工學碩士 學位論文

수평 평활관내 R-134a 대체 탄화수소계 냉매의 응축 열전달 특성에 관한 연구

2002년 2월

釜慶大學校 大學院

冷凍空調工學科

河 鍾 權

工學碩士 學位論文

수평 평활관내 R-134a 대체 탄화수소계 냉매의 응축 열전달 특성에 관한 연구

指導敎授 吳 厚 圭

이 論文을 工學碩士 學位論文으로 提出함

2002년 2월

釜慶大學校 大學院

冷凍空調工學科

河 鍾 權

河鍾權의 공학석사 학위논문을 인준함

2002년 2월

주 심	공학박사	김 종 수	印
위 원	공학박사	윤 정 인	印
위 원	공학박사	오 후 규	印

목 차

Abstract II

Nomenclature IV

제 1 장 서 론 1

1.1 연구의 배경 및 목적 1

1.2 종래의 연구 3

제 2 장 실험장치 및 실험방법 7

2.1 실험 장치 7

2.2 실험 방법 10

2.3 데이터 처리 11

제 3 장 실험결과 및 고찰 16

3.1 시험 구간의 온도, 열유속, 건도 분포 16

3.2 평균 열전달 계수 21

3.3 종래 응축 열전달 상관식과의 비교 23

제 4 장 결 론 36

참고문헌 37

Study on condensing heat transfer characteristics of R134a alternative hydrocarbon refrigerants inside horizontal smooth tubes

Ha Jong-kweon

Department of Refrigeration Engineering, Graduate School,
Pukyong National University

Abstract

This paper presents the analysis and test results of hydrocarbon refrigerants, R-290 and R-600a , as a substitute R-134a in horizontal smooth tubes. For the purpose, a basic refrigeration system was designed and manufactured. A horizontal double-pipe counterflow heat exchanger with a length of 5000 mm consists of two types of inner smooth tubes(8.4 mm ID and 9.53 mm OD, 10.07 mm ID and 12.07 mm OD). It divided into seven test sections and two subcooling sections were used for the test section. The refrigerants, R-134a, R-290, and R-600a, were cooled by a coolant circulated in a surrounding annulus. For the range of parameters, the condensing temperature was varied from 30 50℃ with the vapor quality from 1 0. All refrigerants, R-134a, R-290, and R-600a, were tested over the same range of the parameter.

The main results were summarized as follows;

The first, in the overheating vapor section, the refrigerant of R-290 is more influenced by the wall temperrature of tubes than the others. The second, among the average heat transfer coefficients R-290 and R-600a were greater than R-134a beyond 30%. The third, if R-290 and R-600a, considered the capacity of the average heat transfer coefficients, are substituted for R-134a, we can design a littler more compact condenser. The fourth, in the case of comparing the condensing heat transfer coefficients for each refrigerant with several correlations, all correlations agree with our experimental values wihtin 30%. And Haraguchi' correlation and Cavallini-Zecchin' correlation were most similar to our experimental values.

Nomenclature

Symbols

A	Area	[m^2]
C_p	Specific heat	[kJ/kg ・ K]
d	Diameter	[m]
f_1, f_2	Parameters in Traviss et al. correlation	[/]
G	Mass velocity	[$kg/m^2 \cdot s$]
g	Gravity acceleration	[m/s^2]
Ga	Galileo number	[/]
h	Heat transfer coefficient	[$kW/m^2 \cdot K$]
h_{fg}	Latent heat	[kJ/kg]
i	Enthalpy	[kJ/kg]
k	Thermal conductivity	[$kW/m \cdot K$]
L	Total condensing length	[m]
m	Mass flow rate	[kg/h]
n	Number of local test section	[/]
Nu	Nusselt number	[/]
P	Pressure	[kPa]
Pr	Prandtl number	[/]
Q	Heat capacity	[kW]
q	Heat flux	[kW/m^2]
Re	Reynolds numbe	[/]
T	Temperature	[K]
u	Velocity	[m/s]

x	Quality	[/]
z	Length of local test section	[m]

Greek Symbols

Φ	Lockhart-Martinelli Parameter	[/]
X_{tt}	Lockhart-Martinelli Parameter	[/]
ξ	Void rate	[/]
ρ	Density	[kg/m^3]
μ	Viscosity	[Pa・s]

Subscripts

1	Inlet
2	Outlet
B	Bottom
c	Condenser
con	Condensation
eq	Equivalent
F	Friction
g	Gas
i	Inner
in	Inner tube
L	Length
l	Liqud

m	Mean
o	Outer
S	Side
sat	Saturation
T	Top
TP	Two phase flow
W	Tube wall
v	Vapor
wc	Coolant

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경 및 목적

현재 국내 산업의 발달과 국민의 생활 수준이 향상됨에 따라 냉동 공조 산업은 시장 규모가 년간 6조원에 이르고 생산액도 매년 약 20%이상 증가하는 10대 산업의 하나로 성장하였다. 그러나 냉동 공조 장치에 널리 사용되고 있는 냉매인 CFC계, HCFC계는 심각한 오존층 파괴와 지구 온난화 문제로 몬트리올 의정서 및 교토 의정서에 의거하여 사용 규제가 현실화되고 있다. 이러한 문제들을 해결하기 위해, 에너지 소비를 줄일 수 있는 고성능 열 펌프 기기의 개발과 냉동 공조 산업에서 각종 환경 문제를 일으키는 냉매를 대체할 수 있는 새로운 대체 냉매를 이용한 냉동 공조 산업 기술이 필요하게 되었다.(1-3) 현재까지는 CFC계의 대체 냉매로 비공비 혼합 냉매(4)나 HFC 계가 권장되고 있으나 HFC 계 냉매도 대기권에서 태양 광선에 의해 분해되어 산과 독성 물질을 형성하는 것으로 보고되고 있다.(5) 일부에서는 HFC계 냉매가 가지고 있는 단점을 보완하기 위해서 두가지 혹은 세가지의 HFC계 냉매를 혼합하여 대체냉매로 사용하려는 움직임이 일고 있다. 그러나 HFC계 혼합냉매를 냉동·공조 시스템의 작동 유체로 사용하면 시스템의 성능 향상 및 용량 조절 등의 효과를 거둘 수 있으나, 혼합냉매는 본질적으로 다루기 힘들고, 고장·수리·보수 시 발생하는 누출로 인한 성분비의 변동이 생기며, 재충전 때도 초기 성분비를 재현하기 힘들다. 따라서 HFC계 냉매를 혼합하여 사용하는 것 이외에 다른 적절한 대안이 없음을 염두에 두어야 한다. 그래서 새로이 개발되는 대체 냉매는 지구 환경을 파괴하지 않으면서 독성이 없고, 가연성이 없으며, 기존의 냉매와 열역학적 성질이 비슷해야 한다. 또한 기존의 냉매를 사

용하는 냉동·공조 장치와 비교하여 에너지 효율이 비슷하거나 더 높은 수준을 유지하여야 한다. 이런 관점에서 지구 환경에 좋지 않은 프레온 계 냉매 대신 ODP 와 GWP가 0인 자연 냉매를 사용하는 시스템에 관한 연구가 많이 진행되고 있다. 이런 자연 냉매로는 암모니아(NH_3), 탄화수소계(프로판, 부탄 등), 이산화탄소(CO_2), 질소(N_2), 헬륨(He), 물(H_2O), 공기 등이 있다. 이들 중 프로판, 부탄 등의 탄화수소계 냉매는 값이 싸고, 사용이 간편하며, 일반적인 광물질 윤활유와 잘 혼합되지만, 최근까지 가연성 때문에 유럽을 제외한 일본 및 미국 등 다른 선진국들은 탄화수소에 관심을 두지 않았다. 그러나 지금과 같이 지구 온난화 문제가 심각하게 거론되고 있는 현실에서 온난화 지수가 낮은 탄화수소계 냉매의 사용에 대한 연구가 활발히 진행되어지고 있다.[6-8]
그 예로 선진국의 경우를 보면, 미국에서는 아직 탄화수소계 냉매의 사용이 허용되지 않지만, 가연성 냉매에 관한 연구와 냉동 공조 시스템에서 사용되는 가연성 냉매의 상대적 적용평가 등의 연구가 진행되고 있다. 그리고 오래 전부터 자연 냉매(특히 암모니아)와 친숙한 유럽은 CFC 및 HCFC계 냉매가 오존층 파괴와 온실 효과에 끼지는 문제점을 인지하면서부터 기존의 냉매를 자연 냉매로 신속하게 대체하기 시작하였는데, 이는 공급되는 HFC계 대체 냉매 역시 화학 합성물질로써 훗날 또 다른 자연 파괴 물질이 될 수도 있다는 사고에 근거를 두기 때문이다. 이에 따라 EU 국가들이 주축이 되어 자연 냉매를 이용한 시스템의 설계·제작 및 운전에 대해 기본 방안을 수립하여 널리 이용하게 하였다.[9-11] 우리나라의 경우는 개도국 유보 조항의 적용으로 상당 기간 CFC 및 HCFC계 냉매에 대한 규제 적용이 유예되어 당장 국내 산업에 큰 영향을 미치지는 않지만 미래의 전략 산업인, 환경에 능동적으로 대처하기위해 한국기계연구원, 한국과학기술 연구원 등의 기관이 주가 되어 환경 문제를 유발하지 않을 뿐 아니라, 값싸고 간편한 자연 냉매(특히 탄화수소계)를 냉동 공

조 시스템에 적용하기 위한 연구가 활발히 진행되고 있지만 아직 규명해야할 점이 많이 남아 있다.

따라서 본 논문은 최근 문제가 되고 있는 HFC계 R-134a와 탄화수소계 냉매인 R-290, R-600a를 작동 유체로 평활관 내에서의 응축 열전달 특성을 분석하여 HFC 계 냉매를 대체할 수 있는지를 검토함으로써 대체 냉매를 이용한 냉동·공조 장치의 최적 설계를 위한 기초 자료를 제공하고자 하였다.

1.2 종래의 연구

각종 냉동·공조 장치용 응축기에서는 수직관 내 응축을 이용하는 경우도 있으나 수평관 내 응축이 일반적인 형태이다. 수평관 내 응축 열전달에 관해서는 1950년대 이후 활발히 연구가 진행되고 있으며, 최근에는 선진 각국을 중심으로 대체 냉매에 대한 연구가 활발히 진행되고 있는 실정이다. 본 연구와 관련하여 응축 열전달에 관한 종래의 연구를 정리하면 다음과 같다.

Traviss 등[12]은 R-12, R-22를 대상으로 냉매 유량이 비교적 큰 범위의 수평관 내 응축 실험을 통하여, 환상류 상태의 강제 대류 영역에서 난류 액막 이론을 기초로 한 반실험식을 제안하였다. Cavallini-Zechin[13]은 환상류 모델을 이용한 강제 대류 응축 영역에 관한 Aker식[14]을 수정한 반실험식을 제안하였다. 藤井 등[15-16] 은 유동 양식의 관찰과 관측 방향 열전달 계수 분포 및 중력의 영향을 포함한 난류 액막의 이론 해석을 통해 강제 대류 응축 영역, 강제-자유 대류 공존 영역 및 관 출구 부근에서의 층상류 응축 영역의 3가지 영역으로 구분하여 각각의 영역에 대한 실험식을 제안하였다. 이후 그는 강제 대류 응축 영역에 대해 이론 해석을 수정한 예측식을 제안함과 동시에 공존 대류 응축 영역과 R-11, R-12, R-113의 응축 열전달과 압력 강하에 대한 실험

을 통하여 압력 계수에 대한 반 경험식을 제안하였다. Shah[17]는 수평관, 수직관 및 경사관내 응축에 관한 실험 결과와 여러 연구자의 결과를 비교하여 Dittus-Boelter 식을 기초로 한 예측식을 제안하였다. Shah의 예측식은 광범위한 작동 유체 및 실험 조건에 대해 적용할 수 있다는 장점이 있다.

대체 냉매의 응축 열전달에 관한 연구로 小山 등[18]은 질량 유속 113 340 kg/㎡s, 포화 온도 40 60℃ 범위에서, 내경 7.9 mm인 수평 평활관 내에서 R-12 및 그 대체 냉매인 R-134a의 응축 열전달 계수와 압력 강하를 측정하였다. 그 결과 R-134a의 국소 열전달 계수가 동일한 포화 온도, 질량 유속, 열유속 그리고 증기 건도에서 R-12보다 10 25% 더 높은 것으로 나타났으며 응축 열전달의 기본적인 관점에서 R-134a는 R-12의 대체 냉매로 적절하다고 하였다. 原口 등[19]은 냉매가 길이 6 m와 내경 8.4 mm의 2중관 대향류형 응축기의 수평 평활관 내에서 R-22, R-134a 그리고 R-123의 응축에 대하여 실험적인 연구를 하여 마찰 압력 강하에 대한 상관식을 제시하였고 이 상관식을 사용하여 계산된 정적 압력 강하는 0 5% 범위의 오차로 측정된 값들과 일치함을 보고하였다. 또, 난류 액막 이론과 Nusselt의 이론에 입각하여 열전달 계수에 대한 실험식도 제안하였다. 鳥越[20]은 R-134a의 수평관에서의 증발 및 응축 열전달과 압력 강하 특성들을 실험적으로 연구하였다. 이 증발과 응축 실험 과정중에는 냉매의 포화 온도, 냉매 질량과 냉매 내에서의 냉동기유 농도가 서로 상관적으로 변화되는 평활관 및 마이크로 핀 관이 연구의 시험대상이 되었다. 또한, 냉동기유의 영향이 없는 실험뿐만 아니라 열전달과 압력 강하 특성들에 대한 냉매-냉동기유 혼합물의 효과에 대하여도 연구가 수행되었다. 이 실험 결과, 평활관 내에서 냉동기유의 영향이 없는 R-134a에 대한 증발 및 응축 열전달 계수는 동일한 질량 유속에서의 R-12보다 약 25%정도 더 높은 것으로 밝혀졌으며 증발 실험에서 R-134a에 대한 평활관을 통한 압력 강하는

R-12보다 10% 정도 더 크게 나타났다. 또한 냉동기유-냉매 혼합물 실험에서는 R-134a에 대한 증발과 응축 열전달 계수가 모두 높은 질량 유속에서 냉동기유 농도의 영향을 받는다고 보고 하였다. 尹藤[21]등은 내경이 4.35 mm인 수직 평활관과 수평 평활관 내에서 R-134a와 R-12의 응축 열전달 계수 측정 실험을 냉매 질량 유속 60 170 kg/㎡s, 포화 온도 약 45℃범위에서 실시하였다. 실험 결과, 흐르는 방향의 차이로 인하여, 낮은 질량 유속(100 kg/㎡s 이하)의 범위에서 응축 열전달 계수는 수평관>상향 수직관>하향 수직관의 순이었으며, R-134a의 응축 열전달 게수는 수평·수직관 모두 R-12보다 15 20% 더 높았다고 보고하였다. Eckels[22]등은 R-134a, R-12에 대해 관내 증발 및 응축 열전달 계수에 관하여 실험을 하였다. 열전달 계수는 내경 8.0 mm, 길이 3.67 m인 수평 평활관을 대상으로 하였고 관 주위의 환상부를 흐르는 물에 의하여 냉매의 냉각과 가열이 이루어 졌다. 그 결과 질량 유속이 같은 경우, 증발 및 응축 열전달 계수는 R-134a가 R-12보다 높게 측정되었다. 특히, 응축에 있어서 R-12보다 30%정도 증가하였고, 증발에서는 35 45%정도 더 증가하였다고 보고하였다.

또, 자연 냉매에 관한 연구로, 장 등[23]이 단일 냉매 R-290, R-600, R-600a, R-1270과 혼합 냉매 R-290/R-600(25/75wt%, 50/50wt%, 75/25wt%), R-290/R-600a(25/75wt%, 50/50wt%, 75/25wt%)를 냉동 장치의 작동 유체로 하여, R-22의 대체 냉매로 실험하여 평가하였다. 이들의 연구에 따르면, 응축 열전달 계수에 있어서 탄화수소계 단일 냉매는 R-22보다 증가하지만, 혼합 냉매는 감소한다고 보고하였다. 권 등[24]은 R-22의 대체 냉매로 R-290, R-410a를 사용하여 실험하고 열전달 특성을 서로 비교하였다. 이들의 연구에 따르면, R-290 이나 R-410a를 사용하였을 때 응축 열전달 계수는 R-22보다 증가한다고 보고하였다. Fischer 와 Sand[25], Radermacher 와 Jung[26]은 HFC계 및

HCFC계 대체 냉매를 사용하는 냉동·공조 장치의 운전 특성이 기존의 규제 냉매를 사용하는 경우보다 우수하며, 이와 더불어 지구 환경에 안전하다는 점에서 HFC계 냉매와 자연 냉매를 프레온계 대체 냉매로 제안하였다. 또한 프로판 및 프로판 혼합 냉매를 사용하여 능력이 향상될 수 있다고 Domenski 와 Didion[27], Billy 등[28], Richardson과 Butterworth[29], Halozan 등[30], Treadwell[31], 장 등[32], Kwon 등[33]이 보고 하였다. 그러나 James 등[34-35]은 프로판을 냉매로 사용하는 냉동 장치에서 발생할 수 있는 여러 가지 위험성을 제시하였으며, Shiflett 등[36]은 프로판 및 프로판 혼합 냉매는 독성 및 가연성이 있어 ASHRAE Standard-15, UL(Underwrites Laboratory)규제 및 각 지역에서 규제하고 있기 때문에 R-22의 대체 냉매로 규정할 수 없으나, 암모니아와 같이 한정된 사용 범위내에서 완화된 조건에서 R-22 대체 냉매로 사용될 수 있을 것으로 예측하고 있다.

이상의 종래의 연구는 대부분 CFC계 냉매나 HFC 계 냉매의 응축 열전달에 관한 것들이며, 자연 냉매의 응축 열전달에 관한 연구는 매우 부족한 실정이다. 그리고 이 대부분은 CFC계와 비교, 분석한 것이고 HFC 계에 대한 자연 냉매의 전열 특성에 관한 직접적인 비교는 더욱 부족한 실정이다.

제 2 장 실험 장치 및 실험 방법

2.1 실험 장치

Fig. 2.1 은 본 연구에서 사용된 실험 장치의 개략도이다. 그림에서와 같이 실험 장치는 물을 열원으로 하는 가장 기본적인 증기 압축식 열펌프 사이클이며, 크게 냉매가 순환하는 경로와 응축기 및 증발기의 열원수가 순환하는 경로로 구성되어 있다. 먼저 냉매는 압축기를 거쳐 시험부(응축기), 냉매 유량계, 액-가스 열 교환기, 팽창 밸브, 증발기, 여과기, 액분리기를 차례로 순환한 뒤, 다시 압축기로 유입되어 재 순환되는 싸이클로 구성되어 있다. 열원수는 항온조에서 일정한 온도와 유량으로 조절된 후 펌프에 의해 수유량계를 거쳐 응축기 출구측에서 입구측으로 유동하여 냉매를 냉각시킨 다음 다시 항온조로 돌아가 재순환 된다.

Fig 2.2는 시험부의 상세도를 나타내었다. 그림에서와 같이 시험부(응축기)는 2중관형 열교환기로서 내관으로 냉매가 흐르고, 내관과 외관의 환상 공간으로 열원수가 냉매의 흐름과 반대 방향으로 흐르는 대향류형 열교환기이다. 시험부의 내관은 외경이 각각 12.07 mm와 9.53 mm이고, 내경은 10.07 mm와 8.0 mm인 수평 평활 동관이다. 시험부(응축기)는 입구에서 350 mm 등간격으로 8개, U-밴드를 지난 출구측에 1,550 mm씩 2개의 구간을 설치하여 과냉 구간으로 사용하였다. 각 소구간에는 표준 온도계로 보정된 T형 열전대를 사용하여 냉매와 내관 외벽면 상·측·하부 온도를 측정할 수 있도록 하였다. 열전대에서 측정된 데이터는 데이터 로그의 단자에 연결되어 PC에서 처리하도록 하였다. 팽창 밸브는 대체 냉매 사용시 변하게 되는 시스템의 특성에 대비하고, 냉매 유량을 조절하기 위하여 수동식 팽창 밸브를 사용하였다.

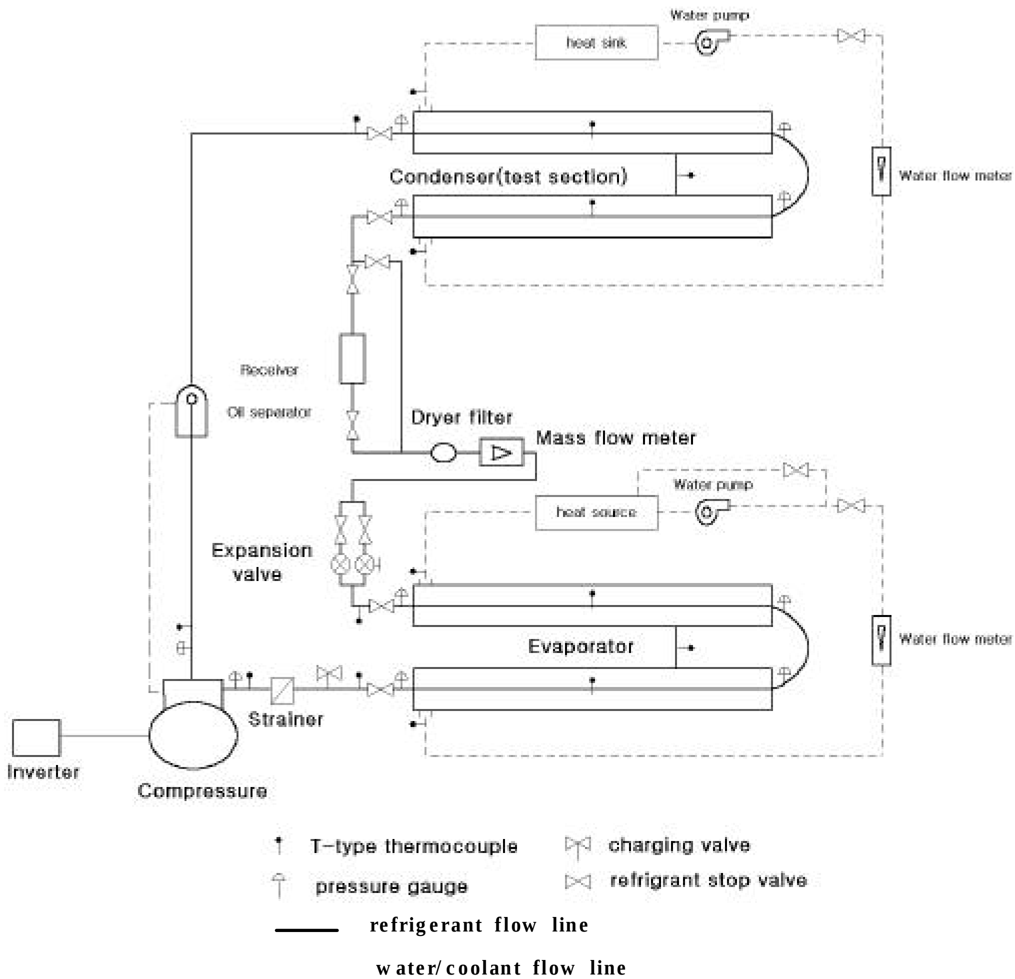

Fig. 2.1 Schematic diagram of the experimental apparatus

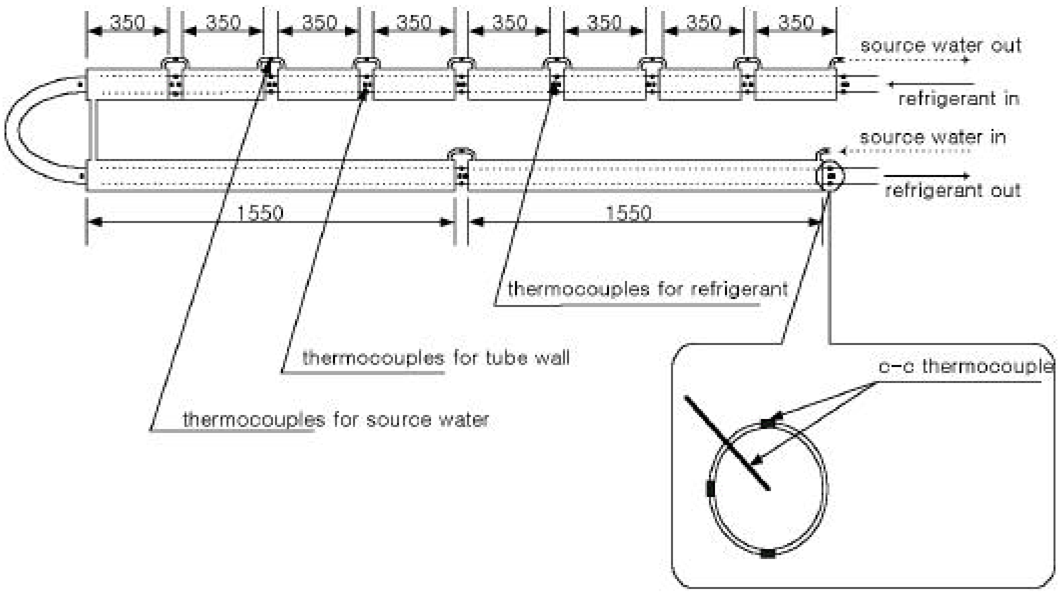

Fig 2.2 Detailed diagram of the test section

본 실험 장치는 열침입 및 열손실을 최소화할 수 있도록 충분히 단열하여 외기로의 열손실이나 외기로부터의 열침입을 무시하였다.

2.2 실험 방법

실험에 사용한 냉매는 R-134a와 이를 대체할 것으로 판단되는 프로판 (propane, R-290, 순도 99.5%), 이소부탄 (iso-butane, R-600a, 순도 99.5%) 이다.

본 연구에서는 이러한 냉매를 사용하여 열교환기인 응축기에서의 열전달 특성을 분석하였다. 실험을 위하여 우선 장치를 가동한 후 냉매의 포화 압력과 포화 온도를 관찰하면서 필요한 정상 상태가 되었을 때 데이터 (온도, 압력, 유량 등)를 계측하였다. 냉매 순환량은 팽창 밸브의 개도 조절에 의해서 이루어지고, 시험부의 열유속은 압축기 입력 주파수를 변화시켜 조절하였다.

측정한 데이터는 열전달 특성을 규명하기 위하여 열 교환기에서의 냉매 온도, 열원수 온도, 관 내벽 온도 등을 측정하였고, 그외에도 열교환기 입구와 출구에서의 압력, 냉매와 열원수의 유량을 측정하였다.

온도 측정은 정밀 수은 온도계로 보정하여 ±0.2%의 오차 범위를 가지는 T형 열전대(thermocouple)를 사용하였고, 압력의 측정에는 정밀 부르돈관식 압력계를 사용하였다. 이와 같이 측정된 모든 데이터는 측정점에서의 출력 신호가 콘트롤 유니트와 데이터 변환기로 입력되어 데이터 처리 장치 (RS-232C)를 통해 컴퓨터로 저장될 수 있도록 하였다.

냉매 유량계와 열원수 유량계는 응축된 액량과 유량을 측정하기 위하여 응축기 출구 측에 설치하였다. 그리고 압력계는 압축기 입구, 출구 측에 설치하여 전체적인 저압과 고압을 측정하였다.

또 냉매 온도와 열원수 온도를 측정하기 위한 T 형 열전대는 Fig. 2.2에서와 같이 관 길이에 따라 등간격으로 12개소에 설치하였다. 그리고 냉매의 포화 온도를 정확하게 측정하기 위해서 관의 상부에서 관경의 3/4 위치까지 열전대를 삽입하였다. 관벽 온도를 측정하기 위한 T 형 열전대는 관 길이에 따라 등간격으로 상, 하, 측부 3점에 90。 간격으로 설치하였다.

2.3 데이터 처리

본 실험에서 사용한 냉매에 대한 물성치는 NIST (National Institute of Standards and Technology)에서 개발한 냉매 물성 계산 프로그램인 REFPROP (version 5.0)[37]를 이용하여 계산하였다. Table 1 에는 실험 조건을 나타내었다. 그리고 Fig 2.3은 응축기의 입·출구에서 열원수의 유량과 온도차를 이용하여 계산되어진 실험적인 전열량 Q_{wc}[kW]와 응축기 입출구에서 냉매

Table 1 Range of the experimental conditions

Parameters	Range					
	R-134a		R-290		R-600a	
Refrigerant flow rate (kg/h)	20	80	20	80	5	40
Condensing temperature (K)	30	50	30	50	30	50
Vapor quality	1.0	0	1.0	0	1.0	0
Degree of superheating	0	15	0	15	0	15
Degree of subcooling	0	15	0	15	0	15

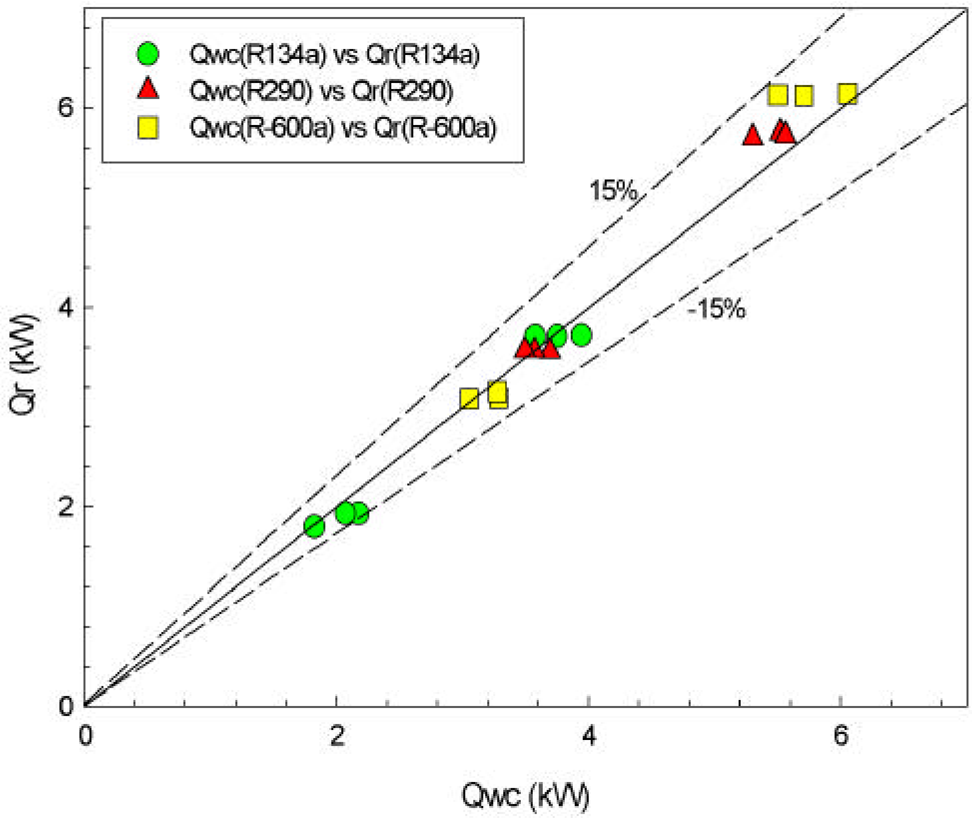

Fig. 2.3 Comparison between experimental and calculated heat capacity of experimental apparatus

의 엔탈피와 냉매의 유량을 이용하여 계산된 전열량 Q_r [kW] 사이의 열평형 결과를 나타낸 것이다. 그리고 각각의 전열량은 식(2-1)과 식(2-2)로 구하였다.

$$Q_{wc} = m_{wc} \int_{T_{wc,1}}^{T_{wc,2}} c_{p,wc} dT \qquad (2\text{-}1)$$

$$Q_r = m_r (i_{r,1} - i_{r,2}) \qquad (2\text{-}2)$$

여기서, m_{wc}는 열원수량, $c_{p,wc}$는 열원수의 비열, $T_{wc,1}$과 $T_{wc,2}$는 응축기 입구와 출구에서 열원수의 온도를 나타내며, m_r은 냉매의 질량 유량, $i_{r,1}$과 $i_{r,2}$는 응축기 입·출구에서 냉매의 엔탈피를 나타낸다. 그림에서 나타나는 것과 같이 본 실험에 사용된 냉매들의 열 평형은 ± 10 % 이내의 오차를 보이고 있음을 알 수 있었다. 따라서 응축기에서의 열 평형은 비교적 우수한 것으로 판단되었다.

시험 구간인 응축기 소구간에서 열유속 q_{con}은 식(2-3)으로 계산하였다.

$$q_{con} = \frac{Q_{con}}{\pi \cdot d_{i,in} \cdot \triangle z} \qquad (2\text{-}3)$$

여기서 △z는 각 소구간 길이이며, Q_{con}은 식(2-1)에서 계산되는 값이다.

냉매가 시험 구간 내에서 응축할 때 국소 열전달률 h는 식(2-4)로 계산하였다.

$$h = \frac{q_{con}}{(T_{r,sat} - T_{W,i,in})} \qquad (2-4)$$

그리고 평균 열전달 계수 h_m은 식 (2-5)로부터 구할 수 있다.

$$h_m = \frac{q_{con}}{(T_{r,sat} - T_{W,m})} \qquad (2-5)$$

여기서, q_{con}은 열 유속, $T_{r,sat}$는 포화냉매온도, $T_{W,i,in}$는 관벽 온도, 그리고 $T_{W,m}$은 내관 내벽면 대표 온도를 나타낸다. 각 소구간의 내관 내벽면의 온도 $T_{W,i,in}$는 열 전달이 정상 상태일 때의 일차원 열전도 방정식이 성립한다고 가정하여 식(2-6)과 같이 실험에서 측정한 내관의 외벽면 온도와 열 교환량 Q_{con}으로 구하였다.

$$T_{W,i,in} = T_{W,o,in} + Q_{con} \cdot \frac{In(d_{o,in} / d_{i,in})}{(2 \cdot \pi \cdot \triangle z \cdot k_W)} \qquad (2-6)$$

여기서, Q_{con}은 전열량, $d_{i,in}$은 내관의 내경, $d_{i,on}$은 내관의 외경, △z는 시험 구간에서 소구간 길이, k_W는 내관의 열전도율, $T_{W,o,in}$는 내관 외벽면 온도이다. 그리고 내관 내벽면 대표온도인 $T_{W,m}$은 식(2-6)에서 얻은 내관 내벽면 상 · 중 · 하 온도의 산술평균으로 구하였다.

$$T_{W,m} = \frac{(T_{WT} + 2 \cdot T_{WS} + T_{WB})}{4} \qquad (2-7)$$

여기서, T_{WT}, T_{WS}, T_{WB}**는 식**(2-6)**에서 얻은 관 내벽의 상·중·하부 온도이다**. **또한**, **관길이 방향 평균 열전달 계수** $h_{m,L}$**은 식**(2-8)**에 의해 계산하였다**.

$$h_{m,L} = \frac{1}{n}\int_{z1}^{z2} h_m \ dz \qquad (2\text{-}8)$$

여기서, h_m**은 관주 방향 평균 열전달 계수,** z**는 시험구간의 미소 길이,** n**은 국소 시험구간의 수이다**.

건도는 실험에서 얻어진 냉매 유량, **냉각 수량**, **온도 및 압력**, **그리고 응축기 입구 건도로부터 응축 소구간의 출구 건도** x_2**를 식**(2-9)**로 계산하였다**.

$$x_2 = x_1 - \frac{\pi \cdot d_{i,in}}{m_r \cdot h_{fg}}\int_{z_1}^{z_2} q_{con} \ dz \qquad (2\text{-}9)$$

여기서, x_1**은 응축기 입구 건도,** h_{fg}**는 응축 잠열,** m_r**은 냉매 유량,** z_1**과** z_2**는 각각 응축 소구간의 입구와 출구이며,** $d_{i,in}$**은 내관의 내경이며,** q_{con}**은 열유속이다**.

제 3 장 실험 결과 및 고찰

3.1 시험 구간의 온도, 열유속, 건도 분포

R-134a 와 탄화수소계 냉매 R-290, R-600a가 응축할 때의 온도, 열유속, 건도의 분포를 Fig. 3.1 3.3에 나타내었다. 시험 구간은 대향류형으로 설계되었다. 그림의 횡축은 시험부인 응축관의 무차원 관길이(관길이/관경)로 나타내며, 종축은 각각 냉매 온도, 평균 관벽 온도, 열원수 온도 및 열유속과 건도를 나타낸다. 그리고 T_r 은 냉매온도, T_{wall}는 관벽 내측 온도, T_{cw}는 열원수 온도를 각각 나타낸다.

Fig. 3.1은 평활관에서의 R-134a의 온도 분포를 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 열원수 온도와 내벽면 온도는 냉매의 응축이 진행됨에 따라 온도의 일반적인 경향은 압축기에서 토출된 과열 증기 상태의 냉매가 일정 구간(무차원 관길이 100 부근)을 지나고 난 뒤 포화 온도에 이르게 되는 것을 알 수 있다. 그러나 이 응축 온도는 열교환기를 지날 때 발생하는 압력 강하로 인하여 약간 감소하지만, 비교적 일정한 온도를 유지하다가 응축이 완료된(무차원 관길이 600 부근) 후에는 과냉 상태가 되어 응축기로부터 배출되었다. 관벽의 온도 분포는 열원수 입구 부근으로 진행될수록 근접하고 냉매 온도와는 그 격차가 더 커진다는 것을 알수 있다. 이는 응축이 진행되어 냉매 증기가 액으로 일정량 이상으로 변화하면 액이 열전달을 방해하여 열전달율을 떨어뜨리기 때문이라 생각된다. 이는 열유속 q_{con}이 응축이 진행될수록 감소하는 것을 보면 알 수 있다.

Fig. 3.2는 R-290에 대한 평활관에서의 온도 분포를 나타낸 것이다. 관벽의 온도는 Fig. 3.1에서와 달리 냉매 온도에 더 근접하여 나타나고 있다. 그리고

무차원 관길이 500 부근에서 열유속이 급격하게 하락하는 것을 알 수 있었다. 이는 R-290의 열전도율이 R-134a보다 높기 때문에 냉각수보다 냉매의 영향을 더 많이 받는다고 생각된다. 즉, R-290의 경우 다른 냉매들에 비해 과열 증기 구역에서 냉매의 영향을 많이 받아 빠르게 액으로 상변화함으로써 이런 결과가 나타나는 것을 볼수 있다. 그리고 냉매의 상태가 건도 0.2이하로 내려가면 액이 증가하여 열유속을 급격하게 떨어뜨려 열전달률을 저하시키는 것으로 생각된다. Fig. 3.3은 R-600a에 대한 평활관에서의 실험 결과를 나타낸 것이다. 관벽의 온도는 열원수의 온도 분포와 근접하여 변화하고 있다. 그리고 응축 구간에서의 냉매 온도는 R-134a, R-290은 거의 일정하지만, R-600a는 응축이 진행됨에 따라 다소 감소하는 경향을 보인다. 이는 R-600a가 다른 냉매들에 비해 비체적이 크기 때문에, 관내에서의 냉매가 압력 강하의 영향을 받는 것으로 생각된다. 열유속은 R-290처럼 500 부근에서 급격하게 저하되는 것을 알 수 있는데 이는 냉매의 비체적과 증기에서 액으로 상변화하여 냉매의 흐름을 방해하는 정도가 건도 0.2에서 가장 심하게 되기 때문이라 생각된다.

열유속은 냉매 종류에 관계없이 일반적으로 고건도 영역에서 저건도 영역으로 응축이 진행될수록 점차 저하하는 경향을 나타내고 있다. 그러나 과열증기 구역과 과냉각액 구역에서는 급격히 감소하였다.

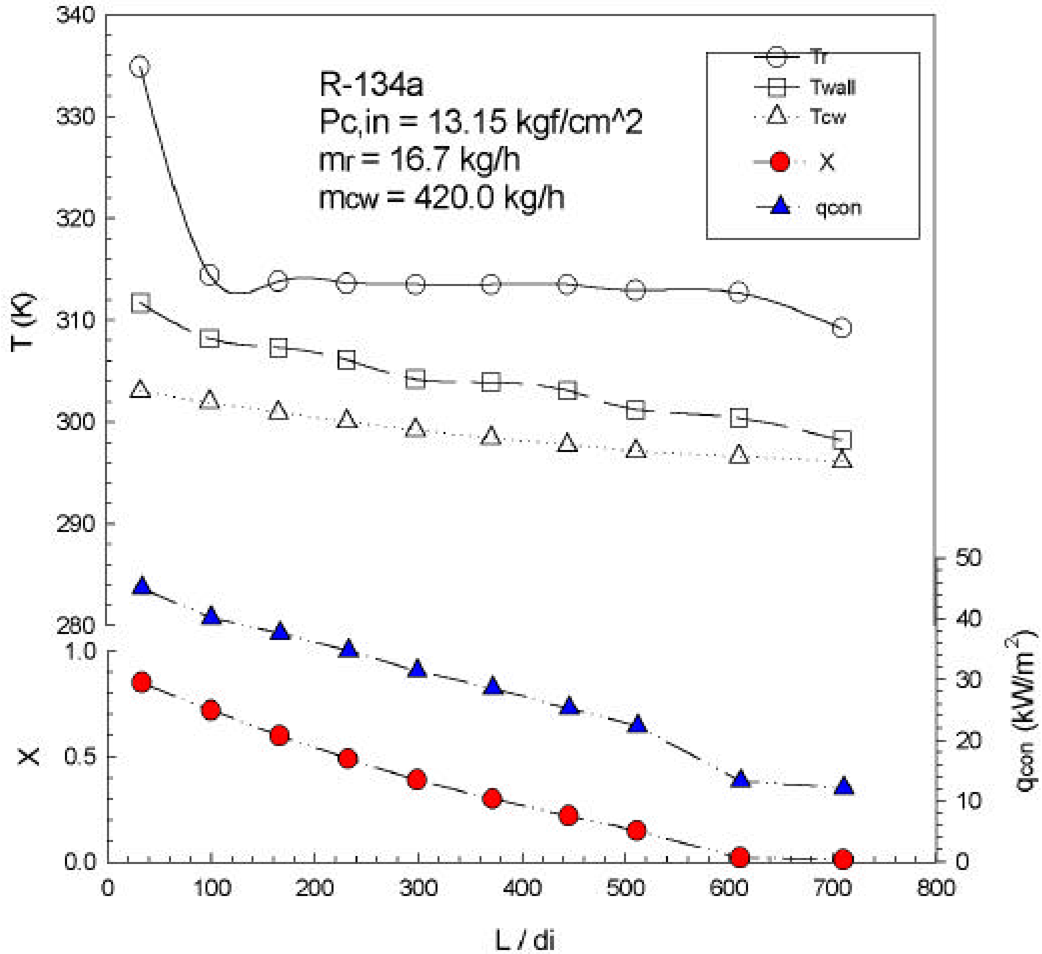

Fig. 3.1 R-134a experimental data(temperature, quality, heat flux) according to the dimensionless tube length

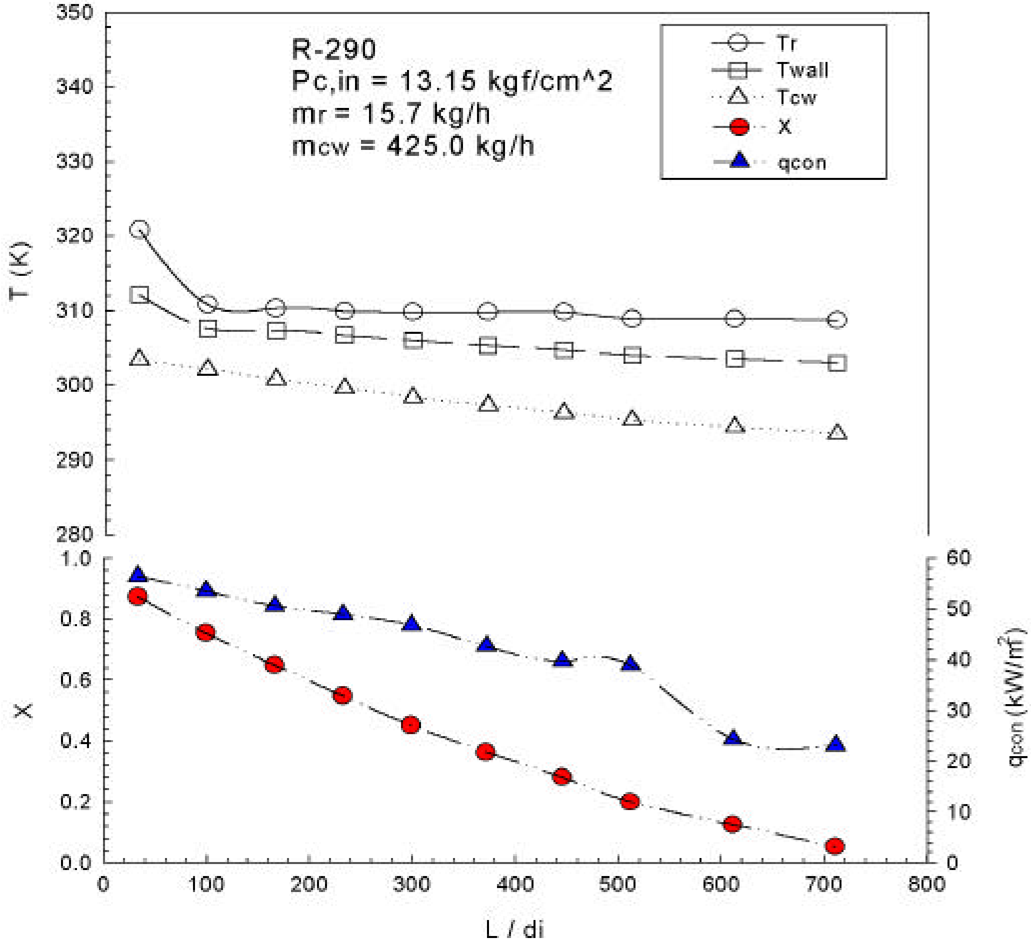

Fig. 3.2 R-290 experimental data(temperature, quality, heat flux) according to the dimensionless tube length

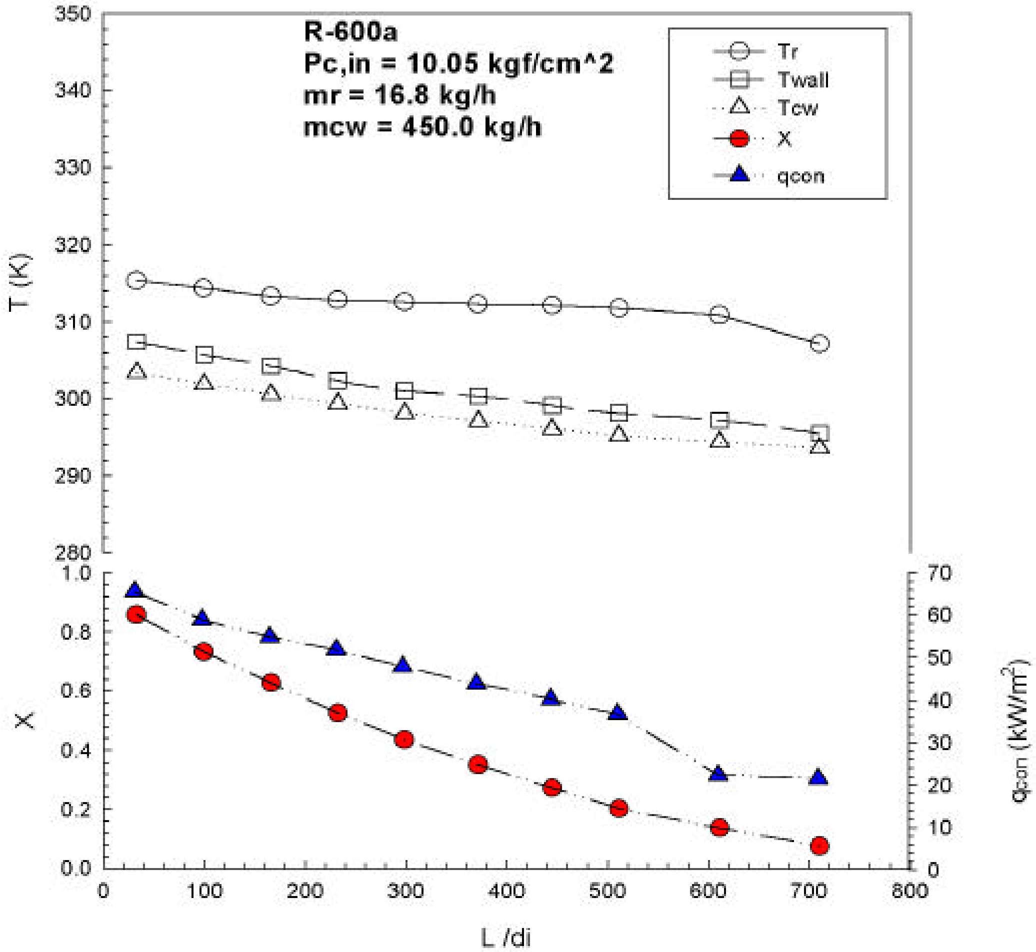

Fig. 3.3 R-600a experimental data(temperature, quality, heat flux) according to the dimensionless tube length

3.2 평균 열전달 계수

Fig. 3.4는 질량 유속에 대한 평균 응축 열전달 계수를 나타낸 것이다. 횡축은 질량유속을, 종축은 평균 응축 열전달 계수로 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 질량유속 50 kg/㎡s에서는 R-290이 R-600a와 R-134a보다 30%정도 높은 평균 열전달 계수를 나타내고 있다. 그리고 질량유속이 증가하여 150 kg/㎡s 이상이 되면 R-600a의 평균 열전달 계수가 가장 높게 나타났다. 여기서 질량유속의 증가에 따른 평균 응축 열전달 계수의 증가 정도가 R-600a이 가장 크다. R-290, R-134a의 응축 열전달 계수는 R-600a에 비해 질량유속의 영향을 적게 받는다는 것을 알 수 있다. 또 전체 질량유속에서 R-134a와 비교하여 R-290은 30% 정도 높은 평균 열전달 계수를 나타냈고, R-600a는 50 kg/㎡s에서는 거의 유사한 값을 가지지만, 질량 유속이 증가할수록 평균 열전달 계수가 증가하여 150 kg/㎡s이상에서는 40%이상을 나타내고 있다. 따라서 R-134a를 대체하여 R-290과 R-600a를 적용할 경우에는 기존의 R-134a 응축기보다 보다 콤팩트한 응축기 설계가 가능할 것으로 예상할 수 있다.

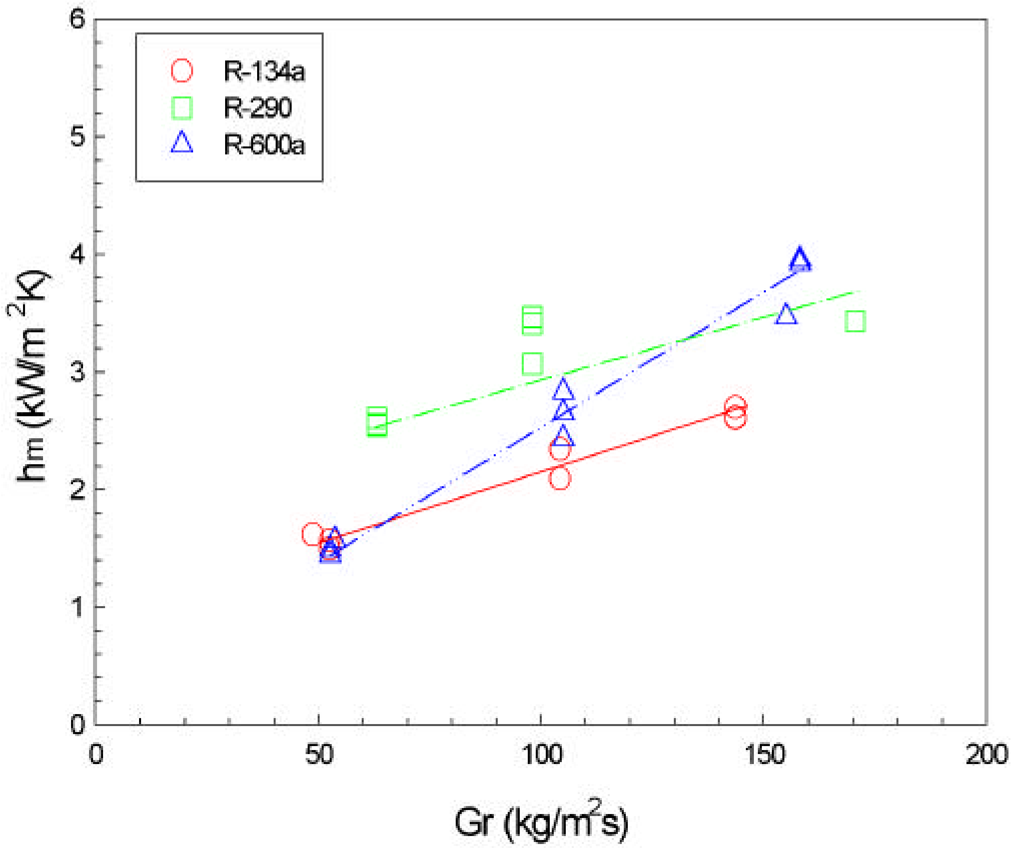

Fig. 3.4 Comparison of average heat transfer coefficients among the refrigerants mass velocity.

3.3 종래 응축 열전달 상관식과의 비교

3.3.1 종래의 응축 열전달 상관식

종래 수평 평활관에서 제안된 응축 상관식에는 Shah, Traviss, Aker, Soliman, Cavallini-Zecchin, Haraguchi 식 등이 있다. 여기서 본 실험의 결과를 종래의 여러 상관식들중 가장 타당하다고 생각되는 Traviss 등, Cavallini-Zecchin, Haraguchi(38) 등이 제안한 상관식들과 비교 · 검토하였다. 그리고 이들 식은 다음과 같다.

(1) Traviss 등의 상관식

Traviss 등이 제안하는 상관식은 R-12, R-22를 응축시킬 때를 대상으로 하여 관내에서 환상류일 때의 열전달 작용이 운동량의 공급에 따른다는 것을 이용한 것이다. 따라서 2 중관형 열교환기에서의 응축 열전달 방정식은 운동량과 열전달의 상사성을 환상류에 적용하므로써 나타날 수 있다. 이 때 환상류에서의 속도 분포는 von-Karman에 의해 제안된 액막 속도 분포를 사용하였으며, 포화 온도는 액-증기 계면에서의 온도로 가정하여 다음과 같은 응축 2 상류 열전달 계수 h_{TP} [kW/㎡ · K]에 관한 식을 제안하였다.

$$h_{TP} = \Pr_l \cdot Re_l^{0.9} \frac{f_1(X_{tt})}{f_2(Re_{l,} \Pr_l)} \frac{k_l}{d_i} \tag{3-1}$$

여기서, $\Pr_l$과 Re_l은 각각 액체에서의 무차원 수인 Prand시 수와 Reynolds 수로서, 식 (3-2), 식(3-3)과 같으며, 식 (3-4)로 표현되는 Lcokhart-Matinelli

변수 X_{tt}**에 의한 무차원 변수** f_1**은 식** (3-5)**와 같이 표현된다**. **또** f_2**는 액체** Reynolds **수** Re_l**의 영역에 따라 식** (3-6), (3-7), (3-8)**과 같이 표현된다**.

$$\mathrm{Pr}_l = \frac{\mu_1 \cdot c_{pl}}{k_l} \tag{3-2}$$

$$Re_l = \frac{G \cdot (1-x) \cdot d_i}{\mu_l} \tag{3-3}$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1} \tag{3-4}$$

$$f_1 = 0.15 \left(\frac{1}{X_{tt}} + \frac{2.85}{X_{tt}^{0.476}}\right) \tag{3-5}$$

$Re_l<50$ **일 때**,

$$f_2 = 0.707 \cdot \mathrm{Pr}_l \cdot Re_l^{0.5} \tag{3-6}$$

$50<Re_l \leq 1,125$ **일 때**,

$$f_2 = 5\mathrm{Pr}_l + 5In[1 + \mathrm{Pr}_l\ (0.09636 Re_l^{0.585} - 1.0)] \tag{3-7}$$

$1,125<Re_l$ **일 때**,

$$f_2 = 5\mathrm{Pr}_l + 5 In(1 + 5\mathrm{Pr}_l) + 2.5 In(0.00313 Re_l^{0.812}) \quad (3\text{-}8)$$

이상의 식 (3-1) (3-8)에서, μ_l, c_{pl}, k_l, ρ_l은 각각 액체에서의 점도[Pa·s], 비열[kJ/kg·K], 열 전도율[kW/m·K]. 밀도[kg/㎥]이며, μ_v, ρ_v는 각각 증기에서의 점도[Pa·s], 밀도[kg/㎥]이다. 그리고 d_i는 관의 내경[m]이고, G는 질량 속도[kg/㎡·s], x는 건도이다.

(2) Cavallini-Zecchin의 상관식

Cavallini와 Zecchin은 간단한 형태이면서 비교적 일반성이 있는 식을 제안하였는데, R-11, R-12, R-21, R-22, R-113과 R-114를 포함한 몇 가지의 냉매를 사용하여 상관식을 증명하였다. 이 상관식의 기본 형태는 Traviss 등의 상관식에서 사용된 것과 유사한 이론적인 분석에서 도출되었다.

Cavallini와 Zecchin에 의해 제시된 2 상류 열전달 계수 h_{TP} [kW/㎡·K]에 관한 상관식은 아래와 같다.

$$h_{TP} = 0.05 Re_{eq}^{0.8} \mathrm{Pr}_l^{0.33} \frac{k_l}{d_i} \quad (3\text{-}9)$$

여기서, 액체 Prandtl 수 Pr_l, 액체 열 전율 k_l[kW/m·K]. 관 내경 d_i[m]는 식 (3-1)에서와 같고, 평형 Reynolds 수 Re_{eq}는 다음과 같이 정의된다.

$$Re_{eq} = Re_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.5} + Re_l \quad (3\text{-}10)$$

여기서, 액체 Reynolds 수 Re_l는 식 (3-3)에서와 같고, 액체 점도 μ_l[Pa·s], 밀도 ρ_l[kg/㎥], 증기의 점도 μ_v[Pa·s], 밀도 ρ_v[kg/㎥]는 식 (3-4)에서와 같다. 그리고 증기의 Reynolds 수 Re_v는 다음과 같이 정의한다.

$$Re_v = \frac{G \cdot x \cdot d_i}{\mu_v} \tag{3-11}$$

여기서, 질량 속도 G[kg/㎡·s], 건도 x, 관의 내경 d_i[m]는 식 (3-3)에서와 같고, 증기의 점도 μ_v[Pa·s]는 식 (3-10)에서와 같다.

Cavallini-Zecchin의 상관식은 식 (3-9)에서와 같이 단상 난류 상관식(Dittus-Boelter 상관식과 Petukhov-Popov 상관식)과 유사하여 적용하기에 간단한 장점이 있다.

(3) Haraguchi 상관식

Haraguchi는 내경 8.4 mm인 수평 평활 동관에서 R-22, R-134a 그리고 R-123을 작동 유체로 하여 응축 열전달 실험을 하였다. 이 상관식은 자연 대류 유동이 지배하는 열전달 영역과 강제 대류 유동이 지배하는 열전달 영역으로 구분되어 있으며, 식 (3-12)로 나타난다.

$$N_u = (N_{uF}^2 + N_{uB}^2)^{0.5} \tag{3-12}$$

여기서, N_{uF}는 강제 대류 유동이 지배하는 열전달 영역의 N_u 수이며, 식 (3-13)로 구한다. 그리고 N_{uB}는 자연 대류 유동이 지배하는 열전달 영역의 N_u 수 이며, 식 (3-14)로 계산한다.

$$N_{uF} = 0.0152(1 + 0.6\mathrm{Pr}_l^{0.8})\ (\frac{\Phi_v}{X_{tt}})\ Re_l^{0.77} \tag{3-13}$$

$$N_{uB} = 0.725\ H(\xi)\ (\frac{Ga\mathrm{Pr}_l}{H_l})^{0.25} \tag{3-14}$$

여기서, ξ**는** Smith**가 제안한 보이드 율**, Φ_g**는** Lockhart-Martinelli **파라매타**, Ga**는** Galileo **수이며**, H_l**은 상 변화 수이다**.

$$\xi = \left[1 + \frac{\rho_g}{\rho_l}(\frac{1-x}{x})\left(0.4 + 0.6\sqrt{\frac{\frac{\rho_g}{\rho_l} + 0.4(\frac{1-x}{x})}{1 + 0.4(\frac{1-x}{x})}}\right) \right]^{-1} \tag{3-15}$$

$$\Phi_g = 1 + 0.5\left[\frac{Gr}{\sqrt{g d_{ID}\rho_g(\rho_l - \rho_g)}}\right]^{0.75} X_{tt}^{0.35} \tag{3-16}$$

$$Ga = \left(\frac{g\rho_l^2 d_{ID}^{0.3}}{\mu_l}\right) \tag{3-17}$$

$$H_l = \left(\frac{C_{pl}(T_{sar} - T_{wi})}{i_{fg}}\right) \tag{3-18}$$

$$H(\xi) = \xi + \{10[(1-\xi)^{0.1} - 1] + 1.7\times10^{-4}Re\}\sqrt{\xi}(1-\sqrt{\xi}) \cdot\cdot \tag{3-19}$$

그리고, Haraguchi **상관식의 적용 범위는 다음과 같다**.

$$90 \le G_{c,r} \le 400,\ \ 0.9 \ge x \ge 0.1,\ \ 3 \le q_{c,r} \le 33,\ \ 2.5 \le \Pr_l \le 4.5$$

$$2 \times 10^2 \le Re_l \le 2 \times 10^4,\ \ 4.8 \times 10^9 \le \frac{Ga \Pr_l}{H_l} \le 9.5 \times 10^{10}$$

$$0 \le X_{tt} \le 1,\ \ 3 \times 10^3 \le Re \le 3 \times 10^4$$

3.3.2 실험 결과와 상관식과의 비교

본 논문에서는 Traviss 상관식과 Cavallini-Zecchin 상관식, 그리고 Haraguchi 상관식을 R-134a, R-290, R-600a의 평활관 실험 결과와 비교하여 Fig. 3.5 - Fig. 3.10에 나타내었다. 여기서 가로축에는 건도의 변화를, 세로축에는 열전달 계수 h_c를 나타내었다.

이들 그림에서 알수 있듯 어느 경우나 응축 열전달 계수는 증기가 응축하는 초기에는 일시 증가하거나 일정하다가 건도가 감소함에 따라 점차적으로 감소하였다. 이런 경향은 액막의 두께가 증가하면서 열저항이 증가할 뿐만 아니라 증기에서 액체로 변화하면서 증기의 유속이 상대적으로 감소하기 때문이다.

Fig. 3.5, 3.6는 R-134a에 대한 실험 결과를 위에서 언급한 종래의 세가지 상관식들과 비교한 것이다. Fig. 3.5에서는 관경 9.53 mm의 열전달 계수가 관경 12.07 mm보다 약 25% 높게 나타났다. 그 이유는 저질량 유속에서는 관경 축소가 관내 접촉 면적의 확대를 유발하고 난류를 촉진했기 때문이라 생각된다. Fig. 3.6에서와 같은 고질량 유속의 경우, 관경 변화에 따른 열전달 계수의 차이가 크게 나타나지 않았고 저건도 영역에서는 오히려 12.07 mm 관경이 열전달 계수가 높게 나타났다. 그 이유는 고질량 유속의 경우, 관경 축소가 냉매

의 유속을 더욱 증가시켜 충분한 열전달을 할 수 없게 만들기 때문이라 생각된다. 그리고 그림에서 나타낸 바와 같이 모든 질량 유속에서 Haraguchi의 식이 가장 잘 일치하며, 저건도 영역에서는 Cavallini-Zecchin 식과 잘 일치함을 알수 있다.

Fig. 3.7, 3.8은 R-290에 대한 실험 결과를 상관식들과 비교한 것이다. Fig. 3.7에 나타낸 것처럼 저질량 유속의 경우 관경 변화에 따른 열전달 계수의 차이가 거의 없었다. 종래 상관식들과의 비교에서는 대체적으로 잘 일치했지만, 고건도 영역에서 9.53 mm 경우, Traviss 식과 Cavallini-Zecchin 식과 일치하지 못하였다. Fig. 3.8에서는 고질량 유속의 경우, 관경 변화에 따른 열전달 계수가 12.07 mm의 경우가 9.53 mm 보다 약 30% 정도 높게 나타났다. 그리고 12.07 mm의 경우에는 질량 유속에 관계없이 Cavallini-Zecchin식이 잘 일치하였다. 9.53 mm의 경우, 고질량 유속에서는 Haraguchi 식이, 저질량 유속에서는 Haraguchi식, Cavallini-Zecchin식이 모두 잘 일치하였다.

Fig. 3.9, 3.10은 R-600a에 대한 실험 결과를 상관식들과 비교한 것이다. 그림에 나타난 것 같이 모든 질량 유속에서 관경 변화에 따른 열전달 계수가 12.7 mm의 경우 9.53 mm보다 약 50%정도 높게 나타났다. R-600a의 경우 모든 질량 유속에서 Haraguchi식, Cavallini-Zecchin식이 잘 일치하는 것으로 나타났다.

이상의 실험 결과를 바탕으로 R-134a, R-290, R600a의 세가지 냉매에 대한 국소 응축 열전달 계수의 변화는 각 냉매의 물성치 차이에 따른 것으로 판단할 수 있고, 각각의 상관식이 환상류 구간에 의존하기 때문에 실험 결과와 다소의 오차를 동반하는 것으로 생각할 수 있다.

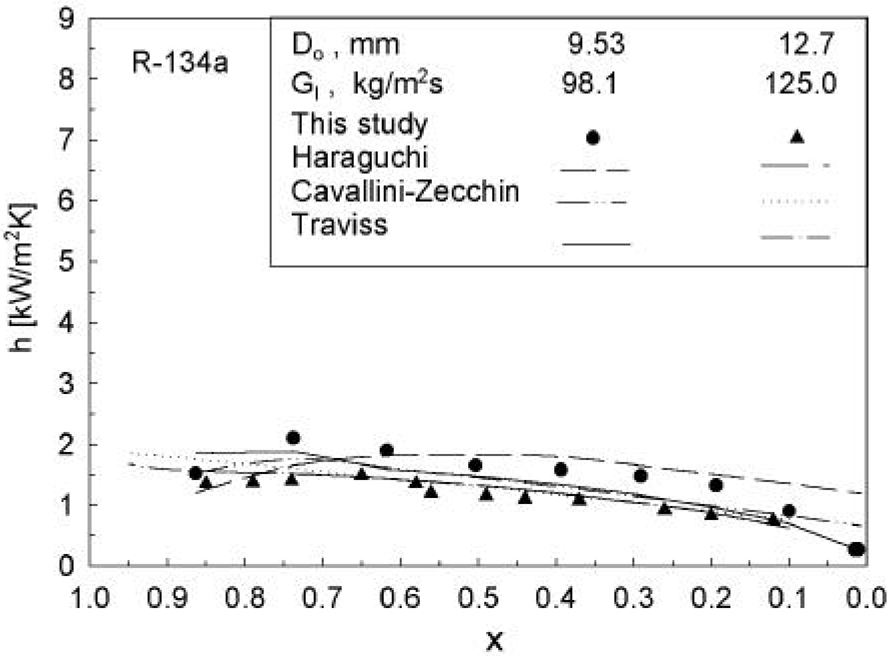

Fig. 3.5 Comparison of the heat transfer coefficients with existing correlations for R-134a (in case of low mass velocity)

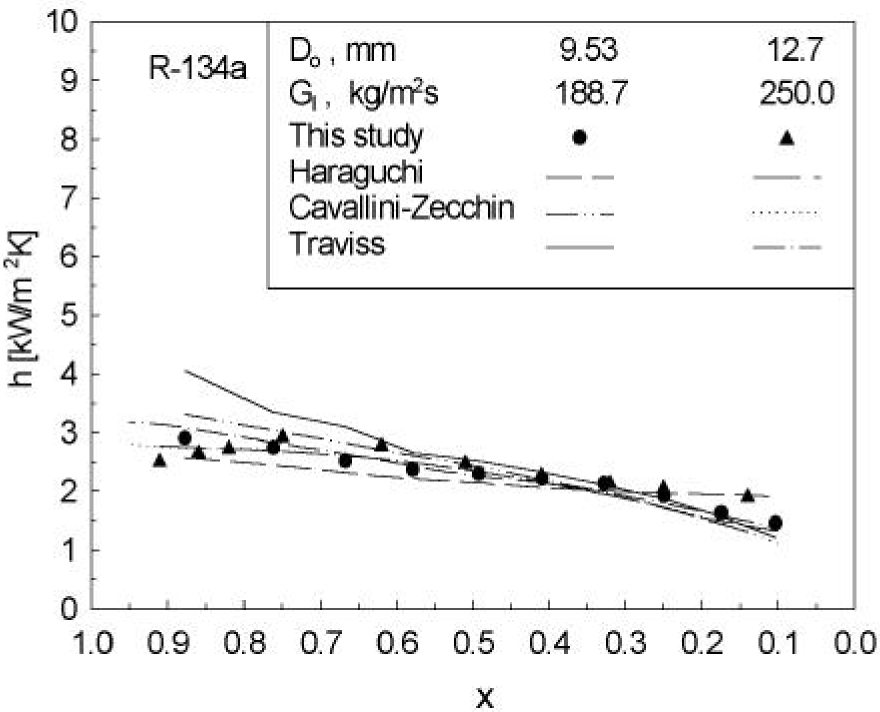

Fig. 3.6 Comparison of the heat transfer coefficients with existing correlations for R-134a (in case of high mass velocity)

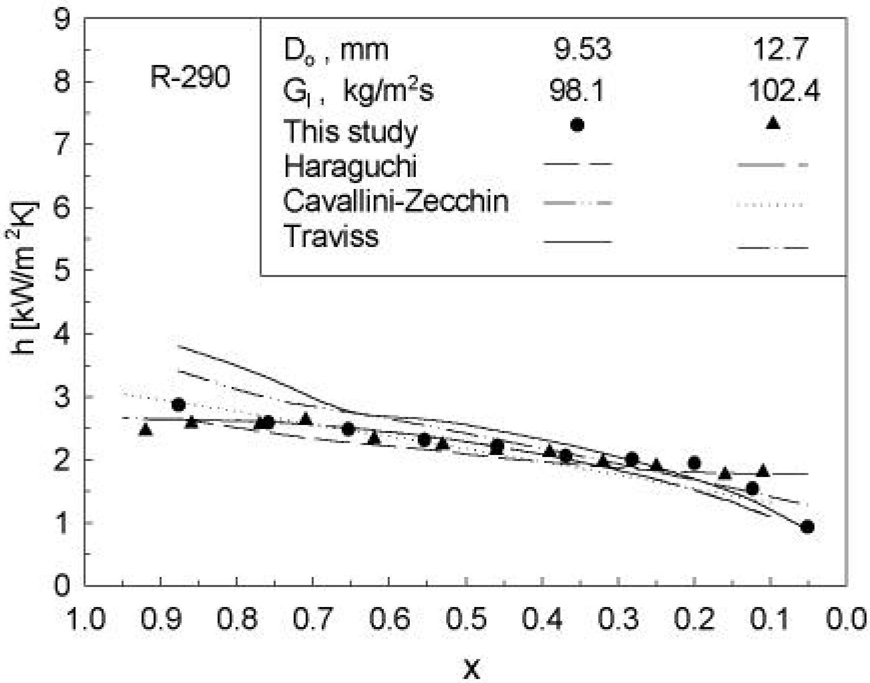

Fig. 3.7 Comparison of the heat transfer coefficients with existing correlations for R-290 (in case of low mass velocity)

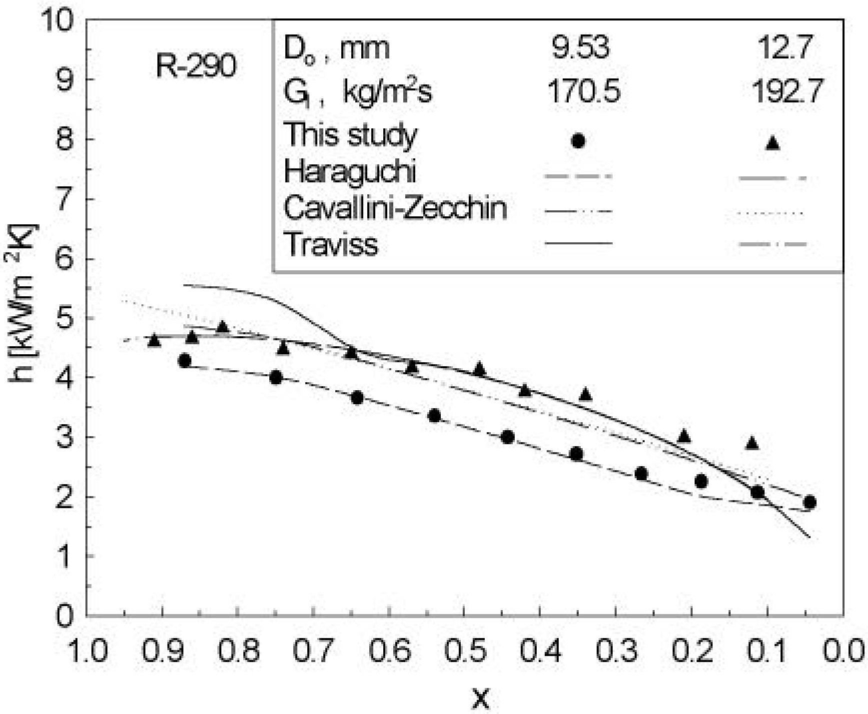

Fig. 3.8 Comparison of the heat transfer coefficients with existing correlations for R-290 (in case of high mass velocity)

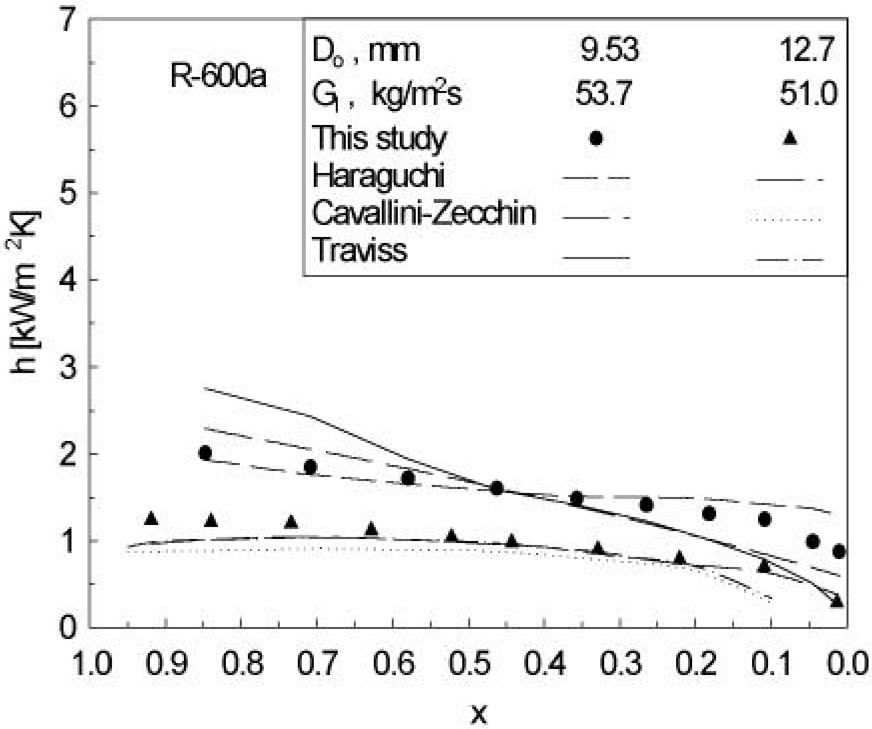

Fig. 3.9 Comparison of the heat transfer coefficients with existing correlations for R-600a (in case of low mass velocity)

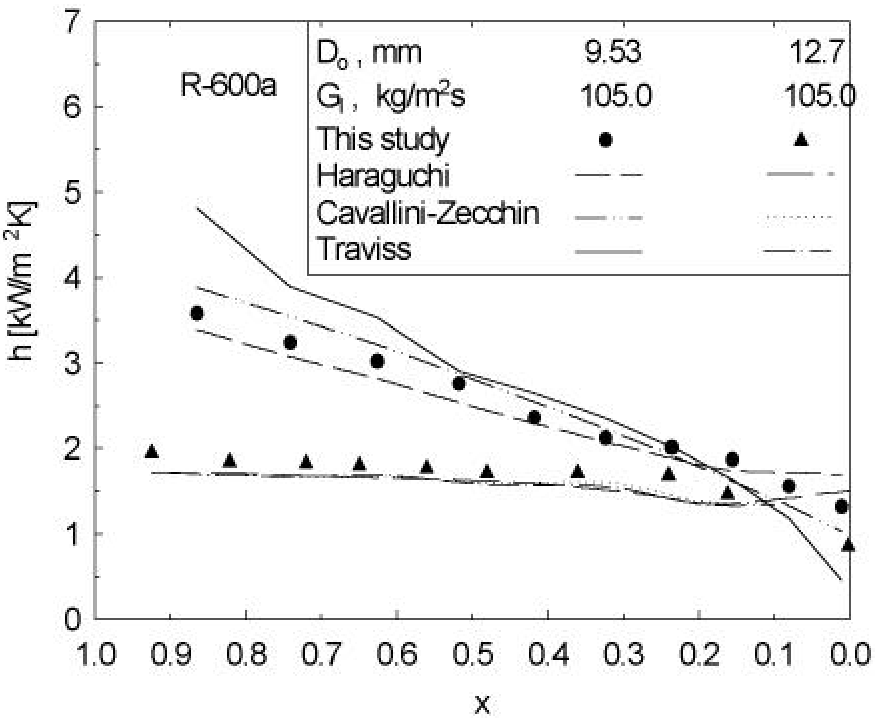

Fig. 3.10 Comparison of the heat transfer coefficients with existing correlations for R-600a (in case of high mass velocity)

제 4 장 결 론

대향류형 수평 평활 2중관형 응축기에서 HFC계 냉매 R-134a, 탄화수소계 냉매 R-290과 R-600a에 대한 응축 전열 특성을 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 냉매 R-134a, R-290, R-600a의 냉매 온도, 관벽 온도, 열유속 분포는 전체적으로 유사한 경향을 보였으나, 과열 증기 구역에서는 R-290의 관벽 온도가 다른 냉매에 비해 냉매 영향을 많이 받는 것으로 나타났다.

(2) 냉매의 저질량 속도(50 kg/㎡s 부근)에서는 R-290의 열전달 계수가 R-134a와 R-600a보다 30%정도 높게 나타났으며, R-600a의 경우는 질량 속도가 증가할수록 열전달 계수의 증가도 급격히 증가하여 고질량 속도(150 kg/(㎡s) 부근)에서는 가장 높게 나타났다. 그리고, 전 시험 구간을 통해 R-290과 R-600a는 R-134a보다 평균 응축 열전달 계수가 30%이상 높았다.

(3) 냉매의 응축 열전달 계수의 성능 면에서 볼 때 R-134a를 R-290과 R-600a로 대체할 경우 보다 콤팩트한 응축기를 설계할 수 있다.

(4) 응축 열전달 계수를 종래의 상관식과 비교한 결과 모든 관경에서 대체적으로 ± 30%의 범위 내에서 일치하였으며, Haraguchi식, Cavallini-Zecchin식이 본 실험 결과와 가장 근접한 것으로 나타났다.

참 고 문 헌

(1) Molina, M. J. and Rowland, F. S., 1974, “Stratospheric sink for chlorofluo-romethanes : Chlorine atom catalyzed destruction of ozone", Nature, Vol. 249, pp. 810 814.

(2) Kurylo, M. J., 1990, "The chemistry of stratospheric ozone : Its response to natural and anthropogenic influences", International Journal of Refrigeration, Vol. 13, pp. 62 72.

(3) **산업자원부** , 2000.8 “**자연 냉매를 적용한 냉동·공조 시스템 기술 개발에 관한 산업 분석**”, pp. 58 69.

(4) Didion, D. A. and Bivens, D. B., 1990, "Role of refrigerant mixtures as alternatives to CFCs", International Journal of Refrigeration, Vol. 13, pp. 163 175.

(5) Ebner, T. and Halozan, H., 1994, "Testing the aviable alternative - An examination of R-134a, R-152a and R-290", IEA HPC Newsletter, Vol. 12, No. 1, Sittard, The Netherlands.

(6) Kruse, H., 1993, "European reaserch and development concerning CFC and HFC substitution", ASHRAE/NIST Refrigerants Conference, pp. 41 54.

(7) Kim, M. S., Mulroy, W. J. and Didion, D. A., 1993, "An experimental evaluation of the flammability and performance potentials of two azeotropic refrigerant mixtures", Transport Phenomena in Thermal Engineering, pp. 446 451.

(8) 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.

(9) Watanable, Koichi., 1999, "自然作動流體의 動向“, REFRIGERATION, Vol. 73, No. 853, pp. 3 9.

(10) Kataoka, O., 1999, "炭化水素(可燃性冷媒의 規格과 規制)“, REFRIGERATION, Vol. 73, No. 854, pp. 2 8.

(11) Scalabin, G. and Grigiante, M., 1996, "Improved corresponding states models for pure and mixed hydrocarbons with an innovative predictive mixing rule", Proc. Int. Conf. IIR, Applications for natural refrigerants, Aarhus, Denmark, pp. 747 758.

(12) Traviss, D. P., Rehsenow, W. M., and Baron, A.B., 1973, "Forced convective condensation in tubes : A heat transfer correlation for condenser design", Trans. ASHRAE, 79(1), pp. 157 165.

(13) Cavallini, A. and Zechin, R. 1974, "A dimensionless correlation for heat transfer in forced convective condensation", Proceedings of the International Heat Transfer Conference 3, pp. 309 313.

(14) Akers, W.W., Deans, H.A. and Crosser, O.K., 1959, "Condensing heat transfer within horizontal tubes", Chem. Eng. Pro., Symp. Ser., 55-29, pp. 171 182.

(15) 藤井哲, 本田博司, 長田孝志, 野律滋, 藤井不夫, 1977, “冷媒 R-11의 水平管內凝縮(2報, 熱傳達)”, 日本機械學會論文集(B編), 43卷, 373號, pp. 3435 3441.

(16) 藤井哲, 本田博司, 本田孝志, 野律滋, 1980, “Preon系冷媒의 水平管內凝縮”, 冷凍, 55卷, 627號, pp. 3 20.

(17) Shah, M.M 1979, "A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 22, pp. 547 556.

(18) 小山縣, 高雷, 藤井哲, 1993, "冷媒CFC-12 and 代替冷媒 HFC-134a의 水平平滑管內凝縮", 日本冷凍協會論文集, 10卷, 1号, pp. 103 110.

(19) 原口英岡, 小山縣, 藤井哲, 1994, "冷媒HCFC-22, HFC-134a, HFC-123의 水平平滑管內凝縮(1報, 局所摩擦壓力降下에 대한 實驗式 提案)", 日本機械學會論文集(B編), 60卷, 574號, pp. 2111 2116.

(20) 鳥越, 1993, "水平管內에서 HFC-134a의 熱傳達 및 壓力損失 特性", 日本冷凍協會論文集, 10卷, 3号, pp. 437 444

(21) 尹藤正昭, 小林千專, 原利次, 縣山昌幸, 功刀能文, 1994, "微小流量域에서의 HFC-134a and CFC-12 管內凝縮傳熱特性", 日本冷凍協會論文集, 11卷, 3号, pp. 329 335.

(22) Eekels, S. J., and Pate, M. B., 1991, "An Experimental comparison of evaporation and condensation heat transfer coefficients for HFC-134a and CFC-12", International Journal of Refrigeration, Vol. 14, No. 3, pp. 70 77.

(23) 장영수, 김민수, 노승탁, 1997, "탄화 수소 냉매를 이용한 냉방 시스템의 성능 실험과 열전달 특성", 대한기계학회 논문집, 제 21권, 제 5호, pp. 713 723.

(24) Kwon, O. B., 1997, "Performance characteristics of water sources heat pump using HCFC-22 alternative refrigerants", Thesis for the Degree of Doctor of Philosophy, Pukyung University.

(25) Fischer, S. K. and Sand, J. R., 1993, "Screening analysis for chlorine -

Fres alternative refrigerants to replace R-22 in air-conditioning applications", ASHRAE Transactions, Vol. 99, Part 2, pp. 627 635.
(26) Radermacher, R. and Jung. D., 1993, "Theoretical analysis of replacement refrigerants for R-22 for residential uses", ASHRAE Transactions, Vol. 99, Part 1, pp. 333 343.
(27) Domanski, P. A. and Didion, D. A., 1993, "Thermodynamic evaluation of R-22 alternative refrigerants and refrigerants mixtures", Transactions, Vol. 99, Part 2, pp. 636 648.
(28) Billy, Y. L., Marie-Kouise, T. and Reinhard, R., 1995, "Experimental results with hydrocarbon mixtures in domestic refrigerator/freezer", ASHRAE Transactions, CH-95-24-1 pp. 1415 1421.
(29) Richardson, R. N. and Butterworth, J. S., 1995, "The performance of propane/isobuthane mixtures in a vapor-compression refrigeration system", International Journal of Refrigeration, Vol. 18, No. 1, pp. 58 62.
(30) Halozan, H., Ebner, T. and Lawatsch, H., 1994, "Propane - A realistic alternative", Institute of Thermal Engineering Graz University of Technology, pp. 331 338.
(31) Treadwell, D. W., 1991, "Application of propane(R-290) to a single packaged unitary air conditioning product", Proceedings of the Internation니 CFC and Halon Alternatives Conference, Washington, D. C., pp. 348 351.
(32) 장영수, 김민수, 노승탁, 1997, “탄화 수소 냉매를 이용한 냉방 시스템의 성능 실험과 열전달 특성”, 대한기계학회 논문집, 제 21권, 제 5호, pp. 713 723.
(33) Kwon, O. B., 1997, "Performance characteristics of water sources heat

pump using HCFC-22 alternative refrigerants", Thesis for the Degree of Doctor of Philosophy, Pukyung University.

(34) 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.

(35) Missenden, J. F., James, R. W. and Wong, A. K. H., 1990, "Propane for systems with small refrigerant charge", Proceedings Franco - Swedish Conference of AICVF France.

(36) Shiflett, M. B., Yokozeki, A. and Bivens, D. B., 1992, "Refrigerants as HCFC-22 alternatives", Poceedings of the 1992 International Refrigeration Conference - Energy Efficiency and New Refrigerants, Purdue University., July, pp. 35 44.

(37) Gallagher, J., McLinden, M., Morrison, G. and Huber, M., 1996, NIST Thermodynamic Properties and Refrigerant Mixtures Database (REFPROP), Version 5.0, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, U.S.A

(38) Haraguchi, E., Koyama, H. and Fujii, H., 1994, "Condensation of refrigerant HCFC-22, HFC-134a and HCFC-123 in a horizontal smooth tube", Trans. JSME, Vol, 60, No. 574, pp. 2117 2116.

(39) Oh, H-K, Katsuta, M. and Shibata, K. 1998, "Heat transfer characteristics of R-134a in a capillary tube heat exchanger", Proceedings of 11th IHTC. Vol. 6, pp. 131 136

(40) **오후규**, **홍진우**, 1999. "**세관내 대체냉매의 응축 열전달 특성**", **공기조화 냉동공학회 학회지** vol.28 No.5 pp. 396 402

(41) Yasunobu Fujita, "Boiling heat transfer and its mechanism", J. HTST, Vol. 30, No. 141, pp. 27-39.

(42) Lin,S, Kew, P.A. and Cornwell,K. 1998, "Two-phase flow regimes and heat transfer in small tuves and channels",Proceedings of 11th IHTC. Vol. 2, pp 45 50.

(43) Mishima, K., Hibiki, T. and Nishihara, H., 1993, "Some characteristics of gas-liquid flow in narrow rectangular ducts", Int. J. Multiphase flow, Vol. 19, No. 1, pp. 115 124.

(44) Mishima, K. and Hibiki, 1996, "Some characteristics of air-water two-phase flow in small diameter vertical tubes", Int. J. Multiphase flow, Vol. 22, No. 4, pp. 703 712.

(45) Yang, C-Y and Webb, R.L, 1996, "Friction pressure drop of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fins", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 39, No. 4, pp. 801 809.

(46) Fujita, H., Ohara, T., Hirota, M. and Furuta, H., 1995, "Gas-liquid flows in flat channels with small channel clearance", Proceedings of The 2nd International Conference on Multiphase Flow '95-Kyoto, IA3-37 44.

(47) Lowry, B. and Kawaji, M., 1988, "Adiabatic vertical two-phase flow in narrow flow channels", AIChE Symposium series, vol 84. No. 263, pp. 133 139.

(48) Barajas, A.M. and Panton, R.L., 1993, "The effects of contact angle on two-phase flow in capillary tubes", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 19, No. 2, pp. 337 346.

(49) Kataoka, I., Tanaka, N. and Yumikura T., 1995, "Study on flow

characteristics in two-phase natural circulation in narrow channel", Proceedings of The 2nd International Conference on Multiphase Flow '95-Kyoto, IA3-31 36.

(50) 김무환, 김승주, 이상용, 1993, "이상 유동 열전달", 대영사, pp. 8 19

(51) Baker, S.G., 1954, "Simultaneous flow of oil and gas", Oil and Gas Journal, Vol. 53, pp. 185.

(52) Mandhane, J.M., 1974, "A flow pattern map for gas-liquid flow in horizontal pipes", Int. J. Multiphase flow, vol 1, pp 537 554.

(53) 고원규, 1999, "소구경관 내 R-134a의 응축 전열 특성에 관한 연구", 부경대 석사학위논문.

(54) 이호림, 2000, "액분배기를 이용한 열펌프의 성능 향상에 관한 연구", 부경대 석사학위논문.

(55) 최영석, 2000, "세관 내 HCFC계 대체 냉매의 압력 강하에 관한 연구", 부경대 석사학위논문.

(56) 손창효, 2000, "다중관식 열교환기 내 R-718의 전열 특성과 압력 강하에 미치는 관경의 영향", 부경대 석사학위논문.

(57) Jeong, J-H, 2000, "Condensation heat transfer characteristics of R-22 alternative refrigeration in small diameter tubes", Master thesis, Pukyong University.

(58) 박승준, 1998, "자연 냉매 R-290의 수평 이중관형 열교환기 내 응축 전열 특성에 관한 연구", 부경대 석사학위논문.

(59) 문정욱, 1997, "HFC계 혼합 냉매의 수평 이중관형 열교환기 내 응축 전열 특성에 관한 연구", 부경대 석사학위논문.

(60) 김석민, 1998, "수평 평활관내 R-22 대체 탄화수소계 냉매의 응축 열전달

특성에 관한 연구", **부경대 석사학위논문**.
(61) **홍진우**, 1998, "**암모니아 냉매의 수평 이중관형 열교환기 내 응축 전열 특성에 관한 연구**", **부경대 석사학위논문**.

글을 마치면서 고마운 분들게

항상 학문과 학문하는 사람의 자세에 대해서 아낌없는 말씀과 행동으로 저를 이끌어 주신 오후규 교수님께 진심으로 감사 드립니다. 또한, 바쁘신 중에도 본 논문을 지도, 심사해 주시고, 유익한 조언을 해 주신 김종수 교수님, 윤정인 교수님, 김영수 교수님, 금종수 교수님, 최광환 교수님, 정석권 교수님 그리고 김은필 교수님께 감사드립니다.

항상 든든한 힘이 되어주신 ORE 회원님들에게도 감사드립니다. 그리고, 옆에서 같이 생활하며, 실험의 진행과 논문에 대해 끊임없이 조언을 해주신 박승준님, 손창효님께 감사드립니다. 그 외 부족한 선배를 잘 따라준 김세웅, 이용언을 포함한 실험실 후배님들께도 고마운 마음을 전하고 싶습니다.

언제나 말없이 사랑으로 보살펴주시고 물심양면으로 돌봐 주신 아버지, 어머니, 누나, 동생, 항상 믿음으로 관심과 도움을 주신 장인 어른, 장모님, 부족한 남편을 사랑과 믿음의 마음으로 보살펴준 아내에게 고개 숙여 감사드립니다. 그 외 저를 물심양면으로 저를 도와주신 여러 분들께 감사의 맘을 전하며, 이 논문을 드리고자 합니다.