

R410A 냉방시스템의 마이크로채널 응축기에 관한 연구

박 창 용†

서울산업대학교 기계설계 자동화 공학부

A Study on a Microchannel Condenser in a R410A A/C System

Chang Yong Park

School of Mechanical Design and Automation Engineering,
Seoul National University of Technology, Seoul 139-743, Korea

ABSTRACT: A microchannel condenser as a part of a R410A residential air-conditioning system was examined experimentally and numerically in this study. The system was operated in separate environmental chambers and its performance was measured in ARI A, B, and C conditions. A numerical model for the microchannel condenser was developed and its results were compared with the experimental results. The model simulated the condenser with the assumption of the uniform air and refrigerant distribution, and with the consideration of the non-uniform air distribution at the face of the condenser and refrigerant distribution in the headers. In order to consider the non-uniform air distribution, air velocity contours were generated from the measured local air velocities at the face of the condenser. The simulation results showed that the effect of the air and refrigerant distribution was not a significant parameter in predicting the capacity of the microchannel condenser which was experimentally examined in this study. The comparison of the calculated and experimental results showed that the condenser capacity could be predicted well for every test condition. However, the prediction of refrigerant pressure drop deviated significantly from the measured values.

Key words: Microchannel (마이크로채널), Condenser (응축기), Heat exchanger model (열교환기 모델), Capacity (열교환기 용량)

기 호 설 명

- d(D) : 입구와 출구의 차이
- P : 압력 [kPa]
- Q : 열교환기 용량 [kW]
- T : 온도 [°C]
- x : 건도

- i : 입구측
- o : 출구측
- r : 냉매측

하첨자

- a : 공기측
- c : 응축기측

1. 서 론

마이크로 채널을 사용하는 열교환기는 이미 많이 개발되어 사용되고 있으며, 이에 따른 많은 학문적인 접근⁽¹⁾과 응용에 관한 연구들이 수행되었다. 자동차용 공조기 뿐만 아니라 주거용 A/C 시스템에도 마이크로 채널 응축기가 사용 가능하다. 기존의 원형 튜브를 사용하는 응축기에 비해 가격이라는 단점이 있지만, 같은 부피를 갖는 마이크로채널 응축기로 기존 제품을 대체하는 경우

† Corresponding author
Tel.: +82-2-970-6360; fax: +82-2-974-8270
E-mail address: cypark@snut.ac.kr

전체 시스템의 COP 향상, 용량 향상 및 냉매 충전량 감소와 같은 뛰어난 특성을 가질 수 있다는 결과가 발표되었다.⁽²⁾

본 연구에서 주거용 A/C 시스템에 사용될 수 있는 마이크로채널 응축기를 해석하는 모델이 개발되었고, 시뮬레이션 결과는 실험결과와 비교되었다. 본 연구가 기존의 연구와 차별되는 점은 실험적으로 구한 응축기 전면의 불균일한 공기 속도의 분포를 시뮬레이션에서 고려했다는 점이다. 또한 가정을 이용하여 헤더 내부에서 각 튜브로 공급되는 냉매의 불균일한 공급도 용량 예측에 고려되었다. 이를 통해 이러한 불균일한 공기와 냉매의 분포가 응축기 용량과 냉매의 압력 강하에 미치는 영향을 수치적으로 연구하였다.

2. 실험장치 및 열교환기

2.1 실험장치 및 조건

연구에 사용된 마이크로 채널 열교환기는 R410A를 이용하는 주거용 에어컨의 응축기로 사용되었으며, 시스템의 실내기와 실외기는 두 개의 독립적인 환경 Chamber에 설치되었다. 각각의 Chamber는 ANSI/ASHRAE가 제시한 실내 및 실외 실험 환경을 만족하도록 조절되었다. 냉매의 질량유량은 측정값에 대해 $\pm 0.1\%$ 의 오차를 갖는 코리올리 타입 질량유량계에 의해 측정되었고, 온도는 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 의 정밀도를 가진 T-type 열전대를 이용하여 결정되었다. 절대압력은 $\pm 3.4\text{ kPa}$ 의 오차를 가진 정밀압력계로 측정되었다. 본 실험장비의 열교환기 용량 측정에 관한 측정오차(Uncertainty)는 NIST가 제시한 방법에 근거하여 계산한 결과 최대 1.6%였다.

실험에 사용된 R410A A/C 시스템은 ARI Standard⁽³⁾가 제시한 표준조건 A, B, C 아래에서 측정되었고, 각각의 표준조건은 Table 1에 제시되었다.

Table 1. Standard rating conditions for A/C systems (ARI Standard, 2003) (unit: $^\circ\text{C}$)

	indoor unit T		outdoor unit T	
	dry	wet	dry	wet
A	26.7	19.4	35.0	23.9
B	26.7	19.4	27.8	18.3
C	26.7	13.9	27.8	18.3

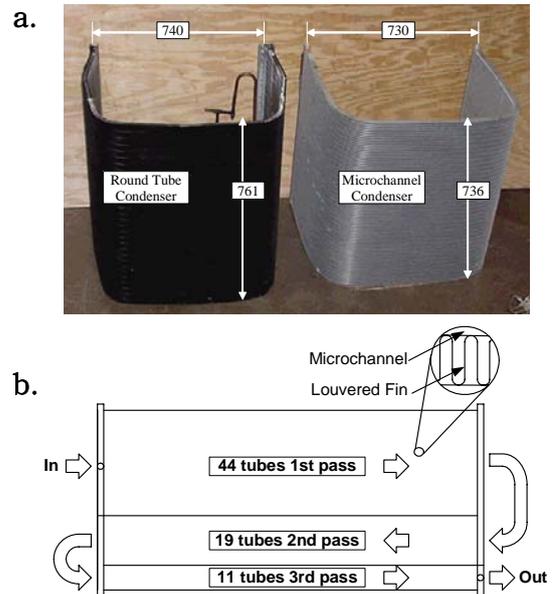


Fig. 1 (a) Comparison of a round-tube and a microchannel condenser (b) Schematics of an unfolded microchannel condenser

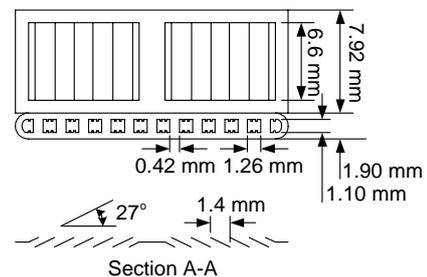


Fig. 2 The louvered fins and microchannel dimensions in the condenser

2.2 마이크로 채널 응축기

본 실험에서는 기존에 사용되고 있는 1열의 원형튜브를 갖는 환-관 열교환기와 거의 동일한 크기를 갖는 마이크로채널 응축기가 사용되었다. Fig. 1(a)는 기존의 원형 튜브를 갖는 응축기와 실험에서 사용된 마이크로 채널 응축기의 비교를 보여주고 있으며, Fig. 1(b)는 마이크로채널 응축기를 펼쳤을 때 냉매의 흐름과 각 패스가 가진 튜브의 개수에 관한 정보를 제공하고 있다. 응축이 진행됨에 따라 냉매의 유동 단면적을 감소하는 것이 경제적이며 이에 따라 첫 번째, 두 번째, 세 번째 패스는 각각 44, 19, 11개의 튜브를 가지고 있다. Fig. 2이 보여주는 것과 같이, 각 튜브는 12개의 마이크로 채널로 구성되어 있으며 각

튜브 사이에는 루버휠이 설치되어 있다. 응축기의 전면부 면적은 1.32 m², 깊이는 0.021 m, 횡간격은 1.06 mm, 그리고 응축기 전체의 재질은 알루미늄이다.

3. 마이크로채널 응축기 모델

마이크로채널 응축기의 용량과 냉매측 압력강하를 예측하기 위해 모델이 개발되었다. 본 모델에는 유한 체적법이 적용되었고, 각 튜브는 해석을 위해 길이방향으로 20개 요소로 구분되어 해석되었다. 모델에 입력되는 정보는 냉매유량, 응축기 입구에서의 냉매의 온도와 압력, 응축기로 공급되는 공기의 온도와 속도분포이다. 입력된 정보를 이용하여 각각의 요소에 대한 출구 값은 Kays and London⁽⁴⁾이 제시한 각각의 두 유체가 섞이지 않는 조건에서 직교유동에 대한 ε -NTU 방법을 사용하여 구하였다.

채널 내부에서 냉매측 열전달 계수는 단상유동인 경우 Dittus-Boelter 상관식을, 응축의 경우 Webb⁽⁵⁾이 제시한 상관식을 이용하여 구하였다. 채널내부에서 냉매측 압력강하는 단상의 경우 Incropera and DeWitt⁽⁶⁾이 제시한 평활관에 관한 상관식을 사용하였고, 응축이 생기는 이상유동현상의 경우 Friedel⁽⁷⁾이 제시한 상관식을 통해 계산하였다. 전체 응축기에서 냉매측 압력강하 계산을 위해 채널 내부에서 마찰에 의한 압력강하를 제외한 다른 압력강하 요소들은 고려하지 않았다. 공기측 열전달 j-factor는 Chang and Wang⁽⁸⁾이 제시한 상관식을 이용하여 구하였다.

이 연구에서 모델이 가진 특징은 패스를 연결해주는 두 헤더(첫 번째와 두 번째 패스 연결, 두 번째와 세 번째 패스 연결)에서 각 튜브에 공급되는 냉매의 비균일 분포와 응축기 전면에서 공기의 비균일 분포가 모델에서 고려될 수 있다는 것이다. 계산의 편의를 위해 헤더 내부에서 냉매는 이상유동인 경우 액체는 헤더 아래쪽에, 기체는 헤더 위쪽에 분리되어 각 튜브에 공급된다는 가정을 하였다. 또한 헤더는 완전 단열이라는 가정아래, 각 패스에 공급되는 이상유동의 건도는 에너지 방정식에 의해 구하였고, 헤더 내부의 공극률 (Void fraction)은 Homogeneous 모델을 이용하여 계산하였다. 채널 내부에서 액체와 기체 질량유량은 다음 헤더에 연결된 튜브의 출구에서

Table 2. Comparison of experimental and simulated microchannel capacities with the assumption of uniform air and refrigerant distribution under ARI A, B, and C conditions

ARI A (T _{cri} = 73.9°C, P _{cri} = 2718 kPa)			
	Experi.	Predic.	Error
Q _c [kW]	13.6	13.61	0.22%
dP _r [kPa]	57	18	-68.4%
ARI B (T _{cri} = 66.6°C, P _{cri} = 2295 kPa)			
	Experi.	Predic.	Error
Q _c [kW]	13.6	13.68	0.59%
dP _r [kPa]	59	17	-71.2%
ARI C (T _{cri} = 64.0°C, P _{cri} = 2256 kPa)			
	Experi.	Predic.	Error
Q _c [kW]	12.9	13.06	1.23%
dP _r [kPa]	52	18	-65.4%

액체와 기체가 가지는 평균 압력이 같다는 조건을 만족하는 경우 결정될 수 있도록 하였다. 응축기 전면으로 유입되는 공기의 비균일 분포를 모델에서 고려해 주기 위해 먼저 공기의 유입속도가 실험에 의해 측정되었고 이를 통해 각 해석 요소에서 공기의 유입속도가 고려될 수 있도록 하였다.

4. 실험 결과와 모델해석 결과 비교

4.1 공기측과 냉매측이 모두 일정한 분포라고 가정한 경우

응축기 전면에 분포하는 공기의 유속과 각 헤더에서 튜브로 공급되는 냉매의 분포가 균일하다고 가정하는 경우, ARI A, B, C조건에 대한 시뮬레이션 결과가 Table 2에 제시되어 있다. Table 2에서 보는 바와 같이, ARI A, B, C 조건에 대해 용량 예측오차는 각각 0.22, 0.59, 1.23%로서, 비록 실제 응축기에서 공기와 냉매의 불균일 분포가 항상 존재하고 있지만, 용량을 예측하는데 있어 균일하다는 가정은 정확도에 큰 영향을 주지 않음을 보여주고 있다. 하지만 냉매측 압력강하에 대한 정확도는 모든 조건에 대해 매우 낮다는 것을 알 수 있다. 예측된 냉매측 압력강하량은 항상 측정된 압력 강하량 보다 낮게 계산되었다. 이러한 결과는 헤더 부분에서의 압력강하, 제작과정에서 발생할 수 있는 채널 형상의 불균일, 튜브 입출력 부분에서 순간적으로 발생

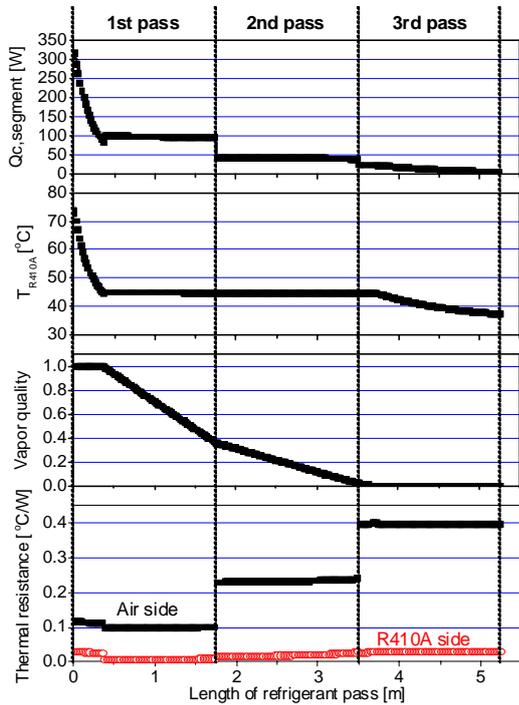


Fig. 3 The change of capacity in each element, the refrigerant temperature, quality, and thermal resistance (air and R410A side) with respect to the microchannel condenser pass length

하는 압축과 팽창, 압축기 오일 유입에 따른 냉매 물성 변화 등의 요인을 고려하지 않아 발생된 것으로 추측되며, 향후 관련 연구가 필요할 것으로 생각된다.

Fig. 3는 ARI A 조건에서 냉매측 패스길이 증가에 따른 각 요소에서 용량, 냉매의 온도, 건도, 그리고 냉매측 및 공기측의 열저항 변화를 보여

주고 있다. 냉매와 공기의 높은 온도차와 넓은 전열면적으로 인하여 전체 용량의 약 66% 정도를 첫 번째 패스가 차지하고 있음을 계산결과를 통해 알 수 있다. 응축기에 과열 증기상태의 냉매가 유입된 후 얼마 지나지 않아 첫 번째 패스에서 응축이 시작되고 있으며, 세 번째 패스 유입 이후 응축이 종료되어 액체 상태의 냉매가 흐르고 있다는 계산결과를 얻었다. 널리 알려진 바와 같이 냉매의 열저항은 공기측의 열저항에 비해 현저히 낮음을 알 수 있으며 본 마이크로채널 응축기의 냉매측과 공기측의 전체 열저항 값은 각각 4.88과 58.33 °C/W로 계산되었고, 냉매측 열저항은 전체 열저항의 약 7.7%였다.

4.2 공기측 또는 냉매측에서 비균일 분포를 고려하는 경우

일반적인 주거용 A/C 시스템에서 실외기 팬은 실외기 상단에 위치하면서 주변의 공기를 빨아들이는 방식을 많이 이용한다. 이러한 형태의 실외기 유닛은 공간적, 비용적 장점을 가지고 있지만, 응축기로 유입되는 공기의 비균일한 분포를 일으키는 단점을 갖기도 한다.

이러한 공기의 비균일 분포를 모델에서 고려하기 위해, 먼저 응축기 전면을 가상적으로 균일하게 분할한 후 60개 지점에 대한 공기의 속도를 실험적으로 측정하였다. 측정은 일정한 온도를 갖는 Thermal anemometer에 의해 측정되었고, 장비가 갖는 오차는 측정값에 대해 2.5%였다. 60개 지점에서 국지적으로 읽어들이는 모든 공기속도의 평균은 1.07 m/s 였다. 노즐을 사용하여 측정

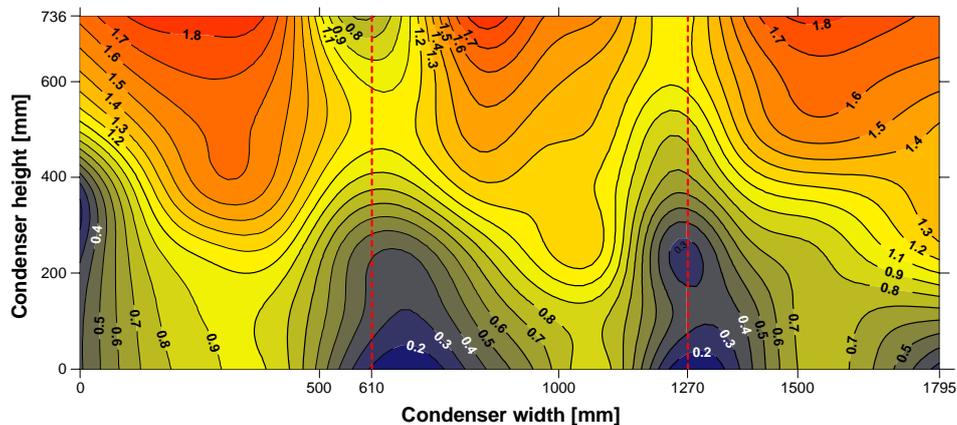


Fig. 4 The contours of air velocity (m/s) at the face of microchannel condenser generated from the measured local air velocities

된 응축기 전면의 공기 평균속도가 1.0 m/s임을 고려한다면 실험을 통한 국지적 속도값이 그리 큰 오차를 갖지 않는다는 것을 알 수 있다. 이러한 국지적 속도값을 이용하여 응축기 전면의 속도분포를 등속선을 통해 표현할 수 있으며 이는 Fig. 4로 제시되었다. 전술한 바와 같이 팬이 실외기 유닛의 상부에 위치하는 경우 팬과 가까운 응축기 상단의 공기속도가 하단의 속도보다 빠르게 된다. 한 가지 공기 속도분포에서 주목할 만한 점은 공간적 제약으로 인해 응축기를 구부리는 경우, 굽혀진 부분의 공기유속이 그렇지 않은 부분에 비교해 현저히 낮다는 점이다. 이는 굽혀진 부분에서 환의 단위 길이당 밀도가 증가하여 유동저항이 커지기 때문에 생기는 현상이다.

Table 3는 ARI A 조건에서 측정한 마이크로 채널 응축기의 성능을 다양한 시뮬레이션 방법을 통해 예측한 결과와 비교한 것이다. 기호 I의 열에 제시된 값은 실험결과이다. 기호 II는 응축기 전면과 헤더 내부에서 공기와 냉매 모두 균일하게 분포하며 공급되는 경우, 기호 III은 공기의 비균일한 입력을 고려하되 냉매는 균일하게 공급되는 경우, 마지막으로 기호 IV는 공기와 냉매 모두 비균일하게 공급되는 경우에 대한 조건들을 각각 의미하며, 각 열에는 해당 조건에서 시뮬레이션 결과가 제시되고 있다.

모델에서 각 요소에 대한 비균일 공기 유입은 Fig. 4에서 얻어진 등속선을 통해 구해졌으며 시뮬레이션을 통한 공기의 체적유량이 실제 측정된 공기의 유량과 일치하도록 하기 위해 보정계수를 사용하였다. 공기의 비균일 분포를 고려하는 경우 첫 번째 패스가 차지하는 용량은 응축기 전체 용량의 약 77%였다. 공기의 균일분포를 가정했을 경우 이 값이 약 66%라는 점을 고려한다면, 응축기 상단의 빠른 공기속도가 첫 번째 패스의 용량을 현저히 증가시킬 수 있음을 보여준다. 그러나 응축기 전체용량에 대한 예측값은 공기 비균일 분포의 고려 유무에 따라서 거의 달라지지 않고 있다. 이러한 총 용량에 대한 공기속도 분포 영향은 이전의 연구결과⁽⁹⁾와 비교하여 볼 때 작은 값일 수 있다. 하지만 다른 연구결과⁽¹⁰⁾는 공기유속의 분포차가 매우 크지 않은 경우 전체 용량에 대한 영향이 미미하다는 것을 보여주었다. 본 연구결과와 이전의 연구를 통해 열교환기의 성능에 대한 공기의 불균일 분포는 열교환기 종류 (마이

Table 3. The experimental and predicted results for the microchannel condenser under ARI A condition

	I	II	III	IV
$T_{cri}[^{\circ}C]$	73.9	73.9	73.9	73.9
$P_{cri}[kPa]$	2718	2718	2718	2718
$Q_{1st,pass}[kW]$		9.03	10.29	10.29
$Q_{2nd,pass}[kW]$		3.33	2.41	2.23
$Q_{3rd,pass}[kW]$		1.25	0.72	0.80
$Q_{total}[kW]$	13.6	13.6	13.4	13.3
$Q_{error}[\%]$		0.22	-1.18	-1.91
$T_{cro}[^{\circ}C]$	37.1	37.6	38.7	39.6
$dT[^{\circ}C]$	36.8	36.3	35.2	34.3
$dT_{error}[\%]$		-1.36	-4.35	-6.79
$P_{cro}[kPa]$	2661	2700	2702	2700
$dP[kPa]$	57	18	16	18
$dP_{error}[kPa]$		-68.4	-71.9	-68.4
X_{out}	0	0	0	0

I: experiment, II: uniform air and refrigerant distribution, III: non-uniform air but uniform refrigerant distribution, and IV: non-uniform air and refrigerant distribution

크로 채널 혹은 원형튜브), 열교환기 용도 (증발기 혹은 응축기), 그리고 열교환기의 유동 회로의 선택에 따라 성능에 대한 영향이 달라진다는 것을 유추할 수 있었다. 본 연구에서 공기속도의 불균일 분포가 응축기 성능에 큰 영향을 주지 않는다는 결과는 본 실험에서 적용된 응축기와 비슷한 형상을 가진 열교환기에만 유효한 결론이며, 모든 열교환기에 적용되는 것은 아니다.

모델에서 헤더 내부의 냉매분포는 상부에는 기체만, 하부에는 액체만 존재한다는 가정을 사용하였다. 물론 이는 계산의 편의를 위한 것이며 실제 유동은 그렇지 않다. 공극률(Void fraction)은 Homogeneous model을 사용하였다. 이러한 가정을 통하여 계산한 결과에 따르면 두 번째 패스에서 19개 중 11개의 튜브에, 세 번째 패스에서는 11개 중 10개의 튜브에 액체상태의 냉매가 각각 공급되었다. Table 3에서 보여주는 것과 같이 이러한 불균일한 냉매의 공급은 두 번째 패스에서 7.5% 감소된 용량의 예측결과를 가져오고 있다. 대부분의 열저항이 공기측임을 고려한다면 이러한 불균일한 냉매의 공급이 냉매측 열전달에 큰 영향을 주고 있음을 유추할 수 있다.

실험에서 사용된 응축기에 대한 용량을 예측하

는데 있어 공기나 냉매의 불균일한 분포는 각 패스의 부분적인 성능에 적지 않은 차이가 있을 수 있음을 보였으나, 세 패스의 용량을 모두 더한 응축기 총 용량 값에는 큰 영향을 주지 않았고, 예측된 총 용량 값은 시뮬레이션을 수행했던 세 조건 모두 실제 측정된 용량값과 매우 일치하는 결과를 보여주고 있다. 하지만 주목할 점은 어떠한 조건에서도 응축기 내부에서 냉매의 압력강하는 정확하게 예측되지 않았으며, 이 부분에 대해서는 추가적인 연구가 있어야 할 것으로 생각된다.

5. 요약 및 결론

R410A A/C 시스템에 장착된 마이크로채널 응축기의 성능에 관한 모델을 개발하였고, 시뮬레이션 결과와 실험결과의 비교를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 응축기 전면의 공기분포와 헤더 내부에서 각 튜브에 공급되는 냉매분포가 균일하다고 가정을 통해서도 응축기의 용량은 비교적 정확히 예측되었다.

(2) 응축기 전면의 공기분포가 실험적으로 구해졌다. 이를 통해 공기분포가 응축기 성능 예측에 미치는 영향을 알아본 결과, 각 패스에서의 용량예측에 영향을 주었지만, 응축기 전체 용량 예측에는 큰 변화가 없었다.

(3) 해석결과 불균일한 공기속도와 냉매 분포가 응축기의 성능에 큰 영향을 미치지 않음을 보여주었지만, 이러한 결과가 모든 열교환기에 적용될 수 없다.

(4) 어떠한 시뮬레이션 조건에서도 압력강하 예측값은 실험값과 많은 차이를 보이고 있으며, 이에 관한 연구가 필요하다.

후 기

본 연구는 University of Illinois at Urbana-Champaign 소재 Air Conditioning and Refrigeration Center (ACRC)와 Modine Manufacturing Company의 연구과제에서 얻은 실험결과를 바탕으로 수행되었습니다. 관계자 여러분(특히 Prof. Pega Hrnjak과 Dr. J.M. Yin)께 깊은 감사드립니다.

참고 문헌

1. Kandlikar, S.G., 2002, Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, Vol. 26, pp. 389-407.
2. Park, C.Y., Hrnjak, P.S., 2008, Experimental and numerical study on microchannel and round-tube condensers in a R410A residential air-conditioning system, *Int. J. Refrig.*, Vol. 31, pp. 822-831.
3. ARI Standard 210/240, 2003, Standard for unitary air conditioning and air source heat pump equipment. Air Conditioning and Refrigeration Institute, Arlington, VA, USA.
4. Kays, W.M., London, A.L., 1984, Compact heat exchangers, 3rd edition, McGraw-Hill, New York.
5. Webb, R.L., 1998, Prediction of condensation and evaporation in micro-fin and micro-channel tubes, *Heat transfer enhancement of heat exchangers*, Kluwer Academic Publishers, Netherlands. pp. 529-550.
6. Incropera, F.P., DeWitt, D.P., 2002, *Fundamentals of heat and mass transfer*, 5th edition. John Wiley & Sons. New York.
7. Friedel, L., 1979, Improved friction pressure correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flow. The European Two-Phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy, paper E2.
8. Chang, Y.J., Wang, C.C., 1997, A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. *Int J Heat and Mass Transfer*, Vol. 40, pp. 533-44.
9. Fagan, T.J., 1980, The effects of air flow maldistributions on air-to-refrigerant heat exchanger performance, *ASHRAE Trans.*, Vol. 86, pp. 699-713.
10. Kirby, E.S., Bullard, C.W., Dunn, W.E., 1998, Effect of airflow nonuniformity on evaporator performance. *ASHRAE Trans.*, Vol. 104, pp. 755-762.