〈논 문〉 SAE NO. 97370120

자동차용 에어컨의 고밀도 응축기(SCC)에서 배플의 위치 변화에 따른 성능향상에 관한 연구

Effects of Baffle Location on the Performance of a Super Compact Condenser in an Automotive Air Conditioning System

이 명 재,* 박 복 춘,** 백 병 준,*** 염 동 석,**** 한 창 섭****
M. J. Lee, B. C. Pak, B. J. Back, D. S. Yeom, C. S. Han

ABSTRACT

A new super compact condenser(SCC), which has been developed recently is especially suitable for an alternative refrigerant HFC-134a due to its high performance and compactness. The SCC is composed of two pipe headers, baffles, narrow multi-rectangular channels, and louvered fin arrays. Alternating inlet and outlet by the inserted baffles in pipe headers guide refrigerant to and from the narrow multi-rectangular channels. Since the flow rate and its length are changed depending on the number and location of baffles, the corresponding pressure drop and heat transfer rate are changed. The present study aims to theoretically and experimentally investigate the effects of baffle location and its number on the pressure drop and thermal performance of the SCC with 40 multi-rectangular channels.

The results show that the present method provides an acceptable prediction of pressure drop and heat transfe rate for a 4 pass SCC. However, the model significantly underpredicts the performance of a 3 pass SCC, which may be attributed to the phase separation of refrigerant flowing through header pipes. Pressure drop is more significantly influenced than heat transfer rate by the baffle location.

주요기술용어 : Super Compact Condenser(고밀도 응축기), HFC-134a(대체냉매), Pressure Drop(압력강하), Heat Transfer Rate(방열량), Optimum Flow Pass Arrangement(최적유로배열)

*전북대학교 대학원 정밀기계공학과
**정회원, 전북대학교 기계공학부
***전북대학교 기계공학부
****만도기계(주) 아산연구소

1. 서 론

자동차용 에어컨 시스템은 통상의 공조기기 등과 같이 압축기, 응축기, 증발기와 같은 열교환기 및 송풍팬 등의 주요 요소로 구성되어 있으며, 이중 열교환기는 공조공간인 차실내의 쾌적성 향상, 구성기기 에너지효율의 향상에 밀접한 관계가 있다. 특히, 대체냉매 사용으로 인한 자동차 에어컨의 주요 구성요소들의 고효율화를 지향하는 변화가 뚜렷하며, 최근들어 국내외적으로 이에 대한 해설 형식의 논문[1~3]이나 문헌[4),5)]들이 많이 보고되고 있다.

자동차 공조시스템에서 대체냉매로 사용되는 HFC-134a는 주어진 동일한 외기의 응축온도 조건상에서 기존의 CFC-12에 비하여 10~15%의 높은 응축압력을 가지기 때문에 냉방운전 사이클을 이루는 냉매의 압축과정에서 요구되는 압축기의 소요일이 증가되고 시스템의 누설, 열교환기 및 관련 배관재 등의 내구성, 신뢰성에 매우 영향을 미치기 때문에 체적당 전열면의 집적도가 높아서 열교환능력이 우수하고 압력손실은 작은 고효율 열교환기의 개발을 필요로 하게 되었다.

자동차 공조시스템에서 열교환기의 핵심부품 중 하나인 응축기는 초기에는 설비비가 비교적 저렴한 반면에 부피가 큰 휜-튜브방식이 개발되었으나, 그 후 성능이 우수한 서펜타인 응축기가 출현하였으며, 1990년대에 들어서는 특히 대체냉매인 HFC-134a에 적합한 Fig.1과 같은 신형 고밀도응축기(SCC)가 개발되어 기존의 응축기에 비해 약 20~35% 정도의 열전달성능의 향상을 이룩하였다. 이는 관 및 휜 재질의 변경과 크기의 축소로 소형화와 경량화를 달성하였고, 또한 대체냉매에 따른 압력강하를 줄이기 위하여 헤더파이프로부터 냉매회로를 다열로 구성하여 냉매측의 압력손실을 줄임으로써 압축기의 부하를 격감시켰다.

자동차용 에어컨 시스템의 응축기와 관련한 최근의 연구동향은 주로 새로 개발된 고밀도 응축기(SCC)에 관련된 것으로 종래의 서펜타인형 응축기와의 성능비교나,[6),7)] 냉매로서 HFC-134a와 CFC-12와의 비교연구[8),9)]들이 주류를 이루고 있으며 최근에 眞田 등[10)]은 신형고밀도 응축기에서 국소응축열전달계수 및 압력강하를 측정할 수 있는 새로운 방법을 고안하여, 이 실험 결과로부터 냉매유로의 수력직경과 유로길이의 최적관계식을 제시하고 있다. 또한 원종필 등[11)]은 고집적 응축기의 전열성능설계를 위한 유한차분법 해석 모델을 제시하고 있으며 실험결과와 비교하여 그 성능을 입증하고 있다.

신형고밀도응축기(SCC)는 Fig.1과 같이 두 개의 헤더파이프와 헤더사이에 다수의 사각 튜브가 일정한 간격으로 평행하게 연결되어 있으며, 각각의 사각 튜브내에는 얇은 삽입제가 추가되어 다시 다수의 소형 사각유로를 형성한다. 그리고 채널과 채널사이에는 루우버휜(Louvered Fin)이 용접되어 있으며, 공기와 냉매는 서로 직교하는 직교류 유동형태이다. 또한 양 헤더파이프의 중간부분에 배플(Baffle)이 삽입되어 있어 냉매는 지그재그형태로, 배플의 수 및 위치의 변화에 따라 패스당 유로수가 달라져 냉매의 유속이 변하게 도며, 이에따라 응축기의 압력손실과 방열량이 변하게 된다.

고밀도 응축기의 최적설계 측면에서, 이러한 연구결과는 아직까지 보고되지 않고 있으며, 본 연구에서는 고밀도응축기에서 배플수의 변화 및 배플의 위치변화에 따라 압력손실 및 방열량에 대한 이론적 해석 및 실험적 검증을 통해서 최적 유로 배열을 찾고자 함이 연구의 목적이다.

2. 이론적 해석 및 계산

본 해석에서는 Fig.1과 같이 다수의 사각튜브와 외부 루우버휜으로 구성된 열교환기의 내부로 냉매가 흐르고 튜브의 외부표면위로 공기가 직교하여 흐르는 경우를 생각한다. 이러한 열교환기에서의 전열과정은 튜브내면에서 냉매로부터의 대류열전달, 튜브벽에서의 전도 및 공기측에서의 루우버휜 표면에서 일어나는 대류열전달로 이루어진다. 응축기의 입구로부터 과열증기 상태의 냉매가 유입이 되면 열교환이 이루어지고, 포화증기상태에 도달하여 상변화가 시작되면 냉매의 건도가 변하고, 냉매의 속도에 영향을 주게 되며,

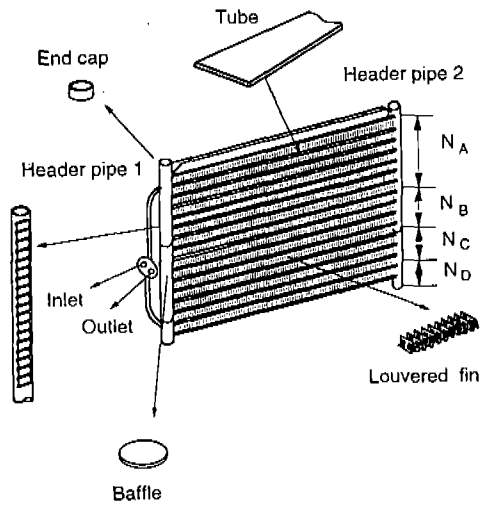


Fig.1 Typical Assembly of a 4 Pass Super Compact Condenser(SCC)

따라서 압력손실 및 전열량이 냉매가 유동함에 따라 변하므로, 본 해석에서는 다음과 같은 가정을 하였다.

- 냉매의 질량유량 및 공기의 유속은 일정하다
- 냉매의 유동성질은 유동방향으로만 변한다
- 튜브벽의 두께방향 온도변화는 무시한다
- 흐름방향으로 냉매의 전도 열전달은 무시한다
- 휜 표면의 복사에 의한 열전달은 무시한다
- 냉매의 2상유동은 균질(Homogeneous)이라 가정한다
- 공기가 응축기를 통과할 때 열교환으로 인한 공기의 온도상승은 응축기의 열교환 면 전체에서 균일하게 상승한다
- 동일한 다류 평행관 패스내의 각 유로에는 냉매의 유량이 균등하게 분배된다.

2.1 압력손실 해석

냉매측의 압력손실의 계산은 과열, 과냉 그리고 2상유동영역의 세 부분으로 나누어 계산할 수 있다, 전체 압력손실의 주가 되는 마찰압력손실은 상변화의 유무에 관계없이 발생하는 압력손실로서 아래와 같은 식으로 표시될 수 있으며, 과열 및 과냉영역에서 마찰계수 f는 식 (2)와 같이 표현할 수 있다.[12]

$$\Delta P = 2f\frac{l}{D_e}\rho v^2 \tag{1}$$

$$f = \frac{1}{(1.58\ln Re_D - 3.28)^2} \tag{2}$$

여기서, f : Fanning 마찰계수
D_e : 튜브의 상당직경(m)
l : 튜브 길이(m)
ρ : 냉매의 밀도(kg/m^3)
v : 냉매의 평균유속(m/s)
Re_D : 상당직경으로 정의된 Reynolds수

또한 상변화가 수반되는 2상유동을 해석하기 위해서 균질모델(Homogeneous Model)을 사용하였으며, 2상 유동영역의 Fanning 마찰계수 f_{TP}는 Collier[13]등의 문헌에서 보고된 2상영역유동에 관한 마찰계수의 식은 다음과 같이 표시된다.

$$f_{TP} = C\cdot\left(\frac{GD_e}{\mu_{TP}}\right)^{-2n} \tag{3}$$

여기서, G : 질량유속(kg/m^2 · s)
μ_{TP} : 2상 점도(kg/m · s)

또한 Huang and Pate[14]의 문헌에서 보고된 자료를 토대로 하여 상수 C는 0.3164로 n은 0.125로 정하여 압력손실을 계산하였고, 위 식에서 μ_{TP}는 2상점도로서 현재 가장 일반적으로 사용되고 있는 McAdams 등[15]이 제안한 아래와 같은 상관관계식을 이용하였다.

$$\frac{\mu_{TP}}{\mu_l} = \left(x\frac{\mu_l}{\mu_g} + (1-x)\right)^{-1} \tag{4}$$

여기서, μ_l : 액상냉매의 점도(kg/m · s)
μ_g : 기상냉매의 점도(kg/m · s)
x : 2상냉매의 건도

운동량 변화에 따른 압력변화는 상변화 과정중

에 발생하는 압력변화로서 아래와 같은 식으로 나타낼 수 있다.[16]

$$\Delta P_{mom}=-\frac{1}{2}\rho(v_2^2-v_1^2) \quad (5)$$

응축기의 헤더파이프와 튜브사이의 급축소 및 급확대면에서의 압력손실은 다음과 같은 식으로 계산된다.

$$\Delta P=K\frac{1}{2}\rho v^2 \quad (6)$$

여기서 K는 급축소 혹은 급확대 손실계수를 나타낸다.

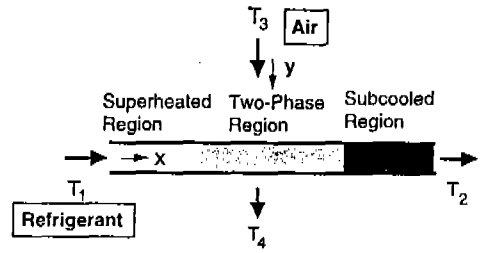
2.2 전열해석

열교환기의 해석방법은 $LMTD$방법을 사용하였으며, $LMTD$방법을 이용한 총열전달량의 계산은 다음과 같이 나타낼수 있다.

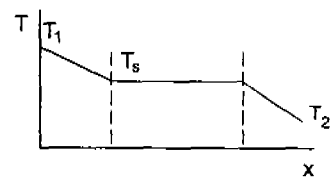
$$Q=UAF\Delta T_{lm} \quad (7)$$

여기서 U는 총합 열전달 계수이고, ΔT_{lm}은 대수평균온도차, A는 전열면적, F는 보정계수이다.

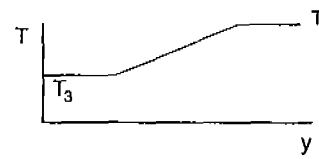
상변화가 있는 열교환기의 경우에는, Fig.2와 같이 과열부분, 2상 유동부분, 과냉부분으로 열교환기를 분리하여 $LMTD$방법을 적용하였다. 공기측의 열저항은 이미 계산된 공기측 휜표면의 유효한 전열면적에 휜표면의 온도와 공기측 온도와의 차이, 휜표면사이의 관계에 의해서 구할 수 있다. 휜표면의 온도는 입력 냉매온도와 같다고 가정되며, 튜브 외벽표면에 루버휜을 부착한 열교환기의 공기측 전열계수에 관한 연구결과는 지금까지 체계적인 연구나 정리가 매우 부족한 편이다. 본 연구에서는 Colburn j Factor와, 제한적인 응용의 결과를 가지나 지금까지 알려진 것 중 가장 신뢰성이 있고, 본 연구의 경우와 유사한 기하학적 형상의 것인 Davenport[17]에 의해 보고된 결과를 사용하여 공기측 열전달계수를 계



(a) Description of Refrigerant State



(b) Refrigerant Temperature



(c) Air Temperature

Fig.2 Temperature Variation During Condensation in a SCC

산하였다.

$$j=St\cdot Pr_a^{2/3}=\left(\frac{h_a}{\rho_1 V_a C_{pa}}\right)\cdot \mathrm{Pr}_a^{2/3} \quad (8)$$

여기서 j =Colburn's Modulus

h_a =공기측 평균 열전달 계수(W/m^{2}K)

ρ_1 =공기의 밀도(kg/m^3)

V_a =공기 속도(m/s)

C_{pa} =평균 공기온도에서의 공기의 정압비열(J/kgK)

Pr_a =공기의 Prandtl수

Davenport는 루버핀에 대해서 공기측 Re수가 $3000<Re<4000$일때의 j factor를 다음과 같이 제안하였다.

$$j=0.249Re_{lp}^{-0.42}l_h^{0.33}\left(\frac{l_l}{H}\right)^{1.1}H^{0.26} \quad (9)$$

여기서, l_h : 루우버높이(mm)
l_l : 루우버길이(mm)
H : 휜높이(mm)
Re_{lp} : 루버피치 레이놀즈수

공기측 Re수는 최소 자유유동면적을 지나는 공기속도를 사용하여 계산하고, 공기의 밀도는 열교환기의 전면 측, 열교환기에 의해 온도가 상승하기전의 공기온도로 계산하며, 점도는 평균공기 온도를 사용하여 계산한다.

$$Re=\frac{\rho_a V_a D_e}{\mu_a} \quad (10)$$

따라서 공기측 전열계수는 식(8)와 식(9)으로부터 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$h_a=0.249(\rho_a V_a C_{pa})Re_{lp}^{-0.42}l_h^{0.33}\cdot\left(\frac{l_l}{H}\right)^{1.1}H^{0.26}\mathrm{Pr}^{-2/3} \quad (11)$$

냉매측의 대류 열저항을 계산하기 위해서는 대류 열전달계수가 필요하며, 본 해석에서는 단상구간의 냉매측 열전달 계수는 완전히 발달한 관내 강제대류에 대하여 Petukhov[12]가 제시한 다음과 같은 상관관계식을 이용하여 구하였다.

$$Nu=\frac{\left(\frac{f}{2}\right)Re\cdot\mathrm{Pr}}{1.07+12.7\sqrt{\frac{f}{2}}(\mathrm{Pr}^{2/3}-1)} \quad (12)$$

$0.5<Pr<2000,\ 10^4<Re<5\times10^5$

2상 응축열전달계수는 제안된 여러 형태의 상관관계식이 있으나, 여기서는 Cavallini와 Zecchin[18] 등이 제안한 식을 기본 형태로 하여 원종필 등[11]이 제안한 아래와 같은 2상 응축열전달 계수의 상관관계식을 사용하였다.

$$h_{TP}=0.028Re_{eq}^{0.75}\mathrm{Pr}_l^{0.33}\left(\frac{k_l}{D_e}\right) \quad (13)$$

여기서

$$Re_{eq}=Re_l+Re_v\left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)\left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.5} \quad (14)$$

$$Re_v=\frac{GxD_e}{\mu_v} \quad (15)$$

2.3 압력강하 및 방열량 계산

냉매의 입출구 온도와 압력, 냉매의 유량, 총 튜브길이, 튜브내 미소채널의 수력직경 및 면적, 각 입출구와 출구에서의 밀도와 동점성계수, Pr수, 열전달계수 등과 공기측의 열전달계수 계산시 필요한 핀의 형상적인 변수들을 입력하여 프로그래밍하였는데 이 프로그램은 각각 과열구간, 2상유동구간, 과냉구간 별로 나누어 해석되어지도록 하였다.[19),20)]

냉매측 전체 압력강하는 마찰압력손실과 운동량변화에 의한 압력변화 그리고 헤더파이프와 튜브사이의 급확대, 급축소 압력손실 등을 계산하여 고려한 값으로 나타내었다. 먼저 전체 압력강하의 가장 주된 부분인 마찰압력손실은 동일한 규격의 튜브이므로 패스수의 증가에 따라 마찰압력손실도 그만큼의 차이가 난다. 그러나 압력손실은 각각 위치에서 냉매의 유속에 따라 계속 변화하므로, 유속을 계산하기 위하여 먼저 이상유동에서의 건도변화 계산이 선행되어야 한다. 그러나 고밀도 응축기와 같은 구조가 매우 복잡한 열교환기에서는 전 구간에서 건도의 변화에 대한 정확한 값을 실험적으로 구하기가 거의 불가능하다. 따라서, 본 연구에서는 과열구간 및 과냉구간 영역은 적외선 촬상실험과 원종필 등[11]의 연구결과에 근거하여 각각 총유동길이의 약10%로 가정하였으며, 2상 유동영역에서 건도의 변화는 원

종필 등[11]의 결과로부터 2차함수로 곡선접합화(Curve Fitting)하여 사용하였다. 특히, 2상유동 영역에서는 건도의 변화에 따라 유속이 계속 크게 변화하므로 유동구간들을 일정간격의 미소구간으로 나누어 계산하였으며, 예비계산결과로 부터 80구간 이상 설정시 계산결과의 오차가 0.5 % 미만이므로 최대 80구간으로 설정하였다. 그리고 실험조건과 동일하도록 응축기의 입·출구의 연결관 및 헤더파이프 내에서의 마찰손실도 고려하였다. 운동량변화에 의한 압력변화는 상변화 과정중 발생하는 것으로서 위와 같은 유속의 변화에 따른 운동량의 변화에 기인하여 계산되어질 수 있으며, 응축과정에서는 압력의 증가로 나타난다. 급확대·급축소에 의한 압력손실은 패스수의 증가에 따라 튜브와 헤더파이프 사이의 냉매의 유동횟수가 증가하므로 패스수 만큼 급확대·급축소에 의한 압력손실을 더 고려해 주었다.

전체 방열량 계산에서는 공기측 전열계수와 냉매측 전열계수를 계산하는데, 각 부분 즉 과열영역, 2상영역, 과냉영역으로 나누어 $LMTD$방법을 적용시켰다. 단상유동구간을 해석할 경우 Petukhov[12]가 제시한 상관관계식을 이용하여 열전달계수를 구할 수 있다. 그러나 2상유동 구간은 건도가 계속 변해가는 과정이며, 건도의 변화가 열전달계수의 함수임을 알수 있다. 따라서 2상유동 구간에서는 Cavallini and Zecchin[18]의 제안식을 사용하여 열전달계수를 구하였다.

Table 1 실험 대상 응축기의 각 패스별 유로배열

	A	B	C	D	Total
4Pass	19	7	8	6	40
	16	10	8	6	40
	16	7	11	6	40
	16	13	5	6	40
	16	10	10	4	40
	16	10	6	8	40
3Pass	18	14	8		40
	20	14	6		40
	22	12	6		40
	24	12	4		40
	26	10	4		40

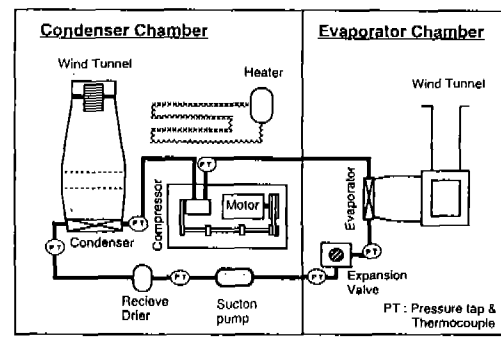


Fig.3 Schematic Diagram of Experimental Apparatus

3. 실험장치 및 측정방법

3.1 실험장치

실험에서 사용된 SCC는 현재 현대자동차(주)의 SONATA II 자동차에 장착되어지는 응축기로서, 패스수의 변화와 패스내의 유로수 변화에 따른 응축기의 전열성능 및 통로저항 등의 최적치를 찾기 위하여 응축기의 외형은 같게 유지시키면서 내부의 배플의 위치를 여러 위치로 변화시킨 다수의 응축기를 설계, 제작하여 사용하였는데 배플위치에 따른 유로수의 변화는 Table 1과 같고, 이를 위해 전용풍동과 항온실을 갖춘 실험장치(Car A/C System Bench Tester)를 이용하여 실험을 수행하였다.

Fig.3에서 보여주는 바와같이 실험장치는 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기, 리시버드라이어 및 각 부품의 연결배관 등으로 구성되어 있다. 그리고 풍동을 이용하여 각 응축기 및 증발기에 대한 전면풍속을 조절할 수 있도록 하였고 압축기 구동은 가변식 모터를 사용하여 압축기의 회전속도를 제어하도록 하였다. 냉동압축기의 회전속도는 광센서 형태의 타코메타를 장착하여 측정가능하도록 하였고, 응축기 출구와 팽창밸브 입구사이의 액냉매 구간에는 냉매의 유량을 측정하기 위하여 질량유량계를 설치하였다.

실내에는 공조장치를 설치하여 응축기 전면에 유입되는 전면풍의 공기온도를 일정하게 유지, 제어가 가능하게 하였다. 그리고 실험 응축기의 입·출구에는 압력센서와 열전대를 각각 부착하여 응축기 전후의 온도와 압력을 측정하였다. 적정량의 액체 냉매를 저압인 증발기에 보내고 고압 냉매를 급격히 저온저압의 습증기로 보내는 데는 개폐를 조절할 수 있는 수동식 팽창밸브를 사용하였다. 또한 증발기는 Laminate형이며 입출구에서 온도와 압력을 측정하여 냉매측 열전달량을 알 수 있게 하였다.

3.2 실험조건 및 방법

실험장치의 응축기 설치실에는 건구온도를 35 ±0.2℃로 맞추고, 응축기에 연결된 풍동내의 풍속을 4.5m/s로 일정하게 유지한 상태에서 실험을 하였다. 그리고 압축기의 회전수변화와 실험장치내의 히터, 흡입펌프 등을 이용하여 응축기 입구측의 냉매측 압력 15kg$_f$/cm^2, 과열도 25±3℃, 과냉도는 5±1℃로 유지하였는데, 이러한 실험조건을 맞추는데 있어서는 많은 요소들이 서로 연관성을 가지므로 전체적인 고려가 필요하였다. 응축기의 배플의 위치에 따른 응축기성능에 관한 실험을 위해 배플의 위치를 달리한 여러 응축기를 위에서 설명한 것과 같이 교환해가며 실험을 수행하였다.

4. 결과 및 고찰

본 연구에서는 배플수가 다른 3패스 및 4패스 응축기에서 배플의 위치 변화에 따라 압력강하와 방열량을 계산하였으며, 최적유로를 선정하고 계산결과를 실험치와 비교하였다. Table 2에서 보여주는 바와 같이 계산 수행조건은 실험조건과 동일하도록 고정하고, 패스별 유로수의 변화폭을 변경시키면서 계산을 수행하였다.

4.1 응축기의 압력강하 계산결과

압력손실은 전체적인 시스템의 효율 및 운전안전성에 매우 중요한 영향을 끼치는 인자이며, 응축기설계에 있어서도 중요한 고려사항중의 하나이다. 3패스 및 4패스 응축기의 배플위치 변화에 따른 각 유로수와 압력강하와의 관계를 Fig.4 와 Fig.5에서 각각 보여주고 있다. 냉매유동에서의 압력강하는 패스수에 따라 매우 큰 영향을 받으며, 또한 동일 패스의 응축기에서도 배플위치의 변화에 따른 냉매유동 튜브배열비에 따라서도 많은 영향이 있음을 알 수 있다.

Table 2 계산조건 및 SCC의 패스별 유로수

계산조건	SCC의 패스별 유로수	
<냉매측>	3패스	4패스
• 과열도 : 25℃ • 과냉도 : 5℃ • 초기압력 : 15kg$_f$/cm^2 • 냉매유량 : 240kg/h <공기측> • 유속 : 4.5m/s	A : 12~26 B : 2~24 C : 4~12	A : 10~22 B : 5~20 C : 4~12 D : 3~8

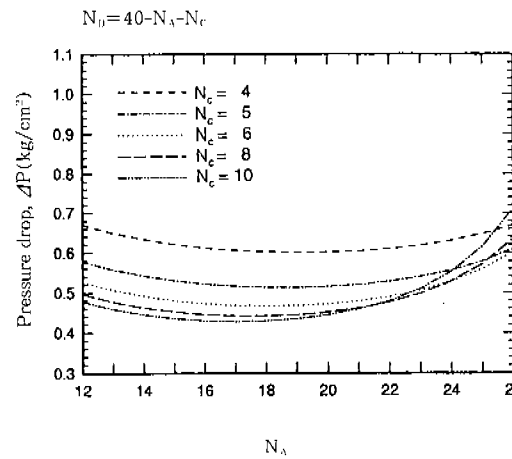


Fig.4 Pressure Drops of a 3 Pass Condenser

Fig.4는 3패스 응축기에서 패스별 유로수의 변화에 따른 압력강하를 보여주고 있다. 여기서 N_A는 패스A의 유로수를 나타내며, 패스C의 유로수를 파라미터로 하였기 때문에 패스B의 유로수는 그림에는 표시되지 않았지만($40-N_A-N_C$)로 계산될 수 있다(Fig.1 참조). 패스C의 유로수가 적은 4일 경우는 전반적으로 높은 압력강하를 나타내며, 패스C의 유로수가 증가할수록 압력강하는 작

아짐을 알 수 있다. 그러나 압력강하의 감소폭은 상대적으로 작아지며 N_C가 8과 10일 경우는 거의 동일한 최소압력강하를 보여준다. 다만 패스A수의 변화에 따른 압력강하의 변화폭은 패스C수가 증가할수록 커지게 된다. 패스C수가 고정될 때, 압력강하가 최소가 되는 최적 패스A와 패스B의 유로수가 존재하며, 패스C 수가 8이나 10일 경우에 최적유로 배열임을 알 수 있다. 따라서 압력강하 측면에서 최적유로 배열은 16-14-10이나 17-15-8이며, 이러한 배열에서 최소압력강하는 약 0.43~0.44kg_f/cm^2이다.

Fig.5는 4패스 응축기에서 패스별 유로수 변화에 따른 압력손실을 보여주고 있다. 4패스 응축기에서는 변수가 4개이므로, 마지막 패스인 패스D 수를 고정하고, 패스A, B 및 C수를 변화시키며 계산하였으며, (a)-(d)의 그림은 패스D 유로수가 3에서 8까지 변화할때를 보여주고 있다. 여기서 x축은 패스A의 유로수 N_A를 나타내며, 패스C의 유로수를 파라미터로 하였기 때문에 패스B의 유로수는 $(40-N_A-N_C-N_D)$로 계산될 수 있다.

4패스 응축기에 있어서는 3패스에 비하여 유로길이가 길고, 냉매가 패스A에서 패스D까지 유동할 때 튜브와 파이프헤더 사이의 급확대, 급축소영역의 증가 등으로 인해 압력강하량이 3패스 응축기보다 크게 증가함을 보이고 있다. 동일한 4패스 응축기 사이에서도 유로수 배열의 변화에 따라 압력손실의 차이가 상당한 변화가 있다. 또한 3패스와 마찬가지로 전반적으로 유로수가 $N_A>N_B>N_C>N_D$인 범주에서 압력손실이 적으며, 그 가운데서도 압력손실이 최소가 되는 응축기의 최적 튜브 수 배열이 있음을 알 수 있다.

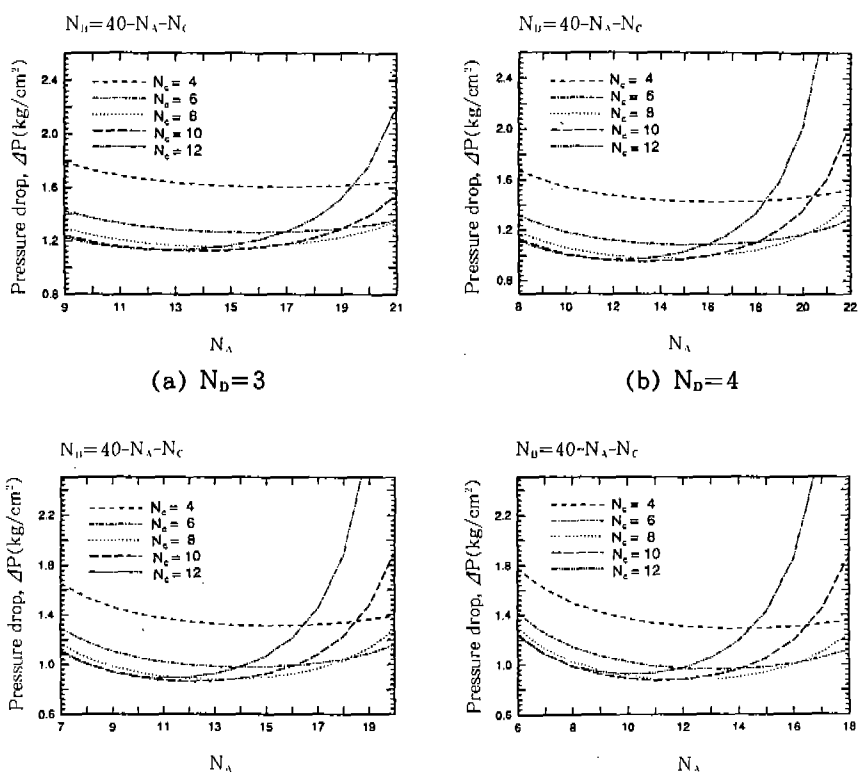


Fig.5 Pressure Drops of a 4 Pass Condenser

Fig.5 (a)는 패스D의 유로수가 3개일 경우로 대체적으로 높은 압력손실량을 보이고 있다. 이는 건도가 비교적 낮은 습증기상태와 과냉상태의 냉매가 흐르는 패스D 내에서 유속이 매우 증가하여 압력손실이 큰 것으로 해석된다. 이와같은 큰 압력손실이 패스C의 유로수가 점점 증가함에 따라 감소하며 이는 상기한 바와 같은 이유로 설명될 수 있다. 전체적인 압력강하의 경향을 살펴본다면 패스C의 유로수가 4개에서 8개까지 증가함에 따라 압력강하도 점차 적어지고 패스A의 영향도 그리 크지 않으나, 그 이상에서는 패스A 수의 변화에 따라 압력강하가 급격히 변화함을 알 수 있다. 따라서 패스C 유로수가 8개 정도에서 압력손실이 최소가 되는 유로수 배열이 존재하며, 최소 압력손실은 약 1.15kg_f/cm^2가 됨을 알 수 있다.

Fig.5 (b)~(d)은 패스D의 유로수가 5에서 8까지 증가할 경우 압력손실 변화를 보여주고 있다. 이 결과들은 패스D 수가 3일 경우와 마찬가지로 전체적으로 비슷한 경향을 나타내고 있으며, 패스D 수가 6개까지 늘어남에 따라 동일한 패스C수에서는 압력강하가 전체적으로 조금씩 줄어들었음을 알 수 있다. 그러나 패스D 수가 8일 경우는, 패스D 수가 6일 때와 비교하여 볼 때, 압력강하가 다시 약간 상승하는 경향을 보이고 있으므로 최적 유로패스 배열은 패스D의 유로수가 6에서 존재함을 알 수 있다. 따라서 최소 압력강하량을 나타내는 유로수의 배열을 살펴보면 14-12-8-6, 13-13-8-6 등이 0.86kg_f/cm^2 전후로서 대체적으로 다른 경우보다 적게 나타났다.

4.2 응축기의 방열량 계산결과

Fig.6은 3패스 응축기에서 패스별 유로 수의 변화에 따른 방열량을 나타내 주고 있으며, 패스C의 유로 수의 변화에 따라 패스D 유로수와 방열량의 관계가 어떻게 변하는지를 보여준다. 패스C 수를 6에서 16까지 2씩 증가시켜 변화시켰는데 패스C 수가 증가할수록 방열량이 계속적으로 증가하는 경향을 보이고 있다. 그러나 방열량의 증가율은 패스C 수가 증가할수록 점점 작아

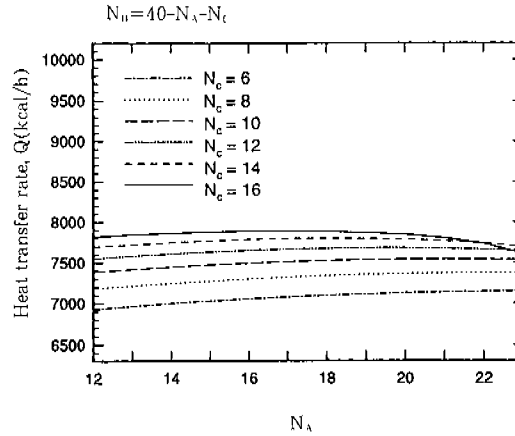


Fig.6 Heat Transfer Rate of a 3 Pass Condenser

짐을 알 수 있다. 이는 방열량이 가장 큰 패스C 유로수가 존재함을 나타내며, Fig.6에서 나타난 결과로 보면 패스C 수가 16개일 경우 가장 높은 방열량을 나타낸다. 그러나 이와같은 경우에는 패스B의 수가 패스C에 비하여 상대적으로 적어지므로, 4.1절에서 언급한 바와같이 압력강하가 증가한다는 점도 고려하여야 한다. 따라서, Fig. 6에서와 같은 3패스 응축기의 경우에는 각 패스 수의 증가에 따라 방열량증가의 폭이 약 2% 이내의 작은 차이를 나타내고 있으므로 위에서와 같이 압력강하값을 고려하여 유로수 배열을 선택하여야 함을 알 수 있다.

Fig.7은 4패스 응축기에서 유로배열의 변화에 따른 방열량을 보여주고 있다. Fig.7 (a)는 패스D의 유로수가 3개일 때 패스C의 유로수를 4에서 12까지 변화시키고, 패스A의 유로수도 또한 9개에서 21개 사이로 변화시켰을때의 방열량의 변화를 보여주고 있다. 패스C의 유로수가 증가할수록 방열량이 점점 증가하여 8개일 경우에 최대 방열량을 가지나, 유로수가 그 이상 증가하면 방열량은 다시 감소함을 보여주고 있다. 그러나 패스C의 유로수 변화에 따른 최소, 최대의 방열량의 차이값은 3패스에서와 마찬가지로 2% 이내의 매우 작은 차이임을 알 수 있다. 또한, 동일한 패스C의 유로수에서는, 패스A의 유로수가 일정

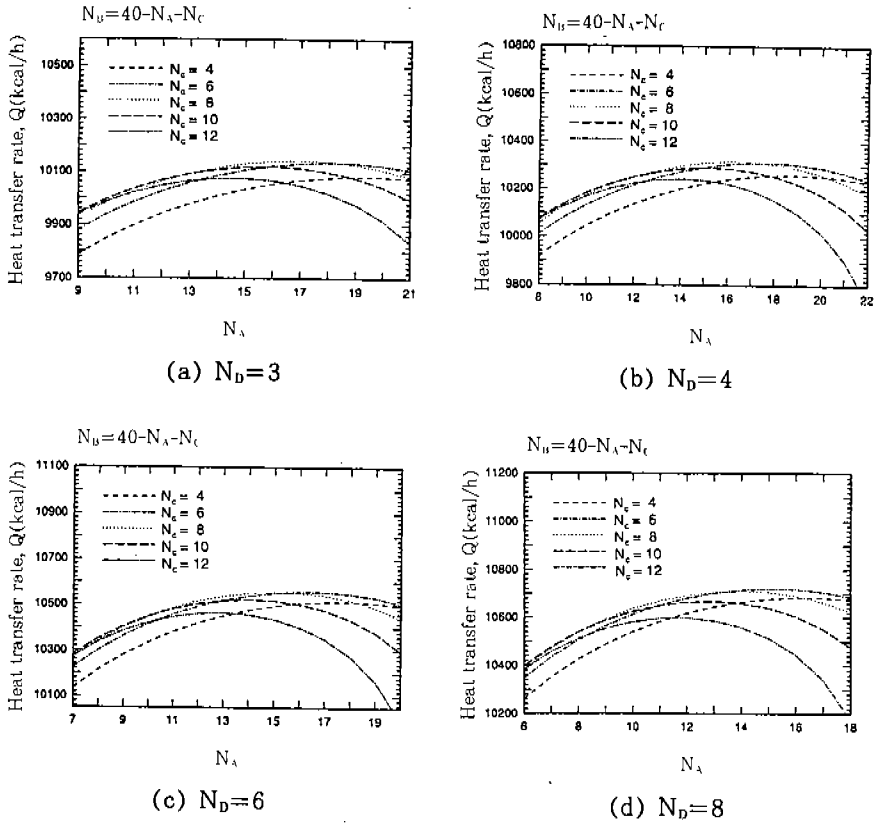


Fig.7 Heat Transfer Rate of a 4 Pass Condenser

구간 즉 16개~18개 사이에서 최대방열량을 보이고 있는데 이는 전체적인 유로수의 배열에 따라 가장 큰 방열량을 가진 최적의 유로수 배열이 있음을 알 수 있다.

Fig.7 (b)는 패스D의 유로수가 4개일 때의 경우로서 패스수 변화에 따른 방열량의 변화는 Fig.7 (a)와 유사한 경향을 나타내고 있으나 Fig.7 (a)와 비교해 볼 때 패스D 수가 증가함에 따라 발열량이 전반적으로 증가하며, 이는 패스D 수가 8까지 증가함에 따라 계속적으로 나타나고 있다. 그러나, 패스수가 증가함에 따라 발열량의 증가 폭은 감소하여 그림에서는 보여주지 않고 있지만 패스D 수가 8이상에서는 더 이상 증가하지 않는 점근적 경향을 보이고 있다.

Fig.7 (c) 및 Fig.7 (d)는 패스D 수가 각각 6, 8인 경우를 보여주고 있으며, Fig.7 (a)-(b)에서와는 달리 패스C 유로수가 6일 경우에 최대방열량을 나타내며, 패스A의 최적 유로수 또한 다소 감소함을 알 수 있다.

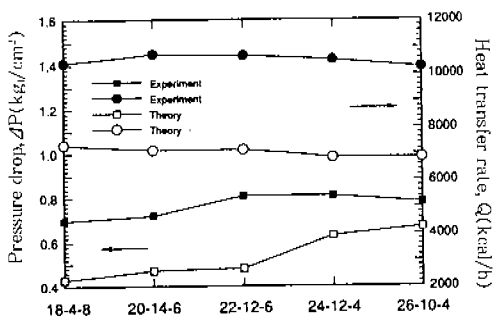
이와같은 계산결과로부터 최대방열량을 보여주는 유로배열은 15-11-6-8로 나타났는데, 이는 압력손실측면에서 최적유로배열과는 다소 차이를 나타낸다. 또한, Fig.4~5에서와 같이 유로수 배열의 변화에 따라 압력손실은 큰 차이를 보이는 반면에 방열량의 변화는 그리 크지 않음을 알 수 있다. 예를들어 Fig.7 (d)에서 $N_D=8$, $N_C=6$인 경우에 $N_A=15$에서의 최대발열량과 $N_A=6$에서의 최소방열량과는 약 3.5%의 차이를 나타내며, 패스C 수가 4에서 12까지 증가하여도 최대발열량의 차이는 약 1.1%로 매우 미소한 변화를 나타내 주고 있다.

따라서, 압력강하와 방열량을 모두 고려한 응

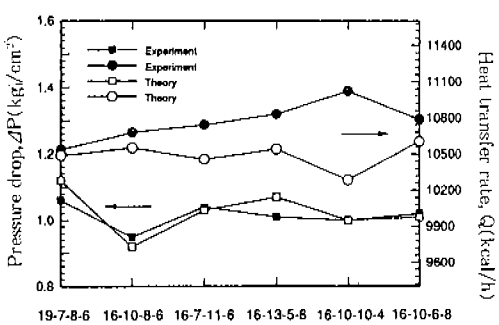
축기의 최적 유로배열을 구하기 위하여서는 최소의 압력손실량을 가지는 유로배열에 더 큰 비중을 두어야 한다고 보여진다.

4.3 계산치와 실험값의 결과비교

Fig.8은 본 연구에서 수행한 계산값과 실험치의 차이를 보여주고 있다. 그림에서 3패스 및 4패스 응축기의 계산결과를 비교해 볼 때, 전반적으로 계산값이 실험값에 비하여 적게 나타났으며, 특히 3패스의 응축기의 경우는 압력강하값과 방열량의 값이 모두 실험값과 35%~40%의 큰 차이를 보이고 있는 반면에, 4패스 응축기에서는 6% 이하의 적은 차이를 보여 주고 있다. 이는 본 해석에서는 냉매의 2상유동을 균질모델(Homogeneous Model)로 가정하였으나, 실험에서는 과냉상태로 패스A에 유입된 냉매가 상변화를 수반하여 헤더파이프를 통하여 패스B로 다시 유입할 때 헤더파이프내에서 상분리 현상이 발생할것으로 생각된다. 이러한 상분리 현상은 배플의 수가 적은 3패스, 2패스로 갈수록 더욱 심하게 나타나서 균질 모델로 계산되어진 압력강하량, 방열량의 실험측정값과는 더욱 큰 차가 생길것으로 예측된다. 또한 실험결과로 부터 이와같은 상분리 효과로 3패스 및 4패스의 응축기에서 방열량의 차이는 없으나, 3패스의 경우에서 압력강하가 약 40%정도 감소되므로, 에어컨 시스템에서 성적계수는 높아질 것으로 예상되며, 따라서 향후 좀더 세심한 실험적 검증을 통해서 현재 생산되는 4패스 응축기를 3패스로 대체하는게 바람직한 설계변경의 방향이 아닌가 생각된다. 그리고 Fig9에서는 4패스 응축기에서 압력강하의 주요인이 되는 3가지 성분의 비율을 나타내고 있는데, 예상된 바와같이 마찰손실은 전 압력손실의 90% 내외를 차지하며, 급확대 및 급축소의 기하학적 형상에 의한 손실은 10%에 이르는 반면에, 냉매의 상변화에 따른 운동량변화는 압력상승에 약 2%정도 기여하는 것으로 나타났다. 그러나, 각 성분의 비율이 유로배열변화에는 큰 차이가 없음을 보여주고 있다.



(a) 3 pass condenser



(b) 4 pass condenser

Fig.8 Comparison of the Calculated and Experimental Results

5. 결 론

본 연구에서는 신형 고밀도응축기(SCC)의 최적설계를 위한 압력손실 및 전열성능에 대하여

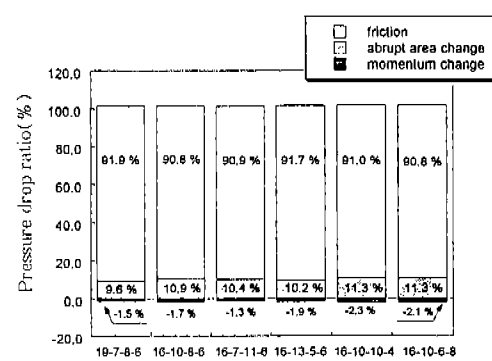


Fig.9 Pressure Drop-Ratios of a 4 Pass Condenser

배플의 수 및 위치변화의 영향을 이론적, 실험적으로 고찰하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 압력손실 및 방열량 계산에서 제시된 모델은 실험값과의 비교에서 3패스는 최대 40 %의 오차를 나타내나, 4패스의 경우는 6 % 이내로 비교적 잘 일치하고 있다. 이는 3패스 SCC에서는 냉매가 패스A로부터 패스B 및 패스C로 유동할때 파이프 헤더내에서 상분리현상이 4패스 SCC에 비하여 과도하게 일어나기 때문이라고 생각된다.
2) SCC의 배플의 위치변화에 따른 성능변화는 방열량보다 압력손실에 더 영향을 미친다. 따라서, 최적설계를 위한 유로배열의 선정에는 압력손실에 근거함이 더 타당할 것으로 판단된다.
3) 계산결과로 부터 최적유로는 압력손실이 최소인 배열로 3패스 SCC에서는 18-14-8 혹은 17-15-8이며, 4패스의 SCC에서는 14-12-8-6 혹은 13-13-8-6이라 할 수 있다.

후 기

본 연구는 전북대학교 자동차 신기술연구소와 만도기계(주) 아산연구소의 재정적 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 진심으로 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

1. D. J. Bateman, "Current Development Status of HFC-134a for Automotive Air Conditioning", SAE 900213, pp.327~337, 1991.
2. 한창섭, "대체냉매용 자동차 에어컨에서 고성능 응축기의 성능특성", 대한기계학회지, Vol.33, No.11, pp.942~950, 1993.
3. 송영길, "자동차용 신냉매 에어컨의 개발 동향", 자동차공학회지, Vol.16, No.2, pp.22~32, 1994.
4. W. H. Crouse, and D. L. Anglin, "Automotive Air-Conditioning", McgrawHill Book Co., pp.1~6, 1977.
5. M. Kajino, and M. Hiramatsu., "Research and Development of Automotive Heat Exchangers", Hemisphere Publishing, pp.420~432, 1986.
6. C. E. Goodremote, L. A. Guntly, and N. F. Costello, "Compact Air Cooled Air Conditioning Condenser", SAE 880445, pp.4471~4478, 1988.
7. A. Sugihara, and H. G. Lukas, "Performance of Parallel Flow Condensers in Vehicular Applications", SAE Paper No. 900597, 1990.
8. R. A. Struss, J. P. Henkes, and L. W. Gabbey, "Performance Comparison of HFC-134a and CFC-12 in Automotive Air Conditioning Systems", SAE Technical Paper Series, Pap. No.900598, pp.881~890, 1990.
9. El-Bourini, R, T. Adachi, and K. Tajima, "Performance Evaluation of an Automotive Air Conditioner with Expansion Valve Control Using CFC-12 & HFC-134a Refrigerants", SAE 910218, 1991.
10. 眞田良一, 山本憲, "高性能MFコンデンサの開發", 日本機械學會 シンポジウム講演論文集, No.940-24, '94.7.8 名古屋, 第7回熱工學シンポジウム, pp.7~8, 1994.
11. 원종필, 이규현, 김외호, "자동차 에어컨의 MF컨덴서의 열적설계 및 해석연구", 한국자동차공학회 '96 춘계학술대회 논문집(Ⅰ), pp.43~49. 1996.
12. B. S. Petukhov, "Heat Transfer and Friction in Turblent Pipe Flow with Variable Physical Properties", Advances in Heat Transfer, Vol.6, edited by J. P. Hartnett and T. F. Irvin, Jr., New York Academic Press, pp.503~664, 1970.
13. J. C. Collier and J. R. Thome, "Convective Boiling and Condensation", 3rd Ed., Clar-

endon Press Oxford, 1994.

14. K. Huang and M. B. Pate, "A Model of an Air-Conditioning Condenser and Evaporator with Emphasis on In-Tube Enhancement", I.I.F.-I.I.R.-Commisions B1, B2, E1, E2-Purdue(U.S.A.), pp.269~279, 1988.
15. M. M. Shah, "A General Correlation for Heat Transfer during Film Condensation inside Pipes", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol.22, pp.547~556, 1979.
16. S. K. Fischer and C. K. Rice., "The Oak Ridge Heat Pump Models;I. A Steady-State Computer Design Model for Air-to-Air Heat Pumps", ORNL/CON80/R1.
17. C. J. Davenport, "Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Louvered Fin", AICHE Sym. Series, Vol.79, No.225, pp.19~27, 1983.
18. A. Cavallini, and Zecchin, R., "A Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Forced Convection Condensation", Proc. of the Fifth Int. Heat Transfer Conf., Tokyo, 3~7, Sep., Vol.3, pp.309~313, 1974.
19. 박회용, 이관수, 박동규, "핀-관 열교환기의 모델링", 대한기계학회 논문집 Vol.13, No. 5, pp.952~961, 1989.
20. Japanese Association of Refrigeration & Japan Flon Gas Association, "Thermophysical Properties of Environmentally Acceptable Fluorocabons-HFC134a and HCFC123", 1991.