

자동차 공조용 핀형 열교환기의 성능특성에 관한 연구

홍경한*, 전상신⁺, 이승재⁺, 박찬수⁺, 권일욱⁺, 김재열⁺⁺, 김병철⁺⁺⁺, 하옥남⁺⁺⁺

(논문접수일 2004. 3. 22, 심사완료일 2004. 4. 30.)

A Study on the Performance Characteristics of Fin-type Heat Exchanger for the Automobile Air-Conditioners

Kyoung-Han Hong*, Sang-Sin Jeon⁺, Seung-Jae Lee⁺, Chan-Soo Park⁺, Il-Wook Kwon⁺, Jae-Yeol Kim⁺⁺, Byeong-Chul Kim⁺⁺⁺, Ok-Nam Ha⁺⁺⁺

Abstract

Fin-tube type(Fin-type) heat exchanger has been tested in order to replace the heat exchanger of parallel flow type(P.F-type) which is now widely used in automobile air conditioning system. The following conclusions are drawn by the comparison of the characteristics of the heat exchangers. Evaporator and condenser capacities and COP(Coefficiency of performance) were varied as with the compressor speed, outdoor air temperature and air flow rate changed, which much influenced on the characteristics of the air conditioning system. Evaporator and condenser capacities were increased with increasing compressor speed and outdoor air temperature. Evaporator and condenser pressures of Fin-type were decreased by 7% and 5% respectively compared with those of P.F-type. The COP of Fin-type was decreased with increasing outdoor air temperature and compressor speed. The COP of P.F-type was decreased by 14% compared with that of Fin-type.

Key words : Coefficient of performance(성능계수), Automobile air-conditioners(자동차에어컨), Parallel flow type condenser(평행류형 응축기) Fin-tube type condenser(핀튜브형 응축기)

1. 서론

1970년대 이후 산업의 고도 성장에 힘입어 생활수준이 향상되고 이에 따른 효과로서, 자동차의 보급이 계속 증가하는 추세에 있으며 최근 우리 나라의 자동차 산업도 질적

인 면과 양적인 면에서 급속한 성장을 계속하여 세계 5대 자동차 생산국으로 진입하게 되었다.

이에 따른 결과로 자동차 산업을 비롯하여 가정용에서 산업용 공조분야에 이르기까지 산업 전반에 걸쳐 에너지 절약형 고효율기기의 연구개발이 절실히 요구되고 있으며^(1,2),

* 대우일렉트로닉스(주) (hokyha@wep.dwe.co.kr)

주소: 506-729 광주시 광산구 장덕동 981-1

+ 조선대학교 기계공학과 대학원

++ 조선대학교 기전공학과

+++ 조선대학교 기계공학과

특히 자동차 공조시스템의 경우에는 자동차 엔진실의 공간을 효과적으로 이용함과 동시에 연료효율이 높은 저연비 자동차를 실현하기 위하여, 경량이면서도 열전달 성능이 우수한 고밀도 열교환기의 사용이 절실히 요구되고있다.

자동차 열교환기 설계시 확장표면을 부착하여 기체측의 열전달계수를 향상시키기 위한 연구가 활발히 진행되어 왔으며, 열교환기의 전열성능은 공기측 열저항과 냉매측 열저항 그리고 접촉 열저항 등 여러 가지 요소에 따라 복합적으로 영향을 받는데 이중 전체 열저항의 70% 이상을 차지하는 공기측의 열저항을 감소시키는 기술이 열교환기 설계의 중요한 기술력으로 평가되고 있다^(3,4).

열교환기 성능향상의 주요목표인 압력강하의 감소와 전열량의 축진을 위해서는 튜브의 조립된 표면에 핀의 모양을 파형이나 굴곡지게 변형시켜서 난류를 유발시키고, 핀과 접하여 흐르는 유동의 길이를 길게 하는 방법 등이 있다⁽⁵⁻⁷⁾. 초창기에는 파형핀을 주로 사용하였으나 최근에 와서는 루우버핀이 전열성능을 향상시킨다는 연구결과에 의해 보편적으로 사용하고 있다⁽⁸⁻¹¹⁾.

최근 핀튜브형 열교환기에서 열전달 계수를 향상시키는 방안으로 단속적인 표면을 제공하는 방법이 사용되고 있다^(12,13). 단순한 평판핀인 경우 핀의 선단으로부터 열경계층이 자라기 시작하여 흐름방향으로 진행함에 따라 열경계층의 두께가 점차 두꺼워지므로 국소 열전달 계수는 감소한다. 여기에 흐름방향으로 여러개의 스트립을 설치하면 각 스트립의 선단마다 높은 열전달계수를 얻을 수 있고 결과적으로 평균 열전달계수를 증가시킬 수 있다⁽¹⁴⁻¹⁷⁾.

따라서 본 연구에 있어서 고효율 공조장치개발의 일환으로 핀튜브형 응축기를 사용한 실험결과와 관련식들의 결과를 비교 분석하여 각 성능해석의 타당성을 검증하고 핀튜브형 응축기와 기존에 사용한 평행류형 응축기의 데이터 값을 비교 분석하여 핀튜브형 응축기의 성능특성과 우수성에 대한 기초 자료를 제시함으로써 고효율 열교환기 개발에 대한 기초 자료로 삼고 성능 평가에 활용하고자 한다.

2. 이론적 배경

자동차 에어컨의 작동상황을 묘사하는 사이클은 증기압축 냉동사이클로서 압축기에서의 단열압축 과정으로 이론 소요동력 W_c 는 다음 식(1)과 같으며,

$$W_c = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (1)$$

순환냉매질량유량 \dot{m} 는 식(2)과 같다.

$$\dot{m} = (\eta_v D) / V \quad (2)$$

응축기에서는 정압 열방출 과정이며 열방출량 즉, 응축기 열전달량 Q_c 는 식(3)과 같이 구한다.

$$Q_c = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (3)$$

팽창밸브에서의 교축팽창 과정은 단열비가역 과정이다. 증발기에서는 정압 열흡수 과정이며 열흡수량 즉, 증발기 열전달량 Q_e 는 다음 식(4)과 같다.

$$Q_e = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (4)$$

여기서 $h_1 - h_4$ 는 냉동효과(RE: Refrigerating Effect)라 한다.

시스템의 성능을 나타내는 성능계수(Coefficient of performance)는 식(5)로 구하였다.

$$COP = \frac{Q_e}{W_c} \quad (5)$$

압축기의 소비전력을 측정하기 위해 디지털전력계(WT-1030)를 사용하여 측정할 수 있도록 하였으며, 실내공기온도와 습도는 디지털 건·습구온도계를 사용하였고, 자료분석기(DA-100; Data acquisition system)를 이용하여 측정된 데이터는 컴퓨터를 통하여 분석하였다.

3. 실험 장치 및 방법

실험에 사용한 자동차 에어컨 시스템은 소형 승용 자동차의 공기조화시스템을 실험에 필요한 부분만 최소한으로 개조하여 실제차량과 가장 유사한 작동조건과 성능특성을 파악할 수 있도록 하였다. P.F-type과 Fin-type의 응축기 외형의 크기는 동일하게 제작하였다. 열교환기의 제작은 핀의 열전달 성능을 향상시키기 위해 알루미늄 재질의 슬릿형(slit)핀을 사용하였으며, 직경 7mm의 동관의 사용과 핀 사이간격은 2mm로 하여 통과하는 공기저항을 최소화할 수 있도록 하였고, 먼지와 이물질의 흡착에 따른 열전달 성능저하를 줄일 수 있도록 하였다. 핀의 넓이는 열교환기의 파이프를 3열 배열이 용이하도록 50mm로 하고 핀 표면의 열교환을 위한 전열면적을 확대시키기 위해 높이 0.7mm로

슬릿 형상으로 하였으며, 핀 표면의 부식 및 산화에 내성을 형성하도록 알마이트 처리를 하였다. 증발기입구 공기유량 조절은 DC12V, 220W 송풍기에 0.33Ω의 가변저항을 단계적으로 연결시켜 2단계로 조절 할 수 있도록 하였다.

응축기 입구 공기유량은 0.5Ω의 저항을 연결시켜 제어할 수 있도록 하였으며, 증발기와 응축기의 입구에 각각 2kW와 4kW의 핀 코일과 온도조절기를 설치하여 온도를 조절할 수 있도록 제작하였다. 압축기는 회전속도를 정확하게 변화시켜 자동차의 주행조건에 따른 압축기의 회전속도를 1000RPM, 1500RPM, 2000RPM 3단계로 변환될 수 있도록 하였으며, 이에 상응하는 회전속도를 정확하게 제어할 수 있도록 5PS 3상 구동 동력모터를 장착하였다. 모터의 회전속도는 인버터를 설치하여 주파수조정에 의해 압축기의 회전속도를 조절할 수 있도록 하였다. 에어컨 시스템에 포함된 수분을 완전히 제거하기 위하여 리시버 드라이어를 설치하였다.

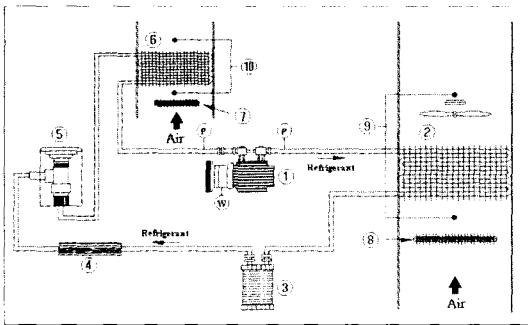
Fig. 1은 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도를 나타내고 있다. 증발기와 응축기의 입·출구 외기온도를 측정하기 위하여 4개의 열전대를 설치하였으며, 열전대가 설치된 각 공기영역의 온도는 일정한 온도분포를 갖고 있다고 가정하였다. 냉매압력은 고압부와 저압부에 각각 0~35kg/cm²의 압력계를 설치하여 측정할 수 있도록 하였으며, 실제차량에 장착되어 사용되고 있는 트리플 압력스위치를 사용하

여 측정된 압력 값을 서로 비교할 수 있도록 하였다.

본 연구에서는 응축기의 성능특성을 측정하고 비교하기 위하여 기존의 자동차 에어컨 시스템에 필요한 부분만을 수정하여 실험하였다. 자동차의 주어진 운전조건하에서 HFC-134a를 사용하여 정상작동 여부를 파악하고 충전량 실험을 위해 반복 시운전을 하였다.

실험에 사용한 실제차량의 냉매 충전량은 HFC -134a의 경우 730±20g이지만, 실험장치를 실험환경에 맞게 냉매 파이프를 변경하여 냉매량이 정확하게 어느 정도인지 파악되지 않으므로 700g부터 냉매를 10g단위로 800g까지 증가시키면서 이 때 증발기 입,출구의 온도차가 최소가 되는 적정 냉매량 결정 실험을 통해 적정 냉매량을 결정하였다. 에어컨 시스템 성능에 영향을 주는 주요 변수중의 하나는 시스템에 들어 있는 냉매 충전량이다. 따라서 냉매 충전량이 부족하게 되면 시스템내의 순환량이 적어 냉방능력이 저하되어 차가운 공기가 공급되지 못하며 반면에 냉매 충전량이 과다하면 시스템내의 압력이 높아 압축기 소요동력이 증가되므로 자동차 엔진에 과부하를 주게된다. 따라서 반복 실험을 통하여 얻어진 충전량은 750g으로 하였으며 이때 냉매 충전량은 외기 온도에 따라 충전량이 변화됨으로 외기온도를 25℃로 유지시키면서 충전시켰다. 먼저 시스템내부에 들어있는 공기 및 수분을 완전 배출시키기 위해 진공펌프를 사용하여 10⁻⁷torr까지 진공시킨 후 HFC-134a를 저압측에 750g을 충전시켜 시스템내의 회로가 안정화 될 때까지 가동하며 얻어진 데이터 값들은 20분간 자료분석기를 통하여 측정된 후 컴퓨터에 자료를 저장하였다.

Table 1에 나타낸 바와 같이 외기온도와 압축기의 회전속도 변화에 대한 압력비, 성능특성 및 에너지효율 실험을 하기 위해 증발기와 응축기측 입구공기 온도를 각각 25℃, 30℃, 35℃, 40℃, 45℃로 변화시켜가면서 반복 실험을 수행하였다. 실험에서 25℃와 45℃에서의 결과 값이 다른



① Compressor ② Condenser ③ Receive-drier ④ Flow meter ⑤ Expansion device ⑥ Evaporator ⑦ Regulator for evaporator ⑧ Regulator for condenser ⑨ Thermocouples for cooling air at condenser in and out let ⑩ Thermocouples for cooling air at evaporator in and out let P Pressure gauge for refrigerant compressor in-and-out-let W Power meter for compressor power

Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus

Table 1 Specifications of test condition

Description	Test condition
Refrigerant	HFC-134a
Compressor speed(RPM)	1000, 1500, 2000
outdoor air temperature(℃)	25, 30, 35, 40, 45
Condenser air flow(m ³ /s)	0.414
Evaporator air flow(m ³ /s)	0.100, 0.141
Relative humidity(RH %)	50
Temperature tolerance(℃)	±0.5
Relative humidity tolerance(%)	±5

조건과 동일한 양상으로 나타났으므로 본 연구에서는 따로 표기하지 않았다.

최적의 안정된 외기 온도는 허용오차 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 범위 내에서 온도를 제어하며 실험을 수행하였다.

자동차의 실제주행에 있어서 에어컨은 외기온도가 일반적으로 25°C 에서부터 45°C 범위까지 운전되며, 일반 에어컨과는 달리 압축기의 회전속도가 엔진 회전속도에 비례하게 되므로 1000RPM, 1500RPM, 2000RPM의 3단계로 증가시키면서 측정하였다.

응축기 입구 공기는 $0.414\text{m}^3/\text{s}$ 으로 항상 일정하게 유지하였으며, 증발기 팬의 회전속도를 단계적으로 증가시켜 증발기 입구공기는 $0.100\text{m}^3/\text{s}$, $0.141\text{m}^3/\text{s}$ 으로 설정하여 측정하였다.

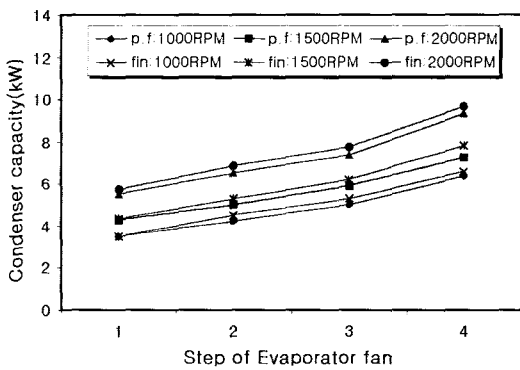


Fig. 2 The relation of air flow, compressor speed and condenser capacity of at 30°C outdoor air temperature

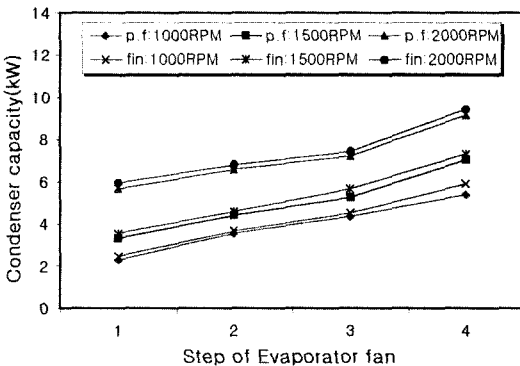


Fig. 3 The relation of air flow, compressor speed and condenser capacity of at 35°C outdoor air temperature

습도는 각각의 증발기와 응축기는 4각 덕트 입구에서 외기온도에 따라 가열 가습하여 상대습도 $50\pm 5\%$ 범위 내에서 실험을 수행하였다. 응축기의 성능 특성실험을 3회 이상 반복하여 실험이 정확한지를 확인한 후 비교 분석하여 자동차 열교환기로서의 가능성여부를 파악하였다.

4. 실험결과 및 고찰

본 실험에서는 본 연구를 위해 제작한 편형 응축기와 기존 자동차용으로 사용중인 평행류형 응축기의 공기온도와 압축기 회전속도에 따른 증발기 압력, 응축기 압력, 증발기 열량, 응축기 열량, 소비전력, 성능계수 등을 구하고 최종적으로는 응축기 열량 및 성능계수를 이용하여 편형 열교환기와 평행류형 열교환기의 성능특성에 대해서 비교 평가하였다.

Fig. 2, 3, 4는 외기온도 30°C , 35°C , 40°C 일 때 평행류형 열교환기와 편형 열교환기의 응축기 열량을 외부 조건에 따라 비교 실험하여 나타낸 그림이다.

공기유량이 증가함에 따라서 응축기의 열량도 비례적으로 상승하였다. 압축기의 회전속도가 2000RPM 일때 편형 열교환기와 평행류형 열교환기모두 동일하게 응축기 열량 상승폭이 다소 크게 나타났다. 이는 압축기의 회전속도가 상승함에 따라 압축기의 일량이 커지게 되고 이에 따라 냉매 순환량이 증가되므로 전체적인 응축기의 열량이 상승하게 된다. 그리고 외기 공기온도가 상승할수록 전체적인 응축기의 열량은 감소하였다. 이는 외기온도가 높고 압축기에서 토출하는 냉매의 온도가 높기 때문에 열교환율이 낮아 응축기 열량은 감소한다.

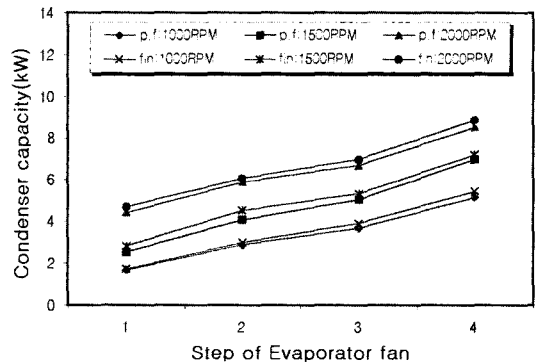


Fig. 4 The relation of air flow, compressor speed and condenser capacity of at 40°C outdoor air temperature

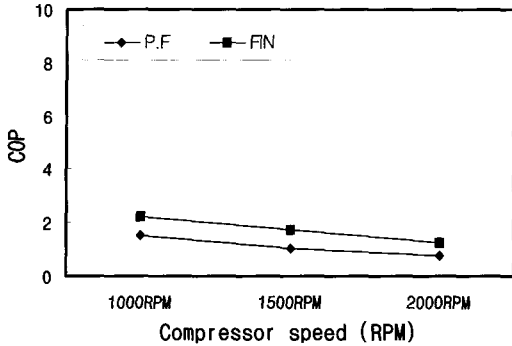


Fig. 5 The relation of compressor speed and COP at 30°C

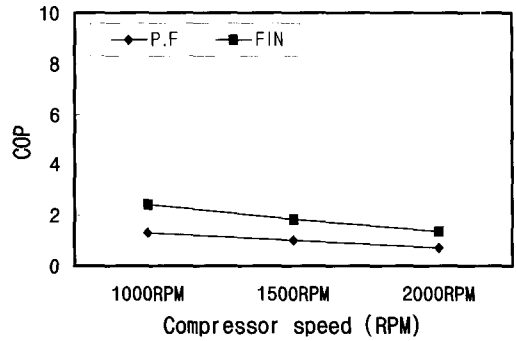


Fig. 7 The relation of compressor speed and COP at 40°C

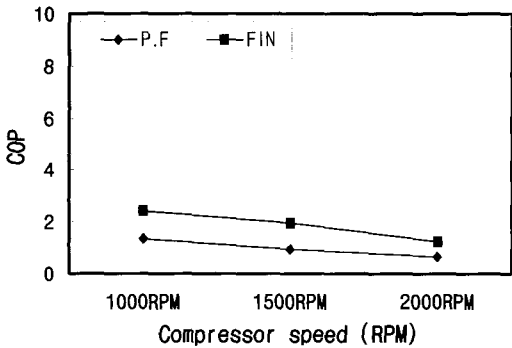


Fig. 6 The relation of compressor speed and COP at 35°C

Table 2 The table of compressor speed and COP

TYPE \ SPEED	SPEED		
	1000RPM	1500RPM	2000RPM
P.F	1.35	0.96	0.68
FIN	1.56	1.10	0.76
향상률	16%	15%	12%

평행류형과 핀형 열교환기의 응축기 열량을 서로 비교하였을 때 공기유량과 압축기의 회전속도가 상승할수록 응축기의 열량은 상승하였으며, 외기 공기온도가 상승할수록 응축기의 열량은 감소하였다. 이는 응축기의 냉각 풍량은 일정한데 비해 외기 공기온도가 상승함으로써 응축기 내부의 냉매와 외부에서 유입되는 공기사이의 열교환 능력이 저하되어 최종적으로 응축기 열량은 감소하게 된다.

평행류형과 핀형 열교환기의 응축기 열량을 외기 공기온도 25°C, 30°C, 35°C, 40°C, 45°C 전 구간에 걸쳐 비교할 때 핀형이 평행류형 보다 4% 높게 나타났다. 이는 평행류형 보다 핀형 열교환기의 열전달량 및 열교환율이 높게 나타나기 때문으로 판단된다.

Fig. 5, 6, 7은 평행류형 및 핀형 열교환기를 동일한 조건에서 실험하였을 때 나타나는 실험결과를 나타낸 그림이다. 외기 공기온도가 증가할수록 성능계수는 감소함을 나타내

었다. 이는 증발기로 통과하는 공기의 온도가 상승하면서 증발기에서의 열교환이 제대로 이루어지지 않아 증발기의 열량이 감소하며 또한, 외기 공기온도가 증가함으로써 압축기의 일량이 커져 전체적으로 전력 소모량이 증가하여 성능계수는 감소하게 된다.

압축기의 회전속도가 상승할수록 성능계수는 감소하였다. 성능계수가 감소하게 된 결과는 소비전력의 증가에 의해 증발기의 열량이 감소하였기 때문으로 판단된다. 또한 평행류형 및 핀형 열교환기를 외기온도 각각 25°C, 30°C, 35°C, 40°C, 45°C에서 비교하였을 때 핀형 열교환기가 평행류형 열교환기보다 높게 나타났다. 이는 평행류형보다 핀형 열교환기의 열전달 및 열교환율이 높게 나타나기 때문으로 판단된다.

5. 결론

현재 자동차용 에어컨 시스템에 사용중인 평행류형 응축기를 대체하기 위해 핀형 응축기를 사용하여 각종 성능 특성 실험을 실시하고 이를 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 압축기의 회전속도가 증가할수록 응축기열량과 증발기 열량은 증가하였으며 외기 공기온도가 상승할수록 증발기열량은 증가하고 응축기열량은 감소하였다.
- (2) 압축기의 회전속도가 증가하고 외기 입구온도가 상승할수록 성능계수는 감소하였으며 핀형이 14% 높게 나타났다.
- (3) 외기 온도 및 압축기의 회전속도, 공기유량의 변화에 따라 응축기열량 및 성능계수가 변화되며 이는 자동차 에어컨 시스템에 커다란 영향을 준다는 사실을 알았다.
- (4) 핀형과 평행류형 열교환기의 성능특성을 동일 조건 하에서 서로 비교하였을 때 핀형의 성능특성이 우수하게 나타났으며, 평행류형에 비해 응축기 열량이 높고 소비 전력은 낮으므로 엔진출력향상은 물론 에너지 절약에 많은 효과가 있을 것으로 판단된다.

후 기

본 논문은 2002년도 조선대학교 학술연구비의 지원을 받아 수행되었습니다.

참 고 문 헌

- (1) *Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer*, 1987, United Nations Environmental Programme(UNEP), New York, pp. 15.
- (2) Mclinden, M., Klein, S., Lemmin, E., and Peskin, A., 1998, "NIST Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures (REFPROP) Version 6.0," *National Institute of Standards and Technology*, Boulder, CO, USA.
- (3) Ebenr, T., and Halozan, H., 1994, "Testing the Available Alternative An Examination of R-134a, R-152a and R-290," *IEA HPC Newsletter*, Vol. 12, No. 1, Sittard, The Netherlands.
- (4) Soloman, S., and Wuebbles, D., 1994, "ODPs, GWPs, and Future Chlorine/Bromine Loading," *Scientific Assessment of Ozone Depletion*, pp. 131~136.
- (5) 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.

- (6) Fisher, S. K., and Rice, C. K., 1981, "The Oak Ridge Heat Pump Models : I. A. Steady-State Computer Design Model for Air-to-Air Heat Pump," *Oak Ridge National Laboratories*, Oak Ridge, Tenn.
- (7) Kays, W. M., and London, A. L. 1984, *Compact Exchangers*, 3rd ed., McGraw-Hill, New York.
- (8) Bullard, C. W., and Radermacher, R., 1994, "New Technologies for Air Conditioning and Refrigeration," *Ann. Rev. Energy Environ.*, 19, pp. 113~152.
- (9) Rae, W. H. Jr., and Pope, A., 1984, *Low speed wind tunnel Testing*, 2nd Ed., John Wiley & Sons, Inc.
- (10) Rich, D. G., 1975, "The Effect of Fin Spacing in The Heat Transfer and Friction Performance of Multi-row, Smooth Plate Fin and Tube heat exchangers," *ASHREA Trans.*, 54(1), pp. 290~308.
- (11) Wong, L. T., and Shmit, M. C. 1973, "Air Flow Phenomena In the Louved-Fin Heat Exchanger," *SAE Paper*, No. 730237.
- (12) Webb, R, L, 1994, *Principles of Enhanced heat transfer*, John Wiley & Sons, Inc., Chap. 5-7.
- (13) Beecher, S. K., and Fagan, T. J. 1987, "Fin-patterning Effects in Plate Finned Tube Heat Exchangers," *ASHRAE Annual Meeting*, June 27-July 1, Nashville, Tenn.
- (14) Hatada, T., Ueda, U., Oouchi, T., and Shimizu, T., 1989. "Improved Heat Transfer Performance of Air 22-Coolers by strip Fins Controlling Air Flow Distribution," *ASHRAE Trans*, Vol. 95, Part 1, pp. 166~170.
- (15) British Standard Institution, 1964, *Method for the Measurement of Fluid Flow in pipes : Part 1 Orifice Plates, Nozzles and Venturi Tubes*, British Standard 1042.
- (16) Ha, O. N., Kim, J. Y., Lee, J. I., Lee, Y. S., and Kwon, I. W., 2001, "A Study on the Refrigerant Characteristics of the HFC-152a, and Azeotropic Mixed with Cf3I in Automobile Air Conditioners," *Proceedings of the SAREK*, Vol. 10, No. 10, pp. 102~108.