

# 다채널 편평관의 응축 열전달 및 압력강하특성에 관한 실험

## Experiment on condensation heat transfer and pressure drop characteristics in the multi-channel flat tube

전 창 덕\*, 정 재 원\*\*, 이 진 호\*\*\*  
 C. D. Jeon, J. W. Chung, J. H. Lee

**Key words :** HFC-134a, Alternative refrigerant(대체냉매), Multi-channel flat tube(다채널편평관), Condensation(응축), Pressure drop(압력강하), Heat transfer(열전달)

### Abstract

In this study, an experiment was performed to investigate the characteristics of pressure drop and heat transfer of multi-channel tubes for automotive condenser using HFC-134a as an alternative refrigerant. The mass flux and inlet saturation pressure of the refrigerant were controlled, respectively, in the range of 200 to 500kg/m<sup>2</sup>s and 1.0 to 1.6MPa.

Pressure drop and heat transfer coefficient were compared with the previously proposed correlations and new correlations based on Traviss' correlation were suggested. Prediction of pressure drop and heat transfer coefficient based on the new correlations agrees with experimental results within ±9% and -18~+11%, respectively.

———— 기 호 설 명 —————

A	: 시험관내벽면적 [m <sup>2</sup> ]	H <sub>i</sub>	: 상변화수
d	: 직경 [m]	J	: J인자
F <sub>2</sub>	: 액체 Reynolds수의 함수	L	: 시험관길이 [m]
F(X <sub>n</sub> )	: Lockhart-Martinelli 변수로 정의되는 함수	Nu	: Nusselt 수
G	: 질량유속 [kg/m <sup>2</sup> s]	P	: 압력
Ga	: Galilei 수	Pr	: Prandtl 수
h	: 열전달계수 [W/m <sup>2</sup> K]	q	: 열전달율 [W]
		Re	: Reynolds 수
		T	: 온도 [°C]
		X <sub>n</sub>	: Lockhart-Martinelli 변수
		x	: 길이
		z	: 길이방향

\* 충주산업대학교 1공학부 기계공학과  
 \*\* 연세대학교 공과대학 기계공학과 대학원  
 \*\*\* 연세대학교 공과대학 기계공학과

그리스 문자

- $\alpha$  : 기공율
- $\mu$  : 점성계수[Pa·s]
- $\rho$  : 밀도[kg/m<sup>3</sup>]
- $P$  : 시험관내벽접수길이[m]
- $\Phi$  : 2상 곱셈자

하첨자

- cal : 이론값
- exp : 실험값
- f : 마찰
- i : 내부
- l : 액체
- m : 운동량
- ts : 시험부
- v : 기체
- w : 벽면

1. 서 론

소형, 경량화가 요구되는 고밀도 열교환기의 성능개선과 관련하여 확장표면이 부착된 기체측의 열전달계수를 향상시키기 위한 지속적인 연구와 더불어 관내측의 열전달성능을 향상시키기 위한 연구도 활발히 진행되고 있다.<sup>(1)</sup> 편평관(flat tube)은 원관(round tube)보다 기체측의 압력손실을 줄일 수 있기 때문에 기체측의 압력저항이 중요한 설계변수로 고려되는 자동차용 열교환기에 널리 사용된다. 편평관 형상의 관내측 열전달을 향상시키기 위한 일반적인 방법은 관표면을 거칠게 하거나 딩플(dimple), 리브(rib)등으로 열전달 면적을 증가시키는 동시에 난류발생이 촉진되도록 하는 것<sup>(2)</sup>으로, 이러한 편평관의 종류로는 Fig.1과 같이 딩플관(dimple tube), 리브형관(ribbed tube), 다채널관(multi-channel tube)등이 있다. 초기에 사용된 편평관은 내부에 리브, 딩플, 웨브 등이 없는 매끈한 형상의 관이었다. 현재에도 일부 자동차용 방열기에는 이러한 형상의 관이 사용되고 있다. 그러나 증발기나 응축기의 경우 초기 시스템 구동시 수

MPa에 이르는 압력이 걸리기 때문에 리브나 멤브레인 칸막이(membrane partition) 즉, 다채널 형상으로 만들어 관내측 압력에 견딜 수 있도록 설계하고 있다. 리브형 관은 자동차용 열교환기보다는 주로 터빈 날개의 냉각에 널리 사용되고 있다. 다채널관에 대한 연구는 1980년대 초에 Tuckerman과 Pease<sup>(3)</sup>가  $\mu\text{m}$ 단위 크기의 다채널 형상을 사용하여 전자장치의 냉각에 응용한 바 있다. 그 후 소수의 연구가들에 의해 간헐적으로 연구되어 왔으나 본격적으로 연구가 활성화하기 시작한 것은 1983년 Ohara<sup>(4)</sup>가 주름진 형상의 관을 관내에 삽입하여 상하면을 브레이징한 편평관을 개발하고 Hoshino 등<sup>(5)</sup>이 평행유동(parallel flow)형 열교환기를 개발, 특허를 출원한 이후 부터이다. 1994년 Katsuta 등<sup>(6)</sup>은 다채널관의 기하학적 형상이 열전달계수에 미치는 영향에 대해 언급하면서 열전달을 향상시키기 위해서는 작동유체의 열적, 수력학적 거동이 중요하다는 원본적인 결과를 제시하였다. 같은 해 Sato와 Takahashi<sup>(6)</sup>는 HCFC-22를 사용하여 알루미늄 다채널관의 기하학적 형상의 변화 즉, 관의 폭, 높이, 채널의 종횡비 등이 응축열전달에 미치는 영향을 실험적으로 연구하였다. 또한 Sanada<sup>(7)</sup>는 CFC-12를 사용하여 채널 수가 8 및 18인 2종류의 모델에 대한 응축열전달과 압력손실을 측정하였고 상당직경과 최적 응축거리와의 관계를 산출하였다. 다채널관에 대한 국내의 연구는 매우 미약하여 장동진<sup>(8)</sup>, 장길상<sup>(9)</sup> 등이 자동차용 응축기에 사용되는 다채널관을 사용하여 압력강하 및 응축열전달특성을 실험적인 방법과 유한차분법으로 각각 연

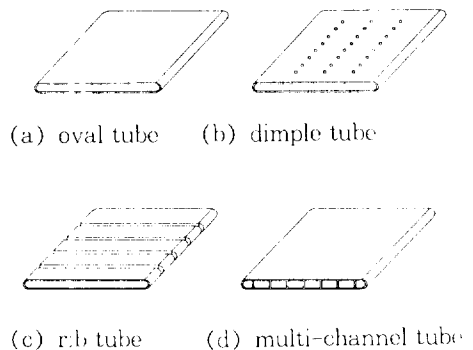


Fig.1 Configuration of types of flat tube

구한 것 이외에는 거의 전무한 실정이다. 이상에서 살펴본 바와 같이 다채널관을 사용하는 열교환기에 대한 연구는 아직까지 활발하게 이루어지지 않고 있으며 특히 작동유체가 HFC-134a인 경우에는 연구사례가 매우 드문 실정이다. 따라서 본 연구에서는 HFC-134a를 사용하여 자동차용 응축기에 적용 가능한 3종의 특정채널 형상의 다채널관에 대해 응축열전달 과정시 압력강하와 열전달특성을 실험적으로 분석하고 또한 기존 상관식과의 비교를

통해 응축기용 다채널관의 기초설계자료를 제공할 수 있는 실험식을 제시하고자 한다.

## 2. 실험

### 2.1 실험장치

다채널관에서의 응축 열전달특성을 분석하기 위한 실험장치의 개략도는 Fig.2와 같으며 크게 냉매 회로(refrigerant loop, 실선표시부분)와 냉각수 회로(cooling water loop, 점선표시부분)로 구성된다.

냉매회로는 Fig.3에서와 같이 냉매펌프에 의한 강제 순환회로로 구성되며, 주요 구성품은 냉매순환펌프, 질량유량계, 냉매가열탱크(enthalpy setting tank), 시험부(test section), 열교환기, 여과기, 압력조절탱크(pressure setting tank), 냉매가시창 등이 있다. 작동유체는 대기압하에서  $-26\text{C}$ 에서 증발하는 HFC-134a를 사용하였다. 냉매순환펌프는 Tuthill사 자기구동 기어펌프(magnet drive gear pump)를 사용하였으며 회전수를 제어하여 냉매유량을 조절한다. 냉매유량을 측정하기 위하여 냉매순환펌프 출구측에 질량유량계를 설치하였으며, 냉매의 역류를 방지하기 위하여 질량유량계와 냉매가열탱크 사이에 체크밸브(check valve)를 설치하였다. 냉매가열탱크는 냉매를 과냉액

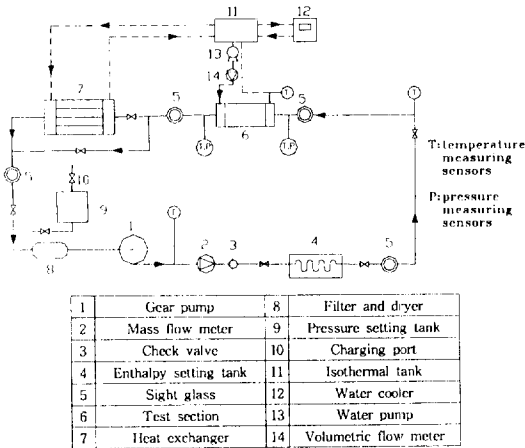


Fig.2 Schematic diagram of experimental apparatus

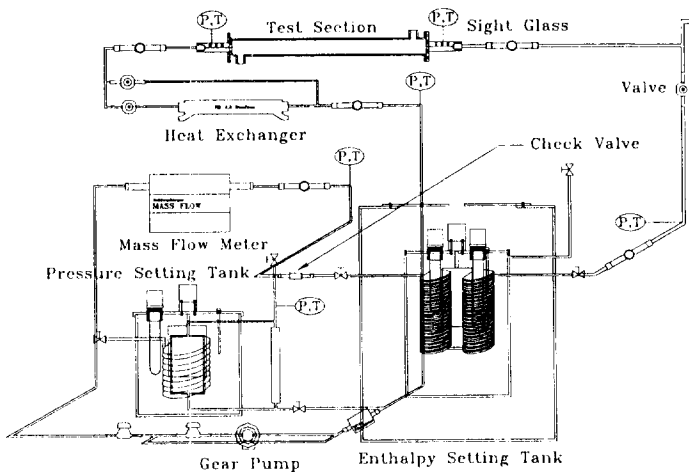


Fig.3 Schematic diagram of refrigerant circulation system

(subcooled liquid)상태로부터 포화증기(saturated vapor) 또는 과포화증기(superheated vapor) 상태로까지 변화시킨다. 가열부를 통과한 포화증기 또는 과포화 증기상태의 냉매는 시험부로 유입되어 냉각수와 열교환을 하면서 응축되고, 시험부를 통과하면서 응축되지 않은 냉매는 원통다관형(shell and tube type) 열교환기인 보조응축기를 통하여 추가적으로 응축 냉각된다. 이는 냉매순환펌프의 입구 조건을 항상 액상으로 유지시켜 안정적으로 유량을 순환시키기 위한 것이다. 보조응축기에서 나온 액체상태의 냉매는 여과기를 통과하면서 수분 및 이물질이 제거된 후 냉매순환펌프로 재유입된다. 압력조절탱크에서는 탱크 안에 설치되어 있는 히터로 물을 가열하고 가열된 물이 3ℓ 용량의 압력용기 내에 있는 냉매를 재차 가열하는 중탕가열 방식을 사용하여 전체냉매회로의 압력을 조절하였다. 원하는 시험부 입구의 냉매온도 및 건도는 냉매가열탱크에서의 가열량에 따라 조절되며 실험오차를 줄이기 위해 우레탄수지 발포를 하여 외부와 단열하였다. 또한 냉매의 상태를 육안으로 확인할 수 있도록 여러개의 냉매가시창을 설치하였고, 외부와의 열교환을 방지하기 위하여 시험부를 비롯해서 냉매회로의 전구간을 단열재로 마감처리하였다.

시험부와 보조응축기에서 냉매를 응축시키기 위한 냉각수 순환장치는 Fig.2에서와 같이 냉각기(water cooler), 항온조(isothermal water bath), 물순환펌프, 유량계 등으로 구성하였다.

시험부는 Fig.4에 나타난 바와 같이 이중관 구조로서, 시험관내부로 냉매가 흐르고 관주위의 환상공간으로 냉각수가 냉매의 반대 방향으로 흐르는 대향류식 열교환기(counterflow heat exchanger) 구조로 제작하였다. 또한 원형관으로 이루어진 이루어진 냉매회로부와 다채널편평관의 연결(fitting)을 위해서 시험부 양측에 Fig.5와 같이 특별히 제작된 알루미늄 재질의 연결부(connector)를 제작하였고 기밀을 유지하기 위해 O-ring을 사용하였으며 시험부 외부 원통관과 연결부는 플랜지를 제작하여 부착시켰다.

본 실험에 사용된 다채널편평관의 제원은 Table 1 및 Fig.6과 같다.

2.2 실험방법

시험부를 포함한 전체 실험장치를 연결 설치한 후, 냉매순환회로내의 각 구성품, 배관 연결부위 및 시험부에 대해 질소(N<sub>2</sub>)를 사용하여 1.75~2.1MPa의 압력범위에서 누설실험(leak test)을 수

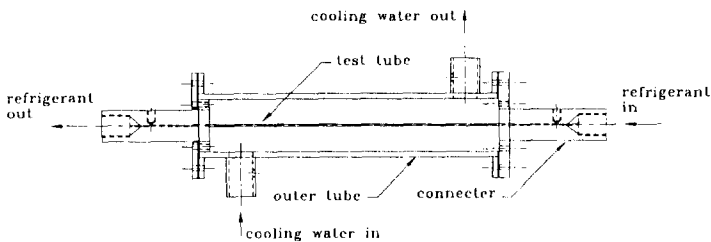


Fig.4 Details of the test section

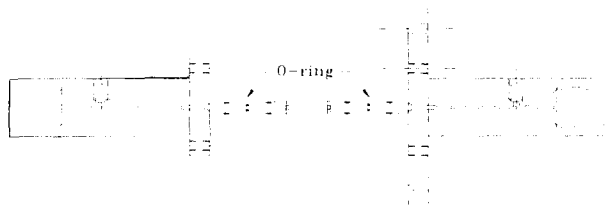


Fig.5 Details of the connectors

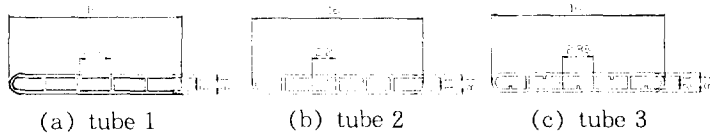


Fig.6 Multi-Channel test tubes(단위 : mm)

Table 1 Specification of test tubes

	tube 1	tube 2	tube 3
channel number	5	6	5
area(mm <sup>2</sup> )	17.3	14.8	16.9
wetted parameter(mm)	40.8	41.0	43.8
hydraulic diameter(mm)	1.69	1.48	1.54

행하였다. 냉매충전에 앞서 냉매순환회로내에 불응축가스인 공기가 존재하면 냉동성능을 저하시키므로 진공펌프를 이용하여 냉매순환회로내를 진공시킨 다음, HFC-134a를 충전시켰다. 냉매충전은 Robinair사의 충전실린더(charging cylinder)를 이용하였으며, 먼저 충전실린더에 냉매를 충전시킨 후 히터를 가열하여 실린더의 내부압력을 상승시켜서 원하는 양의 냉매를 전체실험장치에 충전하였다. 압력조절탱크로 전체실험장치를 원하는 압력으로 조절한 뒤, 기어펌프의 회전수를 변화시켜 냉매유량을 조절하였다. 또한 시험부에서 냉매의 입구조건은 냉매가열탱크의 히터를 PID 방식으로 제어하여 조절해 주었으며, 가열시간은 타이머(timer)와 카운터(counter)를 사용하여 구하였다. 실험은 냉매의 유량 및 시험부 입구온도와 압력이  $\pm 3\%$  이내로 일정하게 유지되는 정상상태하에서 실시하였고, Datascan 7320 A/D변환기를 사용하여 1초간격으로 약 400개를 취득하였다.

시험부 냉매 및 냉각수측의 입·출구 온도는 백금온도센서(RTD)와 직경 0.025mm T형 열전대로 측정하였다. 또한 시험관의 외벽면온도를 측정하기 위해 관길이 방향으로 중앙선을 따라 등간격으로 시험관 위·아래면 총 8개소에 직경 0.025mm T형 열전대를 부착하였다. 시험부에서 발생하는 압력강하량을 측정하기 위해 시험부의 입·출구에 Setra사 C230 압력계와 C208 차압계를 설치하였으며

전체 시스템내의 상태를 파악하기 위하여 냉매유량계와 가열부 사이, 시험부 입·출구, 보조응축기 출구등 4개소에 다이얼압력계를 설치하였다. 냉매유량은 코리올리(Coriolis) 힘에 의해 발생하는 진동과 굽힘모멘트를 질량유량값으로 변환하는 방식의 Schlumberger사의 DM2100 질량유량계로 측정하였고 냉각수유량은 기어미터(gear meter)형식의 Kytola사의 체적유량계로 측정하였다. 각 계측기의 제원 및 측정오차는 Table 2에 나타내었다.

각각의 시험관에서의 응축 압력강하 및 열전달특성을 알아보기 위해 냉매질량유속과 시험부 입구포화온도를 변화시키며 실험을 진행하였으며 실험범위 및 조건은 Table 3과 나타내었다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 에너지평형해석

본 실험에서 시험부 입구의 건도는 냉매가열부의 입구에서의 압력 및 온도, 냉매가열부에서 가열된 열량 및 시험부 입구에서의 포화온도로부터 에너지평형해석을 통하여 구할 수 있으며 시험부 출구의 건도는 입구에서의 포화온도와 앞에서 구한 입구건도, 시험부에서 냉각수가 얻은 열량 및 출구에서의 포화온도로부터 에너지평형식을 사용하여 구할 수 있다. 과냉각상태 및 과열상태로 운전하여 냉매측의 엔탈피를 아는 상태에서 에너지평형해석을 한 결과 냉매가열부 및 시험부에서의 열량은 각각  $\pm 3\%$  및  $-6 \sim +7\%$ 의 오차범위내에서 일치하였다.

#### 3.2 유동양식의 고찰

본 실험범위에서 예상되는 유동양식을 예측해 보기 위해 모든 시험관에 대해 본 연구와 밀접히 관련된 Breber 등<sup>[11]</sup>의 유동양식 판별선도를 사용해

Table 2 Specification of measuring devices

	manufacturer	model	range	error
t-type thermocouple	omega	FF-T-30	-60~200°C	±0.1°C
pressure gage	setra	C230	0~3447kPa	±0.25%
differential pressure gage	setra	C208	0~689kPa	±0.25%
mass flow meter	schlumberger	DM2100	0.20~3.6kg/m	±0.15%
gear meter	kytola	2950	0.04~4.0L/min	±1%

Table 3 Experimental ranges and conditions

refrigerant side	mass flux	200~500kg/m <sup>2</sup> s	
	inlet pressure	1.0(±0.01)MPa	1.6(±0.01)MPa
	inlet quality	0.6~0.9	0.6~0.9
	outlet quality	0.1~0.6	0.2~0.5
	quality differential	0.2~0.5	0.4~0.7
water side	mass flow rate	16.7(±0.167g/s)	
	inlet temperature	15(±1)°C	21(±1)°C

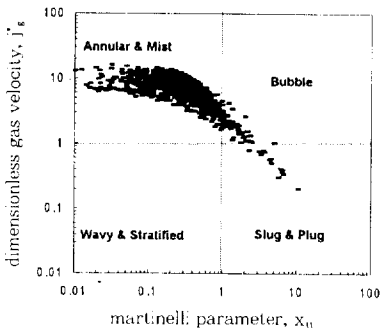


Fig. 7 Breber's flow regime map

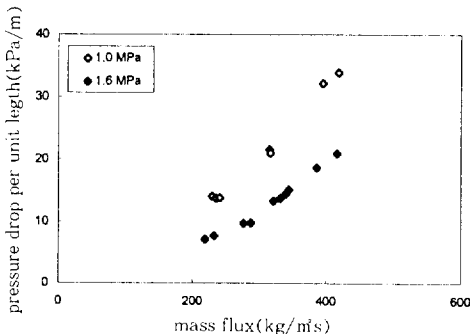


Fig. 8 Pressure drop per unit length vs. mass flux of tube 1

구한 결과는 Fig.7과 같다. Fig.7에 의하면 martinielli 인자,  $X_{11}$ 가 큰 경우, 즉 건도 0.2이하의 저건도영역에서 약 5%의 데이터가 환상유동의 범위를 벗어났다. 따라서 본 연구에서의 질량유속과 관의 종류에 따른 유동양식은 저건도영역을 제외하고 대부분 환상유동 양식을 나타낼 것으로 예상된다.

### 3.3 응축 압력강하 특성

질량유속과 입구압력의 변화에 따른 응축 압력강하 특성을 알아보기 위해 1번 시험관에 대해 실험한 결과는 Fig.8과 같다. 그림에서 알 수 있듯이 입구압력이 증가하면 단위길이당 압력강하량이 감소함을 알 수 있으며, 이는 입구압력이 증가함에 따라 증기의 밀도가 증가하여 상대적으로 관내 증기의 속도가 감소하기 때문이다. 이러한 경향은 나머지 시험관에서도 동일하게 나타남을 확인할 수 있다. 입구압력이 1.6MPa일때의 각 시험관의 단위길이당 압력강하량을 Fig.9에 나타냈다. 각 시험관들이 거의 비슷한 단위길이당 압력강하량을 나타내고 있으며 이는 각 관의 수력직경이 큰 차이를 보이지 않기 때문으로 판단된다. 또한 Fig.9에서 Sato<sup>(6)</sup>의 압력강하 실험결과와 비교하였다. 정성적으로는 동일한 경향을 나타내지만, Sato의 압력강하량이 50~100% 정도 크게 나타났다. 이는 Sato의 실험조건이 Table 4와 같이 본 연구의 실험조건과 다르기 때문이다. 모든 실험데이터에 기초해서 통계적으로 구한 결과, 압력강하량의 오차는 질량유속이 200kg/m<sup>2</sup>s일 때 ±9.4%, 500kg/m<sup>2</sup>s일 때 ±4.5%로 나왔다.

### 3.4 응축 열전달특성

질량유속과 입구압력의 변화에 따른 응축열전달

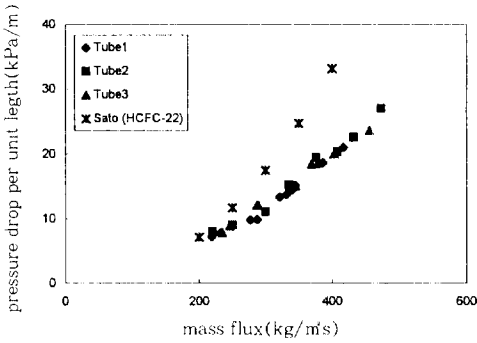


Fig.9 Pressure drop per unit length vs. mass flux of tube 1.6 MPa

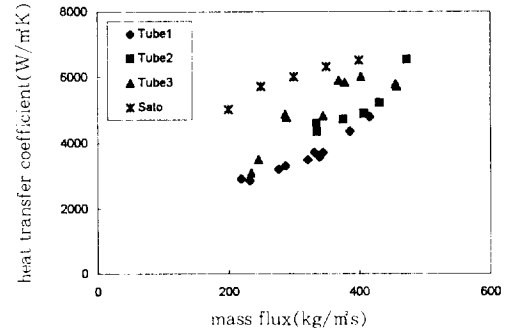


Fig.11 Heat transfer coefficient vs. mass flux of all tubes in 1.6 MPa

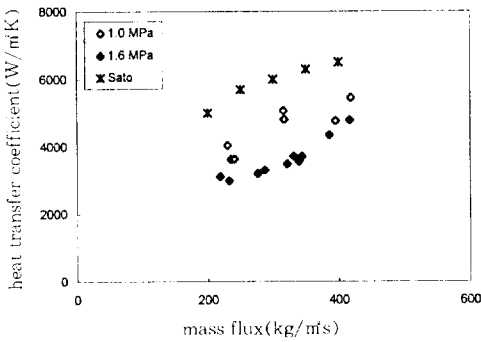


Fig.10 Heat transfer coefficient vs. mass flux of tube 1

특성을 분석하기 위하여 실험을 수행하였으며 열전달계수의 계산은 시험부에서의 열전달량  $q_{ts}$ , 냉매의 온도, 관의 내벽면온도를 사용하여 계산하였다. 시험부 전체 평균 열전달계수  $\bar{h}$  는 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\bar{h} = \frac{q_{ts}}{A(T_{in} - T_w)} \quad (1)$$

$T_w$  는 관 내벽면온도로써 일반적인 경우 시험부 각 구간에서 측정된 관 외벽면온도로부터 정상상태 1차원 평면벽 열전도 방정식에 의해 계산된 값으로 사용한다. 그러나, 본 연구에서는 관의 내측과 외측벽면 사이의 열저항이 매우 작아서 양측 온도의 차이가 무시할 정도이므로 열전달 계수 계산시 외벽면온도를 측정하여 내벽면온도로 사용하였다. 또한 시험구간에서 시험구간에서 시험부 입·

Table 4 Condition of Sato's experiment

refrigerant	HCFC-22
condensation tube	Multi-channel flat tube
channel number	15
hydraulic diameter	0.880 mm
wetted perimeter	52.26 mm
flow area	11.50 mm <sup>2</sup>
refrigerant inlet pressure	1.67 MPa

출구에서 측정된 온도에 선형보간법을 도입하여 각 구간 냉매온도  $T_{in}$ 를 구하였다. 이로부터 냉매온도와 벽면온도와의 평균오차  $(T_{in} - T_w)$ 를 구하여 열전달계수의 계산에 사용하였다. Kline와 McClintock<sup>[11]</sup>에 의해서 제안된 오차전파해석(propagation of error analysis)을 한 결과, 열전달계수의 오차는 질량유속이 200kg/m<sup>2</sup>s일 때 ±9.1%, 500kg/m<sup>2</sup>s일 때 ±7.3%로 나왔다. Fig.10은 응축시 질량유속 변화와 입구압력 변화에 따른 1번 시험관의 열전달계수를 나타내고 있다. 각 입구압력조건에서 열전달계수는 냉매유량이 증가함에 따라 증가하는 경향을 보이며, 동일한 유량조건에서는 입구압력이 증가함에 따라 열전달계수는 감소함을 보이고 있다. 이것은 입구포화온도가 증가함에 따라 증기의 밀도가 증가하므로 일정 질량유량에서 상대적으로 관내증기의 속도는 감소하기 때문이다.

Fig.11에 각 시험관의 열전달계수의 변화값을 비교하였다. 열전달계수의 크기는 3번 시험관, 2번 시험관, 1번 시험관의 순으로 나타났다. 그러므

로 동일한 크기로 관을 설계할 경우 채널수가 많을수록 열전달 효과가 커지며 또한 채널수를 1개 증가시키는 것보다는 오히려 돌출부(난류촉진자)를 갖도록 제작하는 것이 열전달 촉진에 더 효과적임을 알 수 있다. 이러한 결과에 대한 물리적 근거는 돌출부 형상으로 인해 응축액이 채널의 모서리 부분으로 당겨져 벽면의 액막이 얇아지는 영역이 증가했기 때문으로 판단된다. Sato<sup>(6)</sup>의 실험결과는 본 실험결과보다 크게 나왔는데 이는 Table 4에 나타나 있는 바와 같이 실험조건이 본 실험조건보다 월등하게 열전달을 향상시킬 수 있는 조건(채널수 15, 접수길이 52.26mm 등)이기 때문으로 판단된다.

Fig.12는 각 시험관의 열전달계수에 시험관의 내벽접수길이를 곱해준 값을 비교한 그림으로 3번 시험관의 값이 1, 2번 시험관보다 약 120% 크며

따라서 3번 시험관의 열전달성능이 우수한 것을 재차 확인할 수 있다.

이와 같은 실험결과는 시사하는 바가 매우 크다. 수력직경이 작을수록 열전달 효과가 증대되기 때문에 내구적인 측면이나 제조기술상의 문제점이 없으면 세관형상으로 열교환기를 제작하는 것이 최근의 설계경향이다. 국내제조업체가 일반적으로 사용하고 있는 설계기법은 기준모델을 기초사양으로 하여 부분적인 형상 변경을 통해 신제품을 개발하는 방법이다. 그러므로 부분적인 수정, 예를 들면 채널수를 1~2개 증가시킬 것인가 아니면 채널 수는 그대로 유지하고 돌출부를 갖도록 설계할 것인가 하는 문제에 직면했을 경우 위의 실험결과에서 나타났듯이 돌출부형상을 택하는 것이 열전달 측면에서 보다 바람직하다.

### 3.5 압력강하와 열전달의 비교

고밀도 열교환기의 설계에 있어서 압력강하와 열전달은 서로 상충적인 관계에 있다. 단상유동에서 Pr수가 1이 아닌 다른 값을 갖는 유체의 경우 Colburn 상관관계를 사용해서 개략적으로 열전달 및 압력강하를 Colburn j 인자와 마찰계수 f로 관계지어 시험관의 전체성능을 예측해 볼 수 있다.<sup>12</sup>

Fig.13은 과냉각유동에서의 Reynolds 수의 변화에 따른 Colburn j 인자와 마찰계수 f의 비를 보여주고 있다. 일반적인 경우 매끈한 관내를 흐르는 난류유동에서  $StPr^{1/3}/f$  값은 대략 0.125 정도이며 본 연구결과 난류유동영역에서의 데이터들이 관내를 흐르는 난류유동에 대한 Colburn-Reynolds 상사법칙에 대체로 잘 일치함을 알 수 있다.

Colburn j 인자와 마찰계수 f의 비는 단상유동에서만 적용 가능하므로, 2상유동에서의 성능을 비교하기 위해 열전달과 압력손실의 미인 새로운 인자, J를 도입하였다.

$$J = \frac{hP}{\Delta P/L} = \frac{hPL}{\Delta P} \quad (2)$$

Fig.14에서는 2상유동에서의 질량유속의 변화에 따른 J인자의 변화를 보여주고 있으며 3번 시험관의 J인자가 1, 2번 시험관보다 약 20% 크게 나타남을 알 수 있다.

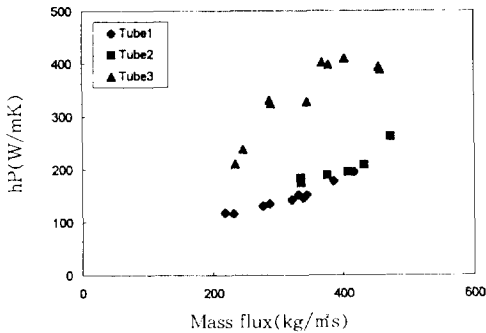


Fig.12 hP. vs. mass flux of all tube in 1.6 MPa

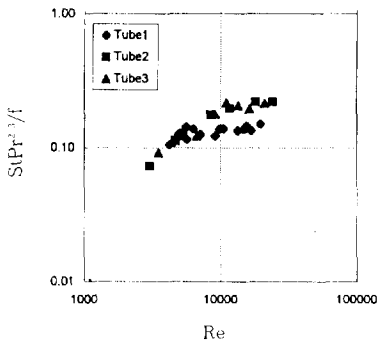


Fig.13 The ratio of Colburn j factor to friction coefficient vs. Reynold number of all tubes in 1.6 MPa subcooled flow



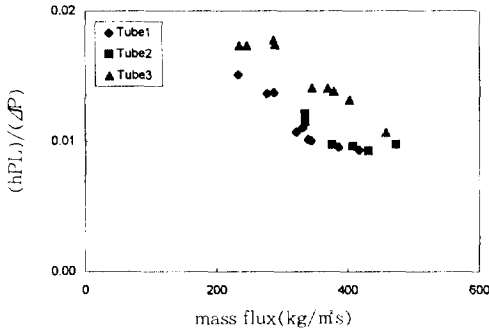


Fig.14  $hPL/\Delta P$  vs. mass flux of all tubes in 1.6 MPa 2-phase flow

3.6 기존의 상관관계식과의 비교 및 새로운 상관관계식의 제안

비교적 세관의 범위에 속하는 8~10mm 내경의 수평원관에 대한 응축열전달 및 압력강하량을 예측할 수 있는 상관관계식들이 여러 연구자에 의해 제안된 바 있으나 다채널관에 대해 알려진 것은 거의 없다. 따라서 본 연구에서는 기존의 원관에 대해 제안된 상관관계식을 이용하여 본 실험결과를 비교해 보고 이를 통해 가장 적합한 상관관계식을 기초로 다채널관에 적용할 수 있는 새로운 상관관계식을 제시하고자 한다. 수평 원관에 대한 기존 상관관계식들 중 널리 알려진 식으로는 먼저 Traviss 등<sup>(12)</sup>의 상관관계식을 들 수 있는데 그는 von Karma의 전채속도분포법칙을 이용한 환상유동모델에 운동량전달 및 열전달 상사성을 이용하여 상관관계식을 개발하고 Bae<sup>(13)</sup>의 실험데이터와 비교하였다. Cavallini와 Zecchin<sup>(14)</sup>, Azer 등<sup>(15)</sup>은 Traviss가 사용한 해석식과 유사한 형태의 상관관계식을 제시하였다. 또한 Shah<sup>(16)</sup>는 핵비등이 일어나지 않는 비등열전달에서의 상관관계식과 응축열전달 사이에 존재하는 연관성을 통해 여러 종류의 작동유체를 사용하여 관계식을 제안한 바 있다. Haraguchi 등<sup>(17,18)</sup>은 Smith<sup>(19)</sup>에 의한 기공률식을 이용하여 압력강하를 예측하고 강제대류응축과 자연대류응축의 지수평균으로 표현되는 새로운 열전달 상관관계식을 개발하였다.

Fig.15~17에서 위에서 제안된 여러 국소압력강하 관계식으로부터 길이방향에 대해 건도가 선형적

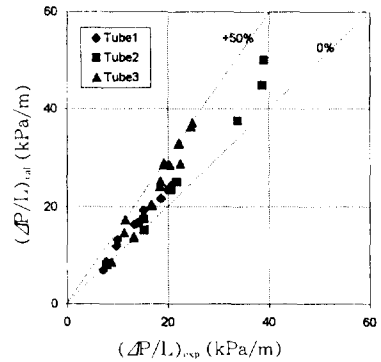


Fig.15 Comparison between present result and Traviss' correlation

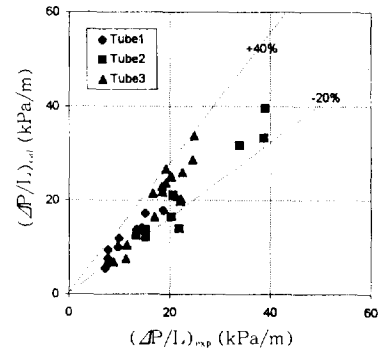


Fig.16 Comparison between present result and Azer's correlation

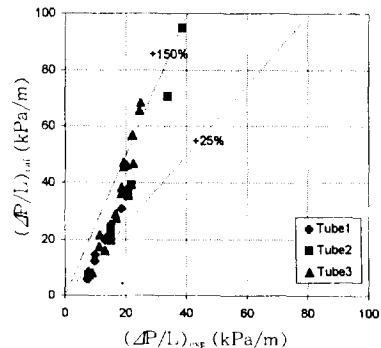


Fig.17 Comparison between present result and Haraguchi's correlation

으로 변한다는 가정하에서 적분하여 구한 단위길이 당의 압력강하와 실험결과를 비교하였다. Traviss의 상관관계식에 의한 값은 실험치와 0~50% 범위에서 Azer의 경우에는 -20~+40% 범위에서 일치하는 것을 볼 수 있다. Haraguchi의 상관관계식에 의한 결과는 실험치보다 +25~150% 정도 높게 나타나는데 이는 2상곱셈자(two-phase multiplier)와 기공률에 대한 정의가 다를 뿐 아니라 본 실험의 GaPr<sub>1</sub>/H<sub>1</sub> 범위가 Haraguchi의 실험범위와 다르기 때문으로 생각된다. 본 연구에서는 Traviss의 상관관계식이 상대적으로 실험결과와 잘 일치하므로 Traviss의 상관관계식을 이용하여 다채널편평관에 적용할 수 있는 새로운 실험식을 아래와 같이 개발하였다.

관내 이상유동에서의 체적력에 의한 압력구배를 무시할 경우 압력구배식은 다음과 같이 표현된다.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right) = \left(\frac{dP}{dz}\right)_f + \left(\frac{dP}{dz}\right)_m \quad (3)$$

$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f$ 는 마찰에 의한 압력강하이므로  $\left(\frac{dP}{dz}\right)_m$ 는 운동량 변화에 의한 압력손실로 기체와 액체의 속도가 같다고 가정하면 식 (4)와 같이 정리되어진다.

$$\Delta P_m = -\Delta \left[ \frac{G^2 x^2}{\alpha \rho_f} + \frac{G^2 (1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_l} \right] \quad (4)$$

여기에서  $\alpha$ 는 기공율(void fraction)로서 Zivi<sup>12)</sup>에 의해 제안된 식을 사용하였다.

Lockhart와 Martinelli<sup>13)</sup>는 응축이 마찰압력손실에 영향을 미치지 않는다고 가정하고, 등온상관식을 적용하여 마찰압력손실을 식(5)와 같이 이상곱셈자와 이상류 중 기체성분만이 흐른다고 가정할 때의 압력손실로 표현하였다.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = \Phi \left(\frac{dP}{dz}\right)_f \quad (5)$$

여기에서  $\left(\frac{dP}{dz}\right)_f$ 는 이상류중에서 기상성분만이 관내를 충전하게 흐른다고 가정할 때의 마찰에 의한 압력구배이며, 일반적으로 Colburn이 제안한 식 (6)을 사용한다.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = \frac{0.092G^2 x^2}{\rho_f d (Gx d / \mu)^{0.25}} \quad (6)$$

$\Phi$ 는 실험에 의하여 다음과 같이 정의하였다.

$$\Phi = 1 + 1.9X_{ff}^{0.75} \quad (7)$$

Fig.18은 새롭게 정의된  $\Phi$ 를 사용하여 구해진 압력강하율과 실험결과와의 비교를 나타내며 전체 실험영역에서  $\pm 9\%$  이내에서 일치하였다.

Fig.19~22는 위에서 제안된 여러 열전달에 관한 상관관계식으로부터 길이방향에 대해 전도가 선형적으로 변한다는 가정하에서 적분하여 구한 값과 실험에서 구한 평균열전달계수를 비교하였다.

압력강하의 마찬가지로 Traviss의 상관관계식이 상대적으로 본 실험의 결과와 잘 일치하므로 Traviss<sup>12)</sup>의 상관관계식을 이용하여 본 연구에서 사용한 다채널편평관에 적용할 수 있는 새로운 상관관계식을 다음과 같이 개발하였다.

$$Nu = F(X_{ff}) \frac{Pr_1 Re_1^{0.7}}{F_2} \quad (8)$$

$F(X_{ff})$ 는 2상난류유동에서 사용되는 Lockhart-Martinelli 변수의 함수로써,  $F(X_{ff})$ 의 상수 및 지수를 본 실험데이터에 의해서 새롭게 정의하면 식 (9)와 같고,  $F_2$ 는 Von Karman의 전체속도분포에서 상사법칙에 의해 도출된 함수로써 물리적으로 환상유동에서 액막의 열저항을 의미한다.

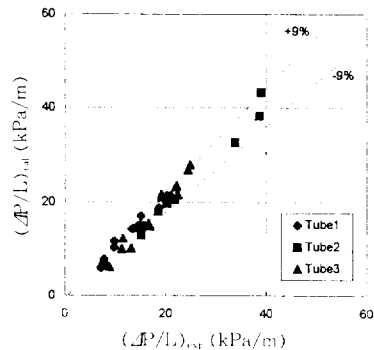


Fig.18 Comparison between present result and new correlation

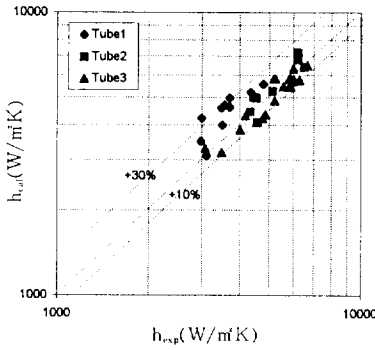


Fig.19 Comparison between present result and Travis's correlation

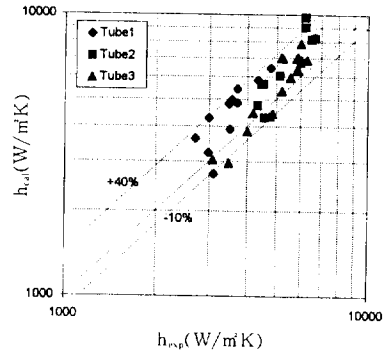


Fig.22 Comparison between present result and Haraguchi's correlation

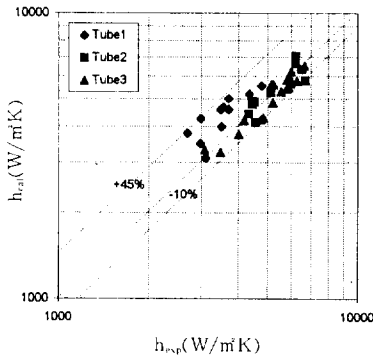


Fig.20 Comparison between present result and Shah's correlation

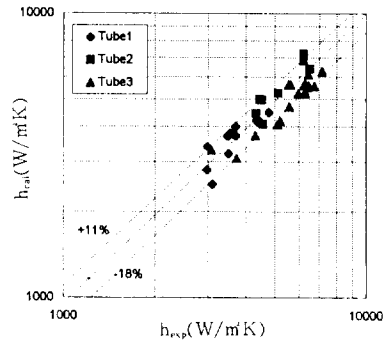


Fig.23 Comparison between present result and new correlation

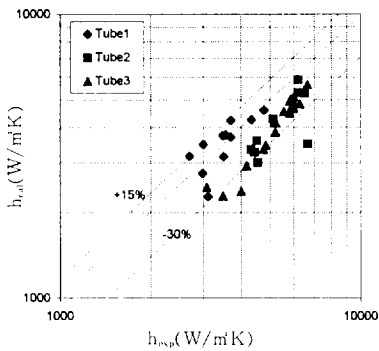


Fig.21 Comparison between present result and Azer's correlation

$$F(X_{11}) = 0.175 \left( \frac{1}{X_{11}} + \frac{3}{X_{11}^{0.27}} \right) \quad (9)$$

Fig.23에 새로운 상관관계식으로부터 구해진 열전달계수와 실험결과를 비교하였으며 18~11% 이내에서 일치하였다.

#### 4. 결론

대체냉매 HFC-134a를 사용하여 자동차 응축기에 사용되는 다채널편평관의 압력강하특성과 열전달특성을 2상상태에서 질량유속(200~500kg/m<sup>2</sup>

s) 및 입구압력(1.0, 1.6MPa)을 변화시켜가며 실험적으로 연구하였다. 또한 기존 연구자들의 열전달과 압력강하특성에 관한 상관관계식과 비교하였으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 냉매의 질량유속이 증가하면 열전달계수는 증가하며 유량이 동일한 경우 입구포화온도가 낮을수록 관내 증기의 속도증가로 인해 열전달계수는 증가한다.

2) 냉매의 질량유속이 증가하면 압력강하는 급격히 증가하고 동일 유량의 경우 입구포화온도가 낮을수록 관내증기의 속도증가로 인하여 압력강하는 증가한다.

3) 2상유동상태에서의 단위길이당 압력강하량은 시험관에 상관없이 전체적으로 비슷하게 나타나나, 열전달계수는 3, 2, 1번 시험관의 순서로 크게 나타난다. 그러므로 동일한 외형의 관을 설계할 경우 채널수가 많을수록 열전달 효과가 커지며 또한 1개의 채널수 증가보다는 오히려 돌출부(난류촉진자)를 갖도록 제작하는 것이 열전달 촉진에 더 효과적인을 알 수 있다.

4) Traviss의 상관관계식을 토대로 새롭게 제안된 상관관계식을 사용하여 압력강하량과 열전달계수를 예측한 경우 실험결과와 각각  $\pm 9\%$ ,  $-18\% \sim +11\%$  이내에서 일치하였다.

### 참 고 문 헌

1. Katsuta, M., 1994, "The Effect of a Cross-Sectional Geometry on the Condensation Heat Transfer Inside Multi-Pass Tube", Proc. WTPF, Vol. 2. pp. 146~157, AFERC, POSTECH.
2. Kays, W. M. and London, A. L., 1984, Compact Heat Exchanger, 3rd ed., McGraw-Hill.
3. Tuckerman, D. B. and Pease, R. F., 1981, "High-performance Heat Sinking for VLSI", IEEE, Electron Device Letters, pp. 126~129.
4. Ohara, 1983, "Heat Exchanger", Japanese Patent 58-221390, assigned To Nippondenso

Co.

5. Hoshino, r., Sasaki, H. and Yasutake, K., 1991, "Condenser for Use in Car Cooling System", U. S. Patent 5,025,855, assigned to Showa Aluminum Co.
6. Sato Y. and Takahashi, T., 1994, "An Experimental Study of Condensation Heat Transfer of Refrigerant HCFC22 in Aluminum Extruded Flat Tubes", 일본기계학회 Symposium, No. 940-24.
7. Sanada, R., 1994, "Development of High Performance Multi Flow Condenser", 일본기계학회 논문집, No. 940-24.
8. 상동진, 1995, "자동차 응축기용 다채널튜브 열전달특성에 관한 실험적 연구", 연세대학교, 기계공학과, 석사학위논문.
9. 장길상, 1995, "자동차 응축기용 다채널튜브 전열특성 및 압력강하량 해석", 연세대학교, 기계공학과, 석사학위논문.
10. Breber, G., Palen, J. W. and Taborek, J., 1980, "Prediction of Horizontal Tubeside Condensation of Pure Components Using Flow Regime Criteria", J. of Heat Transfer, vol. 102, pp. 471~476.
11. Kline, S. J., and McClintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments", Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3~8.
12. Traviss, D. P., Rohsenow W. M. and Baron A. B., 1972, "Forced Convection Condensation Inside Tubes; A Heat Transfer Equation for Condenser Design", ASHRAE Trans., Vol. 79, pp. 157~165.
13. Bae, S., 1969, Refrigerant Forced-Convection Condensation Inside Horizontal Tubes, Ph. D Thesis, MIT.
14. Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, "A Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Forced Convection Condensation", Proc. 5th Heat Transfer Conf., pp. 309~313.

15. Azer, N. Z., Abis, L. V. and Soliman, H. M., 1988, "Local heat Transfer Coefficients during Annular Flow Condensation", ASHRAE No. 2247, pp. 135~143.
16. Shah, M. M., 1979, "A General Correlation for Heat Transfer during Film Condensation Inside Pipes", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 22, pp. 547~556.
17. Haraguchi, H., Koyama, S. and Fujii, T., 1994, "Condensation of Refrigerants HCFC 22, HFC 134 a and HCFC 123 in a Horizontal Smooth Tube(1st Report, Proposals of Empirical Expressions for the Local Frictional Pressure Drop)", 일본기계학회 논문집, 60권, 574호, pp. 239~244.
18. Haraguchi, H., Koyama, S. and Fujii, t., 194, "Condensation of Refrigerant HCFC 22, HFC 134a and HCFC 123 in a Horizontal Smooth Tube(2nd Report, Proposals of Empirical Expressions for Local Heat Transfer Coefficient)", 일본기계학회 논문집, 60권, 574호, pp. 245~252.
19. Smith, S. L., 1970, Heat and Fluid Flow, 1-1, 22.
20. Zivi, S. M., 1964, "Estimation of Steady-State Steam Void-Fraction by means of the Principle of Minimum Entropy Production", J. of Heat Transfer, pp. 247~252.
21. Lockhart, R. W. and R. C. Martinelli, 1949, "Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes", Chem. Eng. Prog., Vol. 45, No. 1, p. 39.