

공학석사 학위논문

탄화수소계 냉매의 증발 열전달 및
압력강하에 관한 실험적 연구

2006년 2월

부경대학교 대학원

냉 동 공 조 공 학 과

이 광 배

공학석사 학위논문

탄화수소계 냉매의 증발 열전달 및
압력강하에 관한 실험적 연구

지도교수 정 석 권

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2006년 2월

부경대학교 대학원

냉 동 공 조 공 학 과

이 광 배

이광배의 공학석사 학위논문을 인준함

2006년 12월

주	심	공 학 박 사	금	종	수	인
위	원	공 학 박 사	김	영	수	인
위	원	공 학 박 사	정	석	권	인

목 차

Abstract	iii
Nomenclature	v
제 1 장 서 론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 종래의 연구	2
1.2.1 증발 열전달	2
1.2.2 증발 압력강하	3
1.3 연구 목적 및 개요	4
1.3.1 연구 목적	4
1.3.2 연구 배경	4
제 2 장 실험 장치 및 실험 방법	6
2.1 실험 장치	6
2.2 실험 조건 및 방법	8
2.3 데이터 해석 방법	15
제 3 장 증발기의 열전달 특성	19
3.1 증발기의 열평형	19
3.2 증발기의 열전달 특성	21
3.2.1 국소 증발 열전달	21
3.2.2 평균 증발 열전달	24
3.3 종래 증발 열전달 상관식	29
3.3.1 종래 열전달 상관식	29
3.4 소결	36

제 4 장 증발기의 압력강하 특성	37
4.1 증발기의 압력강하 특성	37
4.1.1 국소 증발 압력강하	37
4.1.2 평균 증발 압력강하	40
4.2 이상류 압력강하 상관식	44
4.3 소결	48
제 5 장 결 론	49
참고문헌	50
감사의 글	52

Experimental Study on Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of HCs Refrigerants

Kwang-Bae Lee

Department of Refrigeration & Air-Conditioning Engineering,
Graduate School, Pukyong National University

Abstract

Environment friendly refrigerants with zero ozone layer depletion potential are required to be used in refrigerators and air conditioners due to the difficulties related to ozone layer depletion and global warming. A rigorous study for the system performance with new refrigerants having zero ozone layer depletion potential is inevitable before adopting that as a new working fluid. The HFC (Hydrofluorocarbon) potential has been recommended as alternatives. However, some European countries use HC (Hydrocarbon) refrigerant in refrigerators instead of these HFC refrigerants.

This paper deals with the heat transfer characteristics and pressure drop of R-290 (Propane), R-600a (Iso-butane) and R-1270

(Propylene) as an environment friendly refrigerant and R-22 as a HCFC's refrigerant for evaporating.

The experimental apparatus has been set-up as a conventional vapor compression type heat pump system. The test section is a horizontal double pipe heat exchanger. A tube diameter of 12.7 0mm, 9.52 mm, 6.35 mm with 1.78 mm, 1.52 mm, 1.4 mm wall thickness each is used for this investigation.

The local evaporating heat transfer coefficients of hydrocarbon refrigerants were superior to that of R-22 and the maximum increasing rate of heat transfer coefficient was found in R-1270. The average evaporating heat transfer coefficient increased with the increase of the mass velocity and it showed the higher values in hydrocarbon refrigerants than R-22. The highest evaporating heat transfer coefficient of all refrigerants was shown in a tube diameter of 6.35 mm with same mass flux.

Hydrocarbon refrigerants showed higher evaporating pressure drop than R-22 in all tubes. The highest pressure drop was founded in R-600a. The highest evaporating pressure drop of all refrigerants was shown in a tube diameter of 6.35 mm with same mass flux.

NOMENCLATURE

SYMBOLS

A	Area	m^2
c_p	Specific heat	$\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$
d	Diameter	m
F	Constant in Shah's correlation	
f	Friction factor	
g	Gravity acceleration	m/s^2
G	Mass flux	$\text{kg}/m^2\cdot s$
h	Heat transfer coefficient	$\text{kW}/m^2\cdot\text{K}$
i	Enthalpy	kJ/kg
i_{fg}	Latent heat	kJ/kg
ID	Inner diameter	m
k	Thermal conductivity	$\text{kW}/m\cdot\text{K}$
L	Tube length	m
m	Mass flow rate	kg/h
n	Number of local tube	
N	Constant in Shah's correlation	
P	Pressure	kPa
PR	Compression ratio, P_c/P_e	
Q	Heat capacity	kW
q	Heat flux	kW/m^2

T	Temperature	K
v	specific volume	m^3/kg
W	Compressor work	kW
x	Quality	
z	Tube length	m
Z	Parameter in Shah's correlation	

GREEK SYMBOLS

Δ	Difference	
μ	Dynamic viscosity	$\text{Pa}\cdot\text{s}$
ρ	Density	kg/m^3
Φ_L^2	Two-phase pressure drop multiplier for liquid flowing alone	
X_{tt}	Lockhart - Martinelli parameter	
Ψ	Parameter in Shah's correlation	

DIMENSIONLESS NUMBERS

Bo	Boiling number
Co	Convection number
Fr	Froude number
Pr	Prandtl number
Re	Reynolds number

SUBSCRIPTS

<i>acc</i>	Acceleration
<i>avg</i>	Average
<i>e</i>	Evaporator
<i>eq</i>	Equivalent
<i>er</i>	Refrigerant of evaporator
<i>ew</i>	water of evaporator
<i>Fric</i>	Friction
<i>g</i>	Gas
<i>in</i>	Inlet
<i>L</i>	Liquid, Flow of the liquid phase alone in the tube
<i>l</i>	Liquid
<i>loc</i>	Local
<i>NBD</i>	Nucleate boiling dominant
<i>out</i>	Outlet
<i>pool</i>	Pool boiling
<i>r</i>	Refrigerant
<i>sat</i>	Saturation
<i>w</i>	Wall
<i>wi</i>	Inside tube wall

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경

몬트리올 의정서에 의한 오존층 파괴물질의 규제 선언 이후 기존의 CFC 및 HCFC 계열의 냉매가 점차 HFC 계열의 냉매로 대체되어 가고 있다. HFC 냉매의 경우 오존층 파괴지수(ODP)가 0이기는 하지만 지구온난화지수(GWP)가 높아 환경적 측면에서 이의 사용은 바람직하지 않다. 그래서 냉동공조 산업에서 각종 환경문제를 일으키고 있는 냉매들을 대체할 수 있는 새로운 대체 냉매의 개발과 에너지 소비를 줄일 수 있는 고성능 열펌프 기기의 개발 및 냉동 공조 산업 기술이 필요하게 되었다. 새로이 개발되는 대체 냉매는 지구 환경을 파괴하지 않으면서 독성이 없고,¹⁾²⁾ 가연성이 없으며, 기존의 냉매와 열역학적 성질이 비슷해야 한다. 또한 기존의 냉매를 사용하는 냉동·공조 장치와 비교하여 에너지 효율이 비슷하거나 더 높은 수준을 유지하여야 한다. 이러한 관점에서 지구 환경에 좋지 않은 영향을 미치는 인공 화합물인 프레온계 냉매 대신에 ODP (Ozone Depletion Potential) 와 GWP (Global Warming Potential) 가 0인 자연 냉매의 물성치 및 이들 자연 냉매를 사용하는 시스템에 관한 연구가 많이 진행되고 있다. 이러한 자연 냉매로서는 암모니아 (NH₃), 탄화수소계 (프로판, 부탄 등), 이산화탄소 (CO₂), 질소 (N₂), 헬륨 (He), 물 (H₂O), 공기 등이 있다. 이들 중에서 프로판, 부탄 등의 탄화수소계 냉매는 값이 싸고, 사용이 간편하며, 일반적인 광물질 윤활유와 잘 혼합되지만, 최근까지는 가연성 때문에 유럽을 제외한 일본 및 미국 등 다른 선진국들에 의해 탄화수소계 냉매의 사용이 거의 무시되어 왔다. 그러나 실제로 가연성 문제는 가정용 냉장고와 같은 충전량이 적은 소형의 장치에서는 폭발 가능성이 매우 희박하

고,³⁾⁴⁾ 대형 냉동·공조 장치에 있어서도 적절한 환기 시스템 도입과 누설감지기 등의 간단한 안전장치로 해결할 수 있는 것으로 보고 되고 있다.

이와 같이 환경 문제를 유발하지 않을 뿐만 아니라, 시스템의 효율도 향상시켜야 하는 2 중의 목적을 달성하기 위해서는 증발기에서의 새로운 냉매의 열전달 및 압력강하 특성을 정확히 예측할 수 있는 방법에 대한 연구가 반드시 이루어져야 한다.

1.2 종래의 연구

1.2.1 증발 열전달

대체 냉매 및 자연 냉매를 대상으로 한 연구로서, 장 등⁵⁾은 단일 냉매 R-290, R-600, R-600a, R-1270과 혼합 냉매 R-290 / R-600 (25 / 75 wt%, 50 / 50 wt%, 75 / 25 wt%), R-290 / R-600a (25 / 75 wt%, 50 / 50 wt%, 75 / 25 wt%)를 냉동 장치의 작동 유체로 하여, R-22의 대체 냉매로서의 평가 실험을 하였다. 그들은 증발 열전달 계수에 있어서는 R-22에 비하여 탄화수소계 단일 냉매는 증가하지만, 혼합 냉매는 감소한다고 보고하였다. 그리고 Kwon⁶⁾은 R-22의 대체 냉매로서 R-290, R-410a를 사용하여 열전달 특성에 대하여 실험하여, 그 결과를 R-22와 비교하였다. 그는 R-290, R-410a를 사용하였을 때, 증발 열전달 계수에 있어서 R-22보다 증가한다고 보고하였다.

Olivier Pelleher⁷⁾ 등은 V-Type 판형 증발기에서의 R-290을 이용한 증발열전달계수 및 압력손실을 측정하는 실험을 행하였다. 냉동기유는 혼합유인 Diamond MS 56을 사용하였으며, 실험 조건은 R-290의 충전량이 0.5 kg이고, 열유속은 5.5~8.5 kW/m², 증발온도는 5 °C이다. 결론에서, R-290의 열전달 계수는 1.6~1.7 kW/m²K로써 R-22보다 약 8% 높으며, 핵비등의 영향이 지배적

인 것으로 보고 되었다. 또한, R-290의 압력손실이 R-22보다 40~50% 낮은 것으로 보고 되고 있다. Pelletier, O. 등은 판형 열교환기를 이용한 실험과 Wilson Plot법에 의한 계산 프로그램을 병행하여 탄화수소계 냉매의 증발열전달계수 측정 실험을 행하였다. 실험조건은 열유속이 6.0~10.0 kW/m²이며, 이때 R-290의 증발열전달계수가 1.8~2.5 kW/m²K인 것으로 보고 되었다.

1.2.2 증발 압력강하

Gursaran D. Mathur⁸⁾은 R-12, R-134a와 탄화수소계 냉매 R-290, R-600a, R-290/R-600a를 작동유체로 하여 외관 9.53 mm, 관두께 0.64 mm 평활관에서 증발 온도 -6.7℃, 4.4℃ 그리고 응축 온도 37.8℃, 48.9℃로 하여 증발압력강하를 실험하였다. 그들은 탄화수소계 냉매의 평균 증발 압력강하가 R-12에 비해 168~368% 높게 나타났고, R-134a와 비교하면 138~270% 높게 나타났다고 보고하였다. 그리고 탄화수소계 냉매 중에서 R-600a, R-290/R-600a, R-290의 순으로 평균 증발 압력강하가 높게 나타났다.

Mark W. Spatz⁹⁾등은 R-22와 R-410A, R-404A, R-290을 작동유체로 하여 증발열전달률 및 압력강하에 대해 실험을 하였다. 증발 온도를 -6.7℃, 과열도를 5.6℃로 하고 응축온도는 43.3℃, 과냉도를 8.3℃로 하고 9.5 mm 평활관에서 실험을 하였다. 그들은 작동유체 중 R-290이 가장 좋은 열전달 계수를 보였지만 증기 밀도가 가장 낮은 R-290이 가장 압력강하가 높음을 보고하였다.

Adrana Greco¹⁰⁾등은 평활관에서 R-22, R-507C (R125-R143a 50%/50% in weight)를 작동유체로 하여 실험하여 R-507C가 R-22보다 항상 압력강하가 적음을 보고하고 있다.

1.3 연구 목적 및 개요

1.3.1 연구 목적

최근 지구환경을 파괴시키지 않고, 기존의 프레온계 냉매를 대체할 수 있는 자연냉매에 대한 연구가 전세계적으로 활발히 진행되고 있다. 그리고 이들 자연냉매를 실제 냉동·공조 장치에 적용하기 위해서 먼저 응축기, 증발기 등의 열교환기 내에서 일어나는 응축·증발 특성 뿐 만 아니라 실제 장치에 적용하였을 때 증발 및 응축의 냉매별 특성을 규명하는 것이 매우 중요하다.

따라서 본 연구는 프레온계 냉매 (R-22, R-134a)를 대체할 수 있는 탄화수소계 냉매를 작동유체로 사용하는 냉동·공조 장치의 최적설계를 위해서 전열 성능 및 장치의 성능을 규명하고 자연 냉매를 작동유체로 사용하는 냉동·공조 장치의 최적 설계를 위한 기초 자료를 제공하고자 하는 것이 본 논문의 목적이다. 이를 위해 실험장치는 기존의 냉동·공조시스템으로 제작하였고, 외경 12.7 mm, 내경 10.92 mm, 외경 9.52 mm, 내경 8 mm, 외경 6.35 mm, 내경 4.95 mm의 세 가지의 냉매관과 이차유체관 22.22 mm로 제작된 열교환기를 사용하였다. 증발기에서의 전열 특성 및 압력강하 특성을 파악하기 위하여 냉매, 열원수, 관내벽 온도분포를 검토하였으며, 건도, 질량유속, 이차유체 유량변화에 따른 증발 전열 특성 및 압력강하 특성을 분석하였다. 그리고 전열 특성을 기존의 연구자들이 제안한 상관식들과 비교분석하여 최적 실험식을 추천함으로써 자연 냉매를 사용하는 열교환기의 기초 설계 자료를 제공하고자 하였다.

1.3.2 연구 개요

본 논문은 전체 5장으로 구성되어 있는데, 각 장의 개요는 다음과 같다.

제 1 장에서는 종래의 연구를 비롯하여 자연냉매를 이용하는 국내외 산업현황 및 연구에 필요한 기초적인 사항을 조사하였으며, 이들로부터 연구의 배경과 목적을 밝혔다.

제 2 장에서는 본 연구에서 사용한 실험 장치와 방법에 대하여 서술하였고, 실험 결과를 처리하는 방법에 대해서도 정리하였다.

제 3 장과 제 4 장에서는 서로 다른 냉매를 세 가지의 관경으로 제작된 증발기에서의 전열 특성 및 압력강하 특성을 나타내었는데, 우선 열평형을 통하여 장치의 타당성을 확인하고, 실험 결과를 분석하였다. 실험 결과는 질량유속 및 건도에 따른 열전달 및 압력강하 특성의 관계를 검토하였다. 또한, 관경변화에 따른 프레온계 냉매 R-22와 탄화수소계 자연냉매 (R-290, R-600a, R-1270)의 실험 결과를 비교·정리하였다.

제 5 장에서는 이상의 결과를 정리하여 최종 결론을 도출하였다.

제 2 장 실험 장치 및 실험 방법

2.1 실험 장치

Fig. 2.1은 본 연구에서 사용한 실험 장치로써 압축기, 응축기, 팽창장치, 증발기 및 주변장치로 구성된 기본적인 냉동·공조 시스템이며, 크게 냉매가 순환되는 경로와 증발기 및 응축기의 열원수가 순환되는 경로로 구성되어 있다. Fig. 2.2은 데이터 획득시스템 및 시험구간인 응축기와 증발기 등의 시스템이며, Fig. 2.3는 압축기를 중심으로 한 열펌프 유니트를 나타낸 것이다.

실험장치는 Fig. 2.1에서와 같이 물을 열원으로 하는 가장 기본적인 증기 압축식 냉동·공조 사이클을 구성하고 있으며, 크게 냉매가 순환되는 경로와 증발기 및 응축기의 열원수 (2차유체)가 순환되는 경로로 구성되어 있다. 냉매는 압축기 (compressor), 유분리기 (oil separator), 응축기 (condenser), 수액기 (receiver) 질량유량계 (mass flow meter), 팽창밸브 (expansion valve), 증발기 (evaporator), 액 분리기 (accumulator), 압축기의 순으로 순환된다. 또 응축기에서의 열원수는 냉각수 공급 장치 (cooling water storage tank), 물펌프 (water pump), 수유량계 (water flow-meter), 응축기, 열교환기의 순으로 유동된다. 그리고 증발기에서의 열원수 공급 장치 (chilled water storage tank), 물 펌프, 수유량계, 시험 구간인 증발기, 열교환기의 순으로 순환된다.

압축기는 R-22 용 2기통 개방형의 왕복동 압축기이며, 가변모터 (VS.motor)를 사용하여 압축기의 회전수를 변화시킬 수 있도록 하였다. 압축기의 회전수를 측정하기 위하여 디지털 타코메타 (digital tacho meter)를 사용하였다.

팽창장치는 수동식 팽창밸브 (manual expansion valve)를 설치하였으며

팽창장치의 특성을 이용하여 냉매유량 및 증발온도를 조절하여 사용하였다. 이 외에도 여과기 (strainer), 기액분리기 (accumulator), 냉매건조기 (filter-dryer)를 설치하였다.

본 실험에서 시험구간으로 사용한 열교환기인 응축기와 증발기는 내관에는 냉매가 흐르고, 내관과 외관사이의 환상구간으로 2차유체 (열원수, 냉각수)가 흐르는 이중관형 열교환기이다. 그리고 2차유체는 냉매와의 전열을 좋게 하기 위하여 냉매 흐름과 반대 방향으로 흐르는 대향류형으로 하였다. 그리고 열교환기 및 장치 내 배관의 모든 부분은 단열재를 사용하여 충분히 단열함으로써 외부와의 열교환은 거의 일어나지 않도록 하였다.

Fig. 2.4는 시험부인 열교환기로서, 내관의 외경은 각각 12.7 mm, 9.52 mm, 6.35 mm 동관으로 제작되었다. 그리고 외관은 외경 22.22 mm, 내경 19.94 mm 인 동관을 사용하였다. 또, 열교환기는 입구측에서 675 mm 등간격 소구간으로 8구간으로 구분하였으며, U-bend를 지나는 냉매관의 경우 우회하지 않고 동일하게 bending하여 이중관 형태를 취하도록 하였다.

증발기에서의 열량과 열전달 특성 및 압력강하 특성을 알기 위하여 냉수의 온도 및 유량, 냉매의 온도 및 유량 등을 측정하였는데, 온도의 측정에는 정밀한 온도계로 보정된 T형 열전대를 사용하였다.

Fig. 2.4에 나타난 바와 같이 평활관에서 냉매, 냉각수 및 열교환기 관의 내벽면 온도 측정은 각각 소구간별로 8 지점, 내벽면온도 1개 지점당 원주방향 90°간격으로 상부, 양측부, 하부의 4지점에서 측정하였다.

압력차의 측정에는 차압계 (DPI 420)를 사용하였고 압력계는 증발기 입구와 출구에 동일간격으로 (1.35m) 설치하여 관내에서의 압력강하를 알 수 있도록 하였다.

2.2 실험 조건 및 방법

본 연구에서는 작동 유체로 규제 대상 냉매인 R-22와 이를 대체할 것으로 판단되는 프로판 (propane, R-290, 순도 99.5%)과 이소부탄 (iso-butane, R-600a, 순도 99.5%), 그리고 프로필렌(propylene, R-1270, 순도 99.5%)을 사용하였다. 냉매별로 기준온도와 압력을 측정된 후 냉매, 냉수의 유량을 기준에서 3단계로 변화하여 실험을 하였다. 실험은 우선 장치를 가동한 후 냉매의 포화 압력과 포화 온도를 관찰하면서 30분 이상 평형 상태로 유지되는 정상 상태가 되었을 때 필요한 데이터 (온도, 압력, 유량 등)를 측정하였다. 이를 위하여 응축 온도와 증발 온도를 일정하게 유지시키면서 냉매 유량과 열교환기에서의 열유속은 팽창 밸브와 가변모터의 주파수를 변화시킴으로써 조절하였다.

열전달 특성을 규명하기 위하여 측정된 데이터는 열교환기에서의 냉매 온도, 열원수 온도, 관외벽 온도 등을 측정하였고, 그 외에도 열교환기 입구와 출구에서의 압력, 냉매와 열원수의 유량을 측정하였다.

온도 측정은 정밀 수는 온도계로 보정하여 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 의 오차 범위를 가지는 T형 열전대 (thermocouple)를 사용하였고, 압력의 측정에는 정밀 부르돈관식 압력계를 사용하였다. 이와 같이 측정된 모든 데이터는 측정점에서의 출력 신호를 콘트롤 유니트와 데이터 변환기로 입력되어 데이터 처리장치 MX100을 통해 컴퓨터로 저장될 수 있도록 하였다.

장치에서 데이터의 측정점은 다음과 같다. 즉, Fig. 2.1에서와 같이 냉매 유량계 (OVAL 질량유량계, $\pm 1\%$)는 응축기에서 응축된 액량을 측정하기 위하여 응축기 출구측에 설치하였고, 응축기 및 증발기에서의 열원수 유량계

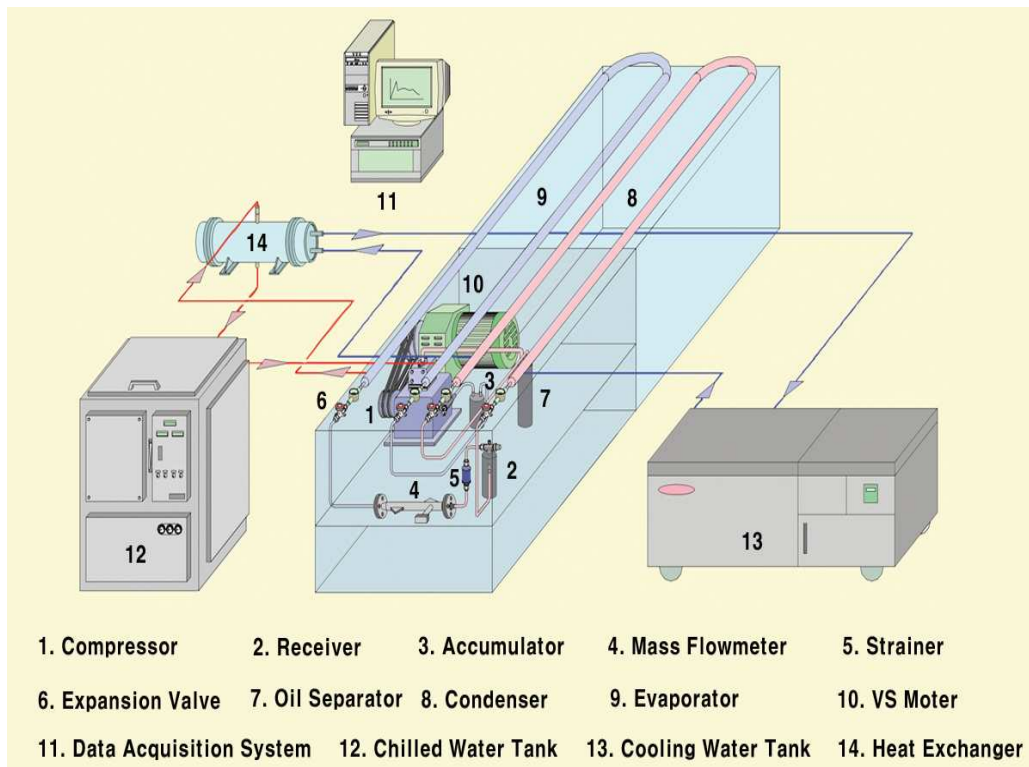


Fig 2.1 Schematic diagram of experimental facilities

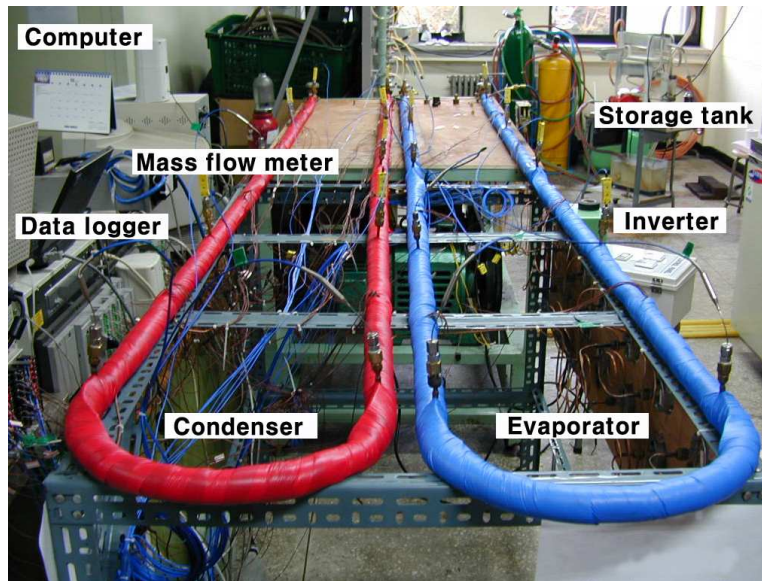


Fig. 2.2 Photograph of heat exchangers.

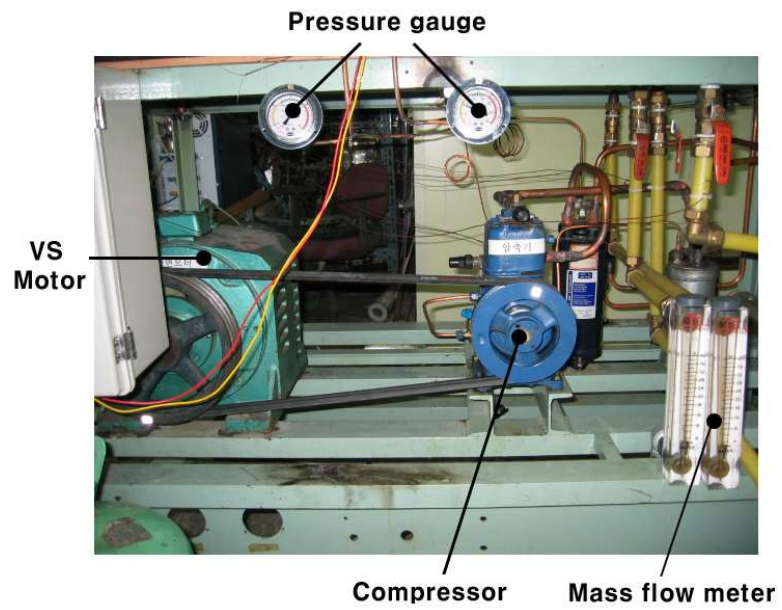


Fig. 2.3 Photograph of compression unit.

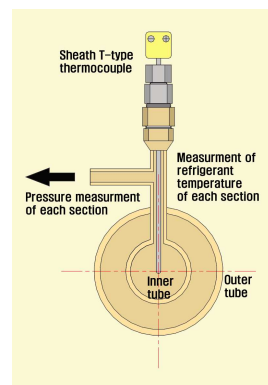
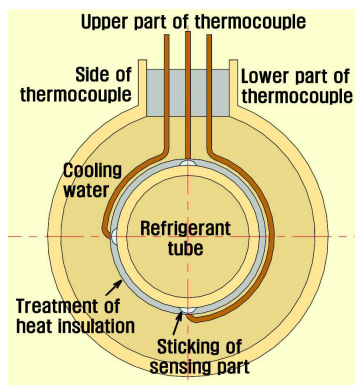
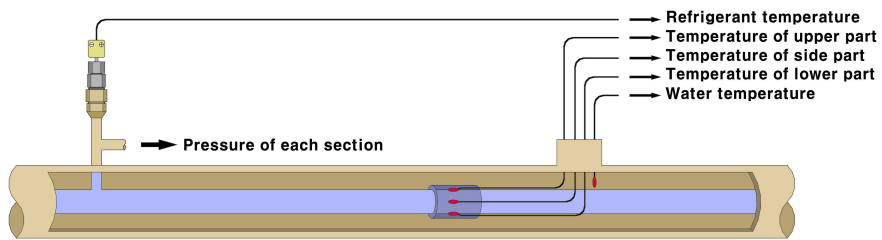
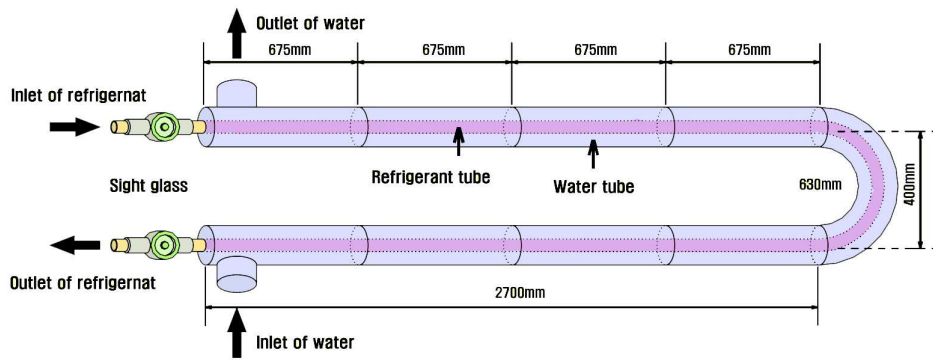


Fig 2.4 Detail of test section (Evaporator)

Table 2.1 Experimental conditions of parameter

Refrigerant	R-22	R-290	R-1270	R-600a
Tube type diameter (OD) [mm]	12.7, 9.52, 6.35			
P_{sat} [kPa]	140 ~ 753	108 ~ 700	200 ~ 845	50 ~ 244
Refrigerant mass flux [kg/m ² · s]	150 ~ 400	150 ~ 280	145 ~ 280	62 ~ 150
Evaporating temperature [K]	258 ~ 286	264 ~ 285	260 ~ 286	272 ~ 286
Quality	0.11 ~ 1			
Chilled water flow rate [kg/h]	240 ~ 360			

Table 2.2 Thermophysical properties of pure refrigerants at saturated state of 5, 40°C

Temp, °C	Refrigerant	Absolute Pressure, MPa	Density, kg/m ³		Enthalpy, kJ/kg		Specific Heat, kJ/(kg · K) Vapor		Thermal Conductivity, W/(m · K) Liquid	Viscosity, micropoise Liquid
			Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	C _p	C _v		
5	R22	0.5841	1264	24.79	205.9	406.8	0.7611	0.5836	0.09261	2067
	R290	0.5510	522.1	11.98	212.7	580.0	1.8180	1.4820	0.10290	1198
	R600a	0.1862	574.8	4.998	211.6	562.4	1.6700	1.4730	0.10450	1883
	R1270	0.6782	537.1	14.26	212.3	582.3	1.6960	1.3290	0.12100	1269
40	R22	1.5340	1129	66.19	249.6	416.2	0.9948	0.6722	0.07688	1394
	R290	1.3690	467.3	30.21	308.0	614.5	2.2800	1.6960	0.08580	824.9
	R600a	0.5308	531.2	13.63	297.3	609.3	1.9460	1.6730	0.08920	1286
	R1270	1.6520	476.7	35.71	305.0	608.1	2.2060	1.5290	0.09865	824.8

(ORIFICE FLOW - METER, $\pm 1\%$)는 각각 응축기와 증발기 입구 측에 설치하였다. 그리고 압력계는 증발기와 응축기의 입구와 출구를 포함한 전 구간 12곳에 설치하여 관내에서의 압력 강하를 알 수 있도록 하였다.

Table 2.1에 본 실험에 대한 실험조건을 나타내었다.

실험장치의 냉매 충전은 진공펌프로써 장치 내부를 진공상태로 만든 후에 냉매 실린더를 이용하여 장치에 공급하고자 하는 냉매량을 주입시킨 후 충전시켰다.

실험조건, 즉 작동온도, 질량유속, 열유속 등은 냉매 유량, 냉수의 온도 및 유량 등을 조절시켜 시스템이 정상상태가 된 후에 측정을 하였다. 그리고 실험 데이터 측정이 완료되면 다시 냉매 유량과 냉수 유량을 조절하여 반복실험을 하였다. 또한 온도, 압력 및 유량 등을 측정하기 위한 검출신호는 데이터 변환기를 통하여 컴퓨터에 입력시켜 처리하였다.

2.3 데이터 해석 방법

본 연구에서 사용한 R-22와 그 대체 냉매인 R-290, R-600a, R-1270의 열물성 값 계산은 NIST (National Institute of Standards and Technology)에서 개발한 냉매 물성 계산 프로그램인 'REFPROP (version 6.0)'를 이용하였고, 이러한 열물성 값을 이용하여 증발 열전달 특성을 파악하기 위한 실험 데이터의 분석에는 다음과 같은 계산식을 사용하였다.

증발기에서의 열교환량은 다음의 식 (2.1), (2.2)와 같이 계산하였다.

$$Q_{es} = m_{es} \cdot c_{p, es} \int_{T_{e, out}}^{T_{e, in}} dt \quad (2.1)$$

$$Q_{er} = m_{er} \cdot (i_{e,in} - i_{e,out}) \quad (2.2)$$

여기서, Q_{es} 와 Q_{er} 는 각각 열원수에 의한 열교환량 [kW] 과 냉매의 엔탈피차에 의한 열교환량 [kW] 이고, m_{es} 와 m_{er} 은 각각 증발기측 열원수의 유량 [kg/h] 과 냉매의 순환량 [kg/h] 이다. 그리고 $T_{e,in}$ 과 $T_{e,out}$ 는 각각 증발기측 열원수의 입구와 출구 온도 [K] 를 나타내며, $c_{p,es}$ 는 증발기측 열원수의 비열 [kJ/kg·K] 을 나타낸다. 또 $i_{e,in}$ 과 $i_{e,out}$ 는 각각 증발기 입구와 출구에서의 포화 냉매액 및 포화 냉매 증기의 엔탈피 [kJ/kg] 를 나타낸다.

증발기인 열교환기 소구간에서의 열유속 q_e [kW/m²] 는 다음과 같은 식 (2.3)로부터 계산하였다.

$$q_e = \frac{Q_e}{\pi \cdot d_i \cdot \Delta z} \quad (2.3)$$

여기에서, Q_e 는 증발기에서의 열량 [kW] 이다. 그리고 d_i 는 평균 내관경 [m] 이고, Δz 는 소구간의 길이 [m] 를 나타낸다.

또, 증발 과정에서 관의 원주 방향으로의 열전달 계수는 시스템의 성능에 많은 영향을 미치므로, 원주 방향으로의 열전달 계수를 계산할 필요가 있는데, 이러한 국소 열전달 계수는 다음 식 (2.4)로부터 계산할 수 있다.

$$h_{e,loc} = \frac{q_e}{T_{e,wi} - T_{er}} \quad (2.4)$$

여기에서, $h_{e,loc}$ 은 증발기에서의 소구간 국소 열전달 계수 [$\text{kW}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$]를 나타내며, T_{er} 은 증발기에서의 냉매 온도 [K]이고, $T_{e,wi}$ 는 증발기에서의 관벽 내표면 온도 [K]이다. 여기서, 관벽 내표면 온도는 정상 상태에서의 1차원 전도 방정식을 사용하여 다음과 같이 식 (2.5)로 계산한다.

$$T_{e,wi} = T_w - \frac{Q_{e,sub} \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi \cdot k_w \cdot \Delta z} \quad (2.5)$$

여기에서, $Q_{e,sub}$ 는 증발기 소구간에서의 교환 열량 [kW]을 나타내고 T_w 는 다음의 식 (2.6)과 같이 관의 상, 하, 측부의 표면 온도를 평균한 내관 평균 벽면 온도 [K]이고, d_o 와 d_i 는 내관의 외경 [m]과 내경 [m]이다. 또, k_w 는 동관의 열전도율 [$\text{kW}/\text{m} \cdot \text{K}$]이다.

$$T_w = \frac{T_{w,top} + 2T_{w,side} + T_{w,bottom}}{4} \quad (2.6)$$

여기에서, $T_{w,top}$, $T_{w,side}$, $T_{w,bottom}$ 는 각각 내관의 상부, 측부, 하부의 벽면 측정 온도 [K]를 나타낸다.

냉매의 건도 x 는 다음의 식 (2.7)과 같이 계산할 수 있으므로, 증발기 소구간의 출구 건도 $x_{loc,out}$ 는 식 (2.8)로 구할 수 있었다.

$$x = \frac{i_{loc}}{i_{fg}} \quad (2.7)$$

$$x_{sub,out} = x_{in} + \frac{Q_{e,sub}}{m_{er} \cdot i_{fg}} \quad (2.8)$$

여기서, i_{loc} 는 소구간 입출구에서의 냉매 엔탈피차 [kJ/kg] 이며, i_{fg} 는 냉매의 잠열 [kJ/kg] 이다. 또 d_i 는 관 내경 [m] 이고, m_{er} 는 증발시의 냉매 유량 [kg/h] 이다.

증발기의 평균 열전달 계수 $h_{e,avg}$ [kW/m²·K] 는 이상의 식을 조합하여 각각 다음의 식 (2.9)로부터 계산된다.

$$h_{e,avg} = \frac{1}{x_{out} - x_{in}} \int_{x_{in}}^{x_{out}} h_{e,loc} dx = \sum \frac{h_{e,loc}}{n} \quad (2.9)$$

여기서, x_{in} 과 x_{out} 는 증발기 소구간의 입구와 출구에서의 건도이며, $h_{e,loc}$ 은 식 (2-4)로부터 계산되는 소구간의 국소 열전달 계수 [kW/m²·K] 이다. 또, n 은 소구간의 수이다.

제 3 장 증발기의 열전달 특성

냉동·공조 시스템에서 실제적인 냉동역할을 하는 증발기의 증발 및 비등 열전달 현상은 특히 중요하므로, 증발 열전달 특성에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있다. 그리고 전열특성에 대한 연구와 더불어 규제 냉매인 R-22의 대체냉매에 대한 연구도 활발히 이루어지고 있다. 그러나 탄화수소계 냉매(R-290, R-600a, R-1270)에 대한 연구는 매우 부족한 상태이며 평활관을 이용한 탄화수소계 냉매의 열전달 특성에 대한 연구는 거의 전무한 상태이다.

따라서 본 장에서는 R-22의 대체냉매로 기대되는 탄화수소계 냉매인 R-290, R-600a, R-1270의 세 환경의 평활관에서의 증발 전열 특성을 살펴보았다. 또 이들을 기존의 상관식과도 비교·검토함으로써 R-22의 대체냉매로 사용하는 증발기 설계의 기초 자료를 제공하고자 한다.

3.1 증발기의 열평형

증발기 열교환량의 정확한 측정을 위해서 증발기에서의 냉매와 열원수 사이의 열평형을 검토하였다.

Fig. 3.1은 평활관으로 제작된 증발기에서의 열평형을 나타낸 그림이다. 가로축은 식 (2.1)에 의해서 열원수 유량과 입·출구 온도차로 계산한 열용량 Q_{es} 이고, 세로축은 식 (2.2)에 의해서 증발기 입·출구에서의 냉매의 유량과 엔탈피차로 계산한 열용량 Q_{er} 이다.

Fig. 3.1의 오차범위는 탄화수소계 냉매의 경우에는 낮은 열량범위에서는 좋은 일치를 보였지만, 열량이 커질수록 열평형 오차도 커지는 것을 알 수 있었다. 그리고 환경변화에 따라 약간씩의 차이는 있었지만, 대체적으로 냉매의

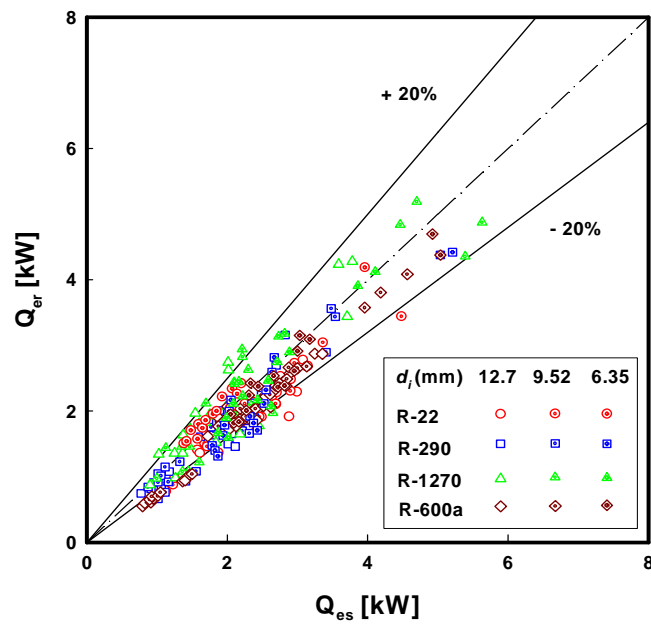


Fig. 3.1 Heat balance between Q_{es} and Q_{er} evaporator.

종류에 관계없이 $\pm 20\%$ 내외에서 거의 일치하였다.

따라서 증발기의 방열상태는 양호하며, 증발기에서의 열평형은 비교적 우수한 것으로 판단할 수 있다.

3.2 증발 열전달 특성

3.2.1 국소 증발 열전달

Fig. 3.2~3.5는 각 냉매별 세 관경에서의 국소 증발 열전달계수를 나타낸 것이다. 동일 질량유속에서 냉매변화에 따른 국소 증발 열전달계수를 나타낸 것으로 그림에서와 같이 열전달 계수는 모든 냉매에서 건도가 증가함에 따라 증가하다가 건도가 0.8~0.85정도 되는 영역이후로 감소하는 경향을 보였다. 이는 증발이 진행됨에 따라 열전달율이 증가하다가 건도 0.8~0.85영역 이후로는 증발이 거의 완료됨에 따라 냉매액이 냉매증기로 변함으로써 관내에 증기가 가득참으로써 열전달이 감소하기 때문이라고 생각된다. 국소 열전달 계수는 탄화수소계 냉매가 R-22보다 높게 나타났으며, 동일질량유속의 경우 모든 냉매에서 내관의 외경 6.35 mm, 9.52 mm, 12.7 mm의 순으로 높게 나타났다.

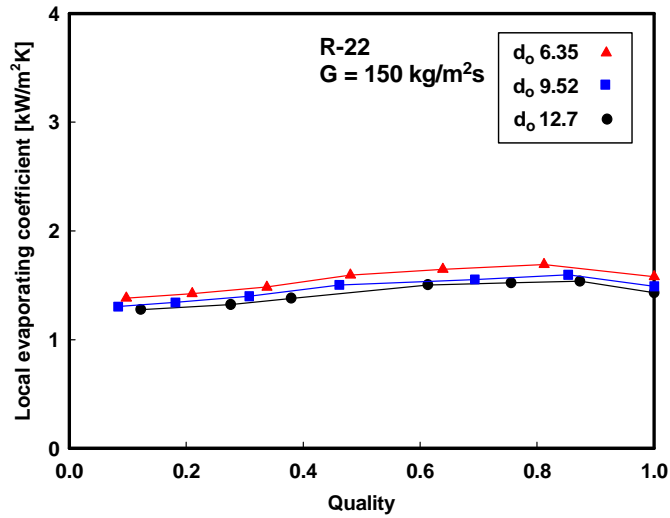


Fig. 3.2 Local evaporating heat transfer coefficients vs. quality x . (R-22)

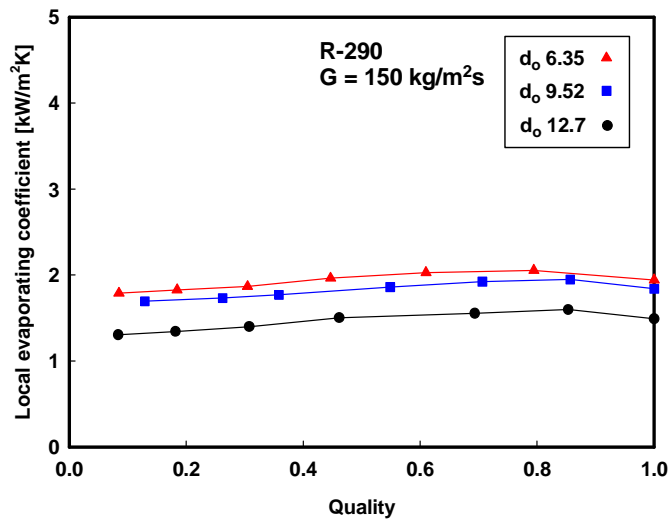


Fig. 3.3 Local evaporating heat transfer coefficients vs. quality x . (R-290)

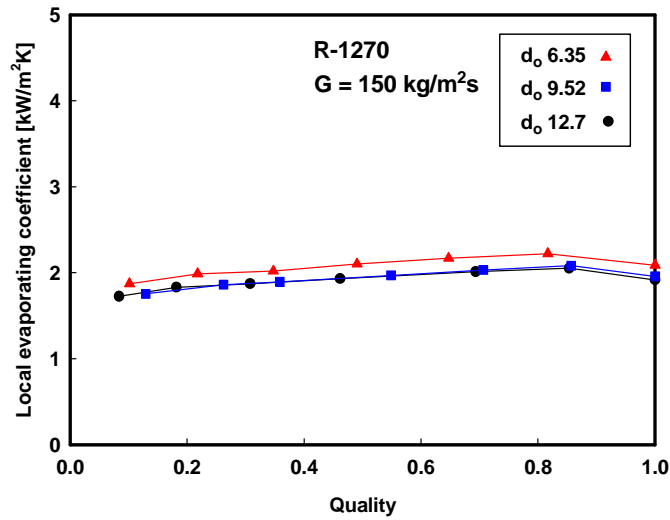


Fig. 3.4 Local evaporating heat transfer coefficients vs. quality x . (R-1270)

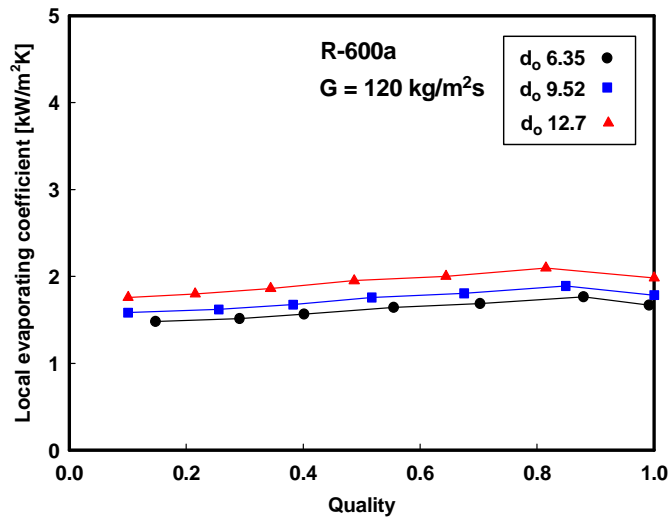


Fig. 3.5 Local evaporating heat transfer coefficients vs. quality x . (R-600a)

3.2.2 평균 증발 열전달

Fig. 3.6~3.9는 세 관경에서 네 가지 냉매 (R-22, R-290, R-600a, R-1270)의 질량유속 G_r 에 대한 평균 증발 열전달계수 $h_{e,avg}$ 를 나타낸 것이다. 평균 증발 열전달계수는 건도에 따른 국소 증발 열전달계수 $h_{e,loc}$ 를 통합한 식 (2-9)를 사용함으로써 구할 수 있다.

Fig. 3.6~3.9는 세 관경에서의 평균 증발 열전달계수를 나타낸 것으로서, 질량유속에 비례하여 평균 증발 열전달계수가 증가하는 일반적인 경향을 보이고 있다. 탄화수소계 냉매 (R-290, R-600a, R-1270)가 프레온계 냉매 R-22의 평균 증발 열전달계수보다 우수하게 나타났으며, 질량유속에 따른 평균 증발 열전달계수의 향상도 탄화수소계 냉매의 경우에서 보다 더 우수하게 나타났다. 그리고 프레온계 냉매 R-22의 질량유속에 따른 평균 증발 열전달계수의 향상보다 탄화수소계 냉매 (R-290, R-600a, R-1270)의 평균 증발 열전달계수의 향상이 더 우수한 것으로 나타났다. 그래서 저질량유속에서는 프레온계 냉매와 탄화수소계 냉매의 차이가 얼마나지 않았지만, 고질량유속으로 갈수록 탄화수소계 냉매의 평균 증발 열전달계수가 점점 더 우수하게 나타나는 경향을 보였다. 각 냉매별로 평균 증발 열전달계수를 살펴보면, R-22에서는 내관 외경 6.35 mm, 9.52 mm에서의 평균 증발열전달계수는 내관 외경 12.7 mm의 것 보다 10.11%, 7.67% 각각 높게 나타났고, R-290에서는 내관 외경 6.35 mm, 9.52 mm에서의 평균 증발열전달계수는 내관 외경 12.7 mm의 것 보다 24.76%, 16.16% 각각 높게 나타났고, R-1270에서는 내관 외경 6.35 mm, 9.52 mm에서의 평균 증발열전달계수는 내관 외경 12.7 mm의 것 보다 21.79%, 14.68% 각각 높게 나타났고, R-600a에서는 내관 외경 6.35 mm, 9.52 mm에서의 평균 증발열전달계수는 내관 외경 12.7 mm의 것 보다 20.1%, 5.94% 각각 높게 나타났다.

Fig. 3.10은 내관 외경 9.52 mm에서의 냉매별 평균 증발열전달 계수를 비교

한 것이다. R-22에 비해 R-290은 평균 약 19.93%, R-1270은 평균 약 34.23%, R-600a는 평균 약 18.57%정도 높게 측정되었다.

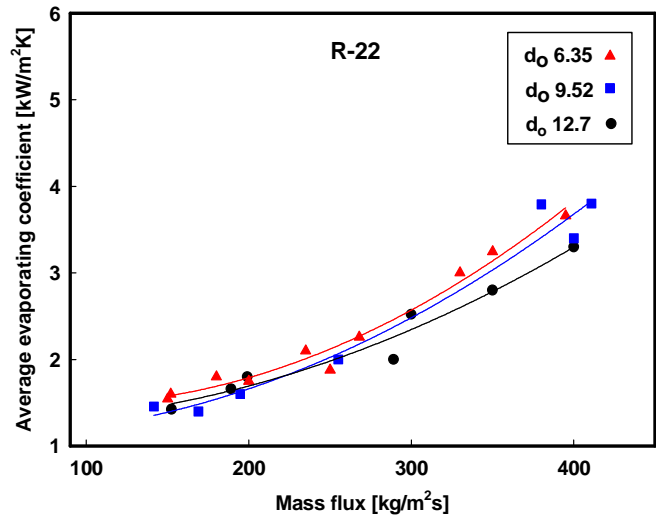


Fig. 3.6 Average evaporating heat transfer coefficient $h_{e, avg}$ vs. refrigerant mass flux G_r . (R-22)

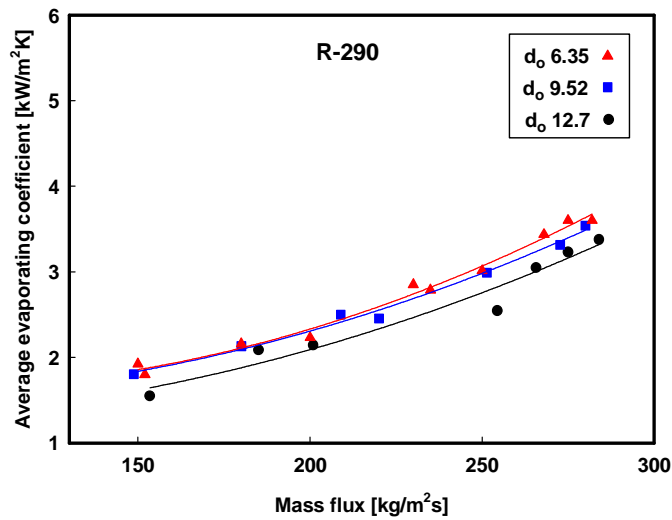


Fig. 3.7 Average evaporating heat transfer coefficient $h_{e, avg}$ vs. refrigerant mass flux G_r . (R-290)

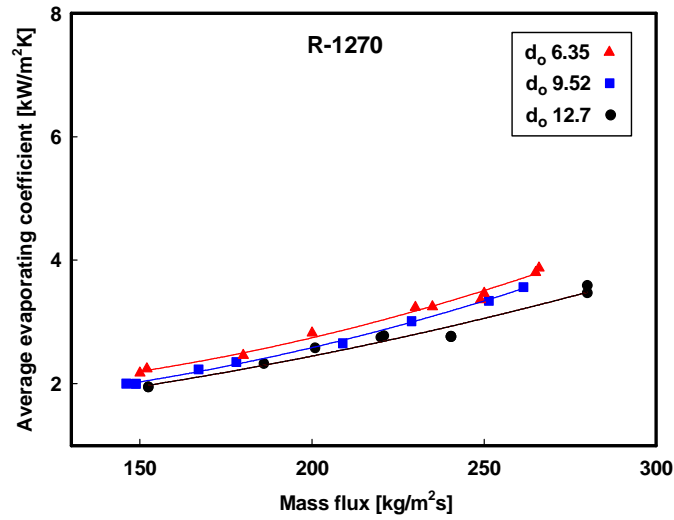


Fig. 3.8 Average evaporating heat transfer coefficient $h_{e, avg}$ vs. refrigerant mass velocity G_r . (R-1270)

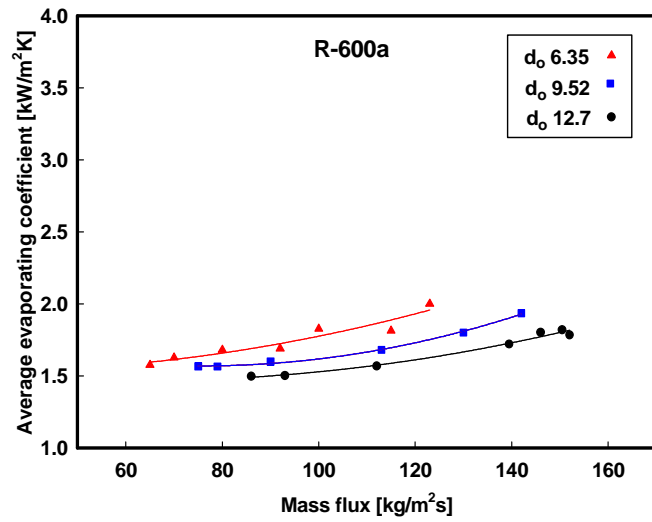


Fig. 3.9 Average evaporating heat transfer coefficient $h_{e, avg}$ vs. refrigerant mass flux G_r . (R-600a)

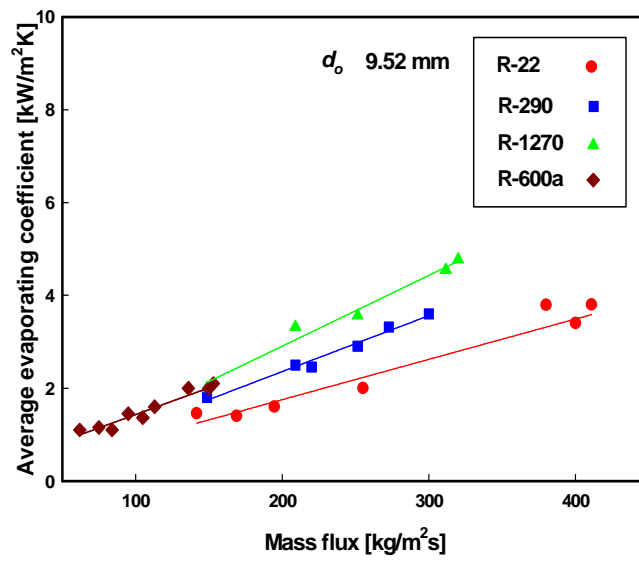


Fig. 3.10 Average evaporating heat transfer coefficient $h_{e, avg}$ vs. refrigerant mass flux G_r . (R-22, R-290, R-1270, R-600a : d_o 9.52 mm)

3.3 종래 증발 열전달 상관식

본 절에서는 수평 증발관내 국소 열전달계수를 예측하기 위해서 제안된 타 연구자들의 예측식들 중 Shah¹⁴⁾와 Kandlikar¹⁵⁾등에 의해서 제안된 상관식을 검토하였다.

Fig. 3.11~3.12는 각각 Shah 상관식, Kandlikar 상관식과 실험결과의 비교를 나타낸 그림이다. Shah 상관식과의 비교에서는 관경에 상관없이 R-22와 탄화수소계 냉매 모두 상관식보다 다소 높게 나타났으며, Kandlikar 상관식과는 R-22와 탄화수소계 냉매 모두 $\pm 30\%$ 안에서 대체적으로 일치하였다. $\pm 30\%$ 의 오차범위를 가지는 것은 Shah, Kandlikar 상관식은 오일의 영향을 고려하지 않았기 때문이라고 판단된다.

3.3.1 증발 열전달 상관식

(1) Shah의 상관식¹¹⁾

Shah의 상관식은 이전에 제안된 증발 상관식을 응용하여 수평·수직관에서 비등 열전달에 적용할 수 있는 상관식을 제안하였다. 본 상관식은 Boiling 수 (Bo), Froude 수 (Fr), Convection 수 (Co)를 포함하는 몇 가지 무차원수에 따른 상관관계에 나타나는 수평유동에 대한 증발 상관식이다. Shah의 상관식을 나타내면 다음과 같다.

$$h_{TP} = \Psi \cdot h_l \quad (3.1)$$

여기에서, h_{TP} 는 증발 열전달 계수 [$\text{kW}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$]이며, h_l 은 식 (3.2)에 정의된

것처럼 Dittus - Boelter에 의해서 제안된 액단상 대류 열전달 계수이다. 그리고 Shah의 상관식은 핵 비등, 비등 억제, 대류 비등 구간에서 계산되는 세 개의 열전달 계수 중 가장 큰 값을 취함으로써 계산되는데, Shah 방정식의 변수 Ψ 의 계산과정은 다음과 같다.

상수 $N > 1$ 일 때,

$$Bo \geq 3.0 \times 10^{-5} \text{이면,}$$

$$\Psi_{nb} = 230 Bo^{0.5} \quad (3.2)$$

$$Bo < 3.0 \times 10^{-5} \text{이면,}$$

$$\Psi_{nb} = 1 + 46 Bo^{0.5} \quad (3.3)$$

$$\Psi_{cb} = \frac{1.8}{N^{0.8}} \quad (3.4)$$

$0.1 < N \leq 1.0$ 일 때,

$$\Psi_{bs} = F \cdot Bo^{0.5} e^{2.74 N^{-0.1}} \quad (3.5)$$

$N \leq 0.1$ 일 때,

$$\Psi_{bs} = F \cdot Bo^{0.5} e^{2.74 N^{-0.15}} \quad (3.6)$$

여기서 변수 Ψ 는 핵 비등에서의 변수 Ψ_{nb} 와 대류 비등에서의 변수 Ψ_{cb} 중

에서 큰 값을 사용한다. 그리고 상수 F 는 관 표면에서 발생하는 증기의 질량으로 해석되는 boiling 수 (Bo)에 의해서 결정되며, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$Bo \geq 11 \times 10^{-4}$ 일 때,

$$F = 14.7 \quad (3.7)$$

$Bo < 11 \times 10^{-4}$ 일 때,

$$F = 15.43 \quad (3.8)$$

이다. 그리고 boiling 수 (Bo)는 다음과 같다.

$$Bo = \frac{q}{G \cdot i_{fg}} \quad (3.9)$$

여기서, q 는 열유속 [kW/m^2] 이고, G 는 질량 유속 [$\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$] 이며, i_{fg} 는 증발 잠열 [kJ/kg] 이다.

수직관에서의 Fr_f 의 모든 값과 $Fr_f > 0.04$ 인 수평관에서 정수 N 은

$$N = Co \quad (3.10)$$

$Fr_f < 0.04$ 인 수평관에서 정수 N 은

$$N = 0.38 Fr_f^{-0.3} Co \quad (3.11)$$

이다. 여기서, Fr_l 은 액체의 Froude 수이고, Co 는 convection 수로서 다음과 같이 계산될 수 있다.

$$Fr_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 \cdot g \cdot d_i} \quad (3.12)$$

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (3.13)$$

여기서, convection 수 (Co)는 증기 점도의 영향을 배제한 것을 제외하고는 식 (3.7)의 Lockhart - Martinelli 변수와 비슷하다. 그리고, 식 중의 G 는 질량 유속 [$\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$], ρ_l 과 ρ_v 는 각각 액상과 기상의 밀도 [kg/m^3], g 는 중력 가속도 [m/s^2], d_i 는 관 내경 [m], x 는 건도를 나타낸다.

(2) Kandlikar의 상관식¹²⁾

Kandlikar는 수직·수평관에서의 유체 비등에 대한 일반적인 상관식을 다음과 같이 제안하였다.

$Fr_l > 0.04$ 인 수직관과 수평관에서

$$h_{NBD} = (0.6683 Co^{-0.2} + 1058.0 Bo^{0.7} F_{fl}) h_l \quad (3.14)$$

$$h_{CBD} = (1.1360 Co^{-0.9} + 667.2 Bo^{0.7} F_{fl}) h_l \quad (3.15)$$

이고, 열전달 계수 h_{TP} 는 위에서 핵 비등이 지배할 때의 열전달 계수 h_{NBD} 와 대류 비등이 지배할 때의 열전달 계수 h_{CBD} 중에서 큰 값을 사용한다. 여기

서, Co 는 식 (3.13)으로 계산되는 convection 수이고, Bo 는 식 (3.9)로 계산되는 boiling 수이다. 그리고 h_f 은 Dittus - Boelter의 식 (3.2)를 바탕으로 한 액체 대류 열전달 계수이다. 또 F_{fl} 은 Kandlikar에 의해 물, R-11, R-12, R-13B1, R-22, R-113, R-114, R-152, 니트로젠, 그리고 네온 등의 값이 정리된 액체 종속 변수이다. 이에 대한 자세한 값들은 Table 3.1에 나타내었다. 그리고 유체의 값이 정리되지 않은 것에 대해서는 실험 유체에 대한 풀비등 데이터의 상관 관계를 위해서 Froster - Zuber 상관식을 사용하고 식 (3.16)으로 정의되는 억제 변수 S 를 제안하였다. 이것은 강제 대류 효과가 증대하고 열 경계층의 두께가 감소하기 때문에 핵 비등 분포는 강하게 억제된다는 사실을 반영한 것이다. 이것은 처음에는 Chen¹³⁾에 의해 제안되었다가 Collier와 Thome¹⁴⁾에 의해 이용 가능한 형태로 발전되었다.

$$S = \frac{1}{1 + 2.56 \times 10^{-6} Re_{eq}^{1.17}} \quad (3.16)$$

여기서, Re_{eq} 는 상당 Reynolds 수로써 다음과 같이 정의된다.

$$Re_{eq} = G_{eq} \cdot d_{IN} / \mu_l \quad (3.17)$$

$$G_{eq} = G_r \cdot [(1-x) + x(\rho_l / \rho_v)^{1/2}] \quad (3.18)$$

여기서, G_{eq} 는 상당질량유속이다. μ_l 는 액체의 점도 [Pa·s], ρ_l 는 액체의 밀도 [kg/m³], μ_v 와 ρ_v 는 각각 증기의 점도 [Pa·s]와 밀도 [kg/m³]를 나타낸 것이다.

Table 3.1 Fluid dependent parameter F_{fl} in the proposed correlation

Fluid	F_{fl}	Fluid	F_{fl}
Water	1.00	R-113	1.30
R-11	1.30	R-114	1.24
R-12	1.50	R-152B	1.10
R-13B1	1.31	Nitrogen	4.70
R-22	2.20	Neon	3.50

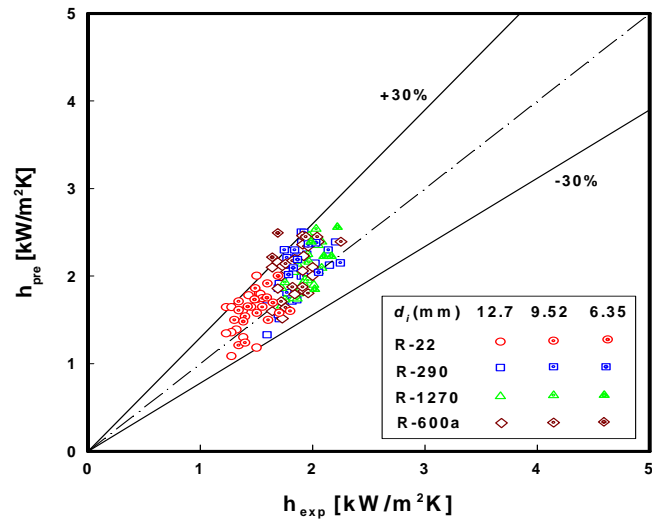


Fig. 3.11 Comparison of heat transfer coefficient with Shah' s correlation

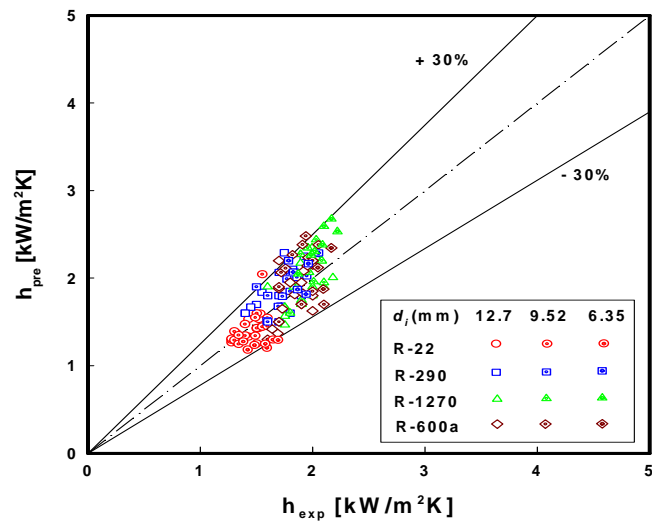


Fig. 3.12 Comparison of heat transfer coefficient with Kandlikar' s correlation

3.4 소 결

본 장에서는 R-22의 대체 냉매로 기대되는 탄화수소계 자연냉매인 R-290, R-600a, R-1270의 냉매별에 따른 증발 전열 특성에 대한 실험을 한 결과를 다음과 같이 정리하였다.

국소 증발 열전달계수는 세 관경에서 건도가 증가함에 따라 증가하다가 건도 0.8~0.85 정도 되는 영역이후로 감소하는 경향을 보였다. 그리고 냉매들의 국소 증발 열전달계수는 R-1270이 가장 높았으며, R-600a, R-290, R-22, 순으로 나타났으며 관경별로는 6.35 mm, 9.52 mm, 12.7 mm 순으로 높게 나타났다.

평균 증발 열전달계수는 질량유속에 비례하여 증가하는 일반적인 경향을 나타내었고, 실험에 사용된 세 관경에서 모두 탄화수소계 냉매(R-290, R-1270, R-600a)가 R-22보다 우수하게 나타났다.

제 4 장 증발기의 압력강하 특성

4.1 증발기의 압력강하 특성

4.1.1 국소 증발 압력강하

Fig. 4.1~4.4는 각 냉매별 세 관경에서의 국소 증발 압력강하를 나타낸 것이다. 동일 질량유속에서 관경변화에 따른 국소 증발 압력강하를 타나낸 것으로 그림에서와 같이 국소 압력강하는 세 관경 모두에서 R-22와 탄화수소계 냉매는 건도가 증가함에 따라 증가 하였고 건도가 0.7영역에서 국소 증발 압력강하 최대가 되는 것은 냉매관의 곡관부가 위치한 지점이기 때문이라 판단된다.

건도 0.8이후에서 압력강하가 감소하는데 이것은 환상류 영역으로 액막이 얇아져서 기액계면에서 마찰손실이 감소하기 때문이라고 생각된다. 냉매별로 보면 탄화수소계 냉매가 R-22보다 국소 증발 압력강하가 높게 나타났으며, 관경별로는 6.35 mm, 9.52 mm, 12.7 mm 순으로 높게 나타났다.

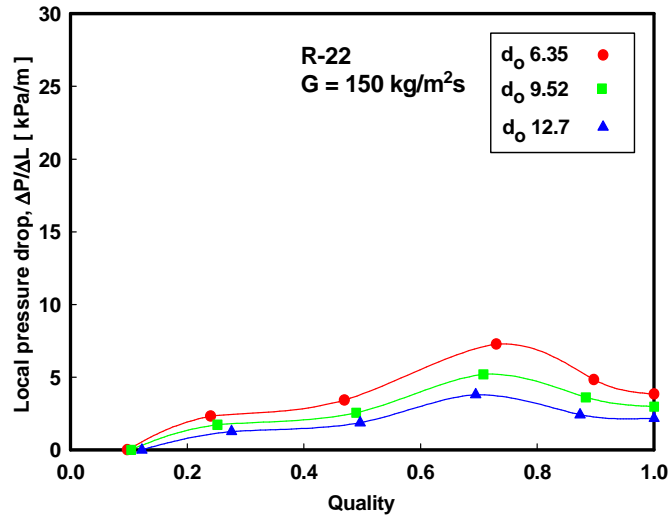


Fig. 4.1 Local pressure drop vs. quality (R-22)

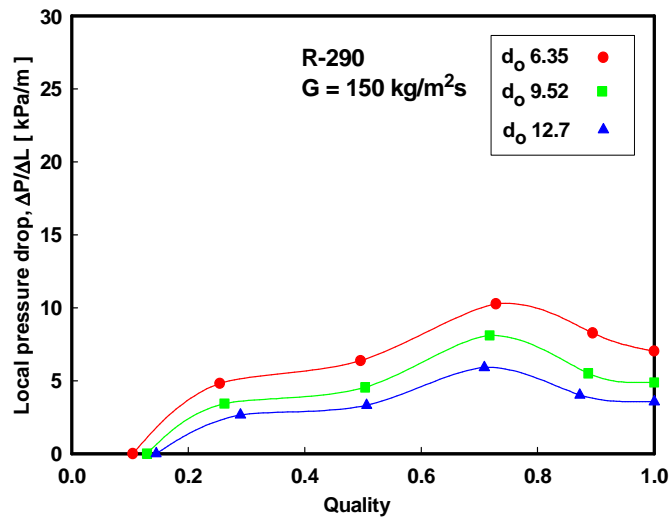


Fig. 4.2 Local pressure drop vs. quality (R-290)

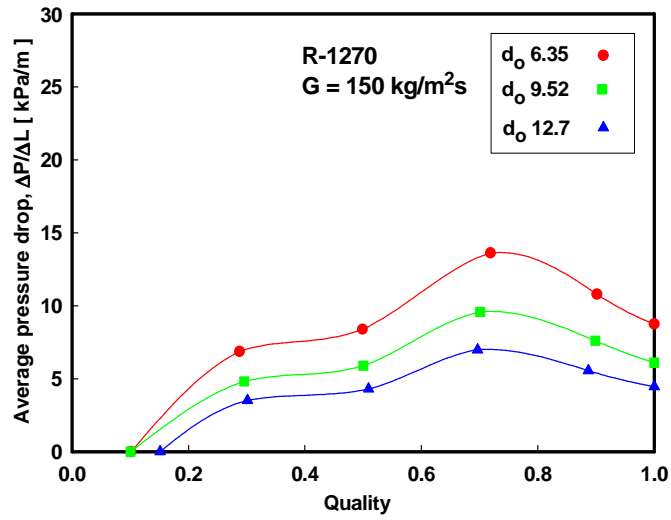


Fig. 4.3 Local pressure drop vs. quality (R-1270)

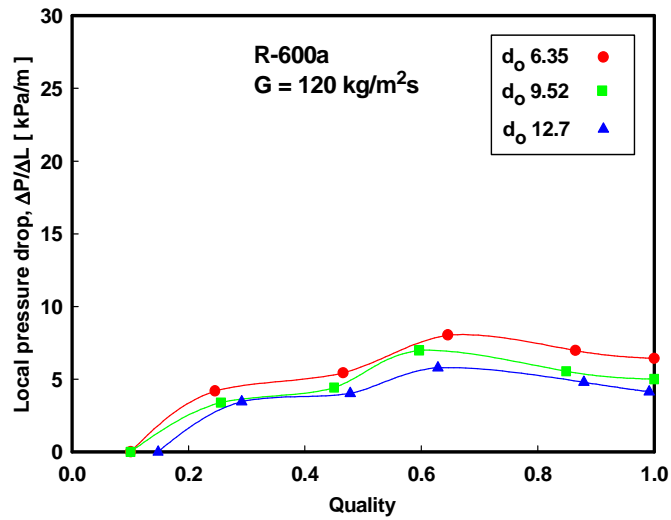


Fig. 4.4 Local pressure drop vs. quality (R-600a)

4.1.2 평균 증발 압력강하

Fig. 4.5~4.8은 세 관경에서 각 냉매의 질량유속 G_r 에 대한 평균 증발 압력강하를 나타낸 것이다. 질량유속에 비례하여 평균 증발 압력강하가 증가하는 일반적인 경향을 보이고 있다.

각 냉매별로 평균 증발 압력강하를 살펴보면, R-22에서는 내관 외경 6.35 mm, 9.52 mm 에서의 평균 증발 압력강하는 내관 외경 12.7 mm의 것 보다 78.58%, 39.19% 각각 높게 나타났고, R-290에서는 내관 외경 6.35 mm, 9.52 mm 에서의 평균 증발 압력강하는 내관 외경 12.7 mm의 것 보다 83.01%, 27.41% 각각 높게 나타났고, R-1270에서는 내관 외경 6.35 mm, 9.52 mm 에서의 평균 증발 압력강하는 내관 외경 12.7 mm의 것 보다 86.49%, 41.95% 각각 높게 나타났고, R-600a에서는 내관 외경 6.35 mm, 9.52 mm 에서의 평균 증발 압력강하는 내관 외경 12.7 mm의 것 보다 47.01%, 18.26% 각각 높게 나타났다. R-22에 비해 탄화수소계 냉매의 평균 증발 압력강하가 큰 이유는 R-22보다 증기밀도가 매우 작고 열전도율이 크기 때문이다.

Fig. 4.9는 동일 관경에서의 냉매별 평균 증발 압력강하를 비교한 것이다. R-22에 비해 R-290의 경우에는 평균 약 52.22%, R-1270은 평균 약 87.54%정도 높게 측정되었고 R-600a는 118.08% 정도 높게 나타났다.

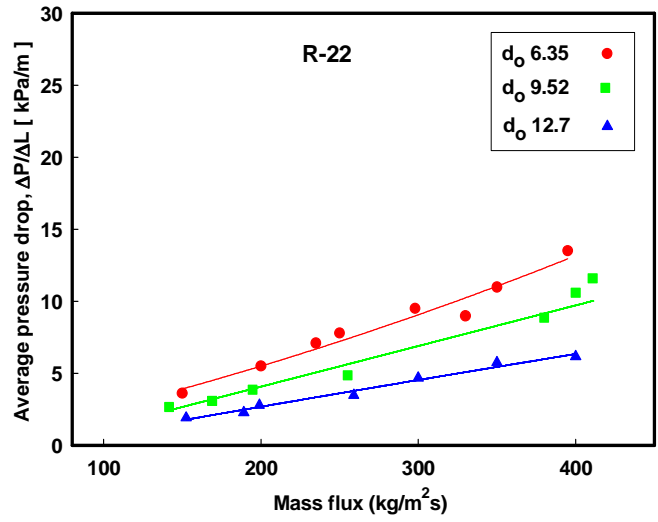


Fig. 4.5 Average pressure drop vs. mass flux (R-22)

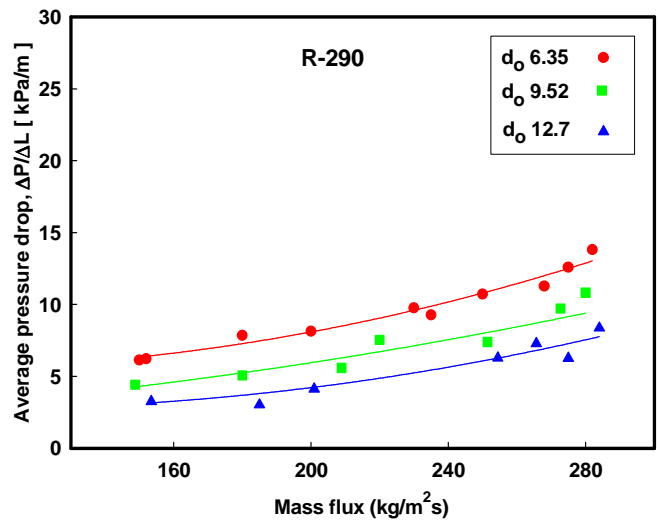


Fig. 4.6 Average pressure drop vs. mass flux (R-290)

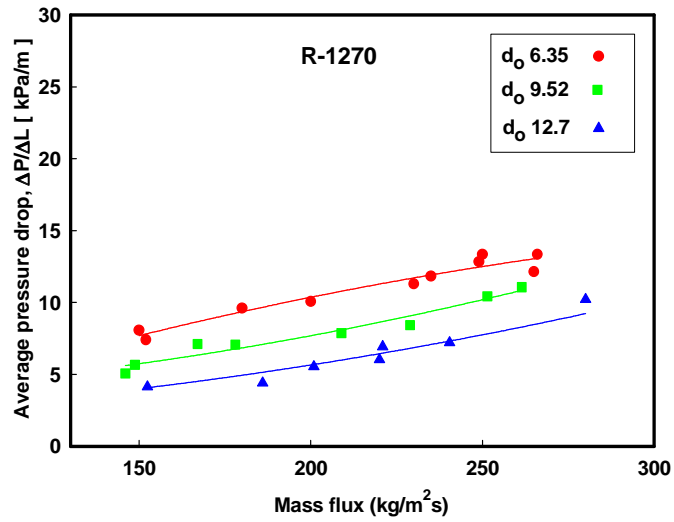


Fig. 4.7 Average pressure drop vs. mass flux (R-1270)

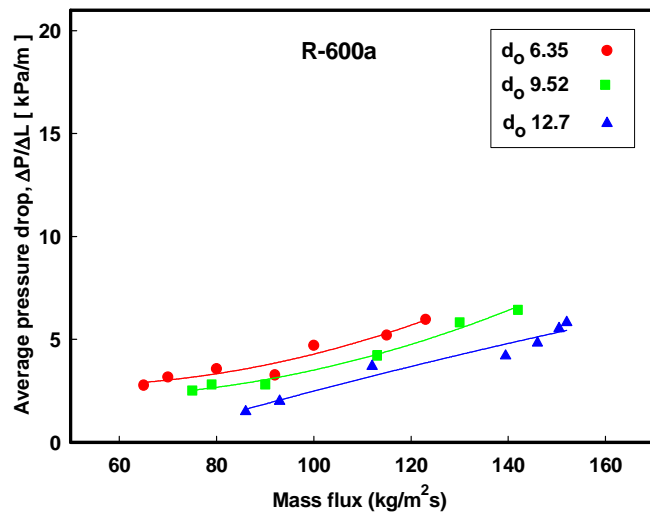


Fig. 4.8 Average pressure drop vs. mass flux (R-600a)

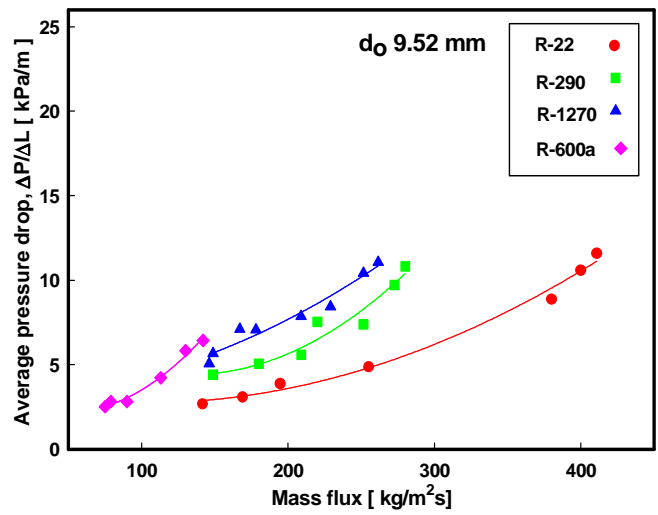


Fig. 4.8 Average pressure drop vs. mass flux (R-22, R-290, R-1270, R-600a : d_o 9.52 mm)

4.2 이상류 압력강하 상관식

수평관내와 수직관내를 유동하는 이상류의 압력강하는 마찰에 의한 압력강하, 운동량에 의한 압력강하, 중력에 의한 압력강하의 합으로 나타낸다. 일반적으로 마찰에 의한 압력강하성분은 유체와 가열면 사이의 전단력에 의해서 발생하게 되는데 전체압력강하 성분 중에서 가장 큰 부분을 차지하고 있다. 운동량에 의한 압력강하성분은 기상과 액상의 운동량 유속(momentum flux)에 의해서 발생한다. 그리고 중력에 의한 압력강하 성분은 액의 유동에 의해서 발생하는 중력의 결과이고 수평관내를 유동하는 이상류의 압력강하는 중력의 성분을 무시한다. 따라서 Chisholm의 상관식은 다음과 같다.

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right) = \left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right)_{Fric} + \left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right)_{Acc} \quad (4.1)$$

식 (4.2)에서 $(\Delta P/\Delta L)_{Fric}$ 는 소구간에 있어서의 $(\Delta P/\Delta L)_{Fric}$ 와 동일한 것으로 가정하고, $(\Delta P/\Delta L)_{Fric,L}$ 는 평활관내 액상성분에 의한 마찰압력구배에 대한 Colburn 식을 이용하면 식 (4.3)과 같이 정리된다. 식 (4.4)에서의 f_f 는 단열 이상유동의 마찰계수이다.

$$\Phi_L = \left(\left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right)_{Fric} / \left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right)_{Fric,L} \right)^{0.5} \quad (4.2)$$

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta L}\right)_{Fric,L} = \frac{2f_f(1-x)G_r^2}{\rho_L d_{in}} \quad (4.3)$$

$$f_f = \frac{0.046}{(G_r (1-x) d_{in} / \mu_L)^{0.2}} \quad (4.4)$$

난류에서의 이상류 마찰손실 파라메타와 Lockhart - Martinelli가 제안한 파라메타 X_{tt} 는 식 (4.5), (4.6)과 같다.

$$\Phi_L^2 = 1 + \frac{20}{X} + \frac{1}{X_{tt}} \quad (4.5)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\mu_L}{\mu_g} \right)^{0.1} \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_L} \right)^{0.5} \quad (4.6)$$

또한, 가속손실항은 다음 식 (4.7)과 같다.

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta L} \right)_{Acc} = \frac{G_r^2 (v_g - v_L) x}{L} \quad (4.7)$$

Fig. 4.9~4.11 은 본 실험에서 측정된 압력손실 결과를 수평관에서의 압력손실 상관식인 Chisholm의 상관식과 비교하여 나타낸 것이다. 가로축은 Lockhart - Martinelli 파라메타이며, 세로축은 마찰손실 파라메타이다.

그림에서와 같이 X_{tt} 가 감소할수록 건도가 증가하여 증발이 진행되고 있음을 나타내고 있으며, 동일 질량유속의 범위 내에서 R-22의 ϕ_L^2 값이 탄화수소계 냉매의 ϕ_L^2 값 보다 크게 나타났다. 실험 결과 값이 상관식에 의한 값 보다 다소 과대 예측되는 경향을 보이고 있으나 전체적으로 유사한 경향을 나타내었다.

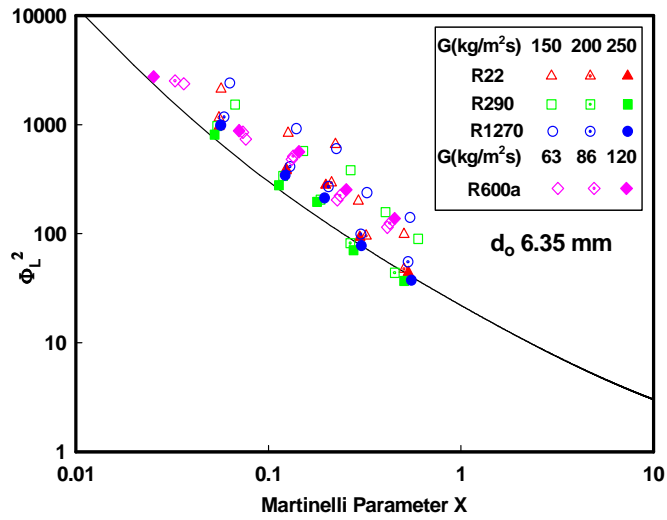


Fig. 4.9 Frictional multiplier vs. Martinelli parameter for the experimental data ($d_o = 6.35$)

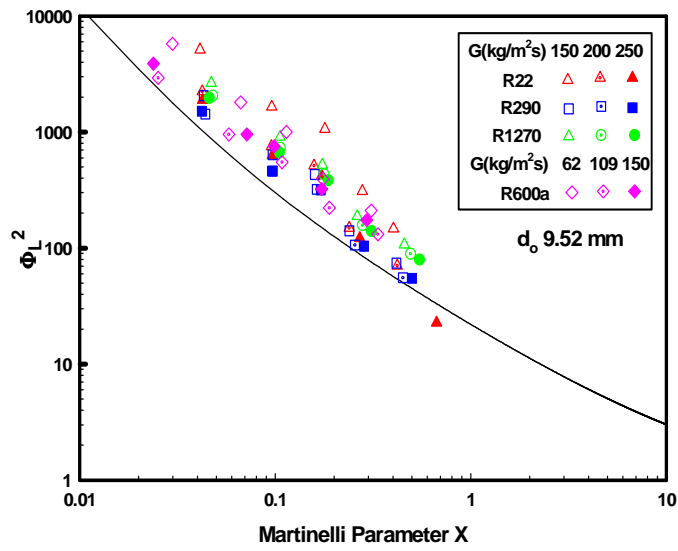


Fig. 4.10 Frictional multiplier vs. Martinelli parameter for the experimental data ($d_o = 9.52$)

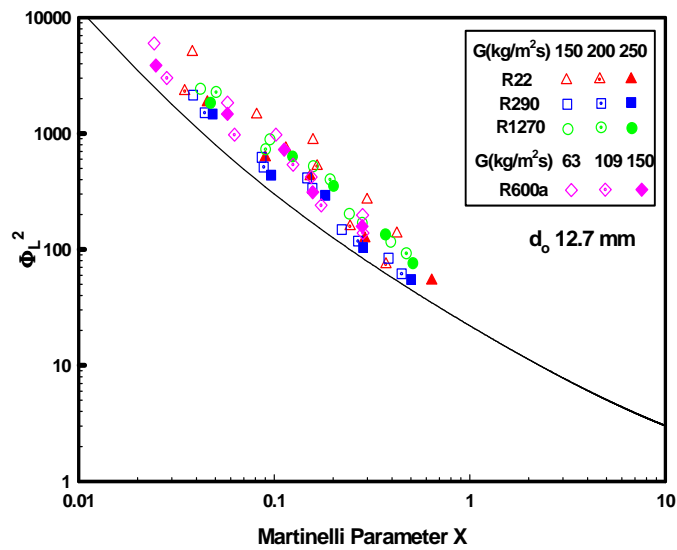


Fig. 4.10 Frictional multiplier vs. Martinelli parameter for the experimental data (d_0 12.7)

4.3 소 결

본 장에서는 R-22의 대체 냉매로 기대되는 탄화수소계 자연냉매인 R-290, R-600a, R-1270의 냉매와 내관경에 따른 증발 압력강하 특성에 대한 실험을 한 결과를 다음과 같이 정리하였다.

국소 증발 압력강하는 세 관경에서 건도가 증가함에 따라 증가하다가 건도 0.7 정도 되는 영역에서 최대값을 보였고 이후 감소하는 경향을 보였다. 그리고 냉매들의 국소 증발 압력강하는 R-600a가 가장 높았으며, R-1270, R-290, R-22, 순으로 나타났으며 관경별로는 6.35 mm, 9.52 mm, 12.7 mm 순으로 높게 나타났다.

평균 증발 압력강하에 있어서는 실험에 사용된 세 관경에서 모두 탄화수소계 냉매(R-290, R-1270, R-600a)가 R-22보다 높게 나타났다. 평균 증발 압력강하는 질량유속에 비례하여 증가하는 일반적인 경향을 나타내고 있다.

제 5 장 결 론

본 연구에서는 프레온계 냉매인 R-22와 탄화수소계 자연냉매인 R-290, R-600a, R-1270을 작동유체로 사용하는 냉동·공조 장치에서 기본이 되는 증발 전열특성 및 증발 압력강하를 규명하고자 하였다. 열교환기는 이중관 형태로서 외관(외경 22.22 mm)과 내관(외경 12.7 mm, 9.52 mm, 6.35 mm)으로 제작된 열교환기를 사용하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 증발 열전달 특성

증발기에서의 세 관경 모두 국소 증발 열전달계수의 변화는 건도가 증가함에 따라 증가하다가 건도 0.8~0.85 정도 되는 영역에서 감소하는 경향을 보였다. 평균 증발 열전달계수는 실험에서 모두 탄화수소계 냉매(R-1270, R-600a, R-290)가 R-22보다 우수하게 나타났다. 그리고 관경별로 보면, 6.35 mm, 9.52 mm, 12.7 mm의 순으로 증발 열전달계수가 높게 나타났다.

(2) 증발 압력강하 특성

증발기에서의 세 관경 모두 국소 증발 압력강하의 변화는 건도가 증가함에 따라 증가하다가 건도 0.85 이후에 되는 영역에서 감소하는 경향을 보였다. 평균 증발 압력강하는 실험에서 모두 탄화수소계 냉매가 R-22보다 높게 나타났다. 그리고 관경별로 보면, 6.35 mm, 9.52 mm, 12.7 mm의 순으로 증발 압력강하가 크게 나타났다.

참 고 문 헌

- 1) Molina M.J. and Rowland F.S., 1974, "Stratospheric Sink for Chlorofluoromethanes : Chlorine Atom Catalyzed Destruction of Ozone", Nature, Vol. 249, pp. 810 ~ 814.
- 2) 산업자원부, 2000, "자연 냉매를 적용한 냉동·공조 시스템 기술 개발에 관한 산업 분석", pp. 58~69.
- 3) Kruse H., 1993, "European Research and Development Concerning CFC and HFC Substitution", ASHRAE / NIST Refrigerants Conference, pp. 41 ~ 54.
- 4) James R.W. and Missenden J.F., 1992, "The Use of Propane in Domestic Refrigerators", International Journal of Refrigeration, Vol. 15, No. 2, pp. 95 ~ 100.
- 5) 장영수, 김민수, 노승택, 1997, "탄화수소냉매를 이용한 냉방시스템의 성능실험과 열전달특성", 대한기계학회논문집, 제 21 권, 제 5 호, pp. 713 ~ 723.
- 6) Kwon O.B., 1997, "Performance Characteristics of Water Sources Heat Pump Using HCFC22 Alternative Refrigerants", Thesis for the Degree of Doctor of Philosophy, Pukyung University
- 7) Oliver Pelleher and Björn Pai M, 1997, "Performance of plate heat exchangers and compressor in a domestic heat pump using: Propane", IIF-IIR-Commissions B1, B2, E1 and E2, Aarhus, Denmark, 1996-3, pp. 11.16~11.20.

- 8) Gursaran D. Mathur, 2000, "Hydrodynamic Characteristics of Propane(R-290), Isobutane(R-600a) and 50/50 Mixture of Propane and Isobutane", ASHRAE Transactions Vol. 106, Part 2. pp. 571~582.
- 9) Mark W. Spatz, Samuel F. Yana Motta, 2004, "An evaluation of option for replacing HCFC-22 in medium temperature refrigeration systems", International Journal of Refrigeration, Vol. 27, pp. 475~483.
- 10) Adriana Greco, Giuseppe Peter Vanoli, 2004, "Evaporation of refrigerants in a smooth horizontal tube : prediction of R22 and R507C heat transfer coefficients and pressure drop", Applied Thermal Engineering, Vol. 24, pp. 2189~2206.
- 11) Shah M.M., 1982, "Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer Equations and Further Study", ASHRAE Transactions, Vol. 88, pp. 185 ~ 196.
- 12) Kandlikar S.G., 1987, "A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer inside Horizontal and Vertical Tubes", ASME Winter Annual Meeting, pp. 14 ~ 18.
- 13) Chen J.C., 1966, "A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Vertical Flow", Heat Transfer Engineering, Vol. 1, No. 4, pp. 32 ~ 37.
- 14) Collier J.G. and Thome, J.R., 1994, "Convective Boiling and Condensation", Oxford Science Publications, 3rd Edition.

감사의 글

논문을 마치면서 돌이켜 보니 참 많은 일들이 있었구나 하는 생각이 먼저 듭니다. 하지만 지금 와서 보니 어려웠던 일들도 참 좋은 추억으로 제 마음속 깊이 남아 있는걸 느낄 수 있습니다. 아직 많이 부족하고 더 해야 할 일들이 있어 아쉬움이 남지만, 지금까지 배웠던 지식과 경험으로 사회에서의 힘들 과정들을 이겨나갈 수 있으리라는 자신감이 생깁니다.

생각보면 제가 지금 까지 올 수 있도록 베풀어 주신 분들이 너무나도 많습니다. 먼저 부족한 저를 실험실에 허락해 주셨고 아낌없는 지도와 애정어린 관심을 보여주신 윤정인 교수님께 감사의 말씀을 올립니다.

그리고 본 논문을 심사하시고 지도와 편달을 아끼지 않으셨던 오후규 교수님, 김종수 교수님, 금종수 교수님, 김영수 교수님, 김은필 교수님, 논문 수정에 많은 도움을 주신 정석권 교수님께도 감사의 말씀을 드립니다. 또한 논문에 대한 조언과 인생에서의 조언까지도 아끼지 않으셨던 동명대학 김재돌 교수님과 제겐 스승님이기도 하신 설원실, 한인근, 최인수 선배님들께도 감사드립니다.

항상 말없이 뒤에서 지켜보며 형님처럼 이끌어 주신 춘근이형, 버릇없는 저를 동생처럼 지켜봐준 승문이형, 언제나 밝은 삶을 살아갈 것 같은 창효형, 부족한 내게 도움을 많이 주어서 정말 고맙고 무엇을 하든 잘할 것 같은 호생이, 옆에 있어 든든했던 동기 기석이와 지금은 더 멀리 떨어져 다리를 접은 병진이, 항상 즐거워 마음을 보기 힘든 경현이, 매일 분주한 살림꾼 근태, 잘해주고 싶었는데 마음 뿐이어서 미안한 동훈이, 보기와는 달리 실력으로 승부하는 철호와 광배, 그리고 대화 한번 속시원히 못해봐서 아쉬운 Tong, Sarker... 모두 고맙습니다.

마지막으로 오늘의 제가 있기까지 저를 믿어주시고, 아낌없는 사랑을 베풀어주신 부모님과 형님, 형수님, 그리고 동생 희정이와 조카 지원이에게 이 작은 결실을 바칩니다.