공상태에서 운전되어야 한다. 따라서 배기가스 고온재생기의 내부를 진공상태로 유지하기 위해 진공펌프를 사용하였다. Fig 2.28은 본 실험에서 사용한 진공펌프이며, 자세한 사양은 Table 2.11에 나타내었다.



Fig. 2.28 Photograph of the vacuum pump.

Table 2.11 Specification of the vacuum pump

Item	Specification
Model	EHP-100
Displacement	6 m ³ /h
Ultimate vacuum	5×10 ⁻⁴ Torr
Power	0.4 kW

타. 열풍기

500°C 배기가스를 가지고 직접적으로 실험하기에는 많은 문제점이 있어 배기가스 물성치에 맞게 공기로 상사시켜 Lab. scale용 고온재생기로 200°C의 공기로 유입하기 위해 30 kW급 히터를 사용하였다. Fig. 2.29는 본 실험에서 사용한 열풍기이며, 열풍기에 대한 자세한 사양은 Table. 2.12에 나타내었다

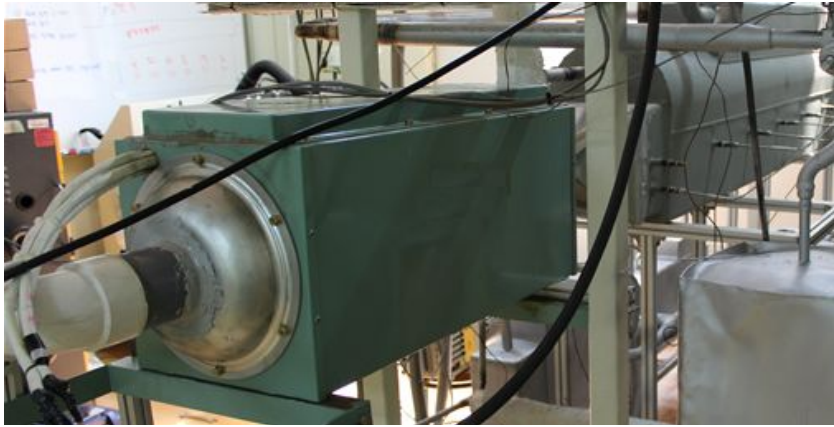


Fig. 2.29 Photograph of the heater.

Table 2.12 Specification of the heater

Item	Specification
Model	EH-30
Capacity	30 kW
Input Power	380VX3 ϕ
Power	0.4 kW

파. 전력조정기

200°C의 공기를 고온재생기에 입구에 일정하게 유입하기에는 송풍기와 히터만으로는 많은 오차가 있기 때문에 전력조정기를 구입하여 히터의 암페어를 일정하게 유지시켜 주었다. Fig. 2.30은 본 실험에서 사용한 전력조정기이며, 전력조정기에 대한 자세한 사양은 Table. 2.13에 나타내었다.



Fig. 2.30 Photograph of the TPR.

Table 2.13 Specification of the TPR

Item	Specification
Model	TPRF-3N
Frequency	50~60 Hz
Inhibit input	4 - 20 mA d.c
Input voltage	AC 380V
Rated current	70A / 100A

하. 유량제어 밸브

배기가스 고온재생기 실험장치에서 흡수액의 유로 및 유량을 조절하고 고온재생기 내의 증기가 응축되는 양을 조절하여 고온재생기 내의 압력을 유지시키기 위해 Fig 2.31와 같은 유량제어 밸브를 사용하여 제어하였다. 유량제어 밸브는 질량유량계와 체적유량계에 흐르는 흡수액의 양을 조절하기 위해 분기관에서 질량유량계 사이에 설치하였으며, 또한 농용액과 희용액을 열교환시키는 판형열교환기 내의 흡수액 유량을 조절하기 위해 판형열교환기 입·출구에 각각 설치하였다. 그리고 고온재생기 내의 압력을 증기로 조절하기 위해 응축기 입구에 증기 유량밸브를 설치하였다.



Fig. 2.31 Photograph of the valve.

거. 자료수집 및 처리 프로그램

배기가스 구동 고온재생기의 성능특성에 대한 실험을 하기 위해 실험장치의 중요 위치에 설치한 열전대, 압력계, 질량유량계, 체적유량계 등에서 측정된 데이터에 대한 전류신호를 감지하고 이를 컴퓨터로 전송하기 위해 데이터로거(Data logger - Yokogawa MX100)를 사용하였다. 컴퓨터로 전송된 전류신호는 MX100 standard 프로그램을 통하여 데이터 값으로 변환 시킬 수 있으며, 이는 마이크로소프트 엑셀 파일 형태로 저장되도록 하였다. 본 실험에서 사용된 Data logger는 Fig. 2.32와 같고, Data logger의 사양을 Table 2.14에 나타내었다.



Fig. 2.32 Photograph of the MX100.

Table 2.14 Specification of the data logger

Item	Specification
Manufacturer	Yokogawa
Model	MX100
Measurement interval	500ms
Input voltage	AC 100~240V
Max voltage	70VA

제 3 절 배기가스 고온재생기의 실험조건

1. 배기가스 물성치 상사

배기가스의 물성치는 고온재생기로 투입되는 공기 및 연료(LNG)의 연소 반응 분석을 통해 Fig. 2.33과 같이 연소반응 순서도를 통해 계산할 수 있다. 최종적으로 배기가스의 성분을 알기 위해서는 연소반응에 이용되는 각각의 반응물에 대한 화학적 분석을 수행하고 이를 이용하여 최종 생성물에 대한 조성을 파악해야 한다. 이 후 생성물에 대해 필요한 물성치는 REFPROP의 상태 방정식을 이용하여 필요한 물성치(밀도, 엔탈피 등)를 계산하였다.

일반적으로 열병합 발전 및 기타 고온의 배기가스의 온도는 500°C가 넘는 것으로 알려져 있다. 정확한 실험을 위해서는 실제 배기가스를 활용하여 동일한 조건으로 실험을 실시하는 것이 정확하나 일반적인 실험실에서 이와 같은 고온의 배기가스를 만들어 동일하게 제공하는 것은 매우 어려운 일이며 실험의 정확도가 낮아져 신뢰성이 감소된다. 따라서 본 연구에서는 이를 대체할 수 있고 제어가 가능한 공기를 실험에 필요한 열원으로 사용하였다. 그러나 공기를 열원으로 일정한 고온의 공기를 시스템에 공급하기 위해서 앞에 제시한 것과 동일한 실제 운전조건인 500°C의 온도를 유지하고 제어하는 것은 실제 불가능하다. 따라서 주어진 조건에서 공기의 풍량과 온도가 제어가 가능한 범위로 선정하고 이를 배기가스 대신 사용하기 위해 500°C에 해당하는 배기가스의 입구 온도와 풍량을 Pr Number와 Re Number의 200°C 공기와 상사를 통하여 실험에 필요한 배기가스 입구의 공기의 온도와 풍량을 결정하였다. 이 때 사용된 Pr Number와 Re Number는 다음과 같다.

$$Pr = \frac{\text{Viscosity} \times \text{Specific heat}}{\text{Thermal conductivity}} = \frac{\nu C_p}{k} \quad (2-6)$$

$$Re = \frac{Density \times Velocity \times Tube\ diameter}{Viscosity} = \frac{\rho v D}{\nu} \quad (2-7)$$

$$Pr_{Ex} = Pr_a, Re_{ex} = Re_a \quad (2-8)$$

$$\frac{\nu_{ex} C_{p_{ex}}}{k_{ex}} = \frac{\nu_a C_{p_a}}{k_a}, \frac{\rho_{ex} v_{ex} D}{\nu_{ex}} = \frac{\rho_a v_a D}{\nu_a} \quad (2-9)$$

우선 500°C의 배기가스의 Pr Number와 Re Number를 계산하기 위해서는 배기가스의 물성치를 알아야 한다. 500°C의 배기가스 주성분의 각각의 몰분율은 열병합발전에 주로 사용되는 LNG를 20% 과잉 공기량의 공연비로 계산하였으며 이때 배기가스의 주성분은 메탄, 에탄, 프로판, 부탄이며 이를 나타내면 Table 2.15와 같다. 배기가스 주성분의 물성치와 몰분율을 통하여 필요한 물성치를 계산하였으며, 여기서 설계된 배기가스 각각의 주성분의 물성치는 EES Program을 통하여 구하였다.

그리고 공기의 주성분은 질소 78%, 산소 21%, 아르곤 1%로 가정하였으며, 그 외 기체의 비율은 매우 적은 양임으로 공기의 물성치를 계산할 때 이를 무시하였다. 배기가스는 20%의 과잉공기량과 LNG가 완전연소를 했다고 가정하였으며 LNG와 공기의 완전연소로 인한 배기가스에 주성분은 이산화탄소, 물, 질소, 아르곤, 산소이고, Table 2.15에서 계산한 공연비와 배기가스의 성분을 통하여 배기가스의 몰분율을 구하였다. 이러한 가정에 따른 배기가스 각각의 성분에 대한 몰분율을 나타내면 Table 2.16과 같다. 배기가스의 물성치는 배기가스 주성분의 물성치를 몰분율에 따라 곱하여 더한 값으로 이를 통하여 얻은 정압비열, 점도, 열전도는 아래 Table 2.17과 같다.

이러한 계산을 통하여 얻어진 Pr Number와 Re Number를 상사를 통하여 500°C의 배기가스 대신 공기를 사용했을 때의 배기가스 구동 고온재생기의 공기의 입구

온도는 200°C로 상사하였으며, 이때 공기의 풍량은 0.3184 m³/s으로 계산되었다. 실제 제품의 크기로 실험을 하기 위해서는 많은 어려움이 존재함으로 본 연구에서는 Lab. scale의 배기가스에 대하여 실험을 실시하였으며 200°C의 공기를 이용한 Lab. scale의 배기가스 구동 고온재생기를 실험하기 위해 Re Number를 상사를 통하여 공기측 풍량을 구하였다. 이를 통해 구해진 공기측 풍량은 0.07045 m³/s이며, 이때 축소된 크기에 맞는 흡수액의 질량유량은 0.3079 kg/s으로 계산되었다. Lab. scale 배기가스용 고온재생기의 기본 운전조건 및 배기가용 고온재생기의 입·출구의 자세한 물성치는 Fig 2.34에 나타내었다. Lab. scale 배기가스 구동 고온재생기의 공기 입구 상태량은 배기가스의 Re number와 Pr number의 상사를 통하여 결정하였으며, 흡수액의 입구 상태량은 동일하다.

또한 다양한 운전조건에서 성능 특성을 파악하기 위해 공기 입구 온도 10°C, 공기 질량유량 10%, 흡수액 입구온도 10°C, 흡수액 질량유량 10%, 농도 1%씩 각각 변화 시켜가면서 성능을 예측하였으며 성능실험에 대한 자세한 운전조건은 Table 2.18에 나타내었다.

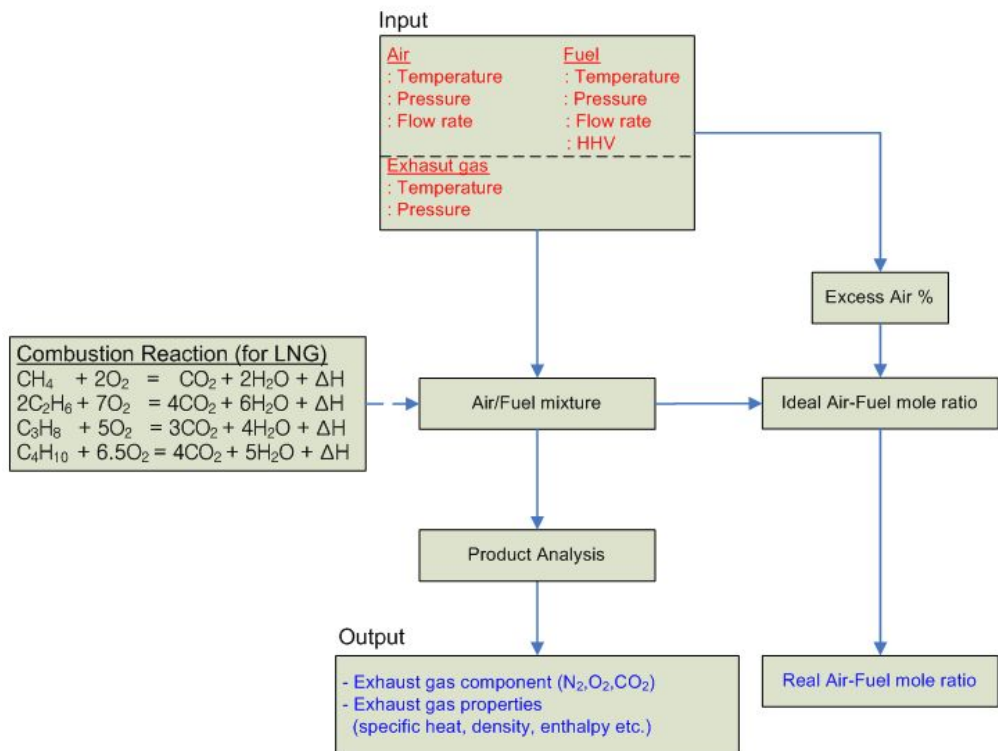


Fig. 2.33 Diagram of the LNG combustion reaction

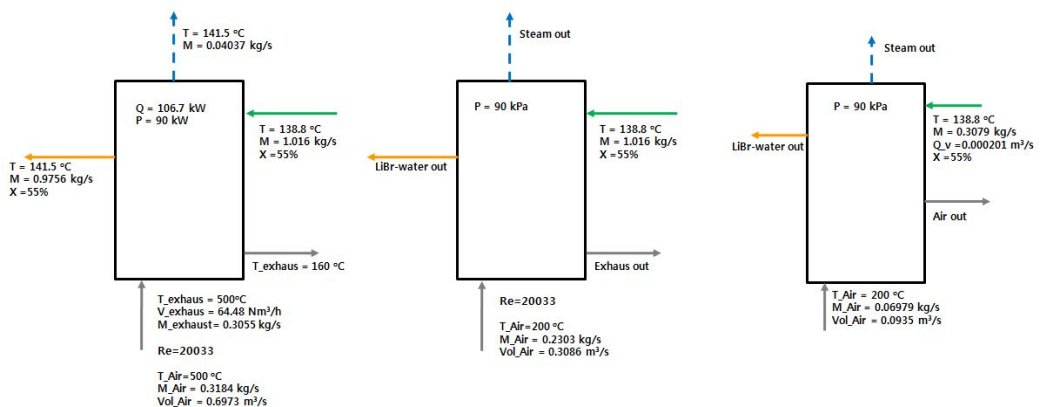


Fig. 2.34 The comparison of operating condition between original and Lab. scale high-temperature generator.

Table 2.15 Air fuel ratio (LNG)

LNG ingredient	Chemical formula	Air-fuel ratio			
		Complete	20% excess air	Mole friction	
				Complete	20% excess air
메탄	CH ₄	17.20	20.64	15.71	18.85
에탄	C ₂ H ₆	16.06	19.27	0.86	1.04
프로판	C ₃ H ₈	15.64	18.77	0.33	0.40
부탄	C ₄ H ₁₀	15.25	18.30	0.14	0.17
Air-fuel ratio				17.04	20.46

Table 2.16 Mole fraction of the LNG combustion exhaust gas

Exhaust gas ingredient	Molar fraction
CO ₂	0.118685215
H ₂ O	0.094656118
N ₂	0.743755605
Ar	0.009534014
O ₂	0.033369049
Total	1

Table 2.17 Property of the LNG combustion exhaust gas

Exhaust gas ingredient	Molar fraction	Property		
		Cp	Viscosity	k
Ar	0.0095	0.00496	4.04e-07	0.0003165
CO ₂	0.1186	0.13720	4.05e-06	0.0062820
H ₂ O	0.0946	0.20228	2.69e-06	0.0063135
O ₂	0.0333	0.03497	1.37e-06	0.0020515
N ₂	0.7437	0.833006	2.567e-05	0.0398504
Total	1	1.212419	3.419e-05	0.0548140

Table 2.18 Operating conditions

Condition		Value
Air	Inlet temperature (°C)	170, 180, 190, 200* , 210
	Mass flow rate (kg/s)	0.0564 , 0.0634, 0.0705* , 0.0775, 0.0845
Solution	Inlet Tmperature(°C)	133.7, 135.7, 137.7* , 139.7, 141.7
	Mass flow rate (kg/s)	0.2463, 0.2771, 0.3079* , 0.3387, 0.3695
Position	Outlet port	1 st -port, 2 nd -port, 3 rd -port, Full-open port

*Basic condition

2. 고온재생기 및 공기열원의 열량계산 방법

배기가스용 고온재생기의 성능특성을 파악하고 운전조건 변화에 따른 성능특성 변화를 고찰하기 위해 공기 및 흡수액의 용량을 계산해야 된다. 고온재생기의 흡수액 용량은 흡수액 출구 엔탈피는 재생기에서 나오는 증기 질량유량과 엔탈피의 곱과 농용액의 질량유량과 엔탈피의 곱을 합산하여 재생기 입구의 전체 질량유량과 엔탈피의 곱의 차이 식(2-1)~식(2-5)을 이용하여 식(2-6)과 같이 배기가스 열량을 구하였으며 흡수액의 질량 밸런스는 식(2-7)과 같다.

$$Q_{HTG} = [(m_{vap}h_{vap} + m_{cs}h_{cs}) - m_{HTG}h_{HTG,in}] \quad (2-6)$$

$$m_{exh} = m_{vap} + m_{cs} \quad (2-7)$$

또한, 500°C 배기가스를 상사시킨 공기의 열량을 계산하기 위해 입·출구 온도와 압력을 측정하여 엔탈피 차를 이용하여 계산하였다.

$$Q_{air} = m_{air}(h_{air,in} - h_{air,out}) \quad (2-8)$$

$$Q_{air} = Q_{exh} \quad (2-9)$$

또한 공기의 열량 및 고온재생기의 흡수액 열량을 계산하면 식(2-9)와 같이 공기 측과 흡수액 열량은 서로 같아야 하는데 서로 맞지 않을 경우는 각각의 장비 오차율을 계산해 보아야 한다. 따라서 본 연구에서 사용된 장비 오차율을 계산하여 Table 2.19에 불확실도를 나타내었으며 이는 에너지균형은 계산에 매우 중요한 요소인자가 된다.

Table 2.19 Uncertainties of test equipment

Parameters	Scale	Uncertainties
RTD	-200~600°C	±0.35°C
Absolute pressure transducers	0~1000 Torr	±0.5% of full scale
Difference pressure gauge	0~2 kPa	±0.1% of full scale
Mass flow meter	0~360 kg/h	±0.2% of reading
Volumetric flow meter	0.1~27,000 m ³ /h	±0.5% of reading
Air volumetric flow mater	0.08~24,000 Nm ³ /h	±0.2% of reading

3. Wilson Plot 방법을 이용한 내·외측 열전달계수 산출을 위한 실험조건

Wilson Plot 방법으로 관 내측 조건을 일정하게 유지한 상태에서 외측 조건을 다양하게 변화시키며 총합 열전달계수를 측정하면 내측 열전달계수 추정이 가능하다. 또한 각각의 총괄 열전달계수에서 내측 열전달계수를 빼면 다양한 외측 유속 조건에 대한 외측 열전달계수 측정이 가능하다.

관 내측은 강제대류열전달로 뉴턴의 냉각법칙(Newton's Law of cooling)이 그대로 적용되어 열유속은 온도차에 정비례한다. 그러나 관 외측 풀비등 열전달은 그 열유속이 온도차에 정비례하지 않고 n승에 비례하게 되므로 뉴턴의 냉각법칙을 그대로 적용하기가 어렵다. 하지만 외측 열전달계수 또한 내측 강제대류열전달 및 관벽의 전도와 비슷한 형태로 정의하는 것이므로 식(2-10)과 같이 정의할 수 있다.

$$\frac{1}{UA_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} + R_{cond} \quad (2-10)$$

식(2-10)의 열저항식에서 내측 열전달계수를 매우 크게 하여 내측 열저항의 무시가 가능하다고 가정했을 때의 총합 열전달계수와 열전도항에서 외측 열전달계수를 구할 수 있다.

일반적으로 원형관에서의 관 내측 열전달계수는 Dittus-Boelter의 냉각 과정으로 식(2-11)에서 $Re^{0.8}Pr^{0.4}$ 에 비례한다.

$$Nu = \frac{h_i d_i}{k_i} = C_i Re^n Pr^{0.4} \quad (2-11)$$

$$h_i = C_i Re^n Pr^{0.3} \frac{k_i}{D_i} \quad (2-12)$$

Dittus-Boelter 관계식을 계수(C_i)를 결정하지 않은 상태에서 반복법의 초기값으로 Re의 지수를 0.8로 사용한다. 이를 통하여 계산된 내측 열전달계수의 결과를 이용하여 이 형상에 맞는 내측 열전달 근사식을 다시 구성하고 여기서 새로운 지수를 결정하는 과정을 반복하여 가장 적합한 근사식의 수렴값 구하였다.

$$\frac{1}{UA_o} = \frac{1}{h_i} \left(\frac{1}{Re^n Pr^{0.4} k_i / D} \right) + \left(\frac{1}{h_o A_o} + R_{cond} \right). \quad (2-13)$$

$$Y_1 = AX_1 + B \quad (2-14)$$

$$Y = \frac{1}{UA_o} \quad X_1 = \frac{1}{\left(Re^n Pr^{0.4} \frac{k_i}{D} \right)_1}$$

본 논문에서 앞에서 언급한 바와 같이 Wilson Plot 기법을 적용하여 U(총괄열전달계수)를 구하기 위해 Table 2.20과 같이 실험조건을 세우고 실험을 수행하였다.

본 연구에서는 Wilson Plot 방법을 사용하기 위해 배기가스 고온재생기로 들어가는 흡수액의 입구온도를 각각 122.7°C와 127.7°C로 고정시키고 공기유량을 변화시켜가면서 실험을 수행하였으며 이 때 열용량은 5 kW를 가지도록 실험을 수행하였다. 식(5)에서 X절편에 해당되는 기울기 요소 중 초기 Re와 Pr의 지수는 기존연구의 해석 결과를 근본으로 하여 각각 0.8과 0.4의 값으로 가정하였다.

Table 2.20 Test conditions calculating for wilson plot method

Contents		Value
Air	Inlet temperature (°C)	200
	Mass flow rate (kg/s)	0.1395, 0.186, 0.2325, 0.279, 0.3255
	Capacity (kW)	5
Solution	Inlet temperature (°C)	122.8, 127.8
	Mass flow rate (kg/s)	0.3079

제 3 장 실험 결과 및 고찰

제 1 절 공기측 조건에 따른 고온재생기 성능특성 분석

1. 공기측 입구온도에 따른 성능특성 분석

열병합 발전을 통해 배출되는 배기가스의 출구온도는 평균 500°C 이상이지만 주위 환경 및 운전조건에 따라 배출되는 배기가스의 온도는 달라질 수 있다. 따라서 배기가스용 고온재생기의 배기가스 입구온도에 따라 성능특성을 분석하는 것은 흡수식 냉온수기 시스템의 일정 이상의 용량을 확보하고 높은 성능을 유지하기 위해 매우 중요하다. 본 연구에서는 500°C의 배기가스 대신 200°C의 공기를 이용하여 배기가스 고온재생기의 성능특성을 고찰하였다.

Fig. 3.1은 공기측 입구온도에 따른 고온재생기의 열용량을 고온재생기의 출구위치에 따라 비교하여 보여주고 있다. 일정한 공기의 유량조건에서 공기의 입구온도가 증가하면 고온재생기 출구위치가 변화되며 이에 고온재생기의 열용량은 증가하는 것으로 나타났다. 공기측 입구온도가 170°C에서 210°C로 증가하면 고온재생기 내부로 들어가는 공기온도와 흡수액 입구온도 차이가 커지게 되고 흡수액으로 많은 열교환이 되어 흡수액의 입·출구 온도차가 증가하고 고온재생기와 공기측의 열용량이 동시에 커지는 것으로 확인되었다. 또한 공기측 입구의 온도가 증가할수록 고온재생기의 흡수액 출구위치 변화 중에 고온재생기의 공기측 입구에서 가장 근접한 1번 출구위치에서의 고온재생기 열용량이 다른 흡수액 출구인 2번과 3번 출구위치에 대비하여 더 크게 나타나는 것을 알 수 있었다. 이는 각각의 고온재생기 출구위치에서 흡수액 입구측이 공기의 입구측과 가까워질수록 흡수액의 토출온도가 다른 출구위치들에 비하여 높아지며 고온재생기 내부 압력 또한 높아져 흡수액으로부터 분리되는 증기량이 증가하게 된다. 즉, 다른 토출부에 비해 더 많은 포화증기가 발생하

여 상대적으로 온도가 높은 조건에서 흡수액의 잠열에 의한 열전달률이 크게 나타난다. 공기측 입구온도가 170°C에서 210°C로 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액의 출구위치가 변화할 때 각각의 포트변화에 따른 고온재생기의 열용량은 각각 145.1%, 141.6%, 135.4% 씩 증가하는 것을 확인할 수 있었다. 이는 재생기내부에서 각각의 흡수액의 출구위치에 따라 공기와 흡수액 간의 열교환량에 차이가 있으며 이에 고온재생기 내부에서 재생되는 흡수액의 양이 다르기 때문이다.

Fig. 3.2는 고온재생기의 내부의 각각의 출구위치 변화에 대해 고온재생기의 내부의 흡수액으로부터 발생하는 증기량을 공기측 입구온도에 따라 보여주고 있다. 공기측 입구온도가 증가할수록 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량은 증가하며, 고온재생기의 흡수액 출구위치가 열교환 온도가 가장 높은 재생기 입구에서 가장 가까운 1번 출구에서 다른 출구위치 2번, 3번에 비하여 더 많은 증기량이 발생하는 것을 확인할 수 있었다. 또한 공기측 입구온도가 190°C에 도달할 때 까지는 모든 흡수액 출구위치에서는 지속적으로 증기발생량이 증가하였지만 공기측 입구온도가 190°C이후에서는 3번 출구위치에서는 증기발생량이 증가정도가 일정해지는 것을 확인하였고 1번과 2번 출구위치는 공기측 입구온도가 200°C 이후 증기발생량의 증가정도가 감소하는 것을 확인하였다. 이는 고온재생기의 흡수액 출구위치에 따라 공기측 입구온도가 증가하면 용액넘이받이를 넘어 토출되는 증용액의 온도가 증가하게 되는데 각각의 출구위치에서 흡수액으로부터 분리되는 증기발생량이 다르기 때문에 흡수액의 포화온도가 3번 출구부터 높게 나타나기 때문이다.

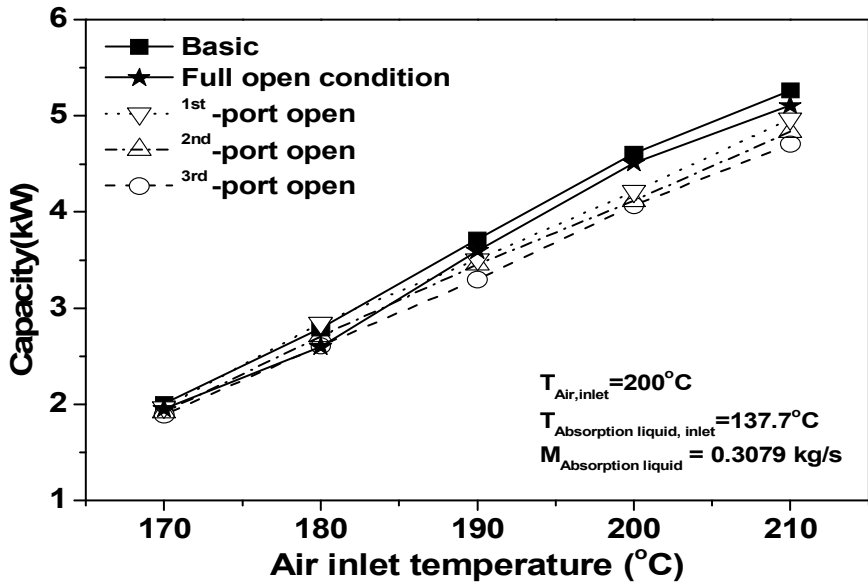


Fig. 3.1 Capacity comparison with air inlet temperature.

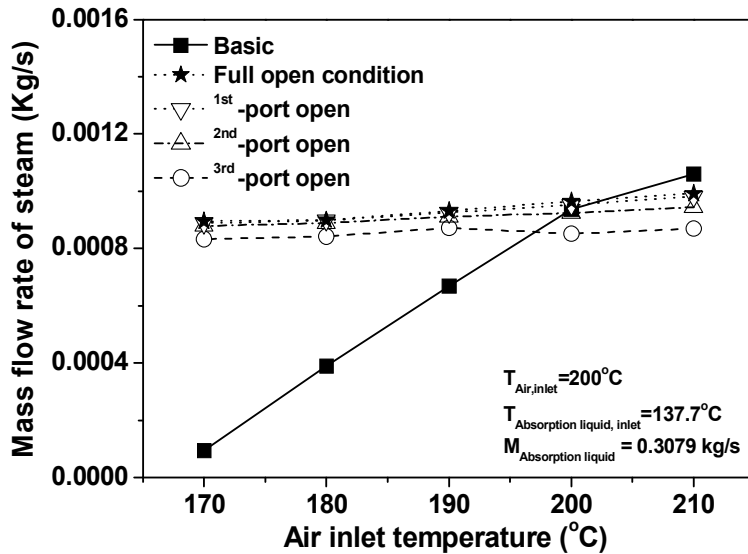


Fig. 3.2 Comparison of steam generation rate with air inlet temperature.

Fig. 3.3은 각각의 흡수액 출구위치에 대하여 공기측 압력강하를 공기측 입구온도에 따라 비교하여 보여주고 있다. 고온재생기의 모든 흡수액 출구위치에서 공기측 입구온도가 증가함에 따라 압력강하는 약 85 kPa로 거의 일정하게 나타났다. 공기측 압력강하는 질량유속에 의해서 크게 변화하기 때문에 공기측 온도에 의한 영향은 상대적으로 미미한 것으로 판단된다.

Fig. 3.4는 공기측 입구온도에 따라 고온재생기의 흡수액 출구온도를 흡수액 출구 위치에 따라 비교하여 보여주고 있다. 공기측 입구온도가 증가함에 따라 고온재생기 흡수액 출구온도는 증가하는 경향을 보인다. 즉 공기측 입구온도가 170°C에서 210°C로 증가하면 고온재생기 내부에서 공기와 흡수액 간의 열교환이 가장 많은 1번 출구에서 가장 높은 흡수액 토출온도를 보였으며 그 이후 2번과 3번 출구위치 순서대로 용액넘이받이를 통해 토출되는 흡수액 온도가 낮아지는 경향을 확인할 수 있었다. 이는 공기의 온도가 증가함에 따라 고온재생기의 열원의 엔탈피가 커짐으로 고온재생기 내부에서 많은 열전달이 발생하여 고온재생기에서 토출되는 흡수액 출구온도도 증가하기 때문이다. 하지만 공기측 입구온도가 증가할수록 고온재생기의 흡수액 출구 조건에 따라 흡수액 출구온도의 증가에 대한 경향성은 1번과 2번 출구위치에 비해 3번 출구위치에서 감소하는 것을 확인할 수 있는데 이는 3번 출구에서 고온재생기 내부의 재생되는 흡수액 양이 다른 출구위치에 비해 상대적으로 작기 때문이다. 또한 잠열 열전달 상태중 공기측 입구온도가 200°C에서 210°C로 증가함에 따라 모든 흡수액 출구위치에서 토출되는 흡수액 출구온도의 증가정도는 200°C 이전의 운전조건에 비해 감소하는 경향을 확인할 수 있었다. 이는 고온재생기의 흡수액 포화온도와 점점 가까워짐에 따라 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되는 증기량의 양이 증가하면서 열용량이 커지며, 따라서 고온재생기 흡수액 출구온도의 증가량이 감소하는 것으로 사료되며 반면, 공기측 입구온도조건이 210°C에서 고온재생기 내부의 흡수액 온도가 포화온도를 넘어서면서 잠열에 대한 열전달을 이루고 있는 것으로 판단되어진다. 각각의 3가지 출구위치에서 흡수액의

온도차를 살펴보면 전반적으로 큰 차이를 보이지는 않지만 흡수액 입구온도가 137.7°C로 고정이 되어있고 흡수액 입출구 온도차이가 6~7°C 이내로 나타나는 것을 감안하면 재생기 내부의 성능계수를 계산할 때 흡수액 출구온도의 변화에 따라 재생기 내부의 성능이 민감하게 나타나는 것을 알 수 있다.

Fig. 3.5는 고온재생기 출구위치에 대해 고온재생기 각각의 흡수액 출구위치에서 고온재생기의 흡수액 입·출구 농도차를 공기측 입구온도에 따라 비교하여 보여주고 있다. 공기측 입구온도가 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 출구농도는 증가하여 입·출구의 농도차가 증가하는 것으로 나타났다. 고온재생기의 각각의 흡수액 입구 농도에 따라 고온재생기의 흡수액 출구농도의 증가정도는 고온재생기의 흡수액으로부터 분리되는 증기량과 밀접한 연관이 있으며, 각 흡수액 출구위치에 대해 입·출구의 농도차이는 거의 비슷한 경향성을 보임을 확인할 수 있었다.

Fig. 3.6과 Fig. 3.7은 각각의 흡수액 출구위치에서 공기측 입구온도에 따른 각각의 핀-관 열교환기 배열에서 공기측 온도를 비교하여 보여주고 있다. Fig. 3.7은 공기측 입구온도가 170°C에서 210°C로 증가할 때 흡수액 출구위치 사이에 공기측 온도 변화를 나타내고 있는데 열교환이 활발한 1번, 2번, 3번 출구 순으로 온도가 낮아지는 것을 확인할 수 있었으며, 3번 출구위치가 1번, 2번 출구위치보다 약 2.1°C, 1.01°C 더 낮게 나타나는 것으로 확인할 수 있었다. Fig. 3.6과 같이 공기측 입구온도가 증가함에 따라 각각의 핀-관 열교환기 배열위치에서 공기온도는 선형적으로 비례하여 온도가 상승하는 것을 볼 수 있다. 이는 공기측 입구온도가 증가함에 따라 공기가 가지는 열용량이 커지기 때문에 시스템 열용량은 증가하고 각각의 핀-관 열교환기 배열위치에서 공기측 온도 또한 증가하기 때문이다. 공기입구온도가 상승함에 따라 1번, 2번, 3번 출구의 핀-관 배열에 따른 공기의 온도변화는 각각 6%, 5.8%, 6.2% 씩 증가하는 것으로 나타났다.

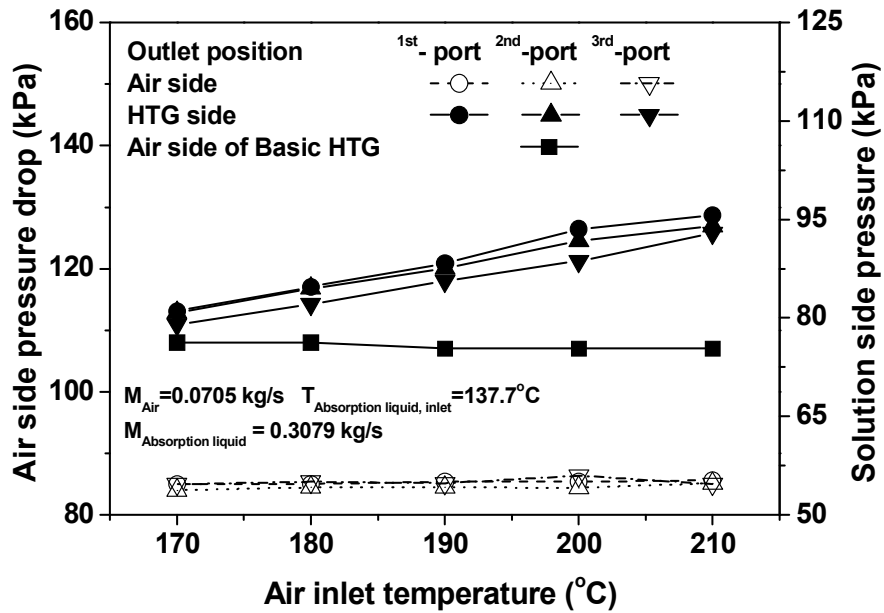


Fig. 3.3 Comparison of air side pressure drop and HTG pressure with air inlet temperature.

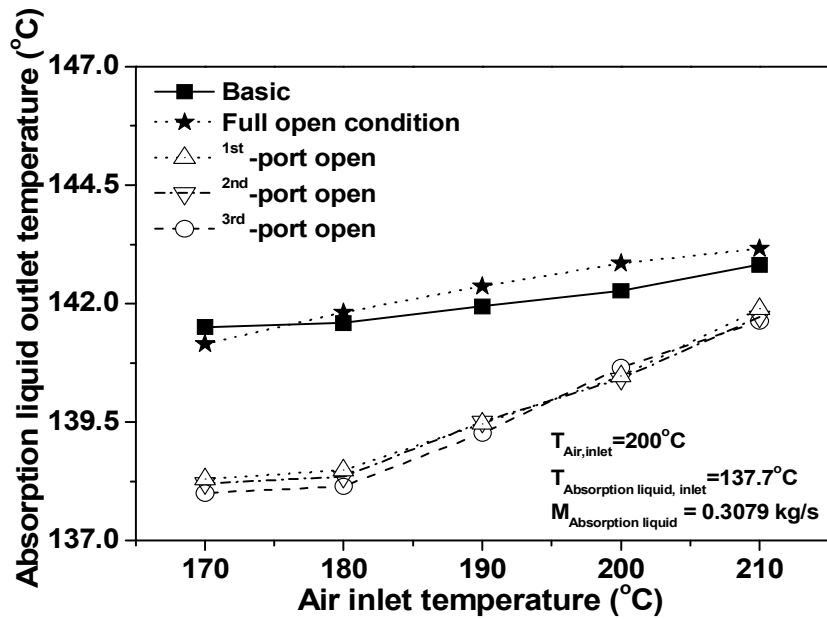


Fig. 3.4 Comparison of absorption liquid outlet temperature with air inlet temperature.

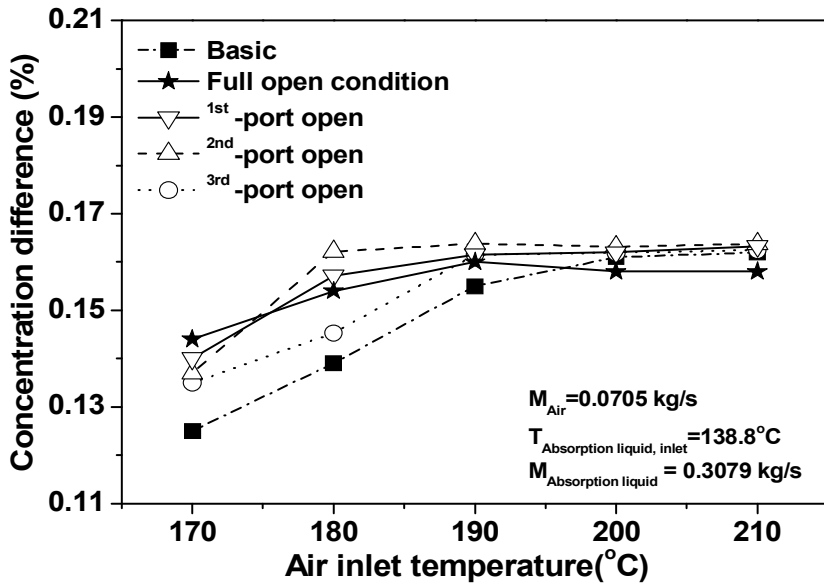


Fig. 3.5 Comparison of concentration difference with air inlet temperature.

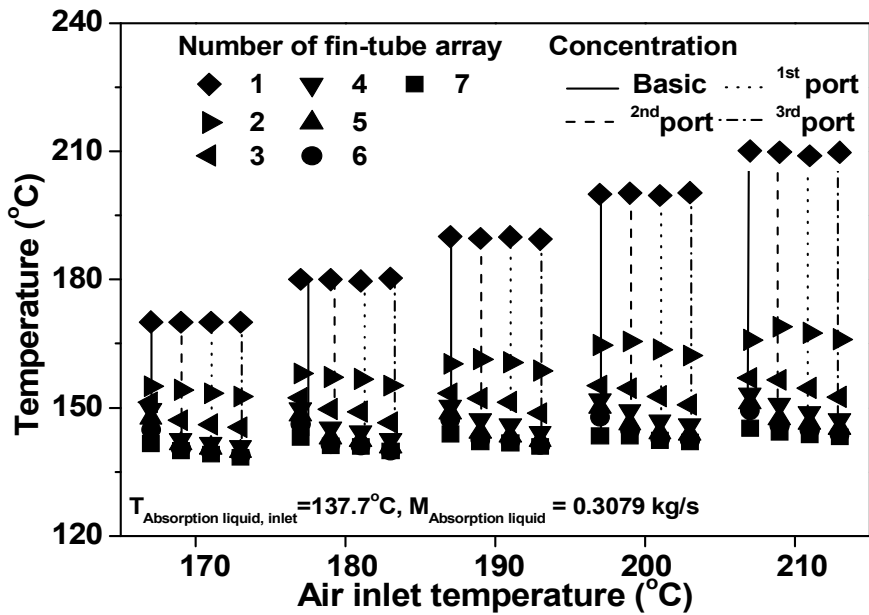


Fig. 3.6 Comparison of air temperature with air inlet temperature.

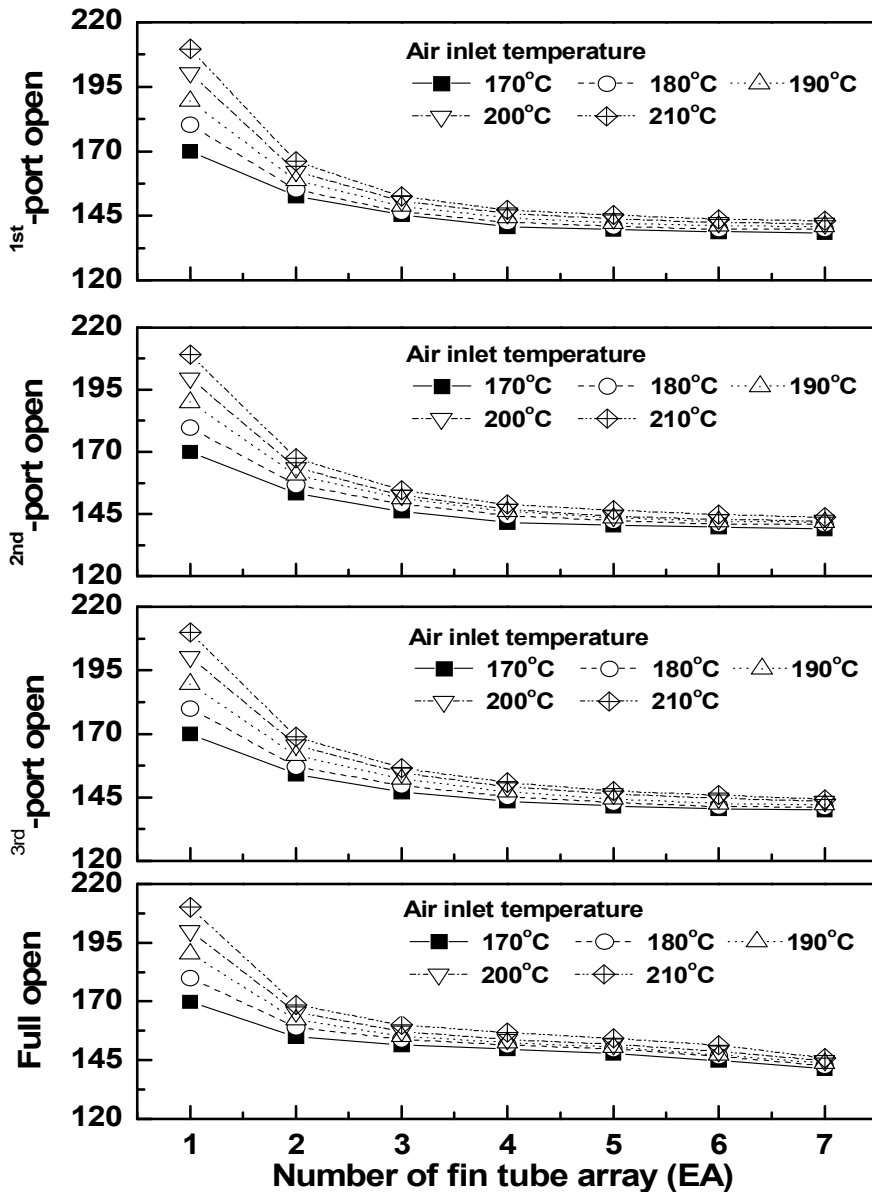


Fig. 3.7 Comparison of air temperature with air inlet temperature.

2. 공기측 질량유량에 따른 성능특성

흡수식 냉·온수기의 성능은 배기가스용 고온재생기의 성능에 따라 매우 민감하게 변화하며 배기가스용 고온재생기의 성능은 배기가스 유량에 따라 큰 성능차이를 보이므로 흡수식 냉·온수기 시스템의 성능을 확보하고 안정된 제어를 위해서는 배기가스 제어 밸브를 이용한 원하는 배기가스 유량을 제어 하는 것이 요구된다. 따라서 고온재생기 입구의 배기가스 유량변화에 따라 배기가스 고온재생기의 성능을 파악하는 것은 매우 중요하다.

Fig. 3.8은 공기측 질량유량비에 대하여 고온재생기의 열용량을 흡수액 출구위치에 따라 비교하여 보여주고 있다. 모든 흡수액 출구위치에서 공기측의 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기의 열용량은 증가하는 경향을 보였다. 이는 공기측 질량유량비가 커짐에 따라 공기측이 가지는 열용량이 커지고, Re수가 증가하여 공기의 난류정도가 강해지므로 고온재생기에서 공기-회용액으로의 열전달 효율이 높아졌기 때문이다. 또한 고온재생기의 흡수액 출구위치 변화에 따라 고온재생기의 용량을 비교 하였을 때 고온재생기 입구에서 가장 가까운 1번 출구가 가장 높은 열용량을 나타냈으며 그 뒤로 각각 2번, 3번 출구 순으로 큰 열용량을 가지는 것으로 나타났다. 고온재생기 출구위치에 따라서 흡수액의 출구온도 또한 다르게 나타나는 데 이는 흡수액의 농도 55%에 따른 포화온도를 기준으로 흡수액의 출구온도가 높을수록 증기온도는 같이 상승하고 흡수액에서 증기로 분리되는 양이 증가하여 현열에 의한 열전달보다 수분의 잠열에 의한 열전달이 크기 때문이다. 따라서 고온재생기의 열용량이 더 크게 증가한다. 고온재생기 흡수액의 각각 1번, 2번, 3번 출구 위치에서 질량유량비가 80%에서 120%로 증가함에 따라 고온재생기의 열용량은 각각 35.9%, 37.9%, 39.2% 증가함을 확인할 수 있었으며, 흡수액 출구위치에 따라 공기측 질량유량비가 120%에 도달할 때 고온재생기 내부의 열용량 차이는 점차 감소하는 것으로 나타났다. 이는 재생기내부에서 각각의 출구위치에 따라 공기와 흡수

액 간의 열교환량에 차이가 있으며, 각각의 출구에 따라 고온재생기 내부에서 흡수액이 재생되는 양이 달라지고 흡수액으로부터 증기로 분리되는 양이 다르게 발생하게 된다. 또한 공기의 질량유량이 많아지면 고온재생기의 흡수액 온도가 포화온도에 가까워지면서 흡수액으로부터 증기로 분리되는 양이 일정해져 고온재생기의 열용량 차이가 감소함을 확인하였다.

Fig. 3.9는 각각의 흡수액 출구 조건에서 공기의 질량유량비에 따른 흡수액으로부터 증기로 분리되는 증기의 양을 비교하여 보여주고 있다. 모든 흡수액 출구위치에서 공기의 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기 내부에서 흡수액으로부터 분리되는 증기량은 증가하는 것으로 나타났다. 이는 공기측 열용량의 증가에 따른 고온재생기의 열용량이 증가하고 이에 따라 고온재생기 내의 흡수액 온도가 상승하게 되어 증기의 발생량이 증가하기 때문이다. 또한 고온재생기 입구에서 공기측과 열교환이 가장 활발한 1번 출구에서 2번, 3번 출구보다 더 많은 증기량이 발생하는 것을 확인할 수 있다. 1번 출구위치에서 공기측 질량유량이 80%에서 120%까지 증가하면 증기발생량은 지속적으로 증가하지만 2번과 3번 출구에서는 각각 110%와 100%를 기준으로 공기측 질량유량의 증가에도 불구하고 더 이상 증기발생량은 증가하지 않는 것으로 나타내었다. 이는 흡수액의 농도에 따른 포화온도가 각각 다르게 분포하는데 고온재생기의 흡수액 입구농도가 높으면 포화온도가 낮고 고온재생기의 흡수액 입구농도가 낮으면 포화온도가 높아지는데 공기측 질량유량이 많아질수록 흡수액의 토출온도가 포화온도에 가까워지면서 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량의 증가정도가 감소하는 현상에 의한 것으로 판단된다. 고온재생기 1번 출구의 평균 증기발생량은 2번과 3번 출구의 평균 증기발생량에 비해 각각 3.5%, 12.8% 더 높은 것으로 나타났다. 3번 출구에서는 공기측 질량유량이 증가할수록 재생기 내부압력이 1번, 2번 출구에 비해 평균 5 kPa 정도 압력이 높게 나타나 흡수액의 포화온도가 더 높아져 고온재생기의 증기 발생량은 감소한 것으로 판단된다.

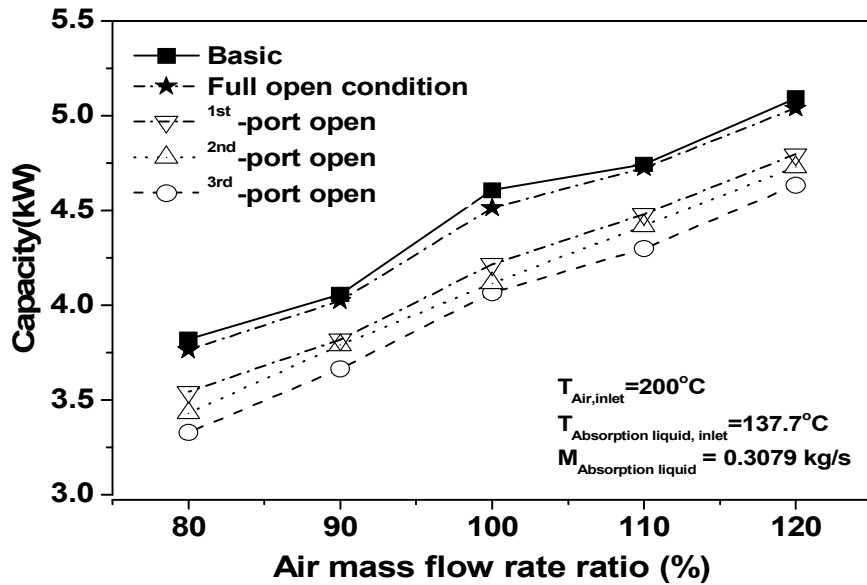


Fig. 3.8 Capacity comparison with air mass flow rate ratio.

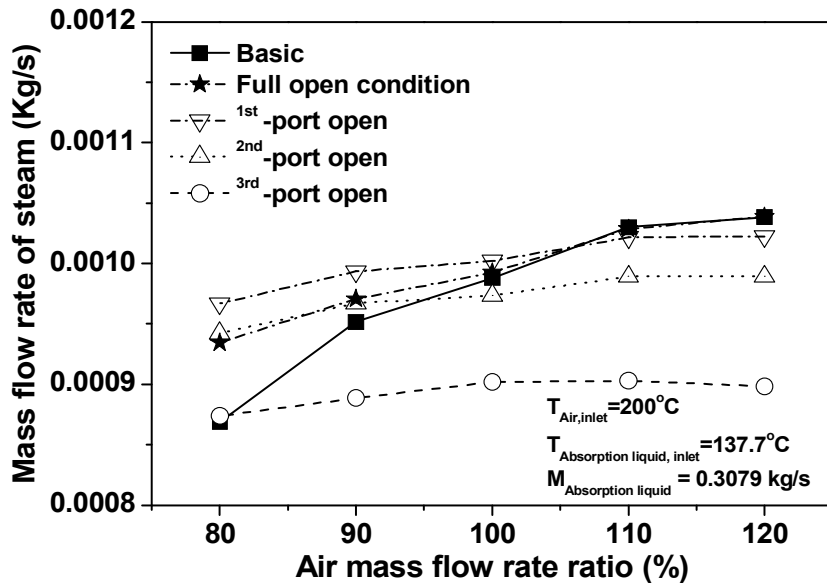


Fig. 3.9 Comparison of steam generation with air mass flow rate ratio.

Fig. 3.10은 각각의 흡수액 출구위치에서 공기측 압력강하를 공기측 질량유량비에 따라 비교하여 보여주고 있다. 고온재생기의 모든 흡수액 출구위치에서 공기측 질량유량비가 증가함에 따라 압력강하는 선형적으로 증가하는 경향을 보여주고 있다. 하지만 1번과 2번 출구에서는 공기측 압력강하의 경향성이 비슷하게 나온 반면에 3번 출구에서는 대체로 재생기 내부압력이 낮게 분포하는 것을 확인할 수 있었다. 이는 공기측 질량유량이 증가함에 따라 핀-관 열교환기를 지나는 공기의 질량 유속이 증가하고 1번과 2번 출구위치에서는 200°C의 높은 온도를 가지는 공기와 137.7°C의 흡수액 사이에서 가장 높은 열교량을 가지고 이리인해 흡수액의 온도가 높짐에 따라 고온재생기 내부 압력도 높게 나타난다. 3번 출구위치에서는 1번과 2번 출구에 비해 공기와 흡수액간의 열교환량이 적으며 3번 출구위치에서 증기발생량이 작기 때문이다. 또한 3번 출구에서는 다른 출구에 비해 고온재생기에서 재생되는 양이 많은 것으로 판단되어 시스템 내에 일정압력이상 작동하지 않는 것으로 판단된다. 공기측 질량유량이 80%에서 120%로 증가함에 따라 고온재생기의 1번, 2번, 3번 출구에서 압력강하는 60 kPa, 60.7 kPa, 61.2 kPa 증가하였다. 그리고 각각의 흡수액 출구위치에서 서로간의 공기측 압력강하 차이는 거의 없는 것으로 나타났다. 따라서 흡수액 출구위치에서 공기측 압력강하에 미치는 영향은 미미한 것으로 나타났다.

Fig. 3.11은 고온재생기 각각의 흡수액 출구위치에 따라 고온재생기의 흡수액 입·출구 농도차를 공기측 질량유량비에 따라 비교하여 보여주고 있다. 공기측 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 출구농도는 증가하는 것으로 나타났다. 이는 고온재생기의 흡수액으로부터 분리되는 증기량을 고려하였을 때 이와 유사한 경향성을 보임을 확인할 수 있다. 흡수액 전체질량에 대한 LiBr질량의 백분율로 고온재생기의 흡수액 출구농도는 고온재생기의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량에 따라 결정된다. 따라서 공기측 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량이 많아짐에 따라 흡수액의 농도는 증가하게 되며 이러한 경향을 Fig 3.11에서 확인할 수 있다.

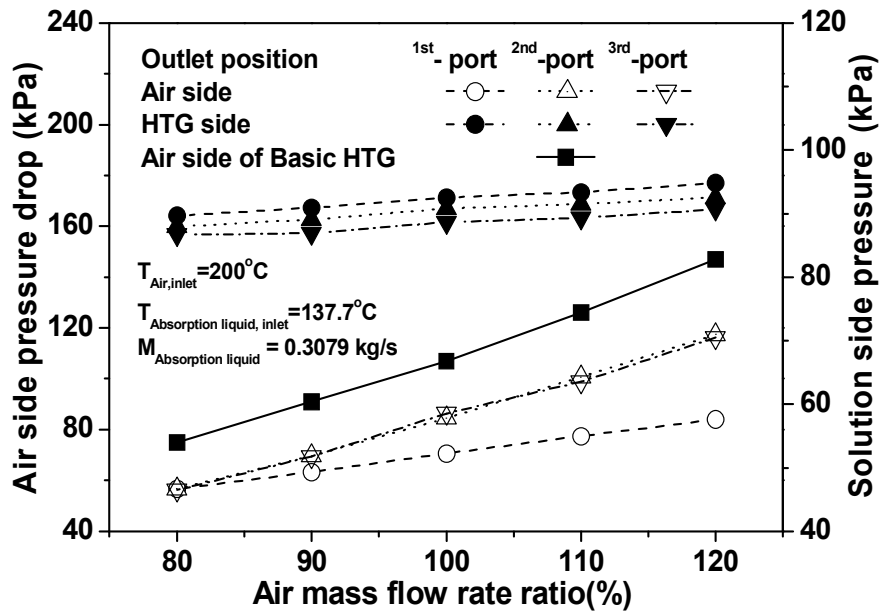


Fig. 3.10 Comparison of air side pressure drop and HTG pressure with air mass flow rate ratio.

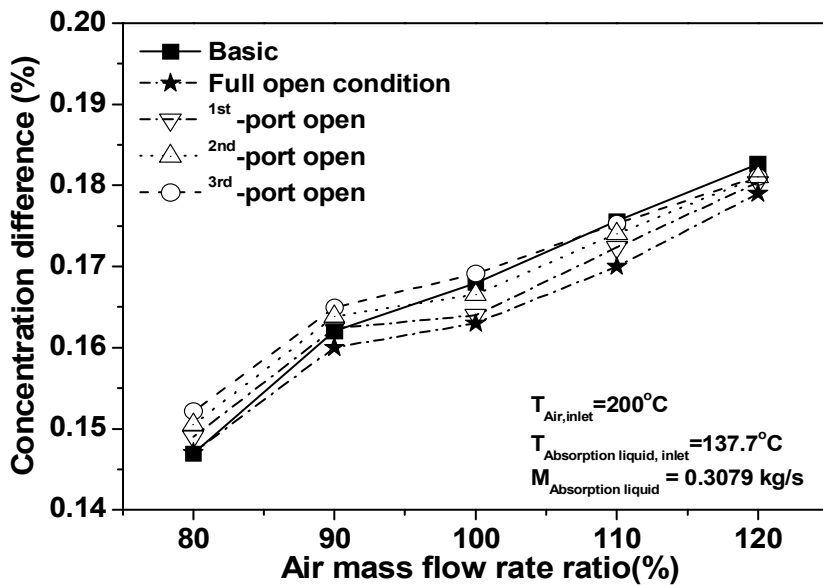


Fig. 3.11 Comparison of concentration difference with air mass flow rate ratio.

Fig. 3.12는 공기측 질량유량비에 따른 고온재생기의 흡수액 출구온도를 흡수액 출구위치에 따라 비교하여 보여주고 있다. 공기측 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기의 모든 흡수액 출구위치에서 흡수액 출구온도는 증가하는 것으로 나타났다. 이는 공기측 질량유량비가 커짐으로서 공기측이 가지는 열용량이 커지고, Re수가 증가하여 공기의 난류정도가 강해지므로 고온재생기에서 열전달 효율이 높아지기 때문에 열전달량의 증가로 인한 흡수액 출구온도는 증가하기 때문이다. 공기측 질량유량비가 80%~90%에서 흡수액 출구온도는 비슷한 경향성을 보였지만 공기측 질량유량비가 100%를 넘어가고 농도가 55%인 흡수액이 포화온도에 도달하면 고온재생기 내부에서 재생량이 많은 1번 출구부터 흡수액 출구온도가 높게 나오는 것을 확인할 수 있었다. 공기측 질량유량비가 많아질수록 1번, 2번, 3번 출구의 흡수액 출구온도는 각각 1.4°C, 1.6°C, 1.8°C 증가하였다.

Fig. 3.13은 각각의 흡수액 출구위치에서 공기측 질량유량비에 따른 각각의 핀-관 열교환기 배열위치에서 측정한 공기측 온도변화를 비교하여 보여주고 있다. 공기측 질량유량이 각각 80%에서 120%로 변화할 때 1번 출구위치가 2번, 3번 출구위치보다 약 1.31°C, 2.36°C 더 높게 나타나는 것을 확인할 수 있었다. 이는 흡수액 1번 출구 포트에서 공기와 흡수액간의 열교환이 가장 활발하였고 앞에서 언급한대로 잠열에 대한 열교환량이 많기 때문이다. 또한 Fig. 3.14와 같이 공기측 질량이 증가하면 각각의 1번, 2번, 3번 출구에서 온도 증가율은 약 1.98%, 1.86%, 1.65% 증가하였는데 이는 공기측 질량유량이 증가함에 따라 공기가 가지는 열용량이 커지기 때문에 시스템 열용량은 증가하고 공기측 출구온도 또한 상승하게 되기 때문이다. 각 열에서의 공기측 질량유량비 변화에 따른 성능의 변화는 거의 비슷한 것으로 확인되었다.

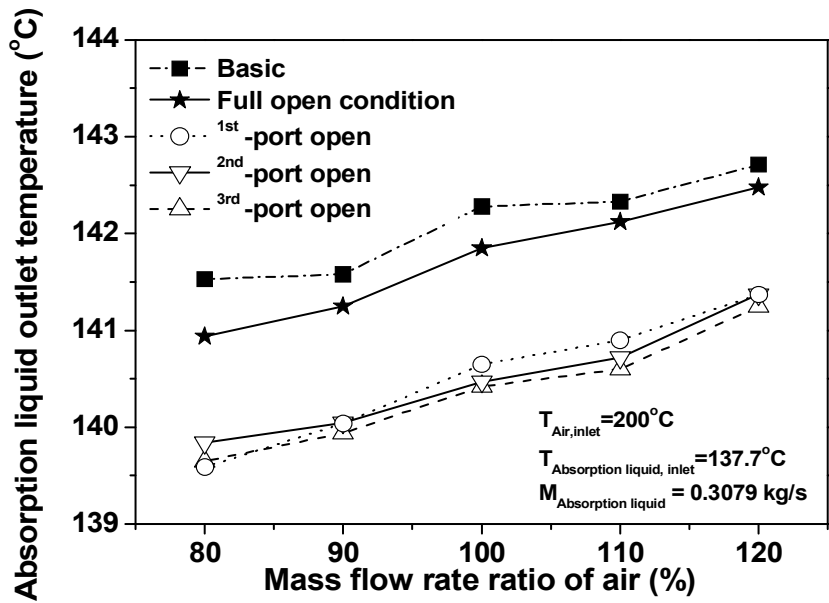


Fig. 3.12 Comparison of absorption liquid outlet temperature with air mass flow rate ratio.

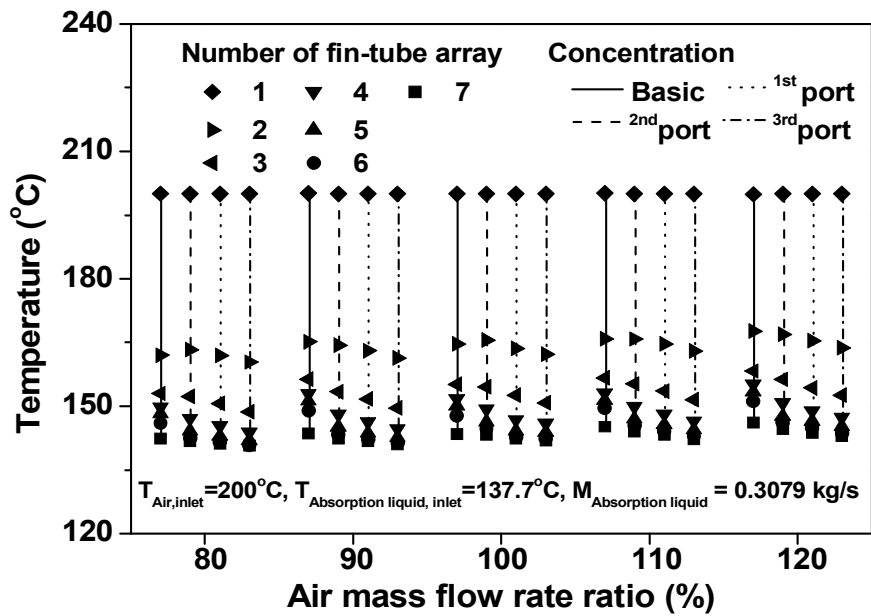


Fig. 3.13 Comparison of air temperature with air mass flow rate ratio.

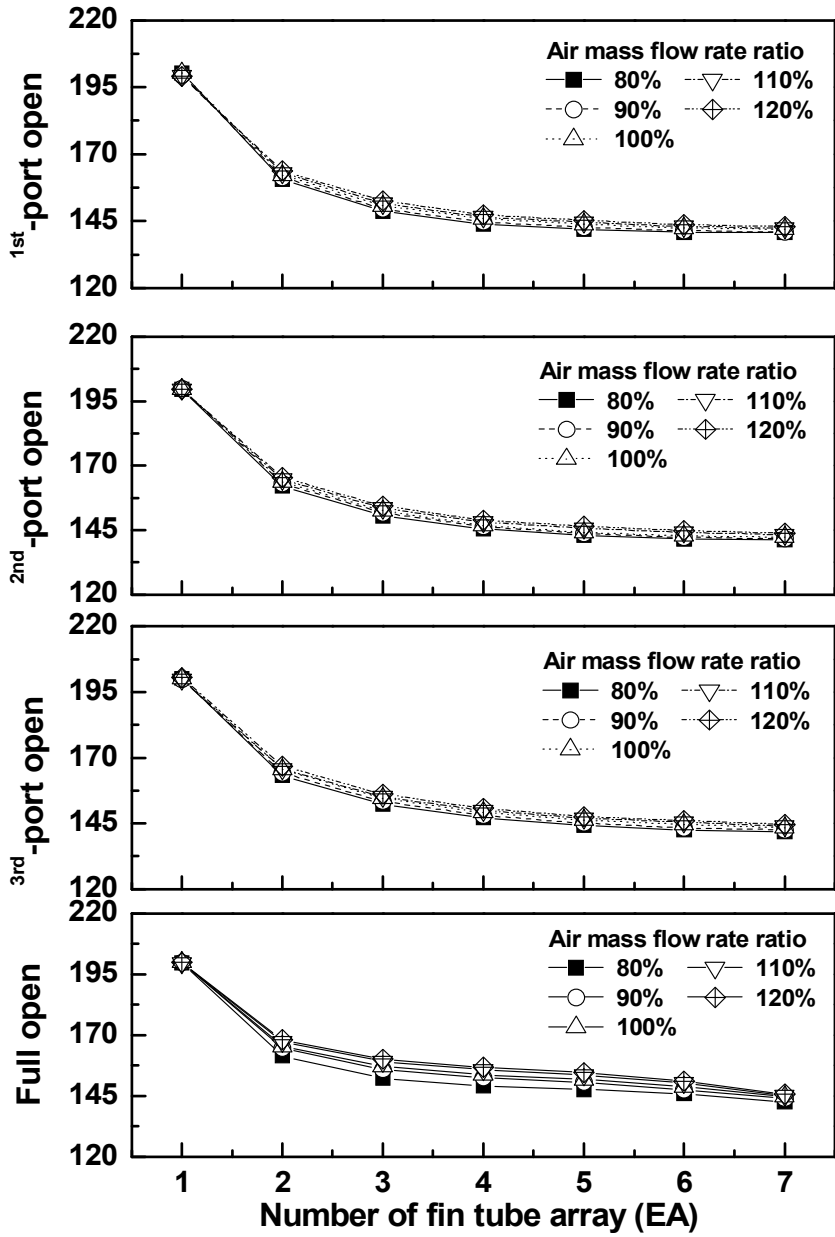


Fig. 3.14 Comparison of air temperature with air mass flow rate ratio.

제 2 절 흡수액 조건에 따른 고온재생기 성능특성 분석

1. 흡수액측 입구온도에 따른 성능특성 분석

배기가스용 고온재생기의 흡수액 입구온도는 배기가스용 고온재생기의 성능에 영향을 미치는 여러 가지 요인 중에 하나이다. 따라서 배기가스용 고온재생기의 흡수액 입구온도는 흡수식 냉온수기의 사이클에 따라 조건이 크게 달라지므로 인해 고온재생기 흡수액 입구온도에 따라 성능특성을 파악하는 것은 매우 중요하다. 본 연구에서는 고온재생기 각각의 흡수액 입구농도에서 흡수액측 입구온도에 따른 고온재생기의 성능특성에 대한 연구를 진행하였다.

Fig. 3.15는 고온재생기의 흡수액 출구위치에 따라 고온재생기의 열용량을 흡수액 입구온도에 따라 비교하여 보여주고 있다. 흡수액 입구온도가 증가함에 따라 고온재생기의 모든 출구위치에서의 열용량은 감소하는 것으로 나타났다. 이는 흡수액 입구온도가 133.7°C에서 141.7°C로 증가할 때 200°C공기와 고온재생기의 흡수액 입구온도와의 온도차가 줄어들게 되어 열교환량이 감소하며 또한 흡수액 출구측(증기+중용액)의 엔탈피 증가율보다 흡수액 입구측의 엔탈피 증가율이 더 크기 때문에 고온재생기의 열용량은 감소하는 것으로 확인되었다. 흡수액 입구온도가 커질수록 각각의 출구위치에서의 고온재생기의 열용량을 비교하였을 때 1번 출구부터 2번, 3번 출구 순으로 열용량이 높은 것으로 나타났으며, 각각 14.5%, 17%, 14.8% 씩 감소하는 것으로 나타났다. 이는 1번 출구부터 3번 출구까지의 재생기 내부압력이 각각 81~96 kPa, 83~98 kPa, 84~99 kPa로 시스템 작동압력이 점차 낮아져 고온재생기의 1번 출구부터 흡수액 입구온도가 포화온도에 도달함에 따라 잠열에 의한 열전달량은 감소하고 현열에 의한 열전달량이 증가하였기 때문이다. 따라서 고온재생기의 열용량은 감소하는 것으로 판단된다.

Fig. 3.16은 고온재생기의 내부의 각각의 흡수액 출구위치에 대해 흡수액으로부터

발생하는 증기량을 흡수액 입구온도에 따라 보여주고 있다. 흡수액 입구온도가 증가할수록 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되는 증기량은 증가하는 것을 확인할 수 있다. 열교환 온도가 가장 높은 재생기 입구에서 가장 가까운 1번 출구위치에서는 2, 3번 출구위치에 비하여 더 많은 증기량이 발생하는 것을 확인할 수 있었다. 반면 고온재생기의 흡수액 입구온도가 각각 137.7°C, 139.7°C 이상에서 흡수액으로부터 분리되어지는 증기의 양이 거의 일정한 것으로 나타났다. 이는 재생기 내부 압력이 달라져 흡수액의 포화온도가 낮기 때문에 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량이 거의 일정해지기 때문이다.

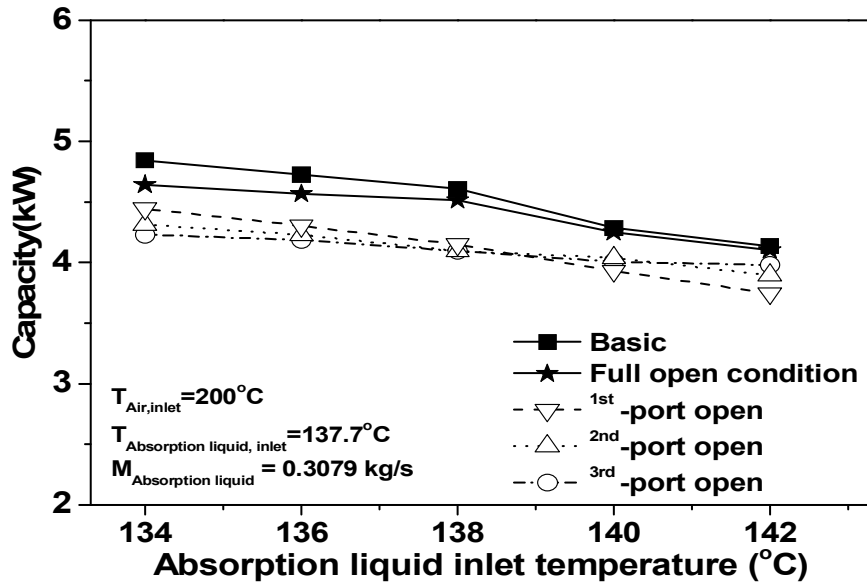


Fig. 3.15 Capacity comparison with absorption liquid inlet temperature.

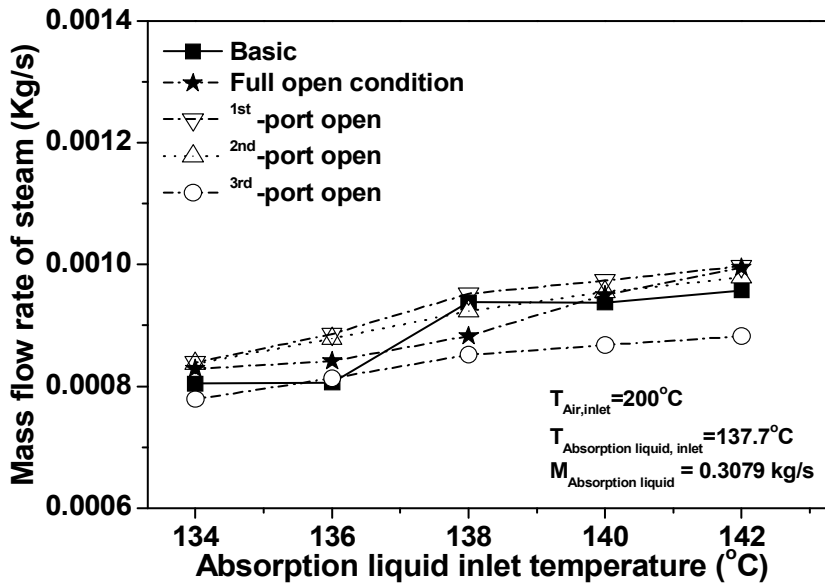


Fig. 3.16 Comparison of steam generation with absorption liquid inlet temperature.

Fig. 3.17은 각각의 흡수액 출구위치에서 고온재생기의 흡수액 입구온도에 따른 공기측 압력강하 및 고온재생기 내부 압력 변화를 비교하여 보여주고 있다. 공기측 입구온도가 137.7°C에서 141.7°C로 증가와 관계없이 공기측 압력강하는 일정한 경향을 나타내는 것을 확인할 수 있다. 공기측 압력강하량은 공기의 질량유속에 따라 크게 결정되어진다. 따라서 흡수액측 입구온도가 증가함에 따라 공기측 압력강하량은 앞에서 언급한 것과 같이 85 kPa로 일정하게 나타났다. 또한 흡수액 입구온도가 증가할수록 고온재생기 흡수액 1번, 2번, 3번 출구에서 고온재생기 내부압력은 각각 약 15.3 kPa, 14.9 kPa, 15.3 kPa으로 실험결과 경향성이 선형적으로 증가하는 것을 확인할 수 있다. 고온재생기 내부 압력의 증가는 흡수액의 포화온도에 영향을 주어 출구온도가 낮은 3번 출구위치에서 가장 먼저 성능이 저하의 원인이 되기도 한다.

Fig. 3.18은 고온재생기의 흡수액 출구위치에서 고온재생기의 흡수액 입·출구 농도차를 흡수액 입구온도에 따라 비교하여 보여주고 있다. 흡수액 입구온도가 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 출구농도는 증가하는 것을 확인할 수 있다. 고온재생기의 각각의 흡수액 입구 농도에 따라 고온재생기의 흡수액 출구농도의 증가정도는 고온재생기의 흡수액으로부터 분리되는 증기량 및 고온재생기 내부 압력과 밀접한 연관이 있으며, 각 흡수액 출구위치에 대해 입·출구의 농도차이는 거의 비슷한 경향성을 보임을 확인할 수 있다.

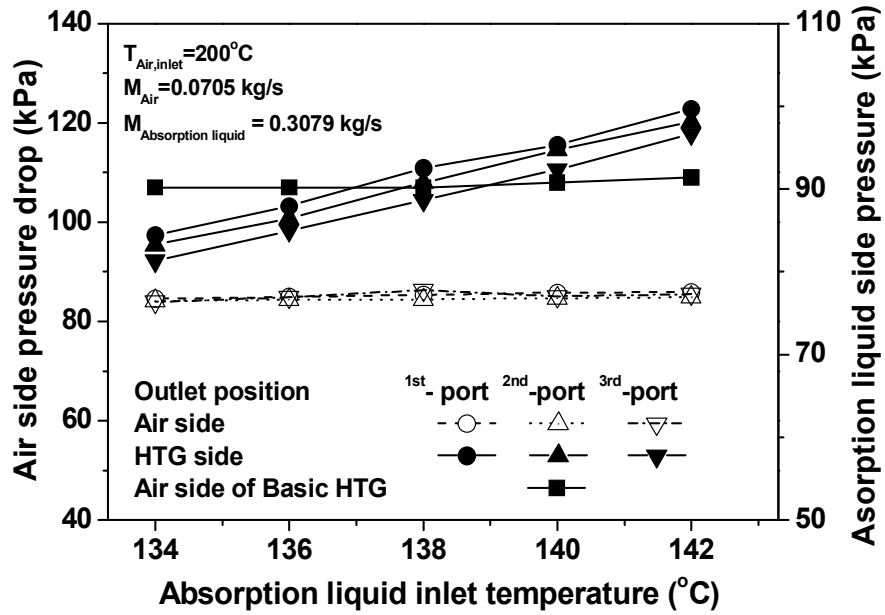


Fig. 3.17 Comparison of air side pressure drop and HTG pressure with absorption liquid inlet temperature.

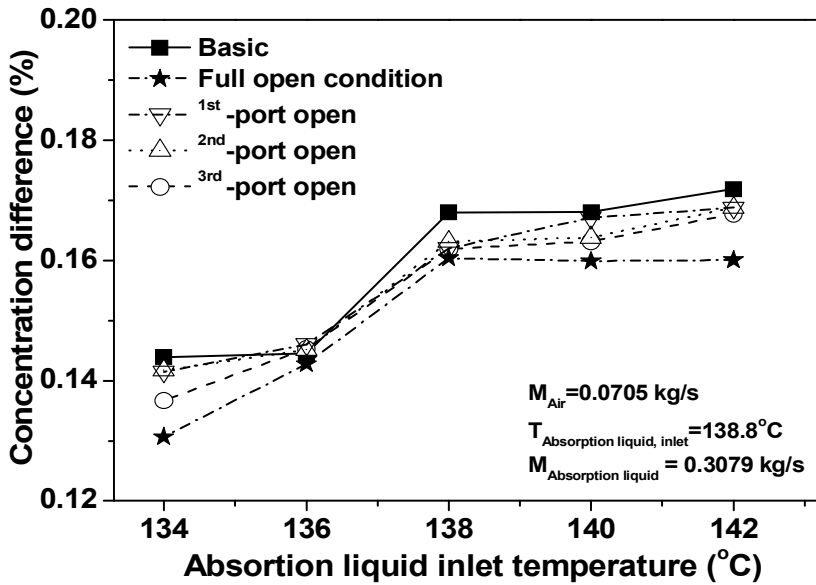


Fig. 3.18 Comparison of concentration difference with absorption liquid inlet temperature.

Fig. 3.19는 흡수액 입구온도에 따른 고온재생기의 흡수액 출구온도를 흡수액 출구 위치에 따라 비교하여 보여주고 있다. 흡수액 입구온도가 증가함에 따라 고온재생기 흡수액 출구온도는 점점 상승하는 것을 확인할 수 있었다. 또한 흡수액 입구온도가 133.7°C에서 137.7°C로 증가할 때까지는 고온재생기 열교환량이 가장 높은 1번, 2번, 3번 출구위치 순서로 가장 높은 흡수액 출구온도를 보였으며, 이후 흡수액 입구온도가 높아지면 모든 흡수액 출구온도가 비슷한 경향을 나타냈다. 고온재생기 내부의 흡수액 온도가 포화온도에 도달하면서 현열에 의한 열전달이 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 출구온도가 동시에 상승한 것으로 판단된다. 또한 흡수액 입구온도의 증가로 흡수액 출구온도가 높아져 공기와 열교환이 증가하였을 것으로 판단되지만 농도차이와 증기발생량 그림에서도 확인할 수 있듯이 운전조건에 따라 흡수액 입출구 농도차이가 크게 나지 않을뿐더러 흡수액 출구온도가 증가함으로 인해 증기발생량은 증가하지만 기울기가 크지 않아 흡수액 출구 엔탈피 증가량 보다는 흡수액 입구 엔탈피 증가량이 더 커져 결과적으로 고온재생기 열량은 흡수액 입구온도가 증가할수록 감소하는 것으로 나타났다. 흡수액 입구온도가 커질수록 1번, 2번, 3번의 흡수액 출구온도는 약 5.63°C, 5.75°C, 6°C 증가하는 것으로 나타났다. 또한 Lab. scale 고온재생기의 출구온도에 따라 성능계수가 민감하게 변하기 때문에 실제 배기가스용 고온재생기를 설계할 때 최적의 출구온도를 보일수 있도록 설계하는 것이 중요하다.

Fig. 3.20과 Fig. 3.21은 각각의 흡수액 출구위치에서 고온재생기의 흡수액 질량유량비에 따른 각각의 핀-관 열교환기 배열위치에서 공기측 온도를 비교하여 보여주고 있다. 흡수액 입구온도가 증가할수록 공기와 온도차가 감소하여 고온재생기 흡수액 1번, 2번, 3번 출구위치 순서로 고온재생기 내에 작동하는 공기온도는 낮아지는 것을 확인할 수 있었다. 각각의 1번, 2번, 3번 출구위치에서 공기 입구온도가 증가할수록 약 2.6%, 2.6%, 1.6% 증가하였다. 또한 1번 출구는 2번, 3번 출구위치에 비하여 1.1°C, 2.3°C 더 높게 나타났다. 이는 고온재생기의 1번 출구위치 부터 흡수액 입구온도가 포화온도에 도달함에 따라 잠열에 의한 열전달량의 비율보다 현열

에 의한 열전달량이 증가하였기 때문이다.

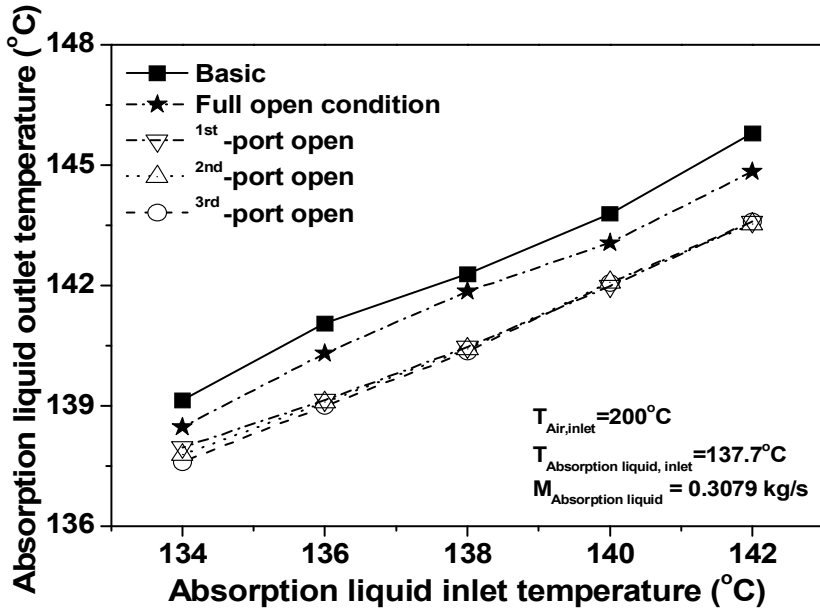


Fig. 3.19 Comparison of absorption liquid outlet temperature with absorption liquid inlet temperature.

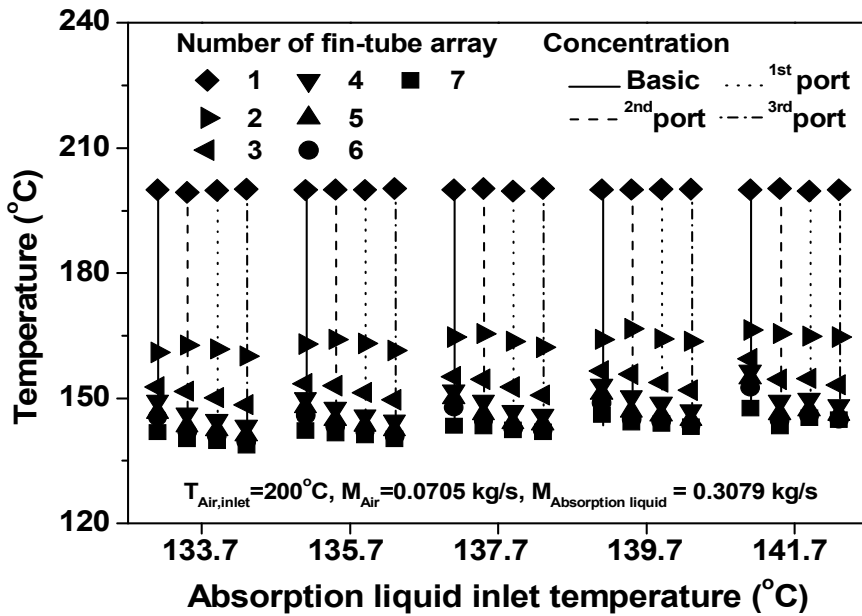


Fig. 3.20 Comparison of air temperature with absorption liquid inlet temperature.

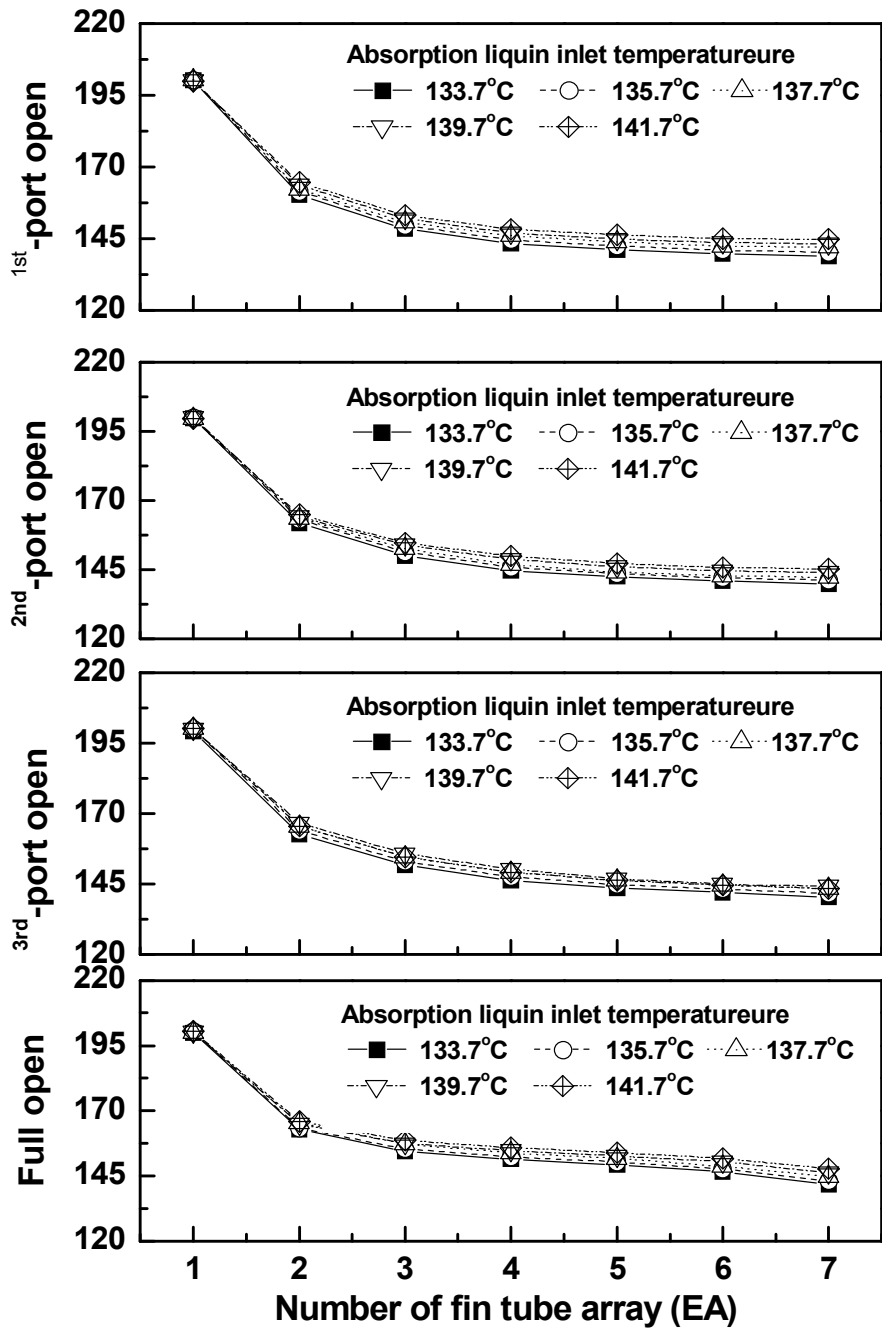


Fig. 3.21 Comparison of air temperature with absorption liquid inlet temperature.

2. 흡수액측 질량유량에 따른 성능특성 분석

본 연구에서는 배기가스 대신 공기열원을 이용하여 흡수액 질량유량인 0.3079 kg/s를 기준으로 각각의 흡수액 질량유량비에 따른 고온재생기의 성능특성에 대해 연구하였다. Fig. 3.22는 흡수액 질량유량비에 대하여 고온재생기의 열용량을 흡수액 출구위치에 따라 비교하여 보여주고 있다. 모든 흡수액 출구위치에 따라서 흡수액의 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기의 열용량은 증가하는 경향을 보였다. 이는 흡수액의 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기 내부의 흡수액 질량유량이 증가하여 흡수액의 Re 수가 148.7~223으로 커져 총괄열전달 계수(U)는 7.65~8.22 W/m²·K로 증가하여 고온재생기의 전체 열저항이 감소되었기 때문이다. 흡수액의 질량유량이 80%에서 120%로 변화함에 따라 1번, 2번, 3번 출구의 고온재생기 열용량은 8.19%, 6.5%, 7.4% 증가하는 것으로 나타났으며, 열용량의 변화량은 거의 유사한 것으로 확인하였다. 또한 고온재생기의 흡수액 출구위치 변화에 따라 각각 비교를 하였을 때 고온재생기 입구에서 가장 가까운 1번 출구위치에서 가장 큰 열용량을 보였으며 그 뒤로 각각 2번, 3번 출구 순으로 큰 열용량을 나타냈다. 이는 재생기 출구위치에 따라 흡수액의 출구온도는 다르게 나타나므로 흡수액의 농도 55%에 따른 포화온도를 기준으로 흡수액의 출구온도가 높을수록 증기온도도 같이 상승하고 흡수액에서 증기로 분리되는 양이 증가하여 현열에 의한 열전달보다 잠열에 의한 열전달률이 크게 증가하기 때문이다. 또한 흡수액 출구위치에 따라 흡수액 질량유량비가 110% 이전까지는 출구위치에 따른 열용량의 실험 결과는 선형적으로 나타났지만 흡수액 질량유량이 110% 이후 지속적으로 증가하면 각 출구위치에 상관없이 재생열량의 차이는 감소하는 것으로 나타났다. 이는 재생기내부에서 각각의 출구위치에 따라 공기와 흡수액 간의 열교환량에 차이가 있게되어 각각의 출구에 따라 고온재생기 내부에서 흡수액이 재생되는 양이 달라지고 흡수액으로부터 증기로 분리되는 양이 다르게 발생하게 되기 때문이다. 또한 흡수액의 질량유량이 높아

지면 흡수액 입출구 농도차이와는 감소하고 출구온도는 낮아지며 재생기 내부압력이 6 kPa 정도만 상승하기 때문에 고온재생기 흡수액 온도가 포화온도에 가까워지면서 흡수액으로부터 증기로 분리되는 양이 일정해짐으로 고온재생기의 열용량 차이가 감소함을 확인 할 수 있다.

Fig. 3.23은 각각의 흡수액 출구위치에서 흡수액 질량유량비에 따른 흡수액으로부터 증기의 양을 비교하여 보여주고 있다. 고온재생기의 모든 흡수액 출구위치에서 흡수액의 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기 내부에서 흡수액으로부터 분리되는 증기량은 증가하는 것으로 나타났다. 이는 고온재생기의 열용량이 증가함에 따라 고온재생기 내의 흡수액 온도가 증가하여 증기의 발생량이 증가하였기 때문이다. 또한 고온재생기 입구에서 공기측과 열교환이 가장 활발한 1번 출구위치는 2번, 3번 출구위치보다 더 많은 증기량이 발생하는 것을 확인할 수 있었다. 하지만 Fig. 3.22의 흡수액 질량유량에 따른 열용량 그림에서 확인하였듯이 흡수액 질량유량이 110% 기준으로 80%에서 100%까지는 각 출구별로 증기발생량이 선형적으로 증가하는 반면 3번 출구는 100%, 1번, 2번 출구위치에서는 110%를 기준으로 이후 흡수액 질량유량이 증가하면 증기발생량의 증가정도가 일정해지거나 감소하는 것을 확인할 수 있다.

흡수액 55%의 포화온도에 대하여 각각의 고온재생기 출구에서 나오는 흡수액 출구온도가 다른 값으로 나타나는데 흡수액 질량유량이 많아질수록 흡수액의 토출온도가 포화온도와 차이가 커지면서 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량의 감소한다. 흡수액측 질량유량비가 80%에서 120%로 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액의 1번, 2번, 3번 출구위치에서 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량은 각각 18.9% 21.4%, 12.7% 정도 증가 하는 것으로 나타났다. 또한 고온재생기 3번 출구위치의 평균 증기발생량은 1번 출구와 2번 출구위치의 평균 증기발생량에 비해 각각 12.3%, 3.1% 증가하였다. 3번 출구에서 흡수액 질량유량이 증가할수록 출구온도가 1번, 2번 출구온도보다 낮기 때문에 흡수액 농도

55%의 포화온도와 온도차이가 커져 증기발생량이 감소하는 것으로 사료된다.

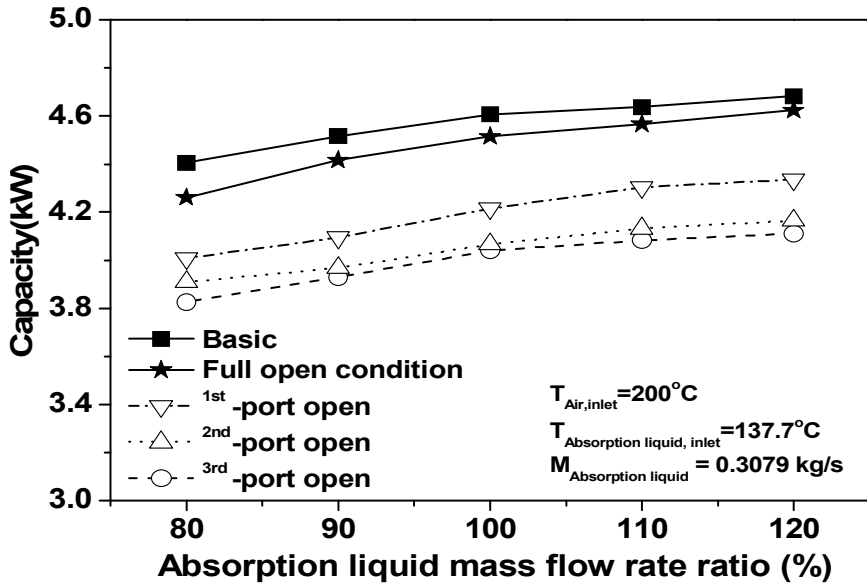


Fig. 3.22 Capacity comparison with absorption liquid mass flow rate ratio.

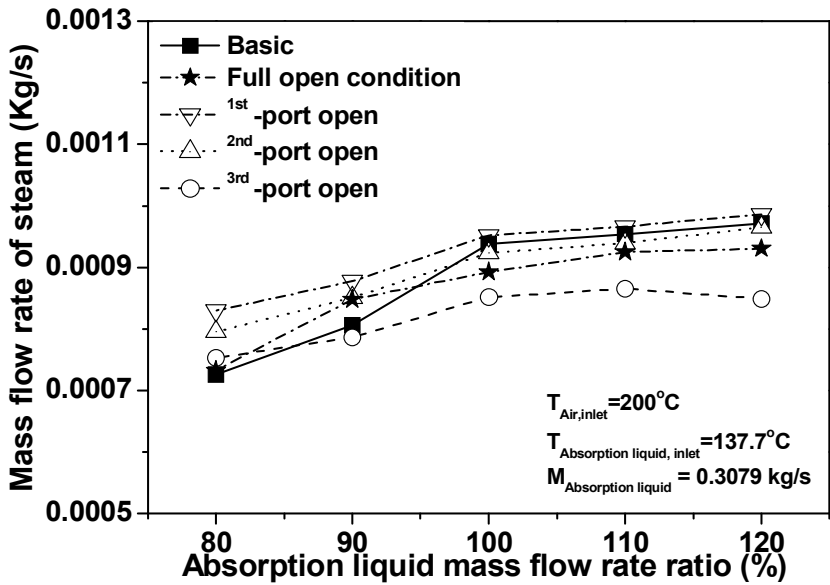


Fig. 3.23 Comparison of steam mass flow rate with absorption liquid mass flow rate ratio.

Fig. 3.14는 각각의 흡수액 입구농도 조건에서 고온재생기의 흡수액 질량유량비에 따른 공기측 압력강하량을 비교하여 보여주고 있다. 흡수액측 질량유량이 증가함에 따라 공기측 압력강하량은 앞에서 언급했던 것과 비슷하게 87 kPa로 일정한 것으로 나타났다. 그러나 흡수액의 질량유량비가 작은 경우 각 출구위치에 따른 차이값은 흡수액이 120% 일 때 보다 상대적으로 크게 나타났다. 또한 흡수액 질량유량비가 증가할수록 흡수액 1번, 2번, 3번 출구위치에서 고온재생기의 내부압력은 각각 약 4.1 kPa, 3.4 kPa, 3.6 kPa로 모든 출구위치가 질량유량비가 100%까지는 선형적으로 증가하다가 110%부터 거의 일정해 지는 것을 확인할 수 있다. 고온재생기 내부 압력의 증가는 흡수액의 포화온도에 영향을 주며 이러한 영향으로 출구온도가 낮은 3번 출구 먼저 성능이 저하된다.

Fig. 3.25는 고온재생기의 각각 흡수액 출구위치에 따라 흡수액 질량유량비 변화에 따른 고온재생기의 흡수액 입·출구 농도차를 비교하여 보여주고 있다. 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량이 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 출구농도는 증가하며, 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량의 변화와 반대의 경향성을 가진다. 경향성이 유사하다. 흡수액 질량유량이 100%를 기준으로 그 이후 흡수액 질량유량이 증가하면 입출구 농도차이가 거의 없는 것으로 나타났다. 이는 고온재생기 흡수액 출구온도가 포화온도에 해당하는 흡수액 질량유량비까지는 고온재생기 내의 흡수액은 포화상태이기 때문이다. 따라서 흡수액측 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기 내부의 흡수액이 포화온도까지는 고온재생기의 출구농도가 거의 일정한 반면 포화온도 이하에서는 고온재생기 내부의 흡수액이 포화온도 보다 낮기 때문에 흡수액의 질량유량에 비해 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기의 양이 상대적으로 작아지고 이에 고온재생기 입·출구 농도차는 감소하게 된다.

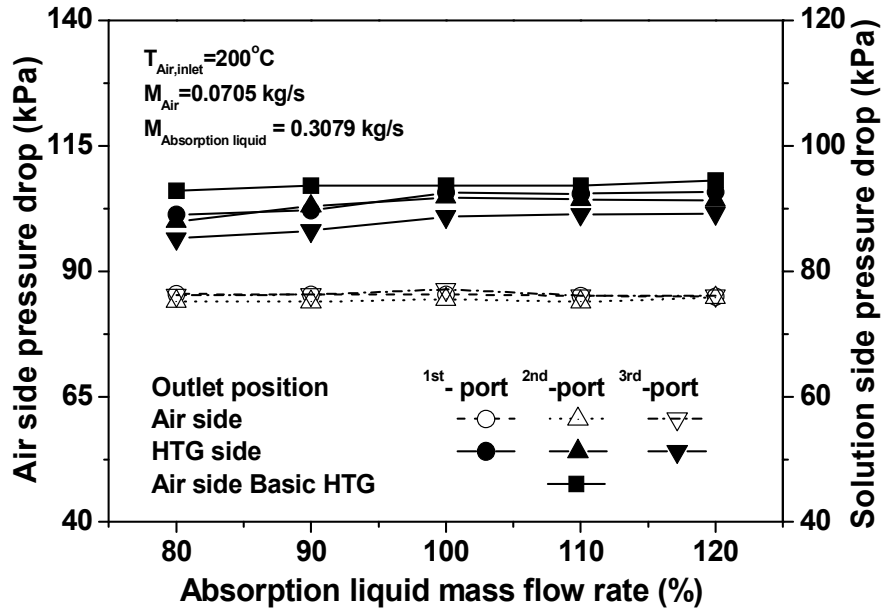


Fig. 3.24 Comparison of air side pressure drop and HTG side pressure with absorption liquid mass flow rate ratio.

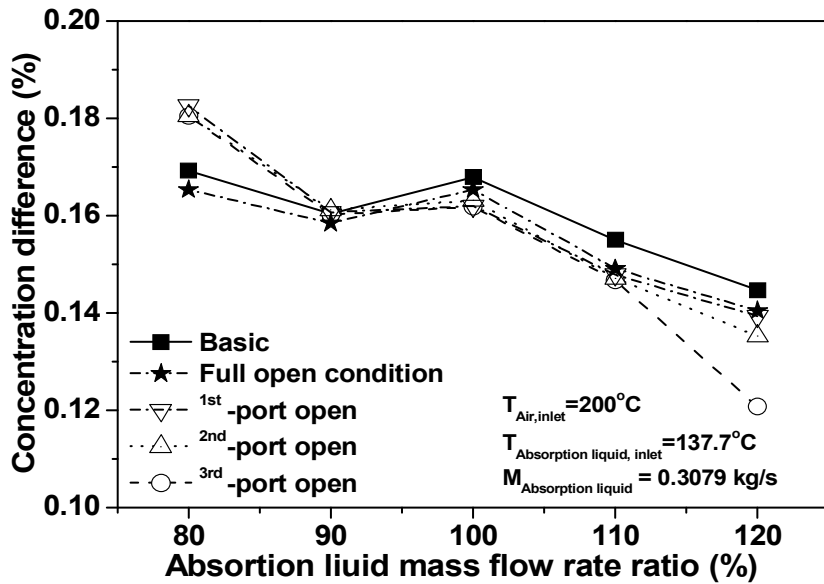


Fig. 3.25 Comparison of concentration difference with absorption liquid mass flow rate ratio.

Fig. 3.26은 흡수액 질량유량비에 따른 고온재생기의 흡수액 출구온도를 흡수액 출구위치에 따라 비교하여 보여주고 있다. 공기측 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기의 모든 흡수액 출구위치에서 흡수액 출구온도는 감소하는 것으로 나타났다. 이는 흡수액의 질량유량비가 작으면 포화온도를 넘은 과열상태로서 재생기 내부의 흡수액 및 증기가 현열의 열전달이 커짐에 따라 고온재생기 흡수액 출구온도가 상승하는 것으로 판단된다. 하지만 흡수액의 질량유량이 커지면 현열에 의한 열전달보다는 잠열에 의한 열전달이 더 큼으로 고온재생기의 흡수액 출구온도의 감소율이 작아지는 것으로 나타났다. 고온재생기의 흡수액 농도가 55%이고 각각의 흡수액의 질량유량이 80%에서 100%까지 현열에 의한 1번, 2번, 3번 출구의 출구온도 감소정도는 약 0.77°C , 0.66°C , 0.43°C 으로 나타났으며, 흡수액 질량유량이 100%에서 120%까지의 잠열에 의한 온도감소율은 각각 0.16°C , 0.42°C , 0.35°C 로 잠열감소에 의한 영향이 현열에 의한 온도감소보다 더 낮은 영향을 보임을 확인할 수 있다. 또한 1번 출구위치의 흡수액 온도가 2번, 3번 출구의 흡수액 출구온도보다 더 높은 것을 확인할 수 있는데 이는 모든 흡수액 질량유량이 증가하는 조건에서 1번 출구위치가 재생기에 작동하는 내부압력이 다른 출구위치에 비해 가장 낮기 때문에 포화온도 또한 낮아져 잠열에 대한 열전달이 크기 때문이다.

Fig. 3.27과 Fig. 3.28은 1번, 2번, 3번의 흡수액 출구위치에서 고온재생기의 흡수액 질량유량에 따른 각각의 핀-관 열교환기 배열위치에서 공기측 온도를 비교하여 보여주고 있다. 고온재생기의 흡수액 질량유량이 증가함에 따라 흡수액이 가지는 열용량이 더 커 공기측 출구온도는 감소하는 것으로 나타났다. 각각의 출구위치에서는 흡수액 질량유량비가 증가하여도 변화가 거의 없는 것을 확인할 수 있었다. 흡수액의 온도가 증가할수록 포화온도와 가까워져 현열에 의한 영향이 크기 때문이다.

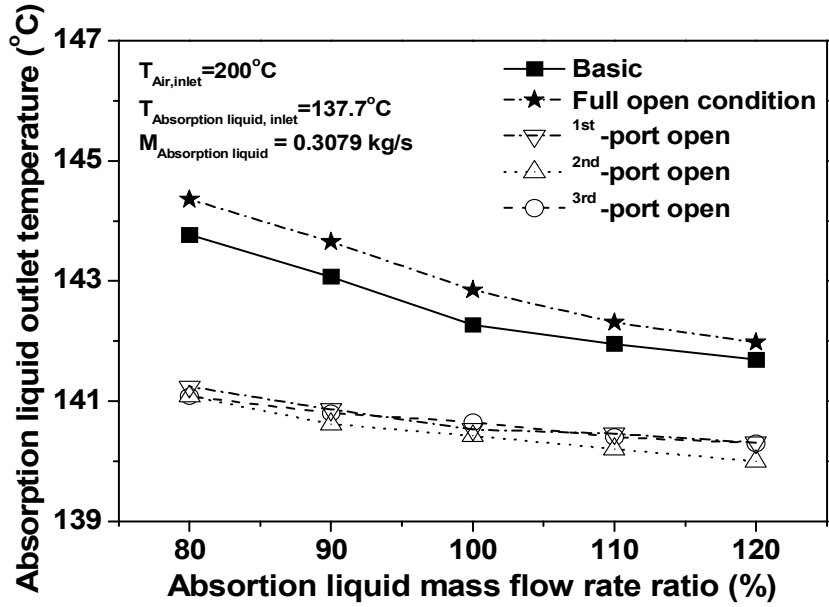


Fig. 3.26 Comparison of absorption liquid outlet temperature with absorption liquid mass flow rate ratio.

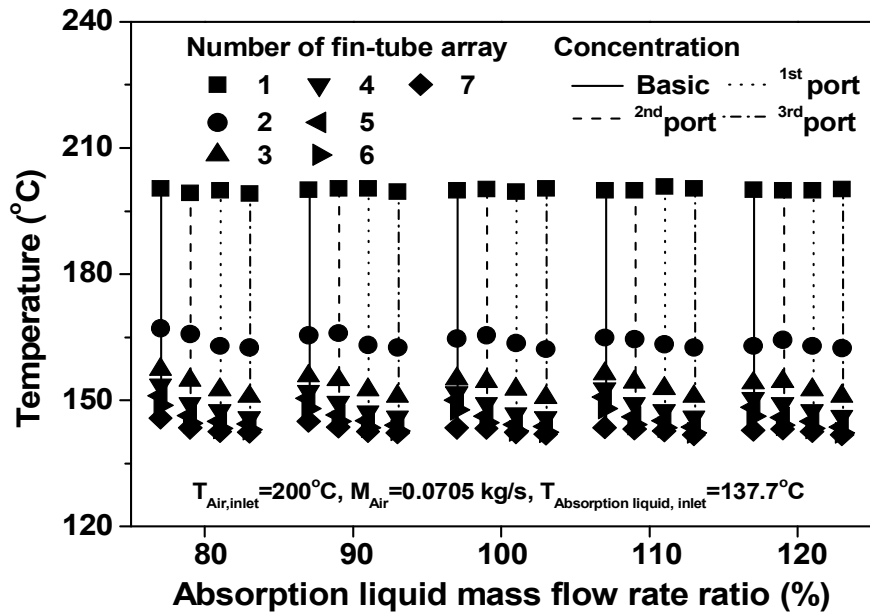


Fig. 3.27 Comparison of air temperature with absorption liquid mass flow rate ratio.

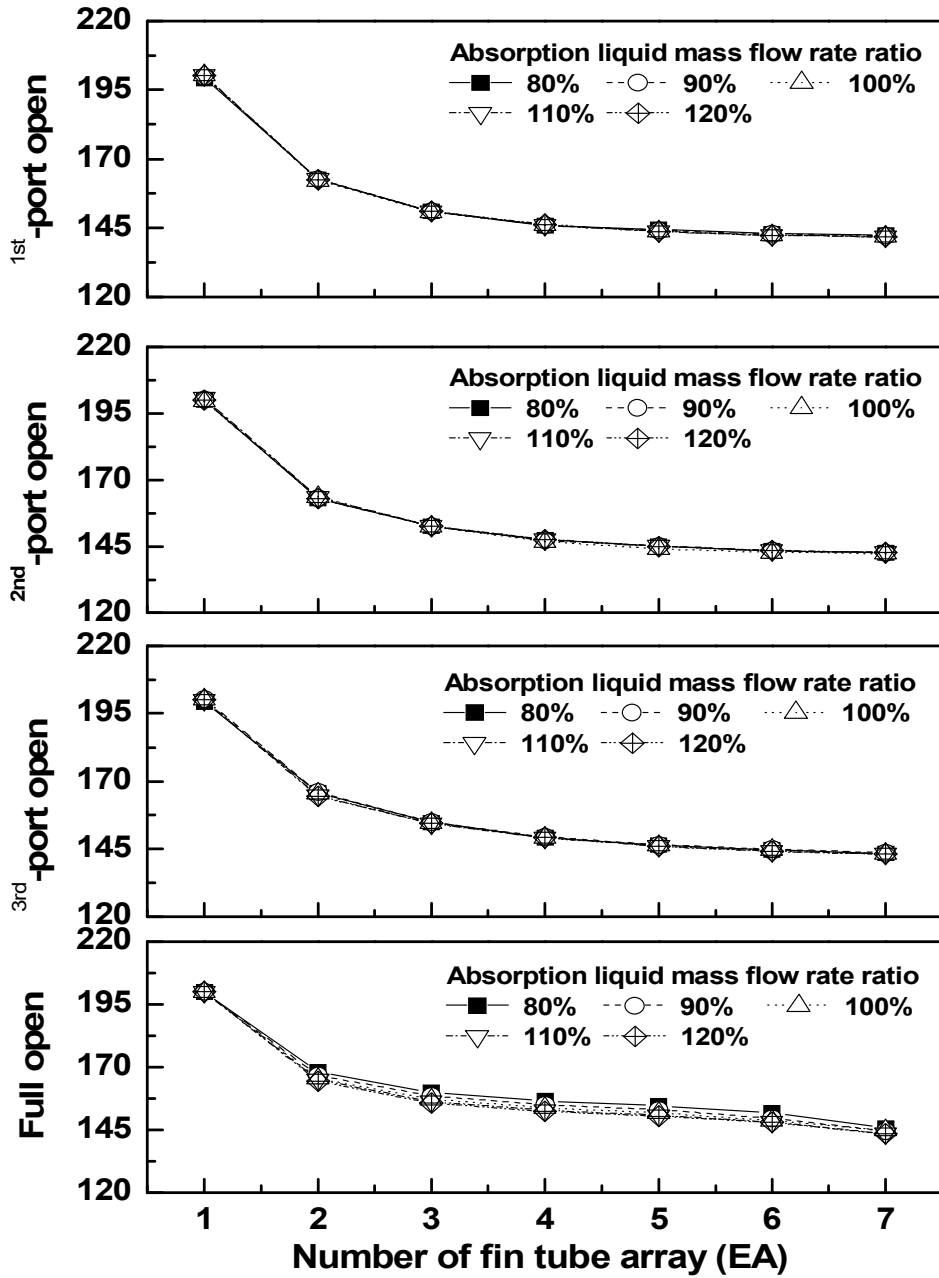


Fig. 3.28 Comparison of air temperature with absorption liquid mass flow rate ratio.

제 3 절 Wilson Plot 방법을 적용한 열전달계수의 계산

Fig. 3.29와 Fig. 3.30은 Wilson Plot 기법을 이용하여 X축 기울기에 해당되는 내측열전달계수 계산식에 따른 공기측 열저항 값을 보여주고 있다. 초기 Wilson Plot 법을 이용한 변화를 알아보기 위하여 흡수액 입구 온도는 127.7°C, 122.7°C로 두 가지로 구분하였으며 그때의 흡수 열량을 5 kW로 고정하여 실험을 수행하였다. 초기 Re와 Pr 수가 각각 0.8, 0.4 일 때 실험값은 해석값은 대체로 잘 맞은 것을 확인할 수 있었다. Wilson plot 그래프의 y축에 해당되는 $1/UA_o$ 는 공기측 조건을 기준으로 선정한 값이므로 이에 저항식(3-5)~(3-8)을 이용하여 본 연구에서 필요로 하는 내측의 열전달계수를 구할 수 있다. 이 해석 값을 기준으로 200°C 공기 열원의 유량변화에 따른 실험값을 고찰해보면 오차가 $\pm 3\%$ 이내로 들어오는 것을 확인할 수 있다.

이를 이용하여 Fig. 3.29와 Fig. 3.30에서 y축에 해당되는 외측 열전달계수의 실험 값이다. 따라서 실험값인 U와 식(2-10)을 이용하여 흡수액측 열전달계수를 구할 수 있다. 이를 무차원수인 Nu 수로 표현을 하면 Fig. 3.31와 같은 형태로 나타난다. Nu 의 수의 실험값을 기준으로 상수(A)와 Re의 지수(n)를 새롭게 선정하고 1차 방정식의 계수(C)와 지수(n)을 일정 오차 이내에서 수렴 값이 결정되도록 반복 계산을 통하여 구한 최종값으로 다음과 같이 배기가스용 고온재생기의 새로운 Nu 수의 상관식(3-9)을 구할 수 있다.

$$N = 2459.95 Re^{0.6791} Pr^{0.4} \quad (3-1)$$

위의 식(3-1)과 같이 새롭게 개발된 수식은 여러 가지의 실험의 외측 데이터를 기준으로 Re 지수는 초기에 가정했던 0.8보다 더 작은 0.6791로 나타났으며 이 때

계수(C)는 2459.9의 값이 나타났다.

Fig. 3.28은 Wilson Plot법을 이용하여 구한 내측열전달 계수를 검증하기 위해 하이브리드 흡수식 사이클에서 500°C 배기가스 열원을 200°C 공기 물성치로 상사시킨 후 용액측 질량유량을 80%, 100%, 120%을 변화시켜 나온 용량과 압력강하의 변화를 비교하여 보여주고 있다. 열용량은 3.7~5.5까지 나타났으며 실험값과 해석값이 최대 오차는 $\pm 2\%$ 이내로 나타났으며 이때 압력강하 또한 $\pm 0.5\%$ 이하로 나타나는 것을 확인할 수 있었다.

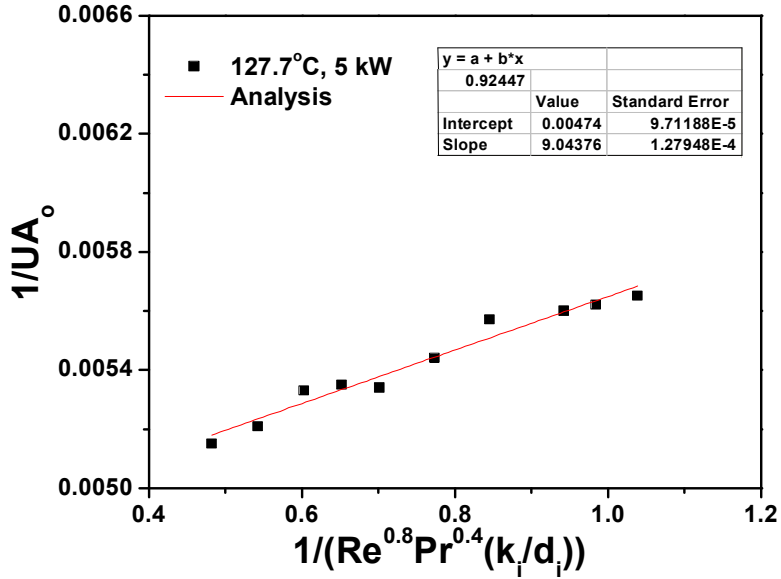


Fig. 3.29 Variation condition of Wilson Plot(127.7°C, 5 kW).

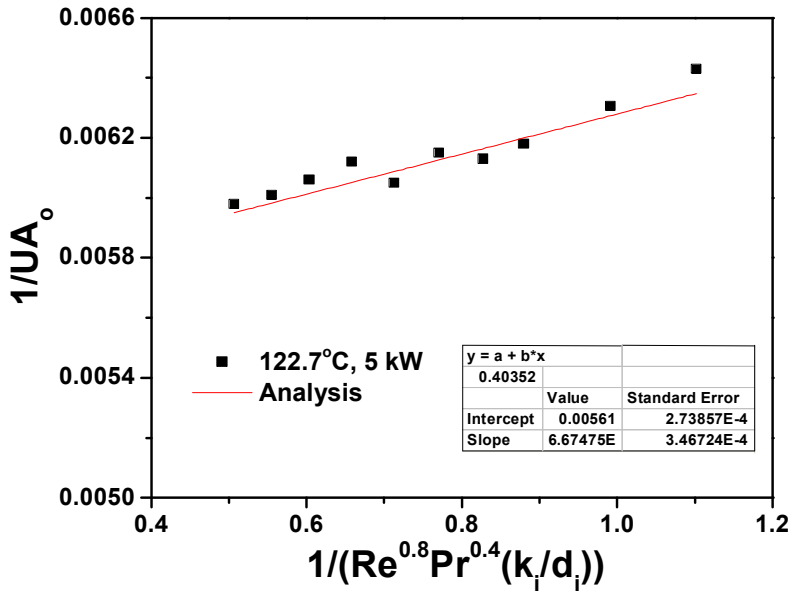


Fig. 3.30 Variation condition of Wilson Plot(122.7°C, 5 kW).

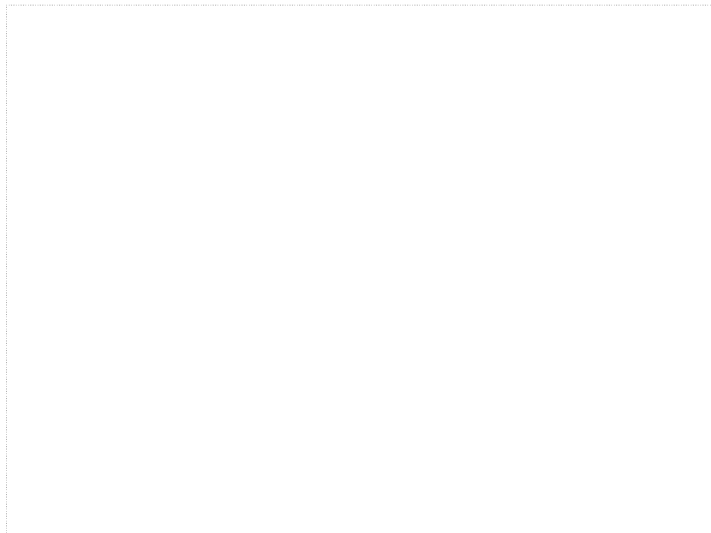


Fig. 3.31 Ribr-water solution Nusselt number.

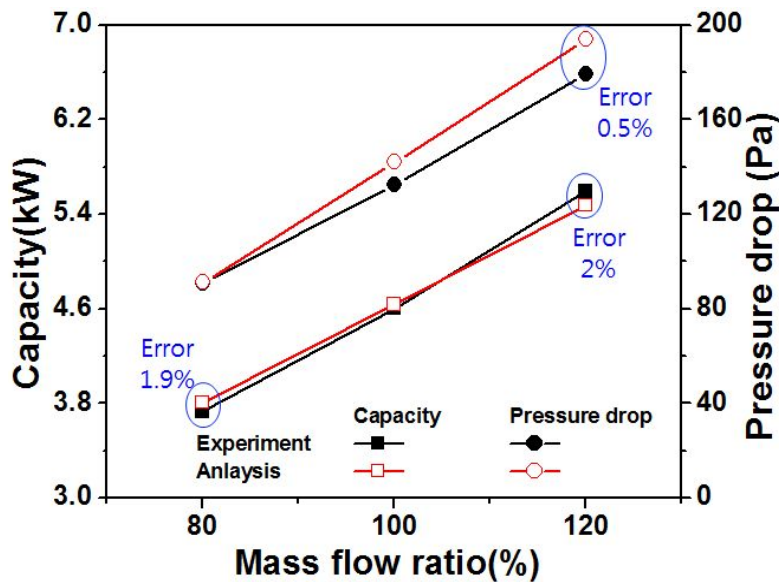


Fig. 3.32 Comparison of capacity with absorption liquid mass flow rate ratio.

제 4 장 결 론

본 연구에서는 500°C 배기가스를 열원으로 사용하기 고온재생기 성능평가를 위해 실제 사이즈의 0.25배 축소된 Lab. scale 배기가스 구동 고온재생기를 설계하고 성능평가를 수행하였다. 500°C의 배기량에 해당되는 물성치를 Lab. scale 고온재생기를 구동할 수 있는 200°C 공기 열원으로 대체할 수 있도록 무차원계수인 Re수와 Pr수를 가지고 상사를 통하여 배기가스 열원을 대체하여 실험을 진행하였으며, 고온재생기의 흡수액 출구 포트에 따라 각각의 성능을 평가하였다. 또한 고온재생기 내에 흐르는 유체의 열전달계수를 구하기 위해 Wilson Plot 방법을 이용하여 관 외측 조건을 일정하게 유지한 상태에서 내측 조건을 다양하게 변화시켜 총괄열전달계수를 측정하였다. 본 연구를 통하여 얻은 결과를 정리하면 다음과 같다.

공기측 입구온도가 증가하면 고온재생기 내부로 들어가는 공기온도와 흡수액 입구온도 차이가 커지게 되고 따라서 흡수액의 입·출구온도차가 증가하여 모든 출구위치에서 고온재생기의 열용량은 증가하는 것으로 나타났다. 공기측 입구온도가 증가함에 따라 1번, 2번, 3번의 흡수액 출구위치에서 고온재생기의 열용량은 각각 135.4%, 141.6%, 145.1% 증가하였다. 또한 공기측 입구온도가 증가할수록 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량은 증가하며, 고온재생기의 흡수액 출구위치가 열교환 온도가 가장 높은 재생기 입구에서 가장 가까운 1번 출구에서 다른 출구위치 2번과 3번 출구위치에 비하여 더 많은 증기량이 발생하는 것을 확인할 수 있었다. 고온재생기내부에서 각각의 출구위치에 따라 공기와 흡수액 간의 열교환량에 차이가 있으며 이로인해 고온재생기 내부에서 각각의 흡수액 출구위치에 따라 재생되는 흡수액의 양이 다르기 때문이다.

공기측의 질량유량비가 증가함에 따라 공기측이 가지는 열용량이 커지고 Re수가 증가하여 공기의 난류정도가 강해지므로 고온재생기에서 열전달 효율이 높아져 고

온재생기의 열용량은 증가하는 확인할 수 있었다. 또한 고온재생기 입구에서 가장 가까운 1번 출구위치에서 가장 높은 재생용량을 나타냈으며 그 뒤로 각각 2번, 3번 출구위치 순서로 높은 열용량을 나타내었다. 고온재생기 각각의 1번, 2번, 3번 출구위치에서 질량유량비가 80%에서 120%로 증가함에 따라 고온재생기의 열용량은 각각 39.2%, 37.9%, 35.9% 증가함을 확인할 수 있었다. 고온재생기 내부에서 흡수액으로부터 분리되는 증기량은 고온재생기의 열용량이 증가함에 따라 고온재생기 내의 흡수액 온도가 증가하여 증기의 발생량이 증가하였으며 고온재생기 1번 출구위치 조건에서 전체평균 증기발생량은 2번과 3번 출구위치에서의 평균 증기발생량에 비해 약 3.5%, 12.8% 씩 증가하였다.

흡수액 입구온도가 133.7°C에서 141.7°C로 증가할 때 200°C공기와 고온재생기의 흡수액 입구온도와의 온도차가 줄어들게 되어 열교환량이 감소하며 또한 흡수액 출구측(증기+중용액)의 엔탈피 증가율보다 흡수액 입구측의 엔탈피 증가율이 더 크기 때문에 고온재생기의 열용량은 감소하는 것으로 확인할 수 있었으며, 흡수액 입구온도가 증가할수록 각각의 출구위치에서의 고온재생기의 열용량을 비교하였을 때 1번 출구부터 3번 출구까지의 고온재생기의 내부압력이 각각 81~96 kPa, 83~98 kPa, 84~99 kPa로 점차 작동압력이 낮아져 고온재생기의 흡수액 1번 출구부터 흡수액 입구온도가 포화온도에 도달함에 따라 잠열에 의한 열전달량은 감소하고 현열에 의한 열전달량이 증가하였다. 1번 출구부터 2번, 3번 출구 순으로 열용량이 높은 것으로 나타났으며 각각 14.5%, 17%, 14.8% 씩 감소한 것으로 나타났다.

모든 흡수액 출구위치에 따라서 흡수액의 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기의 열용량은 고온재생기 내부의 흡수액 질량유량이 증가하여 흡수액의 Re 수가 148.7~223으로 커져 총괄열전달 계수(U)는 7.65~8.22 W/m²·K로 증가하여 고온재생기의 전체 열저항이 감소되었기 때문이다. 흡수액의 질량유량이 80%에서 120%로 변화함에 따라 1번, 2번, 3번 출구의 고온재생기 열용량은 8.19%, 6.5%, 7.4% 증가하는 것으로 나타났으며, 열용량의 변화량은 거의 유사한 것으로 확인하였다.

고온재생기의 내·외측 열전달 계수를 구하기 위해 Wilson Plot 방법을 이용하였다. 본 연구에서 배기가스용 고온재생기에 맞는 유체의 내측열전달계수를 구하기 위해 흡수액 입구 온도는 127.7°C, 122.7°C의 두 온도에 대해 열용량을 5 kW를 가지도록 공기유량을 조절하여 실험을 수행하였다. 무차원 상수인 Pr 수와 Re 수의 지수를 각각 0.4와 0.8의 초기값을 주고 수렴범위까지 반복 계산을 시행하여 Pr 수와 Re의 지수를 각각 0.4와 0.679의 값을 구하였으며 배기가스용 고온재생기의 Nu 수의 상관식을 도출할 수 있었다. 또한 500°C 배기가스 열원을 200°C 공기로 상사시킨 후 질량유량 80%, 100%, 120%에서 성능을 비교한 결과 Wilson Plot 법을 이용하여 구한 성능과 최대 ±2% 내에 오차를 보였다.

REFERENCE

Y. Kaita., 2001, Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures, International Journal of Refrigeration, Vol. 24, pp. 374-390.

Lee, I. S. and Cho, K. N., 2009, Effect of the geometry of flattened tube on the thermal performance of a high temperature generator, International Journal of Refrigeration, Vol. 32, pp. 667-674.

Park, C. W., Jung, J. S., Chin, S. M., Chung, B. C., Ryu, B. S., 1998, An analysis of the heat transfer characteristics of a regenerator of absorption heat pump with a capacity of 150 RT, Proceeding of the Society of Refrigerating and Air Conditioning '98 Conference, pp. 1512-1517.

Furukawa, M., Enomoto, E., Sckoguchi, K., 1993, Boiling heat transfer in high temperature generator of absorption chiller heater, International Absorption Heat Pump Conference, Vol. 31, pp. 517-523.

Varma, H. K., Mehrotra, R. K., Agrawal, K. N., 1994, Heat transfer during pool boiling of libr-water solutions at subatmospheric pressures, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 21, No. 4, pp. 539-548.

Marcos, J. D., Izquierdo, M., Lizarte, R., Palacios, E., Infante Ferreira, C. A.,

2009, Experimental boiling heat transfer coefficients in the high temperature generator of a double effect absorption machine for the lithium bromide/water mixture, International Journal of Refrigeration, Vol. 32, pp. 627-634.

Kim, J. M., Moon, C. G., Kwon, O. K., Yoon, J. I., Choi, J. W., 1999, Proceeding of the Society of Refrigerating and Air Conditioning '99 Conference, pp. 470-474.

Florides, G. A., Kalogirou, S. A., Tassou, S. A., Wrobel, L. C., 2003, Design and construction of a LiBr-water absorption machine, Energy Conversion and Management Vol. 44, pp. 2483-2508.

Morioka, I., Kiyota, M., Nakao, R., 1993, Absorption of water vapor into a film of aqueous solution of LiBr falling along a vertical pipe, JSME Int J, Ser B Vol. 36, No. 2, pp. 351-356.

Grossman, G., 1983, Simultaneous heat and mass transfer in film absorption under laminar flow, International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 26, No. 3, pp. 357-371.