



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

흡착제를 이용한 자동차용 예냉  
시스템의 구현방안에 관한 연구

濟州大學校 大學院

機械工學科

全 炳 榕

2017年 2月



# 흡착제를 이용한 자동차용 예냉 시스템의 구현방안에 관한 연구

指導教授 朴潤鐵




全炳榕

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出함

2017年 2月

全炳榕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

2017年 2月

# Study on Implementation Method of Pre-cooling System with Adsorbent for the Vehicle

Byungyong Jeon  
(Supervised by professor Youn Cheol Park)

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

2017. 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 .....	2
II. 실험장치 및 실험방법 .....	7
2.1 환경제어 설비 .....	7
2.2 예냉시스템 실험장치 .....	14
2.3 실험조건 및 실험방법 .....	20
2.4 계측장치 .....	23
III. 결과 및 고찰 .....	26
3.1 성적계수 .....	26
3.2 예냉시스템 구현방안 .....	27
3.2.1 기초 예냉시스템 .....	27
3.2.2 예냉시스템 .....	31
3.3.3 최적화된 예냉시스템 .....	39
IV. 결론 .....	50
참고문헌 .....	53

## List of Figures

Fig. 1 Exothermic reaction of adsorption .....	5
Fig. 2 Adsorption capacity of the whole six adsorption pairs with respect to the adsorption temperature .....	5
Fig. 3 Adsorption amount of the whole five adsorption pairs with respect to the pressure and temperature .....	6
Fig. 4 Temperature of car indoor and steering wheel when outdoor temperature is 32.5°C .....	6
Fig. 5 Calculated chart to obtain the flow coefficient of the nozzle .....	9
Fig. 6 Environmental chambers .....	11
Fig. 7 Outdoor environmental chamber .....	11
Fig. 8 Indoor environmental chamber and code tester .....	12
Fig. 9 Air sampler to measure the air quality .....	12
Fig. 10 Apparatus for maintaining the environment within the chamber .....	13
Fig. 11 Power transmit mechanism from driving motor to the clutch .....	16
Fig. 12 Evaporator of heat pump system .....	17
Fig. 13 Condenser of heat pump system .....	17
Fig. 14 Solenoid valve and controller .....	18
Fig. 15 3RT EEV(electronic expansion valve) and controller .....	18
Fig. 16 Adsorption tank and silica-gel .....	19
Fig. 17 Radiator simulator .....	19
Fig. 18 Schematics of optimization pre-cooling system .....	22
Fig. 19 Sensor for measuring the rpm and torque meter .....	25
Fig. 20 Schematics of basic pre-cooling system .....	28
Fig. 21 Variation of pressure of condenser and evaporator during the pre-cooling cycle .....	39

Fig. 22	Temperature of EEV and evaporator during the pre-cooling cycle	30
Fig. 23	Adsorption Tank Pressure and Temperature	30
Fig. 24	Schematics of pre-cooling system	34
Fig. 25	Variation of system temperature according to solenoid valve state	35
Fig. 26	Adsorption tank pressure and temperature	35
Fig. 27	Variation of adsorption tank pressure during the pump down without hot water supply	36
Fig. 28	Variation of adsorption tank pressure during the pump down with hot water supply	36
Fig. 29	Adsorption tank state during the pump down with hot water supply	37
Fig. 30	Variation of temperature and pressure of adsorption tank after pump down	37
Fig. 31	Compressor temperature and pressure	38
Fig. 32	Schematics of optimization pre-cooling system	42
Fig. 33	COP of pre-cooling with variation of adsorption tank temperature	43
Fig. 34	Capacity of pre-cooling with variation of adsorption tank temperature	43
Fig. 35	Variation of pressure of condenser and evaporator after the pumpdown	44
Fig. 36	Variation of temperature of condenser and evaporator after the pumpdown	44
Fig. 37	Variation of pressure and mass flow during the pre-cooling cycle at 3kg/cm <sup>2</sup>	45
Fig. 38	Variation of evaporator temperature during the pre-cooling cycle at 3kg/cm <sup>2</sup>	45
Fig. 39	Variation of pressure and mass flow during the pre-cooling cycle at 6kg/cm <sup>2</sup>	46
Fig. 40	Variation of evaporator temperature during the pre-cooling cycle at	



3kg/cm <sup>2</sup> .....	46
Fig. 41 Comparison of p-h diagram after simplification of cooper pipe .....	47
Fig. 42 Variation of pressure of pre-cooling cycle and mass flow(EEV openings 25%) .....	47
Fig. 43 Variation of pressure of pre-cooling cycle and mass flow(EEV openings 50%) .....	48
Fig. 44 COP of pre-cooling with variation of EEV oepnings .....	48
Fig. 45 Capacity of pre-cooling with variation of EEV oepnings .....	49
Fig. 46 Variation of pressure of system .....	49

## List of Tables

Table 1 Flow coefficient of the nozzle( $C_d$ ) .....	7
Table 2 Test condition of pre-cooling system .....	20
Table 3 Specification of measurement device .....	25
Table 4 Test condition of pre-cooling system with surplus refrigerant storage tank .....	32
Table 5 Test condition of pre-cooling system without surplus refrigerant storage tank .....	39

## Nomenclature

$A$	: Nozzle cross section ( $m^2$ )
$C_d$	: Flow coefficient of nozzle
COP	: Coefficient of performance
$D_n$	: Nozzle diameter ( $m$ )
$\Delta h_p$	: 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 ( $kg/kg'$ )
$\nu$	: Kinematic viscosity ( $m^2/s$ )

## SUMMARY

The study was conducted to evaluate operation characteristics of pre-cooling system for the vehicles. The system was three modes which is refrigeration cycle, pre-cooling cycle and recovery cycle. The pre-cooling system applied an adsorption tank to make driving force of the refrigerant in the system during start up process which state the compressor does not working. The adsorption tank, filled with silica-gel, was located between evaporator and compressor. During the instantaneous process, the refrigerant in the high pressure side flows through the expansion valve and make cooling effect at the evaporator and adsorbed to the silica-gel in the adsorption tank. At that time, the pressure in the adsorption tank is increased slowly and reached the equilibrium pressure between low side and high side pressure in the refrigeration cycle. In the recovery cycle, hot water, extracted from radiator of the vehicle, supplied to the silica-gel tank and take out the refrigerant in the adsorption tank. The water is 70°C and pump-down technique was applied to increase desorption rate.

Type 1 of pre-cooling system has a receiver tank which is located outlet of condenser. Main purpose of receiver tank is store of refrigerants. So Refrigerants, stored in receiver tank, are used to pre-cooling system. During the pre-cooling cycle, outdoor temperature is 35°C, indoor temperature is 40°C and air flow is 8cm<sup>3</sup> /min. As a result of experimental, refrigerant in the receiver tank were not flowed.

At the type 2 of instantaneous system, Receiver tank was removed because refrigerant, stored in the receiver tank, are not flowed according to pressure difference. During the refrigeration cycle outdoor conditions are 27°C and air flow 48cm<sup>3</sup> /min, indoor temperature is 35°C and air flow is 8cm<sup>3</sup> /min. At the pre-cooling cycle, outdoor temperature is 35°C, indoor temperature is 40°C and

air flow is  $8\text{cm}^3/\text{min}$ . At first, experimental which is making a driving force was conducted. As a result silica-gel in the adsorption tank made a driving force. According to driving force, refrigerant was flowed in the pre-cooling system. During the pre-cooling cycle, pressure and temperature in the adsorption tank was increased because of adsorption of refrigerant. Commonly, the adsorption process cause exothermic reaction.

To recovery of silica-gel, radiator simulator supplies adsorption tank with hot water of  $75^\circ\text{C}$  and temperature of adsorption tank was increased to  $65^\circ\text{C}$ . After then, pump down was conducted to collect of refrigerant which is desorption in the adsorption tank. To adsorption chiller supplies adsorption tank with cooling water of  $4^\circ\text{C}$  and temperature of adsorption tank was decreased to  $13^\circ\text{C}$ . Because adsorption rate of low temperature is higher than high temperature. As a results, desorption process needs to hot water which is  $75^\circ\text{C}$  and adsorption process needs to cooling water.

This system has a serious problem that pump oil was flowed in adsorption tank and didn't return to system. So pressure of compressor is increased to  $73\text{kg}/\text{cm}^2$ . At the moment the compressor was broken. Conclusively system must be revision to protect the compressor.

At the type 3 of pre-cooling system has resolved the problems which are find out at the advanced research. Because compressor doesn't working at the pre-cooling cycle, consumption of blower fan of evaporator was used to calculation of COP. An experimental was conducted to find a pre-cooling system with variation of temperature of adsorption tank. as a results, COP was 4.1 at the  $13^\circ\text{C}$  and was 2.8 at the  $23^\circ\text{C}$ . COP of low temperature is more higher than high temperature. After experimental was conducted to find a pre-cooling cycle with a variation of pressure of evaporator. as a results, time of pre-cooling cycle was 13minutes, cooling capacity was 1.6kw and COP was 2.42 at the low pressure of evaporator. On the contrary to this,

time of pre-cooling cycle was 7minutes, cooling capacity was 2.5kW and COP was 3.84. On the analyzed results, this state match up with general adsorption characteristics that adsorption rate is increased at the high pressure and low temperature.

# I. 서론

## 1.1 연구의 배경

자동차 문화는 우리의 생활수준의 향상과 더불어 우리생활과 매우 밀접한 관계를 유지하고 있으며, 현대인들은 일상생활 중 자동차에서 보내는 시간이 점점 더 길어지고 있다. 이러한 생활 속에서 운전자와 승객들은 편리함을 더해 주는 단순한 교통수단의 범위에서 벗어나 우리의 주거 문화와 함께 편안함을 느낄 수 있는 자동차 실내 환경을 개선하는 일이 더욱 필요하다고 생각하며, 이 필요성은 점점 증대되고 있다[1,2].

M. Catherine et. al.[3]의 연구에 따르면 여름철 자동차 외부의 온도가 30℃ 이상이 되면 내부 온도는 약 70도까지 상승한다. 또한 주차할 때 창문의 개폐여부에 따른 자동차의 실내온도상승의 차이는 5분당 0.15℃로써 자동차의 내부 온도 상승에 큰 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다.

여름철 자동차의 실내온도는 외부에서 들어오는 태양열에 의하여 실내온도가 상승하고, 불쾌감을 없애기 위해 에어컨을 사용하게 된다[4]. 이에 따라 냉방수요가 급격히 증대되고 있으며, 이에 따라 에너지 소비도 대폭 증가하고 있다. 특히 대부분의 에너지를 수입에 의존하고 있는 우리나라에서는 에너지의 효율적 활용에 대한 연구가 더욱 시급하다고 할 수 있다. 산업현장에서 발생하는 산업폐열에 대한 조사에 따르면 산업폐열의 형태는 중저온수, 포화수증기 등으로 다양하고 국내 폐열원의 종류 및 온도범위를 살펴보면 온도별로는 70-90℃의 폐열이 가장 많지만 대부분 폐기하고 있는 실정이다[5].

이들 열에너지를 유효하게 이용하는 것을 목적으로 흡착식 냉동기가 주목을 받고 있다. 흡착식 시스템은 각 공정에서 버려지는 폐열을 구동원으로 사용할 있어 에너지를 유효하게 재활용할 수가 있으며, 냉매로서 물을 사용함으로써 오존층 파괴와 관계없는 친환경적인 시스템이다. 상용화되고 있는 흡착식 냉동기에는 흡착제로 실리카겔 혹은 제올라이트, 냉매에는 물이 일반적으로 사용된다[6].

## 1.2 연구동향 및 목적

흡착식 냉동기는 조용하고 지속성이 좋으며, 경제적 측면 및 환경 친화적인 이유로 흡착식 냉동 기술 개발에 대한 관심이 커지고 있다[7]. 흡착식 냉동기에 있어서 흡착제-냉매 쌍은 심장과도 같으며 중요한 구성요소이다. 효과적인 흡착제-냉매 쌍을 개발한다면 흡착식 냉동기의 냉방능력을 향상 시킬 수 있을 것이다. 또한 흡착식은 낮은 온도의 폐열을 이용하거나 재생에너지를 이용하여 계속하여 운전 할 수 있기 때문에 어떠한 합성 유효율도 필요로 하지 않는다[8].

흡착식은 열교환기와 흡착제의 흡탈착 성능이 냉동능력을 지배하는 중요한 구성요소이다. 흡착탑 내부에서는 흡착제와 냉매 사이의 발열과 흡열을 동반하는 가역적인 흡착 탈착 반응이 상호적으로 행해지며 열교환기 면을 거쳐서 열교환이 이루어진다. 열 교환량은 흡착 및 탈착의 반응속도에 강하게 의존하며, 흡착시의 발열 반응을 Fig. 1에 나타내었다. 발열을 동반한 흡착반응의 촉진을 위해서는 발열열을 충전층에서 빠르게 제거해야하며 탈착 반응시에는 빠른 열의 공급이 요구된다[9].

Askalany et al.은 흡착식 냉방 시스템에서 흡착제-냉매 쌍에 대한 연구를 진행하였으며 이를 Fig. 2에 나타내었다. 흡착제를 활성탄으로 하고, 냉매를 암모니아, 메탄올, 에탄올, 수소, 질소 및 디에틸을 사용하였다. 또한 Maxsorb III를 흡착제로하고 냉매로 R-134a, R-507A 및 부탄을 사용하였다. Maxsorb III와 R-134a쌍의 흡착량은 30℃ 및 8 bar에서 2g(refrigerant)/g(adsorbent)으로 나타났다. 추가적으로 활성탄과 R-134a 쌍의 흡착 및 탈착에 관한 실험을 진행하였다. 그 결과 흡착제의 온도가 상승하면 흡착량은 감소하는 것을 보였고, 450초 동안 60℃에서 최대 흡착량은 0.53kg/kg까지 감소하는 것을 나타내었다. 최대 흡착량은 1000초 동안 25℃에서 1.68kg/kg으로 나타났다[10,11].

S. H. Kang et al.[12]는 제올라이트계 MS-5A, MS-13X, 활성탄 K-AC, S-AC 및 silica-gel 등 다섯 종류의 흡착제에 대한 R-12 냉매의 흡착등온선을 BET 흡착장치와 가압흡착장치에서 측정하였으며, 그 결과를 Fig. 3에 나타내었다. 제올라이트계의 흡착량은 흡착압력이 증가할수록, 흡착온도가 감소할수록 증가하는 일반적인 흡착특성을 따른다 하지만 같은 제올라이트계인 MS-5A는



MS-13X에 비하여 흡착량이 현저히 적게 나타난다. 이는 R-12의 분자크기가 4.4Å로, MS-5A의 세공크기인 5Å와 비슷하기 때문이다. 흡착제로 활성탄을 이용하였을 경우 제올라이트나 silica-gel에 비하여 흡착 성능이 훨씬 우수함을 알 수 있고, 경제적인 측면으로도 적절하다고 판단하였다.

H. C. Kim et al.[13]은 한국에서 기온상승 현상이 있었는지에 대해 알아보고자 2000년대와 1960년대의 월 평균 기온, 일 최고 기온 및 일 최저 기온의 장기시계열자료를 바탕으로 다양한 통계분석을 수행하였다. 통계분석결과 최근 기온은 공업도시인 울산, 거대도시인 서울 및 중소도시인 강릉 순으로 온도가 상승하였고, 이를 바탕으로 기온상승은 도시화와 관계가 있음을 나타냈다. 또한 봄과 가을의 기간이 단축되고, 여름 기간이 늘어나고 있음을 보였다.

여름철 태양아래 주차된 차량 내부의 온도는 태양복사 에너지에 의한 온실효과로 급격하게 상승한다. 스티어링 휠, 시트 및 대시 보드 등의 온도 또한 실외 온도보다 두 배 이상 높게 상승한다[14].

최근 실수 또는 의도적으로 주차된 차량에 아기 혹은 애완동물을 방치하여 사망에 이르는 사건사고가 많아짐에 따라 언론의 주목을 끌고 있다. 이러한 문제들로 사람들이 자동차에 열 차단 필름을 붙이거나, 차량 색깔이 검은색이 아닌 다른 색상을 선택하고 있다. RACQ의 자동차 기술부서는 최근 주차된 차량의 실내 온도에 대한 많은 문의를 받고 있으며, 궁금증을 해결하고자 여름철 차량의 실내 온도, 차량 색깔에 따른 온도 및 열 차단 필름의 유무에 따른 온도를 연구 하였다. 실험결과를 Fig. 4에 나타내었으며, 실외 온도가 32.5°C일 때 차량 내부의 온도는 75.1°C까지 상승하였고 스티어링 휠은 82.6°C까지 상승하였다. 차량 색깔에 따른 실내 온도실험에서는 검은색 차량은 60.4°C로 나타났고, 검은색이 아닌 차량은 57.3°C로 나타났다. 두 차량의 온도차는 3.1°C에 불과하여 차량색상은 실내 온도에 큰 영향을 미치지 않는다는 것을 나타냈다. 또한 열 차단 필름 부착에 따른 실험에서는 자동차 실내온도가 급격히 상승하는 것을 방지한다는 것을 나타내었다[15].

따라서 자동차 실내의 열적 쾌적성에 대해 소비자 및 생산자들의 관심이 증대되고 있다. 열적 쾌적성이란 간단히 말해서 열적 환경에서 만족감을 표현하는 마음의 상태를 의미한다. 열적 쾌적성에 큰 영향을 미치는 것은 태양 복사열로써,

차량의 cool-down 또는 warm-up 과정에서 열손실이 발생한다. 차량의 구매자인 소비자의 측면에서는 요즘 well-being화 추세에 발맞추어 차량의 온도 조절 능력뿐만 아니라 차량의 공기의 질에 대해서도 품질을 요구하고 있다. 생산자인 자동차 회사에서는 이런 소비자의 요구에 부응하기 위해 기존의 HVAC(Heating, Ventilation, Air-Conditioning)의 성능향상에 주력하고 있다[16].

여름철 자동차에 탑승하면 높은 실내온도로 인하여 불쾌감을 느껴 열적 쾌적성을 만족하지 못한다. IT 업계의 성장으로 스마트폰을 이용하여 자동차의 시동을 걸고, 에어컨을 미리 가동하여 실내 온도를 낮추고 있는 기술이 개발되어 사용되고 있다.

본 연구에서는 여름철 자동차에 탑승하기 전 실내를 냉방하는 자동차용 예냉 시스템의 구현방안에 관한 연구를 진행하였다. 연구를 위해 기존 자동차의 HVAC 시스템에 흡착 탱크를 추가하였다. 흡착 탱크는 압축기를 작동시키지 않고 냉매의 드라이빙 포스를 형성하기 위함이고, 증발기와 압축기 사이에 설치하였다. 흡착제는 silica-gel, 냉매는 R-134a를 사용하였다. 에어컨 작동이 정지되면 응축기 출구와 압축기 흡입부에 설치된 솔레노이드 밸브는 닫히고 고압을 형성한다. 순간 냉방은 리모트 컨트롤러를 이용하여 신호를 주면 응축기 출구와 흡착 탱크 입구의 밸브가 열리면서 압력차로 인해 압축기의 작동 없이 순간 냉방이 이루어진다. 예냉과정에서 고압측의 냉매가 팽창밸브를 지나면서 증발기에서 냉방효과를 만들고 흡착 탱크의 실리카겔에 흡착된다. 동시에 흡착 탱크의 압력은 서서히 증가하여 고압측과의 압력평형을 이루게 되며 순간 냉방은 끝나게 된다. 탈착과정에서 자동차의 라디에이터로부터 흡착 탱크에 온수를 공급하고, 냉매를 탈착시켰다. 온수의 온도는 75℃ 이며, 펌프다운 기술을 적용하여 탈착률을 증가시켰다.

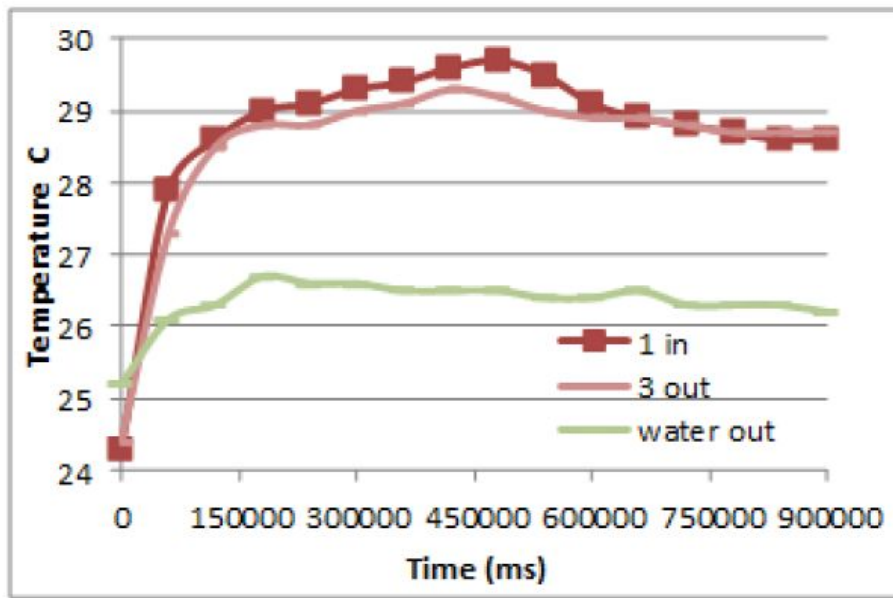


Fig. 1 exothermic reaction of adsorption

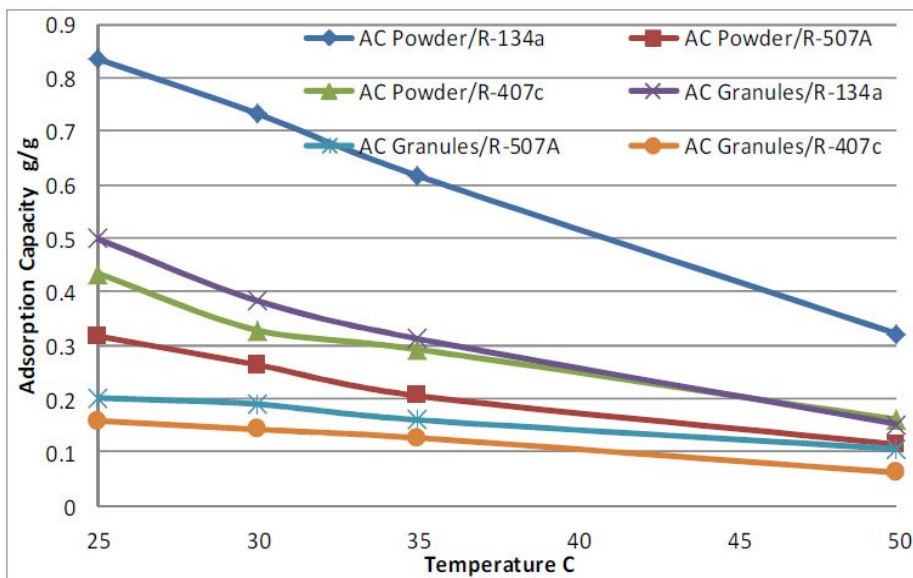


Fig. 2 Adsorption capacity of the whole six adsorption pairs with respect to the adsorption temperature

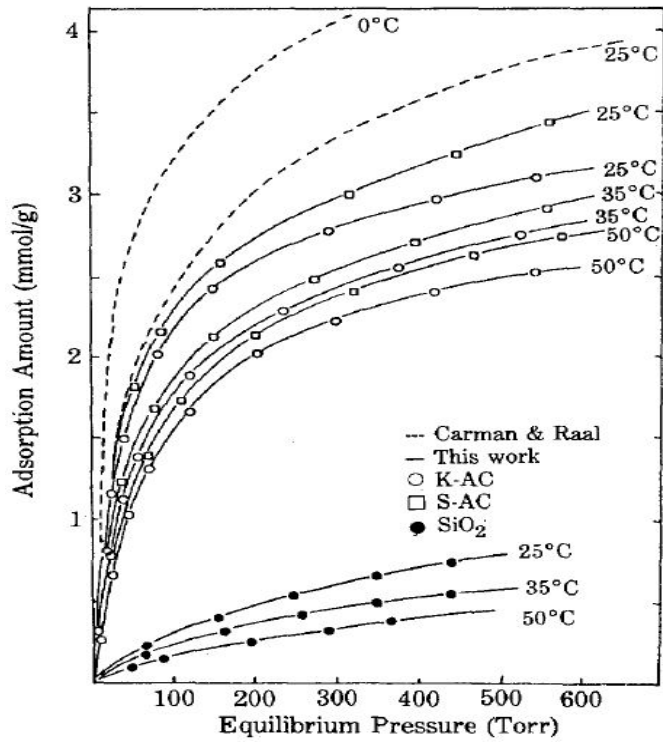


Fig. 3 Adsorption amount of the whole five adsorption pairs with respect to the pressure and temperature

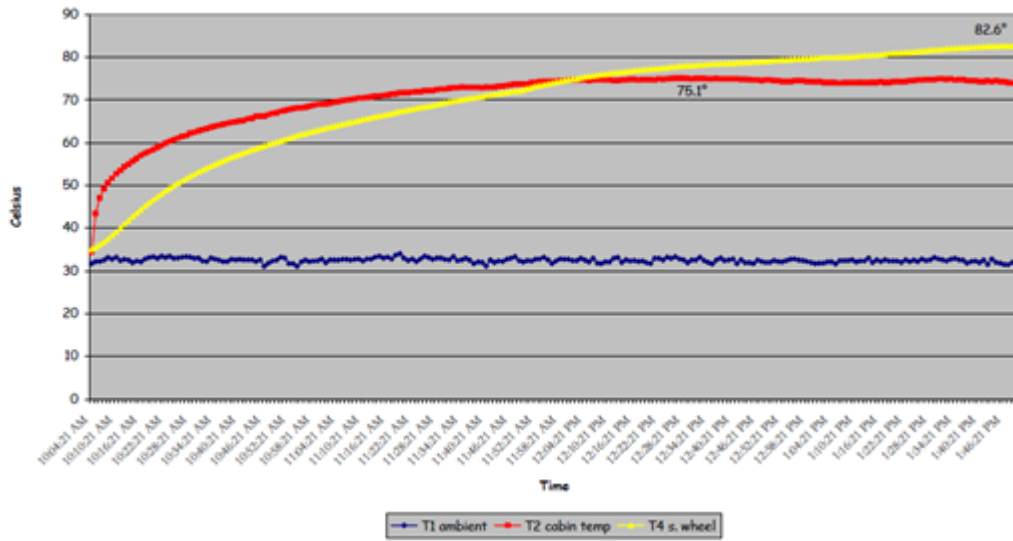


Fig. 4 Temperature of car indoor and steering wheel when outdoor temperature is 32.5°C

## II. 실험장치 및 실험방법

### 2.1 환경제어 설비

예냉시스템의 성능평가를 위하여 차량 실내·외 환경조건을 모사 할 수 있는 환경챔버(Psychrometric chamber) 2개를 제작하였다. Fig. 6-7은 실험의 실내·외 조건을 유지하기 위한 챔버이며, Fig. 8-9와 같이 차량내부의 조건을 유지하기 위한 챔버에는 Cord Tester와 Air Sampler를 설치하였다. 환경챔버는 열손실을 최소화 할 수 있도록 두께 150mm의 특수 단열재를 사용하였고 실제 크기는 약 27m<sup>3</sup>이다.

환경모사실험을 실시하기 위하여 환경챔버 내의 온도는 약 12kW급의 PTC(Positive Temperature Coefficient) 전기히터를 SCR(Silicon Controlled Rectifier)을 이용하여 원하는 온도로 자동적으로 조절할 수 있도록 하였다.

KS C 9306의 풍량 측정방법에 따라 실내측 챔버의 Cord tester 내에는 3개의 노즐(40mm\*2, 50mm\*1)이 설치되어있고, 실외측 챔버에는 2개의 노즐(150mm\*2)이 설치되어 있다. 열교환기의 공기유량은 인버터를 이용하여 블로워 모터의 회전속도를 조절하였고, 노즐 전·후단의 압력차를 측정하여 식(1)을 이용하여 풍량을 계산하였다.

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

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( $m^3/s$ )

$C_d$  : 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( $m^2$ )

$\Delta h_p$  : 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( $m$ )

$\nu$  : 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

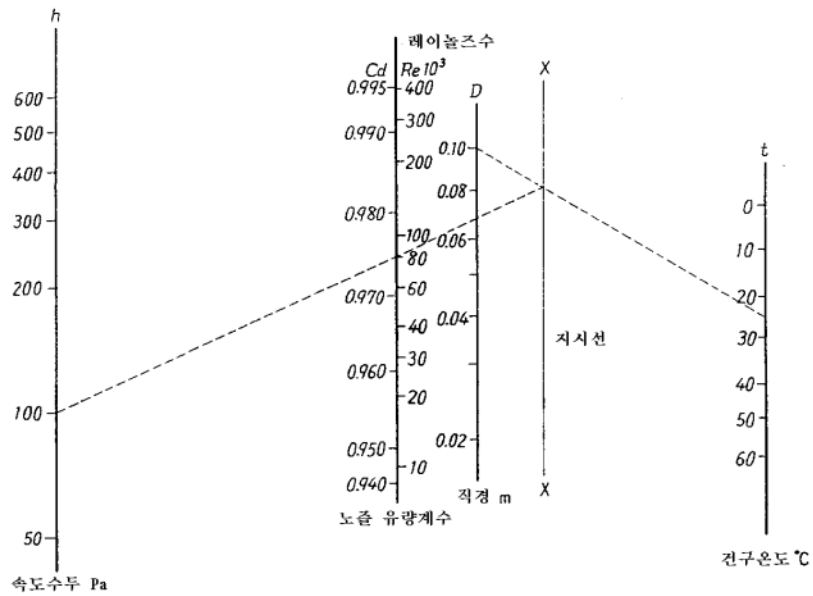


Fig. 5 Calculated chart to obtain the flow coefficient of the nozzle

Fig. 10의 Air sampler를 이용하여 챔버의 내부 온도 및 습도 측정이 가능하다. 실외의 온도 하강을 위해 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. 6 Environmental chambers



Fig. 7 Outdoor environmental chamber



Fig. 8 Indoor environmental chamber and code tester



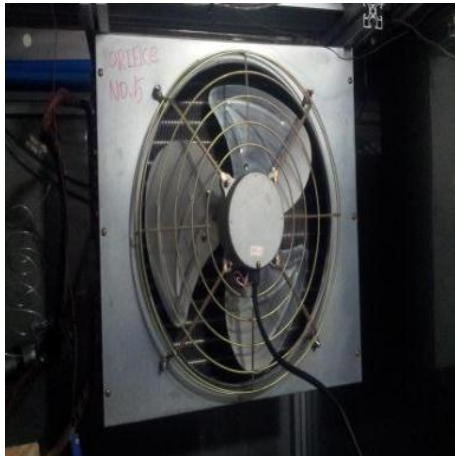
Fig. 9 Air sampler to measure the air quality



(a) 5HP class chiller



(b) 3HP class condensing unit



(c) 3HP class fan coil unit



(d) 12kW class PTC heater

Fig. 10 Apparatus for maintaining the environment within the chamber

## 2.2 예냉시스템 실험장치

본 연구에서 사용된 압축기는 기존의 SONATA 차량에 사용되는 압축기로서, 18.5kW급의 구동모터를 인버터로 제어하여 압축기 회전속도를 변화시켰다. 압축기의 소비동력을 측정하기 위하여 압축기와 모터사이엔 토크 미터를 설치하여 압축기 축에 전달되는 동력을 직접 측정하였다. 또한 압축기의 크랭크 축의 회전수를 측정하기 위해 토크 미터의 후단에 회전속도계(Tachometer)를 부착하였다.

모터의 구동은 인버터에 의해 구동되기 때문에 임의의 회전수로 변경할 수 있으며, 클러치를 이용하여 단속운전도 실시할 수 있다. 이때 압축기 풀리와 모터 풀리의 직경은 1:1로 설계하였고, 설치된 RPM센서를 이용하여 정확한 회전수 제어를 하였다. 또한 벨트풀립 방지를 위하여 가이드 풀리(Guide pulley)와 텐서너(Tensioner)는 자체 제작하여 설치하였고, 설치사진을 Fig. 11에 나타내었다.

실험장치는 회전수 제어가 가능한 SONATA용 압축기(Compressor), 시스템의 운전모드 변경을 위한 솔레노이드밸브(Solenoid Valve), 실내 및 실외열교환기(Heat Exchanger), 전자팽창밸브(Electronic Expansion Valve), 흡착탱크(Adsorption Tank), 자동차 라디에이터 모사장치(Radiator Simulator), 칠러(Chiller)로 구성되어 있으며 실내·외 열교환기 및 흡착탱크의 설치사진을 Fig. 12-17에 나타내었다.

흡착탱크에는 실리카겔(Silica-gel)과 열교환기가 들어있다. 흡착탱크는 실리카겔을 이용하여 응축기의 고압과 증발기의 저압간의 압력차이로 드라이빙포스를 만들어 자동차 내부를 냉방하기 위한 핵심적인 장치이다. 일반적인 흡착 특성은 압력이 높고 온도가 낮을수록 흡착량이 많으며, 흡착할 때의 발열반응으로 인해 흡착탱크 내부의 온도는 상승한다. 탈착할 경우 온수의 온도가 높을수록 탈착시간이 빨라지며, 흡열반응으로 온수의 온도가 감소하다가 탈착이 끝난 후 온수의 온도는 다시 상승한다.

냉매의 탈착을 위한 온수는 가로x세로x높이가 1x1x1m의 크기의 라디에이터 모사장치를 이용하여 공급하였으며, 최대 1ton의 물 온도를 일정하게 유지할 수 있도록 15kW(5kW\*3) 전기히터봉을 설치하고, SCR을 통해 자동제어 하였다. 반

대로 냉매의 흡착을 위하여 5HP급 칠러(Chiller)를 제작하여 냉매와 비슷한 온도의 냉수를 흡착 탱크에 제공하여 냉매가 흐르는 것과 비슷하게 하였다. 냉수로 인하여 흡착탱크의 온도는 낮아지며, 그에 따라 흡착률이 상승한다.

솔레노이드 밸브는 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 일반 냉동사이클, 재생사이클 및 예냉사이클 등 시스템의 운전모드에 따라 냉매가 흐르는 방향을 바꾸기 위하여 각각의 솔레노이드 밸브마다 스위치를 만들어 조작하였다.

시스템 제작 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 바늘구멍 정도의 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.

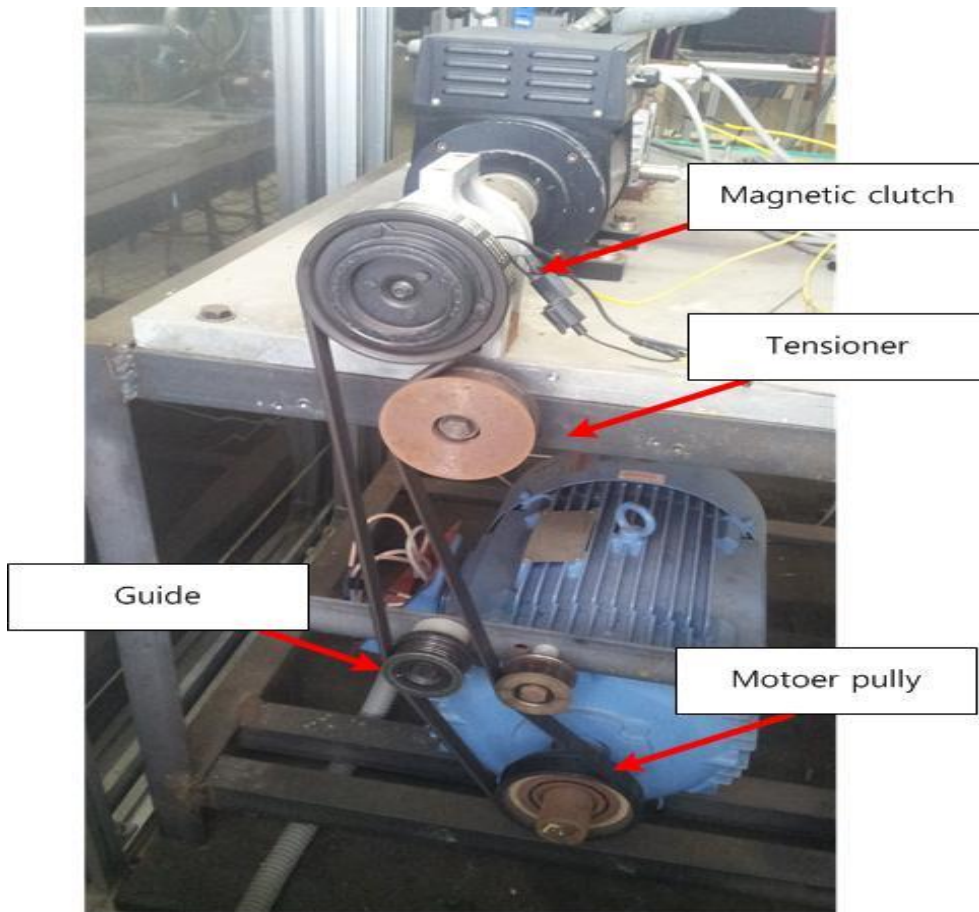


Fig. 11 Power transmit mechanism from driving motor to the clutch



Fig. 12 Evaporator of heat pump system



Fig. 13 Condenser of heat pump system

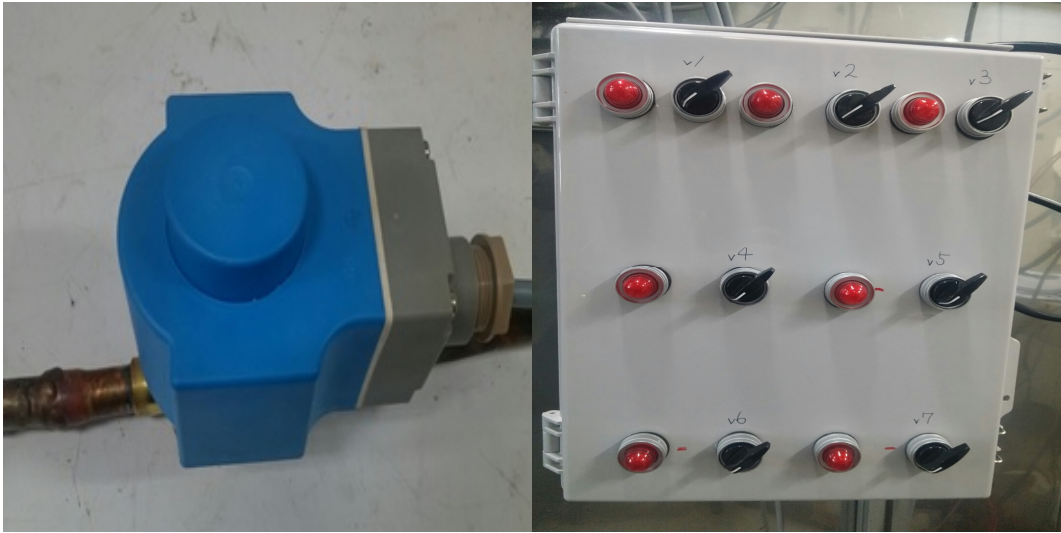


Fig. 14 Solenoid valve and controller

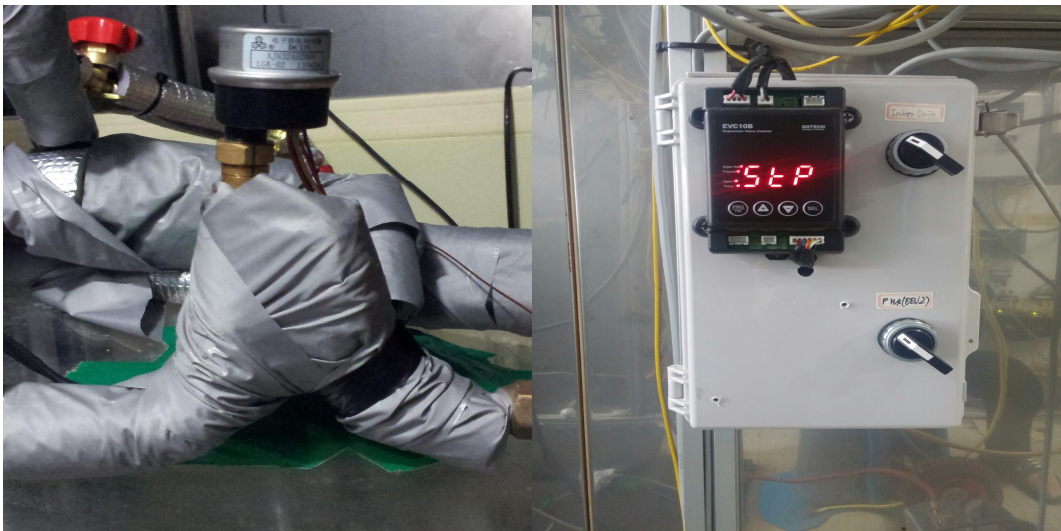


Fig. 15 3RT EEV(Electronic Expansion Valve) and controller





Fig. 16 Adsorption tank and silica-gel

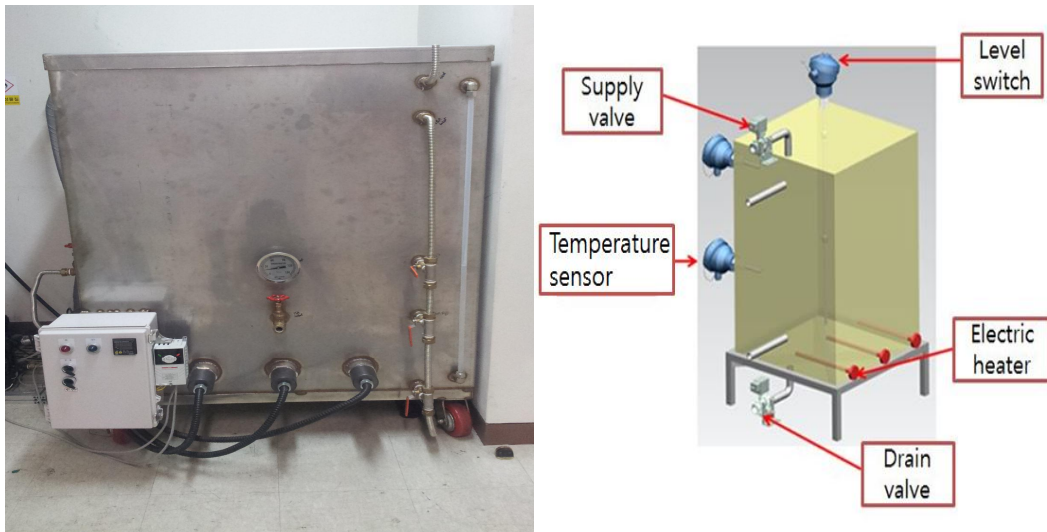


Fig. 17 Radiator simulator

## 2.3 실험조건 및 실험방법

예냉시스템은 3가지 운전모드가 있으며 기본 냉방사이클, 재생사이클 및 예냉 사이클 순서로 작동된다. 모든 솔레노이드밸브의 스위치를 각각 제작하여 개폐상태를 개별적으로 조작함으로써 운전모드를 변경할 수 있도록 하였다. 각 운전 모드별 실험조건과 냉매 흐름도를 Table 2와 Fig. 18에 정리하였다.

기본 냉방사이클은 실내온도 40℃, 실내풍량 8m<sup>3</sup>/min, 실외온도 35℃, 실외풍량 48m<sup>3</sup>/min 및 압축기 회전수 900RPM으로 실험을 진행하였다. 아이들링 상태인 900RPM으로 실험을 진행한 이유는 실제 자동차가 주차할 때의 상태를 구현하기 위함이다. 예냉사이클과 같은 조건에서 냉방열량을 계산하기 위하여 실내·외 온도를 높게 설정하였다. 기본 냉방사이클 배관에 있는 2번, 5번, 7번 솔레노이드 밸브를 열고 4번, 6번 솔레노이드 밸브를 닫은 상태에서 실험을 진행하였다.

재생사이클은 실리카겔의 재생을 위한 사이클이다. 실리카겔의 재생을 위하여 라디에이터 모사장치로부터 약 20분 동안 75℃의 온수를 흡착 탱크 내부로 흘러 보내 냉매를 탈착시켰다. 6번, 7번 솔레노이드 밸브를 열고 펌프다운을 통하여 탈착된 냉매를 회수하였다. 펌프다운을 통하여 냉매 회수 뿐 만 아니라 흡착 탱크 내부의 압력을 낮춤으로써 다음 예냉사이클을 위하여 압력차를 주는 것이다. 펌프다운 후 다시 기본 냉방사이클을 운전하여 시스템 내부에 냉매가 흐르도록 하였으며, 칠러로부터 약 20분 동안 4℃의 냉각수를 흡착 탱크에 공급하여 흡착 탱크 내부의 온도를 낮춰 흡착이 잘 이루어지도록 하였다.

예냉사이클을 위해 실리카겔이 들어있는 흡착 탱크를 설치하였다. 실리카겔에 의하여 드라이빙 포스가 형성되고, 고압측인 응축기와 저압측인 증발기의 압력차에 의해 냉매가 흐름으로써 냉방효과를 생성한다. 응축기 출구에 있는 2번 밸브와 흡착탱크 입구에 있는 4번 밸브가 열림으로써 순간 냉방이 이루어진다. 고압측의 냉매가 팽창밸브를 지나면서 증발기에서 냉방효과를 만들고 흡착 탱크 내부에 있는 실리카겔에 냉매가 흡착된다. 냉매가 흡착할 때의 발열 반응으로 흡착 탱크의 온도와 압력은 서서히 증가한다. 동시에 고압측인 응축기의 압력은 서서히 감소하며, 저압측인 증발기의 압력은 서서히 증 압력평형이 이루어지면 냉매가 흐르지 않아 순간 냉방이 끝나게 된다.

Table 2 Test condition without surplus refrigerant storage tank

1) Refrigeration cycle

Indoor chamber	Dry bulb temperature(°C)	40
	Air flow rate(m <sup>3</sup> /min)	8
Outdoor chamber	Dry bulb temperature(°C)	35
	Air flow rate(m <sup>3</sup> /min)	48
Compressor speed(rpm)		900
Solenoid valve open		2,5,7
Solenoid valve close		4,6

2) pre-cooling cycle

Indoor chamber	Dry bulb temperature(°C)	40
	Air flow rate(m <sup>3</sup> /min)	8
Outdoor chamber	Dry bulb temperature(°C)	35
	Air flow rate(m <sup>3</sup> /min)	0
Solenoid valve open		2,4
Solenoid valve close		5,6,7

3) Recovery cycle

Indoor chamber	Air flow rate(m <sup>3</sup> /min)	8
Outdoor chamber	Air flow rate(m <sup>3</sup> /min)	48
Compressor speed(rpm)		900
Solenoid valve open		6,7
Solenoid valve close		2,4,5
Hot water temperature(°C)		75
Cooling water temperature(°C)		4

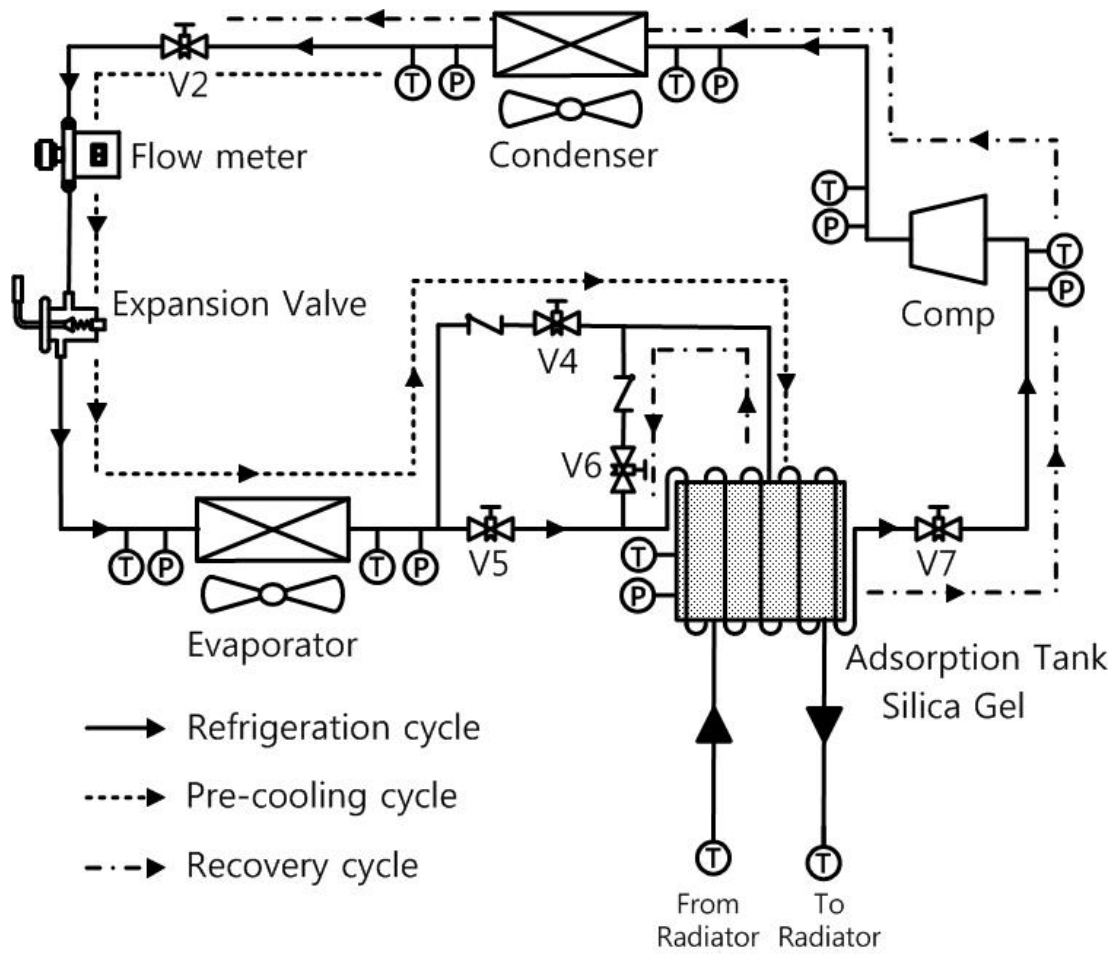


Fig. 18 Schematics of pre-cooling system

## 2.4 계측장치

예냉시스템의 온도와 압력을 측정하기 위하여 온도센서와 압력센서를 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기, 흡착탱크 등 각 요소의 입·출구 배관내에 삽입하였다. 열전대는 T-type의 열전대를 사용하였으며,  $-200^{\circ}\text{C}$ ~ $375^{\circ}\text{C}$ 까지 측정이 가능하다. 압력센서는 0-1000psig까지 측정이 가능하며 오차범위는  $\pm 0.13\%$  FS이다.

응축기 출구에 냉매 질량유량계를 설치하여 시스템 내에 순환하는 냉매유량을 측정하였고, 사이트글라스(Sight glass)를 설치하여 냉매의 흐름을 확인할 수 있도록 하였다. 냉매 질량유량계는 측정유량이 18.44kg/min, 오차범위는 0.2%이다.

라디에이터 모사장치에서 생성된 온수를 흡착탱크에 공급하기 위하여 펌프를 설치하고 유량범위가 3-20LPM까지 측정이 가능한 유량계를 통해 흡착탱크로 순환되는 물의 유량을 파악하였다.

풍량측정은 KS규격에 따라 제작된 덕트 내의 노즐을 이용하여 노즐의 전단 및 후단의 압력차를 전자식 차압계를 이용하여 측정하였다.

Fig. 19에는 소비동력 측정을 위한 토오크 미터(Torque meter)와 rpm 센서의 설치 모습이다. 토크는  $50\text{N}\cdot\text{m}$ 까지 측정 가능하고 회전수는 6000rpm까지 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 회전속도를 이용하여 계산하였다.

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 3에 정리하였다.

Table 3 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
Refrigerant mass flow rate (Micro motion F-series)	Standard uncertainty	±0.044%
	Fluid	Water(H <sub>2</sub> O)
	Nominal flow rate	50kg/min
	Meter Total	7.9kg
	Error	±0.01%
Torque	Accuracy	±0.02%
	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

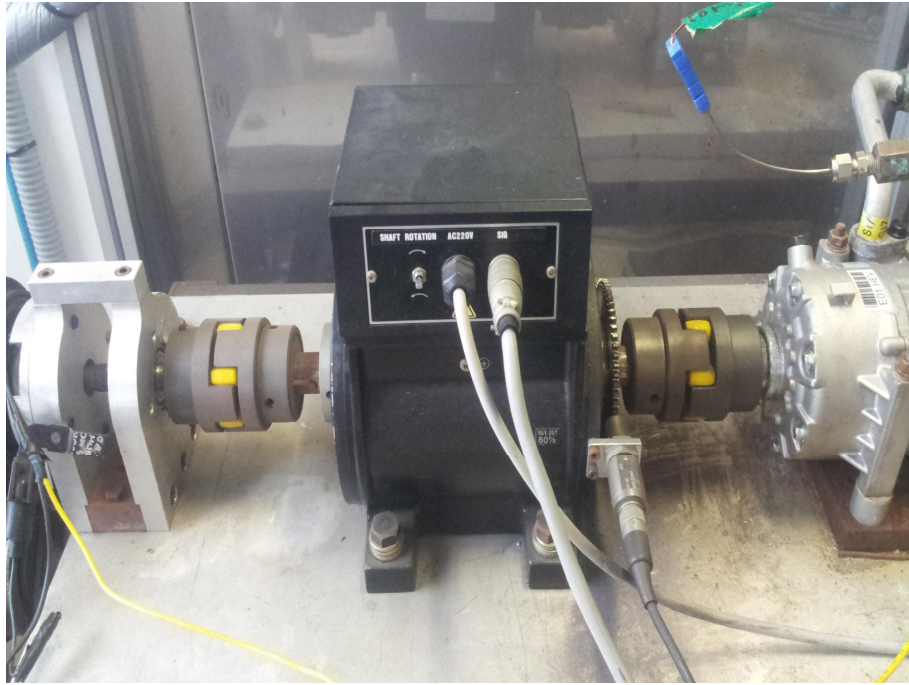


Fig. 19 Sensor for measuring the rpm and torque meter

### 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( $Q_2$ )으로부터 열을 흡수하여 고열원( $Q_1$ )으로 방출하므로 열기관과 다르게 그 양부를 판단한다. 하지만 냉동기는 열을 흡수함으로써 저열원의 온도를 내리게 하고, 히트펌프는 고열원으로 열을 공급함으로써 온도를 높이는 장치의 성향을 띄고 있다. 식(5)는 기존의 냉방사이클의 성능계수이며  $COP_c$ 로 나타내었고, COP 는 예냉사이클의 성능계수로서 식(6)에 나타내었다. 예냉사이클에서는 압축기의 소비동력이 요구되지 않기 때문에 웬 소비동력을 이용하여 COP를 계산하였다. 웬 풍량은 인버터로 제어하였기 때문에 3상 소비동력 산출 공식인 식(7)을 이용하여 구하였다.

$$\text{냉동기의 성능계수}(COP_c) = \frac{\text{냉방열량}(W)}{\text{소비동력}(W)} \dots\dots\dots (5)$$

$$\text{순간냉방 성능계수}(COP) = \frac{\text{냉방열량}(W)}{\text{웬소비동력}(W)} \dots\dots\dots (6)$$

$$P = \sqrt{3} \times V \times I \times \cos\phi \dots\dots\dots (7)$$



## 3.2 시스템 구현 방안

### 3.2.1 기초 예냉시스템

본 연구에서는 예냉시스템의 구현방안을 모색하기 위하여 실험을 진행하였으며 Fig. 20에 기초 예냉시스템 개략도를 나타내었다. 2L 용량의 잉여 냉매 저장 장치인 수액기(Receiver Tank)를 응축기 출구에 설치한 목적은 예냉사이클에 필요한 냉매를 확보하고 예냉사이클의 시간을 늘리기 위함이다. 증발기와 압축기 사이에 있는 수액기와 액 분리기는 흡착탱크로의 냉매 유입이 이루어지지 않을 경우를 대비하여 또 다른 구현 방안을 모색하기 위하여 설치하였다.

운전 모드는 일반 냉방사이클과 예냉사이클 두 가지가 있다. 일반 냉방사이클의 실험조건은 실내온도 27℃, 실내풍량 8m<sup>3</sup>/min, 실외온도 35℃, 실외풍량 48℃/min 및 900RPM에서 진행하였다. 예냉사이클의 실험 조건은 실내온도 40℃, 실내풍량 8m<sup>3</sup>/min 및 실외온도 35℃에서 진행하였다. 예냉사이클은 자동차의 시동을 걸지 않고 작동하는 시스템이기 때문에 압축기가 정지상태이며, 실외풍량이 없는 상태이다. 운전모드별 실험 조건을 정리하여 Table 4 에 나타내었다.

예냉사이클은 작동원리는 고압측인 응축기와 저압측인 증발기의 압력차를 이용하여 수액기에 저장된 냉매가 증발기로 흘러 냉방효과를 생성하는 것이다. 예냉사이클이 작동할 때의 응축기와 증발기 압력변화를 Fig. 21에 나타내었다. 팽창밸브 및 증발기 온도 또한 계속해서 상승하기 때문에 냉방이 이루어지지 않음을 알 수 있고, 이를 Fig. 22에 나타내었다. 흡착탱크 내부의 압력은 진공상태 그대로 유지되었고, 실내온도가 40℃이기 때문에 흡착탱크 내부의 온도는 조금씩 상승하였고, 이를 Fig. 23에 나타내었다.

실험결과 수액기에 저장되어 있는 냉매는 응축기와 증발기간의 압력차에 의해서 냉매가 흐르지 않음을 알 수 있었고, 냉매가 흐르지 않음으로써 냉방 효과가 전혀 없다는 것을 알 수 있었다.

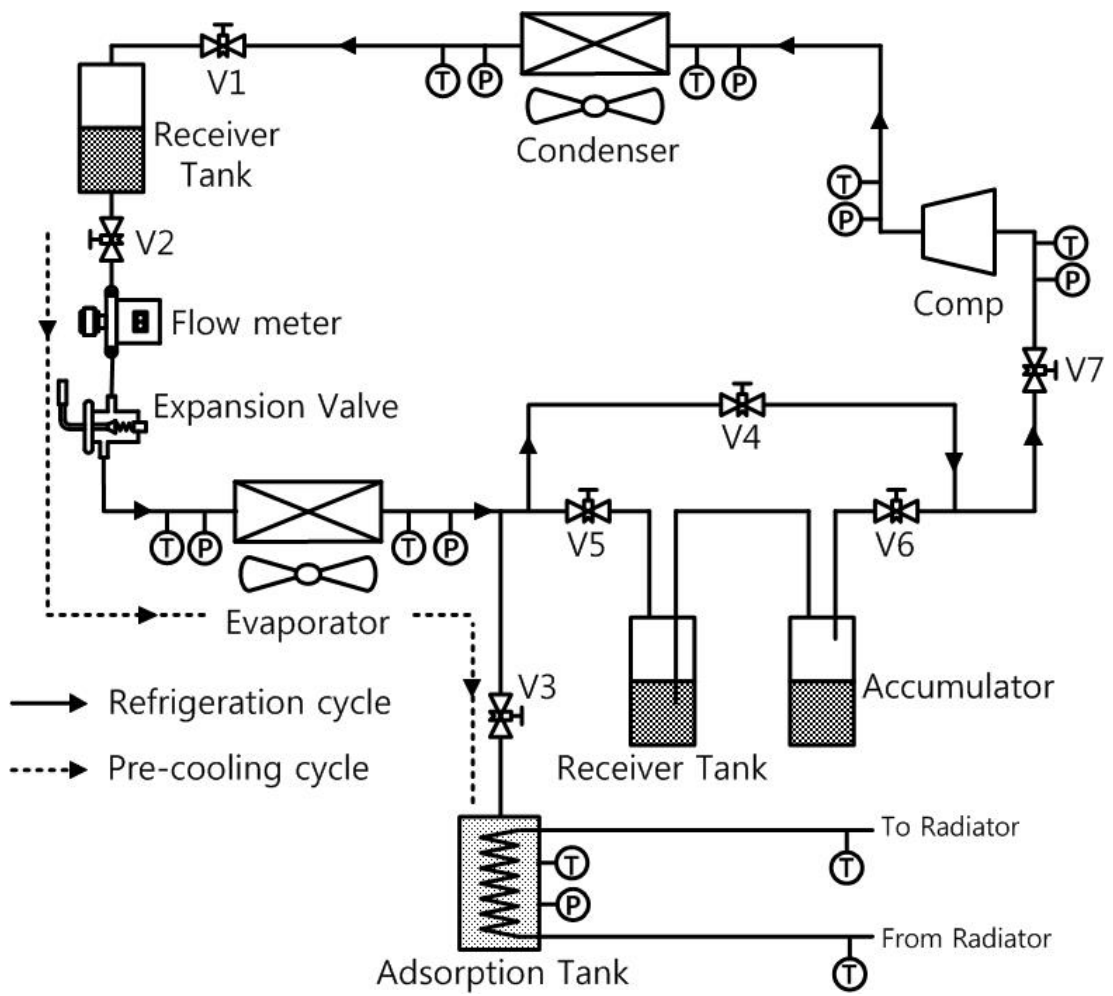


Fig 20 Schematics of basic pre-cooling system

Table 4 Test condition of pre-cooling system with surplus refrigerant storage tank

Refrigeration cycle	Indoor chamber	Dry bulb temperature(°C)	27
		Air flow rate(m <sup>3</sup> /min)	8
	Outdoor chamber	Dry bulb temperature(°C)	35
		Air flow rate(m <sup>3</sup> /min)	48
	Compressor speed(rpm)		900
	Solenoid valve open		1,2,4,7
	Solenoid valve close		3,5,6
Instantaneous cooling cycle	Indoor chamber	Dry bulb temperature(°C)	40
		Air flow rate(m <sup>3</sup> /min)	8
	Outdoor chamber	Dry bulb temperature(°C)	35
		Air flow rate(m <sup>3</sup> /min)	0
	Solenoid valve open		2,3
	Solenoid valve close		1,4,5,6,7

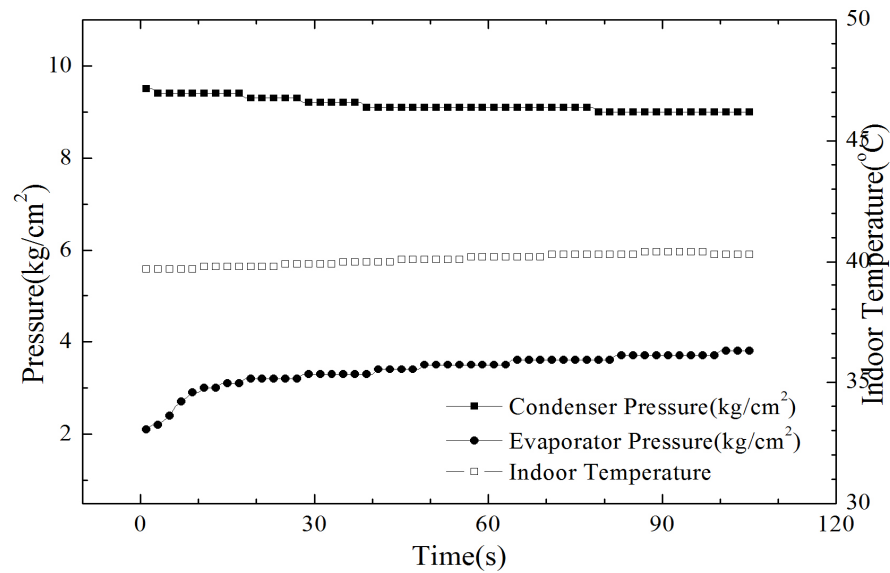


Fig. 21 Variation of pressure of condenser and evaporator during the pre-cooling cycle

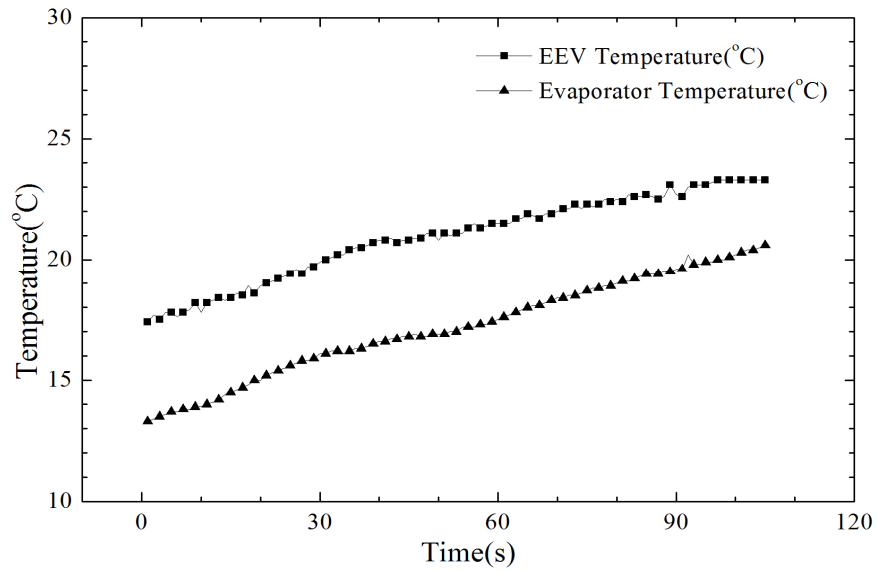


Fig. 22 Temperature of EEV and evaporator during the pre-cooling cycle

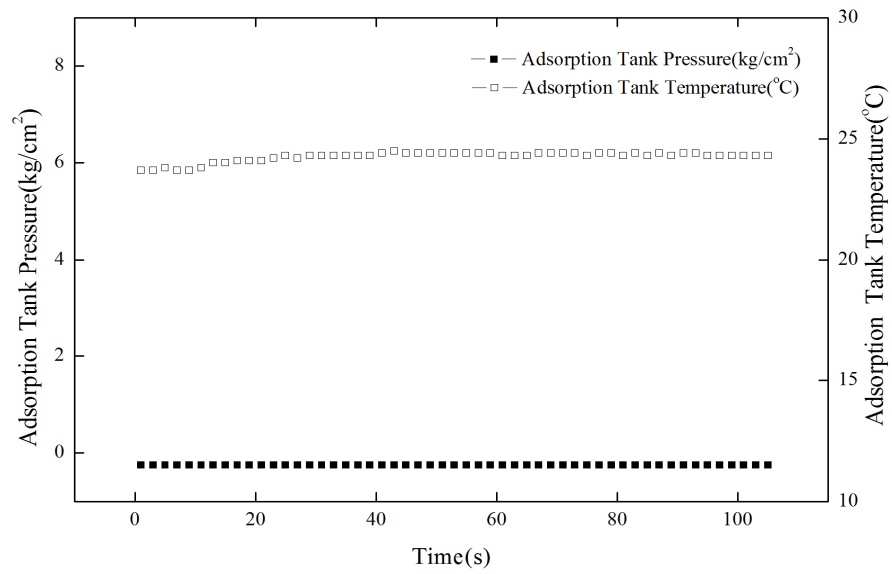


Fig. 23 Adsorption Tank Pressure and Temperature

### 3.2.2 예냉시스템

선행연구 결과 잉여 냉매 저장장치인 수액기에 있는 냉매는 응축기와 증발기의 압력차로 인하여 흐르지 않는 것을 확인하였다. 따라서 잉여 냉매 저장장치와 그 입구에 있는 솔레노이드 밸브를 제거하고 시스템을 재구성하여 예냉시스템을 구현할 수 있도록 실험을 진행하였다.

냉방사이클의 실험조건은 실내온도 27℃, 실내풍량 8m<sup>3</sup>/min, 실외온도 35℃, 실외풍량 48m<sup>3</sup>/min 및 900 RPM에서 진행하였다. 예냉사이클의 실험 조건은 실내온도 40℃, 실내풍량 8m<sup>3</sup>/min 및 실외온도 35℃에서 진행하였다. 재생사이클의 실험 조건은 온수 온도 75℃ 및 냉각수 온도 4℃이다. 수정된 시스템의 각 운전 모드별 냉매 흐름도를 Fig. 24에 나타내었고, 실험조건을 Table 5에 정리하였다.

실리카겔의 드라이빙 포스 형성 확인을 위하여 솔레노이드 밸브 개폐 상태에 따른 실험을 진행하였다. Fig. 25는 솔레노이드 밸브 개폐 상태에 따른 시스템 내부의 온도변화로써, 2번 솔레노이드 밸브와 4번 솔레노이드 밸브를 열었을 경우에는 증발기 온도가 1℃ 정도 낮아지나 냉방효과가 없다고 판단하였다. 응축기 출구에 있는 2번 솔레노이드 밸브 및 흡착 탱크 입구의 3번 솔레노이드 밸브를 열었을 경우에는 팽창밸브와 증발기 입구 온도가 약 5℃ 낮아졌다. 또한 흡착 탱크의 압력 및 온도가 급격히 상승한 후 서서히 증가하며 이를 Fig. 26에 나타내었다. 이는 흡착 탱크 입구의 밸브가 열림으로써 흡착 탱크 내부에 들어있는 실리카겔에 의해 드라이빙 포스가 형성되고 냉매가 흘러 실리카겔에 흡착되기 때문이다. 냉매가 흐름으로써 예냉시스템의 구현 가능성을 확인 한 후 시스템의 사이클 형성을 위하여 추가적으로 실험을 진행하였다.

실리카겔 재생 위해 자동차 라디에이터 모사장치를 이용하여 75℃의 온수를 흡착 탱크 내부에 공급하여 실리카겔에 흡착되어 있는 냉매를 탈착시키는 실험을 하였고 Fig. 27-29에 나타내었다. 펌프다운 기술을 통하여 탈착된 냉매를 흡착 탱크로부터 회수하였다. 온수 공급의 유무에 따라 냉매의 탈착량이 달라지며 기존의 흡착식 냉동기처럼 온수를 공급해주어야만 냉매의 탈착이 가능했다. 온수를 공급하며 냉매를 탈착시키고 펌프다운을 통하여 탈착된 냉매를 회수하였고, 약 17분이 지난 후에는 펌프다운을 하여도 흡착 탱크의 압력이 떨어지지 않음으로써 냉매가 빠져나간 것을 알 수 있다. 펌프다운을 통해 압력을 1kg/cm<sup>2</sup>이하로

낮춤으로써 다음 예냉사이클에 필요한 응축기와의 압력차를 확보하였다. 하지만 이 과정에서 흡착탱크 온도가 고온상태로 유지되는 문제점이 있었다.

흡착탱크 내부의 온도가 높으면 냉매의 흡착이 이루어지지 않기 때문에 5HP급 칠러를 이용하여 4℃의 냉각수를 공급할 수 있도록 시스템을 수정하였다. Fig. 30에 펌프다운 후 온수와 냉각수를 공급할 때 흡착탱크 내부의 온도 및 압력변화를 나타내었다. 온수를 공급하여 흡착탱크 내부의 온도를 65℃ 까지 올린 후 탈착된 냉매를 펌프 다운을 통하여 회수하였다. 펌프다운 직후 흡착탱크의 압력은 8.6kg/cm<sup>2</sup>에서 -0.1kg/cm<sup>2</sup> 까지 낮아졌다. 이는 흡착탱크 내부의 온도가 65℃로써 냉매가 탈착되었기 때문이다. 그 후 칠러를 이용하여 4℃의 냉각수를 공급하여 흡착탱크 내부의 온도를 13℃까지 낮추었고, 그 때의 압력은 -0.5kg/cm<sup>2</sup>였다. 압력을 대기압 이하로 낮춤으로써 고압측과 저압측의 압력차를 크게 하였고, 예냉사이클이 시간이 더 오래 유지될 수 있도록 하였다.

실험을 계속해서 진행 하였을 때 압축기 토출 압력과 온도가 계속해서 상승하는 문제가 있었고, 이를 Fig. 31에 나타내었다. 압력은 최대 34 kg/cm<sup>2</sup> 및 토출온도는 100℃ 이상으로 상승하였고 결국 압축기의 고장으로 이어졌다. 압축기를 새로 교환한 후 실험을 하였으나 똑같은 현상이 반복하여 일어났으며 결국 또 압축기가 고장 나는 문제가 있었다. 원인은 예냉사이클 진행 중에 냉매가 흡착탱크로 흐르면서 압축기오일 또한 같이 유입되어 회수가 되지 않는 문제가 있었다.

Table 5 Test condition of pre-cooling system without surplus refrigerant storage tank

1) Refrigeration cycle

Indoor chamber	Dry bulb temperature(°C)	27
	Air flow rate(m <sup>3</sup> /min)	8
Outdoor chamber	Dry bulb temperature(°C)	35
	Air flow rate(m <sup>3</sup> /min)	48
Compressor speed(rpm)		900
Solenoid valve open		2,4,7
Solenoid valve close		3,5,6

2) pre-cooling cycle

Indoor chamber	Dry bulb temperature(°C)	40
	Air flow rate(m <sup>3</sup> /min)	8
Outdoor chamber	Dry bulb temperature(°C)	35
	Air flow rate(m <sup>3</sup> /min)	0
Solenoid valve open		2,3
Solenoid valve close		4,5,6,7

3) Recovery cycle

Indoor chamber	Air flow rate(m <sup>3</sup> /min)	8
Outdoor chamber	Air flow rate(m <sup>3</sup> /min)	48
Compressor speed(rpm)		900
Solenoid valve open		3,4,7
Solenoid valve close		2,5,6
How water temperature(°C)		75
Cooling water temperature(°C)		4

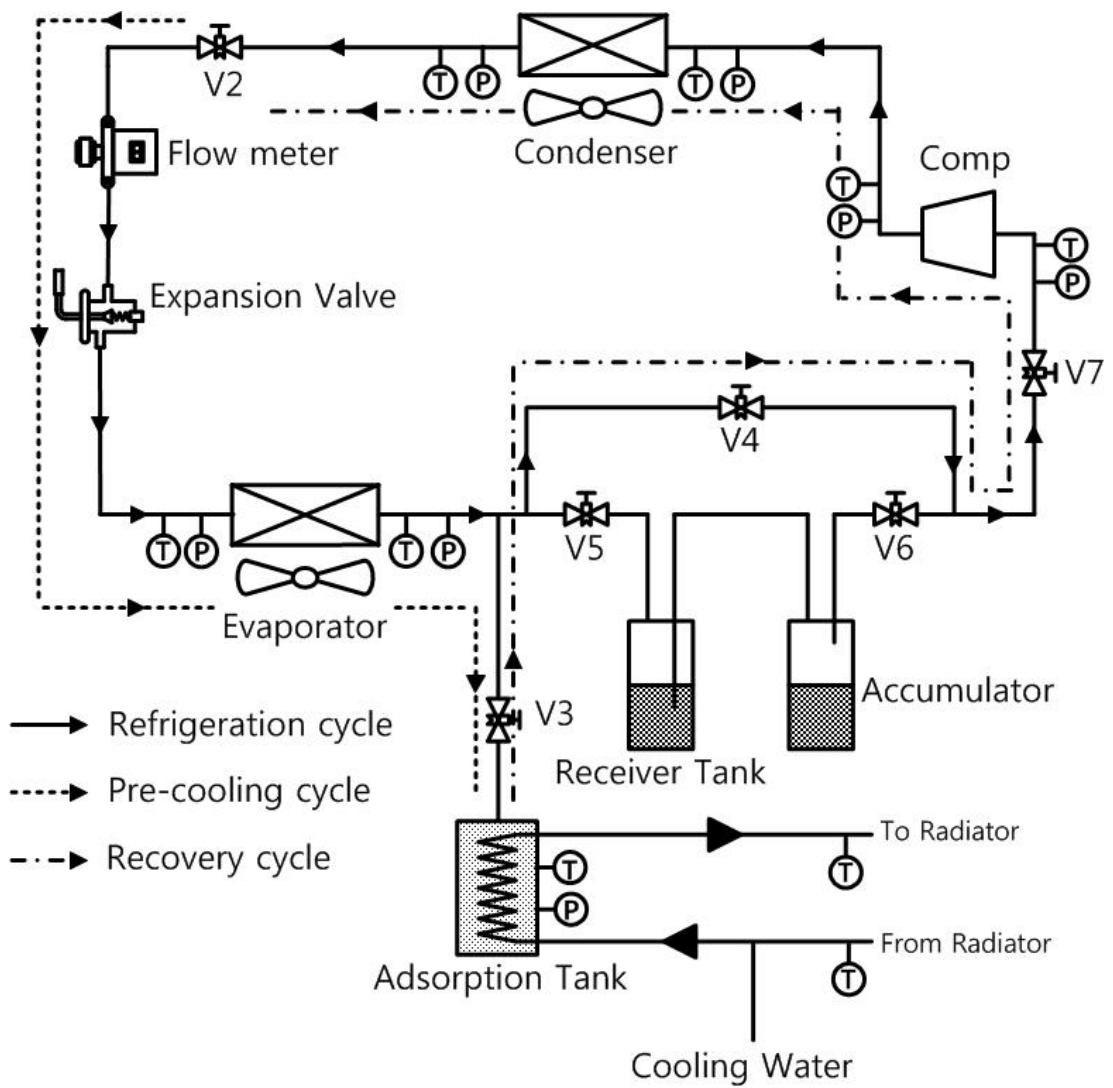


Fig. 24 Schematics of pre-cooling system



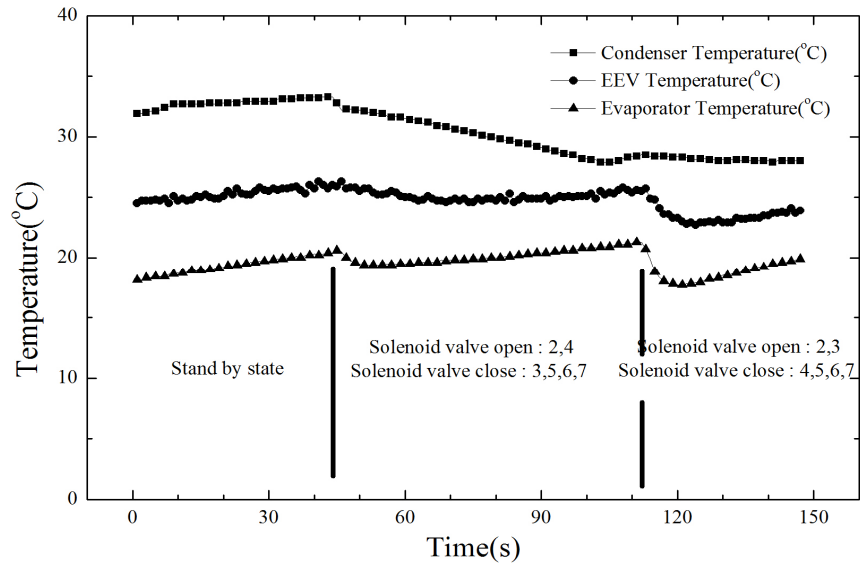


Fig. 25 Variation of system temperature according to solenoid valve state

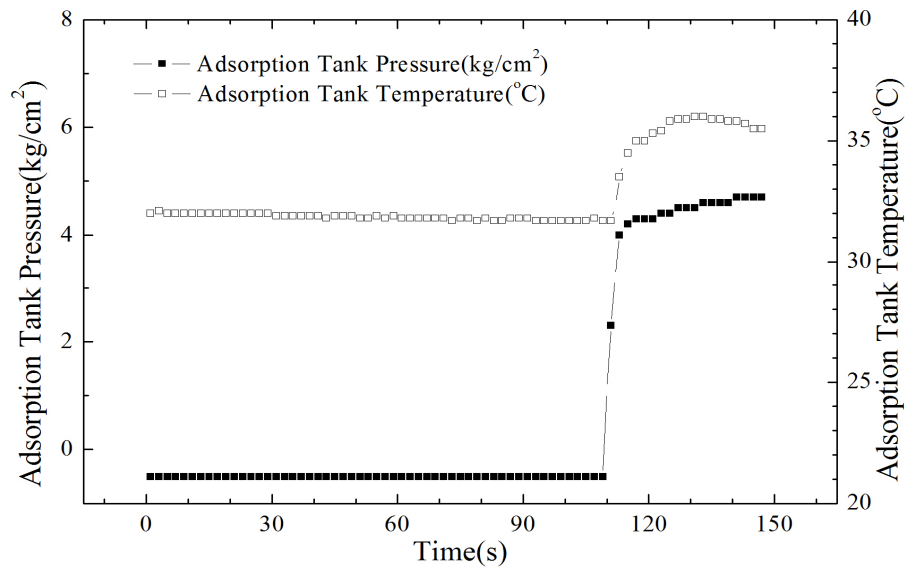


Fig. 26 Adsorption tank pressure and temperature

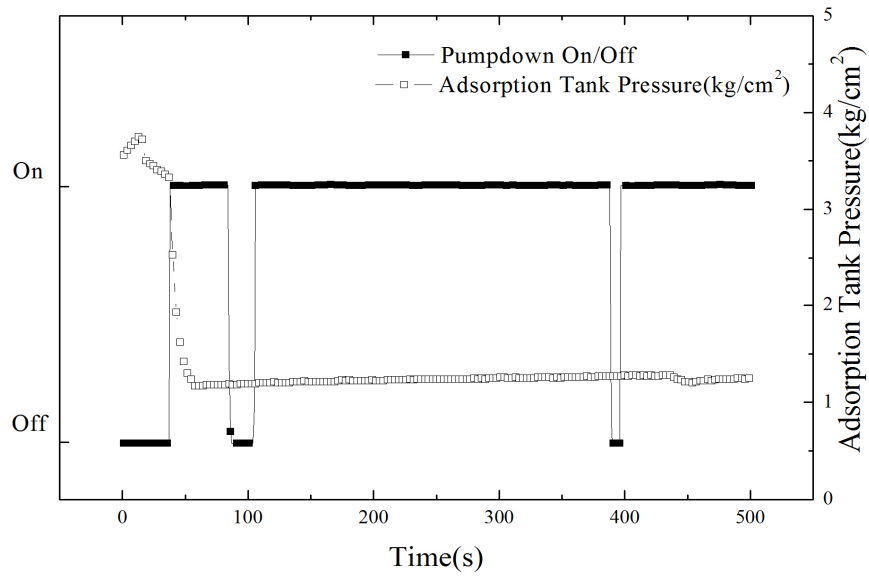


Fig. 27 Variation of adsorption tank pressure during the pump down without hot water supply

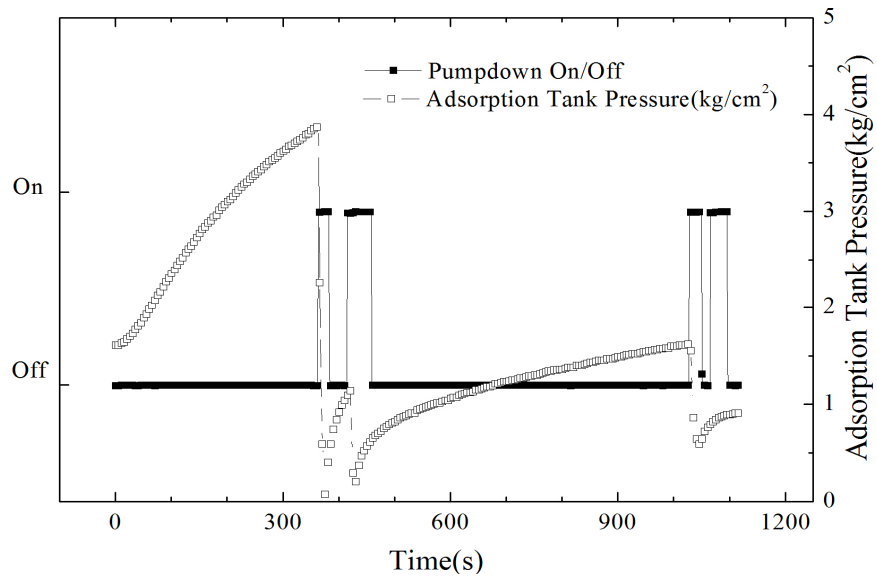


Fig. 28 Variation of adsorption tank pressure during the pump down with hot water supply

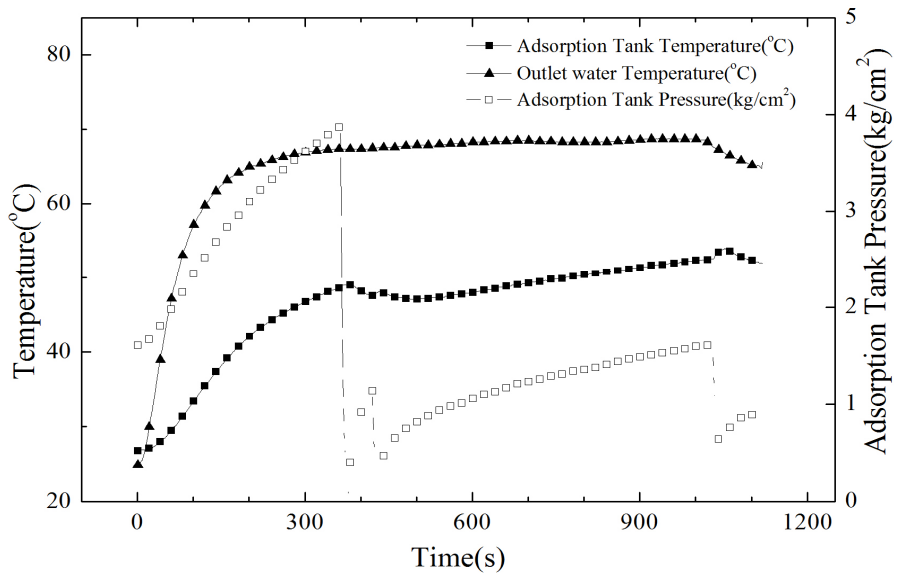


Fig. 29 Adsorption tank state during the pump down with hot water supply

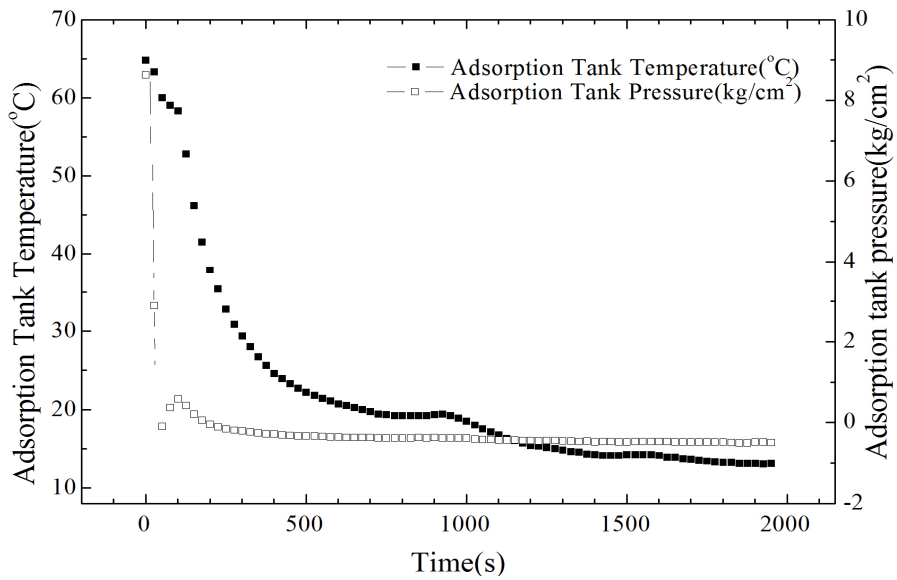


Fig. 30 Variation of temperature and pressure of adsorption tank after pump down

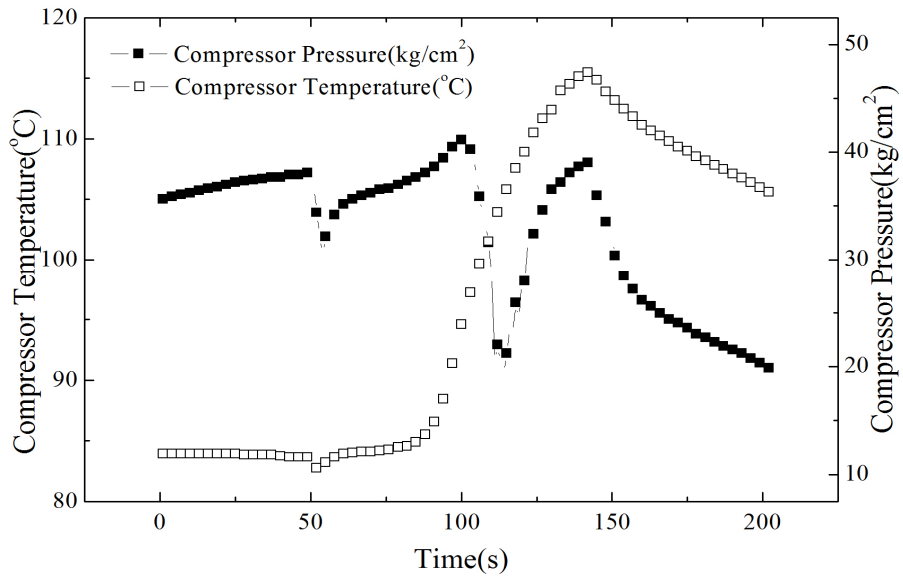


Fig. 31 Compressor temperature and pressure

### 3.2.3 최적화된 예냉시스템

선행연구에서 발견된 문제점을 보완하여 자동차용 예냉시스템을 구현하였고, 수정된 시스템의 개략도를 Fig. 32에 나타내었다. 기존의 연구에서 실리카겔에 의해 드라이빙 포스가 형성된다는 것을 확인하였기 때문에 증발기와 압축기 사이에 있는 수액기와 액 분리기를 제거하였다. 또한 흡착탱크의 구조를 변경함으로써 자연스레 오일이 회수되고 냉매 또한 새로운 배관으로 탈착되게 하였다. 그 결과 압축기의 오일이 흡착탱크로 유입되어 회수 되지 않는 문제와 하나의 배관에서 흡·탈착이 이루어져 솔레노이드의 방향성을 무시하여 밸브의 고장 우려를 해결하였다. 본 연구에서는 예냉시스템의 운전특성 파악 및 최적화를 목표로 연구를 진행하였다.

예냉사이클의 흡착탱크 온도별 운전 특성을 파악하기 위하여 실험을 진행하였다. 흡착탱크 온도는 13℃, 16℃, 20℃, 23℃에서 진행하였으며, 냉방열량과 COP를 Fig. 33-34에 나타내었다. 13℃일 때 냉방열량은 2.7kW 및 COP 4.1로 나타났으며, 16℃일 때 냉방열량 2.5kW 및 COP는 3.8, 20℃ 일 때 냉방열량 2kW 및 COP는 3.1로 나타났다. 반면 온도가 가장 높은 23℃일 때는 냉방열량은 1.8kW 및 2.8로 나타났으며, 온도가 가장 낮은 13℃ 보다 약 30% 감소하였다. 이는 온도가 낮을수록 흡착이 잘되는 일반적인 흡착 특성을 따르기 때문이다.

증발기의 압력에 따른 예냉사이클의 운전 특성을 파악하기 위하여 실험을 진행하였다. 증발기 압력은 6kg/cm<sup>2</sup> 와 3kg/cm<sup>2</sup>에서 실험하였고, 응축기, 증발기 및 흡착탱크의 온도는 동일하게 진행하였다. 온도는 동일하나 압력이 다른 실험 조건을 만족시키기 위해서는 2번의 펌프 다운이 필요하였다. Fig. 35-36에 나타낸 바와 같이 2번째 펌프다운을 할 때 증발기의 온도는 낮아지지 않고 압력만 낮아지는 것을 알 수 있다. Fig. 37-40에는 증발기 압력에 따른 운전특성을 나타내었다. 펌프다운 후 약 30초가 지나고 증발기의 압력이 3kg/cm<sup>2</sup>가 되면 예냉사이클을 작동시켰으며, 그 때의 흡착탱크 압력은 진공압에서 1.5kg/cm<sup>2</sup>까지 급격히 상승한 후 서서히 증가한다. 증발기 압력은 3kg/cm<sup>2</sup>에서 2kg/cm<sup>2</sup>까지 떨어진 후 흡착탱크의 압력과 같이 서서히 증가한다. 저압측인 흡착탱크와 증발기의 압력은 증가하고 고압측인 응축기의 압력은 낮아지면서 압력평형을 이루게 되며 이 지점이 순

간 냉방이 끝나는 지점이다. 이는 냉매유량을 보면 알 수 있듯이, 압력차가 줄어들어 따라 냉매 유량이 감소하는 것을 확인할 수 있다. 또한 압력평형 이후에 냉매가 흐르지 않기 때문에 예냉사이클이 끝난 것을 알 수 있다. 순간 냉방은 약 13분 정도 지속되었고, 총 냉방열량은 350Wh 및 COP 2.42로 나타났다. 증발기 압력이  $6\text{kg}/\text{cm}^2$ 인 경우도 비슷한 경향을 보이고 있지만 예냉사이클의 시간은 약 7분으로 단축된 것을 알 수 있다. 사이클 시간은 단축되었지만 많은 냉매유량이 흘러 총 냉방열량 290Wh 및 COP 3.84로 총 냉방열량은 감소하지만 COP는 약 156% 증가한 수치로 나타났다. 압력차에 따른 예냉시스템의 특성 또한 압력이 높으면 흡착률이 높아지는 일반적인 흡착특성을 따르며, 압력이 높아 많은 냉매가 흡착되면서 COP가 높게 나타났다.

시스템의 효율향상을 위하여 배관을 간소화 하는 작업을 진행하였다. 간소화 과정에서 필요 없는 솔레노이드 밸브 및 사방밸브를 제거하여 압력강하를 최소화 하였다. 그 결과 과냉도가 커짐으로써 플래쉬 가스 발생량이 줄어들고 냉방효과가 증가 되었으며, 배관정리 전과 후의 냉방사이클의 p-h선도를 Fig. 41에 나타내었다.

EEV 개도에 따른 예냉사이클의 특성을 파악하기 위해 실험을 진행하였고 Fig. 42-45에 나타내었다. EEV 개도가 가장 적은 25%일 때 냉방열량 2.4kW 및 COP는 3.6 및 예냉사이클 시간은 약 4분으로 가장 길게 나타났다. EEV 개도가 50%일 때 냉방열량 3kW 및 COP는 4.6으로 가장 높게 나타났으나, 예냉사이클의 시간은 30초로 줄어들었다. EEV 개도가 가장 큰 75%의 경우에는 예냉사이클의 냉방 효과가 전혀 없었다. 실험결과 개도가 클수록 냉매가 팽창되지 않고 고압상태의 냉매가 그대로 흐르기 때문에 고압측과 저압측의 압력평형에 도달하는 시간이 단축됨으로써 예냉사이클의 시간이 줄어들었다. EEV 개도가 50%일 때는 예냉사이클의 시간이 너무 짧다고 판단되어 EEV 개도 25%를 최적 개도로 선정하여 추후 실험을 진행하였다.

선행 연구결과를 바탕으로 최적화된 예냉시스템의 사이클을 구현하였고, 3가지 운전 모드인 냉방사이클, 재생사이클 및 예냉사이클의 응축기, 증발기 및 흡착탱크의 압력 변화를 Fig. 46에 나타내었다. 예냉시스템은 먼저 기존의 냉방사이클로 작동되며 COP<sub>c</sub>는 4.24로 나타났다. 압축기가 정지 한 후 1분의 대기 시간을

갖게 되며, 대기 시간동안 응축기와 증발기의 압력은 비슷해진다. 그 후 재생사이클이 작동되며, 펌프다운을 통하여 응축기에 냉매를 저장함으로써 냉방사이클보다 높은 고압을 형성하게 된다. 예냉사이클이 시작됨과 동시에 흡착탱크의 압력은 급격히 상승한 후 서서히 증가한다. 응축기의 압력은 급격히 감소한 후 천천히 낮아진다. 동시에 증발기 압력은 서서히 증가하면서 응축기와 압력 평형을 이루게 되고 예냉사이클이 끝나게 된다.

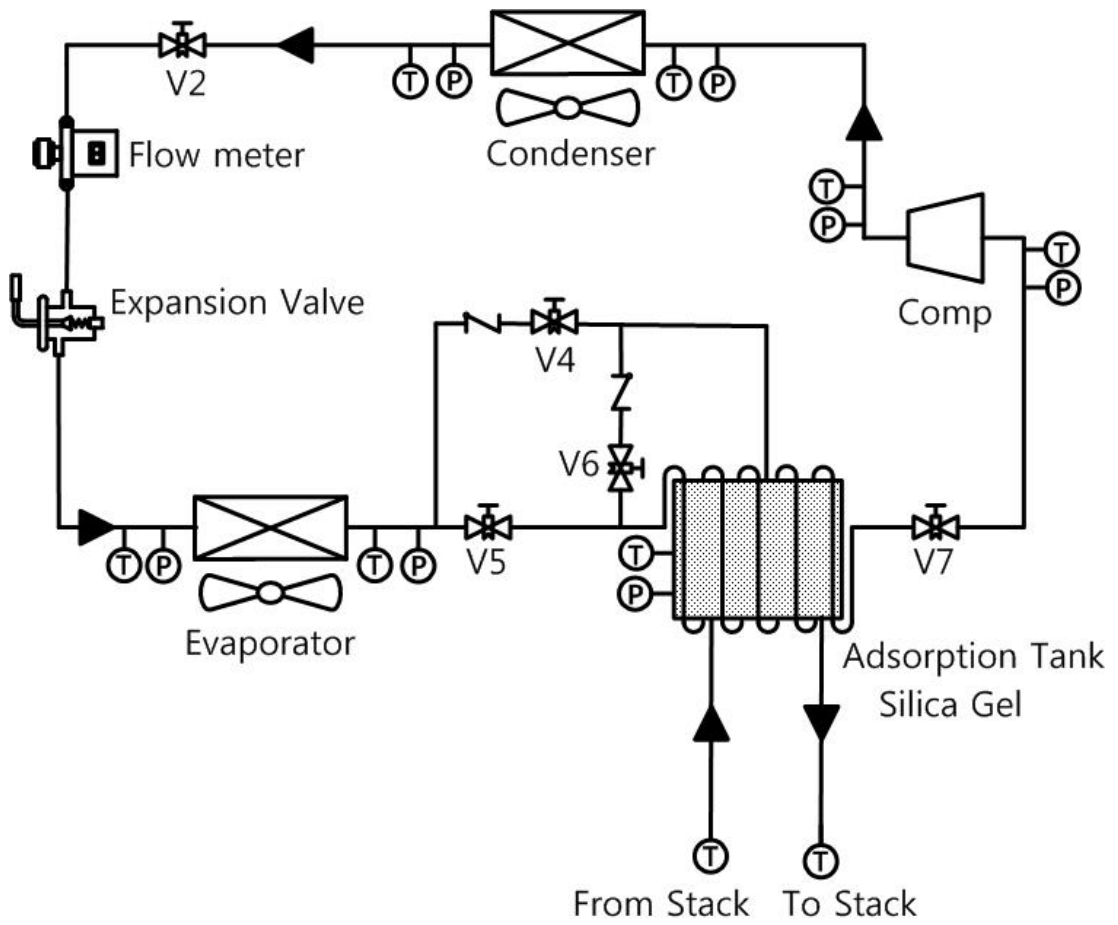


Fig. 32 Schematics of optimization pre-cooling system



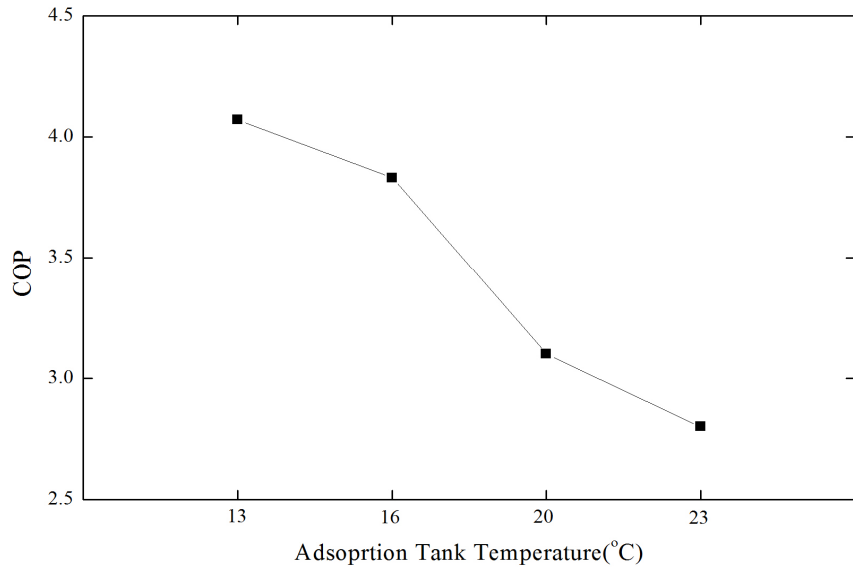


Fig. 33 COP of pre-cooling with variation of adsorption tank temperature

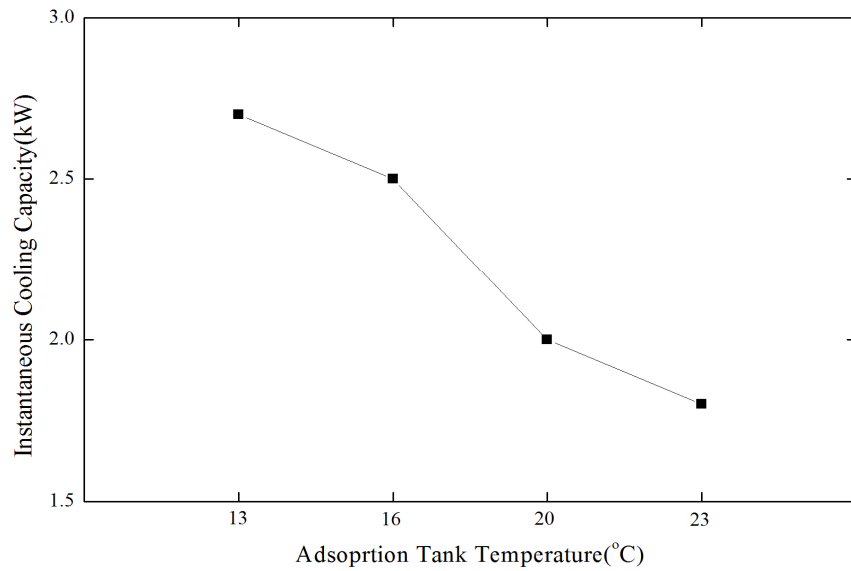


Fig. 34 pre-cooling capacity with variation of adsorption tank temperature

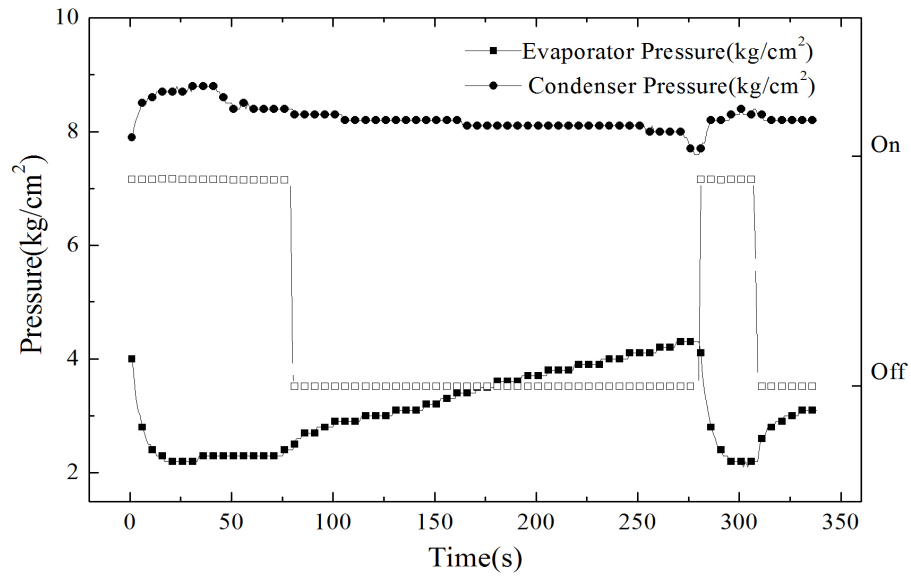


Fig. 35 Variation of pressure of condenser and evaporator after the pumpdown

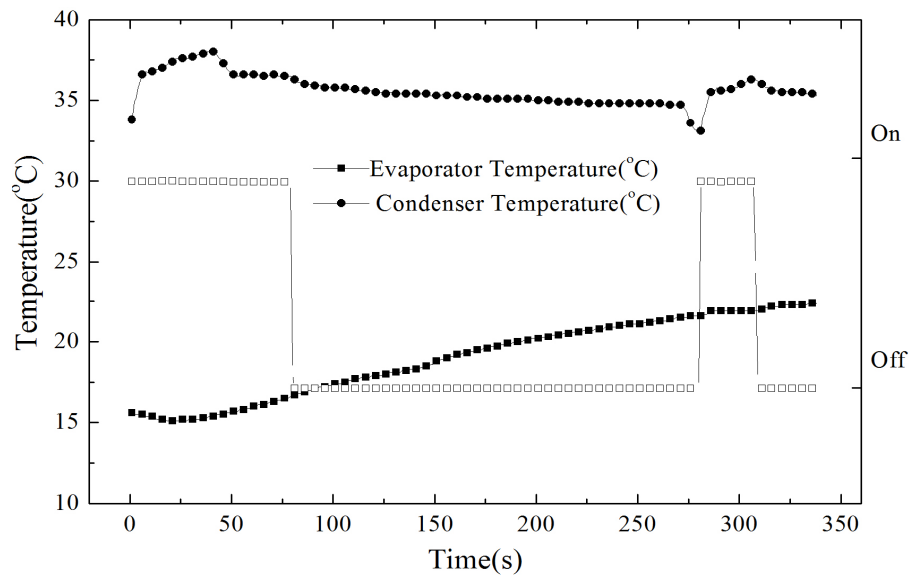


Fig. 36 Variation of temperature of condenser and evaporator after the double pumpdown

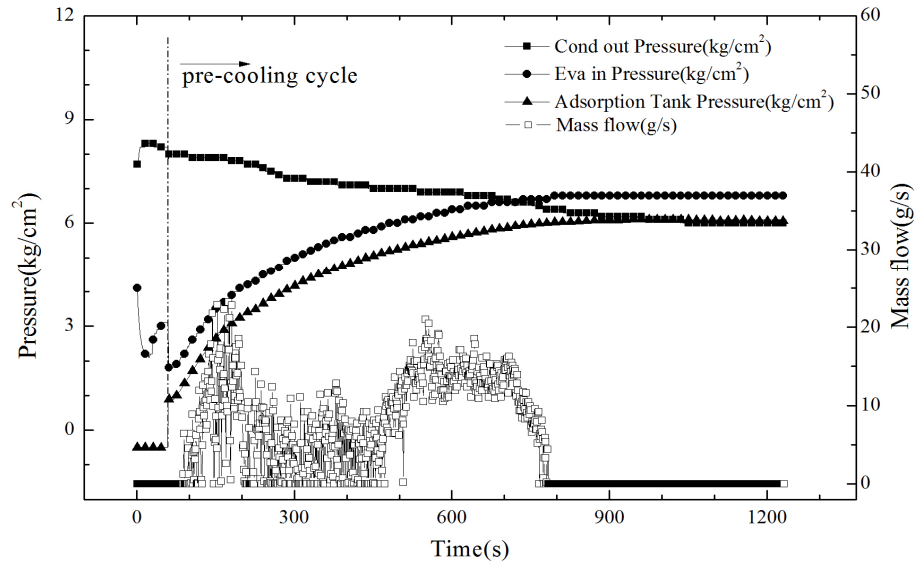


Fig. 37 Variation of pressure and mass flow during the pre-cooling cycle at  $3\text{kg}/\text{cm}^2$

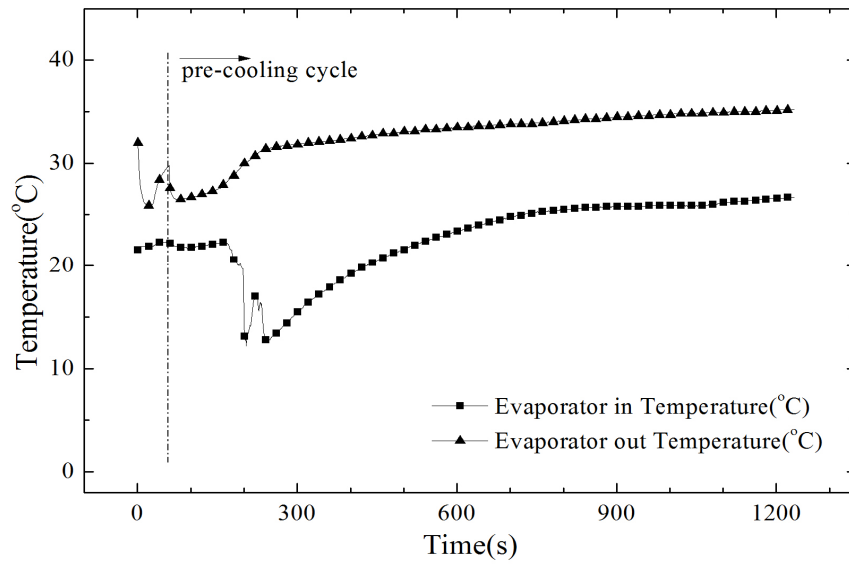


Fig. 38 Variation of evaporator temperature during the pre-cooling cycle at  $3\text{kg}/\text{cm}^2$

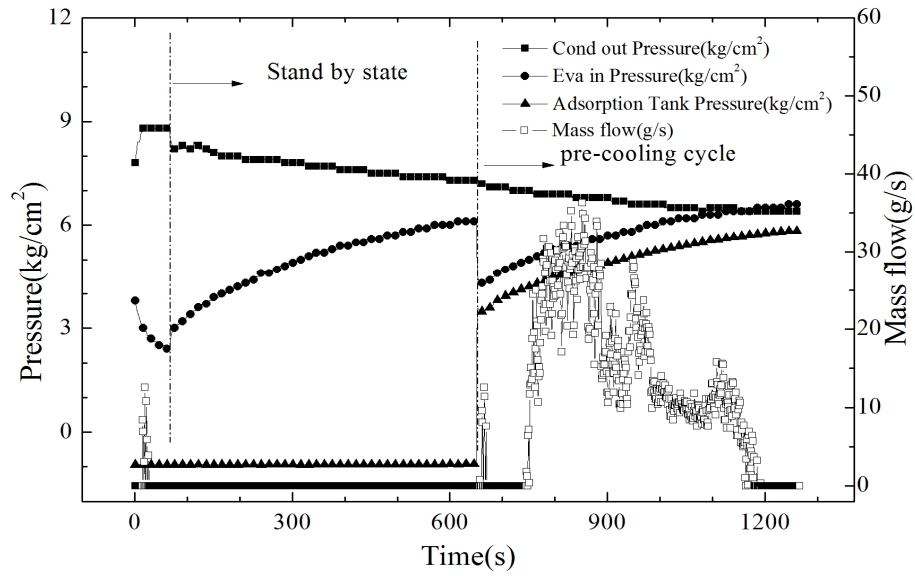


Fig. 39 Variation of pressure and mass flow during the pre-cooling cycle at  $6\text{kg}/\text{cm}^2$

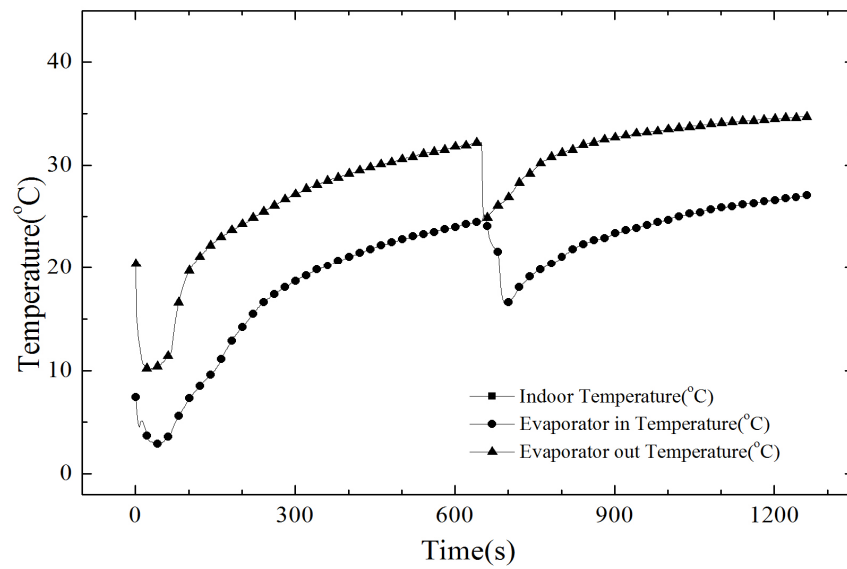


Fig. 40 Variation of evaporator temperature during the pre-cooling cycle at  $3\text{kg}/\text{cm}^2$

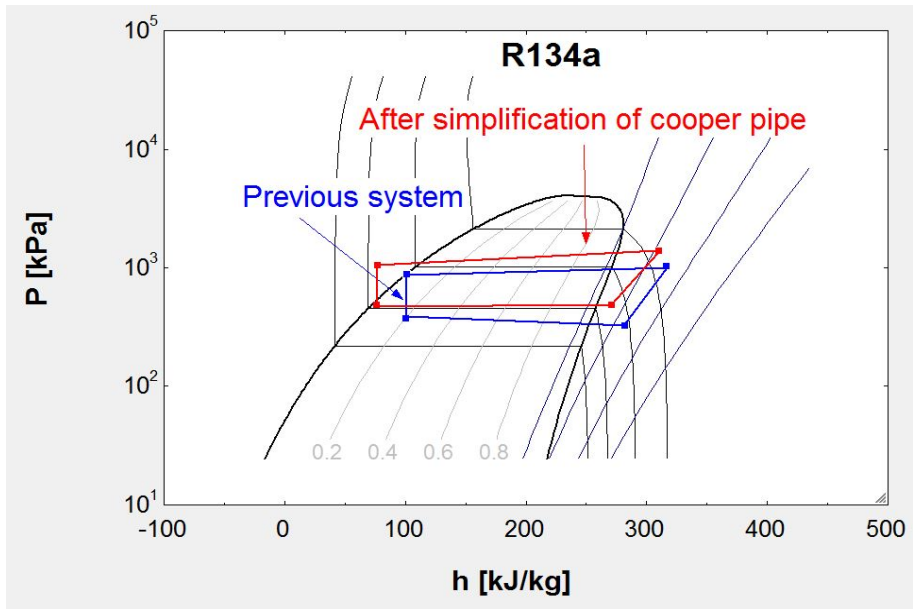


Fig. 41 Comparison of p-h diagram after simplification of cooper pipe

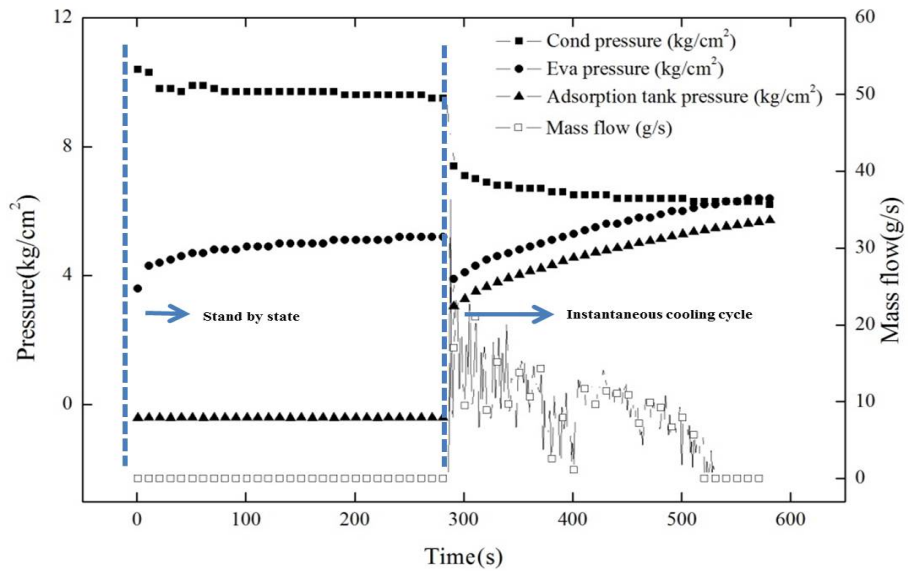


Fig. 42 Variation of pressure of pre-cooling cycle and mass flow (EEV openings 25%)

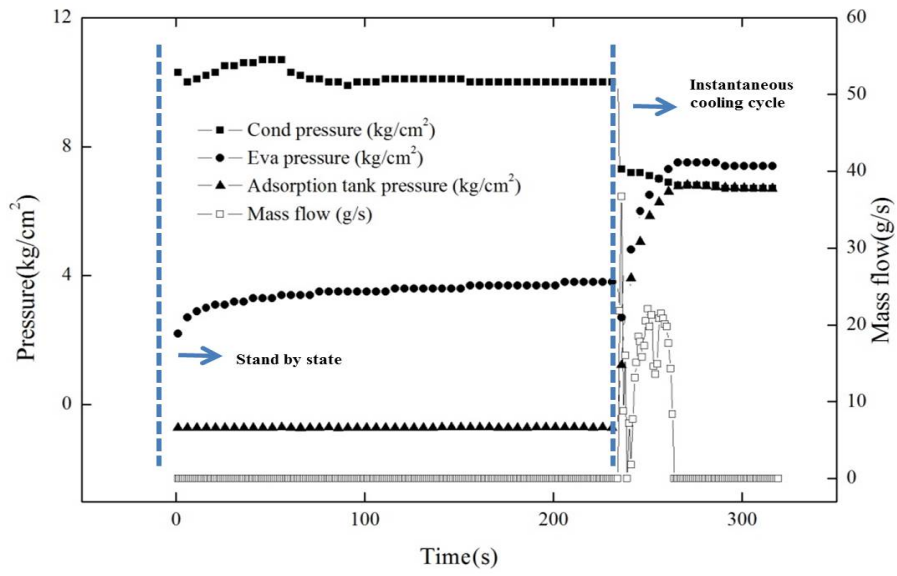


Fig. 43 Variation of pressure of pre-cooling cycle and mass flow (EEV openings 50%)

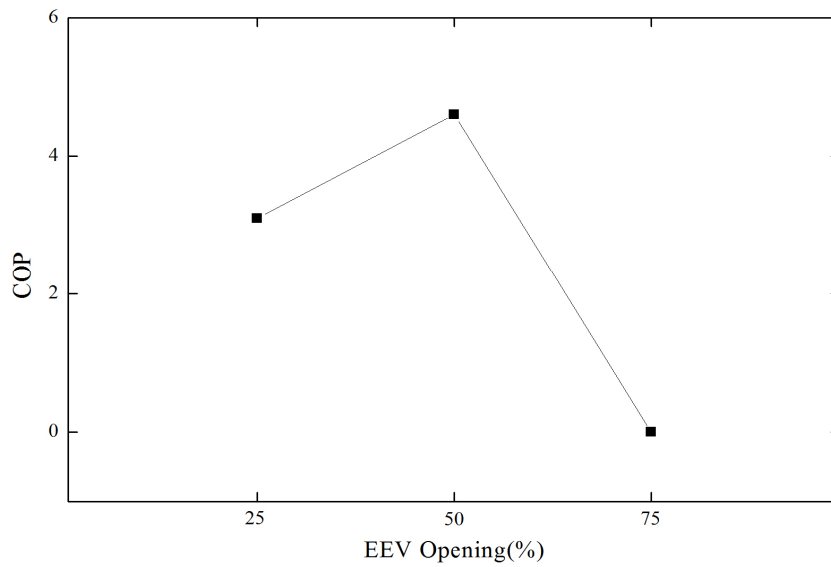


Fig. 44 COP of pre-cooling with variation of EEV openings

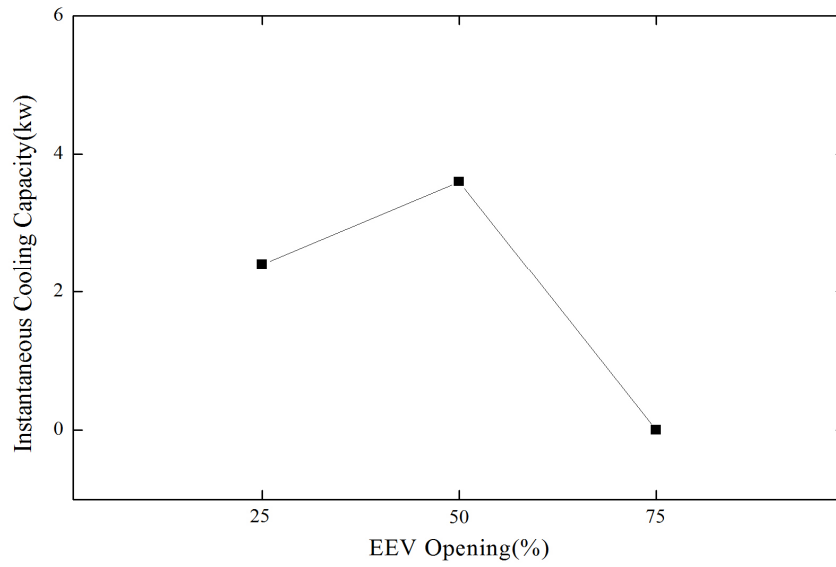


Fig. 45 Capacity of pre-cooling with variation of EEV openings

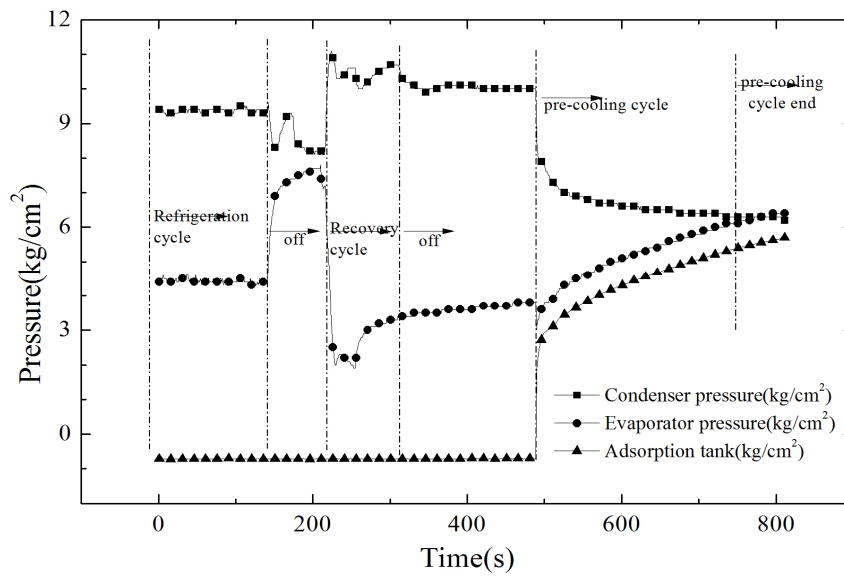


Fig. 46 Variation of pressure of system

## IV. 결론

본 연구는 여름철 자동차를 운행하기 전 예냉 시스템을 통해 쾌적한 실내환경을 제공하기 위해 진행하였다. 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기로 구성된 기존의 냉방사이클에 흡착탱크를 추가하여 시스템을 구성하였다. 시스템은 냉방사이클, 예냉사이클 및 재생사이클 3가지 운전모드가 있다. 각 솔레노이드 밸브마다 스위치를 제작하였고, 솔레노이드 밸브 조작을 통해 사이클을 변경할 수 있도록 하였다.

냉방사이클과 재생사이클의 실험 조건은 실외의 경우 건구온도 35℃ 및 풍량 48m<sup>3</sup>/min 이며, 실내의 경우 건구온도 40℃ 및 풍량 8m<sup>3</sup>/min 이다. 압축기 회전수는 900RPM으로 고정하여 실험을 진행하였다. 재생사이클에는 라디에이터 모사장치와 5HP급 칠러를 이용용하여 냉매의 흡·탈착률을 높였다.

예냉사이클의 실험조건은 실외의 경우 건구온도 35℃, 실내의 경우 건구온도 40℃ 및 풍량 8m<sup>3</sup>/min 이다. 압축기가 정지한 상태에서 작동하는 시스템이며 증발기의 송풍기만 작동하여 냉방효과를 얻을 수 있도록 하였다.

본 연구에서는 예냉시스템의 구현방안에 관한 연구를 진행하였으며, 예냉시스템을 구현함에 따라 기초실험을 진행하였다.

1) 예냉사이클에 필요한 냉매를 확보하고 사이클 시간을 늘리고자 잉여 냉매 저장 장치인 수액기를 설치하여 실험을 진행하였다. 실험결과 냉매유량이 적히지 않았으며, 팽창밸브 온도와 증발기 입구의 온도가 계속해서 상승하였다. 따라서 잉여 냉매 저장 장치에 저장된 냉매는 응축기와 증발기의 압력차에 의해 흐르지 않는다는 것을 알 수 있었다.

2) 선행 연구에서 잉여 냉매 저장 장치인 수액기에 저장된 냉매는 압력차에 흐르지 않는 것을 확인하였기 때문에 수액기를 제거하고 실리카겔의 드라이빙 포스 형성 확인 실험을 진행하였다. 먼저 응축기와 증발기 출구의 솔레노이드 밸브를 열었을 경우 증발기의 온도가 조금 낮아졌기 때문에 압력차에 의하여 냉매가



아주 조금씩 흐르는 것을 확인하였다. 하지만 극소량의 냉매가 흐르기 때문에 냉방 효과는 없다고 판단하였다. 반면 응축기 출구와 흡착탱크 입구의 밸브를 열었을 경우에는 팽창밸브와 증발기의 온도가 약 5℃ 낮아졌다. 이는 증발기의 밸브를 열었을 경우 보다 많은 냉매가 흘렀기 때문이다. 따라서 실리카겔에 의해 드라이빙 포스가 형성되고, 냉매가 더 많이 흐른다는 것을 확인하였다.

3) 냉매의 탈착 실험을 위하여 라디에이터 모사 장치를 이용하여 75℃의 온수를 공급하였다. 온수를 공급하지 않았을 경우에는 흡착탱크의 압력이 1kg/cm<sup>2</sup> 이하로 낮아지지 않았다. 반대로 온수를 공급하여 흡착탱크 내부의 온도를 65℃까지 높인 후 냉매를 회수 하였을 경우 흡착탱크 압력이 8.63kg/cm<sup>2</sup>에서 -0.09kg/cm<sup>2</sup>까지 낮아졌다. 이는 온수의 공급으로 인하여 냉매가 탈착되었기 때문이다. 탈착 과정에서 높아진 흡착탱크 내부의 온도를 낮추기 위하여 칠러를 통해 4℃의 냉각수를 공급하여 공급흡착탱크 내부의 온도를 13℃까지 낮추었다. 온도가 낮아짐에 따라 흡착탱크의 압력은 -0.5kg/cm<sup>2</sup>까지 더 낮아졌다. 이는 냉매가 완전탈착이 이루어지지 않았기 때문이다. 따라서 냉매의 탈착을 위해서는 온수가 필요하며, 탈착후의 높은 흡착탱크 온도를 냉각수로 낮춰 주어야함을 알 수 있다.

4) 예냉사이클의 흡착탱크 온도별 운전 특성을 파악하기 위하여 흡착탱크 온도를 13℃, 16℃, 20℃, 23℃로 변화시키며 진행하였다. 13℃일 때 냉방열량은 2.7kW 및 COP 4.1로 나타났으며, 16℃일 때 냉방열량 2.5kW 및 COP는 3.8, 20℃일 때 냉방열량 2kW 및 COP는 3.1로 나타났다. 반면 온도가 가장 높은 23℃일 때는 냉방열량은 1.8kW 및 2.8로 나타났으며, 온도가 가장 낮은 13℃보다 약 30% 감소하였다. 이는 온도가 낮을수록 흡착이 잘되는 일반적인 흡착 특성을 따르기 때문이다.

5) 증발기의 압력에 따른 예냉사이클의 운전 특성을 파악하기 위하여 실험을 진행하였다. 증발기 압력은 3kg/cm<sup>2</sup>와 6kg/cm<sup>2</sup>에서 진행하였고, 응축기와 증발기의 온도는 동일하게 설정하여 진행하였다. 증발기 압력이 3kg/cm<sup>2</sup>의 경우 예냉사이클의 시간은 약 13분이었으며, 총 냉방열량 350Wh 및 COP 2.42로 나타났다. 반면

증발기 압력이  $6\text{kg}/\text{cm}^2$ 인 경우 예냉사이클의 시간은 7분으로 단축됨에 따라 냉방 열량 또한  $290\text{Wh}$ 로 감소하였으나 COP는 3.84로 약 160%증가 하였다. 시간이 줄어든 이유는 압력이 높을수록 흡착 탱크의 압력상승 속도가 빠르게 때문이며, COP가 높게 나타난 이유는 압력이 높을수록 흡착이 잘되는 일반적인 흡착 특성을 따르기 때문이다.

6) EEV의 개도별 예냉사이클의 운전 특성을 파악하기 위해 EEV 개도를 25%, 50%, 75%로 변경하며 실험을 진행하였다. 냉방열량은 각각  $2.4\text{kW}$ ,  $2.7\text{kW}$ ,  $0\text{kW}$ 로 나타났으며 및 COP는 각각 3.6, 4.1, 0 으로 나타났다. 예냉사이클 시간은 각각 4분, 30초, 0초로 나타났으며, EEV 개도가 클수록 냉매가 팽창되지 않고 고압 상태의 냉매가 그대로 흡착탱크로 유입되어 예냉사이클의 시간이 줄어든다. 따라서 EEV 개도 25%를 본 시스템의 최적 개도로 선정하였다.

7) 본 연구는 예냉시스템의 구현방안에 관한 연구로써, 연구결과를 바탕으로 예냉시스템의 사이클을 구현하였다. 예냉시스템은 압력이 높고, 온도가 낮을수록 흡착량이 많아지는 일반적인 흡착특성을 갖는다. 탈착 또한 온수를 필요로 하는 특성을 갖는다. 예냉사이클 동안 응축기의 압력은 낮아지고 증발기의 압력은 증가하면서 압력평형을 이루게 되고, 냉매가 더 이상 흐르지 않음으로써 예냉사이클이 끝나는 것을 알 수 있다. 향후 예냉시스템의 효율향상을 위한 연구가 필요하다.

## 참고문헌

- [1] Park, C. H., 2000, "The Developmental Trend of Automotive Air Conditioning System, Magazine of the SAREK, Vol. 29, No. 10, pp. 14~19.
- [2] Kim, H. G., 2000, "The Comprehension of Automotive Air Conditioning system, Magazine of SAREK, Vol. 29, No. 10, pp. 20~27.
- [3] M. Catherine., N, Jan. and Q, James., 2005, "Heat Stress Enclosed Vehicles Moderate Ambient Temperature Cause Significant Temperature Rise in Enclosed Vehicles", Official Journal of the American Academy of Pediatrics, Vol. 116, No. 1, pp. e109~e112.
- [4] Cho, H. H., Park, S. H and Jeong, K. W., 2011, "Car Room Ventilation Controller Using Sola Energy", Journal of Industrial Science and Technology Institue, Vol. 25, No. 2, pp. 41~45.
- [5] Park, I. H., Park, J. T. and Yoo, S. Y., 2002, "An Investigation Study on Fact of Waste Heat of Domestic Industry," Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 10, pp. 811~816.
- [6] Kwon, O. K. and Yun, J. H., 2007, "Cycle Simulation of an Adsorption Chiller Using Silica Gel-Water, 대한기계학회, Vol. 31, No. 2, pp. 116~124.
- [7] A. O. Dieng and R.Z. Wang, 2011, "Literature review on solar adsorption technologies for ice-making and air conditioning purposes and recent developments in solar technology", Renewable and Sustainable Energy

Reviews, Vol. 5, pp. 313~342.

[8] K. Habib, B. B. Saha, A. Chakraborty, S. Koyama and K. Srinivasan, 2011, "Performance evaluation of combined adsorption refrigeration cycles", International Journal of Refrigeration, Vol. 34, pp. 129~137.

[9] Y. J. Joo, Y. H. Kim, O. K. Kwon, J. H. Yun and J. H. Kim, 2004, "An Experimental Study on the Adsorption Characteristics of Adsorption Chiller, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, pp.607~612

[10] A. A. Askalany, M. Salem, I.M. Ismail, A H H. Ali and M. G. Morsy, 2012, "A review on adsorption cooling systems with adsorbent carbon", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 16, pp. 493~500

[11] A. A. Askalany, M. Salem, I.M. Ismail, A H H. Ali and M. G. Morsy, 2012, "Experimental study on adsorption-desorption characteristics of granular activated carbon/R134a pair", International Journal of Refrigeration, Vol. 35, pp. 494~498.

[12] S. H. Kang, T. J. Lee, K. S. Bae, H. K. Ahn and Y. K. Kim, 1989, "Adsorption of Methylene Chloride and Freon-12 on the Some Adsorbents", Journal of the Korean Institute of Chemical Engineering, Vol. 27, No. 4, pp. 404~409.

[13] H. C. Kim, S. K. Choi and B. R. Yun, 2011, " A Statistical Analysis on Temperature Change and Climate Variability in Korea, 한국통계학회, Vol. 18, No. 1, pp. 1~12.

[14] S. C. Vishweshwara and J. M. A. Dhali, 2013, "Study of Excessive Cabin

Temperatures of the Car Parked in Oman and its Mitigation, International Journal of Multidisciplinary Sciences and Engineering, Vol. 4, No. 9, pp. 18~22.

[15] E. John and M. Russell, 2009, "Report of Temperature in Cars Survey", RACQ Vehicle Technologies Department.

[16] S. H. Hong, 2006, "Thermal Comfort in Automotive", 학위논문.

## 감사의 글

이제 석사학위과정의 마침표를 찍으려합니다. 2년이라는 시간이 물 흐르듯 빠르게 지나가버렸고, 지난 시간들을 되돌아보면 좀 더 열심히 공부할 걸 후회가 되기도 합니다. 과제를 진행하고 많은 사람들을 만나며 간접적으로 사회경험을 하였고, 많은 것을 느끼고 배웠습니다. 이제 경험에서 얻은 지혜를 바탕으로 사회에 나가려합니다. 사회에 나갈 수 있도록 부족한 저를 도와주시고 응원해주신 많은 분들께 감사의 글을 올립니다.

먼저, 제주도에서 학업에 집중할 수 있도록 아낌없이 지원해주시고 사랑해주신 부모님. 그리고 해외에서 고생하며 동생이 잘되기를 응원해준 형님께 감사합니다. 가족이라는 든든한 지원군이 있었기에 졸업을 할 수 있었다고 생각하며 다시 한 번 감사드립니다.

바쁘신 와중에 졸업논문 심사해주신 허종철 교수님, 김남진 교수님, 항상 웃으며 인사를 받아주시는 현명택 교수님, 자동차의 모든 것을 알려주신 권기린 교수님, 열정적으로 수업 하시는 정동원 교수님, 김귀식 교수님, 실험 때문에 시끄러웠을 강창남 교수님 감사드립니다. 훌륭한 교수님들이 계셨기에 지식의 폭을 넓힐 수 있었습니다.

4년간의 냉동공조 연구실 생활을 이끌어 주시고 많은 것을 가르쳐주신 광수형 감사합니다. 질문에 처음부터 끝까지 자세히 답변해주시고 도와주신 종우형 감사합니다. 항상 1등으로 출근하시던 원빈이형, 조용조용 도와주신 태형이형께 감사드립니다. 같이 석사과정을 하며 시킨 업무에 불만 없이 일하는 송퇴, 자식 키우느라 고생하는 기현이, 든든한 동기들아 2년 동안 고생 많았고 고맙다. 같이 동고동락하며 생활했던 희석이와 민성아 고맙다. 심부름 시켜도 불평한마디 없던 정환, 광현, 재구, 석빈아 고맙고 앞으로 연구실을 이끌어 나가며 더 의젓해지길

바란다.

마지막으로, 학문과 인격수양을 이끌어 주신 박윤철 교수님께 진심으로 감사드립니다. 열정적으로 가르쳐주시고, 베풀어주신 정 항상 감사드리고 잊지 않겠습니다. 교수님께서 자주 쓰시는 Try라는 단어가 생각납니다. 무슨 일이든 Try 해 보고 배우려고 노력하겠습니다.

20대의 75%를 제주도에서 생활하였습니다. 제주도에서의 대학생활을 마무리하며 떠날 생각을 하니 아쉬움이 많이 남습니다. 6년이라는 시간 동안 많은 친구들을 사귀었고, 제주 문화에 대해 배울 수 있는 소중한 시간이었습니다. 가장 소중한 인연은 냉동공조 연구실의 선배님들 이라고 생각합니다. 비록 연구실은 떠나지만 다시 만날 수 있을거라 생각하며, 냉동공조 연구실을 빛낼 수 있도록 성실한 자세로 살아가겠습니다. 저의 성장을 응원해 주시기 바라며 다시 한 번 감사의 말씀 드립니다.

전병용 올림

