



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](#)

碩士學位論文

폐열원 이용방식에 따른 자동차용
난방시스템의 성능평가에 관한
실험적 연구



濟州大學校 大學院

機械工學科

高 源 彬

2015年 2月

폐열원 이용방식에 따른 자동차용 난방시스템의 성능평가에 관한 실험적 연구

指導教授 朴 潤 鐵

高 源 彬

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出함



高源彬의 工學 碩士學位 論文을 認准함

審査委員長	_____	㉠
委 員	_____	㉠
委 員	_____	㉠

濟州大學校 大學院

2015年 2月

An Experimental Study on Performance of an Automobile Heating System with Waste Heat Source

Wonbin Ko

(Supervised by professor Youn Cheol Park)

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



Master of Engineering

2015. 2

Department of Mechanical Engineering
GRADUATE SCHOOL
JEJU NATIONAL UNIVERSITY

목 차

List of Figures	iii
List of Tables	vi
Nomenclature	vii
Summary	viii
I. 서 론	1
1.1 연구의 배경	1
1.2 연구동향 및 목적	3
II. 실험장치 및 실험방법	6
2.1 환경제어 설비	6
2.2 연료전지 난방시스템 실험장치	15
2.2.1 압축기(Compressor)	15
2.2.2 전자팽창밸브(Electronic expansion valve, EEV)	16
2.2.3 솔레노이드 밸브(Solenoid valve)	16
2.2.4 스택 페열 모사장치(Stack simulator)	16
2.2.5 공기 예열기(Air pre-heater)	16
2.2.6 판형열교환기(Plate heat exchanger)	17
2.3 난방시스템의 운전방법	23
2.4 계측장치	27
2.5 연료전지 차량 난방시스템의 실험조건 및 실험방법	34
III. 결과 및 고찰	36
3.1 성적계수	36
3.2 최적 냉매량 충전 및 EEV개도 선정	37

3.3 공기열원 이용방식에 따른 성능특성	42
3.4 예열기를 가진 공기열원 이용방식에 따른 성능특성	47
3.5 수열원 이용방식에 따른 성능특성	53
3.6 각 운전 모드별 난방능력 비교	59
IV. 결론	66
참고문헌	69



List of Figures

Fig. 1 Calculated chart to obtain the flow coefficient of the nozzle	8
Fig. 2 Environmental chambers and control part	10
Fig. 3 Outdoor environmental chamber	11
Fig. 4 Indoor environmental chamber and code tester	12
Fig. 5 Air sampler to measure the air quality	13
Fig. 6 Apparatus for maintaining the environment within the chamber	14
Fig. 7 Picture of the heat pump system condenser installed.	18
Fig. 8 Picture of the heat pump system evaporator installed.	19
Fig. 9 Picture of the power transmit mechanism from driving motor to the clutch	20
Fig. 10 Device for control of system capacity and flow rate	21
Fig. 11 Photos of the stack waste heat evaporator installation and use of simulation equipment	22
Fig. 12 Flow chart of the air source using method	24
Fig. 13 Flow chart of the air pre-heating source using method	25
Fig. 14 Flow chart of the water source using method	26
Fig. 15 Instruments provided in each of the inlet and outlet device for the performance evaluation of a system	30
Fig. 16 Flowmeter and converter for flow measurement of stack simulator ..	31
Fig. 17 Differential pressure transmitter for measuring pressure difference between nozzles for measuring air flow rate of the heat exchangers	32
Fig. 18 Sensor for measuring the rpm and torque meter	33
Fig. 19 Heat pump system cycle	36
Fig. 20 COP _h with variation of charge amount and EEV opening on outdoor	

unit mode	38
Fig. 21 COP _h with variation of charge amount and EEV opening on air pre-heater unit mode	39
Fig. 22 COP _h with variation of charge amount and EEV opening on plate heat exchanger unit mode	40
Fig. 23 Refrigerant charge 800g, EEV opening 50% system cycle	41
Fig. 24 Power consumption with variation of compress speed and EEV opening on air source	44
Fig. 25 Heating capacity with variation of compress speed and EEV opening on air source	45
Fig. 26 COP _h with variation of compressor speed and EEV opening on air source	46
Fig. 27 Power consumption and heating capacity with variation of compress speed and EEV opening on air source	49
Fig. 28 COP _h with variation of waste heat temperature and EEV opening on 1,200rpm compressor rotation speed	50
Fig. 29 COP _h with variation of waste heat temperature and EEV opening on 1,800rpm compressor rotation speed	51
Fig. 30 COP _h with variation of waste heat temperature and EEV opening on 2,400rpm compressor rotation speed	52
Fig. 31 Power consumption and heating capacity with variation of compress speed and EEV opening on air pre-heating source	55
Fig. 32 COP _h with variation of waste heat temperature and EEV opening on 1,200rpm compressor rotation speed	56
Fig. 33 COP _h with variation of waste heat temperature and EEV opening on 1,800rpm compressor rotation speed	57
Fig. 34 COP _h with variation of waste heat temperature and EEV opening on 2,400rpm compressor rotation speed	58
Fig. 35 Condensing pressure with variation of compress speed and waste heat	

recovery methods	61
Fig. 36 Air temperature with variation of compress speed and waste heat recovery methods	62
Fig. 37 Power consumption with variation of compress speed and waste heat recovery methods	63
Fig. 38 Heating capacity with variation of compress speed and waste heat recovery methods	64
Fig. 39 COP _h with variation of 40°C waste heat and operation mode	65



List of Tables

Table 1 Flow coefficient of the nozzle(C_d)	8
Table 2 Specification of measurement device	29
Table 3 Experimental conditions for the fuel cell vehicles heating system	34



Nomenclature

A	: Nozzle cross section (m^2)
C_d	: Flow coefficient of nozzle
COP	: Coefficient of performance
D_n	: Nozzle diameter (m)
Δh_p	: Differential pressure at nozzle (kPa)
P	: Pressure at nozzle (kPa)
Q	: Air volume (m^3/s)
Re	: Reynolds number
RPM	: Revolution per minute
<i>Torque</i>	: Torque($N \cdot m$)
V_n	: Velocity of flow at nozzle (m/s)
x	: Absolute humidity at nozzle entrance (kg/kg')
ν	: Kinematic viscosity (m^2/s)

SUMMARY

In this study, a heat pump system is developed which using waste heat from fuel cell driven vehicle. The heat pump system can be operates three types of driving mode. First configuration is that the system can be use the air source heat as conventional heat pump system. Second configuration is the system uses waste heat from fuel cell stack through with plate heat exchanger. The last configuration is the stack heat supplied to the preheater which is located in upstream flow of air source heat exchanger. In accordance with each operation mode, the experimental study was conducted to achieve a heating performance of the system.

In this study, refrigerant charge test was conducted in prior to the main experiments and found out that the optimum charge can be achieved at 800g with 50% opening of full scale of the EEV.

In the conventional heat pump operation of the heating system, the experiment was carried out with respect to the compressor rotation speed driving characteristics. If the rotational speed of the compressor increased, the power consumption is also increased. However the results shows that the system have a higher COP_h at lower EEV openings of the expansion valve and even the openings of the expansion valve is increased the system could not get more capacity due to the limitation of the outdoor heat exchangers capacity.

In the second air pre-heater unit mode, the system can get the highest COP_h at 1,200rpm compressor rotation speed, 50°C heat stack temperature, and 50% EEV openings. At this configuration, the air temperature, which is sucked into the evaporator, was warm up by the waste heat from fuel cell stack, the system performance is increased about 42.5% compare to the

conventional heat pump system.

When the system uses the waste heat from the stack directly to the evaporator through the plate heat exchanger, the system COP_h is increased about 68% compare to the air pre-heater unit mode. The system shows highest COP_h at this configuration at 1,200rpm compressor speed, 50°C stack waste heat temperature, and 75% EEV openings.

The system performance increased with the compressor speed and has a small effect on the outside air temperature in the three configuration, and it shows that the highest COP_h when the system uses the waste heat directly to the evaporator through the plate heat exchanger.



I. 서론

1.1 연구의 배경

최근 계속해서 증가하고 있는 화석연료의 사용으로 점점 악화되어가는 환경오염 문제를 해결하기 위하여 다양한 신 재생에너지를 이용하는 연구가 활발히 진행되고 있다. 그 중 자동차로 인한 대기오염과 지구 온난화, 석유의 대량소비 등 환경 에너지 문제에 대비하기 위하여 지금 전 세계 선진 자동차회사에서는 화석 에너지를 대체할 수 있는 방안의 확보를 위한 친환경 자동차 개발에 심혈을 기울이고 있다[1].

미국과 일본, 유럽의 자동차 제작사들은 2000년 이후 수소연료전지 자동차를 꾸준히 개발하고 있으며, 각 국의 정부는 신재생에너지 개발산업의 일환으로 수소연료전지 자동차 프로젝트를 추진하고 있다. 수소 연료전지에 대한 시각도 점차 확대되어 '제 18회 세계 수소에너지 학회 2010'에서 Daimler Benz는 탈 석유 시대에 기존 내연기관을 대체할 수 있는 유일한 방안은 연료전지이며, 연료전지는 모든 자동차에 적용이 가능하여 향후 시장성이 높음을 발표하였다.

친환경 연료전지차량의 가장 큰 단점은 배터리의 용적대비 에너지 저장량이 낮아 기존 내연기관에 비하여 주행거리가 상당히 단축 된다는 것이다. 이러한 점에서 연료전지차량은 아직까지 자동차 시장에서 내연기관에 비해 경쟁력을 갖지 못하고 지만, 3~5분 정도의 단시간에 충전이 가능하고 한 번 충전으로 천킬로미터를 주행할 수 있는 연료전지 자동차는 충분히 미래의 자동차로 주목받을 만하다[2].

향후 지속 개발될 연료전지 시스템은 내연기관 엔진이 갖는 특성을 뛰어 넘는 매우 엄격한 기술적, 경제적 요구사항을 만족시켜야만 한다. 앞에서 언급된 유독 가스 배출이나 소음뿐만 아니라 가속력, 최고속도, 등판능력 등 현재의 내연기관이 갖는 추진시스템에 비교한 다양한 경제적, 사회적, 기술적 요구사항 등을 만족시켜야만 한다[3].

특히 차량을 주행함에 있어서 쾌적한 실내 환경을 위한 차량 내부 냉난방은 없어서는 안될 중요한 요소 중 하나이다. 기존의 내연기관 차량에서는 차량 내부의 난방을 위하여 차량의 엔진을 식힐 때 라디에이터를 통해 밖으로 배출되는 폐열을 이용하여 내부를 난방 시킨다. 하지만 M. Ogburn et al.[4]의 연구에 따르면 연료전지에서 발생하는 열은 기존의 내연기관 자동차와 비교 시, 스택의 온도가 현저히 낮아서 외부 공기와의 열전달량이 부족하여 차량 실내 난방에 직접 사용하기에 부적합하다.

현재 여러 나라에서 개발되고 있는 연료전지자동차의 난방 시스템을 살펴보면, 초기에는 전기식 히터를 사용하여 난방을 하는 경우가 대부분이었으나, 난방을 위하여 전기히터를 작동 시 주행거리의 감소에 따라 점차 히트펌프시스템을 검토하고 있는 추세임을 알 수 있다. 때문에 히트펌프 시스템 기술은 해결해야 할 문제점들이 많음에도 불구하고 에너지 효율 측면에서 연료전지 자동차에 반드시 필요한 기술임이 분명하다고 언급하였다[5].



1.2 연구동향 및 목적

연료전지 차량의 짧은 주행거리의 문제는 겨울철 자동차 내부 난방 시 더욱 심각해진다. Y. C. Kim et al.[6]의 연구 결과에 따르면 현재 대부분의 연료전지 차량에서는 겨울철 난방을 위하여 전기히터를 사용하고 있는데, 특히 겨울철 난방을 위한 공기가열식 PTC히터의 사용은 고전압 배터리의 에너지를 바로 쓸 수 있다는 장점이 있지만 소비량이 5~8kW에 달하여 연비 및 주행거리단축에 악영향에 대하여 확인하였다.

Umezu et al.[7]의 보고에 따르면 의 전기히터의 과도한 전력소모량으로 인하여 자동차의 주행가능거리가 운전 모드에 따라 30~60%까지 감소한다고 알려져 있으며, 최근 일본의 Mitsubishi Motors의 기술고서[8]를 보면 i-MiEV 전기자동차의 경우를 보면 히터 사용 시에 사용하지 않은 주행거리 대비하여 최대 63%까지 단축이 된다고 보고되고 있다.

연료전지 자동차용 난방시스템의 성능향상을 위해 Kim et al.[9]은 히트펌프와 PTC히터의 결합시스템을 제작하여 압축기의 회전속도를 변화시키면서 성능을 관찰하였다. 이 때 최대성능이 7kW로 나타나, 결과적으로 PTC히터만을 사용하는 것을 기준으로 할 때와 히트펌프 시스템만을 사용할 경우 효율이 최대 100% 증가하는 것으로 나타났다.

K. B. Kim et al.[10]의 연구에 따르면 자동차 주행시험을 위해 가장 일반적으로 사용되는 NEDV(New European driving cycle) 운전모드와 미국 EPA(Environmental protection agency)에서 경차의 연비측정을 위해 개발된 HWFET(Highway fuel economy test)사이클에 따라 연료전지 자동차의 주행거리에 따라 소모되는 배터리의 전력소모량을 측정하고, 기존의 전기히터 난방시스템 주행가능거리대비 히트펌프 시스템을 적용하였을 경우 주행거리가 약 40%까지 향상되는 결과를 보였다.

히트펌프 시스템의 효율성에서 살펴보고자 D. W. Lee et al.[11]는 연료전지 자동차용 전기히터와 히트펌프 난방 시스템을 비교 실험한 결과, 외기온도가 0℃인 조건에서 히트펌프 시스템이 전기히터 대비 난방능력은 약 70% 이상 향상되고, 에너지 소모는 더 적은 것으로 보고하였다. 그러나 외기온도가 -10℃와 같은 저

온에서는 차 실내의 쾌적성을 위하여 히트펌프 시스템과 일부 전기히터와 병행하여 사용하는 것을 권장하였다.

따라서, Y. Choi et al.[12]은 연료전지 차량의 배터리 소모를 줄이기 위하여 고효율 히트펌프 시스템의 적용이 불가피하여 동절기 외기온도에 따른 히트펌프 시스템의 성능평가를 통해 -10°C 외기에서 약 3kW 의 난방성능을 나타내었다. 공기열원 방식의 경우 외기가 낮을수록 급격히 난방성능이 저하되므로 전기자동차의 난방효율을 향상하기 위해서는 모터, 인버터 등과 같은 정장부품의 폐열을 이용하는 온수열원식 히트펌프 적용이 필요할 것으로 판단된다고 언급하였다.

히트펌프 시스템을 적용하기에 앞서, 지구온난화지수의 허용기준이 점차 낮아짐에 따라 새로 개발되는 시스템의 신 냉매 사용을 위하여 H. S. Lee et al.[13]은 스택의 냉각수 열원을 사용하여 고온·고압의 운전특성을 가지는 자연냉매인 CO_2 히트펌프시스템의 운전조건 변화에 대한 성능특성실험을 통해 난방용량과 시스템 효율 데이터를 근거로, 요구난방 용량을 만족하기 위한 운전조건을 제시하였다.

H. S. Woo et al.[14]은 외기온도 저하에 따른 히트펌프시스템의 난방성능저하를 줄이고자 공기열원과 폐열원의 이중열원을 이용 가능한 전기자동차용 히트펌프의 난방성능 실험을 수행하였고, 동일한 외기조건에서 폐열량이 2.5kW 일 때, 이중열원을 이용 시 난방용량과 COP는 공기열원 이용 난방용량과 COP대비 각각 20.9%, 8.6% 상승하여 난방용량 및 COP를 향상시킬 수 있음을 나타내었다.

그밖에 D. W. Lee et al.[15]의 연구에서는 냉매를 기존의 차량용 히트펌프 시스템에 사용되는 R-134a를 사용하여 연료전지 차량에서 동작하였을 경우 시스템 성능에 미치는 영향에 대하여 연구하여 팽창장치의 개도에 따라 약 8%정도 성능차이가 발생하고 공기열원방식과 냉각수 이용방식에서 냉각수 이용방식이 최대 47%정도 난방성능이 우수한 것을 확인하였다.

히트펌프 시스템의 성능향상에 기여하는 설계인자를 찾기 위해 D. W. Lee et al.[16]은 추가 실험을 통하여 실내열교환기의 경우 필요이상의 큰 열교환기보다는 충분히 방열이 이루어지도록 열교환기를 적절하게 설계하는 것이 중요하며, 실외열교환기의 경우 열을 흡수하는 역할을 하므로 열교환 측면에서 크기가 큰 실외열교환기가 난방에 유리함을 확인하였다.

그밖에도 C. W. Cho et al.[17]은 전기버스에서 전자장비의 폐열을 이용한 히트펌프의 난방 성능특성에 대해 연구하여 전기버스에서 폐열이용 히트펌프는 짧은 주행거리의 제약이 있는 전기버스에서의 난방장치로써 적용 가능성을 나타는 등 자동차의 폐열을 이용한 연구가 활발히 진행되고 있다.

선행연구를 살펴보면 겨울철 차량 내부의 난방을 위해서는 기존의 방식으로는 열원의 부족과 극심한 에너지 소모로 인하여 개선이 필요하다 것을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서는 난방시스템의 소비전력 개선을 위해 Heat pump 난방시스템을 도입하고 증발부의 구조변경을 통해 외부열원으로부터 에너지를 흡수하는 부분에 있어서 공기로부터 열원을 얻는 방법과 연료전지 차량에서 발생한 폐열로부터 열원을 얻는 방법을 선택적으로 이용 가능한 시스템을 구성하였고, 자동차 운전특성 및 폐열원 이용방식에 따른 난방능력 분석에 관한 연구를 진행하였다.



II. 실험장치 및 실험방법

2.1 환경제어 설비

실험 진행 환경은 차량의 실내·외를 모사하고 난방효율 COP_h 를 산출하기 위하여 2개의 환경챔버를 사용하였다. Fig. 2의 왼쪽에 보이는 챔버는 실험의 실외조건을 유지하기 위한 챔버이며 오른쪽에 보이는 챔버는 실험의 실외조건을 유지하기 위한 챔버이다. 환경챔버는 열손실을 최소화 할 수 있도록 두께 150mm의 단열재를 사용하였고 실제 크기는 약 27m³이다.

Fig. 3~4는 환경챔버 내에 설치된 Cord tester이다. KS C 9306의 풍량 측정 방법에 따라 실외측 챔버의 Cord tester 내에는 2개의 노즐(150mm*2)이 설치되어 있고 실내측 챔버의 Cord tester 내에는 3개의 노즐(40mm*2, 50mm*1)을 이용하였다.

열교환기로 유입되는 공기의 유량은 Cord tester에 설치된 블로워 모터의 회전 속도를 인버터로 조절하였고, 노즐 전·후단의 압력차를 측정하여 풍량을 계산하였으며 풍량 산출식은 식 (1)와 같다.

$$Q = 1.414 C_d A \sqrt{\Delta h_p} v_n \dots\dots\dots (1)$$

노즐 전단부 공기의 비체적은 식 (2)을 통하여 구해진다.

$$v_n = \frac{101.3 v_n'}{(1+x)P} \dots\dots\dots (2)$$

여기서,

Q : 풍량(m³/s)

C_d : 노즐의 유량 계수

노즐의 유량 계수 C_d 값은 노즐 지름에 있어서의 레이놀즈수 Re 에 따라서 결정된다. 또한 노즐 지름이 127mm 이상이면 0.99로 보아도 지장이 없으나, 노즐의 지름이 127mm 미만인 경우 및 보다 정확한 값을 필요로 할 때에는 다음의 식으로 Re 를 산출하고, 이것에 따라서 Table 1로부터 C_d 값을 구한다.

A : 노즐의 단면적(m^2)

Δh_p : 노즐의 전단부 목부분의 속도 수두 또는 노즐을 통과할 때의 정압차 (kPa)

v_n : 노즐의 전단부 공기의 비체적(m^3/kg)

P : 노즐부의 기압(kPa), 노즐부의 기압이 $3kPa$ 이상의 차가 없을 때에는 v_n' 은 간단하게 v_n 과 같다고 보아도 무방하다.

x : 노즐 전단부의 공기의 절대 습도(kg/kg')

v_n' : 노즐 전단부의 공기의 건구 온도 및 습구 온도에 따라 공기 선도표에서 구한 공기의 비체적(m^3/kg)

비고 : 기호 kg' 은 습한 공기의 각 양을 여기에 포함되어 있는 건조한 공기 1kg당에 대하여 나타낸 것을 표시한다.

레이노즐 수 및 유량 계수는 식 (3)에 따라 산출한다.

$$Re = \frac{V_n \times D_n}{\nu} \dots\dots\dots (3)$$

Re : 레이놀즈 수

V_n : 노즐 지름의 유속(m/s)

D_n : 노즐의 지름(m)

ν : 공기의 동점성(점도) 계수(m^2/s)

Table 1 Flow coefficient of the nozzle(C_d)

Reynolds number(Re)	Flow coefficient(C_d)
50,000	0.97
100,000	0.98
150,000	0.98
200,000	0.99
250,000	0.99
300,000	0.99
400,000	0.99
500,000	0.99

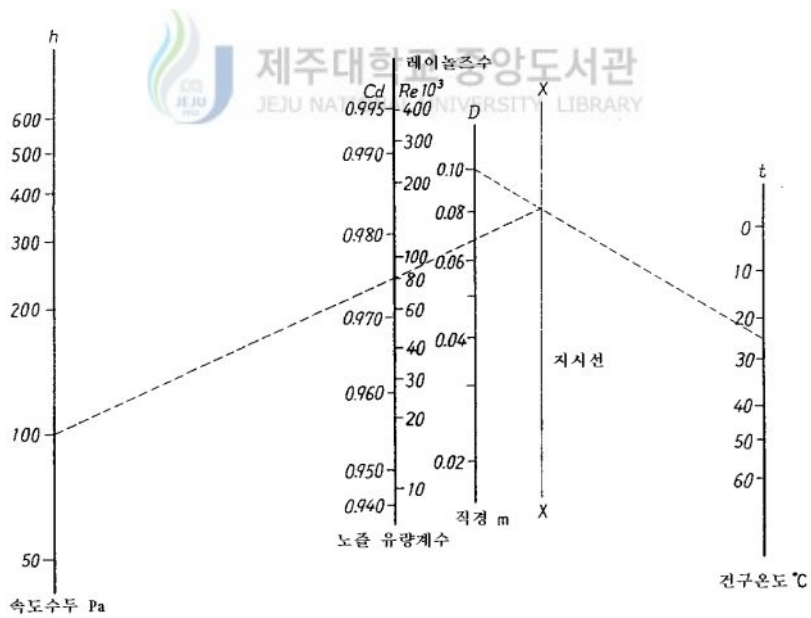


Fig. 1 Calculated chart to obtain the flow coefficient of the nozzle

Fig. 5의 Air sampler를 이용하여 챔버의 내부의 온도 및 습도 측정이 가능하

다. 내부의 온도 하강을 위해 판형열교환기와 물탱크가 부착되어있는 5HP급 Chiller 1개를 설치하고, 3HP급 CDU(Condensing unit) 2개와 FCU(Fan Coil Unit) 2개를 챔버 내에 각각 연결하였고 Fig. 6의 (a)~(c)와 같다.

챔버내의 온도상승을 위하여 약 12kW급 PTC(Positive Temperature Coefficient) 전기히터를 SCR(Silicon Controlled Rectifier)에 연결하여 목적하는 온도로 자동적으로 조절할 수 있도록 하였고 장비 설치사진을 Fig. 6의 (d)에 나타내었다.





Fig. 2 Environmental chambers and control part



Fig. 3 Outdoor environmental chamber



Fig. 4 Indoor environmental chamber and code tester

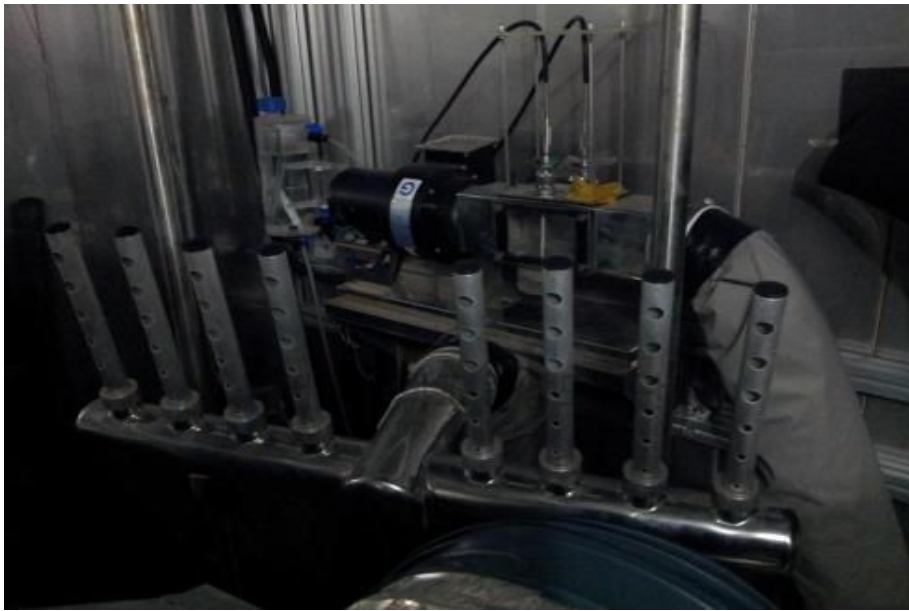


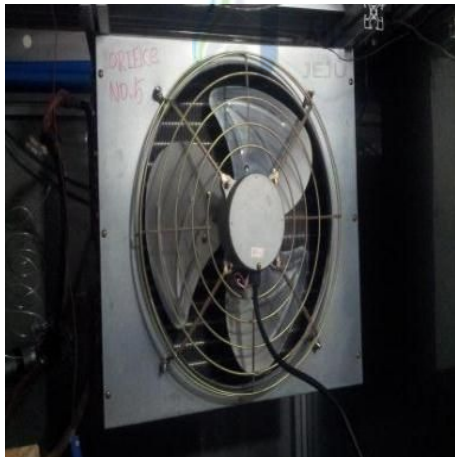
Fig. 5 Air sampler to measure the air quality



(a) 5HP class chiller



(b) 3HP class condensing unit



(c) 3HP class fan coil unit



(d) 12kW class PTC heater

Fig. 6 Apparatus for maintaining the environment within the chamber

2.2 연료전지 난방시스템 실험장치

실험장치는 플레어접합과 산소용접에 의한 접합방법을 이용하여 전체 시스템을 제작한 후, 냉매 순환회로 내의 각 구성품의 배관연결부위를 중심으로 질소가압을 통하여 누설시험을 수행하였다. 가스누설시험을 진행하는데 있어서 냉매를 사용할 경우에는 외기온도에 따라 시스템의 압력이 변하기 때문에 누설여부를 판단하기 어렵고, 또한 바늘구멍정도의 조그마한 부위에서 누설이 발생하는 경우에는 누설부위 확인이 곤란하여 시스템에 압력을 가한 후 충분한 시간을 두고 누설여부를 확인하였다.

누설시험에서 누설부위가 없는 것을 확인한 후 실험을 위한 냉매를 충전하기 전에 냉매회로 내에 불순물, 수분 및 불응축 가스 등을 제거하기 위하여 충분한 진공작업을 수행하였다.

실험장치는 회전수 제어가 가능한 SONATA용 압축기(Compressor), 냉매의 유동방향을 제어하기 위한 솔레노이드밸브(Solenoid valve), 실내 및 실외열교환기(Heat exchanger), 전자팽창밸브(Electronic expansion valve)로 구성되어있으며, 실내 및 실외열교환기의 설치사진을 Fig. 7~8에 나타내었다.

연료전지 자동차 스택의 폐열을 모사하기 위하여 스택모사장치(Stack simulator), 폐열 이용이 가능한 공기에열기(Air pre-heater) 및 판형열교환기(Plate heat exchanger)를 설치하였다.

2.2.1 압축기(Compressor)

본 연구에서는 난방시스템의 구동축이 되는 압축기는 기존의 SONATA차량에 사용되는 압축기를 그대로 사용하였으며, 압축기의 구동은 18.5kW급의 전기모터와 벨트로 연결하 인버터에 의해 구동되기 때문에 임의의 회전수로 조절할 수 있다. 이때 압축기의 풀리와 모터 풀리의 직경은 1:1로 설계하였고, 설치된 RPM 센서를 이용하여 정확한 회전수 측정 및 제어가 가능하다. 또한 벨트풀림방지를 위해, 가이드 풀리(Fuide pully)와 텐서너(Tensioner)를 자체제작하여 설치하였으며, Fig. 9에 사진으로 나타내었다.

2.2.2 전자팽창밸브(Electronic expansion valve, EEV)

본 연구에서 사용한 실험장치에서 이용된 전자팽창밸브(Electronic expansion valve)는 1-2상 여자 방식의 구동방식을 채용한 냉매 유량 제어용 밸브로서 제어기(EEV controller)를 통해 개도가 0~100%까지 1%씩 개도조절이 가능하며, 1/100으로 분할하여 유량을 제어하는 역할을 한다. 밸브 제어 시 냉매의 유량 변화는 선형적인 특성을 보이며, 전자팽창밸브의 구동전압은 DC 12V이고 용량은 3RT이다. 본 연구에 사용된 전자팽창밸브와 제어기의 모습을 Fig. 10의 (a),(b)에 나타내었다.

2.2.3 솔레노이드 밸브(Solenoid valve)

솔레노이드 밸브(solenoid valve)는 전기적인 조작에 의하여 냉매의 흐름을 자동적으로 개폐하는 밸브이다. 자기코어에 전류가 흐르면 전자력이 발생되어 플런저(Plunger)를 끌어 올려 밸브가 열리며 전기가 끊어지면 플런저가 자중으로 떨어져 밸브가 닫히는 구조로 되어있다. 본 연구에서는 스택의 폐열을 이용하는 방식에 따라 시스템내의 냉매가 흐르는 방향을 바꾸기 위하여 솔레노이드 밸브를 사용하였고 배관 설치 사진과 솔레노이드 밸브 제어기를 Fig. 10의 (c),(d)에 나타내었다.

2.2.4 스택 폐열 모사장치(Stack simulator)

연료전지 차량에 사용되는 스택은 연료인 수소가 가지고 있는 화학 에너지를 전극의 촉매반응에 의해 전기에너지로 변환시키는 장치이며, 양극(Anode), 음극(Cathode), 전해질 및 냉각관으로 구성된다. 전해질을 통해 양극과 음극의 전자반응이 일어나며 이때 발생하는 열을 냉각관을 통해 외부로 버려진다. 이때 발생하는 스택의 폐열을 모사하기 위하여 제작한 스택 폐열 모사장치는 가로x세로x높이가 1x1x1m의 크기로 최대 1ton의 물 온도를 일정하게 유지할 수 있도록 15kW(5kW*3) 전기히터봉을 설치하고, SCR(Silicon Controlled Rectifier)을 통해 자동제어 하였다. Fig. 11의 (a)는 스택 폐열모사장치이다.

2.2.5 공기 예열기(Air pre-heater)

본 연구에 사용된 공기에열기(Air pre-heater)는 기존 스택 냉각수의 폐열을 버릴 때 사용되는 라디에이터(700mm *380mm)를 사용하였다. Fig. 11의 (b)는 실험에 사용된 3RT급 공기에열기난방시스템으로써 증발부 전단의 외부공기흡입부에 설치하여 증발기로 유입되는 공기의 온도를 상승시키는 역할을 한다.

2.2.6 판형열교환기(Plate heat exchanger)

판형열교환기는 열교환기로서 유체가 흐르는 유로와 구조적인 강도를 고려하여 요철형으로 성형된 전열관을 포개어 교대로 각기 유체가 흐르게 한 구조의 열교환기다. 판형열교환기는 이중관식 열교환기에 비하여 최소면적을 이용하여 최대전열면적을 얻을 수 있으며, 소형·경량화가 가능하고, 증발기 및 응축기에서 열교환하는 유체와의 온도차가 작아서 열교환 효율이 높은 장점이 있다. 판형열교환기는 난류형성이 활발하고 전열관 표면이 매끄러워 오염이 잘 되지 않으며, 설치 및 배관이 용이하다. 이러한 장점들로 본 연구에서는 스택의 폐열을 이용하는 장치중 하나로 시스템의 증발부를 판형열교환기로 사용하였으며 Fig. 11의 (c),(d)에 본 연구에 사용된 3RT급 판형열교환기 및 설치사진을 나타내었다.

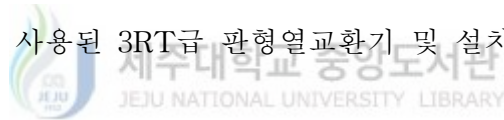




Fig. 7 Picture of the heat pump system condenser installed

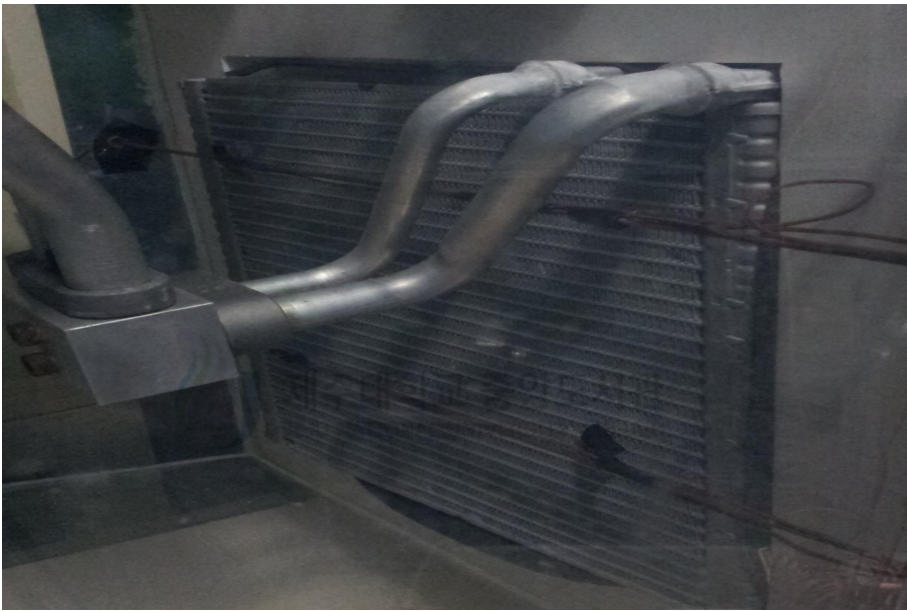


Fig. 8 Picture of the heat pump system evaporator installed

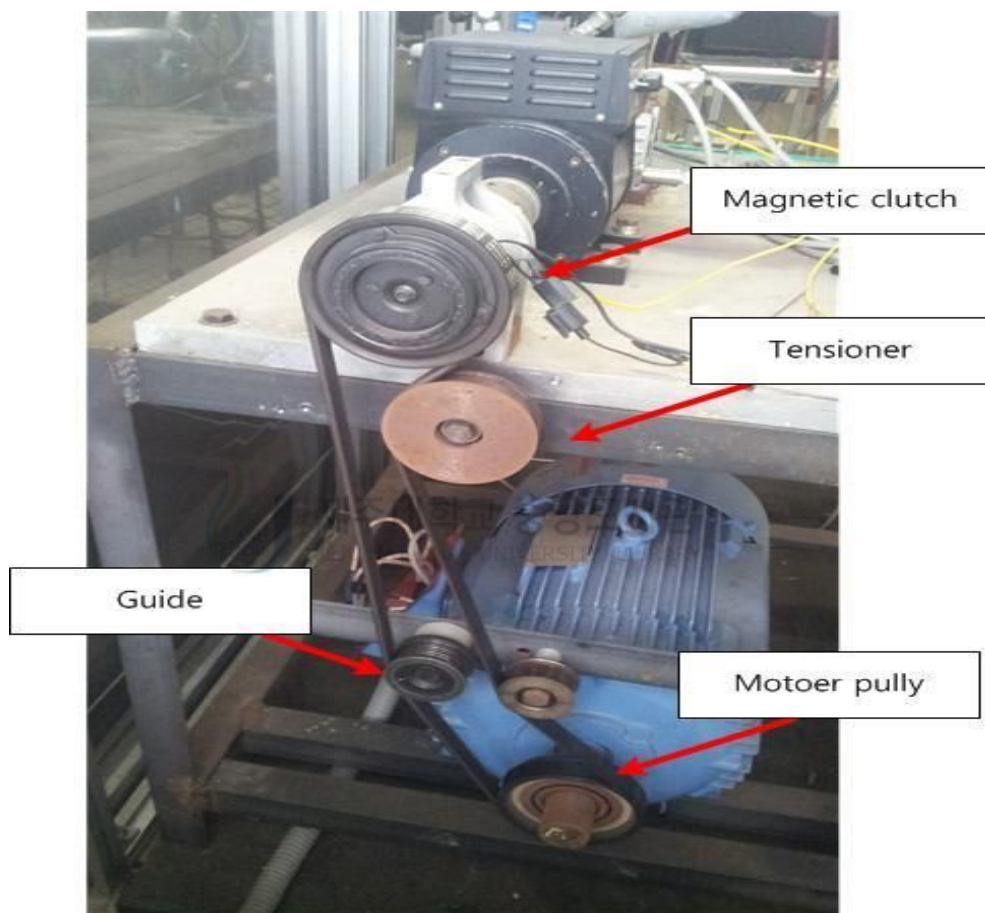


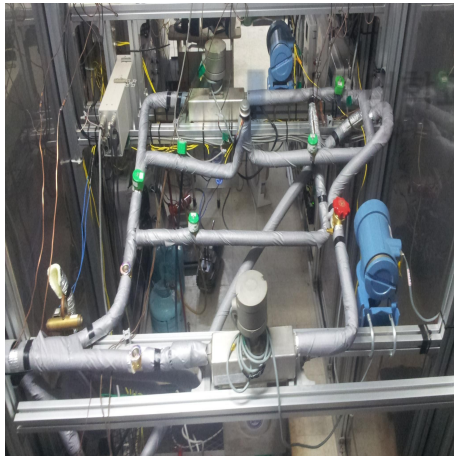
Fig. 9 Picture of the power transmit mechanism from driving motor to the clutch



(a) 3RT EEV (Electronic expansion valve)



(b) EEV controller



(c) Picture of heating system a connected line



(d) The refrigerant flow path in the system controller

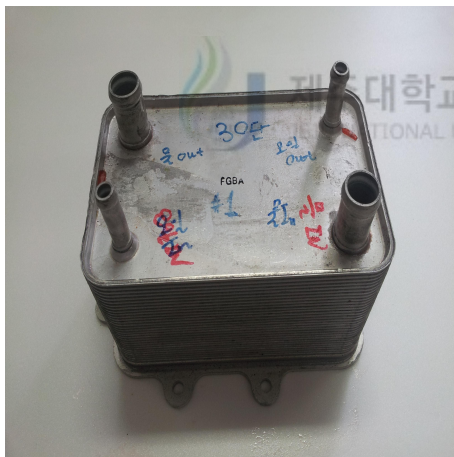
Fig. 10 Device for control of system capacity and flow rate



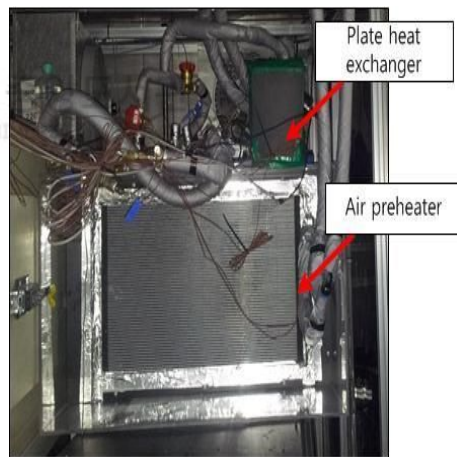
(a) Stack simulator



(b) Air pre-heater



(c) Plate heat exchanger



(d) Installation Pictures

Fig. 11 Photos of the stack waste heat evaporator installation and use of simulation equipment

2.3 난방시스템의 운전방법

기존의 난방시스템은 냉매가 압축기를 지나면서 고온고압의 증기냉매가 되고 응축기를 지나면서 외부 공기와 열교환을 통해 냉매가 응축하면서 액체냉매 상태가 된다. 이후 냉매가 팽창변을 지나면서 단열팽창을 통해 저온저압의 액체냉매가 되고 증발기를 지나면서 주위의 열을 흡수하게 되는데 증발기가 열교환을 하는 열원에 따라 공기열원식, 수열원식으로 구분된다. 이에 따라 본 연구에서는 동등한 실외조건에서 실외기의 열교환 방식을 3가지 운전 모드로 변경할 수 있도록 제작하였다.

첫 번째 공기열원 이용방식의 흐름도를 Fig. 12에 나타낸 바와 같이 화살표 방향에 따라 냉매가 흘러가면서 증발기가 외부의 공기와 열교환을 통해 외부의 열을 흡수하는 공기열원식 시스템으로 동작할 때 시스템의 성능변화를 측정하였다.

두 번째 예열기를 가진 공기열원 이용방식의 흐름도를 Fig. 13에 나타내었다. 화살표 방향에 따라 첫 번째 방식처럼 시스템이 동작하고, 동시에 폐열 모사 장치로부터 펌프가 작동하여 공기 예열기로 물이 흐르게 된다. 난방시스템이 동작할 때 외기의 온도가 낮아 증발에 필요한 열원이 부족할 경우 외부공기가 증발부 전단에 설치된 Air pre-heater를 지나면서 시스템의 증발에 사용되는 공기의 온도가 상승하여 증발기의 효율을 높이는 방법으로 실험을 진행하였다.

세 번째 수열원 이용방식의 흐름도를 Fig. 14와 같이 시스템의 실외기를 판형 열교환기로 교체하여 화살표 방향에 따라 시스템의 냉매가 판형열교환기로 흐르게 된다. 동시에 폐열 모사장치에서도 펌프가 작동하여 화살표 방향에 따라 판형 열교환기로 물이 흐르게 되어 냉매와 스택 폐열이 직접 열교환 하는 방법이다.

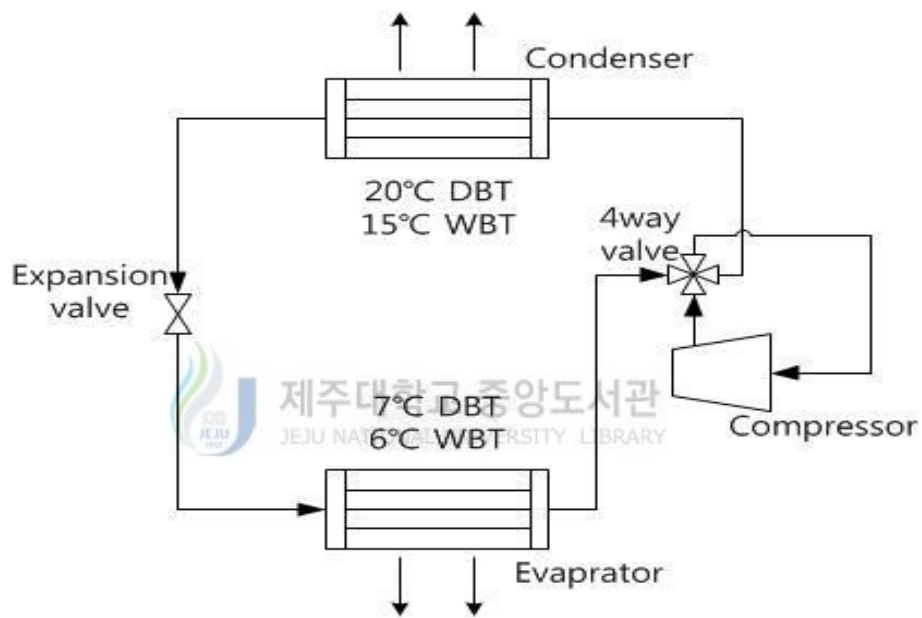


Fig. 12 Flow chart of the air source using method

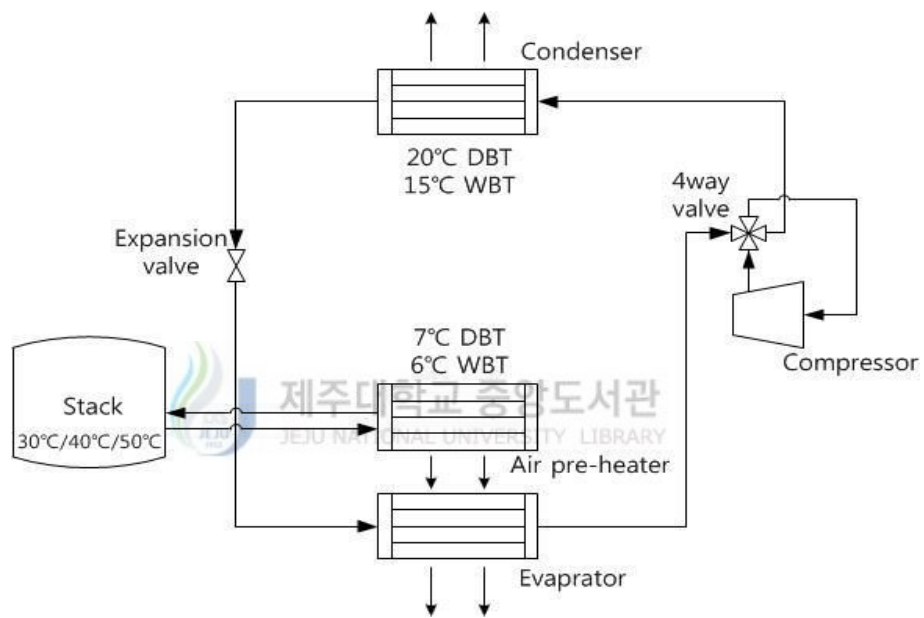


Fig. 13 Flow chart of the air pre-heating source using method

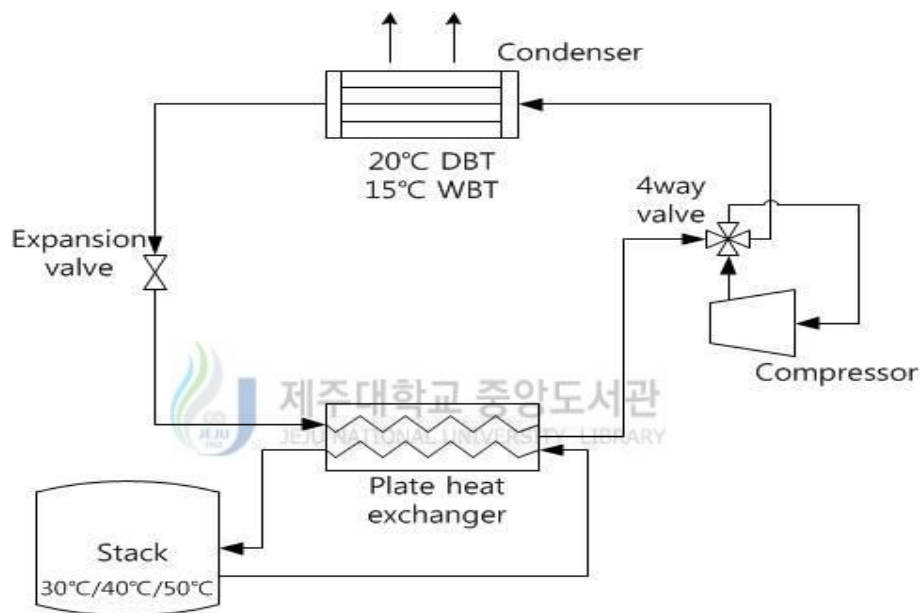


Fig. 14 Flow chart of the water source using method

2.4 계측장치

히트펌프 시스템의 온도와 압력을 측정하기 위하여 온도센서와 압력센서를 히트펌프 사이클의 증발기, 응축기, 압축기, 팽창밸브 등 각 요소의 입·출구 배관 내에 삽입하였다. 응축기, 증발기와 공기 예열기 입·출구를 지나는 공기온도 측정의 경우, 각 열교환기를 9등분 한 면적에 열전대를 9개 설치하여 평균값으로 온도를 측정하였다. 열전대는 $-200^{\circ}\text{C} \sim 375^{\circ}\text{C}$ 까지 측정이 가능한 T-type 열전대를 사용하였으며 설치사진을 Fig. 15의 (a)에 나타냈다. 히트펌프 사이클의 압력을 측정하기 위한 압력센서는 $0 \sim 1000\text{psig}$ 까지 측정이 가능하며 오차범위는 $\pm 0.13\%$ FS이고, Fig. 15의 (b)에 설치사진을 나타냈다.

Fig. 15의 (c)에 응축기 입구측 공기의 습도를 측정하기 위한 온·습도센서의 설치사진을 나타내었다. 하였다. 온·습도 측정 범위는 $-20^{\circ}\text{C} \sim +80^{\circ}\text{C}$, $0 \sim 100\%$ 이고 오차범위는 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$, $\pm 2\%$ 이다.

응축기 출구에 질량유량계를 설치하여 순환하는 냉매유량을 측정하였고, 사이트글라스(Sight glass)를 설치하여 냉매의 흐름을 확인할 수 있도록 하였다. 냉매 질량유량계는 측정유량이 $18.44\text{kg}/\text{min}$, 오차범위가 0.2%의 사양을 갖으며, Fig. 15의 (d)에 나타내었다.

스택모사장치에서 생성된 수열원을 공기 예열기와 판형 열교환기에 공급하기 위하여 펌프를 설치하고 유량범위가 $3 \sim 20\text{LPM}$ 까지 측정이 가능한 유량계를 통해 공기 예열기 및 판형 열교환기로 순환되는 물의 유량을 파악하였으며 Fig. 16에 나타냈다.

풍량측정은 KS규격에 따라 제작된 덕트 내의 노즐을 이용하여 노즐의 전단 및 후단의 압력차를 전자식 차압계를 이용하여 측정하였으며, Fig. 17에 나타냈다.

Fig. 18에는 소비동력 측정을 위한 토오크 미터(Torque meter)와 rpm 센서의 설치 모습이다. 토크는 $50\text{N} \cdot \text{m}$ 까지 측정 가능하고 회전수는 6000rpm 까지 측정 가능하다. 토오크 미터는 압축기와 모터 사이에 간극센서(Gab sensor)를 이용하여 설치하였으며, 축의 직진성에 따른 오차를 줄이기 위해 토오크 미터의 양단에 커플링을 설치하였다. 이 때 소비동력은 측정된 축의 토오크와 회전속도로부터 식(1)을 이용하여 계산하였다.

$$P = Torque \cdot (RPM \cdot 2 \cdot \pi / 60) \dots\dots\dots (4)$$

P : 소비동력(W)

$Torque$: 토크($N \cdot m$)

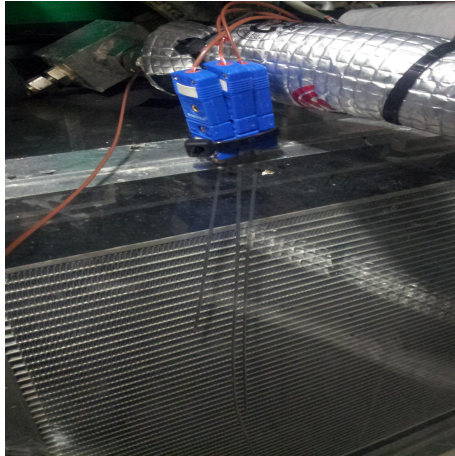
$RPM \cdot 2 \cdot \pi / 60$: 각속도(rad/s)

각 계측장치에서 측정된 값은 50채널을 갖는 자료수집기(Data logger)를 이용하여 컴퓨터와 네트워크를 통해 실시간으로 모니터링이 가능하며 동시에 데이터가 저장되도록 하였고, 각 계측기의 사양을 Table 2에 정리하였다.



Table 2 Specification of measurement device

Sensor	Specification	
Temperature	Standard	28G
	Type	T-type
	Rang	-200 ~ 400 °C
	Accuracy	±1 ~ 3%
	Thickness	0.32mm
Pressure	Type	Gage pressure
	Manufacture	Setra
	Model	C206
	Range	0 ~ 10000 psig
	Accuracy	±0.13% FS
	Excitation	24VDC Only
	Output	4 to 20 mA
Humidity	Model	GDHO-420
	Accuracy	±0.3%
	Rang	0 ~ 100% RH
	Output	4 ~ 20mA
Refrigerant mass flow rate (Micro motion F-series)	Standard uncertainty	±0.044%
	Fluid	Water(H ₂ O)
	Nominal flow rate	18.44kg/min
	Meter Total	7.9kg
	Error	±0.01%
	Accuracy	±0.02%
Water flow rate	Range	3 ~ 25LPM
	Accuracy	±1%
	Pressure	20bar
	Connection	1/2 "
	Power	24 VDC
	Output	4 to 20 mA
Torque	Type	Torque Detectors
	Manufacture	Onosokki
	Model	SS-500
	Range	0 ~ 6000 (50 N*m)
	Accuracy	±0.2%/ FS
	Excitation	100/ 120/ 220/ 240VAC
	Output	0 to ± 10V/ FS
RPM	Type	Revolution Detectors
	Manufacture	OnoSokki
	Model	MP-981
	Range	1 to 20,000r/min
	Accuracy	±0.02%/ FS
	Excitation	DC 12V±2V
	Output	0.5V ~ 5 V±0.5V



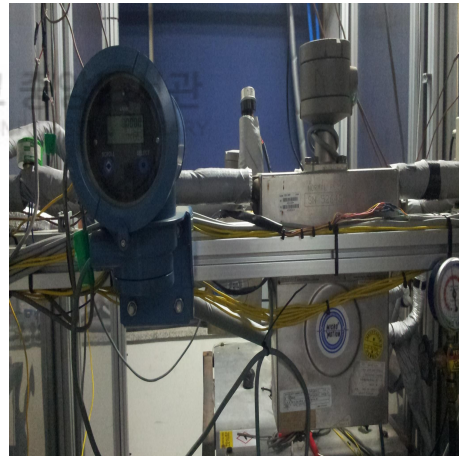
(a) T-type thermocouples



(b) Pressure transmitter



(c) Hygrometer



(d) Mass flow meter

Fig. 15 Instruments provided in each of the inlet and outlet device for the performance evaluation of a system



Fig. 16 Flowmeter and converter for flow measurement of stack simulator

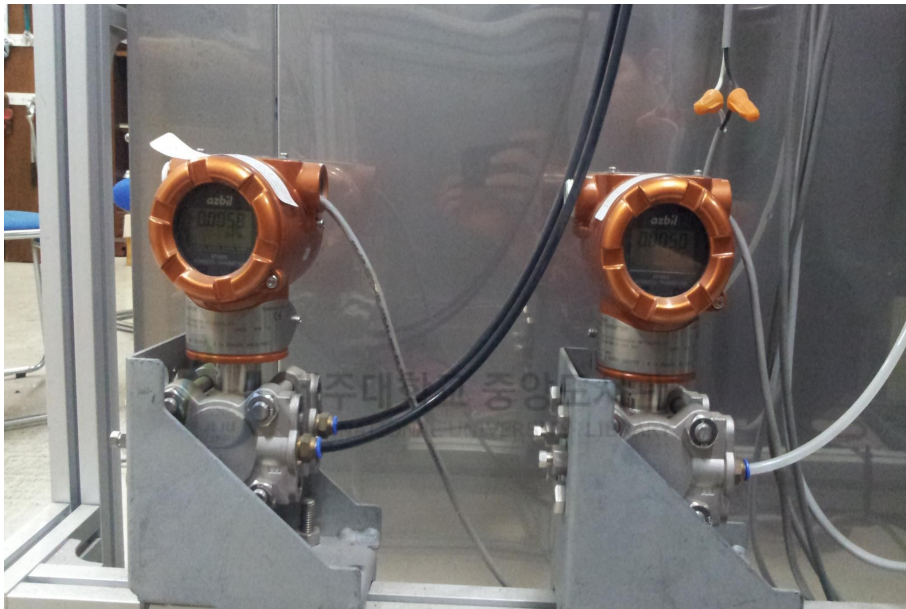


Fig. 17 Differential pressure transmitter for measuring pressure difference between nozzles for measuring air flow rate of the heat exchangers

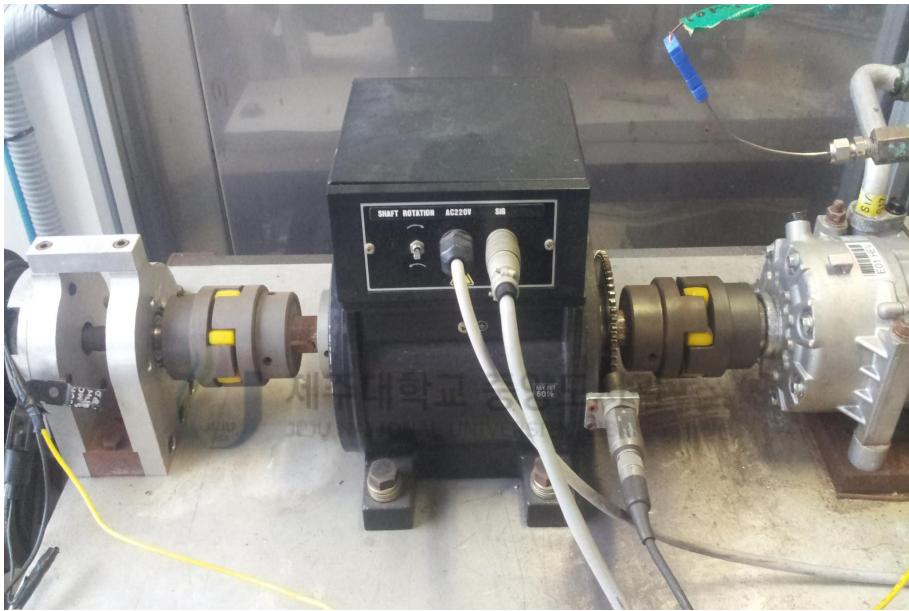


Fig. 18 Sensor for measuring the rpm and torque meter

2.5 연료전지 차량 난방시스템의 실험조건 및 실험방법

본 연구에서는 스택에서 발생하는 폐열을 차량용 난방시스템의 열원으로 이용할 경우 시스템의 운전특성을 파악하기 위하여 실험을 진행하였다. 실험조건은 실외 건구온도 7℃, 습구온도 6℃ 및 풍량 10.5m³/min 이고 실내조건은 건구온도 20℃, 습구온도 15℃ 및 풍량 8m³/min로 실험을 진행하였다. 폐열원 온도에 따른 성능을 비교 분석하기 위하여 스택 폐열의 온도가 30℃, 40℃ 및 50℃의 경우 시스템의 운전특성을 확인하였다.

난방시스템은 3가지 운전 모드로 진행되며, 첫 번째 방식은 기존의 시스템 운전방식대로 공기열원을 이용하였을 경우에 시스템의 성능 변화를 측정 하였고,

두 번째 방식은 기존의 공기열원 이용 방식에서 외부의 열원이 부족할 경우 스택의 폐열을 간접적으로 이용하기 위하여 증발기 전단의 공기유입부에 공기 예열기를 설치하였다.

세 번째 방식도 두 번째 방식과 마찬가지로 열교환 할 열원이 부족할 경우를 대비하기 위하여 증발기를 판형열교환기로 교체하고 시스템을 흐르는 냉매와 스택의 폐열을 모사한 물을 직접적으로 열교환 하는 방법이다.

차량용 난방 시스템은 기존의 공기조화기와는 달리 자동차 모터의 회전수에 따라 압축기가 구동되기 때문에 실험에 있어서 압축기의 회전수 또한 중요한 변수가 될 수 있다. 때문에 압축기의 회전수 조절을 통하여 각각의 열원 이용방식에 따른 성능을 비교분석하였다.

본 실험에서 차량용 난방시스템의 성능수행평가를 위하여 스택의 폐열 온도, 폐열원 이용방식 그리고 압축기의 회전속도와 EEV개도 등을 변경하며 실험을 진행하였고 이를 정리하여 실험조건 Table 3에 나타내었다.

Table 3 Experimental conditions for the fuel cell vehicles heating system

1) Air source

		RPM	EEV	Water
Outdoor air conditions		1,200, 1,800, 2,400	25%, 50%, 75%	-
Dry bulb temperature	7°C			
Wet bulb temperature	6°C			
Air flow rate	10m ³ /min			
Indoor air conditions				
Dry bulb temperature	20°C			
Wet bulb temperature	6°C			
Air flow rate	8m ³ /min			

2) Air pre-heating source

		rpm	EEV	Water
Outdoor air conditions		1,200, 1,800, 2,400	25%, 50%, 75%	30°C, 40°C, 50°C
Dry bulb temperature	7°C			
Wet bulb temperature	6°C			
Air flow rate	10m ³ /min			
Indoor air conditions				
Dry bulb temperature	20°C			
Wet bulb temperature	6°C			
Air flow rate	8m ³ /min			

3) Water source

		rpm	EEV	Water
Outdoor air conditions		1,200, 1,800, 2,400	25%, 50%, 75%	30°C, 40°C, 50°C
Dry bulb temperature	-			
Wet bulb temperature	-			
Air flow rate	-			
Indoor air conditions				
Dry bulb temperature	20°C			
Wet bulb temperature	6°C			
Air flow rate	8m ³ /min			

Ⅲ. 결과 및 고찰

3.1 성적계수

냉동기나 히트펌프의 성능은 성능계수로 표시하고 있다. 이 성능 계수 COP(Coefficient of Performance)는 종래의 시험방법에서는 정격 조건에서 얻은 오직 하나만의 고정상수로 성능을 제시하는 방법이다. 동력(W)을 공급 받아 저열원(Q₂)으로부터 열을 흡수하여 고열원(Q₁)으로 방출하므로 열기관과 다르게 그 양부를 판단한다. 하지만 냉동기는 열을 흡수함으로써 저열원의 온도를 내리게 하고, 히트펌프는 고열원으로 열을 공급함으로써 온도를 높이는 장치의 성향을 띄고 있으며 다음과 같이 COP에 대한 관계식이 성립되며, 사이클선도를 Fig. 19에 나타내었다.

$$\text{냉동기의 성적계수}(COP_c) = \frac{\text{흡입열량}(Q_2)}{\text{공급일량}(W)} \dots\dots\dots (5)$$

$$\text{열펌프의 성적계수}(COP_h) = \frac{\text{방출열량}(Q_1)}{\text{공급일량}(W)} \dots\dots\dots (6)$$

$$\text{즉, } COP_c = \frac{Q_2}{W} = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2} \dots\dots\dots (7)$$

$$COP_h = \frac{Q_1}{W} = \frac{Q_1}{Q_1 - Q_2} \dots\dots\dots (8)$$

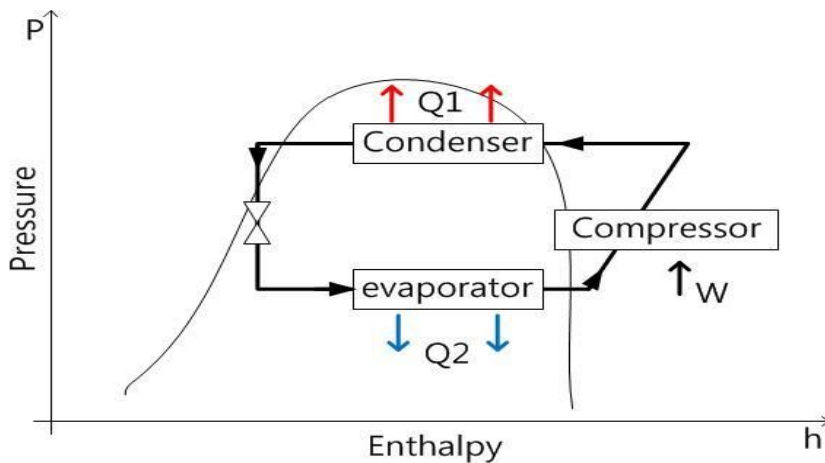


Fig. 19 Heat pump system cycle

3.2 최적 냉매량 충전 및 EEV개도 선정

본 연구를 진행하기에 앞서 3가지 난방시스템이 동작하기에 최적의 냉매 충전량 및 EEV의 개도를 알기 위하여 압축기의 회전속도는 1,800rpm으로 고정하고 각각의 운전방식에 따라 난방능력을 측정하였다. 실험조건에 따라 실외조건은 건구온도 7°C, 습구온도 6°C 및 풍량 10.5m³/min 이고, 실내조건은 건구온도 20°C, 습구온도 15°C 및 풍량 8m³/min로 유지하여 실험을 진행하였다. 연구의 사용냉매는 R-134a이며, 냉매를 매니폴드 게이지와 정밀저울을 이용하여 냉매의 충전량을 600g에서 1,100g까지 100g씩 주입량을 증가시켰다.

Fig. 20은 공기열원을 사용할 경우 냉매충전량에 따른 EEV개도별 난방능력 변화에 대한 그래프이다. 각각의 개도에 따라 안정적인 난방능력을 보이고 있으며, 냉매충전량이 800g이고, EEV개도가 50%인 경우 COP_h가 1.94로 가장 높게 나타났다.

예열기를 가진 공기열원을 사용할 경우 냉매충전량에 따른 EEV개도별 난방능력 변화에 대한 그래프는 Fig. 21과 같다. EEV개도가 25%인 경우 난방능력이 급격히 저하되는 모습을 나타내며, EEV개도가 50%이상인 경우에는 안정적으로 비슷한 난방능력을 보이고 있다. EEV개도가 50%인 경우 COP_h가 약 2.3 으로 가장 좋고 일정하게 유지된다.

Fig. 22는 수열원을 사용할 경우 냉매충전량에 따른 EEV개도별 난방능력 변화로써, 대부분의 개도에서 700g 이후부터 난방능력이 안정되며, 1000g이후에 점차 저하되는 경향을 보인다. 운전방식에 따라 냉매가 스택 폐열의 온도와 직접적인 열교환을 통해 증발부의 온도가 높아지게 된다. 따라서 EEV개도가 커짐에 따라 난방능력이 높게 측정되며 COP_h는 최대 8.02로 나타났다..

3가지 운전 모드로 동작 가능한 난방시스템의 냉매충전량 및 EEV개도를 변화시키며 난방능력을 평가한 결과, 본 연구에서는 각각의 시스템이 안정적으로 동작 가능하도록 냉매의 충전량이 800g이고 EEV의 개도를 50%로 정하여 실험을 진행하였다. Fig. 23에는 각각의 시스템에서 안정적으로 동작하는 시스템의 사이클을 나타내었고, 또한 각각의 운전 모드에 따라 EEV개도 변화가 시스템의 성능에 미치는 영향을 알고자 EEV개도 25%, 75%를 추가로 실험하였다.

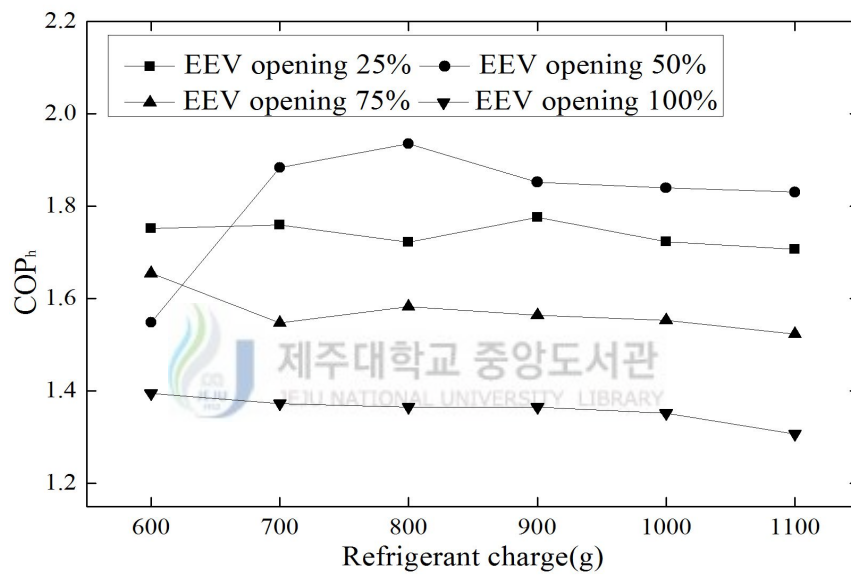


Fig. 20 COP_h with variation of charge amount and EEV opening on outdoor unit mode

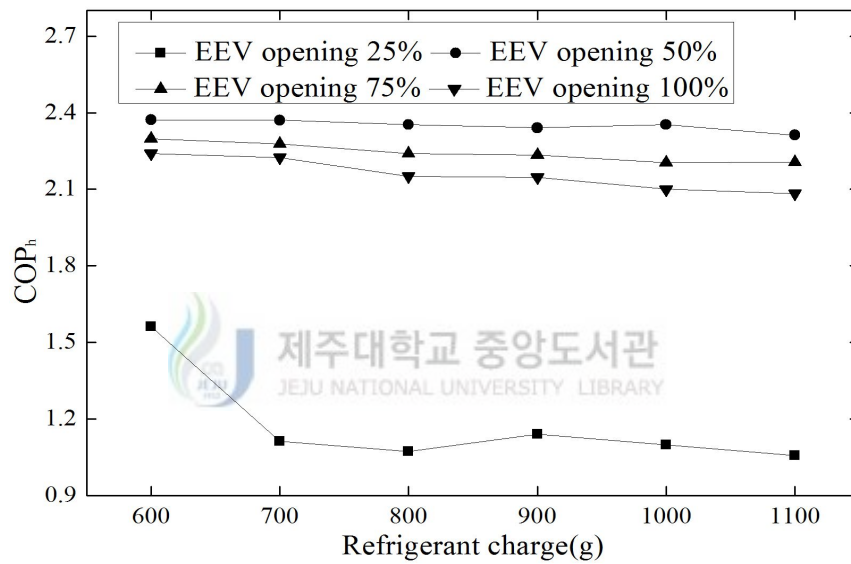


Fig. 21 COP_h with variation of charge amount and EEV opening on air pre-heater unit mode

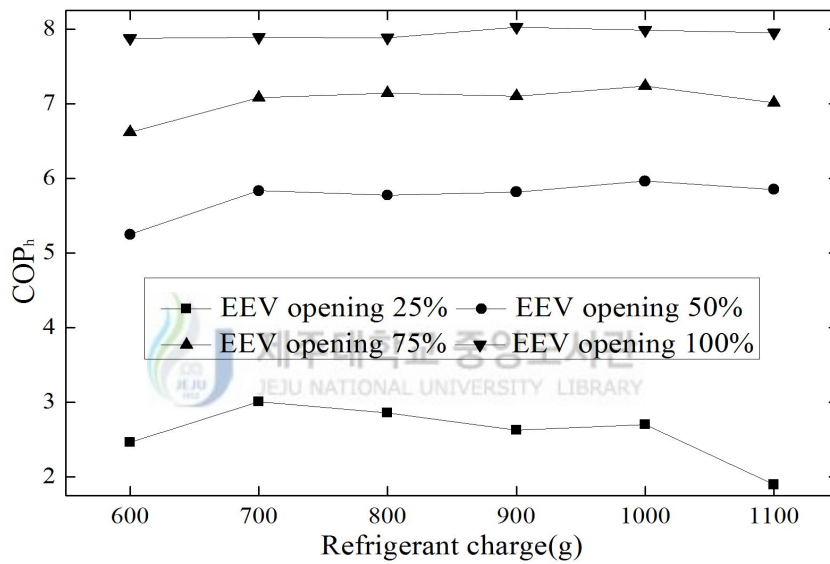


Fig. 22 COP_h with variation of charge amount and EEV opening on plate heat exchanger unit mode

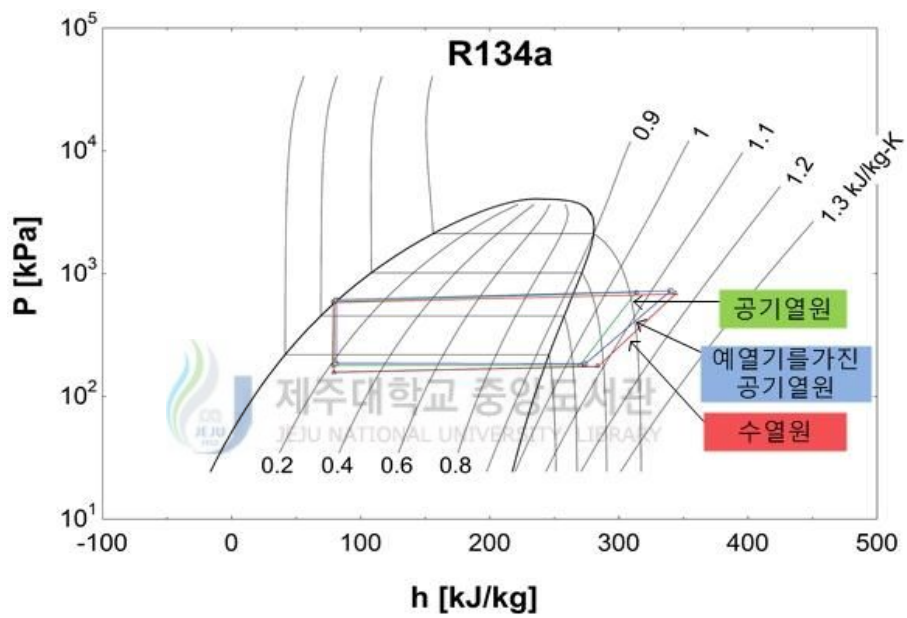


Fig. 23 Refrigerant charge 800g, EEV opening 50% system cycle

3.3 공기열원 이용방식에 따른 성능특성

기존의 난방시스템에 구동방식에 따라 Table 3의 조건에서 증발기를 실외의 공기와 열교환하여 시스템의 성능변화를 측정하였다. 시스템의 난방능력은 측정된 값을 칼로리미터와 호환된 상용프로그램을 이용하여 계산하였다.

본 실험에서는 외기온도를 시험조건에 따라 실 내·외부의 공기조건을 고정시키고 압축기의 회전수가 각각 1,200rpm, 1,800rpm 및 2,400rpm 일 때 EEV의 개도를 25%, 50% 및 75%로 변화하였을 때의 운전특성실험을 통하여 난방성능을 측정하였다.

압축기의 회전수에 따른 시스템의 운전특성을 나타내기 위하여 실험조건에서 시스템을 작동시킨 후 정상상태에 도달한 때부터 데이터를 측정하였다.

소비동력의 변화를 살펴보면, 압축기의 회전수가 증가함에 따라 EEV개도가 25%인 경우 1,300W, 2,272W 및 3,136W이며, 압축기 회전수가 1,200rpm에서 1,800rpm으로 변경된 경우 약 74.8%증가하고, 압축기 회전수가 1,800rpm에서 2,400rpm으로 변경된 경우 약 38%증가하였다. EEV개도가 50%인 경우 2,367W, 3,325W 및 4,528W로 나타나 압축기 회전수가 1,200rpm에서 1,800rpm으로 변경된 경우 약 40.5%증가하고, 압축기 회전수가 1,800rpm에서 2,400rpm으로 변경된 경우 약 40.5%증가하였다. EEV개도가 75%인 경우 1,216W, 2,068W 및 2,946W로 나타나 압축기 회전수가 1,200rpm에서 1,800rpm으로 변경된 경우 약 70.1%증가하고, 압축기 회전수가 1,800rpm에서 2,400rpm으로 변경된 경우 약 42.5%증가하였다. EEV개도가 50%인 경우와 75%인 경우 비슷한 소비동력 변화를 보이며 EEV개도가 25%일 때 소비동력이 가장 높게 측정됨을 알 수 있었고, Fig. 24에 그래프로 나타내었다.

난방용량의 변화를 살펴보면, 압축기의 회전수가 증가함에 따라 EEV개도가 25%인 경우 2,642W, 3,961W 및 4,849W로 나타나 압축기 회전수가 1,200rpm에서 1,800rpm으로 변경된 경우 약 49.9%증가하고, 압축기 회전수가 1,800rpm에서 2,400rpm으로 변경된 경우 약 22.4%증가하였다. EEV개도가 50%인 경우 2,367W, 3,325W 및 4,528W로 나타나 압축기 회전수가 1,200rpm에서 1,800rpm으로 변경된 경우 약 40.5%증가하고, 압축기 회전수가 1,800rpm에서 2,400rpm으로

변경된 경우 약 36.2%증가하였다. EEV개도가 75%인 경우 1,599W, 2,342W 및 3,454W로 나타나 압축기 회전수가 1,200rpm에서 1,800rpm으로 변경된 경우 약 46.5%증가하고, 압축기 회전수가 1,800rpm에서 2,400rpm으로 변경된 경우 약 47.4%증가하였다. 평균적으로 EEV개도가 25%에서 EEV개도가 50%로 변경된 경우 -10.8%의 난방용량 저하를 보이며, EEV개도가 50%에서 EEV개도가 75%로 변경된 경우 -27.6%로 저하되었으며 Fig. 25에 나타내었다.

Fig. 26은 압축기 회전수에 따른 EEV개도별 난방능력을 나타낸 것으로써 압축기의 회전수가 1,200rpm이고 EEV개도가 25%인 경우 COP_h 가 2.03으로 가장 높게 나타났고, 압축기 회전수가 1,800rpm이고 EEV개도가 75%인 경우 1.13으로 가장 낮게 측정되었다. 실험결과에 따라 압축기의 회전수가 증가할수록 난방용량이 증가하지만, 난방용량 증가율에 비하여 압축기의 소비동력 증가율이 더 크기 때문에 점차 COP_h 가 저하됨을 알 수 있으며 EEV개도가 적을수록 난방능력이 높다는 것을 알 수 있다. 이것은 외기온도가 낮음으로 인하여 증발부에서 얻을 수 있는 열원의 한계가 있어 EEV개도가 적을 때 난방능력이 가장 좋게 나타난 것으로 보인다.



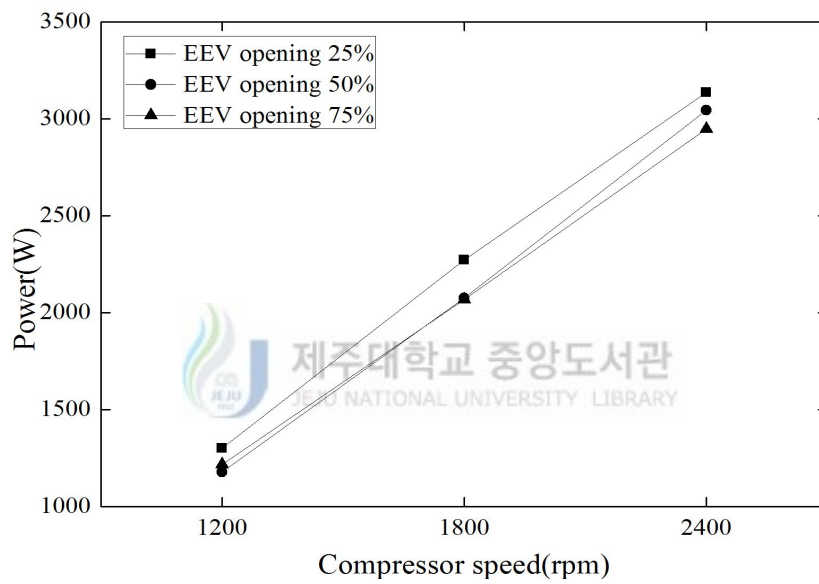


Fig. 24 Power consumption with variation of compress speed and EEV opening on air source

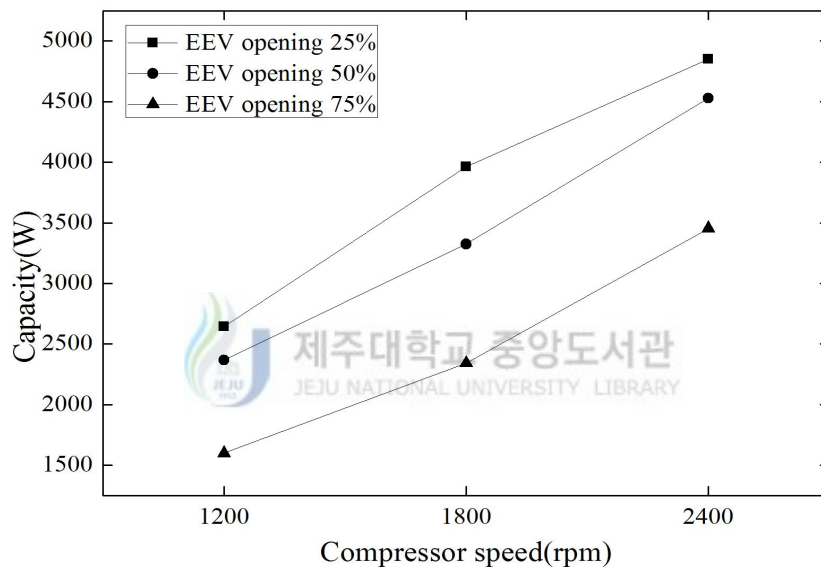


Fig. 25 Heating capacity with variation of compress speed and EEV opening on air source

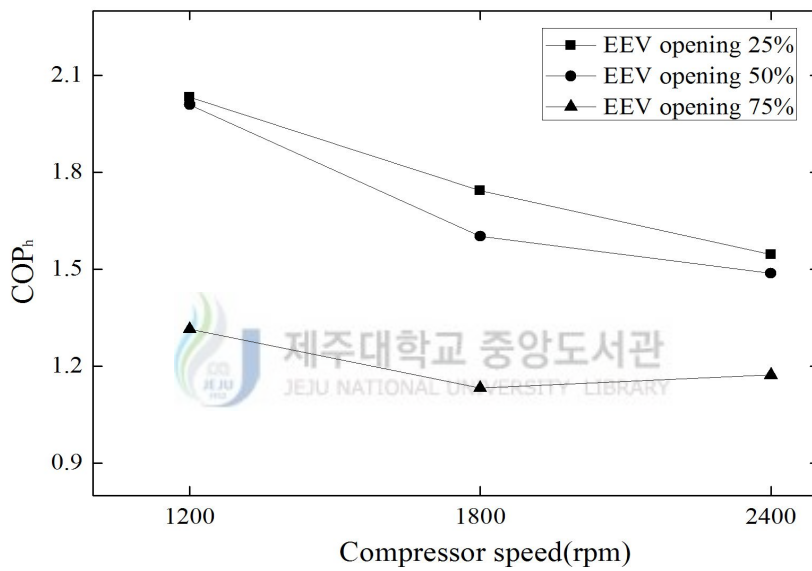


Fig. 26 COP_h with variation of compressor speed and EEV opening on air source

3.4 예열기를 가진 공기열원 이용방식에 따른 성능특성

기존의 공기열원 이용방식에서 증발부가 외기의 열원을 이용하여 열교환을 할 때 외부의 온도가 너무 낮아 열원이 부족할 경우 스택의 폐열을 간접적으로 이용하기 위해 증발기 전단의 공기유입부에 공기 예열기를 설치하여 실험을 진행하였다. 실험 조건에 따라 건구온도가 7℃의 외부 공기는 공기 예열기를 지나면서 온도가 상승하여 난방시스템의 증발부로 유입된다. 예열기를 가진 공기열원 이용방식 실험에서는 공기열원 이용방식과 같이 압축기회전수(1,200rpm, 1,800rpm 및 2,400rpm), EEV개도(25%, 50% 및 75%) 및 스택모사장치로 부터 공기 예열기에 유입되는 스택 폐열온도(30℃, 40℃ 및 50℃)를 변화시키며 실험을 진행하였다. 예열기를 가진 공기열원 이용방식도 마찬가지로 실험조건 내에서 시스템을 작동시킨 후 정상상태에 도달한 때부터 데이터를 측정하였다.

각각의 성능 비교를 위하여 EEV개도가 50%인 경우 압축기 회전수 변화에 따른 스택 폐열 온도별 소비동력과 난방용량변화를 Fig. 27에 나타내었다. 소비동력의 경우 압축기의 회전수가 증가함에 따라 약 1,344W, 2,197W 및 3,040W로 증가하며, 폐열 이용 온도의 차이는 미미한 결과를 나타낸다. 압축기 회전수가 1,200rpm에서 1,800rpm으로 변경된 경우 약 63.4%증가하고, 압축기 회전수가 1,800rpm에서 2,400rpm으로 변경된 경우 약 38.4%증가하여 이전 공기열원 이용방식에서 소비동력 변화패턴과 일치한다.

난방용량의 변화를 살펴보면, 압축기의 회전수가 증가함에 따라 스택 폐열온도가 30℃인 경우 2,935W, 3,578W 및 4,379W로 나타나 압축기 회전수가 1,200rpm에서 1,800rpm으로 변경된 경우 약 21.9%증가하고, 압축기 회전수가 1,800rpm에서 2,400rpm으로 변경된 경우 약 22.4%증가하였다. 스택 폐열온도가 40℃인 경우 3,071W, 3,836W 및 4,770W로 나타나 압축기 회전수가 1,200rpm에서 1,800rpm으로 변경된 경우 약 24.9%증가하고, 압축기 회전수가 1,800rpm에서 2,400rpm으로 변경된 경우 약 24.3%증가하였다. 스택 폐열온도가 50℃인 경우 4,078W, 4,455W 및 4,900W로 나타나 압축기 회전수가 1,200rpm에서 1,800rpm으로 변경된 경우 약 9.2%증가하고, 압축기 회전수가 1,800rpm에서 2,400rpm으로 변경된 경우 약 10%증가하였다.

Fig. 28~30에는 스택 폐열 온도에 따른 EEV개도별 난방능력 변화를 압축기 회전수별로 구분하였다. 압축기 회전수가 1,200rpm일 때 EEV개도가 50%이고 스택 폐열의 온도가 50℃인 경우 난방능력이 3.01로 가장 높고, EEV개도가 75%이고 스택 폐열의 온도가 40℃인 경우 1.84로 가장 낮다. 압축기 회전수가 1,800rpm일 때 EEV개도가 50%이고 스택 폐열의 온도가 50℃인 경우 난방능력이 1.99로 가장 높고, EEV개도가 75%이고 스택 폐열의 온도가 30℃인 경우 1.42로 가장 낮게 나타났다.

압축기 회전수가 2,400rpm일 때 EEV개도가 25%이고 스택 폐열의 온도가 50℃인 경우 난방능력이 1.62로 가장 높게 측정되었고, EEV개도가 75%이고 스택 폐열의 온도가 30℃인 경우 1.28로 가장 낮다. 실험결과를 살펴보면 공기열원 이용방식과 마찬가지로 압축기 회전수가 증가함에 따라 난방용량이 증가하지만 소비동력의 증가율이 난방용량 증가율에 비해 높기 때문에 압축기 회전수가 증가할수록 최대 난방능력은 점점 낮아진다. 또한, 스택 폐열의 온도가 높아짐에 따라 증발부로 유입되는 외기의 온도가 상승하여 시스템의 전체적인 난방능력이 상승되는 모습을 보이고 있지만, 스택 폐열의 온도가 높아질수록 EEV개도의 변화에 따른 난방능력 차이가 점차 줄어들면서 폐열의 온도가 가장 높은 50℃의 경우에는 모든 EEV개도에서 비슷한 난방능력을 나타내는 것을 알 수 있다.

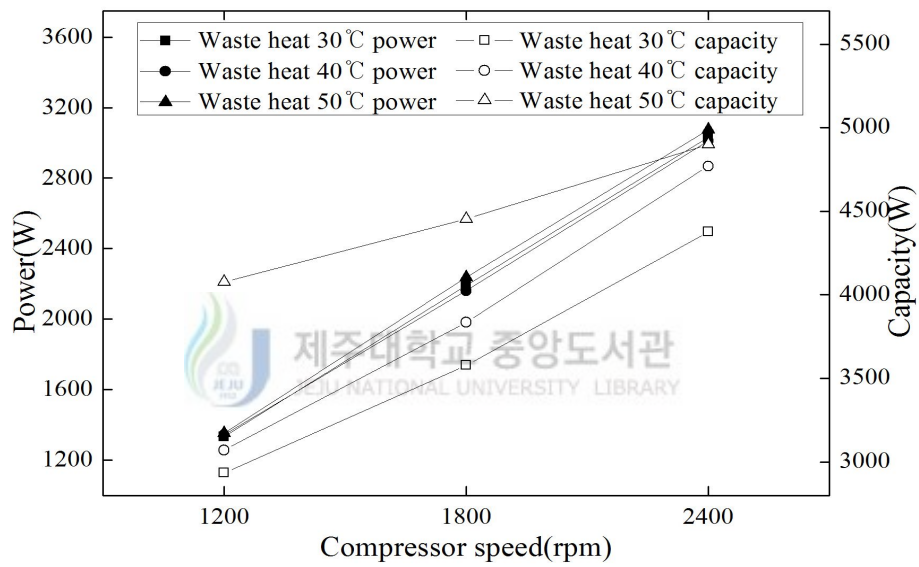


Fig. 27 Power consumption and heating capacity with variation of compress speed and EEV opening on air source

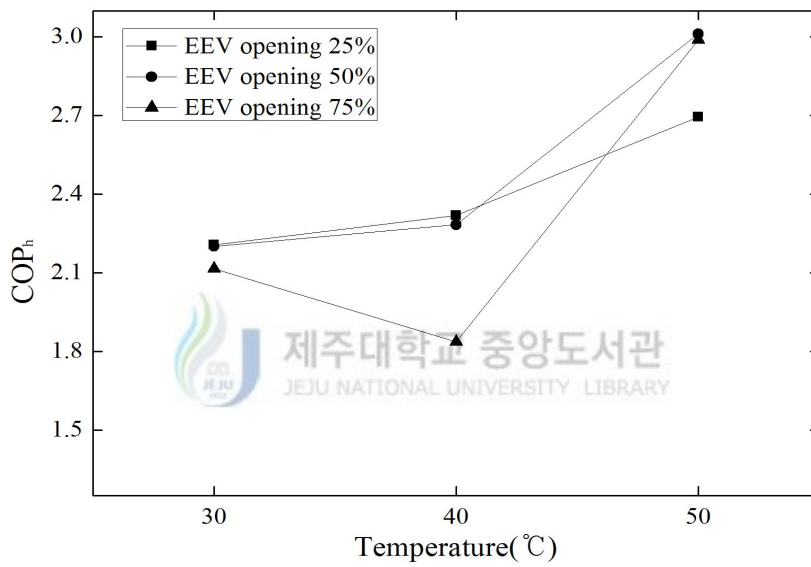


Fig. 28 COP_h with variation of waste heat temperature and EEV opening on 1,200rpm compressor rotation speed

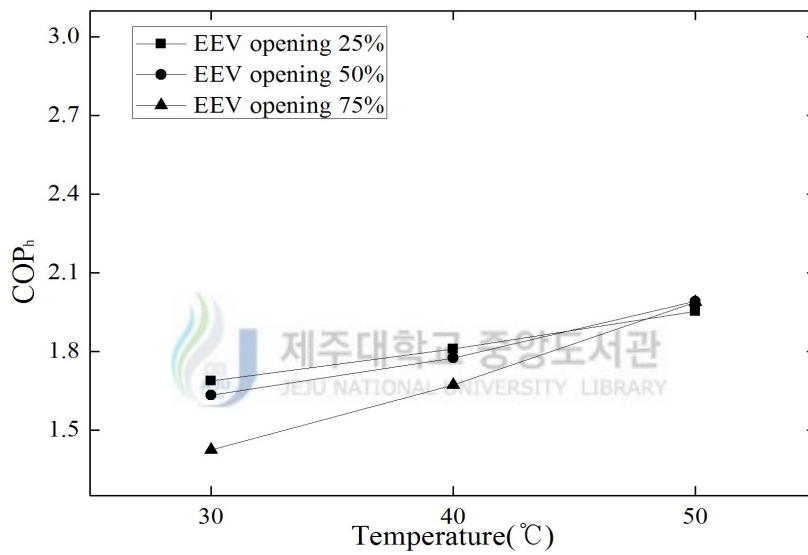


Fig. 29 COP_h with variation of waste heat temperature and EEV opening on 1,800rpm compressor rotation speed

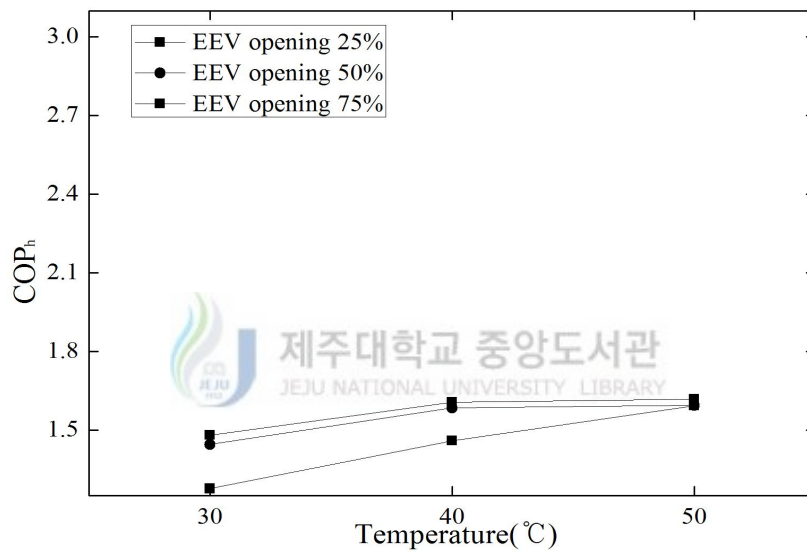


Fig. 30 COP_h with variation of waste heat temperature and EEV opening on 2,400rpm compressor rotation speed

3.5 수열원 이용방식에 따른 성능특성

예열기를 가진 공기열원 이용방식과 마찬가지로 공기열원이 부족 할 경우 사용이 가능하며 수열원 이용방식은 증발기를 판형열교환기로 교체하여 시스템을 흐르는 냉매와 스택 폐열을 직접 열교환이 가능하도록 시스템을 구성하였다.

실험조건에 따라 실내 건구온도 20℃ 습구온도 15℃ 풍량 8m³/min으로 유지하고, 판형열교환기가 대류로 인한 열교환이 없기 때문에 실외조건 없이 50mm두께의 고무발포 단열제를 이용하여 외부로의 열방출을 최소화 하였다.

수열원 이용방식의 성능특성을 파악하기 위하여 이전 실험과 마찬가지로 압축기 회전수(1,200rpm, 1,800rpm 및 2,400rpm), EEV개도(25%, 50% 및 75%) 및 스택모사장치로 부터 판형열교환기에 유입되는 스택 폐열온도(30℃, 40℃ 및 50℃)를 변화시키며 실험조건에 따라 시스템을 작동시킨 후 정상상태에 도달한 때부터 데이터를 측정하였다.

각각의 성능 비교를 위하여 수열원 이용방식에서 EEV개도가 50%인 경우 압축기 회전수 변화에 따른 스택 폐열 온도별 소비동력과 난방용량변화를 Fig. 31 나타내었다. 소비동력의 경우 압축기의 회전수가 증가함에 따라 약 1,381W, 2,232W 및 3,059W로 증가하며 압축기 회전수가 1,200rpm에서 1,800rpm으로 변경된 경우 약 61.7%증가하고, 압축기 회전수가 1,800rpm에서 2,400rpm으로 변경된 경우 약 37%증가하여 이전 공기열원 이용방식 및 예열기를 가진 공기열원 이용방식 모두 소비동력 변화패턴과 일치하는 것으로 나타났다.

난방용량의 변화를 살펴보면, 압축기의 회전수가 증가함에 따라 스택 폐열온도가 30℃인 경우 5,435W, 5,824W 및 6,754W로 나타나 압축기 회전수가 1,200rpm에서 1,800rpm으로 변경된 경우 약 7.2%증가하고, 압축기 회전수가 1,800rpm에서 2,400rpm으로 변경된 경우 약 16%증가하였다. 스택 폐열온도가 40℃인 경우 7,271W, 8,480W 및 10,192W로 나타나 압축기 회전수가 1,200rpm에서 1,800rpm으로 변경된 경우 약 16.6%증가하고, 압축기 회전수가 1,800rpm에서 2,400rpm으로 변경된 경우 약 20.2%증가하였다. 스택 폐열온도가 50℃인 경우 10,230W, 11,225W 및 11,958,900W로 나타나 압축기 회전수가 1,200rpm에서 1,800rpm으로 변경된 경우 약 9.8%증가하고, 압축기 회전수가 1,800rpm에서 2,400rpm으로

변경된 경우 약 6.5%증가하였다.

Fig. 32~34는 스택 폐열 온도에 따른 EEV개도별 난방능력 변화를 압축기 회전수별로 구분하였다. 압축기 회전수가 1,200rpm일 때 EEV개도가 75%이고 스택 폐열의 온도가 50℃인 경우 난방능력이 9.42로 가장 높고, EEV개도가 25%이고 스택 폐열의 온도가 30℃인 경우 2.53으로 가장 낮게 측정되었다. 압축기 회전수가 1,800rpm일 때 EEV개도가 75%이고 스택 폐열의 온도가 50℃인 경우 난방능력이 6.57로 가장 높고, EEV개도가 75%이고 스택 폐열의 온도가 30℃인 경우 1.88로 가장 낮다. 압축기 회전수가 2,400rpm일 때 EEV개도가 75%이고 스택 폐열의 온도가 50℃인 경우 난방능력이 5.08로 가장 높게 측정되었고, EEV개도가 25%이고 스택 폐열의 온도가 30℃인 경우 1.63으로 가장 낮다.

각각의 결과를 비교해보면 예열기를 가진 공기열원 이용방식의 결과와 비슷한 패턴을 보인다. 증발부의 관형열교환기로 유입되는 스택 폐열의 온도가 높아짐에 따라 난방능력이 향상되지만 압축기의 회전수가 증가함에 따라 소비동력증가율이 난방용량 증가율보다 높아 난방능력이 저하되는 것을 확인할 수 있다. 또한 스택 폐열의 온도가 높아짐에 따라 냉매와 직접적으로 열교환 하는 열량의 증가로 인해 예열기를 가진 공기열원 이용방식에 비하여 난방능력의 증가가 뚜렷하게 나타나기 때문에 고온열원을 이용할 경우에는 수열원 이용 방식이 좋을 수 있다.

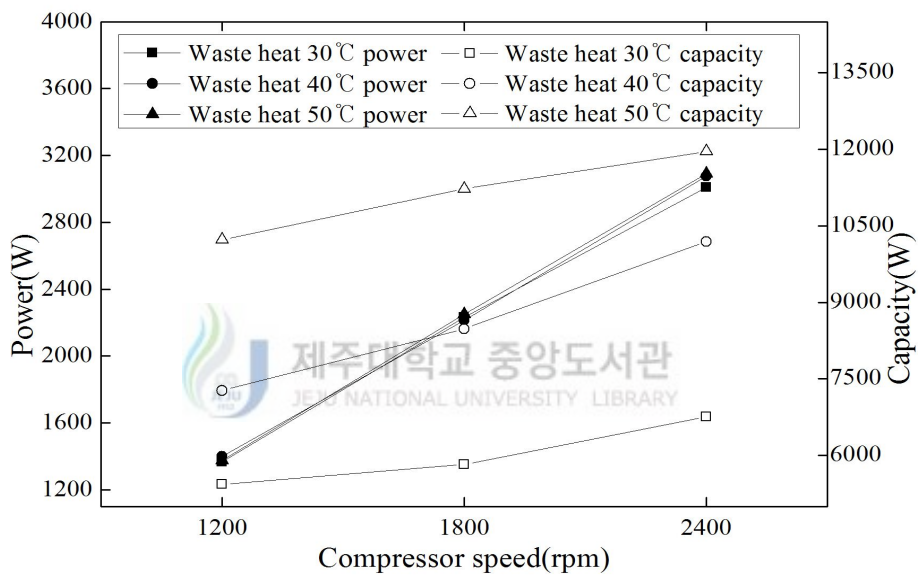


Fig. 31 Power consumption and heating capacity with variation of compress speed and EEV opening on air pre-heating source

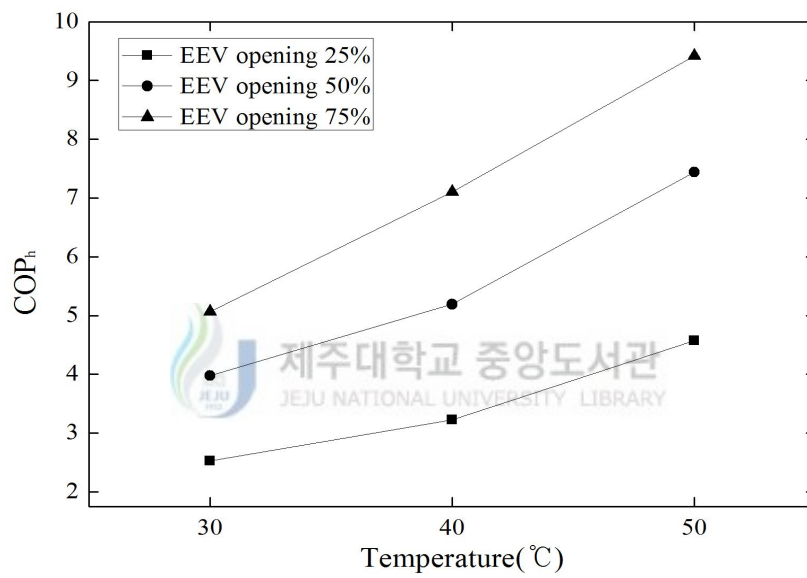


Fig. 32 COP_h with variation of waste heat temperature and EEV opening on 1,200rpm compressor rotation speed

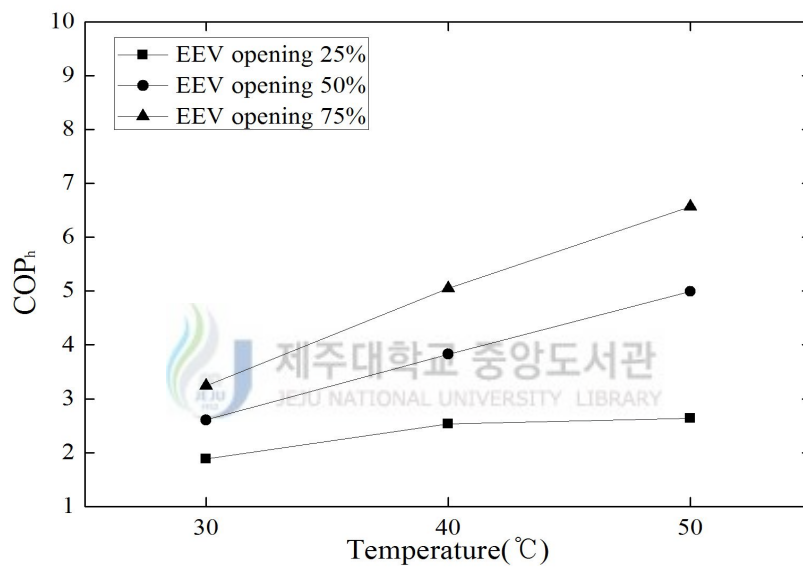


Fig. 33 COP_h with variation of waste heat temperature and EEV opening on 1,800rpm compressor rotation speed

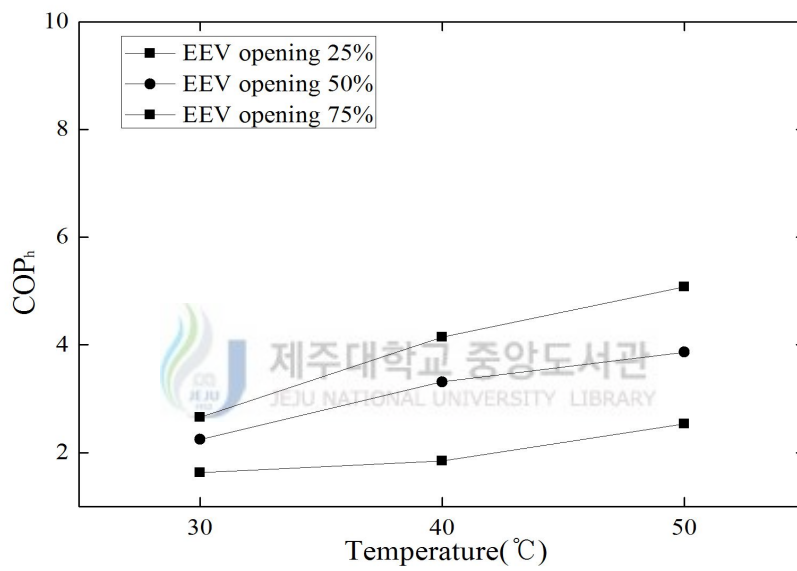


Fig. 34 COP_h with variation of waste heat temperature and EEV opening on 2,400rpm compressor rotation speed

3.6 각 운전 모드별 난방능력 비교

각각의 운전 모드별 난방능력을 비교하기 위하여 각각의 운전 방식에서 안정적인 동작을 보인 EEV개도 50%와 스택 폐열 온도가 40℃인 경우에 대한 실험 결과를 비교하면 다음과 같다.

Fig. 35~36에는 압축기 회전수별 폐열원 이용방식에 따른 응축압력 및 공기의 토출온도의 변화를 나타내고 있다. 공기열원 이용방식의 경우 압축기 회전수가 증가함에 따라 응축압력이 637kPa, 714kPa 및 865kPa이고, 공기의 토출온도가 34.7℃, 40.4℃ 및 47.8℃로 나타났다. 예열기를 가진 공기열원 이용방식의 경우 압축기 회전수가 증가함에 따라 응축압력이 771kPa, 875kPa 및 866kPa이고, 공기의 토출온도가 37.8℃, 42℃ 및 46.91℃로 나타났다. 수열원 이용방식의 경우 압축기 회전수가 증가함에 따라 응축압력이 1104kPa, 1170kPa 및 1201kPa이고, 공기의 토출온도가 64.68℃, 71.27℃ 및 83.09로 나타났다. 압축기의 회전수가 증가할수록 응축압력 및 응축기 토출온도가 증가하는 모습을 보이며, 스택 폐열 이용방식에 따라 증발부의 온도가 상승하면서 스택 폐열을 직접적으로 이용하는 수열원 이용방식의 경우가 가장 높은 압력 및 토출온도를 나타내고 있다.

Fig. 37의 압축기 회전수별 폐열이용방식에 따른 소비동력 변화를 살펴보면 폐열이용 방식에 따라 1,200rpm에서 공기열원 이용방식보다 예열기를 가진 공기열원 이용방식 일 때 소비동력이 1,178kW에서 1,345kW로 14.2%증가하였고, 수열원 이용방식 일 때 1,400kW로 18.8%증가한다. 압축기의 회전수가 1,800rpm인 경우 공기열원 이용방식 보다 예열기를 가진 공기열원 이용방식 일 때 소비동력이 2,075kW에서 2,161kW로 4.1%증가하였고, 수열원 이용방식 일 때 2,215kW로 6.7%증가하였다. 압축기의 회전수가 2,400rpm인 경우 공기열원 이용방식 보다 예열기를 가진 공기열원 이용방식 일 때 소비동력이 2,044kW에서 3,012로 - 1.1%감소하였고, 수열원 이용방식 일 때 3,076로 1.1% 증가하였다. 실험결과를 보면 압축기의 회전수가 증가할수록 소비동력이 일정하게 증가하지만, 폐열이용 방식에 따른 소비동력 차이는 적어지게 된다.

Fig. 38의 압축기 회전수별 폐열 이용방식에 따른 난방용량변화를 살펴보면 공기열원 이용방식의 경우 2,367kW, 3,325kW 및 4,528kW로 나타났고, 예열기를

가진 공기열원 이용방식의 경우 3,071kW, 3,836kW 및 4,770kW로 나타났다. 수열원 이용방식의 경우 7,271kW, 8,480kW 및 10,192kW로 나타났다. 실험 결과에 따라 각각의 폐열 이용방식에 따라 소비동력이 공기열원<예열기를 가진 공기열원<수열원의 순서로 변화하는 모습을 보이지만, 그에 따른 난방용량의 증가율이 더 높아지는 결과를 나타내었다.

난방용량 대비 소비전력량을 비교하였을 때 난방능력을 산출 할 수 있으며, Fig. 39에 난방능력 변화를 나타내었다. 공기열원 이용방식의 경우 난방능력이 2.01, 1.6 및 1.49 일 때, 예열기를 가진 공기열원 이용방식의 경우 2.28, 1.78 및 1.58로 각각 13.4%, 11.3% 및 6% 증가하는 결과를 나타냈으며, 수열원 이용방식의 경우 5.19, 3.83, 3.31로 158.2%, 139.4% 및 122.1%증가하였다.

실험 결과를 살펴보면, 난방용량의 증가량 보다 소비동력의 증가량이 더 높기 때문에 압축기의 회전수가 증가할수록 난방능력이 저하되는 모습을 나타내고 있으며, 압축기의 회전수가 1,200rpm의 경우 공기열원 이용방식과 수열원 이용방식의 난방용량 차이가 158.2% 증가함을 알 수 있다.



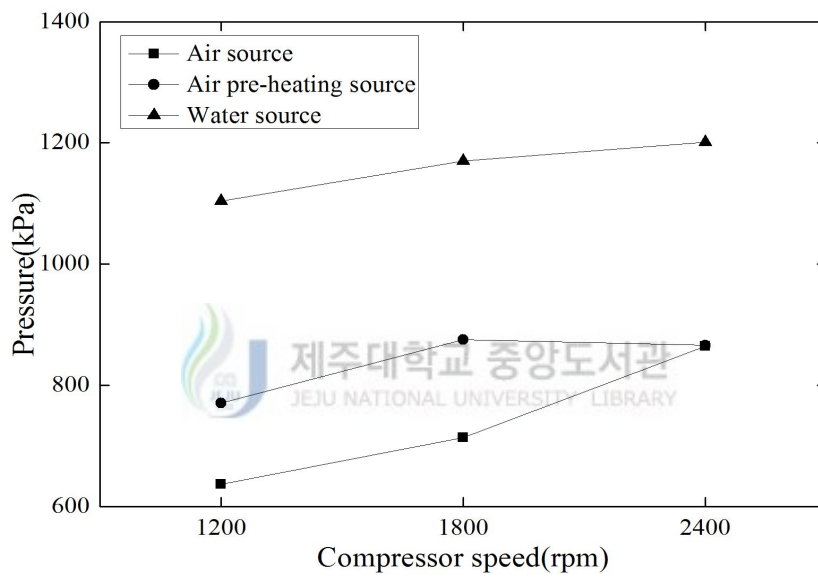


Fig. 35 Condensing pressure with variation of compress speed and waste heat recovery methods

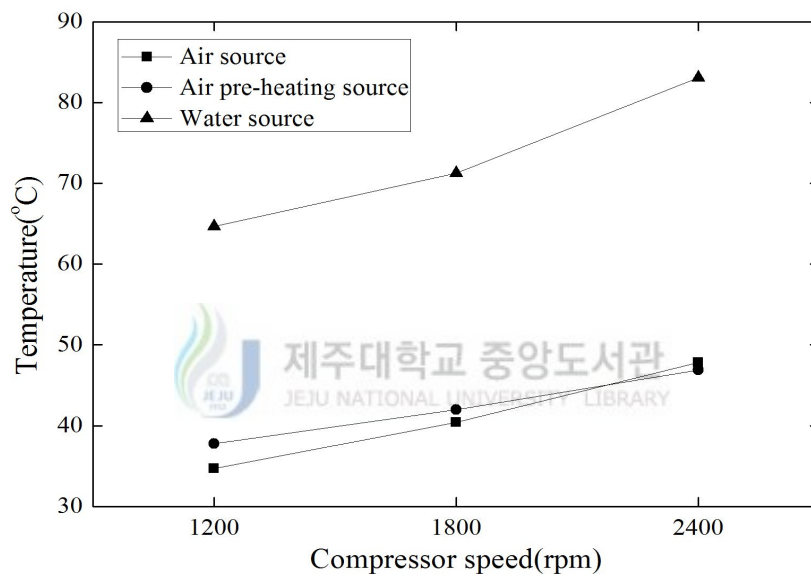


Fig. 36 Air temperature with variation of compress speed and waste heat recovery methods

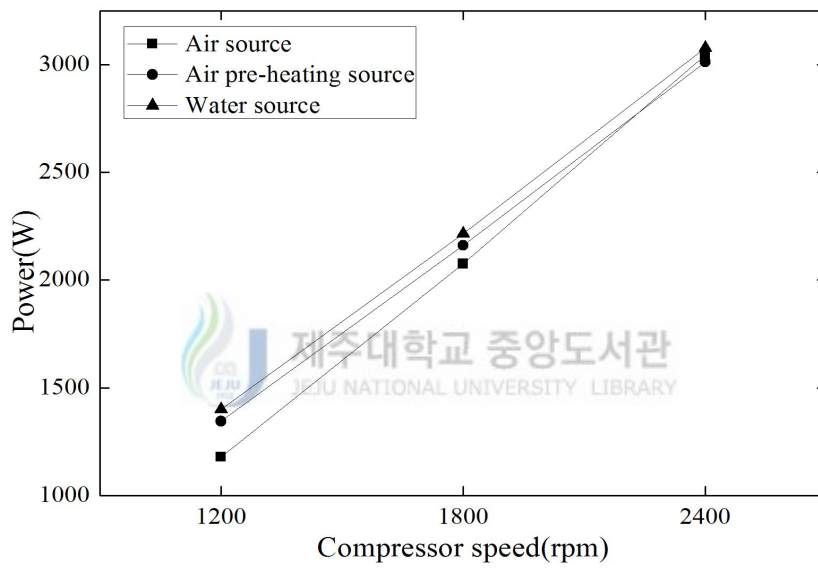


Fig. 37 Power consumption with variation of compress speed and waste heat recovery methods

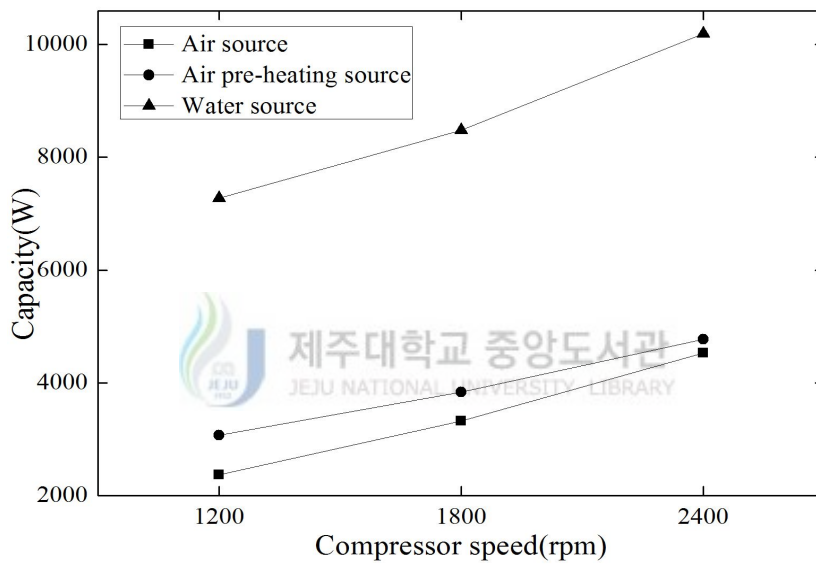


Fig. 38 Heating capacity with variation of compress speed and waste heat recovery methods

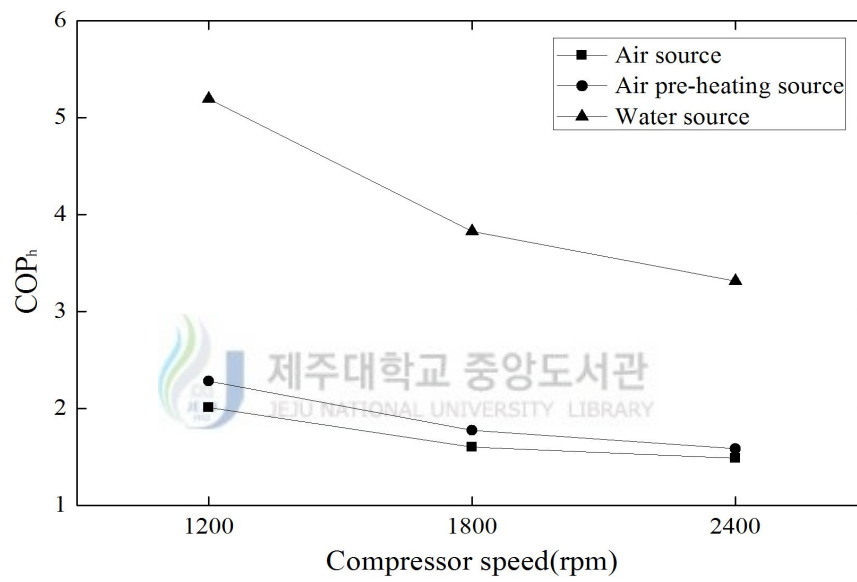


Fig. 39 COP_h with variation of 40°C waste heat and operation mode

IV. 결론

본 연구에서는 겨울철 연료전지 차량의 난방을 위해 PTC히터 등을 사용할 때 소비되는 전력을 줄이고 연비 및 주행거리를 향상시키기 위하여 기존의 압축기, 응축기, 팽창변, 증발기로 구성된 난방시스템을 적용하였다.

실험조건은 실외의 경우 건구온도 7℃, 습구온도 6℃ 및 풍량 10m³/min이고, 실내의 경우 건구온도 20℃, 습구온도 15℃ 및 풍량 8m³/min이다.

연구에서 사용된 실험장치는 연료전지 차량에서 발생하는 스택의 폐열을 모사하여 공기열원과 증발부를 열교환시키는 공기열원 이용방식, 증발부 전단에 APH(Air pre-heater)를 설치하여 외부공기를 예열시켜 증발기와 간접열교환 시키는 예열기를 가진 공기열원 이용방식, 공기열교환기인 증발부를 판형열교환기로 교환하여 스택 폐열과 직접열교환 시키는 수열원 이용방식으로 변경이 가능하다.

실험에는 압축기의 회전수(1,200rpm, 1,800rpm 및 2,400rpm), EEV개도(25%, 50% 및 75%), 스택 폐열 온도(30℃, 40℃ 및 50℃) 등이 변수로 사용되었으며, 각각의 운전방식에 따른 난방능력 및 성능특성에 관한 연구를 수행하였다.

1) 실험장치인 난방시스템의 최적 냉매량 및 EEV개도 선정실험을 통해 냉매 주입량 및 EEV개도에 따라 각각의 운전방식에서 난방성능의 변화를 살펴보았다. 냉매의 충전량이 800g이고 EEV개도가 50%일 때 모든 시스템이 안정적으로 동작함을 알 수 있고, 난방능력 또한 일정하게 측정된다. 냉매의 충전량이 많거나 적을 경우 난방능력이 감소하는 추세를 보이며, EEV의 개도에 따라 난방능력이 급격히 떨어지거나 증발출구의 적절치 못한 과열로 인하여 시스템 손상이 우려된다. 따라서 본 실험에서 구성한 난방시스템의 최적 냉매충전량은 800g이고 EEV개도는 50%이다.

2) 공기열원 이용방식의 경우 압축기의 회전수를 1,200rpm, 1,800rpm 및

2,400rpm 일 때 EEV개도를 25%, 50% 및 75%변화시킴에 따라 난방용량 및 시스템의 운전특성을 비교를 위하여 실험을 수행하였다. 그 결과 EEV개도가 50%인 경우 압축기의 회전수가 증가함에 따라 2.01, 1.60 및 1.49로 나타났으며 압축기의 회전수가 1,200rpm, EEV개도가 25%인 경우 난방능력이 2.03으로 가장 좋게 나타났다. 압축기의 회전수 및 EEV의 개도가 작을수록 시스템의 난방능력이 높게 산출됨을 알 수 있었다. 압축기의 회전수가 높을수록 소비동력 증가의 원인이 되며, EEV개도가 클 경우 충분한 팽창이 이루어지지 못하여 증발에 필요한 열량 부족으로 인해 EEV의 개도가 적을수록 난방능력이 증가된 것을 알 수 있다.

3) 예열기를 가진 공기열원 이용방식의 경우 증발부의 공기열원의 부족으로 인한 난방능력 저하를 막기 위해 스택의 폐열을 이용하여 시스템 증발부로 유입되는 공기를 예열시킨 후 열교환하는 방식을 도입하였다. 압축기회전수, 스택 폐열의 온도 및 EEV개도를 변화시키며 실험을 진행한 결과 압축기 회전수는 1,200rpm, EEV개도가 50%인 경우 스택 폐열의 온도가 증가함에 따라 2.20, 2.28 및 3.01로 가장 높은 값을 나타냈다. 이것은 외부공기가 공기 예열기를 지나면서 온도가 상승하고 EEV개도 증가에 따라 냉매의 유량이 증가하여 높은 난방능력을 나타낸 것으로 보이나 전체적인 결과로 보면 폐열의 온도가 50℃인 경우에만 가장 높게 나타나고 개도가 25%일 때 50%인 경우보다 약간 더 높게 나타났다. 하지만 공기열원 이용방식의 경우와 비교하였을 때 평균 난방능력이 1.77에서 2.41로 36% 증가함을 알 수 있다.

4) 수열원 이용방식 증발부의 구조변경을 통하여 외부공기에 영향을 받지 않고 스택의 폐열을 모사한 물과 판형열교환기를 통해 직접 열교환이 가능하도록 제작하였다. 앞선 실험과 마찬가지로 압축기의 회전수, 스택 폐열의 온도 및 EEV개도를 변화시키며 실험을 진행하였다. 압축기의 회전수가 1,200rpm, EEV개도가 75%인 경우 스택 폐열의 온도가 증가함에 따라 난방능력이 5.06, 7.10 및 9.42로 가장 높은 값을 나타내었다. EEV개도가 클수록 냉매의 유량이 증가하고 스택 폐열의 온도와 직접 열교환 함으로 인해 증발에 필요한 열량을 충분히 얻게 된 것

으로 나타난다.

5) 각각의 운전방식에 따른 성능특성을 비교한 결과 압축기의 회전수가 증가함에 따라 응축압력 및 응축기를 지난 공기의 토출온도가 상승하며, 1,800rpm 이상일 때 모든 운전방식에서 약 40℃이상으로 실내를 난방하기에 충분한 온도로 토출됨을 알 수 있다. 소비동력의 경우 기존의 PTC히터에서 5kW~8kW를 소비하는 반면 히트펌프 시스템을 도입할 경우 압축기의 회전수에 따라 소비동력이 평균 1,308kW, 2,150kW 및 3,044kW로 약 절반가량의 에너지 소비로 실내 난방이 가능함을 알 수 있다.

폐열원 이용방식에 따라 “공기열원<예열기를 가진 공기열원<수열원”의 순서로 증가하는 모습을 보이지만, 그에 따라 난방용량역시 증가하여 COP_h 에 미치는 영향이 적으나, 압축기의 회전수에 따라 증가하는 난방용량의 증가율 보다 소비동력의 증가율이 더 높아, 난방능력이 저하되는 모습을 보인다. 이는 자동차의 주행방식이 난방시스템의 성능변화에 밀접한 연관이 있음을 나타낸다.

시스템의 동작성능을 비교하기 위해 각각의 운전 방식에서 안정적인 동작을 보인 압축기의 회전수가 1,800rpm, EEV개도 50%, 스택 폐열온도 40℃에서 측정 결과 난방능력이 공기열원 이용방식에서 2.01, 1.6 및 1.49이고, 예열기를 가진 공기열원 이용방식에서 2.28, 1.78 및 1.58로 나타났다. 수열원 이용방식에서는 5.19, 3.83 및 3.31로 폐열원과의 열교환이 수월하고 외기온도의 영향이 적은 수열원 이용방식에서 가장 높은 COP_h 를 나타내었으며, 수열원 이용방식의 경우 소비동력이 가장 적은 1,200rpm, 스택 폐열의 온도가 가장 높은 50℃일 때 9.42로 가장 높은 난방능력을 나타내었다.

참고문헌

- [1] 박용선 외, “수소연료전지자동차용 시스템 운전장치 개발”, 유체기계저널 제9권, 제2호: pp.69~73, 2006
- [2] 이성욱, “연료전지 자동차의 연구개발 동향”, 오토저널 제27권 제1호 pp.56-60, 2005
- [3] 엄석기 외, “자동차용 연료전지 시스템”, 조명전기설비학회지 제19권 제2호 pp.12-21, 2005
- [4] Ogburn M., Nelson D. J., Luttrell W., Postle S., Fahrenkron R., “Systems integration and performance issues in a fuel cell hybrid electric vehicle”, Proceeding of SAE, pp.3-76, 2000
- [5] 박창호 외, “전기구동 자동차용 히트펌프 시스템 개발 동향”, 오토저널 특집, 제2호 pp.29-35. 2011
- [6] Y. C. Kim., S. N. Sup., K. S. Jin., H. T. Cho., Consideration of High Voltage PTC Heater, The Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 5, pp. 560-564, 2011
- [7] Umezu, K. and Noyana, H., “Air Conditioning System for Electric Vehicles, i-MiEV”, JSAE 2010 annual conference, 2010.
- [8] Mitsubishi Motors Technical Review, “Joint On-Road Monitoring of i-MiEV New Generation Electric Vehicle with Power Companies”, No. 21, pp.

22-29.

[9] K. Kim, S. Kim, M. Kim, "Experimental studies on the heating performance and efficiency for electric vehicle", KSAE Vol.5 , pp. 1871-1876, 2010

[10] K. B. Kim, W. S. Lee, Y. Y. Kim, "Investigation of Electric Vehicle Performance Affected by Cabin Heating", Journal of the Korea Academia-Industrial, Vol. 14, No. 10, pp. 4679-4684, 2013

[11] D. W. Lee, D. H. Oh, and Y. J. Jee, "Investigation of R134a heat pump system for zero emission vehicle", Proceedings of KSAE 2011 Autumn Annual conference, Vol. 11, pp. 595-600, 2011

[12] Y. Choi, W. Lee, M. Park, Y. Choi, "Heating Performance Evaluations for Development of Heat Pump System on Battery Electric Vehicle", KSAE Vol. 11, pp. 559-563, 2011

[13] H. S. Lee, J. P. Won, C. W. Cho, M. Y. Lee, Y. C. Jung, J. W. Mo, Y. C. Kim, "An Experimental Study on Performance Characteristics of CO₂ Heat-Pump System with Stack Coolant Heat Recovery", The Korean Society of Automotive Engineers, pp. 2328-2333, 2011

[14] H. S. Woo, J. H. Ahn, M. S. Oh, H. Kang, Y. C. Kim, "Study on the Heating Performance Characteristics of a Heat Pump System Utilizing Air and Waste Heat Source for Electric Vehicles", Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 25, No. 4, pp.180-186, 2013

[15] D. W. Lee, D. H. Oh, Y. J. Jee, “Experimental Study on the Performance of R134a Heat Pump System for Zero Emission Vehicle”, The Korean Society of Automotive Engineers, pp. 429-434, 2012

[16] D. W. Lee, “Experimental Study on the Heating Performance Improvement of R134a Heat Pump System for Zero Emission Vehicles”, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 26, No. 6, pp.257-262, 2014

[17] C. W. Cho, H. S. Lee, J. P. Won, M. Y. Lee, “Measurement and evaluation of heating performance of heat pump system using wasted heat of electric devices for an electric bus”, Energies, Vol. 3, pp. 658-669, 2012



감사의 글

어느덧 2년이라는 시간이 흘러 석사과정의 졸업을 앞두고 있습니다. 석사과정이란 학업을 통하여 지식을 쌓음과 동시에 여러 과제진행을 하면서 일도 배우며 간접적으로 사회경험을 하는 곳 이라고 생각하였습니다. 그동안 배우고 실천하는 과정을 통하여 많은 것을 느끼고 또한 많은 것을 얻을 수 있도록 도와주신 분들에게 감사의 말씀을 전하고자 합니다.

먼저, 항상 나를 잘 따라주는 동생아 고맙고 더욱 멋진 형이 되어줄게. 학부를 졸업하고 석사과정으로 진학하겠다는 저의 선택을 전적으로 지원해 주신 저의 부모님, 못난 아들을 아낌없이 믿어주시고 사랑해주시는 마음 잊지 않겠습니다. 사랑합니다.

저의 석사생활이라는 긴 시간동안 저를 믿어주고 격려해주던 진아에게 고맙다는 말을 전하고 싶습니다.

저의 저에게 필요한 책이 있으면 아낌없이 주시던 권기린 교수님, 어려운 학문도 꼼꼼하고 다정하게 지도해주신 김귀식 교수님, 졸업논문을 심사해 주시면서 완성도 있게 작성할 수 있도록 꼼꼼히 체크해주신 허종철교수님, 김남진교수님, 항상 부드러운 미소로 학생을 이해해 주시는 현명택 교수님, 새로운 학문을 접하게 도와주신 정동원 교수님, 학과장으로써 학생들의 진로에 힘써주시는 강창남 교수님, 열정적으로 수업을 진행해 주신 정지현 교수님 모두 감사드립니다.

저의 대학생활에 시작과 끝이라고 할 수 있는 냉동공조 연구실에서 아무것도 할 줄 모르던 저와 태형이를 가르치고 이끌어주신 광수형 감사합니다. 그리고 제가 냉동공조 연구실에 처음 들어왔을 때부터 졸업할 때 까지 선배라는 이유 하나만으로 직장을 다니면서도 여러 도움을 주었던 종우형, 지운이형 고맙습니다.

2년동안 같이 석사과정을 지내면서 묵묵히 저의 모자란 부분을 채워주었던 태형아 네가 없었다면 나의 학교생활이 더 힘들었을거야 고맙다. 갖은 심부름과 잡일들을 시켜도 불평 한마디 없었던 병용이와 기현아, 고생했고 앞으로 석사과정으로 진학하면서 힘든 일이 많겠지만 졸업 할 때 까지 나보다 더 열심히 지내고 잘되기를 바란다. 그리고 우리 실험실 막내 민성이와 민범이는 여태까지 해왔던 것처럼 열심히 공부해서 목표한 바를 꼭 이루기 바라며 우리 실험실의 활력소가 되어주기를 바란다. 그리고 저의 실험기구를 제작함에 있어서 실질적인 조언과 도움을 아낌없이 주신 경중이형 감사합니다.

이 외에도 이 글에 적지 못한 냉동공조 연구실의 많은 선배님들 앞으로도 자주 뵈 수 있기를 바라며 선배님들 덕분에 제가 이곳에서 졸업할 수 있었다고 생각합니다. 감사드립니다.

학부생 때부터 지내오던 연구실을 떠나려고 하니 아쉬운 마음이 많이 남습니다. 무엇보다도 저를 오랫동안 지켜보시고 학문과 인생에 있어서 많은 가르침을 주신 지도교수님은 저의 평생의 스승이십니다. 그동안의 가르침을 토대로 사회에 나아가 교수님의 이름에 누가 되지 않도록 모든 일에 열심히 그리고 성실하게 임하는 자세로 살아가겠다고 다짐하며, 깊은 감사의 말씀 드립니다.

고원빈 올림