

자동차 응축기용 다채널관의 압력강하 특성에 관한 연구

전창덕*, 정재원**, 이진호***, 강신형****
(1998년 12월 7일접수)

Study on Pressure Drop Characteristics in Multi-Channel Tubes for Automotive Condenser

Chang Duk Jeon, Jae Won Chung, Jinho Lee and Shin Hyung Kang

Key Words: HFC-134a, Multi-Channel Tubes(다채널관), Pressure Drop(압력강하), Correlation(상관관계식), Friction Factor(마찰인자)

Abstract

Experiment was performed to study the characteristics of pressure drop of multi-channel tubes for automotive condenser using HFC-134a. Single phase liquid and two phase flow pressure drop were measured in one rectangular plain and three micro-fin tubes with 10 channels. Data are presented for the following range of variables: mass flux(200 to 600kg/m²s), and inlet saturation pressure of the refrigerant(1.0 and 1.6MPa). For subcooled flow, pressure drops are 10% and 12% higher than that predicted by the Petukhov equation with hydraulic diameter respectively. Two-phase flow pressure drop are compared with the previously proposed correlations, and well predicted by modified correlation that was derived from Triviss correlation, and correlated within -30~+20%. Also experimental data are correlated within -56%~+18% by Webb's prediction method based on the equivalent mass velocity concept originally proposed by Akers *et al.*

기호설명

d, D : 직경 [m]
f : 마찰인자
G : 질량유속 [kg/m²s]
G_{eq} : 상당질량유속 [kg/m²s]
L : 튜브길이 [mm]
P : 압력
Re : Reynolds 수
Re_{eq} : 상당 Reynolds 수, G_{eq}D_h/μ_l
U : 평균속도 [m/s]

X_{tt} : Lockhart-Martinelli 변수
x : 건도
z : 유동길이방향 [m]

그리스 문자

α : 기공률
μ : 점성계수 [Pa·s]
ρ : 밀도 [kg/m³]
P : 시험관내벽접수길이 [m]
φ_v : 이상 곱셈자

하첨자

cal : 이론값
D : 직경
exp : 실험값
f : 마찰

*회원, 충주대학교 기계공학과

**회원, 연세대학교 대학원 기계공학과

***회원, 연세대학교 기계공학과

****회원, 건양대학교 기계공학과

h	: 수력직경
l	: 액체
m	: 운동량
v	: 기체

1. 서 론

다채널관은 원관을 포함한 기존의 응축기에 비해 냉매를 60% 정도만 증진시켜도 동등한 열전달 효과를 얻을 수 있고 단위길이당 압력강하량이 기존의 관들보다는 크지만 압력손실에 대한 열전달비가 월등하므로 관의 길이를 상대적으로 짧게 하여 시스템 전체의 압력강하량을 줄일 수 있고 원형세관보다 구조적으로 튼튼하므로 관두께를 얇게 함으로써 경량화가 가능하다. 따라서 향후 예상되는 대체냉매의 가격이 고가일수록 고효율 경쟁력이 뛰어나고 CFC나 HCFC계열냉매를 사용했을 경우 전량누출된다고 하더라도 산술적으로 40% 정도의 환경오염을 방지할 수 있다는 장점을 가지고 있다. 특히 확장표면이 부착되는 기체측의 압력손실을 파격적으로 줄일 수 있기 때문에 자동차용 열교환기에 널리 사용되고 있다.

다채널관에 대한 연구는 1980년대 초부터 여러 연구자들에 의해 활발히 수행되고 있다. 특히 최근들어 전창덕 등⁽¹⁾과 Webb 등⁽²⁾은 다채널관의 열전달계수와 압력강하량을 기존에 적용되고 있는 다양한 상관관계식을 이용해 예측하고자 하는 연구를 시도하였다. Webb 등은 외형치수가 16mm(폭)x3mm(높이)이고 채널 수가 4개인 모델에 대해 R-12를 작동유체로 내부에 마이크로핀이 부착되어 있지 않은 평활관과 마이크로핀이 부착되어 있는 마이크로핀관에 대한 이상 및 단상 압력강하량 실험을 하였다. 단상 유동인 경우 마찰인자는 Blasius 식에 의해 예측할 수 있는 값보다 평활관의 경우는 14%, 마이크로핀관의 경우는 36% 정도 높게 예측되었다고 밝혔으며 이상유동인 경우에는 질량유속과 증기건도가 증가할수록 압력강하량이 증가하였고 마이크로핀관의 압력구배는 동일한 질량유속과 증기건도 조건에서 평활관보다 높게 나타난다고 하였다. 또한 실험데이터를 Lockhart-Martinelli 이상곱셈자를 사용해서는 잘 상관시킬 수 없었으나 Akers 등⁽³⁾이 제안한 상

당 질량유속(equivalent mass velocity) 개념을 사용하면 잘 상관시킬 수 있었다고 발표하였다.

전창덕 등⁽¹⁾은 외형치수가 16mm(폭)x1.8mm(높이)이고 채널 수가 5개와 6개인 평활관과 5개인 마이크로핀관에 대해 R-134a를 냉매로 하여 열전달계수와 압력손실을 측정하였다. 그들은 Trassiss 상관관계식,⁽⁴⁾ Azer 상관관계식,⁽⁵⁾ Haraguchi 상관관계식,⁽⁶⁾ Shah 등의 상관관계식⁽⁷⁾을 사용하여 실험값과 비교하였으며 가장 잘 상관되는 Trassiss 상관식을 수정한 상관식을 사용할 경우 압력강하량은 $\pm 9\%$, 열전달계수는 $-18 \sim +11\%$ 이내로 예측가능하다고 밝혔다.

본 연구에서는 전창덕 등⁽¹⁾이 수행하였던 연구를 바탕으로 외형치수가 20.3mm(폭)x2.175mm(높이)이며 보다 작은 수력직경을 갖는 채널수가 10개인 4종의 실험모델을 사용하여 압력강하량을 측정하였다. 또한 실험결과를 기존의 다양한 상관식은 물론, 다채널관에 적용하기 위해 제시한 수정된 Trassiss 상관식, 그리고 Webb 등⁽²⁾이 제시한 상관식 등과 비교, 검토하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험모델

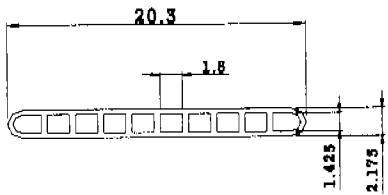
다채널관의 기하학적 형상의 변화가 압력강하에 어떠한 영향을 미치는지를 관찰하기 위하여 단면 형상이 다른 4종의 튜브에 대해 실험을 수행하였다. 다채널관들의 제원은 Table 1 및 Fig. 1과 같으며, 각 채널의 자세한 형상 및 치수는 Fig. 2에 표현하였다. 이러한 형상의 다채널관을 선택한 이유는 다음과 같다. 첫 번째 이유는 채널수가 동일한 경우 마이크로핀을 부착했을 때와 부착하지 않았을 때의 압력강하량 차이가 어느 정도인지를 규명하는 것이고 두 번째 이유는 동일 유동면적에서 마이크로핀의 부착위치가 압력강하에 어떠한 영향을 미치는가를 알아보고자 함에 있다. 편의를 위해 이후부터는 튜브의 종류를 아라비아 수로 표기한다.

2.2 실험장치

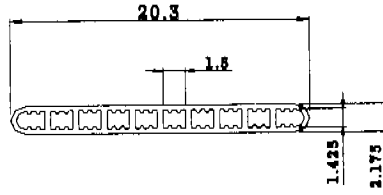
실험장치의 개략도는 Fig. 3과 같으며 크게 냉매 회로(refrigerant loop, 실선표시부분)와 냉

Table 1 Specification of test tubes.

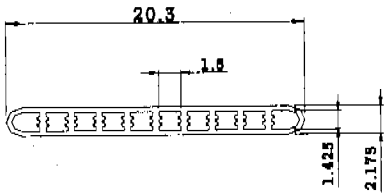
	Channel number	Cross-sectional flow area (mm ²)	Wetted perimeter (mm)	Hydraulic diameter (mm)
tube 1	10	21.38	58.5	1.462
tube 2	10	19.38	71.0	1.092
tube 3	10	19.38	71.0	1.092
tube 4	10	18.38	77.2	0.952



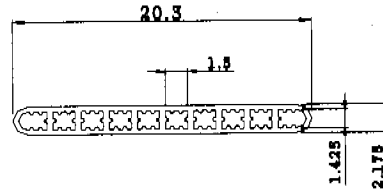
(a) Tube 1



(b) Tube 2

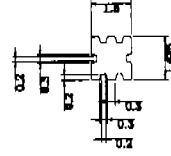
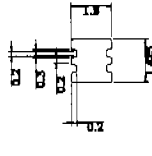
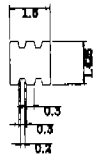


(c) Tube 3



(d) Tube 4

Fig. 1 Multi-channel test tubes.



(a) Tube 1

(b) Tube 2

(c) Tube 3

(d) Tube 4

Fig. 2 Details of channel configuration.

각수회로(cooling water loop, 점선표시부분)로 구성된다. 냉매회로의 주요 구성품은 냉매순환펌프, 질량유량계, 냉매가열탱크(enthalpy setting tank), 시험부(test section), 열교환기, 압력조절탱크(pressure setting tank) 등이 있다. 냉매순환펌프는 모터의 회전수를 제어하여 냉매유량(magnet drive gear pump)을 사용하였다. 냉매유량을 측정하기 위하여 냉매순환펌프 출구측에 질량유량계를 설치하였으며, 냉매의 역류를 방지하기 위하여 질량유량계와 냉매가열탱크 사이에 체크밸브(check valve)를 설치하였다. 냉매가열탱크는 냉매를 과냉액(subcooled liquid)상태로부터 포화증기(saturated vapor) 또는 과포화증기(superheated vapor) 상태로까지 변화시킬 수 있다. 가열탱크로부터 가열된 포화증기 및 과포화증기는 시험부로 유입되어 냉각수와 열교환을 하면서 냉각되고, 시험부를 통과한 후에도 응축되지 않은 냉매는 원통다관형(shell and tube type) 열교환기인 보조응축기를 통하여 추가적으로 응축된다. 이는 냉매순환펌프의 입구 조건을 항상 액상으로 유지시켜 안정적으로 유량을 순환시키기 위한 것이다. 보조응축기에서 나온 액체상태의 냉매는 여과기를 통과하면서 수분 및 이물질이 제거된 후 냉매순환펌프에 재유입된다. 압력조절탱크에서는 탱크안에 설치되어 있는 히터로 물을 가열하고 가열된 물이 3ℓ 용량의 압력용기 내에 있는 냉매를 재차 가열하는 중탕가열방식을 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.3에서와 같이 냉각기(water cooler), 항온조(isothermal water bath), 물순환펌프, 유량계 등으로 구성된다.

시험부는 Fig.4에 나타난 바와 같이 이중관 구

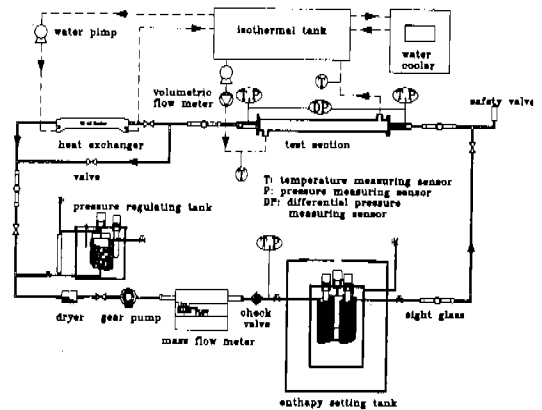


Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus.

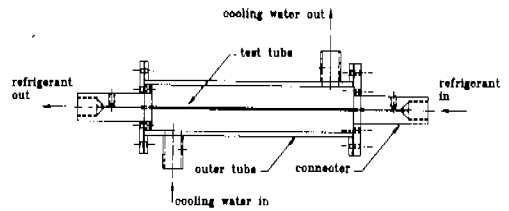


Fig. 4 Details of the test section.

조로서, 시험관내부로 냉매가 흐르고 관주위의 환상공간으로 냉각수가 냉매의 반대 방향으로 흐르는 대향류식 열교환기(counter-flow heat exchanger)구조로 제작하였다. 또한 원형관으로 이루어진 냉매회로부와 다채널편평관의 연결(fitting)을 위해서 시험부 양측에 특별히 제작된 알루미늄 재질의 연결부(connector)를 제작하였고 기밀을 유지하기 위해 O-ring을 사용하였으며 시험부 외부 원통관과 연결부는 플랜지를 제작하여 밀착시켰다.

2.3 실험범위 및 방법

시험부를 포함한 전체 실험장치를 연결 설치한 후, 냉매순환회로내의 각 구성품, 배관 연결부위 및 시험부에 대해 질소(N₂)를 사용하여 약 2.0MPa의 압력으로 누설실험(leak test)을 수행하였다. 냉매충전에 앞서 냉매순환회로내에 불용축가스인 공기가 존재하면 냉동성능을 저하시키

Table 2 Specification of measuring device.

	Manufacturer	Model	Range	Error
T-type thermocouple	Omega	FF-T-30	-60~200℃	±0.1℃
Pressure gage	Setra	C230	0~3447kPa	±0.25%
Differential pressure gage	Setra	C208	0~689kPa	±0.25%
Mass flow meter	Oval	D006s-ss-200	0.1~0.9kg/min	±0.15%
Gear meter	Kytola	2950	0.04~4.0L/min	±1%

Table 3 Experimental range and conditions.

Mass flux (kg/m ² s)	200 ~ 600	
	Inlet pressure (MPa)	
	1.6, 1.8	
	Mass flow rate (kg/min)	
		1.5~2.5
Inlet temperature (℃)		15℃
Mass flux (kg/m ² s)	200 ~ 600	
	Inlet pressure (MPa)	
	1.0	1.6
	Inlet quality	
	0.9±0.1	0.9±0.1
	Outlet quality	
0.3±0.1	0.3±0.1	
Mass flow rate (kg/min)		1.5~2.5
Inlet temperature (℃)		15 20
Mass flux (kg/m ² s)	400	
	Inlet pressure (MPa)	
	1.6	
	Inlet quality	
	0.3~1.0	
	Quality differential	
		0.2~0.3
Mass flow rate (kg/min)		1.5~2.5
Inlet temperature (℃)		30

므로 진공펌프를 이용하여 냉매순환회로내를 진공시킨 다음, Robinair사의 충전실린더(charging cylinder)를 이용하여 HFC-134a를 충전시켰다. 전체실험장치의 압력조건은 압력조절탱크를 사용하여 조절하였고, 또한 냉매유량은 자기구동 기어펌프의 회전수를 변화시켜 조절하였다. 시험부에서 냉매의 입구조건은 PID 제어방식으로 작동되는 냉매가열탱크의 히터를 사용하여 조절하였으며, 가열시간은 타이머와 카운터를 사용하여 구하였다. 실험은 냉매의 유량 및 시험부 입구온

도와 압력이 ± 3%이내로 안정하게 유지되는 정상상태하에서 실시하였고, A/D변환기를 사용하여 1초간격으로 약 400개의 데이터를 취득하였다. 시험부 냉매 및 냉각수측의 입·출구 온도는 백금 온도센서(RTD)와 직경 0.025mm T형 열전대로 측정하였다. 압력강하량은 단상 및 이상유동의 경우 모두 냉각조건하에서 실험하였으며 Webb 등⁽²⁾의 경우처럼 입·출구 압력손실은 측정하지 않았다. 시험부에서 발생하는 압력강하량을 측정하기 위해 시험부의 입·출구에 Setra사 C230 압력계

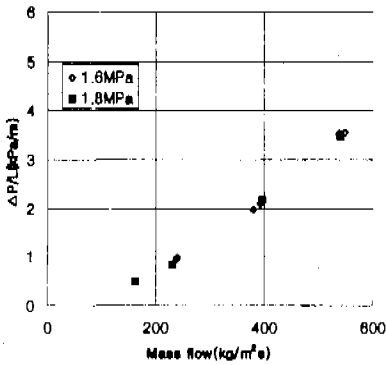


Fig. 5 Pressure drop per unit length vs. mass flux (tube 1).

와 C208 차압계를 설치하였으며, 전체 시스템내의 압력상태를 파악하기 위하여 냉매유량계와 가열부사이, 시험부 입·출구, 보조용축기 출구등 4개소에 다이얼압력계를 설치하였다. 냉매유량은 코리올리(coriolis) 힘에 의해 발생하는 진동과 굽힘모멘트를 질량유량값으로 변환하는 방식의 Oval사의 D006s-ss-200 질량유량계로 측정하였고 냉각수유량은 기어미터(gear meter)형식의 Kytola사의 체적유량계로 측정하였다. 각 계측기의 제원 및 측정오차는 Table 2에 표시하였으며 냉매질량유속과 시험부 입구포화온도의 변화에 따른 압력강하특성을 알아보기 위해 적용한 실험 범위 및 조건은 Table 3에 나타났다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 단상유동시 압력강하특성

과냉각상태 유동에서의 압력강하량을 측정해봄으로써 2가지 사실을 확인할 수 있었다. 첫째는 입구압력의 변화가 압력강하에 큰 영향을 미치지 않음을 알 수 있었다. 한 예로 tube1에 대한 결과를 Fig. 5에 나타냈다. 두 번째 사실은 널리 알려진 결과로써 입구질량유속이 증가함에 따라 압력강하량도 증가한다는 것이었다. Fig. 6은 각 튜브들의 단위길이당 압력강하량을 비교한 결과를 보여주고 있다. 그림에서 압력강하량은 다체널관의 수력직경이 클수록 감소함을 알 수 있다.

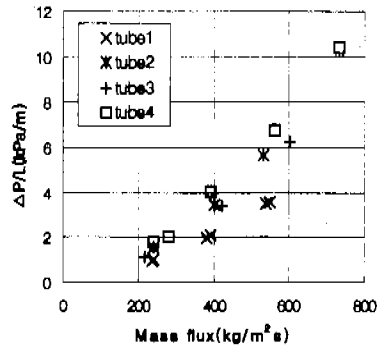


Fig. 6 Pressure drop per unit length vs. mass flux (1.6MPa, all tubes).

또한 수력직경이 가장 작은 tube4(D_h=0.952mm)의 경우 압력구배가 가장 급격함을 볼 수 있다.

3.2 단상유동시 상관관계식

과냉각유동에서의 다체널관의 압력강하량을 기존의 상관관계식을 통해 얼마나 정확하게 예측할 수 있는가를 알아보기 위해 가장 널리 사용되고 있는 Petukhov 상관관계식을 사용하여 본 실험 결과와 비교하였다. Petukhov 상관관계식은 다음과 같이 주어진다.

$$f_1 = (0.79 \ln Re_D - 1.64)^{-2} \quad (1)$$

$$3000 < Re_D < 5 \times 10^6$$

따라서 압력강하량 ΔP는 다음식으로 주어진다.

$$\Delta P = f_1 \frac{L}{D_h} \frac{\rho U^2}{2} \quad (2)$$

Fig. 7은 tube1에 대해서 입구압력이 1.6MPa, 1.8MPa일 때 압력강하량을 Petukhov 상관관계식과 비교한 그림이다. 실험값과 계산값이 최대 10%정도 이내에서 일치함을 볼 수 있다. 모든 튜브에 대한 실험값과 Petukhov 상관관계식을 사용해 구한 계산값을 Fig. 8에 표시하였으며 최대 12%정도 이내에서 일치하였다.

한편 Webb 등⁽²⁾은 수력직경을 특성길이로 하여

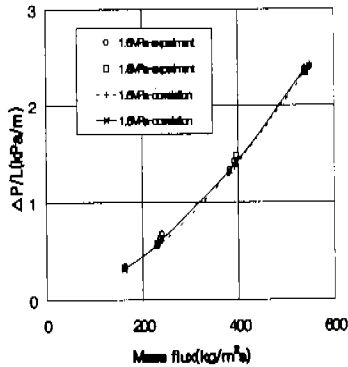


Fig. 7 Comparison between present result and Petukhov's correlation for the subcooled condition (tube 1).

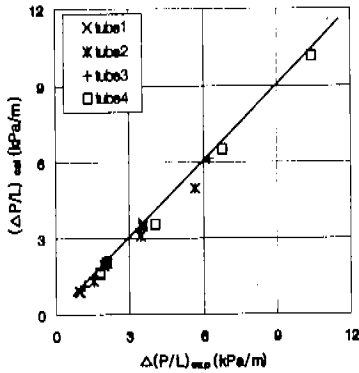


Fig. 8 Comparison of present result with Petukhov's correlation for the subcooled condition (all tubes, 1.6MPa).

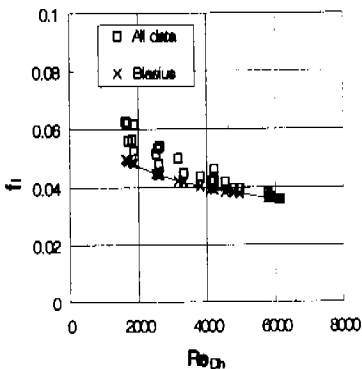


Fig. 9 Comparison of present result with Blasius equation (all tubes).

마찰인자를 구하였고 그 결과를 Blasius식 ($f_1 = 0.316 Re_{Dh}^{-0.25}$)과 비교하여 본 결과, 평활관인 경우는 14%, 마이크로원관인 경우는 36%정도 높게 나타났다고 밝힌 바 있다. 따라서 본 실험결과를 마찬가지로 방법으로 Blasius식과 비교하여 보면 평활관인 경우는 17% 정도, 마이크로원관인 경우는 약 22%정도 크게 나타났고, 4종의 실험관 모두에 대한 결과를 Re_{Dh} 의 함수로 표시하면 아래의 식과 같으며 Fig. 9는 실험결과를 Blasius식과 비교한 그림이다.

$$f_1 = 1.026 Re_{Dh}^{-0.382} \quad (3)$$

3.3 응축유동시 압력강하특성

단상유동의 경우 입구압력의 변화가 압력강하량에 큰 영향을 미치지 않음을 볼 수 있었다. 이 상유동시에도 같은 경향을 나타내는 지를 살펴보기 위해 tube 1에 대해 1.0MPa와 1.6MPa의 입구압력과 입구 건도 0.9 및 출구 건도 0.3 조건에 맞추어 응축 압력강하량을 측정하였으며 그 결과를 Fig. 10에 나타내었다. 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. 또한 Fig.11에서는 평균건도의 변화에 따른 단위길이당 압력강하를 보여주고 있으며 평균건도가 증가할수록 압력강하가 증가하였으며 이는 건도의 증가에 따라 관내 증기의 속도가 커지기 때문이다. 입구압력이 1.6MPa 일때의 각 시험관의 단위길이당 압력강하량을 Fig.12에 나타냈다. 수력직경이 작을수록 단위길이당 압력강하량이 증가함을 볼 수 있으며 특히 수력직경이 1mm이하인 tube4($D_h = 0.952mm$)의 경우 상대적으로 압력강하량이 큰 폭으로 증가하였다.

3.4 응축유동시 상관관계식

Lockhart-Martinelli 매개변수를 사용한 이상유동압센자를 적용하여 압력강하량을 예측할 수 있는 상관관계식들이 여러 연구자에 의해 제안된 바 있다. 본 연구에서는 기존에 널리 알려진

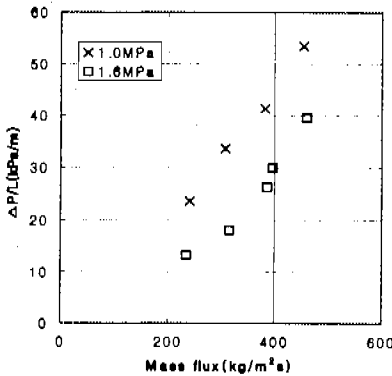


Fig. 10 Pressure drop per unit length vs. mass flux (tube 1).

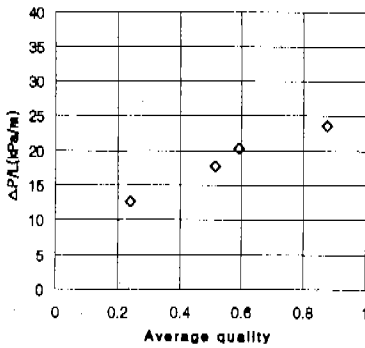


Fig. 11 Pressure drop per unit length vs. average quality (tube 1, 1.6MPa).

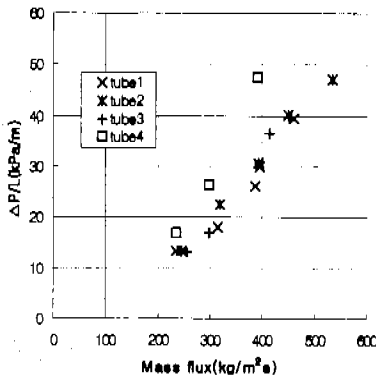


Fig. 12 Pressure drop per unit length vs. mass flux (all tubes, 1.6MPa).

Traviss, Azer, Haraguchi 등의 상관식을 적용하여 원관에 적용되는 상관관계식을 어느 정도의 오차 범위내에서 다채널관에 적용할 수 있는가를 검토해 보고 또한 기존의 전창덕 등⁽¹⁾의 실험 모델보다 수력직경이 작고 채널수가 많은 다채널관에서도 동일한 실험경향을 나타내는 지 확인해 보았다. 그리고 Webb 등⁽²⁾이 최근에 적용한 Akers 등의 상당질량유속(equivalent mass velocity)를 이용하여 압력강하량을 예측한 결과와도 비교, 검토하였다.

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

$$\left(\frac{dP}{dz}\right) = \left(\frac{dP}{dz}\right)_f + \left(\frac{dP}{dz}\right)_m \quad (4)$$

여기서 $(dP/dz)_f$ 는 마찰에 의한 압력강하이고 $(dP/dz)_m$ 는 운동량 변화에 의한 압력손실로 기체와 액체의 속도가 같다고 가정하면 식 (5)와 같이 정리되어진다.

$$\Delta P_m = -\Delta \left[\frac{G^2 x^2}{a\rho_v} + \frac{G^2(1-x)^2}{(1-a)\rho_l} \right] \quad (5)$$

Lockhart와 Martinelli⁽⁸⁾는 응축이 마찰압력손실에 영향을 미치지 않는다고 가정하고, 등온상관식을 적용하여 마찰압력손실을 식 (6)과 같이 이상곱셈자와 이상류중 기체성분만이 흐른다고 가정할 경우 발생하는 때의 압력손실의 곱으로 표현하였다.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = \phi_v^2 \left(\frac{dP}{dz}\right)_v \quad (6)$$

여기에서 $(dP/dz)_v$ 는 이상류중에서 기상성분만이 관내를 충전하게 흐른다고 가정한 때의 마찰에 의한 압력구배이며, 일반적으로 Colburn이 제안한 식 (7)를 사용한다.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_v = -\frac{0.092G^2 x^2}{\rho_v d (Gx d / \mu_v)^{0.2}} \quad (7)$$

Table 4 Summary of existing equations for Φ_v & α .

Researcher	Equations for Φ_v & α
Traviss ⁽⁴⁾	$\Phi_v = 1 + 2.85X_H^{0.823}$ (proposed by Solimann)
	$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{2/3} \left(\frac{1-x}{x}\right)}$ (proposed by Zivi)
Jeon ⁽¹¹⁾	$\Phi_v = 1 + 1.9X_H^{0.83}$ (proposed by Solimann)
	$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{2/3} \left(\frac{1-x}{x}\right)}$ (proposed by Zivi)
Azer ⁽¹⁰⁾	$\Phi_v = 1 + 1.09X_H^{0.630}$ (proposed by Abia)
	$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{2/3} \left(\frac{1-x}{x}\right)}$ (proposed by Zivi)
Haraguchi ⁽⁹⁾	$\Phi_v = 1 + 0.5 \left[\frac{G}{\sqrt{gd\rho_v(\rho_l - \rho_v)}} \right]^{0.75} X_H^{0.36}$ (proposed by Haraguchi)
	$\alpha = \left[1 + \frac{\rho_v}{\rho_l} \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(0.4 + 0.6 \sqrt{\frac{\frac{\rho_l}{\rho_v} + 0.4 \left(\frac{1-x}{x}\right)}{1 + 0.4 \left(\frac{1-x}{x}\right)}} \right) \right]^{-1}$ (proposed by Smith)

Table 4에 압력강하량을 구하기 위해 여러 연구자에 의해 제시된 기공률 α 와 이상유동 곱셈자 Φ_v 에 대한 식을 나타내었다.

Fig.13~16에는 위에서 제안된 여러 국소압력강하 관계식으로부터 길이방향에 대해 건도가 선형적으로 변한다는 가정하에서 구한 단위길이당의 압력강하와 실험결과를 비교하였다. Traviss의 상관관계식에 의한 값은 실험치와 -30~+30% 범위에서, Azer의 경우에는 -85~+10% 범위에서 일치하는 것을 볼 수 있다. Haraguchi의 상관관계식에 의한 결과는 -85~+10% 정도 범위에서 실험값과 일치하였다. Traviss 상관관계식을 수정하여 적용한 전창덕 등의 식을 사용한 경우에는 -30~+20% 정도로 나타났다. 이러한 차이는 실험 조건의 상이함 뿐만아니라 적용하는 이상곱셈자 (two-phase multiplier)와 기공률에 대한 정의가 다르기 때문으로 판단된다.

Webb 등⁽²⁾은 Lockhart-Martinelli 이상곱셈자를 사용해서는 실험결과를 잘 상관시킬 수 없었으나 Akers가 제안한 상당질량유속 개념을 사용하면 $\pm 20\%$ 범위내에서 잘 상관시킬 수 있었다고

언급하였다. Akers 등에 의해서 제안된 상당질량 유속은 다음과 같다.

$$G_{eq} = G \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/2} \right] \quad (8)$$

그리고 상당액체 레이놀즈수는 다음과 같이 정의 된다.

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} D_h}{\mu_l} \quad (9)$$

Webb 등이 이상유동시 압력강하량을 구하기 위해 제시한 방법은 다음과 같다. 먼저 단상유동시의 마찰인자 f_l 을 Re_{eq} 의 함수로 구한 후 이상유동과 단상유동의 마찰인자 비 f/f_l 을 Re_{eq} 의 함수로 구하였다. 이로부터 이상유동시의 마찰인자 f 를 구해서 최종적으로 압력강하량을 구하였다. Webb 등이 제시한 관계식은 다음과 같다. 즉, 단상유동일 경우 평활관과 마이크로원관에 대한 마찰인자식은 식 (10)과 같고 이상유동과 단상유동

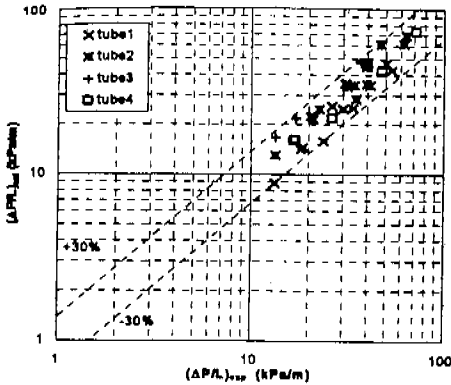


Fig. 13 Comparison of present result with Traviss correlation.

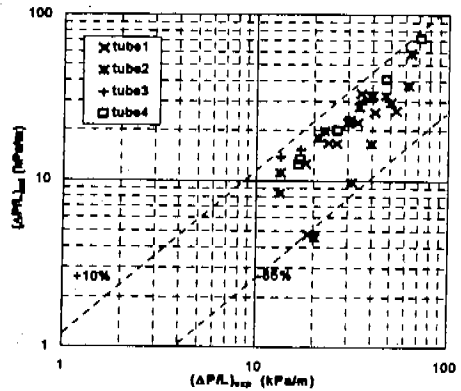


Fig. 16 Comparison of present result with Jeon correlation.

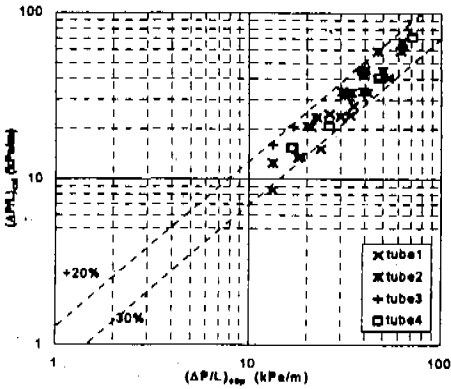


Fig. 14 Comparison of present result with Azer correlation.

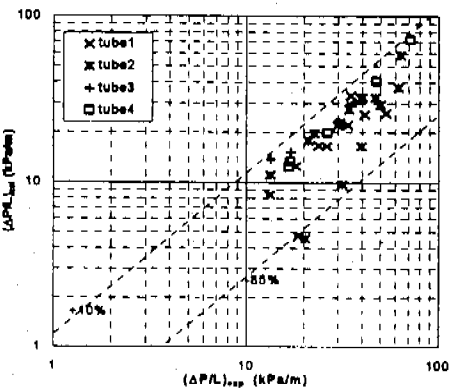


Fig. 15 Comparison of present result with Haraguchi correlation.

의 마찰인자 비는 식 (11)과 같다.

$$f_1 = 0.2704 Re_{Dh}^{-0.22} \quad (\text{평활관}) \quad (10)$$

$$f_1 = 0.3256 Re_{Dh}^{-0.22} \quad (\text{마이크로원관})$$

$$\frac{f}{f_1} = 0.435 Re_{eq}^{0.12} \quad (11)$$

그러므로 ΔP 는 아래의 식 (12)로 부터 계산할 수 있다.

$$\Delta p = f \cdot Re_{eq}^2 \cdot \frac{\mu_1^2}{2\rho} \cdot \frac{L}{D_h^3} \quad (12)$$

Fig. 17은 이상유동에 대한 마찰인자를 Re_{eq} 의 함수로 나타낸 그림이다. 따라서 이상유동마찰인자와 단상유동마찰인자의 비율 구하면 아래의 식처럼 나타난다.

$$\frac{f}{f_1} = 0.458 Re_{eq}^{0.224} \quad (13)$$

마찰인자를 식 (3)과 식 (13)을 사용하여 구한 결과와 실험치를 비교하여 보면 최소 29%에서 최대 63% 정도 크게 나타났다. 또한 위에서 구한 식 (3), 식 (12), 식 (13)을 이용하여 압력강하량

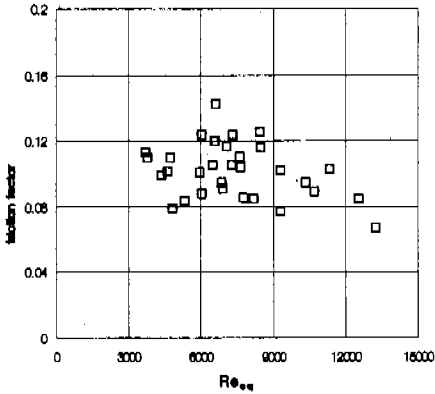


Fig. 17 Two-phase friction factor for all tubes.

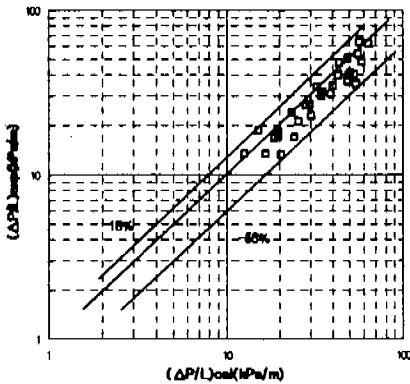


Fig. 18 Comparison between present result and modified correlation based on Webb method.

구해 실험값과 비교할 경우 -56~+18% 정도의 오차를 보였다. 즉 Akers의 식을 토대로 한 Webb 등의 방법을 이용해 압력강하량을 예측할 경우 Traviss 상관관계식을 적용하여 예측하는 경우보다 오차범위가 증가함을 보였다. Fig 18은 압력강하량에 대한 실험치와 Webb 등이 제시한 상당질량유속 개념을 이용해 예측한 압력강하량 값을 비교한 그림이다.

4. 결 론

자동차 응축기에 사용되는 다채널관의 단상유동 및 이상유동 응축과정시의 압력강하특성을 알아보기 위해 HFC-134a를 작동유체로 질량유속이 200~600kg/m²s, 입구압력이 1.0, 1.6MPa인 경우에 대해 실험을 수행하였다.

단상유동의 경우 마찰인자는 Blasius식과 비교할 경우 평활관인 경우는 약 17%정도, 마이크로핀관인 경우에는 21%정도 크게 나타났으며 Webb 등의 실험모델(D_h=1.56~2.64mm)보다 수력직경이 작은 본 실험모델(D_h=0.952~1.462mm)에서는 평활관과 마이크로핀관이 Blasius식으로부터 벗어나는 상대적 차이(약 4%)가 감소하였다. 단상유동시의 압력강하량을 Petukhov식을 사용하여 구한 이론값과 비교할 경우 최대 12% 오차범위내에서 일치하였다. 또한 압력강하량은 입구압력의 변화에 큰 영향을 받지 않았다.

이상유동시 압력강하량을 Traviss상관관계식을 수정한 Jeon의 상관관계식으로 예측할 경우 -30~20% 오차범위내에서 일치하였으며 Webb 등이 제시한 상당질량속도개념을 적용하여 예측할 경우에는 -56~18% 오차범위내에서 일치하였다.

참고문헌

- (1) 전창덕, 정재원, 이진호, 1997, "다채널 편평관의 응축 열전달 및 압력강하 특성에 관한 실험," 공기조화냉동공학회는문집, 제9권, 제3호, pp. 376~388.
- (2) Webb, R.L. and Yang, C.Y., 1996, "Friction Pressure Drop of R-12 in Small Hydraulic Diameter Extruded Aluminum Tubes with and without Micro-fins," International J. of Heat & Mass Transfer, Vol. 39, No. 4, pp. 701~809.
- (3) Akers, W. W., Deans, H. A. and Crosser, O. K., 1959, "Condensation heat transfer within horizontal tubes," Chem. Engag. Prog. Symp. Ser. 55(29), pp. 171~176.
- (4) 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.
- (5) 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.
- (6) Haraguchi, H., Koyama, S. and Fujii, T., 1994, "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.
- (7) 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.
- (8) Lockhart, R. W. and R. C. Martinelli, 1949, "Proposed Correlation of Data for Iso-thermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes," Chem. Eng. Prog., Vol. 45, No. 1, p.39.