

碩士學位論文

모세관 열교환기를 이용한  
냉각장치에 관한 연구



濟州大學校 産業大學院

機械工學科

李 南 勳

2008年 8月

# 모세관 열교환기를 이용한 냉각장치에 관한 연구

指導教授 玄明澤

李南勳

이 論文을 工學碩士學位 論文으로 提出함

2008年 8月

李南勳의 工學碩士學位 論文을 認准함

審査委員長 \_\_\_\_\_ 印

委 員 \_\_\_\_\_ 印

委 員 \_\_\_\_\_ 印

濟州大學校 産業大學院

2008年 8月

# A Study on a Cooling System with Capillary Tube as Heat Exchanger

Hun-Nam Lee

(Supervised by professor Myung-Taek Hyun)

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirement  
for the Degree of Master of Engineering

Department of Mechanical Engineering  
Graduate School  
Cheju National University

2008. 8

# 목 차

1. 서론 .....	1
1.1 연구 배경 .....	1
1.2 연구동향 .....	4
2. 실험장치 및 실험방법 .....	7
2.1 실험장치의 사이클 구성 .....	7
2.2 실험장치 및 주요 요소기기 .....	9
2.3 계측장치와 측정방법 .....	14
2.4 이론해석 및 열전달 .....	17
2.5 실험 조건 .....	19
3. 실험 결과 및 고찰 .....	21
3.1 모세관의 온도변화 .....	21
3.1.1 응축온도 변화에 따른 모세관의 온도변화 .....	21
3.1.2 모세관 개수에 따른 구간별 성능분포 .....	22
3.1.3 냉매유량의 변화 .....	23
3.2 시스템의 성능변화 .....	37
3.2.1 압력변화 .....	37
3.2.2 온도변화 .....	37
3.3 시스템의 냉동성적계수 비교 .....	45
3.3.1 시스템 소비전력 .....	45
3.4 시스템의 성능계수 .....	49
4. 결론 .....	54
5. 참고 문헌 .....	56

# List of Figures

Fig. 2-1 Schematics of standard refrigeration cycle .....	7
Fig. 2-2 Pressure-enthalpy diagrams for the proposed system .....	8
Fig. 2-3 Schematic diagram of the experimental apparatus .....	9
Fig. 2-4 Photograph of experimental test setup and data aquisition system .....	12
Fig. 2-5 Schematics for connection of the capillary tube .....	15
Fig. 2-6 Flow chart for the data aquisition of refrigerant pressure and temperature measurement .....	16
Fig. 3-1 Temperature variations of the refrigerant through the capillary tube length at 40°C cooling water .....	24
Fig. 3-2 Temperature variations of the refrigerant through the capillary tube length at 35°C cooling water .....	25
Fig. 3-3 Temperature variations of the refrigerant through the capillary tube length at 30°C cooling water .....	26
Fig. 3-4 Temperature variations of the refrigerant through the capillary tube length at 10 tubes case .....	27
Fig. 3-5 Temperature variations of the refrigerant through the capillary tube length at 6 tubes case .....	28
Fig. 3-6 Temperature variations of the refrigerant through the capillary tube length at 4 tubes case .....	29
Fig. 3-7 Pressure drop across the capillary tube with 10 tubes .....	30
Fig. 3-8 Pressure drop across the capillary tube with 6 tubes .....	31
Fig. 3-9 Pressure drop across the capillary tube with 4 tubes .....	32
Fig. 3-10 Refrigerant mass flow rate with different heat transfer of the capillary tube at 10 tubes .....	33
Fig. 3-11 Refrigerant mass flow rate with different heat transfer of the capillary tube at 6 tubes .....	34

Fig. 3-12 Refrigerant mass flow rate with different heat transfer of the capillary tube at 10 tubes .....	35
Fig. 3-13 Balance of the mass flow rate between compressor and capillary tube with variation of condensing temperature .....	36
Fig. 3-14 Pressure variations at each component in the cycle with 10 tubes of capillary .....	39
Fig. 3-15 Pressure variations at each component in the cycle with 6 tubes of capillary .....	40
Fig. 3-16 Pressure variations at each component in the cycle with 4 tubes of capillary .....	41
Fig. 3-17 Temperature variations at each component in the cycle with 10 tubes of capillary .....	42
Fig. 3-18 Temperature variations at each component in the cycle with 6 tubes of capillary .....	43
Fig. 3-19 Temperature variations at each component in the cycle with 4 tubes of capillary .....	44
Fig. 3-20 Compressor power consumption variations at each test conditions .....	48
Fig. 3-21 Compressor power and capacity variations of the system with 10 capillary tubes .....	51
Fig. 3-22 Compressor power and capacity variations of the system with 6 capillary tubes .....	52
Fig. 3-23 Compressor power and capacity variations of the system with 4 capillary tubes .....	53

# List of Tables

Table 2-1 Specification of the test facility and flow meter .....	13
Table 2-2 Experiment conditions .....	20
Table 3-1 Power variations with number of capillary tube .....	46
Table 3-2 Power variations with variations of condenser inlet water temperature .....	47
Table 3-3 Summary of test results .....	50



# Nomenclature

$A$	: cross-sectional area of inside of tube [ $\text{m}^2$ ]
$D$	: inner diameter of tube [m]
$f$	: friction factor
$h$	: enthalpy [kJ/kg]
$\Delta L$	: length of increment [m]
$p$	: pressure [Pa]
$Re$	: Reynolds number [ $VD/v\mu$ ]
$v$	: specific volume [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ]
$V$	: velocity of refrigerant [m/s]
$w$	: mass flow rate [kg/s]
$\chi$	: vapor fraction in mixture of liquid and vapor
$\mu$	: viscosity [ $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ]

## Summary

An experimental study was conducted to verify performance of an air conditioning system with additional evaporator in the system that is fabricated with capillary tubes. Due to the multi-function of the capillary tube in the system as expansion device and heat exchanger makes reduction of investment price and increment of effectiveness of the heat exchanger.

In this study, capillary tube number, inner diameter and length of the capillary tube are selected as experimental parameter. The experiments are performed with variation of operation condition of the air conditioning system. Mass flow rate of refrigerant, pressure and temperature at various point in the system and power consumption of the compressor is measured with coriolis type mass flow meter, pressure transducer, t-type thermocouple and power meter, respectively.

As results, the Coefficiency of performance calculation result was that only 50 percent of each experimental condition was more than 1 Coefficiency of performance. and Most results of 6 capillary tube connected in parallel condition were more than 1 Coefficiency of performance.

In case of 10 capillary tube, the Coefficiency of performance Significantly decreased unless the temperature of the cooling water was low.

It means that the more diameter and condensing temperature of the capillary tube is high, the more compressor operation rate and energy consumption and the less efficiency.

As a result, because capillary tube absorbs heat from environment, when temperature of the cooling water is low, capillary tube can drop

the condenser temperature much more so that electronic power consumption can be minimized. If more research can be done on heat exchange through capillary tube, we can expect an more efficient energy-saving solution in the very future.



# 1. 서론

## 1.1 연구 배경

인간은 보다 쾌적한 생활을 영유하기 위하여 그동안 여러 방면에 걸쳐 많은 노력을 기울여 왔다. 그 중에서도 외기온도의 변화에 대비한 노력은 인류가 지구상에 존재하기 시작한 때부터 시작되었다고 해도 과언은 아니다. 원시 시대에는 추우면 불을 사용하였고 더울 때는 시원한 곳을 찾아 이동하거나 시원한 물을 이용하였다. 인간의 두뇌가 점차 발달함에 따라 천연얼음(天然氷 : natural ice)을 얼음 창고(氷庫)에 저장하였다가 더울 때 식용(食用)이나 식품저장용으로 사용하였으며, 눈(雪)을 저장하였다가 이용하기도 하였다. 그러나 점차 자연 얼음이나 눈의 수요가 급증하면서 얼음의 인공적인 제조의 필요성이 대두되었고 그 후 여러 가지 노력의 결과로 1880년에 처음으로 인공 얼음(人工氷 : artificial ice)의 제조에 성공함으로써 냉동의 역사가 시작되었다. 얼음제조의 여러 가지 노력 중에서 1755년 영국의 William Cullen은 펌프를 이용한 기계식 냉동기로 제빙(製氷)을 시도하였으며, 많은 사람들이 냉동기를 제작하는데 노력을 기울였다. 그러나 대부분 속도가 느리고 수동으로 운전되며 크기가 너무 큰 것이었다.

최초의 냉동기의 특허는 1790년 영국의 Thomas Harris와 John Long이 취득하였으며, 1834년 미국인 Jacob Perkins가 수동으로 작동되는 에테르(ether) 냉동기로 영국의 특허를 받았으나 25년 후인 1859년 호주의 James Harrison이 증기원동기로 운전되는 황산에테르(sulfuric ether)기계로 발전시켜 세계 최초로 맥주공장을 설치함으로써 실용화 되었다.

20세기에 들어와 1903년에 미국 냉동기협회(ARMA)가 설립되었고 이듬해에는 미국 냉동공학회(ASRE), 1908년에 국제 냉동공학회가 설립됨으로써 냉동기의 연구개발에 박차를 가하였다. 당시의 냉동기는 식품저장 및 운반, 인공스케이팅장, 피혁가공, 음료수 냉각, 양조업, 공기조화 등에 이용되어 산업분야에 본격적으로 응용되기 시작하였다.

이러한 냉동기술이 산업 전반에 널리 보급되면서 업무 및 주거환경에 있어서 쾌적성에 대한 사용자의 요구가 증가되어지고 공기조화기의 사용이 급증하고 있으며, 냉난방기의 경우 성능향상 및 기능향상 등으로 인하여 보급률 또한 증가하고 있다. 국민소득 증가 및 생활수준의 향상과 더불어 실내공간에서 활동시간의 비중은 더욱 높아짐에 따라 소비자 들은 쾌적한 실내공기를 유지하기를 기대하고 있다.

이러한 생활의 편의성을 추구하는 반면에 이로 인한 기후 온난화 문제가 대두되면서 세계 각국은 온실가스를 유발하는 원인에 대해 연구하고 이를 규제해 나가고 있다. 그 주요인 중의 하나가 일상생활에서 없어서는 안 될 공기조화기에 쓰이는 냉매가 있다. 공기조화기는 가정, 사무실, 산업용에 이르기까지 광범위하게 사용되고 있으며, 공기조화기의 수요도 급속도로 빨라지고 있는 것이 현실이다. 과거 공기조화기는 단순히 냉방만이 요구되었으나 최근에는 온난화를 방지할 수 있는 대체냉매 사용에 대한 연구뿐만 아니라 고효율, 저소음에 대한 정부차원의 규제와 소비자의 욕구를 충족시키기 위해 끊임없이 기술개발이 이루어지고 있다.

공기조화기는 냉매가 냉동되는 공간이나 물품으로부터 열을 빼앗아 증발하는 증발기, 냉매증기의 온도와 압력을 응축 가능하도록 높여주고 냉매순환의 원동력인 압축기, 고온의 냉매증기로부터 응축매체로 열전달표면을 통해 열을 전달시키는 역할을 하는 응축기, 증발기로 들어가는 냉매액의 유량을 조절하고 고압의 액체 냉매를 필요한 저온도에 상당하는 포화온도까지 저하시켜 바람직한 저온에서 냉매가 증발하도록 하는 팽창장치로 구성되어 있다.

이중에서 팽창장치는 압축기와 열교환기에 비하여 구조는 간단하지만 압축기와 균형을 유지하면서 전체시스템의 유량과 압력을 조절하는 역할을 한다. 팽창장치로는 모세관, 과열제어 팽창밸브, 플로트 밸브(float valve), 정압팽창밸브 및 오리피스(short tube orifice)등이 있지만 이중 가정용 냉장고뿐만 아니라 중소용량의 공기조화기 팽창기구로 쓰이는 모세관으로 증발기의 기능을 중복하는 실험을 하였다.

본 연구는 공기조화기의 팽창장치로 사용되고 있는 모세관이 압력강하를 거치면서 온도가 감소하며, 비가역 팽창과정을 거치면서 손실되는 에너지를 냉동

사이클내에서 이용하기 위한 연구이다. 최근에 많은 연구자들에 의하여 연구가 진행되고 있는 마이크로채널을 이용한 열교환기에 대한 연구동향과 일치하는 연구과제로써 알루미늄 등의 마이크로채널 열교환기 대신에 동관으로 만들어진 복수개의 모세관을 이용하여 팽창과정 중에 열교환을 수행할 수 있도록 하여 사이클의 성능을 평가하고자 한다. 복수개의 모세관의 갯수를 변화시키고 공기조화기의 작동조건을 변화시키면서 모세관 열교환기의 열전달 및 시스템의 전력량을 비교하여 냉동성능계수를 측정하였다.



## 1.2 연구동향

모세관을 이용한 열교환기에 관한 연구로 Kweon et. al.[1]은 슬레노이드 밸브와 여러 개의 모세관을 조합한 냉매 제어회로를 구성하여 1대의 압축기로 각기 다른 용량대의 구역을 제어 할 수 있는 2실 멀티형 열펌프의 신뢰성 및 안정성을 확인하는 실험을 수행하였다. 그 결과 모세관 방법을 이용한 멀티형 열펌프 시스템의 냉난방능력은 설계기준의 93%이상을 만족하였으며, 냉방시험에서는 단독시험이 설계기준을 약 13% 정도, 난방시험에서는 동시 시험시 설계기준의 약 5% 정도 우수함을 확인하였다.

Park et. al.[2]은 다양한 형상의 모세관에 대한 냉매 유량예측 상관식을 개발하기 위한 실험을 수행하였다. 그 결과 냉매 질량유량은 모세관 입구의 과냉도, 압력 그리고 모세관 직경이 커질수록 증가함을 확인하였고 코일 형상에 따라 직관형 대비 최대 16% 정도의 유량 감소를 나타내고 있었고 이러한 데이터를 베이스로 실험값과 예측값의 상대오차가  $\pm 6\%$ 이내, 평균편차 0.33%, 표준편차 3.24%인 무차원상관식을 개발하였다.

Lee et. al.[3]은 김치냉장고의 모세관 내경을 0.74에서 0.6mm로 변경할 경우 시스템 내부에서 발생하는 열·물성적 변화, 설계인자의 변경 및 성능 특성의 변화 등을 고찰하여 시스템의 최적화를 통해 시스템 설계시 보다 효율적인 냉동 사이클을 구축하기 위한 실험을 수행하였다. 그 결과 모세관 내경이 0.6mm가 0.74mm에 비해 약 33%길이가 감소하는 것으로 나왔다. 이를 통해 원가 절감 뿐만 아니라 에너지 소비를 절감하는 부가적인 효과를 가지고 왔다.

Kim et. al.[4]은 R407C가 R-22의 대체냉매로 기존의 소용량 냉동기에서 사용될 때 모세관에서의 유동 특성을 파악하기 위한 실험을 수행하였다. 결과로서 모세관의 냉매유량은 R407C가 R-22보다 동일한 응축온도에서 과냉도에 따라 같은 기울기를 가지면서 증가한다는 사실과 R407C와 R-22의 절대적인 냉매유량 차이는 R407C의 응축온도를 정의하기에 따라 차이가 날수 있으며, 만약 유사한 응축압력이라면 같은 냉매유량을 가질 것이라고 판단하였다. 또한 고도의 산업화가 가속화 되면서 전자 및 기계장치들의 크기가 소형화 되는 가운데 단위

면적당 발열량이 매우 커지고 있는 실정이고 공간의 제한성에 따른 문제를 해결하기 위해 마이크로 열교환기에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있다.

Gromoll et. al.[5]은 작동유체로 압축공기를 사용하여 마이크로 채널을 이용한 냉각기에 관한 실험을 수행하여 마이크로 채널 열교환기의 열전달 계수를 제시하였다.

Harris et. al.[6]은 직교류 열교환기에 대한 수치해석을 수행하여 최적의 열교환기 형상을 도출한 후 폴리머와 금속 두 가지 재질을 사용하여 열교환기를 제작하여 공기와 물을 작동유체로 실험하여 일정 압력강하의 경우에 대하여 열교환기 성능을 비교하였다.

Yang et. al.[7]은 정상유동상태에서 채널 형상이 서로 다른 두 종류의 마이크로 채널 판형 열교환기에 대하여 물을 작동유체로 실험을 수행 하였는데 하나는 기존의 마이크로 채널 판형열교환기에 흔히 볼 수 있는 직관 마이크로 채널의 열교환기(I-type)이고 다른 하나는 마이크로 채널이 80°의 세브론 각으로 양면 식각된 열교환기(V-type)이다. 이 두열교환기의 채널형상이 열전달 성능에 미치는 영향과 압력강하 특성에 대하여 연구하였는데 V-type 마이크로 채널 판형 열교환기가 I-type 열교환기에 비해 열전달 성능은 50% 증가하고 압력강하특성은 레이놀즈수가 증가함에 따라 다소 높은 것으로 나타났다.

Kim and Groll[8]은 핀 튜브 응축기와 마이크로채널 응축기를 각각 적용한 히트펌프의 성능을 비교하였다. 그들은 열교환기 이외의 다른 시스템요소는 변화시키지 않고 기존의 핀 튜브 열교환기를 마이크로채널 열교환기로 바꾸어 시험하였다. 마이크로채널 응축기는 핀 튜브 응축기와 비교할 때 전면면적은 23%, 그리고 냉매가 흐르는 유로의 내부 체적은 32% 작은 값을 가진다. 그들의 실험 결과에 따르면 지면과 수직으로 설치된 핀 피치 20fpi의 마이크로채널 열교환기의 경우, 핀 튜브 열교환기를 적용한 경우에 비해 냉방능력은 2.7% 작게 나타났고 압축기 소비동력 또한 3.2% 작은 값을 나타냈다. 한편 동일한 마이크로채널 응축기를 적용하고 지면과 수직상태에서 15° 기울어지게 응축기를 설치한 경우, 냉방능력은 4.3% 증가하였고, 압축기 소비동력은 1% 낮아지는 효과를 보였다. 마이크로채널 응축기 시스템의 COP(성능계수)는 기존 시스템에 비해 각각 1.0% 그리고 4.8%의 향상을 가져왔다.

Kim and Bullard[9]는 마이크로채널 열교환기를 응축기로 하는 창문형 에어컨디셔너의 성능을 평가하였다. 그들은 기존 시스템에 부착된 핀 튜브 열교환기를 대신하여 부피가 이보다 50% 작은 마이크로채널 응축기로 교체하여 시험하였으며, 냉매의 충전량도 기존 시스템 대비 35% 작게 충전하였다. 기존 시스템과의 성능평가 비교시, 마이크로채널 응축기를 장착한 시스템의 운전은 기존 시스템과 동일한 과열도와 과냉도를 유지하였다. 실험결과를 살펴보면 마이크로채널 응축기 시스템은 기존 시스템과 비교하여 거의 동일한 COP를 나타냈으나, 압축기 소요동력은 기존 시스템에 비해 2%작게 나타났다.

Cho et. al.[10]은 마이크로채널 응축기를 갖는 패키지형 에어컨디셔너의 성능을 평가하였다. 그들은 핀 튜브 열교환기 대비 82%의 전면면적을 갖는 마이크로채널 열교환기를 사용하였고, 기존 시스템과 비교 할 때 마이크로채널 응축기 시스템은 동일한 냉방용량을 나타냈으며, 냉매충전량에 있어서도 마이크로채널 열교환기의 핀 피치가 3.0mm에서 2.5mm, 그리고 2.0mm로 감소할 때 각각 기존 시스템 대비 35%, 그리고 45% 감소함을 보였다.

Jeong et. al.[11]은 동일한 전면면적을 가지나, 튜브와 핀 피치를 조절하며 서로 전열면적이 다른 세가지 형태의 마이크로채널 응축기에 대해 그 성능을 평가하였다. 마이크로채널 응축기의 전면면적은 기존 핀 튜브 열교환기의 78%에 해당한다. 기존 핀 튜브 열교환기 대비 마이크로채널 열교환기의 전열면적이 73.9%, 84.2%, 그리고 88.5%로 증가함에 따라 마이크로채널 응축기 시스템의 냉방능력과 COP는 기존 핀 튜브 시스템에 접근하였다.

Bae and Han[12]은 가정용 에어컨디셔너로의 마이크로채널 응축기의 적용가능성을 연구하였다. 그들의 연구에 따르면 마이크로채널 열교환기는 동일한 응축기열량을 내는 핀 튜브 열교환기에 비해서 40% 가량 부피를 감소시킬 수 있고, 충전량은 22%까지 줄일 수 있다. 또한, 그들은 마이크로채널 열교환기의 패스 수가 시스템 성능에 미치는 영향을 고찰하였는데, 마이크로채널의 패스수가 4개에서 6개로 바뀔 때 냉방용량은 4%가 증가하였고, 압축기의 소비동력은 0.9% 감소하였다.

## 2. 실험장치 및 실험방법

### 2.1 실험장치의 사이클 구성

일반적인 공기조화기의 냉매의 흐름은 Fig. 2-1과 같다. 증발기에서 나온 저온저압의 가스상태의 냉매를 압축기를 통하여 고온고압의 가스로 압축하여 고온고압의 냉매로 되고(③-④) 응축기에서 냉각수와의 열교환을 통하여 액체상태가 된 후(④-①), 팽창장치로 인하여 저온저압의 냉매로 바뀌어(①-②) 증발기에서 외부열을 흡수하여 압축기로 다시 공급(②-③)되는 사이클로 구성된다

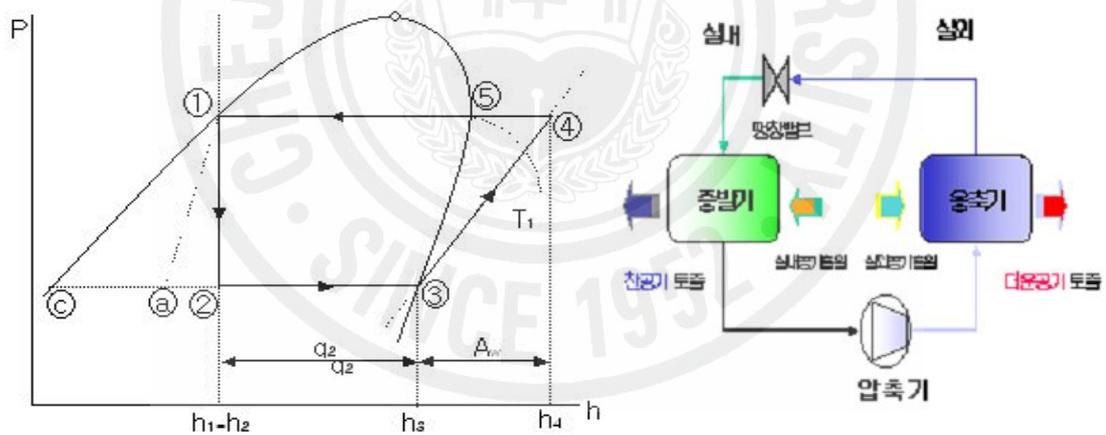


Fig. 2-1 Schematics of standard refrigeration cycle

본 연구를 통해서 구성하고자 하는 냉동사이클은 Fig. 2-2와 같다. 즉, 팽창 장치인 모세관을 복수로 병렬 연결하고 모세관의 갯수를 조절하면서 시스템의 성능변화와 모세관의 열전달을 측정하여 시스템의 최적성능조건을 검토하기 위한 것이다.

따라서 Fig. 2-2의 ③-④구간에서 증발된 냉매증기의 단열압축 되고, ④-⑥ 구간은 압축된 증기가 상온의 물이나 공기로 냉각하여 응축된다. 이 과정은 일정한 온도에서 일어나고 증기가 액체로 되어 체적이 감소한다. 즉, 등온방열에 상당한다. 또한 ⑥-①구간은 고온의 액체냉매가 길이가 긴 모세관을 통과하면서 온도강하 및 압력강하를 거쳐 액체 냉매의 증발로 인하여 주변의 열을 흡수하고, ①-②구간은 모세관을 통과한 저온, 저압의 냉매액으로 인하여 열을 흡수한다.

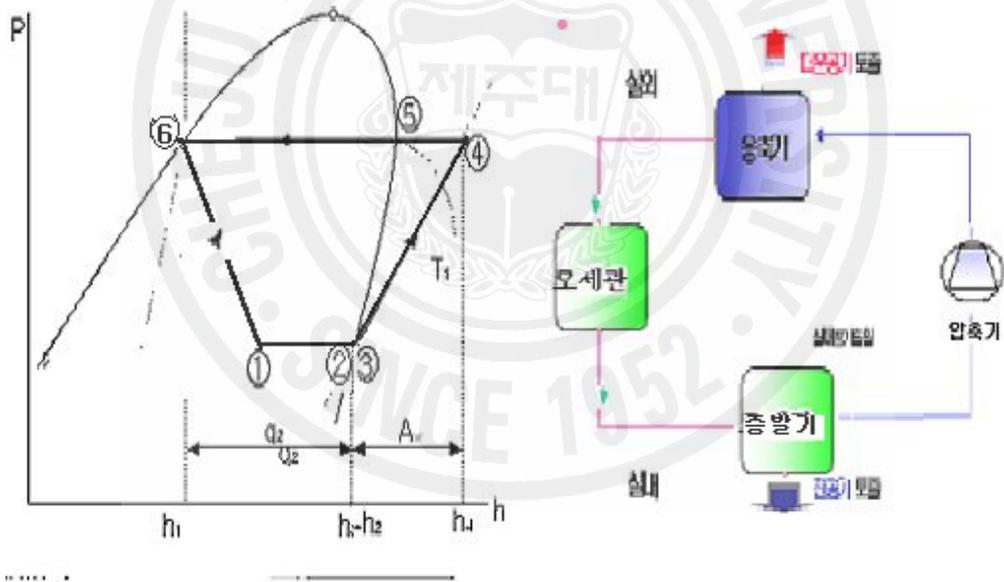


Fig. 2-2 Pressure-enthalpy diagrams for the proposed system

## 2.2 실험장치 및 주요 요소기기

본 실험장치의 운전은 Fig. 2-3과 같이 압축기에서 토출된 고온·고압의 냉매는 응축기로 유입되며, 응축기에서 칠러로부터 공급되는 냉각수와의 열교환을 통하여 고온고압의 가스는 액체로 상변화 과정을 수행하게 된다. 액체 상태의 냉매는 수액기와 질량유량계를 거쳐, 실험조건에 맞는 복수의 병렬 연결된 모세관으로 유입되고, 여기서 교축작용과 모세관 항온수와의 열교환을 통하여 저온저압의 액체와 가스로 상이 혼합되는 과정을 거친다. 그후 증발기로 냉매가 유입되고 증발기에서의 2차 열교환을 수행하면서 완전한 저온저압의 가스로 상이 변화하고, 압축기로 냉매가 유입되면서 사이클이 완성하게 된다.

본 실험장치는 길이 2m, 높이 1.5m의 구조물을 제작하여 각 필요요소 부품을 설치하였다.

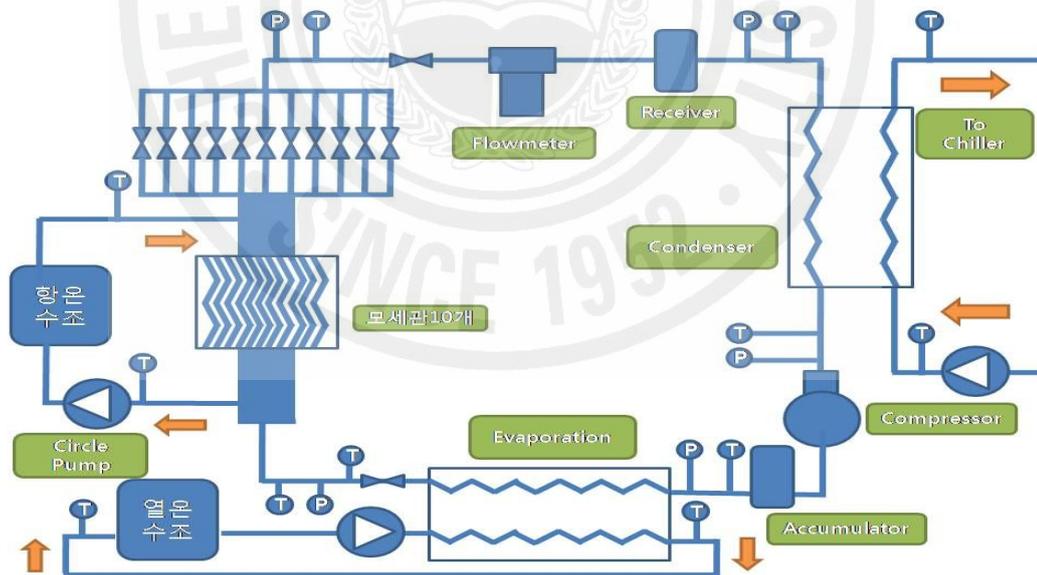


Fig. 2-3 Schematic diagram of the experimental apparatus

모세관의 열전달량을 측정하기 위한 항온조는 길이 100cm, 높이 38cm 및 폭 20cm의 크기의 직사각형으로 제작하였으며, 항온조의 바닥면 양측으로 1 kW급 전기히터 2개를 설치하였다. 항온조의 온도제어는 디지털 온도조절기를 사용하였다. 응축기인 판형 열교환기에서의 냉매의 냉각을 위한 냉각수는 5마력 급의 저온용 칠러를 이용하여 냉각수 온도를 조절한 후 펌프를 이용하여 판형 열교환기에 공급하였다. 저온용 칠러에서 냉각된 냉각수는 가로 90cm, 세로 60cm 및 높이 70cm의 크기인 냉각수용 항온조를 사용하였다. 또한 증발기의 열교환량을 측정하기 위해 길이 100cm, 높이 38cm 및 폭 20cm의 크기의 직사각형 항온수조를 설치하였다.

본 연구의 압축기(compressor)는 냉동능력에 비해 소형 및 경량이어서 소음이 적고 축봉장치가 없어 냉매의 누설염려가 적은 밀폐형 압축기를 사용하였다.

증발기 및 응축기는 판형 열교환기(plate heat exchanger)로써 유체가 흐르는 유로와 구조적인 강도를 고려하여 요철(凹, 凸)형으로 성형된 전열판을 포개서 교대로 각기 유체가 흐르게 한 구조의 열교환기이다. 판형 열교환기는 이중관식 열교환기에 비하여 최소면적을 이용하여 최대 전열면적을 얻을 수 있으며, 소형·경량화가 가능하고, 증발기 및 응축기에서 열교환하는 유체와의 온도차가 작아서 열교환 효율이 높은 장점이 있다. 판형 열교환기는 난류 형성이 활발하고 전열판 표면이 매끄러워 오염이 잘되지 않으며, 설치 및 배관이 용이하다. 이러한 장점들로 인하여 본 연구에서는 칠러(chiller) 및 항온수조와의 열교환기로 판형 열교환기를 사용하였다.

판형열교환기(응축기) 이후에는 수액기(receiver tank)를 설치하였다. 수액기는 액체상태의 냉매를 저장하는 장치로써 압축기에서 토출된 고온·고압의 냉매가 판형열교환기에서 응축되어 된 액상의 냉매를 저장하며, 응축이 불완전한 상태의 냉매가 유입될 경우에 수액기에서 냉매를 일시적으로 저장하였다가 모세관 열교환기에서 소요되는 만큼의 액체냉매를 모세관으로 보내주는 역할을 수행하므로 보조 응축기라고도 불린다. 수액기의 사용은 냉동 사이클의 위험도를 조금이나마 줄여주는 만큼 일종의 안전장치 역할을 수행한다고 할 수 있다. 외형상으로는 수직형과 수평형으로 분류되며 일반적으로 적은 용량의 냉동기에서는 수직

형을 사용하며 대용량으로 갈수록 수평형을 사용한다. 본 연구에서는 수직형 수액기를 사용하였다.

본 연구에서 구성한 실험장치는 플래어접합과 산소용접에 의한 접합방법을 이용하여 전체시스템을 제작한 후, 냉매 순환회로 내의 각 구성품의 배관연결부위를 중심으로 질소 가압을 통하여 누설시험을 수행하였다. 가스누설시험을 진행하는데 있어서 냉매를 사용할 경우에는 외기온도에 따라 시스템의 압력이 변하기 때문에 누설여부를 판단하기 어렵고, 극히 미세한 부위에서 누설이 발생하는 경우에는 누설부위 확인이 곤란하여, 시스템에 압력을 가한 후 충분한 시간을 두고 누설여부를 확인 하였다. 이때 사용한 질소 가스의 압력은  $20 \text{ kgf/cm}^2$ 이다.

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

냉매의 충전에 있어서 액상으로 충전할 경우에 충전시간을 단축시킬 수 있으나, 액상으로 냉매가 압축기에 흡입될 경우 액 압축에 따른 압축기의 파손이 우려되므로 가스상태로 저압충전포트를 통하여 냉매를 충전하면서 매니폴드 게이지를 사용하여 충전량을 조절하였다. 초기 충전에 있어서 냉매가 어느 정도 충전되었을 경우에는 시스템을 정격조건에서 운전하면서 냉매를 추가적으로 충전하였다. 이때 매니폴드게이지를 사용하여 초기 냉매가 부족하여 저압측이 너무 감소하여 저압차단기가 작동하는 것을 피하면서 충전하였다.

본 연구의 주요 목표인 모세관의 열전달량을 측정하기 위해 항온조에서 모세관에 유입되고 유출되는 물의 온도차를 이용하고 이때 흐르는 유량을 측정하여 열전달량을 계산하였다.

시스템의 각 부분에서의 냉매의 압력 및 온도는 압력변환기(pressure transducer) 및 T-type(copper-constantan)의 열전대(thermocouple)를 사용하였다. 판형열교환기와 모세관열교환기의 부하조절을 위하여 응축기인 경우에는 5마력급의 저온용 칠러를 사용하였으며, 증발기 및 모세관에는 20리터 용량의 항온조를 설치한 후 항온조 내에 전기히터를 제어하여 실험온도를 설정하였다. 시스템의 소비전력은 전력변환기(power meter, WT1030)를 사용하여 측정하였다.

Fig. 2-4는 본 연구에서 구성한 실험장치의 사진이고, Table 2-1은 시스템의 사양이며 본 실험에 사용한 작동유체는 R-22이다.



Fig. 2-4 Photograph of experimental test setup and data acquisition system

Table 2-1 Specification of the test facility and flow meter

Heat exchanger (2EA)	RT	1
	Maximum temperature (°C)	185
	Area(m <sup>2</sup> )	0.32
	Plate(EA)	10
Compressor	RT	1/2
	Refrigerant	R-22
	Displacement volume (m <sup>3</sup> /h)	2.1
Receiver	HP	3/4
	Volume ( ℓ )	1.5
	Connection	3/8" in, 3/8" out
Constant temperature tank (2EA)	L100cm, H38cm, W20cm	
Refrigerant mass flow meter ( Micro Motion F-series)	Standard uncertainty : ±0.044% Fluid : Water (H <sub>2</sub> O) Nominal flow rate : 18.44 kg/min Meter total : 7.9 kg Error : ±0.01% Accuracy : ±0.2%	

## 2.3 계측장치와 측정방법

본 연구에서 압축기의 소비전력은 전력량 측정기(power meter)를 이용하여 측정하였다.

냉매유량은 코리올리스(Colioris) 효과를 이용한 질량유량계(mass flow meter)를 사용하였으며, 질량유량계는 유입 및 유출구 플랜지(flange)와 유로를 2개로 나누어주는 매니폴드(manifold), 2개의 흐름관(flow tube)으로 구성되어 있으며, 질량을 계측하는 전기·전자 부품으로서의 좌우에 전자 pick off, 전자 오실레이터(oscillator) 및 온도 센서로 구성되어 있다. 유량측정 원리를 살펴보면 측정하고자하는 유체가 플랜지를 통과하면 매니폴드에서 2개의 흐름관으로 흐르면서 좌우에 설치된 전자 pick off에 의하여 유체가 흐를 때 코리올리힘에 의하여 흐름관의 뒤틀림 현상이 발생한다. 이때 위상차 신호를 검출함으로써 유체의 질량유량이 측정된다.

관형 열교환기와 열교환하는 열원수와 냉각수의 유량은 배관에 설치된 글로브 밸브를 이용하여 조절하였다.

시스템의 냉매사이클 압력을 측정하기 위하여 압축기(compressor) 출구, 모세관열교환기 입구와 출구, 그리고 증발기 출구에 각각 한 개씩 총 4개의 압력 변환기(pressure transducer)를 설치하였다. 압력변환기와 더불어 육안으로 쉽게 확인할 수 있는 브루돈형 압력계(pressure gauge)와 계측된 압력을 기록/저장하기 위하여 압력변환기(pressure transducer)를 병렬로 동시에 설치하였다. 설치된 압력변환기에서 출력되는 모든 값은 자료처리 시스템에서 변환하여 컴퓨터에서 기록하였다.

시스템의 사이클 온도는 T-type 열전대를 사용하였다. T-type 열전대는 (+)쪽에 순동(Cu)과 (-)쪽에 Cu-Ni합금으로 구성되어 있으며, 본 실험에 사용한 열전대의 굵기는 0.32mm이다.

온도측정 위치는 압축기(compressor) 출구, 모세관 열교환기 입/출구, 증발기와 응축기의 입/출구에 부착하고 측정하였으며, 자료처리시스템에 의하여 실시간으로 컴퓨터에서 처리하였다. 측정된 온도의 불확실성은  $\pm 3\%$ 이다.

또한 모세관 길이당 온도 변화를 측정하기 위해 모세관 시작점부터 50cm간격으로 열전대를 설치하여 구간별 온도를 측정하였다. Fig. 2-5는 모세관 길이의 열전대 측정 위치를 도시한 것이다.

본 연구를 위하여 제작한 시스템의 운전시에 각 부위의 냉매의 상태 변화는 자료처리 시스템의 운용소프트웨어(DAQ32)를 통하여 취득하여 컴퓨터에 저장하였으며, 취득되는 데이터는 실시간으로 컴퓨터 모니터에서 볼 수 있도록 하였다.

Fig. 2-6은 본 연구에서 각종 데이터 취득의 흐름에 대한 개략도이다. 냉매의 각지점에서의 상태 변화에 대한 측정흐름을 나타내고 있다.

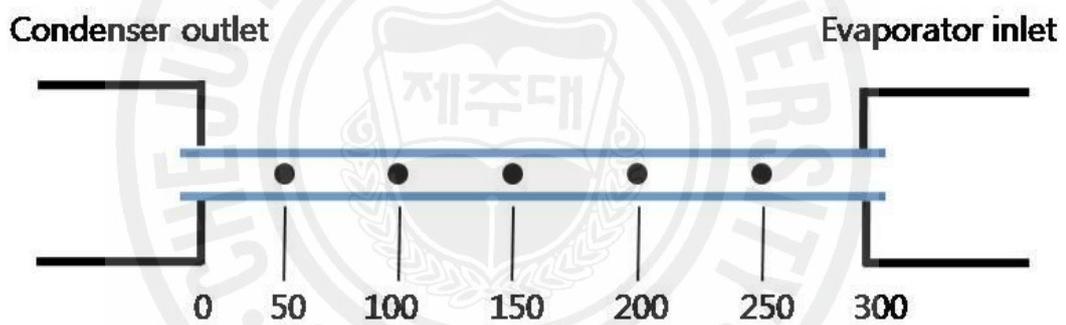


Fig. 2-5 Schematics for connection of the capillary tube

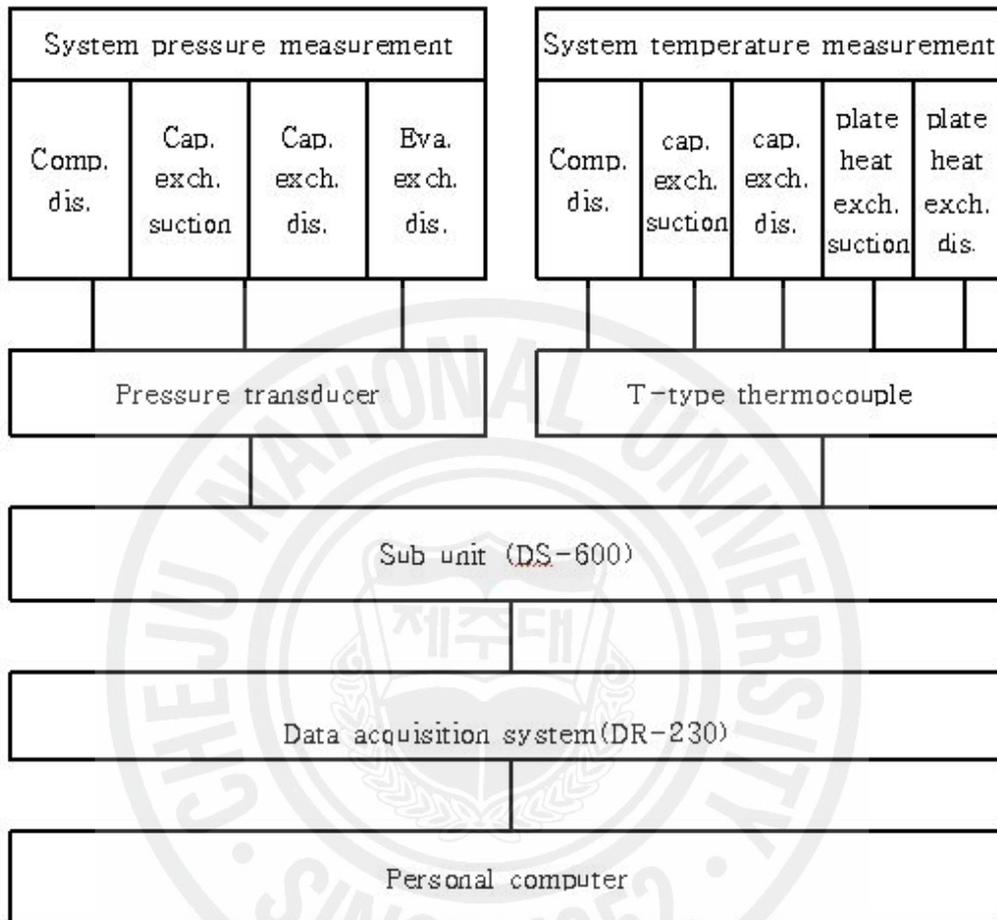


Fig. 2-6 Flow chart for the data acquisition of refrigerant pressure and temperature measurement

## 2.4 이론해석 및 열전달

본 연구에서 모세관의 열전달율은 모세관과 열교환하는 유체의 입출구의 온도차와 이때 흐르는 질량유량을 이용하여 다음 식(1)로부터 계산하였다.

$$Q_m = \dot{m} \times C_p \times (T_{in} - T_{out}) \quad (1)$$

실험에 선행하여 본 연구에서 필요한 모세관의 길이는 McAdams가 유도한 다음과 같은 연립방정식을 해석하여 모세관 길이를 3m로 설정하였다[3]. 계산에 필요한 초기 유량은 압축기 체적과 압축기의 회전속도로부터 유량을 계산하였으며, 실험에서 질량유량계를 설치하여 냉매의 유량 변화도 측정하였다.

$$w = \frac{V_1 A}{V_1} = \frac{V_2 A}{V_2} \quad (2)$$

$$1000h_1 + \frac{V_1^2}{2} = 1000h_2 + \frac{V_2^2}{2} \quad (3)$$

$$\left[ (p_1 - p_2) - f \frac{\Delta L}{D} \frac{V^2}{2v} \right] A = w(V_2 - V_1) \quad (4)$$

식(2)~(4)을 정리하면 식(5)와 같으며, 마찰계수  $f$ 는 식(6)과 같다.

$$f \frac{\Delta L}{D} \frac{V^2}{2v} = f \frac{\Delta L}{D} \frac{V}{2} \frac{w}{A} \quad (5)$$

$$f = \frac{0.33}{Re^{0.25}} = \frac{0.33}{(VD/\mu v)^{0.25}} \quad (6)$$

모세관의 길이방향의 건도  $x$ 값은 식(7)~(10)와 같이 산출할 수 있다.

$$x = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (7)$$

여기서 a, b, c는 다음과 같다.

$$a = (v_{g2} - v_{f2})^2 \left( \frac{w}{A} \right)^2 \frac{1}{2} \quad (8)$$

$$b = 1000(h_{g2} - h_{f2}) + v_{f2}(v_{g2} - v_{f2}) \left( \frac{w}{A} \right)^2 \quad (9)$$

$$c = 1000(h_{f2} - h_1) + \left( \frac{w}{A} \right)^2 \frac{1}{2} v_{f2}^2 - \frac{V_1^2}{2} \quad (10)$$

온도에 따른 비체적, 엔탈피 및 점성은 R-22냉매의 경우 상태량 계산 프로그램으로부터 구할 수 있다.

## 2.5 실험 조건

본 연구의 모세관 열교환기의 성능평가를 위한 실험조건은 Table 2-2와 같다. 본 실험에서는 길이 3m의 모세관을 10개, 6개 및 4개를 각각 병렬로 연결한 경우에 대하여 증발기의 열원수의 온도를 15℃ 및 20℃로 변화시켰다. 응축기 냉각수의 유입온도를 30℃, 35℃ 및 40℃로 변화시켜 총 18 케이스에 대해 실험하였다.

병렬로 연결된 모세관은 직경 25mm의 관에 양끝으로 세밀하게 집어넣어 열손실을 최소화하였으며, 양 끝에 연결 부속을 사용하여 항온수조와 열교환을 할 수 있도록 하였다. 또한 모세관용 항온수조는 용량 20리터 정도로써, RTD와 1kW 히터를 사용하여 온도를  $35\text{℃} \pm 2\text{℃}$ 로 일정하게 유지시켜 주었다. 모세관 사용 개수를 조절하기 위해 모세관의 입구에 밸브를 달아 조절하였다.

모세관의 온도 변화는 열전대를 이용하여 측정하였으며, 모세관 입구에서부터 50cm간격으로 측정하였다. 압축기 출구와 모세관 장치 입·출구, 그리고 증발기 출구에는 압력계를 설치하여 압력과 온도를 측정하였다.

배관이나 수조에서 발생하는 열손실을 최대한 줄이기 위해 단열재를 사용하였으며 소비전력의 측정은 전력계(power meter)를 이용하여 측정하였다.

정상상태의 판단은 압축기 출구온도를 기준으로 판단하였으며, 압축기 출구의 온도가 15분에서 20분동안 온도편차가  $\pm 1.0\text{℃}$  이내의 범위일 때 정상상태로 판정하여 데이터를 취득하였다, 이때 발생하는 각각의 실험조건에서 압축기의 소비전력(kW), 냉매의 질량(kg/s), 모세관의 열전달량, 증발기의 열전달량 등을 측정하여 비교 검토하였다. 모세관에서의 열량과 증발기에서의 열량을 합산하여 압축기의 전력량을 대비시켜 냉동성능계수를 측정하였다.

Table 2-2 Experiment conditions

Inner dia. of capillary tube (mm)	Capillary tube length (m)	Parallel the number (EA)	Heat source Tank Temp. (°C)	Cooling Tank Temperature (°C)	Capillary tube Source Tank Temp.(°C)
1.0	3	10	20	30	35
		10	20	35	
		10	20	40	
		10	15	30	
		10	15	35	
		10	15	40	
		6	20	30	
		6	20	35	
		6	20	40	
		6	15	30	
		6	15	35	
		6	15	40	
		4	20	30	
		4	20	35	
		4	20	40	
		4	15	30	
		4	15	35	
		4	15	40	

## 3. 실험 결과 및 고찰

### 3.1 모세관의 온도변화

#### 3.1.1 응축온도 변화에 따른 모세관의 온도변화

Figs 3-1 ~ 3-3은 응축기의 냉각수 입구 온도변화에 따른 모세관의 일정 구간에 대한 온도분포를 나타낸 것이다. 냉각수의 온도는 30℃, 35℃ 및 40℃의 3가지 경우에 대하여 실험하였다.

Fig. 3-1은 냉각수 온도가 40℃일 때의 온도분포를 나타낸 것이다. 여기서 길이가 0cm인 지점은 모세관의 입구부이며 300cm인 지점은 모세관의 출구부이다. 그림에서 살펴보면 0cm~250cm의 구간은 서서히 온도강하가 이루어지나 250 cm 이후에서 급격한 온도강하가 이루어지고 있음을 알 수 있다. 250cm 이후에서 부터 온도 기울기가 급한 것은 압력강하로 인하여 관내의 냉매가 증발하기 시작한 때로 또한 이때부터 이상영역(two-phase region)이 존재하게 된다. 또한 모세관 표면의 온도는 냉매의 증발열로 소비되기 때문에 현저히 떨어지고 있다. 입구부에서 직선을 유지하는 이유는 냉매가 과냉상태이기 때문에 얼마만큼의 압력강하가 생겨도 계속 액상을 유지한다. 한편 직선부의 길이가 길수록 액상 영역이 길며 이때는 이상일 때 보다 유동저항이 작아지므로 보다 많은 유량을 보낼 수 있다.

Fig. 3-2는 냉각수의 유입온도가 35℃일 때의 온도분포로써 액상영역인 직선구간이 나타나 있고 250cm이후로 냉매증발이 일어나기 시작하여 급격한 온도강하가 이루어진다.

Fig. 3-3은 칠러수조의 온도가 30℃일 때의 온도분포이며 온도강하의 상태는 위의 그림과 비슷하나 일부 구간에서 실험조건간의 온도구배가 엇갈리는 현상을 보이고 있다. 이것은 실험에 있어서 모세관의 열교환을 하는 항온조의 물의 온도가 항상 35℃로 일정하게 유지하고 있기 때문에 모세관 입구의 온도가 실험 조건 35℃이하의 온도여서 일정구간 까지 온도강하에 대한 간섭을 받는 것으로

보인다. 그러나 대체적으로 온도강하의 기울기가 급격하지 않음을 알 수 있다.

### 3.1.2 모세관 개수에 따른 구간별 성능분포

Figs. 3-4 ~ 3-6은 모세관의 개수별 모세관 길이에 대한 온도분포를 나타낸 것이다.

Fig. 3-4는 모세관수 10개를 병렬 연결했을 때 구간별 온도기울기이다. 100cm까지는 직선을 유지하고 있어서 냉매가 액체상태임을 알 수 있으며 그 이후 완만한 기울기로 온도강하가 일어나고 있다. 여기서도 냉각수의 유입온도 변화에 따라 응축기의 열교환으로 인하여 모세관 입구의 온도차가 많은 편차를 보이고 있으며, 150cm 이후에서는 칠러온도 30℃일 때의 실험조건 2개소가 모세관 항온조의 물의 온도 35℃와 간섭을 받아 불안정한 온도강하를 나타내다가 250cm 이후부터 냉매가 증발하여 기포가 발생하기 시작하면서 관끝까지의 압력강하는 선형적으로 변하지 않고 하류로 갈수록 그 구배가 점점 증대하여 표면온도를 떨어뜨리고 있다. 또한 250cm 지점까지는 일정온도에 상응하는 포화압력까지 강하하고, 그 이후 온도와 압력의 강하는 같은 형태로 이루어진다. 온도는 그 압력에 상응하는 포화온도이고 따라서 온도와 압력의 곡선은 250cm지점 이후부터 모세관 끝까지는 일치한다고 볼 수 있다.

Fig. 3-5는 6개의 모세관을 병렬 연결한 상태로, 각각 실험조건에 온도편차가 일정한 형태로 온도강하를 보여주고 있다. 2개의 열원수조의 온도 크기에 따라 그래프가 이분화되고 있음을 알 수 있다. 대부분 200cm 지점부터 온도강하가 시작하고 있으나 냉각수 온도 30℃의 실험조건 2개소는 250cm 지점까지 어느 정도의 액냉 상태를 유지하다가 급격한 압력강하로 증기로 변하고 있다.

Fig. 3-6은 모세관 4개의 병렬연결 상태로써 250cm 지점까지 완만한 기울기로 온도가 내려가다가 250cm 지점에서 온도가 급강하하고 있음을 알 수 있다. 실질적으로 모세관의 열교환기로서의 역할은 전체 모세관 길이 300cm중 16%에 해당하는 마지막 50cm 구간에서 수행되고 있음을 알 수 있다.

Figs 3-7 ~ 3-9는 모세관 병렬 개수에 대하여 모세관 입·출구에 대한 압력강하 분포를 표시하고 있다. 대체적으로 세그먼트 모두 열원수 온도 15℃에서는 압력강하 편차가 비슷하다가, 20℃에서 칠러온도가 높을수록 압력강하의 편차가

커짐을 알 수 있다. 이것은 응축기 출구온도가 높은 상태에서 모세관에 유입된 냉매가 250cm 지점부터 온도강하 기울기에 해당하는 만큼의 압력분포가 변하고 있음을 알 수 있다.

### 3.1.3 냉매유량의 변화

Figs 3-10 ~ 3-12는 모세관수의 변경에 따른 각 실험조건에서의 모세관의 열교환을 위한 유출·입수되는 물의 온도차에 대한 냉매질량의 분포를 나타낸 것이다. 냉매질량은 물의 온도차와 관계없이 전반적으로 시스템 압력과의 관계가 있음을 알 수 있다. 즉, 모세관을 흐르는 냉매량은 모세관 입구의 압력이 상승하면 증가하고 출구의 압력이 저하하면 같은 모양으로 증가한다. 그러나 출구의 압력이 어떤 값 이하로 떨어지면 흐름에 변화가 발생한다. 전반적으로 실험조건 대부분이 모세관 출구의 압력보다 증발기 출구의 압력이 내려가 있다. 이때는 흐르는 냉매가 이상류가 되어 가스가 있는 경우에는 하류 압력이 감소하여 출구의 유속이 음속에 도달하면, 하부의 유동압력이 더 낮추게 되어도 냉매의 초킹(chocking)현상에 의하여 그 유량은 더 증가하지 않고 일정함을 알 수 있다.

냉동시스템에서 모세관은 압축기가 토출하는 냉매질량 만큼을 증발기로 공급할 수 있어야 한다. 모세관에 의하여 공급되는 질량 유량과 압축기에 의해 토출되는 질량유동 유량을 압축기의 흡입압력에 대해 나타내 보면 Fig. 3-13과 같다. 여기서 실선은 압축기의 토출질량 유량이고, 점선은 모세관을 통과하는 질량 유동량이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 모세관은 응축압력이 높을수록 보다 많은 질량순환량을 통과시키고, 압축기는 그 반대이다. 모세관은 주어진 응축온도와 압력하에서 압축기의 토출냉매 질량순환량과 같은 질량순환량을 통과시키는 흡입압력이 존재하게 된다. 즉, 모세관과 압축기는 주어진 응축, 흡입 압력하에서 동일한 질량순환량을 갖는 평형점을 갖게 되고 이것이 반듯이 지켜져야 시스템이 안정화 된다는 것을 확인할 수 있다.

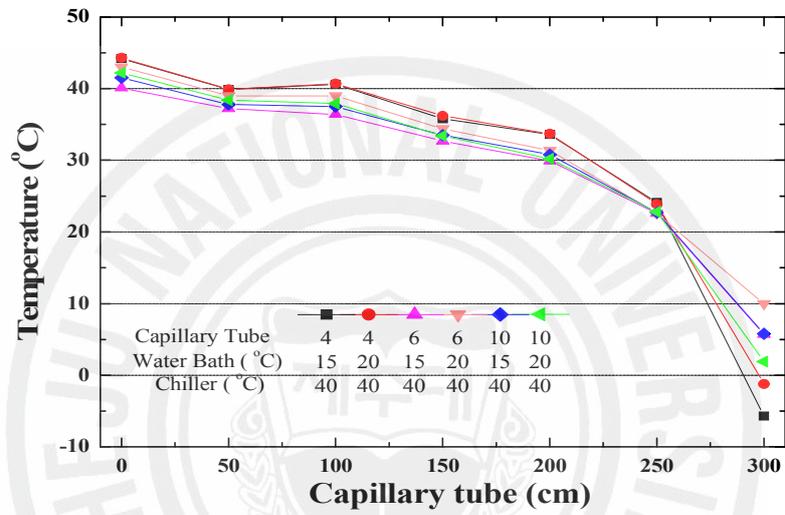


Fig. 3-1 Temperature variations of the refrigerant through the capillary tube length at 40°C cooling water

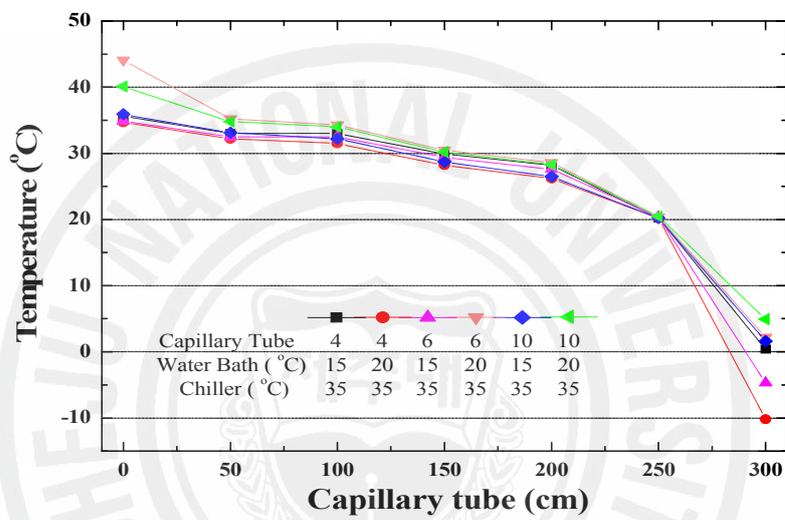


Fig. 3-2 Temperature variations of the refrigerant through the capillary tube length at 35°C cooling water

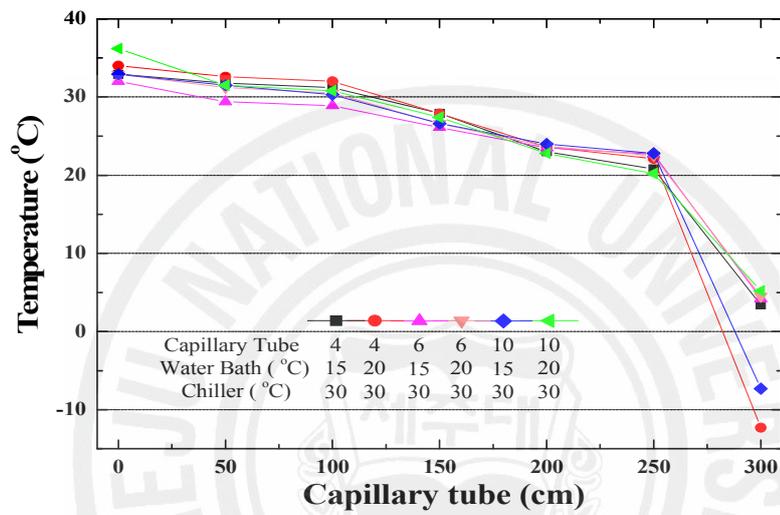


Fig. 3-3 Temperature variations of the refrigerant through the capillary tube length at 30°C cooling water

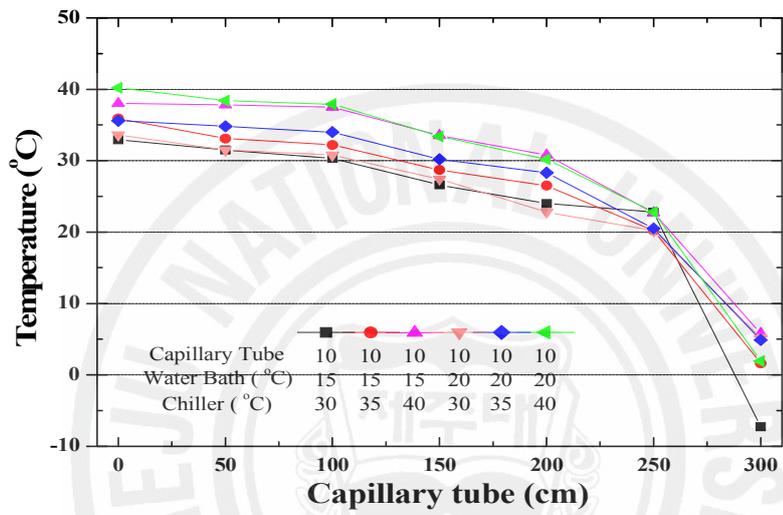


Fig. 3-4 Temperature variations of the refrigerant through the capillary tube length at 10 tubes case

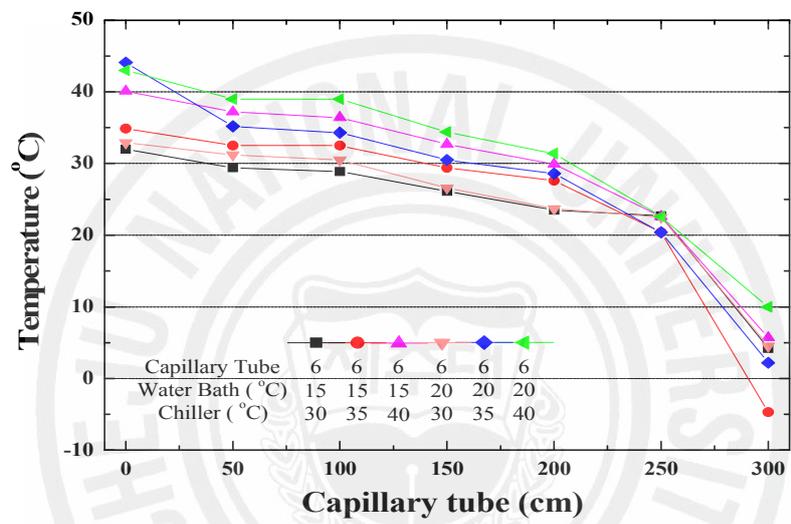


Fig. 3-5 Temperature variations of the refrigerant through the capillary tube length at 6 tubes case

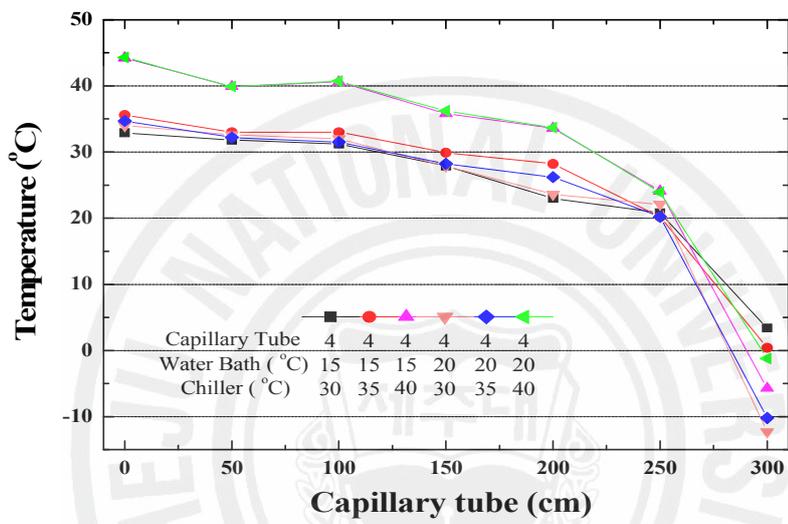


Fig. 3-6 Temperature variations of the refrigerant through the capillary tube length at 4 tubes case

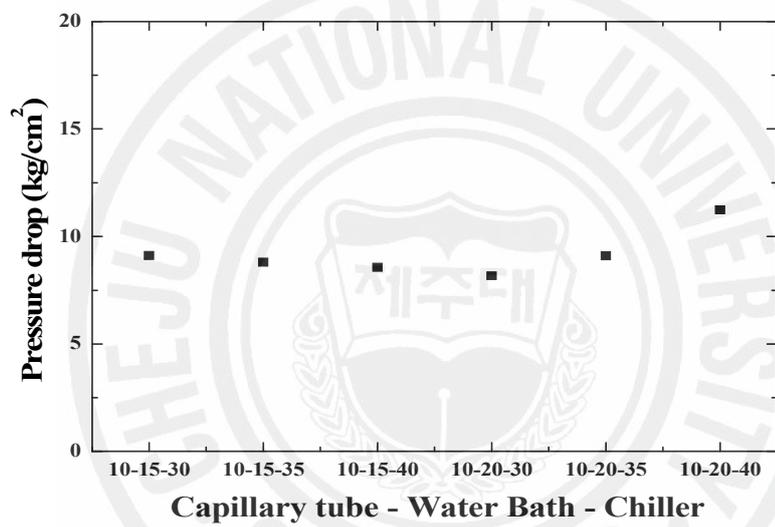


Fig. 3-7 Pressure drop across the capillary tube with 10 tubes

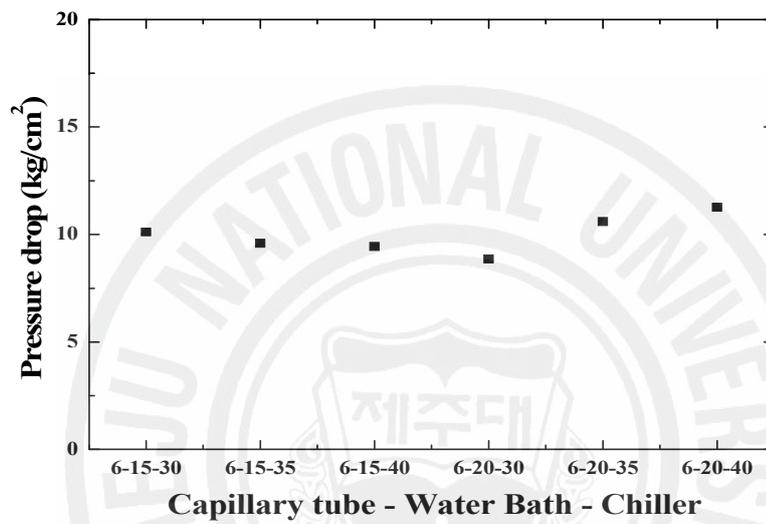


Fig. 3-8 Pressure drop across the capillary tube with 6 tubes

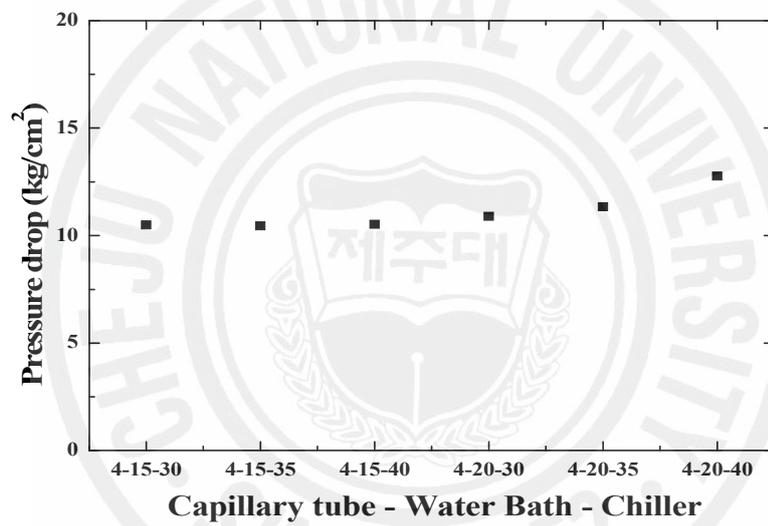


Fig. 3-9 Pressure drop across the capillary tube with 4 tubes

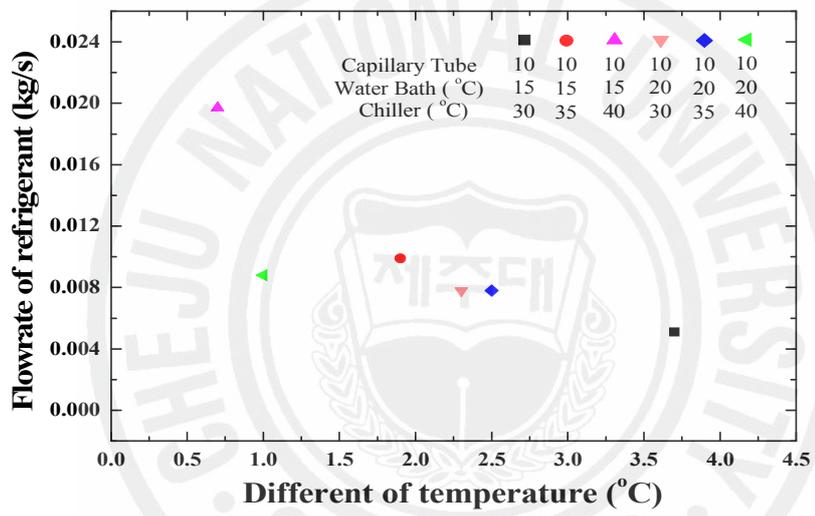


Fig. 3-10 Refrigerant mass flow rate with different heat transfer of the capillary tube at 10 tubes

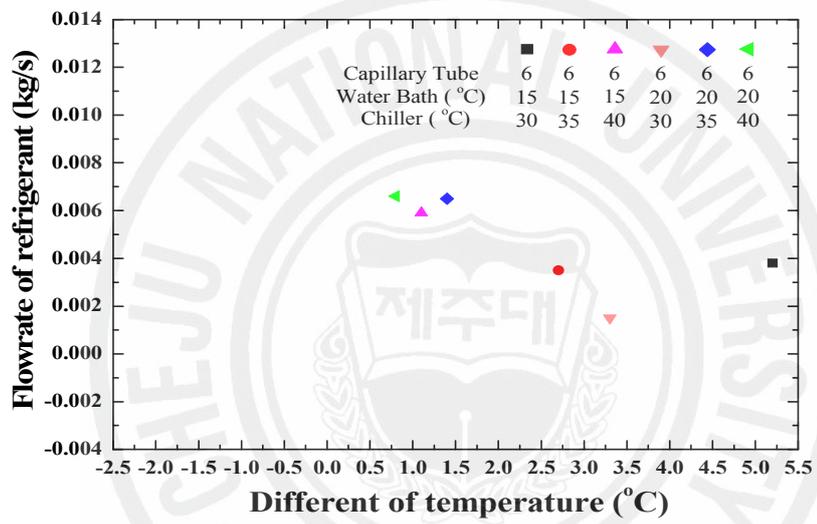


Fig. 3-11 Refrigerant mass flow rate with different heat transfer of the capillary tube at 6 tubes

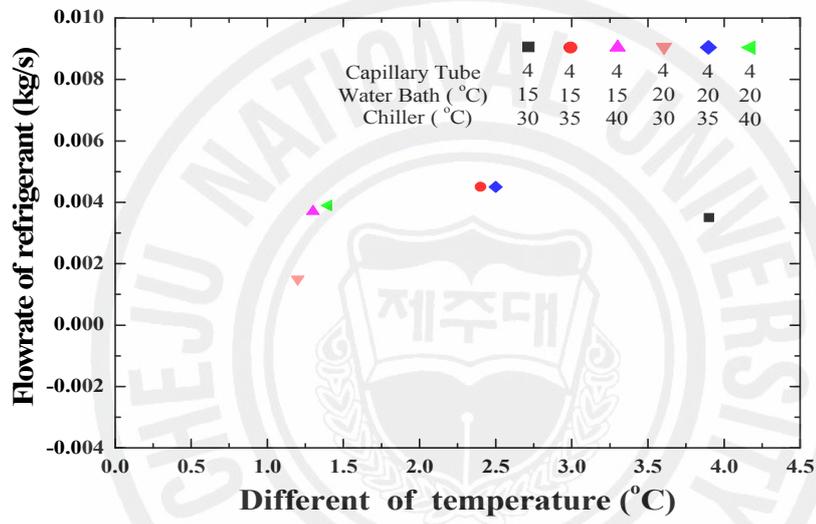


Fig. 3-12 Refrigerant mass flow rate with different heat transfer of the capillary tube at 10 tubes

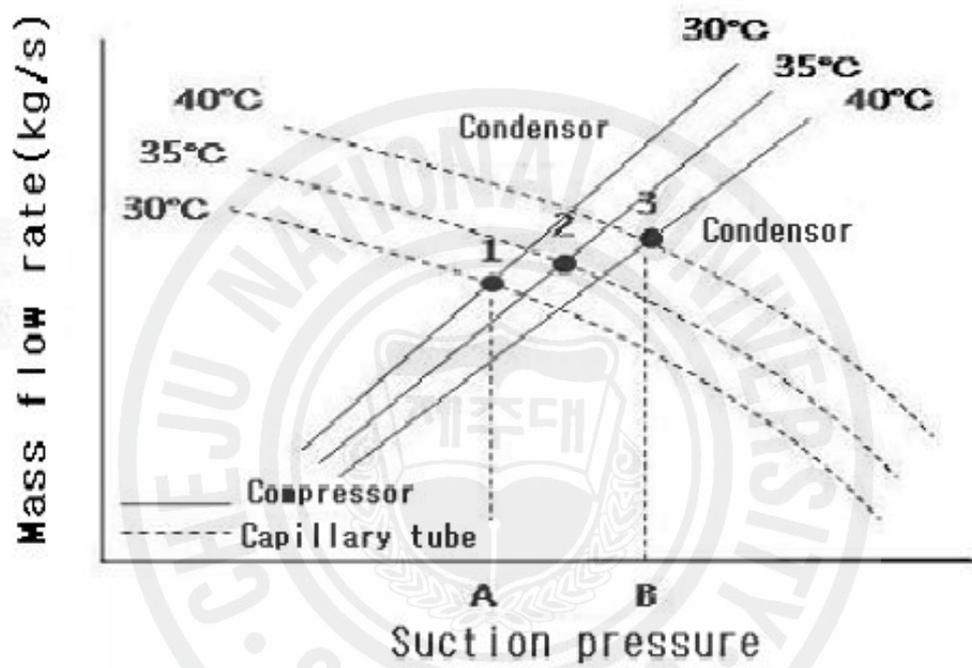


Fig. 3-13 Balance of the mass flow rate between compressor and capillary tube with variation of condensing temperature

## 3.2 시스템의 성능변화

### 3.2.1 압력변화

증기압축 냉동 사이클이 실제로 작동되는 과정에서는 여러 가지 비가역성이 존재한다. 첫째로 사이클 전 과정을 통하여 열교환기 및 연결관 부분은 등압과정으로 이상화하였으나 마찰에 의한 압력강하를 피할 수 없다. 또한 열교환기 이외의 부분에서 일어나는 기체를 압축하는 과정이 가역단열의 등엔트로피 상태에서 일어나는 것은 이상적일 뿐 실제장치에서는 마찰, 누설, 열전달 등 비가역성이 엄연히 존재한다. 또한 압축기 입구 조건을 포화증기로, 모세관의 입구조건을 포화액체로 가정하는 것은 현실 장치에서는 조금씩 어긋나도록 되어 있다. 이것은 비가역성의 측면에서 보다는 단순 이상화사이클에서 벗어났다는 면에서 관찰할 필요가 있다

Figs 3-14 ~ 3-16은 모세관 개수에 따른 사이클 내의 압력변화를 나타낸 것이다. 본 실험의 압력은 압축기 출구, 모세관 입구, 모세관 출구, 증발기 출구 4개의 위치에서 측정하였다. 냉각수 유입온도가 높을수록 열원수 온도가 높을수록 전 구간에 걸쳐 압력이 높음을 알 수 있다. 압축기 출구에서 모세관 입구까지는 고압을 형성하여 약 12~16 kg/cm<sup>2</sup>의 압력으로 일정하게 유지하다가 모세관을 거치면서 10kg/cm<sup>2</sup> 정도의 압력으로 급강하하고 증발기에서의 열교환을 거치면서 소량의 압력강하가 이루어짐을 알 수 있다. 이것은 증발기에서의 냉매상태는 열을 가하면 온도는 변하지 않고 증발 즉, 비등을 시작하는 포화액이어서 통상압력은 일정하게 유지되어야 하지만 냉매상태의 불안정함을 나타내고 있다. 또한 모세관 4개로 병렬연결을 하였을 경우가 각 조건의 압력이 집중화되고 있음을 보여주고 있다.

### 3.2.2 온도변화

냉동기의 사용온도 조건은 사용목적, 외기의 조건 등에 따라서 변화하므로 일정하지 않다. 정확한 시스템의 온도를 측정하기 위해선 같은 외기조건의 환경에서의 신속한 측정이 중요하다. 본 실험은 18종의 실험조건을 장기간에 걸쳐 측정하였기 때문에, 동일 외기조건에서의 온도측정이라고 판단하기는 어렵다.

Figs 3-17 ~ 3-19는 병렬 연결된 모세관 수의 변화에 대한 냉동시스템의 각 측정 지점에 따른 온도 분포를 나타낸 것이다. 압축기 출구의 온도는 120℃~140℃ 범위로 일반적인 냉동 시스템에 비해 과열된 양상을 보이고 있다.

그림에서 살펴보면 응축기 입출구에서 급격한 온도강하가 이루어지고 있어 칠러에서 나오는 냉각수와 열교환이 매우 잘 진행되고 있으며, 모세관과 증발기를 통과하면서 일정량의 열교환을 하고 있음을 알 수 있다.



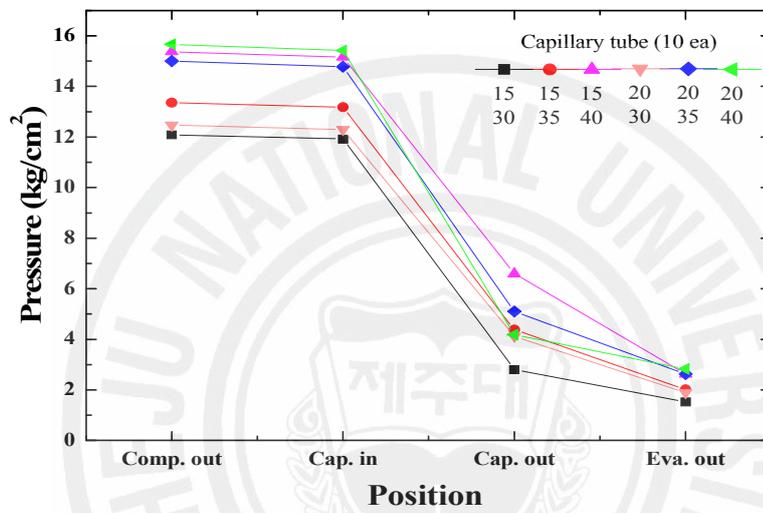


Fig. 3-14 Pressure variations at each component in the cycle with 10 tubes of capillary

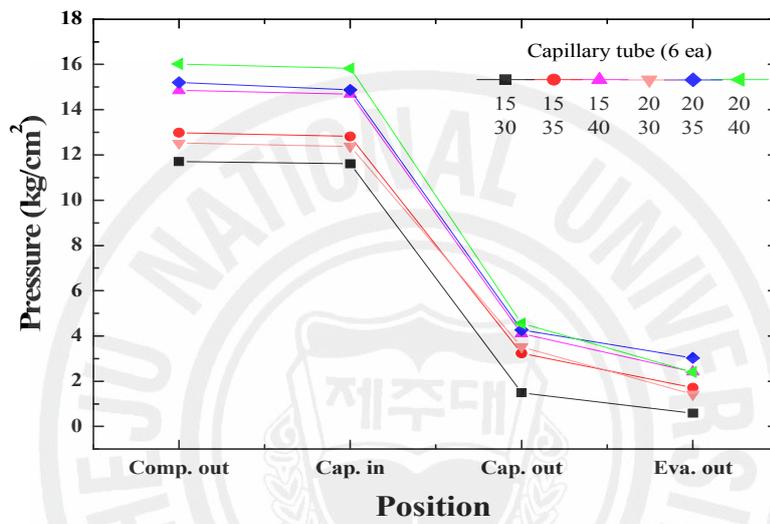


Fig. 3-15 Pressure variations at each component in the cycle with 6 tubes of capillary

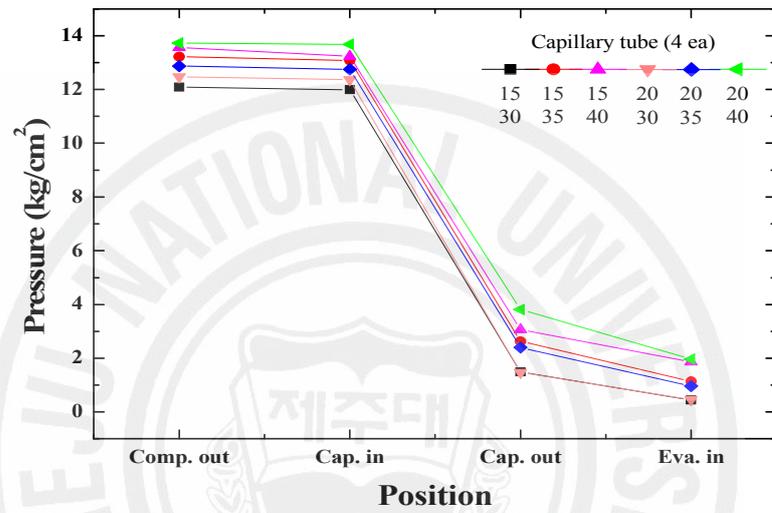


Fig. 3-16 Pressure variations at each component in the cycle with 4 tubes of capillary

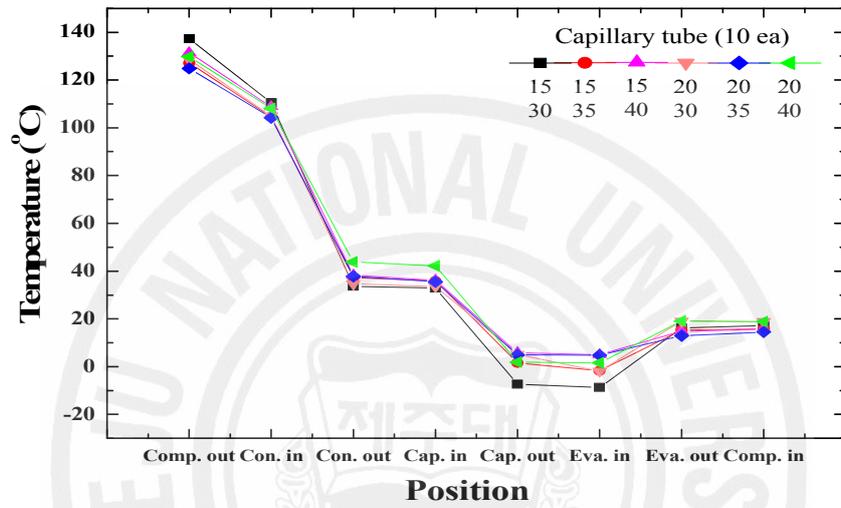


Fig. 3-17 Temperature variations at each component in the cycle with 10 tubes of capillary

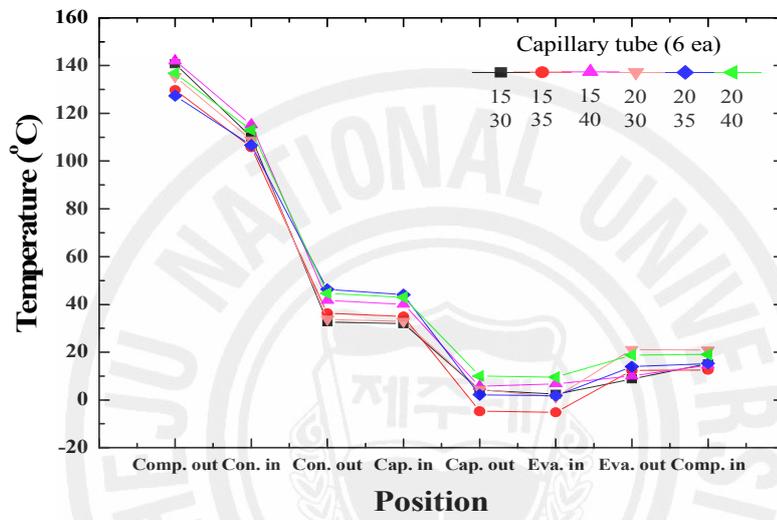


Fig. 3-18 Temperature variations at each component in the cycle with 6 tubes of capillary

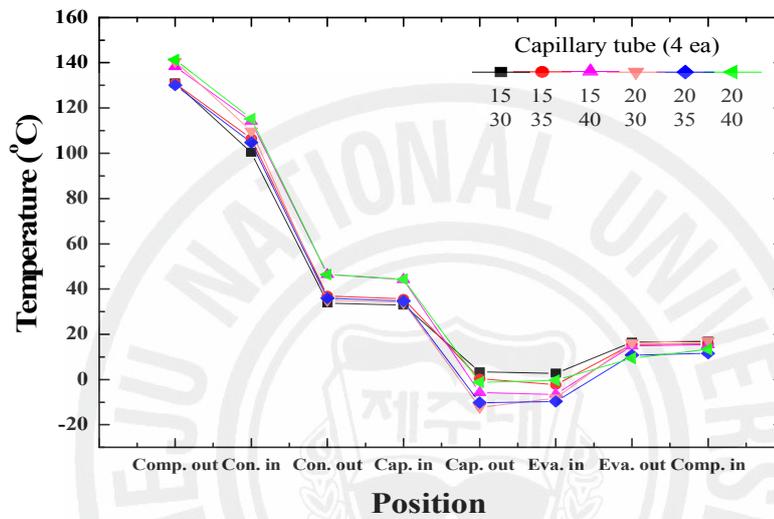


Fig. 3-19 Temperature variations at each component in the cycle with 4 tubes of capillary

### 3.3 시스템의 냉동성적계수 비교

#### 3.3.1 시스템 소비전력

Fig. 3-20은 각 실험조건에서의 시스템효율을 판단하기 위해 시스템 가동시 소비된 전력을 비교한 것이다. 일반적으로 응축기의 냉각수 유입온도가 높을수록 압축기 토출압력 및 온도가 높아지며, 압축기의 부하량도 증가함을 알 수 있다. 또한 모세관수에 대한 소비전력의 비교는 모세관 수가 많아짐에 따라 에너지 소비량도 많아지고 있다. 즉, 모세관수 10개일 때는 6개일 때 보다 약 13.7%의 소비전력이 증가하였고, 4개일 때와 비교하면 28.8%의 전력이 증가하였다. 모세관수 6개일 때는 4개일 때보다 약 13.2%가 전력이 증가하였음을 알 수 있다. 이것은 모세관수의 많고 적음은 모세관 관경의 크기와 비례하여 모세관 수가 많아질수록 냉매의 유량이 증가하며, 이로 인하여 압축기의 소비전력이 증가함을 알 수 있다.

또한 각 실험조건 중 냉각수 유입온도 변화에 따른 소비전력은 40℃일 때는 30℃인 경우에 비해 46.1%가 증가하고, 35℃의 경우와 비교하였을 때는 12.4% 증가하였다. 냉각수 유입온도가 35℃일 때는 30℃인 경우에 비하여 압축기의 소비전력이 30.0% 증가하였다. 이것은 응축온도의 상승에 따라서 압축기의 토출압력이 상승하며 압축기의 소비전력이 증가하는 것을 알 수 있다.

Table 3-1은 모세관 수에 대한 소비전력의 비교표이고, Table 3-2는 냉각수 유입온도의 변화에 따른 압축기의 소비전력을 비교한 것이다.

Table 3-1 Power variations with number of capillary tube

Capillary tube No. (10ea)	Power(kw)	Capillary tube No. (6ea)	Power(kw)	Capillary tube No. (4ea)	Power(kw)
10-15-30	0.6072	6-15-30	0.4691	4-15-30	0.4395
10-15-35	0.7234	6-15-35	0.6710	4-15-35	0.6050
10-15-40	0.8243	6-15-40	0.6864	4-15-40	0.7200
10-20-30	0.6424	6-20-30	0.5652	4-20-30	0.4225
10-20-35	0.8149	6-20-35	0.7385	4-20-35	0.5371
10-20-40	0.8426	6-20-40	0.7873	4-20-40	0.7361
Average	0.742467	Average	0.652917	Average	0.5767

Table 3-2 Power variations with variations of condenser inlet water temperature

Cooling Tank Temp. (40°C)	Power (kw)	Cooling Tank Temp. (35°C)	Power (kw)	Cooling Tank Temp. (30°C)	Power (kw)
10-15-40	0.8243	10-15-35	0.7234	10-15-30	0.6072
10-20-40	0.8426	10-20-35	0.8149	10-20-30	0.6424
6-15-40	0.6864	6-15-35	0.6710	6-15-30	0.4691
6-20-40	0.7873	6-20-35	0.7385	6-20-30	0.5652
4-15-40	0.7200	4-15-35	0.6050	4-15-30	0.4395
4-20-40	0.7361	4-20-35	0.5371	4-20-30	0.4225
Average	0.766117	Average	0.68165	Average	0.524317

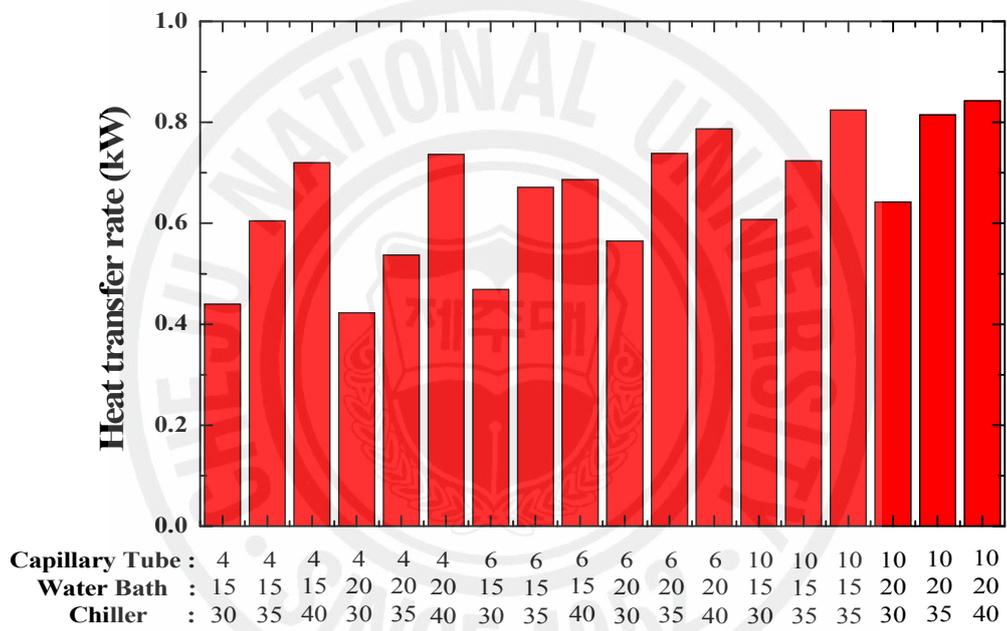


Fig. 3-20 Compressor power consumption variations at each test conditions

### 3.4 시스템의 성능계수

본 실험의 냉동장치에서는 모세관 열교환기나 증발기 등에서 열원수의 열을 흡수하여 증발잠열의 형태로 냉매에 주며 이 냉매에 일에너지를 가하여 고온부로 열을 이동시킨다. 그리고 냉각수에 의해 열이 방출되고 있다. 열이 흡수되고 방출된다는 것은 열교환이 이루어지고 있다는 증거이며 열교환기에서의 열량을 산출하여 압축기의 소비전력과 비교하면 이냉동 시스템의 냉동성능계수를 알 수 있으며, 다음의 식으로부터 계산된다.

$$COP_c = Q_c / W_{cp} \quad (11)$$

$$Q_c = \dot{m}_w \times C_{pw} \times (T_{in, water} - T_{out, water}) \quad (12)$$

여기서의  $Q_c$ 는 모세관에서의 열량( $Q_{cp, c}$ )과 증발기에서의 열량( $Q_{eva, c}$ )의 합으로 표현 할 수 있다. 실험 데이터를 근거로 위의 식(11) 및 (12)에 의해 냉동성능계수를 계산한 결과 각 실험 조건 중 50%만이 성적계수 1이상을 차지하고 있다. 특히 모세관수 6개의 병렬연결 조건에서는 1개를 제외하고 모두 1이상의 성능계수를 보이고 있다. 이 경우는 열원수의 온도와 칠러의 온도와 관계없이 냉매의 냉동 평형상태를 잘 유지하여 시스템이 안정된 모습을 보이고 있다. 모세관수 4개의 경우에도 성능계수 1에 근접한 조건들이 대부분이고, 모세관 10개의 경우에는 칠러온도가 저온일 경우를 제외하고는 성적계수가 현저히 떨어지고 있다. 즉 직경이 커지고 응축온도가 높을수록 압축기의 가동을 높여 에너지 소비가 많아 효율이 낮아지고 있다.

본 연구의 각각의 실험조건에서의 열량 산출 결과 및 이에 대한 냉동 성능계수를 Table 3-3에 나타냈다.

Figs 3-21 ~ 3-22는 압축기의 소비전력과 열교환기에서의 열량을 비교한 것이다.

Table 3-3 Summary of test results

Test Conditions	Capacity (kcal/s)	Consumption power (kw)	Coefficiency of performance
4-15-30	0.1127	0.4395	1.068449
4-15-35	0.1407	0.6050	0.96913
4-15-40	0.1336	0.7200	0.773293
4-20-30	0.1321	0.4225	1.302461
4-20-35	0.0666	0.5371	0.516658
4-20-40	0.2065	0.7361	1.168879
6-15-30	0.1419	0.4691	1.26085
6-15-35	0.1743	0.6710	1.082582
6-15-40	0.1844	0.6864	1.119396
6-20-30	0.1451	0.5652	1.069336
6-20-35	0.2304	0.7385	1.299721
6-20-40	0.0851	0.7873	0.450107
10-15-30	0.1312	0.6072	0.899975
10-15-35	0.1639	0.7234	0.944286
10-15-40	0.0818	0.8243	0.413583
10-20-30	0.1203	0.6424	0.780393
10-20-35	0.1969	0.8149	1.007075
10-20-40	0.1004	0.8426	0.49643

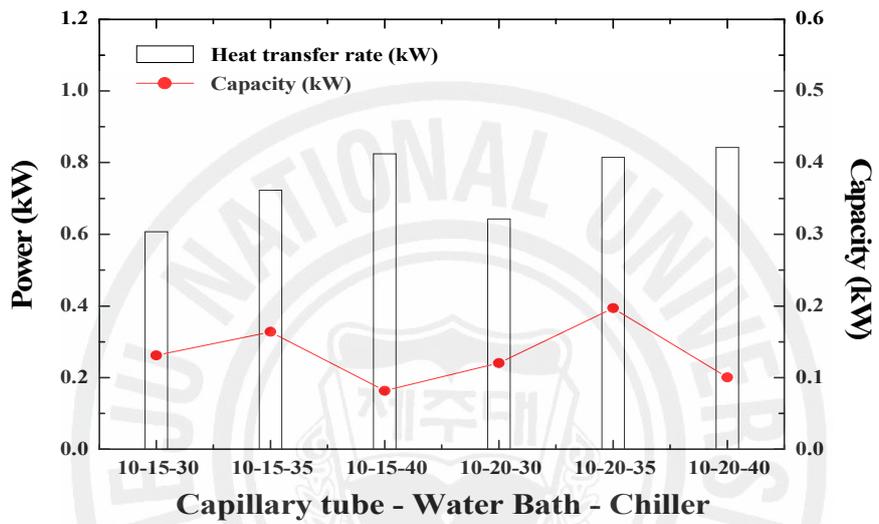


Fig. 3-21 Compressor power and capacity variations of the system with 10 capillary tubes

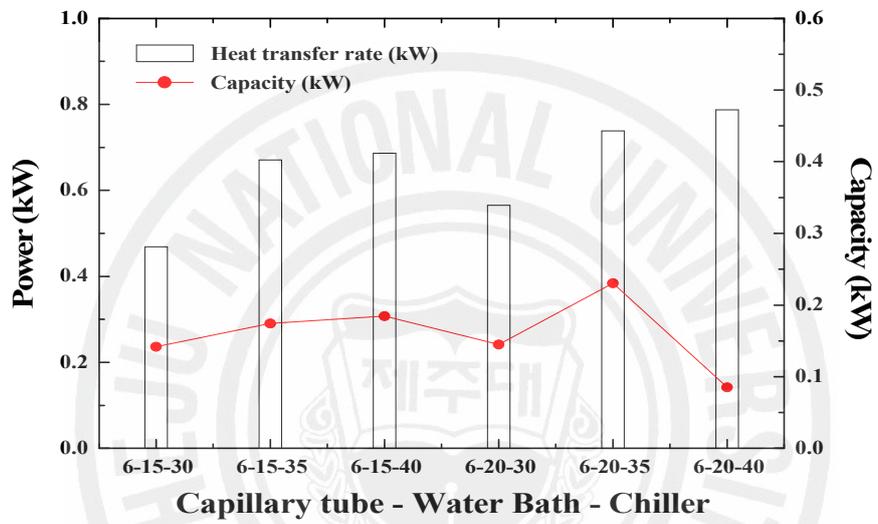


Fig. 3-22 Compressor power and capacity variations of the system with 6 capillary tubes

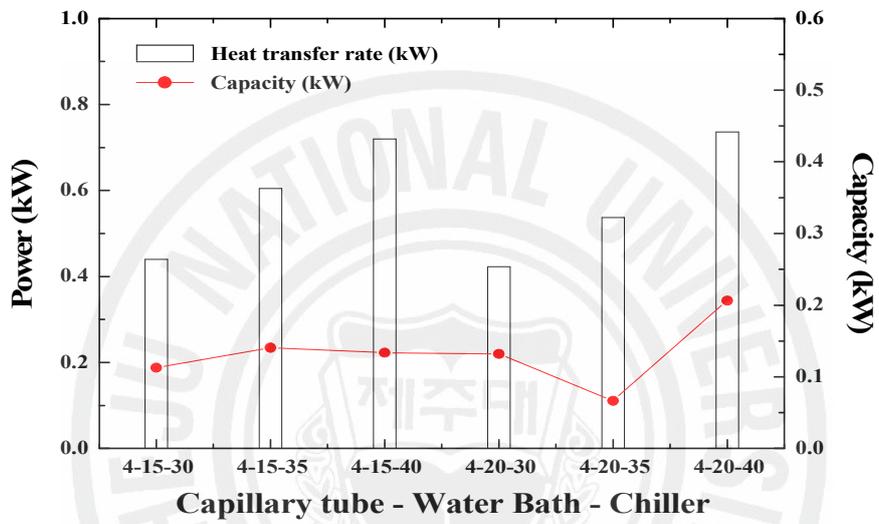


Fig. 3-23 Compressor power and capacity variations of the system with 4 capillary tubes

## 4. 결론

본 연구에서는 공기조화기의 팽창장치로 사용되고 있는 모세관이 비가역 팽창과정을 거치면서 손실되는 에너지를 냉동 사이클내에서 이용하기 위한 실험적 연구이다. 동관으로 만들어진 복수개의 모세관의 갯수를 변화시키고 시스템의 작동조건을 변화시키면서 팽창과정 중에 열교환을 수행할 수 있도록 하여 모세관 열교환기의 열전달 및 시스템의 전력량을 비교하여 냉동성능계수 등의 사이클의 성능을 측정·평가한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 18종의 실험조건 모두에서 모세관 길이 중 액상상태 구간이 84%이며 나머지 16%의 구간에서 온도 및 압력의 급강하로 인하여 액상인 냉매가 증발되면서 실질적인 열교환이 이루어진다.

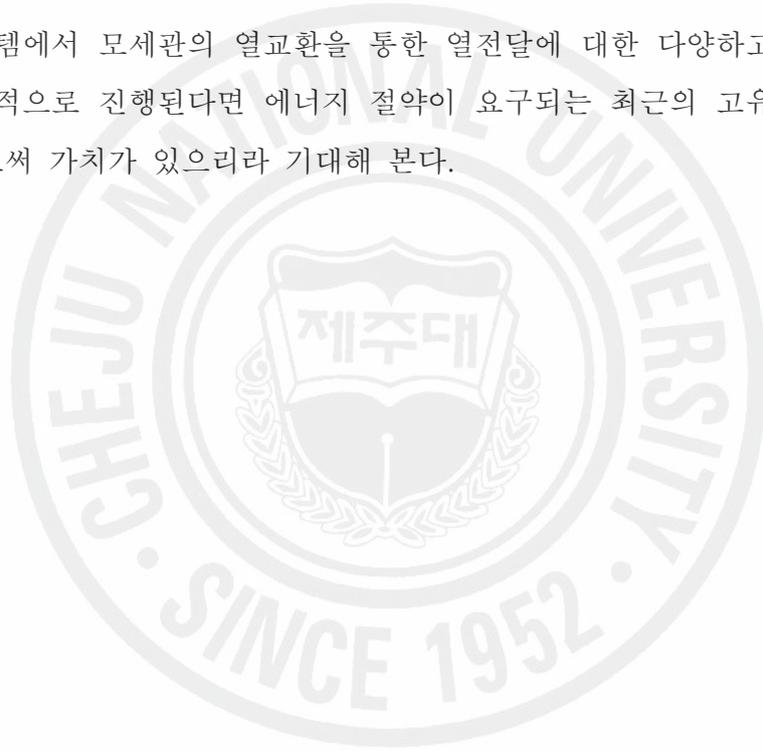
(2) 냉각수의 온도가 저온인 경우는 모세관 유입 압력 및 온도가 낮은 상태에서 모세관과의 열교환을 위한 물 온도의 간섭을 받아 모세관 통과 과정이 불안정하였다.

(3) 모세관수에 대한 소비전력의 비교는 모세관수 10개일때는 6개일 때 보다 약 13.7%의 소비전력이 증가하였고, 4개일 때와 비교하면 28.8%의 전력이 증가하였다. 또한 모세관수 6개일 때는 4개일 때보다 약 13.2%가 전력이 증가하였다.

(4) 실험조건 중 냉각수 유입온도 변화에 따른 소비전력은 40℃일 때는 30℃인 경우에 비해 46.1%가 증가하고, 35℃와 비교하였을 때는 12.4% 증가하였다. 냉각수 유입온도가 35℃일 때는 30℃인 경우에 비해 압축기의 소비전력이 30.0% 증가하였다.

(5) 냉동성능계수를 계산한 결과 각 실험 조건 중 50%만이 성적계수 1 이상을 차지하고 있으며, 모세관수 6개의 병렬연결 조건에서 대부분 1 이상의 성능계수를 보이고 있다. 모세관 10개의 경우에는 냉각수 유입온도가 저온일 경우를 제외하고는 성적계수가 현저히 떨어지고 있다. 즉, 직경이 커지고 응축온도가 높을수록 압축기의 가동이 높아져 에너지 소비가 많아 효율이 낮아지고 있다.

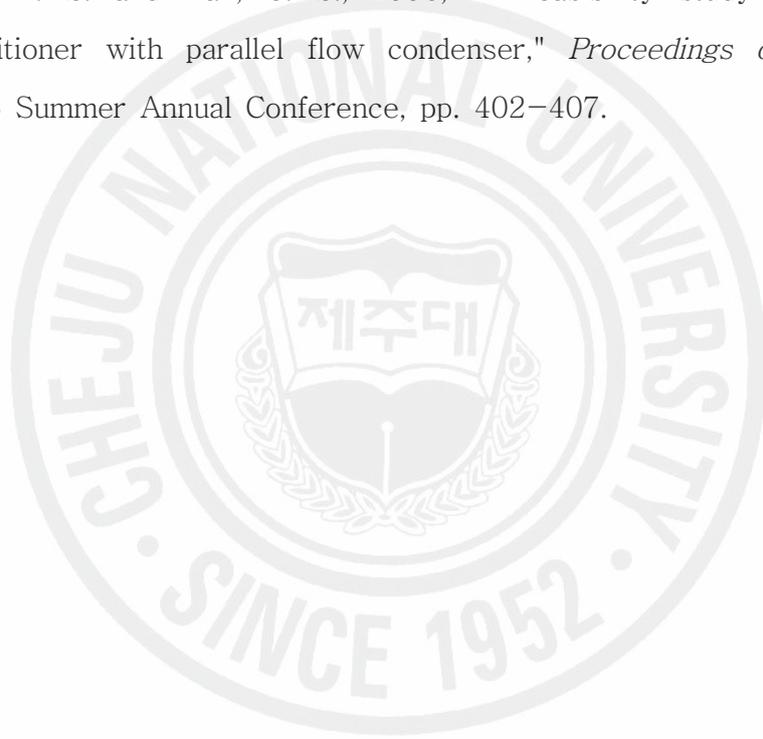
결국 전반적으로 모세관 자체에서도 열교환이 이루어지고 있기 때문에 응축기 온도를 열교환하는 냉각수의 온도가 낮을수록 열전달을 많이 하고 전력소비도 최소화시킬 수 있음을 알 수 있다. 따라서 증발기에서만 열전달을 받는 기존의 시스템에서 모세관의 열교환을 통한 열전달에 대한 다양하고 심층적인 연구가 지속적으로 진행된다면 에너지 절약이 요구되는 최근의 고유가 시대의 대응방안으로써 가치가 있으리라 기대해 본다.



## 5. 참고 문헌

- [1] Kweon, Y. C., Chang, G. S., Lee, Y. S., Kim, D. H., Jun, Y. H. and Lee, S. J., 2002, "An Experimental Study on the Performance of Multi - type Heat Pump using Capillary Tubes." *Trans. of the Sarek*, Vol. 14, No. 9, pp. 749~755.
- [2] Park, C. H., Kang, H., Jung, T,h. and Kim, Y. C., 2006, "Characteristics of Refrigerant Mass Flow Rate through Coiled Capillary Tubes,"*Proceeding of the KSME*, Autumn Annual Conference, pp. 180-185.
- [3] Lee, M. Y. and Kim, S. U., 2005, "A Study on the Performance of a Domestic Small Multi Refrigerator According to a Capillary Tube Change," *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 29, No. 6, pp. 763~771.
- [4] Kim, S. G. and Kim, M. S., 1996, "Performance of a Capillary Tube for R-22 Alternative Refrigerant," *Proceeding of the Sarek*, Winter Annual Conference, pp. 77-81.
- [5] Gromoll, B., 1998, "Micro cooling systems for high density packaging," *Rev. Gen. Therm.* 781-787.
- [6] Harris, C., Kelly, K., Wang, T., McCandless, A., Motakef, S., 2002, "Fabrication, Modeling, and Testing of Micro-Cross-Flow Heat Exchangers," *J. of MEMS*, Vol. 11 ,No. 6, pp. 726-735.
- [7] Yang, N. H., Moon, C. E., Lee, K. J. and Choi, Y.J., 2004, "An Experimental Study on Heat Transfer Characteristics and Pressure Drop in Micro Channel Plate Heat Exchangers with the channel shape," *Proceeding of the Sarek*, Winter Annual Conference, pp. 123.
- [8] Kim, J. H. and Groll, E. A., 2003, "comparison of a unitary split system using microchannel and fin-tube outdoor coils," *ASHRAE Transactions*, Vol. 109, Pt. 2, pp. 219-229.
- [9] Kim, M. H. and Bullard, C. W., 2002, "Performance evaluation of a window room air conditioner with microchannel condensers," *Journal of*

- Energy Resources Technology, Vol. 124, pp. 47–55.
- [10] Cho, j. p., Choi, Y. H., Kim, N. H. and Kim, J. H., 1999, "Performance evaluation of PF–condenser adopted to package air–conditioner," *Proceedings of the Sarek*, 1999 Winter Annual Conference, pp. 46–51.
- [11] Jeong, J. H., Chang, K. S., Kim, H., Kil, S. H. and Kim, H. K., 2004, "Performance assess–ment of aluminum parallel flow condenser applied to residential air–conditioner," *Proceedings of the Sarek*, 2004 Winter Annual Conference, pp. 636–641.
- [12] Bae, T. S. and Han, C. S., 1996, "A feasibility study on room air conditioner with parallel flow condenser," *Proceedings of the Sarek*, 1996 Summer Annual Conference, pp. 402–407.



## 감사의 글

어느덧 2년 반이라는 세월이 흘렀습니다. 낯선 학교생활에 익숙해 지나 했더니 졸업을 눈앞에 두고 있습니다. 저의 졸업논문이 나오기까지 많은 분들의 도움을 받았습니다. 본 논문이 완성되기까지 이국 멀리서 자상하게 연구방향을 인도해주신 박윤철 교수님께 고개숙여 감사드립니다. 또한 넓은 안목을 키워주시며 항상 인격적으로 대해주신 현명택 교수님, 논문심사 과정에서 날카로운 지적과 소중한 조언을 아끼지 않으신 권기린 교수님, 항상 믿음을 주시고 묵묵히 옆에서 든든한 모습으로 지켜봐주신 허종철 교수님께 깊은 감사를 드립니다.

제가 학업을 시작할 수 있게 도와주신 여러분들에게도 감사의 말씀을 전합니다. 제게 학문의 길을 열어주신 임병재 과장님, 항상 형님처럼 마음을 베푸신 박경석 센터장님, 논문 작성에 집중할 수 있도록 업무를 배려해주신 여러 동료들에게 고마움의 말을 전합니다.

옆에서 많은 도움을 준 연구실 식구들에게도 감사하다는 말을 하고 싶습니다. 초반에 논문 방향에 도움을 준 양정호, 실험장치 제작에 도와준 재철이와 현석이 그리고, 자신의 논문도 마치지 못했지만 차분히 도와준 유리, 그 외 연구실 식구들에게도 고마움의 말을 전합니다.

마지막으로 우리식구들에게도 감사의 인사를 전합니다. 실험이 잘 안되어 밤늦은 귀가를 하는 아들을 기다리시던 어머니님, 따뜻한 마음과 사랑으로 저의 학업을 후원하고 자식들을 잘 키워주는 아내 은희에게도 감사의 말을 전합니다. 또한 큰딸로써 동생들을 잘 돌보는 유빈, 아빠의 희망인 큰아들 장원이, 요즘 아빠에게 웃음을 주는 막내 준원에게도 건강하게 사이좋게 잘 자라줘서 고맙다고 전하고 싶습니다.