

공랭식 미소유로 응축기의 R410A 충전량 예측에 관한 수치적 연구

박 창 용[†]

서울과학기술대학교 기계설계자동화공학부

A Numerical Study on R410A Charge Amount in an Air Cooled Mini-Channel Condenser

Chang Yong Park[†]

School of Mechanical Design and Automation Engineering

Seoul National University of Science and Technology, Seoul 139-743, Korea

(Received June 29, 2010; revision received August 20, 2010)

ABSTRACT: A numerical study was performed to predict refrigerant charge amount in a mini-channel condenser for a R410A residential air-conditioning system. Multi-channel flat tubes with 12 mini-channels of 1.17 mm average hydraulic diameter for each tube were applied to the condenser. The condenser consisted of 3 passes, and the first, second, and third pass had 44, 19, and 11 tubes, respectively. Each pass was connected by a vertical header. In this study, the condenser was divided into 410 finite volumes, and analyzed by an ϵ -NTU method. With thermo-physical properties and void fraction models for each volume element, the R410A amount distribution and a total charge amount in the condenser were calculated. The predicted total charge amount was compared with the experimentally measured charge amount under a standard ARI A condition. The developed model could predict the charge amount in the mini-channel condenser within prediction errors from -23.9% to -3.0%. Air velocity distribution at the condenser face was considered as non-uniform and uniform by the simulation model, and its results showed that the air velocity distribution could significantly influence the charge amount and vapor phase distribution in the condenser.

Key words: Condenser(응축기), Charge amount(충전량), Header(분배기), Louver-fin(루버핀), Mini-channel(미소유로), Void fraction(보이드율)

기 호 설 명	
D_h	: 수력직경 [m]
g	: 중력가속도 [m/s^2]
G	: 질량유속 [$kg/m^2 \cdot s$]

m	: 냉매질량 [kg]
V	: 부피 [m^3]
x	: 건도
v	: 비체적 [m^3/kg]

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

그리스 문자

a	: 보이드율
-----	--------

μ : 점성 [$\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

ele : 유한분석 체적요소
l : 액체
ref : 냉매
v : 기체

1. 서 론

여러 개의 미소유로가 존재하는 납작한 형상의 관을 적용한 열교환기에 대한 연구는 활발히 진행되고 있으며, 다양한 제품들이 개발되어 사용되고 있다. 미소유로 응축기를 이용한 시스템을 설계하는데 있어, 응축기에 대한 정확한 해석은 매우 중요하다. Park and Hrnjak⁽¹⁾은 비교적 간단한 방법인, 직교유동에 대한 ε -NTU 방법을 이용하여 미소유로 응축기의 용량이 다양한 조건에서 약 1.5% 이내로 예측 가능하다는 것을 보였다. 하지만, 성능과 함께 응축기 해석에서 중요한 것은 냉매 충전량에 대한 정확한 예측이다. 공조기의 각 부품별 작동 시 냉매 충전량을 실험적으로 측정된 연구⁽¹⁻³⁾에 따르면, 각 부품을 연결하는 배관의 길이가 지나치게 길지 않은 경우, 응축기에 존재하는 냉매가 전체 시스템에 존재하는 냉매의 약 50% 내외라는 것을 보여주었다. 따라서 응축기에서의 냉매 충전량을 예측하는 것은 시스템의 작동에 필요한 냉매 충전량을 예측하는데 매우 중요하다 할 수 있다.

하지만, 주어진 작동 조건에서 시스템 또는 응축기의 충전량을 모델을 통해 미리 예측하는 것에 대한 연구는 미미한 실정이며, 대부분의 공조 시스템의 냉매 충전량에 관한 연구는 실험적인 방법을 통한 최적 충전량 결정에 집중되어 있다. 그 결과, 대부분의 공조기 제조업체에서는 실험이나 시스템의 부피에 근거하여 충전량을 결정하고 있다. 최근 시뮬레이션 모델을 사용한 암모니아 응축기의 충전량에 대한 연구⁽⁴⁾에서는 기존의 보이드율에 대한 상관식이 미소유로 응축기 내부의 냉매 존재량을 지나치게 낮게(약 50% 이하) 예측한다고 보고하였다.

본 연구에서 주거용 A/C 시스템에 적용 가능한 미소유로 응축기를 해석하기 위해, 기존의 모델⁽¹⁾을 개량하여 미소유로 내부의 냉매 충전량을 예측하도

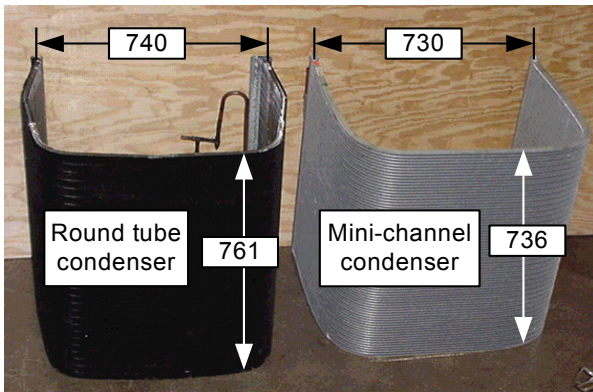
록 하는 모델을 개발하였고, 시뮬레이션 결과와 실험결과를 비교하였다. 실제 작동조건에 근사한 시뮬레이션을 위하여, 실험적으로 구한 응축기 전면의 불균일한 공기속도분포를 모델에서 시뮬레이션할 수 있도록 하였다. 또한 분배기 내부에서 각 관으로 공급되는 냉매의 불균일한 공급도 모델에서 고려되어 냉매 충전량을 예측하도록 하였다. 시뮬레이션 결과는 보이드율 계산을 위한 상관식에 따라 큰 차이를 보였으며, Graham et al.⁽⁵⁾이 제시한 상관식을 이용하는 경우 측정된 냉매 충전량과 가장 근접한 결과를 보여준다는 것을 알 수 있었다.

2. 응축기 및 내부 냉매 존재량 측정

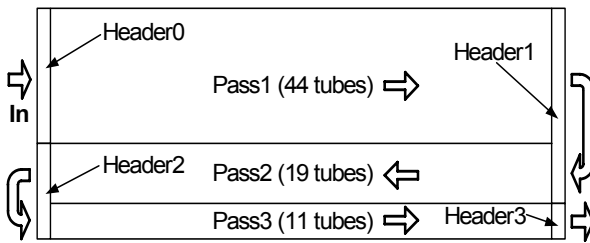
Fig. 1(a)는 본 연구의 대상이 된 미소유로 응축기(오른쪽)의 실제 사진을 보여주고 있다. 이 응축기는 기존에 사용되었던 핀-관 응축기(왼쪽)와 거의 동일한 부피를 갖도록 제작되었다. 실외기용 팬은 응축기의 상단에 설치되어 주변의 공기를 흡입하고, 그 공기가 응축기를 통과하며 냉매와 열교환하도록 하였다. Fig. 1(b)는 미소유로 응축기를 펼쳤을 때 냉매의 흐름과 각 패스가 가진 관의 수를 보여주고 있다. 응축의 진행과 함께 냉매의 유동 단면적이 감소하는 것이 바람직하기 때문에, Fig. 1(b)의 Pass1, Pass2, Pass3는 각각 44, 19, 11개의 관을 가지고 있다. 응축기 정면의 크기는 가로 1.75 m, 세로 0.75 m, 깊이는 0.021 m이며, 응축기 전체의 재질은 미소유로 응축기에 널리 사용되는 알루미늄이다.

Fig. 1(b)에서 보여주는 것과 같이, 미소유로 응축기에는 Pass1에 냉매를 분배해주는 Header0, Pass1과 Pass2를 연결하는 Header1, Pass2와 Pass3을 연결하는 Header2, 그리고 Pass3에서 유출되는 냉매를 모아 출구로 내보내는 Header3이 위치한다. Fig. 2은 관의 단면을 보여준다. 각 관에는 12개의 미소유로가 존재하고, 각 관 사이에는 루버핀이 설치되어 있으며, 핀 간격은 1.06 mm이다.

냉매 충전량의 예측에서 중요한 요소는 분배기와 미소유로가 차지하는 내부 부피이다. 한 개의 관에 존재하는 12개 미소유로의 단면적은 $14.78 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ 이며, 관의 길이가 1.75 m이므로, 한 개의 관 안에서 미소유로가 차지하는 부피는 $25.87 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ 이다. Header0, Header1, Header2, 그리고 Header3 내부의 부피는 각각 168.8×10^{-6} , 241.7×10^{-6} , 115.1×10^{-6} , 그리고 $42.2 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ 이다.



(a)



(b)

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

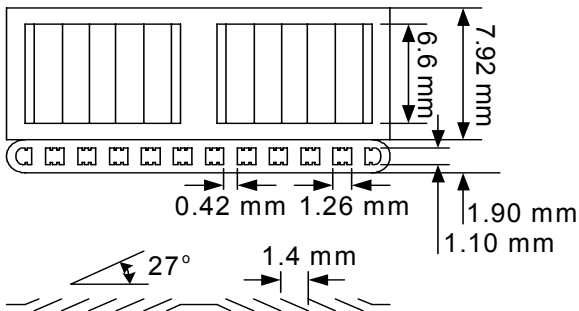


Fig. 2 The louvered fins and mini-channel dimensions in the condenser.

시뮬레이션 결과와 비교하기 위해 미소유로 응축기의 냉매 존재량을 실험적으로 측정하였다. 시스템은 ARI Standard⁽⁶⁾가 제시한 표준조건 A에서 작동하도록 하였으며, 정상상태로 작동하는 도중, 순간적으로 응축기 입구와 출구에 연결된 밸브를 잠그며, 시스템을 정지시켜 순환하는 냉매를 가두는 방식으로 응축기 내부에 존재하는 냉매의 양을 측정하였다. 동일 조건으로 실험을 2회 실시하였으며 그 평균값을 사용하여 냉매 존재량을 측정하였다. 밸브를 설치하기 위한 관의 부피도 냉매 존재량 결정에 고

려하였다. 응축기로 입력되는 냉매의 온도와 압력은 각각 73.9℃와 2718 kPa이었으며, 위 작동조건에서 측정된 미소유로 응축기의 냉매 존재량은 1219 g이었다.

3. 미소유로 응축기 모델

3.1 응축기 모델에 대한 기술

미소유로 응축기의 작동 중 내부 냉매 존재량을 예측하기 위한 모델이 개발되었다. 모델에는 유한체적법이 적용되었고, 각 관은 길이방향으로 10개 요소로 나누어 해석되었으며, 상용 소프트웨어⁽⁷⁾를 이용하여 계산하였다. Pass1에서는 4개의 관을 하나의 검사체적으로 묶어서 해석하였고, Pass2 및 Pass3에서는 분배기에서 냉매의 불균일 유입을 고려해 주기 위해 1개의 관을 검사체적으로 선택하여, 응축기를 총 410개의 검사체적으로 나누어 해석하였다. 모델에 입력되는 정보는 냉매유량, 응축기 입구에서의 냉매의 온도와 압력, 응축기를 통과하기 전 공기의 온도와 속도분포이다. 각 요소에 대한 출구 값은 Kays and London⁽⁸⁾이 제시한 각각의 두 유체가 섞이지 않는 조건에서 직교유동에 대한 ϵ -NTU 방법을 사용하여 구하였다. 냉매측과 공기측의 열전달 계수와 압력강하를 계산하기 위한 상관식은 Table 1에 요약되었다.

Fig. 1(b)의 Header1과 Header2에서는 냉매가 2상 상태를 갖기 때문에 Pass2와 Pass3으로 입력되는 냉매가 일부 관에는 액체 상태로, 일부 관에는 2상 상태 또는 기체 상태로 유입되게 된다. 본 모델에서는 각 관에 공급되는 냉매의 비균일 분포를 고려

Table 1. Correlations for the mini-channel condenser model

R-410A	Heat transfer	Single-phase	Dittus and Boelter ⁽⁹⁾
		Two-phase	Webb ⁽¹⁰⁾
	Pressure drop	Single-phase	Incropera and Dewitt ⁽¹¹⁾
		Two-phase	Friedel ⁽¹²⁾
Air	Heat transfer	Chang and Wang ⁽¹³⁾	

할 수 있도록 하였다. 계산의 편의를 위해 Header1과 Header2에서 액체는 분배기 아래쪽에, 기체는 분배기 위쪽에 분리되어 각 관에 공급된다는 가정을 하였다. 이러한 가정은 공기 측 출구 온도 측정 및 온도 분포선도를 통한 유로 내부의 냉매 상태 예측을 제시한 기존의 연구⁽¹⁾를 통해 타당하다고 여겨진다. 분배기는 완전 단열이라는 가정아래, 각 패스에 공급되는 이상유동의 건도는 에너지 방정식에 의해 구하였다. 유로 내부에서 액체와 기체 질량유량은 다음 분배기에 연결된 관의 출구에서 액체와 기체가 가지는 평균 압력이 같다는 조건을 만족하는 경우 결정될 수 있도록 하였다.

3.2 공기측의 불균일 분포에 대한 고려

연구에 사용된 응축기의 실외기 팬은 실외기 상단에 위치하면서 주변의 공기를 빨아올리는 방식으로 공기가 응축기를 통과할 수 있도록 하였다. 이러한 형태의 실외기 유닛은 공간적, 비용적 장점을 가지고 있지만, 응축기로 유입되는 공기의 불균일 분포를 일으키는 단점을 갖는다. 공기의 불균일 분포를 모델에서 고려하기 위해, 먼저 응축기 전면을 가상적으로 균일하게 분할한 후 60개 지점에 대한 공기의 속도를 thermal anemometer로 측정하였다. 사용된 thermal anemometer는 0.15 m/s에서 30 m/s의 유속이 측정가능한 Alnor사의 AVM430 모델이며, 측정오차는 ± 0.015 m/s였다. 이러한 국지적 속도 값을 이용하여 응축기 전면의 속도분포를 등속선을 통해 표현할 수 있으며, 이는 Fig. 3으로 제시되었다. 팬이 실외기 유닛의 상부에 위치하기 때문에 팬과 가까운 응축기 상단의 공기속도가 하단의 속도보다 빠르게 된다. 또한 응축기가 굽혀진 부분의 공

기 유속이 그렇지 않은 부분과 비교해 현저히 낮다는 것을 보여준다. 이는 굽혀진 부분에서 핀의 단위 길이 당 밀도가 증가하여 유동저항이 커지기 때문에 생기는 현상이다.

3.3 보이드율(void fraction)의 결정

보이드율의 정확한 예측은 냉매 충전량을 계산하는 과정에서 가장 중요한 사항이다. 검사체적의 부피와 보이드율을 알고 있는 경우, 검사체적 내부에 존재하는 냉매는 식(1)에 의해 계산될 수 있다. 분배기 내부가 열역학적인 평형상태에서 냉매의 출입이 이루어진다고 가정하였기 때문에, 분배기 내부의 보이드율 계산에서는 식(2)와 같은 homogeneous 모델을 사용하였다.

$$m_{ref,ele} = V_{ele} [\rho_v \alpha + \rho_l (1 - \alpha)] \quad (1)$$

$$\alpha = (xv_v) / [(1 - x)v_l + xv_v] \quad (2)$$

미소유로 내부 보이드율의 예측을 위해 많은 상관식이 사용되었다. Zivi,⁽¹⁴⁾ Lockhart-Martinelli,⁽¹⁵⁾ Baroczy,⁽¹⁶⁾ Steiner,⁽¹⁷⁾ 그리고 Graham et al.⁽⁵⁾이 제시한 상관식과 homogeneous 모델을 이용하여 유로 내부의 보이드율을 계산하였고, 식(1)을 이용하여 검사체적 내부에 존재하는 냉매 충전량을 계산한 후 이를 합하여 미소유로 응축기 내부의 냉매 충전량을 계산하였다. 적용된 상관식 중 질량유속과 직경을 고려한 Graham et al.⁽⁵⁾ 상관식이 식(3)~식(5)에 제시되어있다. 식(4)의 Ft 는 이상유동 상태를 기술하기 위해 Froude 수를 변형시킨 무차원수이며, 식(5)의 X_{tt} 는 액체와 기체가 모두 난류인 경우 Lockhart-Martinelli 변수이다.

$$\alpha = (1 + 1/Ft + X_{tt})^{-0.321} \quad (3)$$

$$Ft = \sqrt{\frac{G^2 x^3}{(1-x)\rho_v^2 g D_h}} \quad (4)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.875} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.125} \quad (5)$$

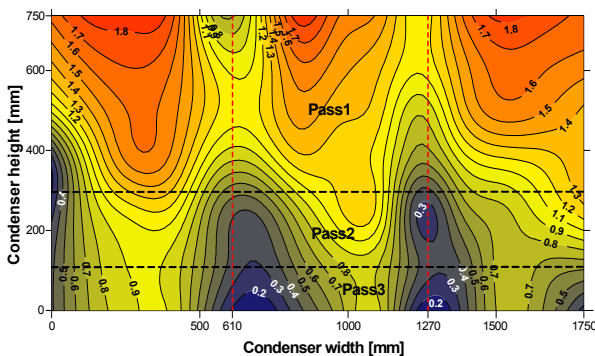


Fig. 3 The contours of air velocity(m/s) at the face of mini-channel condenser.

4. 모델해석 결과 및 실험 결과와 비교

모델을 통해 작동 조건에서 응축기 내부에 존재하는 냉매 존재량을 계산한 결과를 분석하고, 실험

적으로 측정된 냉매 충전량과 비교하였다. 모델 해석은 응축기로 유입되는 공기의 분포가 불균일한 경우와 균일한 경우로 나누어 실시되었으며, 이를 통해 응축기 전면에 분포하는 공기의 분포가 응축기 내부 냉매 충전량에 미치는 영향을 알아보았다.

4.1 응축기 전면의 불균일한 공기분포를 고려한 경우

응축기에 유입되는 공기의 불균일한 분포는 실험에 의해 작성된 Fig. 3의 등속도 분포선도에 기초하여 모델에 적용되었으며, Fig. 4는 Graham et al.,⁽⁵⁾ Zivi,⁽¹⁴⁾ Lockhart-Martinelli,⁽¹⁵⁾ Baroczy,⁽¹⁶⁾ 그리고 Steiner⁽¹⁷⁾의 상관식과 homogeneous 모델을 이용하여 계산하는 경우 응축기의 입구에서 시작하여 출구까지 누적된 냉매의 질량값을 보여주고 있다. Fig. 4에서 Graham et al.⁽⁵⁾이 제시한 상관식이 가장 큰 냉매 충전량을 예측하였다. Zivi,⁽¹⁴⁾ Baroczy,⁽¹⁶⁾ 그리고 Steiner⁽¹⁷⁾가 제시한 상관식은 서로 비슷한 값을 예측하고 있으며, homogeneous 모델과 Lockhart-Martinelli⁽¹⁵⁾가 제시한 상관식은 가장 작은 냉매 충전량 예측값을 보여주고 있다. 가로축의 0, 1750, 3500, 5250 mm 지점은 4개의 분배기 위치를 각각 나타내며, 그 영향으로 냉매의 누적 충전량이 비연속적으로 증가하고 있음을 알 수 있다. Fig. 4은 냉매 충전량 예측에 대해 보이드울을 계산하는 상관식이 매우 큰 영향을 준다는 것을 보여주고 있다.

모델의 검증에 위해 미소유로 응축기 내부의 냉매

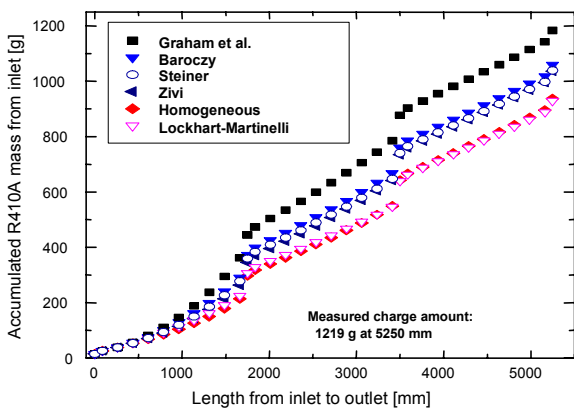


Fig. 4 Accumulated R410A mass in the elements calculated by Graham et al.,⁽⁵⁾ Baroczy,⁽¹⁶⁾ Steiner,⁽¹⁷⁾ Zivi,⁽¹⁴⁾ and Lockhart-Martinelli⁽¹⁵⁾ correlations and homogeneous model.

존재량이 실험적으로 측정되었으며 그 값은 1219 g이었다. 본 모델에서 보이드울은 Graham et al.,⁽⁵⁾ Baroczy,⁽¹⁶⁾ Steiner,⁽¹⁷⁾ Zivi,⁽¹⁴⁾ 그리고 Lockhart-Martinelli⁽¹⁵⁾이 제시한 상관식과 homogeneous 모델로 계산되었으며, 이를 통한 냉매의 충전량은 Fig. 4에서 보는 것과 같이 각각 1183, 1060, 1039, 1035, 937, 928 g이었다. 각 모델에 대한 예측 오차는 -3.0%에서 -23.9% 사이에 존재하였으며, Graham et al.⁽⁵⁾이 제시한 상관식이 가장 정확한 값을 예측함을 알 수 있다. Graham et al.⁽⁵⁾이 제시한 상관식이 갖는 다른 상관식과의 차이는 보이드울을 예측하는데 있어 질량유속이나 관의 직경을 고려한다는 점이다. Jassim and Newell⁽¹⁸⁾은 직경이 작은 관을 흐르는 유동에서 질량유량과 직경이 보이드울에 미치는 영향이 커지기 때문에, 이러한 영향을 고려하지 않는 기존의 관계식은 환형류(annular flow)의 경우 실험값에 비해 높은 보이드울을 예측한다고 보고하였으며, 본 연구는 이에 일치하는 결과를 보여준다.

Fig. 5는 미소유로 응축기 입구에서 시작하여 출구까지의 동일한 거리에 위치하는 각 검사체적의 내부에 존재하는 냉매의 양을 나타내는 그림이다. Fig. 4에서 냉매 충전량을 예측하는 관계식이 각각의 예측량에 따라 3개의 그룹으로 나뉠 수 있음을 보여주었다. 각 그룹을 대표하는 관계식으로 Graham et al.⁽⁵⁾과 Zivi⁽¹⁴⁾의 상관식, 그리고 homogeneous 모델을 택하였으며, 그 예측결과를 Fig. 5에 표현하였다. 위의 3개 관계식을 선택한 이유는 Baroczy,⁽¹⁶⁾ Steiner,⁽¹⁷⁾ Zivi⁽¹⁴⁾ 상관식의 충전 예측량이 매우 유사한 값을 가지며, 또한 Lockhart-Martinelli⁽¹⁵⁾ 상관식과 homogeneous 모델이 계산한 충전량이 매우 비슷하

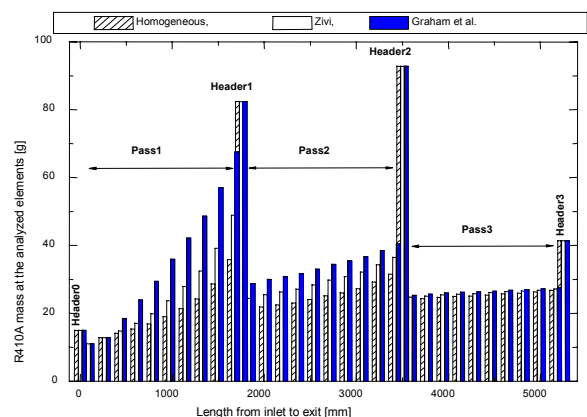


Fig. 5 R410A mass simulated by homogeneous model, the Zivi,⁽¹⁴⁾ and Graham et al.⁽⁵⁾ correlations in the finite elements.

였기 때문이다. 응축기의 폭이 1.75 m이므로, 가로 축의 0, 1750, 3500, 그리고 5250 mm 지점은 4개의 분배기 위치를 각각 나타내며, 그 사이는 각각 Pass1, Pass2, 그리고 Pass3을 의미한다. Pass1, Pass2, 그리고 Pass3에서 하나의 막대로 나타나는 분석체적의 부피는 각각 113.8×10^{-6} , 49.14×10^{-6} , 그리고 $28.45 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ 이다. Pass1의 분석체적이 나머지 Pass의 분석체적보다 훨씬 크지만, 냉매 충전량이 상대적으로 그에 못 미치는 이유는 Pass1으로 기체가 입력되어 응축되는 과정을 거치기 때문에 대부분 건도가 높은 영역으로 냉매가 존재하기 때문이다. 각 패스에서는 응축이 진행되기 때문에 정해진 분석체적 내에 존재하는 냉매의 질량은 입구에서 멀어질수록 점점 커지게 된다. 세 번째 패스에서의 질량증가가 더디게 일어나는 것은 대부분의 관이 이미 포화액체 상태로 가득 찬 상태가 되기 때문이다. 각 패스를 연결하는 지점에서 불연속적으로 나타나는 것은 분배기 내부의 냉매 존재량 때문이다. 분배기 내부에 존재하는 냉매의 양은 homogeneous 모델을 사용하여 계산하였으며, 이는 분배기 내부를 열역학적인 평형 상태로 가정하여 본 모델에서 해석하였기 때문이다. Fig. 5는 Graham et al.⁽⁵⁾이 제시한 상관식의 예측 값은 다른 상관식에 비해 특히 Pass1에서 높은 값을 보여주는데, 이는 Pass1의 고건도 영역에서 Graham et al.⁽⁵⁾ 상관식이 다른 상관식 이 비해 보이드율을 낮게 예측하기 때문이다. Jassim and Newell⁽¹⁸⁾은 미소유로 내부의 보이드율이 특히 고건도 영역에서 대부분 상관식에 의해 측정값과 비교하여 낮게 예측한다는 연구를 발표하였으며, 본 연구결과는 그들의 연구 결과와 일관성을 갖는다는 것을 보여준다.

Table 2은 각 패스 및 분배기의 내부 부피와 존재 냉매량, 그리고 전체 부피와 충전량에 대한 비율을 나타내고 있다. Pass1이 전체 응축기 부피에서 차지하는 비율은 45.9%이지만, 과열증기 또는 고건도 영역에 존재하기 때문에 그 안에 존재하는 냉매량은 전체 충전량의 29.3%라는 것을 보여주고 있다. Pass2의 경우 액체 상태의 냉매가 존재하기 때문에 부피 비율보다 냉매 충전비율이 높으며, 특히 대부분의 냉매가 액체 상태로 존재하는 Pass3의 경우 부피 비율보다 냉매 충전량 비율이 약 2배 정도 됨을 알 수 있다. 분배기의 경우 Header0에는 과열증기 상태의 냉매만 존재하기 때문에 냉매 충전량 비율이 매우 낮으며, Header3의 경우 차지하는 부피 비율보다 냉매 충전비율이 약 2배임을 확인할 수

Table 2. Internal volumes and charge amounts, calculated by Graham⁽⁵⁾ correlation

	$V(\times 10^{-6} \text{ m}^3)$	$(V_{ele}) \times 100 / (V_{total})$	mele (g)	$(mele) \times 100 / (m_{total})$
Pass1	1138.1	45.9	347.5	29.3
Pass2	491.4	19.8	339.7	28.7
Pass3	284.5	11.5	264.8	22.4
Header0	168.8	6.8	15.0	1.3
Header1	241.7	9.7	82.4	7.0
Header2	115.1	4.6	92.8	7.8
Header3	42.2	1.7	41.2	3.5
Pass1-3	1914.0	77.2	952.0	80.4
Header0-3	267.8	22.8	231.4	19.6
Total	2481.8	100	1183.4	100

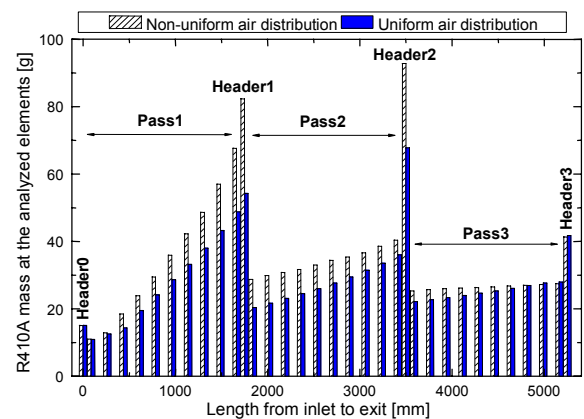


Fig. 6 R410A mass simulated by the Graham et al.⁽⁵⁾ correlation in the finite elements under the non-uniform and uniform air distribution.

있다. 전체 4개의 분배기가 차지하는 전체 응축기에 대한 부피 비율과 냉매비율은 22.8%와 19.6%였다.

4.2 응축기 전면의 공기분포가 균일하다고 가정한 경우

응축기 전면의 공기분포가 충전량 예측에 미치는 영향을 알아보기 위해, 불균일하게 분포하는 공기의 전체유량과 동일한 전체유량을 갖는 공기가 응축기 전면에 균일하게 분포한다고 가정한 조건에 대한 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 6은 응축기 내부에 존재하는 냉매량의 변화를 응축기 입구로부터 거리 증가에 따라 표현한 결과를 보여주며, 각 막대

하나는 입구로부터 동일한 거리에 존재하는 유한체 적 내부의 냉매량을 의미한다. 미소유로 내부에 대해 Graham et al.⁽⁵⁾의 상관식을, 분배기 내부에 대해 homogeneous 모델을 적용하여 응축기 내부에 존재하는 냉매의 양을 계산하였다. Fig. 6에서 보여주는 것과 같이 공기 분포가 균일하다고 가정하는 경우, 불균일한 공기 분포를 고려하는 경우에 비해 냉매 충전량 예측값이 작다는 것을 알 수 있으며, 특히 불균일 공기 분포에서 공기의 유량이 상대적으로 큰 Pass1에서 두 예측값이 큰 차이를 보이고 있음을 알 수 있다. 또한 Pass1에서 다르게 예측된 냉매 충전량은 Pass2의 충전량 예측값에도 영향을 주고 있음을 보여주고 있으며, Pass3의 경우 대부분 냉매가 액체상태로 존재하기 때문에 충전량 예측의 차이가 크지 않다는 것을 알 수 있다.

전체 예측값 차이를 보면 공기의 불균일을 고려하는 경우 응축기 내부의 예측 충전량은 1183 g임에 반하여, 공기가 균일하게 분포한다고 가정하는 경우 계산된 충전량은 977 g으로, 두 계산 결과는 실험값 1219g과 비교하여 그 예측 오차가 각각 -3.0%와 -19.9%로 공기의 불균일 분포를 고려하는 것이 응축기 내부의 냉매 충전량 예측에서 매우 중요함을 알 수 있다.

4.3 공기분포 변화에 따른 응축기 내부 냉매 분포 비교

Fig. 7과 8은 Fig. 3의 응축기 전면 공기의 불균일 분포를 고려하는 경우와 공기의 분포가 균일한 경우를 가정한 경우, 응축기 내부에서 액체와 기체 상태 냉매질량에 대해 기체상태 냉매가 차지하는 질량비($m_v/(m_v+m_l)$)의 분포를 각각 보여주고 있다.

Fig. 7에서 Header0로 입력된 과열증기 상태의 R410A는 Pass1에서 응축되는데 Fig. 3에서 보여주는 것과 같이 응축기 상단을 통과하는 공기의 유속이 하단으로 내려갈수록 감소하기 때문에, Pass1의 상단에 있는 냉매에서 기체의 질량이 차지하는 비율이 하단에 비해 빠르게 감소함을 알 수 있다. Pass2에서 모델은 Header1에서 액체상태의 냉매가 하단으로 몰리며 연결된 관에 공급된다고 가정하였으므로, Pass2의 하단에는 기체의 질량비율이 0인 액체 상태의 냉매만 유동하게 되며, 상단에는 기체상태의 냉매가 공급되고 냉각되면서 기체의 질량비율이 감소하고 있음을 보여주고 있다. 역시 Pass2의 상단 공기속도가 하단보다 빠르기 때문에 기체가 차

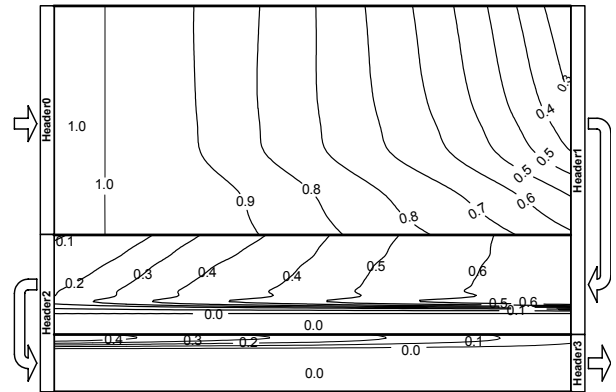


Fig. 7 Distribution of $m_v/(m_v+m_l)$ under the non-uniform air distribution.

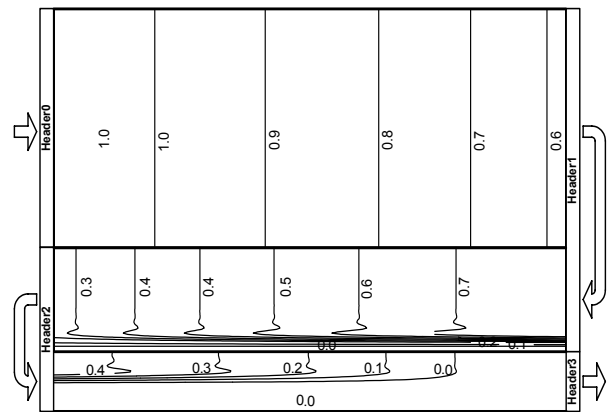


Fig. 8 Distribution of $m_v/(m_v+m_l)$ under the uniform air distribution.

지하는 질량비율이 하단에 비해 더 빠르게 감소하고 있다. Pass3에서는 대부분의 냉매가 액체상태로 Pass3로 유입되고 있으며, 상단에 일부 존재하는 기체상태 냉매는 Header3에 접근하며 액체상태로 냉각되고 있음을 보여주고 있다. Fig. 3에 보여진 풍속이 낮은 부분은 냉매의 충전량 예측에 큰 영향을 주지 않으며, 이는 저풍속 영역이 액체상태의 냉매로 채워진 Pass3에 집중되고 있기 때문이다.

Fig. 8은 응축기에 유입되는 공기의 유동이 균일한 경우 냉매에서 기체의 질량이 차지하는 비율의 분포를 보여주는 그림이다. 공기의 분포가 일정하기 때문에 Pass1에서 동일한 기체 질량 비율을 갖는 지점을 연결한 선은 수직으로 분포함을 보여주고 있다.

Fig. 7과 Fig. 8에서 Header1로 유입되는 냉매의 기체 질량비를 비교해 보면 공기의 불균일 분포를 고려한 Fig. 7의 기체 질량비가 Fig. 8의 기체 질량비보다 더 작은 값을 갖는다는 보여준다. 이는 Fig.

3에서 보여주는 상단의 높은 공기 유속분포에 기인한 결과이다. Fig. 7에서 Pass1 내부의 냉매 질량이 Fig. 8의 Pass1에서 예측 질량보다 크다는 것을 알 수 있으며, 이는 Fig. 6을 통해 확인할 수 있다. Fig. 7과 Fig. 8을 통해 응축기를 통과하는 공기속도의 분포에 따라 내부 냉매 분포와 냉매 존재량에 큰 차이가 있음을 알 수 있다.

5. 요약 및 결론

본 연구에서 미소유로를 적용한 R410A A/C 시스템의 응축기 내부 냉매 충전량 예측을 위한 모델이 개발되었다. 시뮬레이션 결과와 실험결과를 비교하고, 응축기를 통과하는 공기의 분포가 충전량 예측에 미치는 영향을 시뮬레이션을 통해 고찰하여, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 보이드율을 계산하는 상관식의 선택에 따라 냉매 충전량의 예측값은 큰 차이를 보였다.

(2) 개발된 모델은 실제 측정된 냉매 충전량을 -23.9%에서 -3.0%의 오차로 예측하였으며, Graham et al.⁽⁵⁾이 제시한 상관식을 사용하는 경우 오차가 가장 작았다.

(3) Graham et al.⁽⁵⁾이 상관식을 제외한 대부분의 보이드율 관련 상관식은 실제 냉매 충전량보다 낮은 값을 예측하였다.

(4) 시뮬레이션을 통해 응축기를 통과하는 공기의 속도분포가 냉매 충전량과 냉매의 분포 예측에 영향을 준다는 것을 알 수 있었다. 본 연구에서 공기의 불균일 분포를 고려하는 경우, 공기가 균일하게 분포한다고 가정한 경우에 비해 냉매 충전량을 약 18.7% 더 크게 예측하였다.

참고문헌

1. Park, C. Y. and 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.
2. Ding, G., Ma, X., Zhang, P., Han, W., Kasahara, S. and Yamaguchi, T., 2009, Practical methods for measuring refrigerant mass distribution inside refrigeration system, *Int. J. Refrig.*, Vol. 32, pp. 327-334.
3. Coberán, J. M., Martínez, I. O. and González, J., 2008, Charge optimization study of a reversible water-to-water propane heat pump, *Int. J. Refrig.*, Vol. 31, pp. 716-728.
4. Hrnjak, P. and Litch, A. D., 2008, Micro-channel heat exchangers for charge minimization in air-cooled ammonia condensers and chillers, *Int. J. Refrig.*, Vol. 31, pp. 658-668.
5. Graham, D. M., Kopke, H. R., Wilson, J. M., Yashar, D. A., Chato, J. C. and Newell, T. A., 1999, An investigation of void fraction in the stratified/annular flow regions in smooth, horizontal tubes, ACRC TR-144, Univ. of Illinois at Urbana-Champaign, IL, USA.
6. ARI Standard 210/240, 2003, Standard for unitary air conditioning and air source heat pump equipment, Air Conditioning and Refrigeration Institute, Arlington, VA, USA.
7. Klein, S. A., 2004, Engineering Equation Solver, V7.3, F-Chart Software, Madison, WI, USA.
8. Kays, W. M. and London, A. L., 1984, Compact heat exchangers, 3rd edition, McGraw-Hill, New York.
9. McAdams, W. H., 1942, Heat Transmission, 2nd ed., McGraw-Hill, New York.
10. Webb, R. L., 1998, Prediction of condensation and evaporation in micro-fin and micro-channel tubes, In : Kakaç, S., Begles, A. E., Yüncü, F., Yüncü, H. (Eds.), Heat Transfer Enhancement of Heat Exchanger, Kluwer Academic Publishers, Netherlands, pp. 529-550.
11. Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 2002, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 5th ed., John Wiley and Sons, New York.
12. 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.
13. Chang, Y. J. and Wang, C. C., 1997, A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 40, pp. 533-544.
14. Zivi, S. M., 1964, Estimation of steady-state

- steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production, *J. Heat Transfer*, Vol. 86, pp. 247-252.
15. Lockhart, R. W. and Martinelli, R. C., 1949, Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes, *Chem. Eng. Prog.*, Vol. 45, pp. 39-48.
 16. Baroczy, C. J., 1965, Correlation of liquid fraction in two-phase flow with applications to liquid metals, *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.*, Vol. 61, pp. 179-191.
 17. Steiner, D., 1993, Heat transfer to boiling saturated liquids, *VDI Heat Atlas*, Verein Deutscher Ingenieure, VDI-GCV, Düsseldorf, Chapter Hbb.
 18. Jassim, E. W. and Newell, T. A., 2006, Prediction of two-phase pressure drop and void fraction in microchannels using probabilistic flow regime mapping, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 49, pp. 2446-2457.