

자동차용 평행류 응축기의 열성능 모델링

김 일 겹[†], 고 재 윤, 박 상 록, 임 장 순^{*}

인하대학교 기계공학과 대학원, *인하대학교 기계공학과

Thermodynamic Modeling of Parallel Flow Condenser for Automotive Air Conditioning System

Il-Gyoum Kim[†], Jae-Yoon Koh, Sang-Rok Park, Chang-Soon Yim^{*}

Graduate School, Department of Mechanical Eng., Inha University, Incheon 402-751, Korea

^{*}Department of Mechanical Eng., Inha University, Incheon 420-751, Korea

(Received March 16, 2001; revision received May 15, 2001)

ABSTRACT: In this study, a simulation program has been developed to predict the performance of a parallel flow condenser of an air conditioning system for an automobile. The well-known correlations for the heat transfer rates and the pressure drops are included in this model. It is found that the numerical model can predict the heat transfer rate and the pressure drop accurately. As the condensing pressure increases for fixed air inlet temperature, the heat transfer rate increases and the pressure drop decreases. The effect of the degree of subcooling on the performance of the condenser is greater than that of the degree of superheating because the ratio of the area occupied by the two-phase refrigerant to the total area is significantly affected by the degree of subcooling rather than the degree of superheating.

Key words: Parallel flow condenser(평행류 응축기), ϵ -Ntu method(유효도-전달단위수법)

기 호 설 명

A : 열전달면적 [m^2]

D_h : 수력직경 [m]

h : 열전달계수 [W/m^2K]

G : 질량유속 [kg/m^2s]

K : 손실계수

L : 특성길이 [m]

m : 질량유량 [kg/s]

Ntu : 전달단위수(number of transfer unit)

P : 압력 [Pa]

Q : 열전달량 [W]

Re : Reynolds 수, VL/ν

T : 온도 [$^{\circ}C$]

U : 총괄열전달계수 [W/m^2K]

ν : 비체적 [m^3/kg]

V : 속도 [m/s]

x : 건도

그리스 문자

ϵ : 유효도(effectiveness)

ρ : 밀도 [kg/m^3]

ν : 동점도 [m^2/s]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-32-872-8228; fax: +82-32-872-8228

E-mail address: kimant64@hanmir.com

하첨자

a : 공기

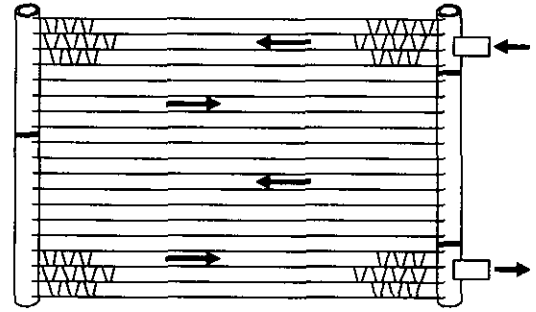
f_r : 전면
 g : 기상(vapour)
 i : 입구
 l : 액상(liquid)
 o : 출구
 r : 냉매

1. 서 론

자동차 산업이 발달함에 따라 자동차 차종의 다양화 및 차종 개발기간의 단축되고 있으며, 이는 자동차와 관련된 자동차용 공조장치의 신속한 개발을 요구하고 있다. 특히 오존층 파괴와 지구 온난화 등의 환경문제는 공조장치에 사용되는 냉매뿐만 아니라 공조장치 주요 부품의 효율향상 및 공조 시스템의 최적화를 요구하고 있다.

공조 시스템의 주요 부품 중 열교환기(방열기, 응축기, 증발기)는 에너지 자원의 고갈 및 에너지 소비의 증가추세에 따라 자동차 산업을 비롯하여 가정용, 산업용 공조 분야에 이르기까지 산업 전반에 걸쳐 에너지 절약형, 즉 고효율화가 절실히 요구되고 있으며 갈수록 심화되는 사용공간의 제한성 때문에 단위부피당 전열면적이 큰 고밀도 열교환기가 많은 관심 속에 개발되어 사용 중에 있다. 특히 자동차 산업 분야의 경우에는 자동차 엔진실의 공간을 효과적으로 이용함과 동시에 저연비 자동차를 실현하기 위하여, 가정용 공조기의 경우에는 주거공간을 보다 넓게 활용하기 위한 목적의 일환으로 소형, 경량이면서도 열전달 성능이 우수한 고밀도 열교환기의 사용이 요구된다. 따라서 고밀도 열교환기 설계자들의 관심은 열전달 면적의 크기, 형상, 배열 등이 열전달에 미치는 영향을 정확히 분석함으로써 단위부피당 열전달 성능을 향상시키는 데 있다.

자동차에 사용되고 있는 열교환기들은 방열기의 경우 현재 생산되는 가장 일반적인 형태는 oval tube-corrugate fin 형이며, 증발기의 경우는 사형과 적층형이고 응축기의 경우는 사형이다. 그러나 현재 가장 관심을 끌고 있는 형식은 증발기, 응축기 모두 평행류형이다. Fig. 1에서 보는 바와 같이 평행류형은 냉매가 다수의 패스로 나뉘어지고, 각 패스별로 여러 개의 냉매관으로 분산되어 흐르므로 냉매의 유동저항이 작고 냉매관



→ Refrigerant Flow Direction

Fig. 1 Schematic of a parallel flow type condenser.

으로 다채널 편평관을 사용하므로, 응축 또는 증발효과가 뛰어나기 때문이다. 또한 공기와 열전달 성능을 향상시키기 위해 부착된 확장 표면은 루버핀을 사용한다.

본 연구에서는 고효율 공조장치 개발의 일환으로 HFC-134a 냉매를 사용하는 평행류형 응축기의 성능에 대하여 수치적인 방법을 이용하여 성능해석을 행하고 실험치와 비교·검토하여 검증한 후 운전조건에 따른 응축기의 성능에 미치는 영향을 분석하였다.

2. 해석방법

2.1 열전달 해석

본 연구에서 평행류 응축기의 열전달량을 해석하기 위하여 국소열전달 해석방법을 도입하였다. 응축기는 여러 단위요소로 연결되었다고 가정하고, 먼저 구해진 냉매 및 공기의 상태값들을 다음 단위요소에서 열전달량을 계산할 때 입력값으로 사용하여 전체 단위요소에 대하여 각각 열전달량을 계산한 후, 이를 합산하면 응축열량이 된다.

단위요소에 대한 열전달량은 유효도-전달단위수(ϵ -Ntu)법⁽¹⁾을 사용하여 계산하였다. 계산시 필요한 공기측 열전달계수는 Webb et al.⁽²⁾의 관계식을 이용하여 구하였으며, 냉매측 열전달계수는 단상과 2상을 구분하여 단상에서는 Dittus and Boelter⁽³⁾의 식을, 2상에서는 Cavallini and Zecchin⁽⁴⁾의 관계식을 이용하여 구하였다.

2.2 냉매 출구온도 및 건도계산

Fig. 2의 검사체적에 질량보존방정식, 에너지보존방정식, 그리고 운동량보존방정식을 적용하면 다음과 같다.

질량보존에 의한 방정식은

$$G = \frac{V_1}{v_1} = \frac{V_2}{v_2} \tag{1}$$

이다. 여기서, v 는 비체적, V 는 유속을 나타내며 질량유속 G 는 응축기의 냉매흐름 방향으로 일정하다.

에너지 보존에 대한 방정식은

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} + \frac{Q}{m} \tag{2}$$

이다. 여기서, q 는 외부로 전달되는 열전달량이다.

단상의 경우 2점의 비엔탈피는 식(2)에 의하여 $\rho = 1/v$ 이기 때문에

$$h_2 = h_1 + \frac{G^2}{2}(v_1^2 - v_2^2) - \frac{Q}{m} \tag{3}$$

이고, 2점에서의 압력과 비엔탈피를 알 수 있으므로 냉매 물성에 의하여 2점에서의 온도를 구할 수 있다. 즉, $T_2 = f(P_2, h_2)$ 이다.

2상 유체의 비엔탈피와 비체적은 다음과 같이 표현된다.

$$h = h_l(1-x) + h_g x \tag{4}$$

$$v = v_l(1-x) + v_g x \tag{5}$$

그러므로 식(3)에 식(4)와 식(5)를 대입하여 정리하면

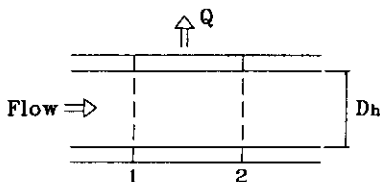


Fig. 2 Control volume for numerical analysis.

$$h_2 + (h_{g2} - h_{l2})x + \frac{[v_{l2} + (v_{g2} - v_{l2})x]^2}{2} G^2 = h_1 + \frac{V_1^2}{2} - \frac{Q}{m} \tag{6}$$

이고, 식(6)에서 x 를 제외한 다른 값을 알면, 건도 x 는 2차 방정식으로 풀 수 있다.

$$x = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \tag{7}$$

여기서, $a = (v_{g2} - v_{l2})^2 \frac{G^2}{2}$

$$b = (h_{g2} - h_{l2}) + v_{l2}(v_{g2} - v_{l2})G^2$$

$$c = (h_2 - h_1) + \frac{G^2}{2}v_2^2 - \frac{V_1^2}{2} - \frac{Q}{m}$$

식(7)에 의하여 계산된 건도 x 의 값은 0~1범위에 있는 값이 식(6)의 해가 된다.

2.3 압력강하 해석

열전달 해석과 마찬가지로 압력강하도 공기측과 냉매측으로 구분된다. 공기측 압력강하는 Webb et al.⁽²⁾의 관계식을 사용하였으며 냉매측 압력강하는 단상과 2상으로 구분하여 단상에서는 Blasius 마찰계수⁽⁵⁾를, 2상에서는 Friedel⁽⁶⁾의 관계식을 사용하였다. 그리고 응축기 관내의 입구와 출구에서의 돌연축소와 돌연확대에 따른 국부 압력강하를 아래 식으로 구하였다.

$$\Delta P = K\rho \frac{V^2}{2} \tag{8}$$

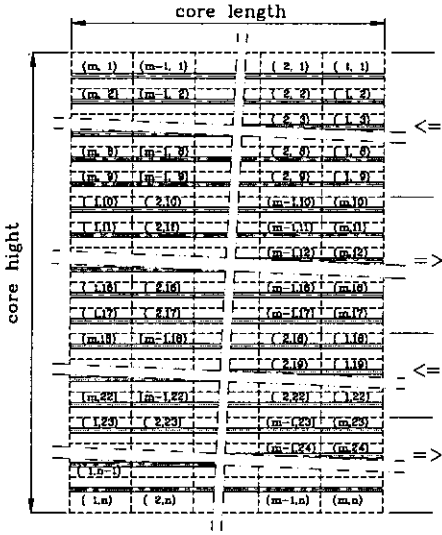
여기서, 냉매의 흐름을 단상으로 가정하여, 상수 K 는 돌연축소의 경우에는 즉 냉매흐름의 입구측에서는 0.5를, 돌연확대의 경우에는 즉 냉매흐름의 출구측에서는 1.0을 적용하였다.⁽⁷⁾

2.4 해석 알고리즘

응축기를 수치적으로 해석하기 위하여 다음과 같은 가정을 하였다.

- (1) 응축기는 주위와 완전히 단열된 상태이다.
- (2) 작동은 정상상태이다.

(3) 냉매흐름에 대해서는 단면내 요소유로 간에는 완전 비혼합이고 공기흐름에 대해서는 완전 혼합으로 서로는 직교유동이다.



<= Refrigerant Flow Direction
Fig. 3 Arrangement of segment.

(4) 냉매유로 방향의 열전도는 무시한다.

(5) 냉매 분지관 헤더(header)에서의 열전달 및 압력강하는 무시하며, 단열혼합으로 간주한다.

(6) 냉동기 유(oil)의 영향은 없는 것으로 간주한다.

위와 같은 가정을 하여 국소구간법을 사용하여 응축기의 성능을 예측하였으며 계산시 필요한 냉매, 즉 HFC134a는 일본냉동협회 물성표⁽⁸⁾에 의거하여 프로그램화하였으며 공기의 물성치는 ASHRAE Handbook⁽⁹⁾을 근거로 하였다.

응축기를 국소구간으로 나눈 요소분할방법은 2차원 (m, n) 매트릭스이다. n 은 Fig. 3의 각 냉매유로에 상당하며 냉매의 입구측을 1로 한다. 즉 최상단의 냉매관이다. m 은 냉매의 흐름방향에 대한 요소분할이며 냉매의 입구 쪽을 1, 출구 쪽을 m 으로 하였다. 전체 냉매관을 기준으로 하여 핀의 중앙부를 분할하여 n 은 27등분하였으며, 냉매의 흐름방향으로 m 은 길이가 454 mm일 때 32, 567 mm일 때 40, 623.7 mm일 때 44등분하였다. 국소구간 계산부분의 해석 흐름도는 Fig. 4에 나타내었으며 응축기 전체에 대한 해석 흐름도는 Fig. 5에 나타내었다. 수렴에 관련된 변수로는 냉

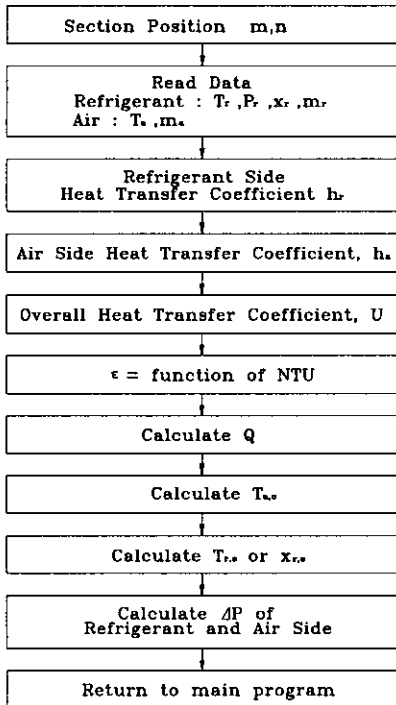


Fig. 4 Flowchart of section calculation.

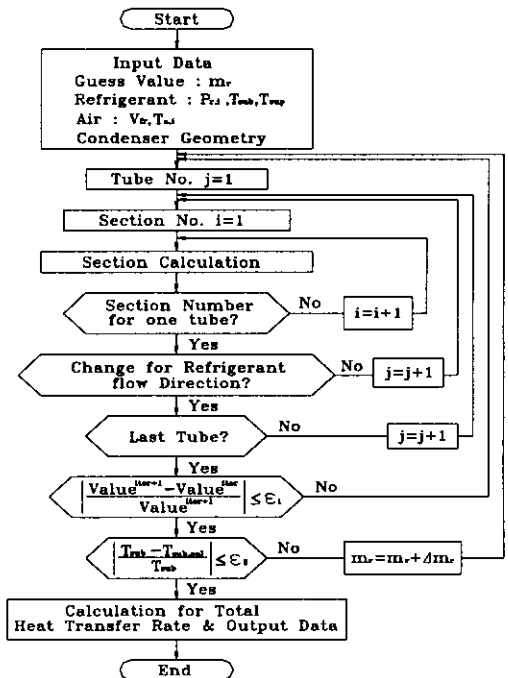


Fig. 5 Flowchart of condenser simulation.

매의 과냉도이며 냉매유량을 변경해 가면서 응축기 출구측의 과냉도가 요구하는 값에 도달할 경우 프로그램을 종료한다. 수렴조건으로는 요구하는 값과 계산치의 오차가 0.1℃ 이내이다. 수렴을 촉진시키기 위하여 사용한 수치적 방법은 Secant 법⁽¹⁰⁾을 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 해석의 타당성 검증

실험결과는 D사의 열교환기 실험장치를 이용하여 얻은 것으로 실험 및 해석조건은 응축기 크기 454.0×306.0, 567.0×306.0, 623.7×306.0 mm, 공기측 전면속도 2 m/s, 3 m/s, 4 m/s, 5 m/s, 응축기 입구압력 1.47 MPa, 1.62 MPa, 1.87 MPa, 냉매의 응축기 입구과열도 15℃, 25℃, 35℃, 냉매

의 응축기 출구과냉도 5℃, 10℃, 15℃의 총 54가지 조건을 비교하였다.

실험과 해석을 비교한 결과를 Fig. 6에 냉매의 질량유량, Fig. 7에 열전달량, Fig. 8에 공기측 압력손실, Fig. 9에 냉매측 압력손실로 나타내었다.

냉매의 질량유량은 평균 0.993, 열전달량은 평균 0.996, 공기측 압력손실은 평균 0.865, 냉매측 압력손실은 평균 0.949의 정확도를 나타내었다. 공기측 압력손실은 해석결과가 실험결과보다 크게 나타났고, 냉매의 질량유량과 열전달량 및 냉매측 압력손실은 작게 나타났으며, 냉매질량유량과 열전달량은 ±10% 이내, 공기측과 냉매측의 압력손실은 ±15% 이내에서 만족하였다. 공기측 압력손실은 실험결과가 수치해석결과에 비하여 일관성 있게 크게 나타났는데 이는 공기측 압력손실의 상관식이 공기측 전면속도에 따라 공기측 압력손실이 증가하는 경향은 잘 예측하나 그 크

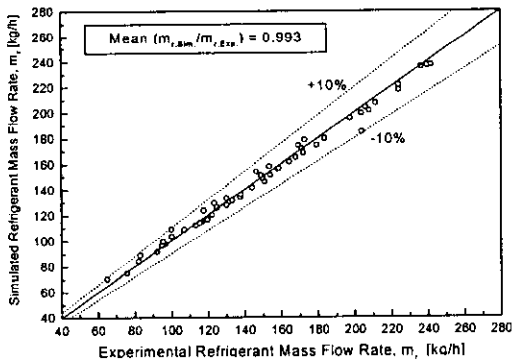


Fig. 6 Experimental refrigerant mass flow rate compared with simulated results.

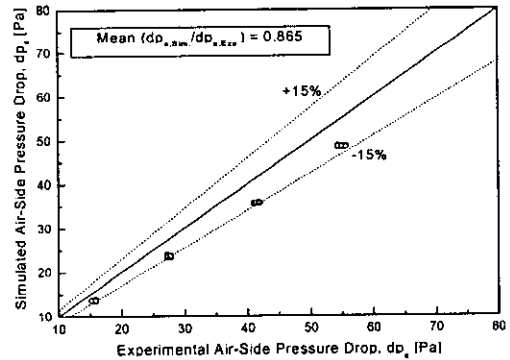


Fig. 8 Experimental air-side pressure drop compared with simulated results.

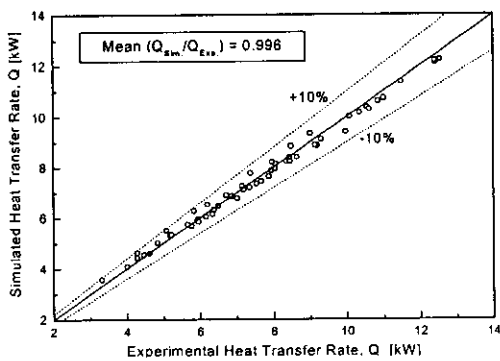


Fig. 7 Experimental heat transfer rate compared with simulated results.

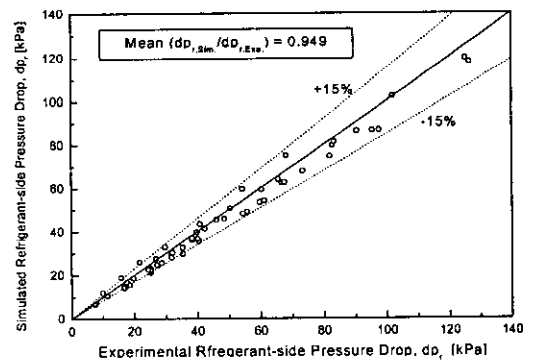


Fig. 9 Experimental refrigerant-side pressure drop compared with simulated results.

기는 작게 예측하기 때문으로 판단된다.

3.2 응축압력

Fig. 10은 공기측 전면속도에 대하여 열전달량을 나타낸 것으로 공기측 전면속도가 증가함에 따라 열전달량은 증가하였으며 증가폭은 조금씩 감소하고 응축압력이 높을수록 열전달량은 증가한다. 이는 압력이 높을수록 냉매의 온도는 올라가기 때문인데 압력이 1.47 MPa, 1.62 MPa, 1.87 MPa일 경우 각각 포화온도는 54.6°C, 58.5°C, 64.5°C이다. 즉, 공기측 입구 공기온도와 냉매측 온도와의 차이가 응축압력이 높을수록 크기 때문에 응축압력이 높을수록 열전달량은 증가한다.

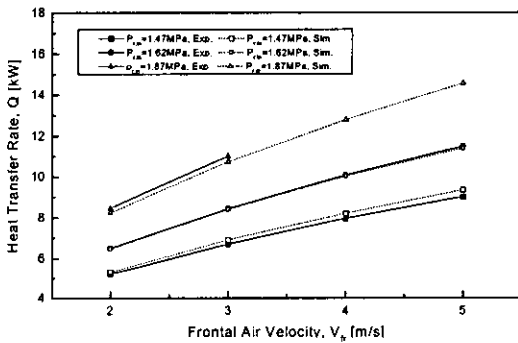


Fig. 10 Heat transfer rate vs. frontal air velocity (Core size=623.7×306 mm, $T_{a,i}=35^{\circ}\text{C}$, $T_{sub}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{sup}=25^{\circ}\text{C}$).

Fig. 11은 공기측 전면속도에 대하여 냉매의 질량유량을 나타낸 것으로 열전달량과 비슷하게 나타났으며 이는 열전달량이 증가하면 응축기 출구의 과냉도를 맞추기 위하여 냉매의 질량유량이 증가하기 때문이다. 그리고 실험결과와 수치해석결과는 유사하게 나타났으며 열전달량과 냉매의 질량유량은 실험결과에 비하여 수치해석결과가 응축압력이 1.47 MPa일 경우에는 많게, 응축압력이 1.52 MPa과 1.87 Mpa일 경우에는 작게 나타났다.

각 상의 면적비는 Fig. 12에서 보는 바와 같이 공기측 전면속도에 따라 기상, 액상 및 2상이 차지하는 비율은 거의 같으며, 2상구간은 전체 응축기의 약 80%로 응축기의 대부분을 차지하고

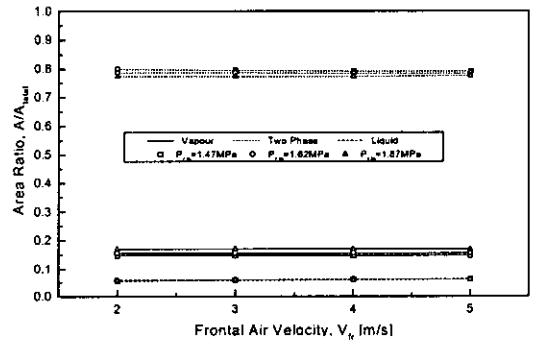


Fig. 12 Area ratio of refrigerant phases vs. frontal air velocity (Core size=623.7×306 mm, $T_{a,i}=35^{\circ}\text{C}$, $T_{sub}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{sup}=25^{\circ}\text{C}$).

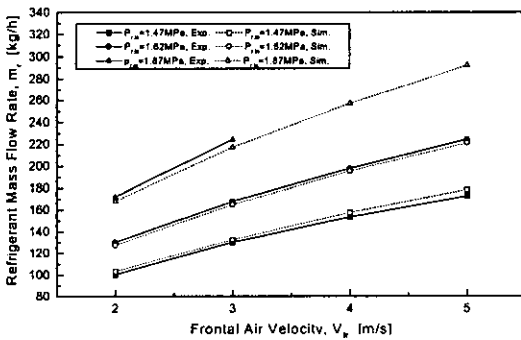


Fig. 11 Refrigerant mass flow rate vs. frontal air velocity (Core size=623.7×306 mm, $T_{a,in}=35^{\circ}\text{C}$, $T_{sub}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{sup}=25^{\circ}\text{C}$).

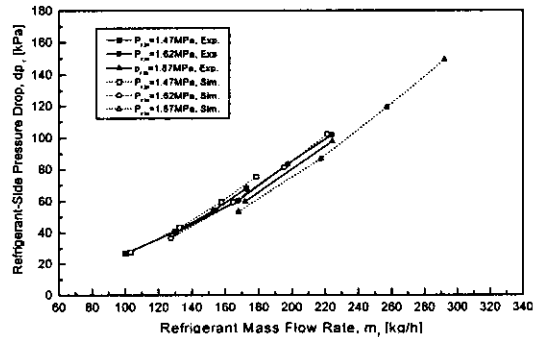


Fig. 13 Refrigerant-side pressure drop vs. refrigerant mass flow rate (Core size=623.7×306 mm, $T_{a,i}=35^{\circ}\text{C}$, $T_{sub}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{sup}=25^{\circ}\text{C}$).

과열구간, 즉 기상구간은 약 16%, 과냉구간, 즉 액상구간은 약 6%이다. 이는 응축기의 성능을 좌우하는 것은 냉매의 2상구간에서 열전달 및 압력손실이 지배적인 역할을 함을 알 수 있다. 동일한 공기측 전면속도에서 액상이 차지하는 면적은 응축압력에 관계없이 일정하며 2상이 차지하는 면적은 응축압력이 낮을수록 많고 기상이 차지하는 면적은 반대로 응축압력이 높을수록 많다.

Fig. 13은 냉매측 질량유량에 따른 냉매의 압력손실을 나타낸 것으로 냉매의 질량유량에 따라 증가하며 그 형태는 포물선 형태로 증가함을 보인다. 그리고 동일한 냉매의 질량유량에서 압력손실은 응축압력이 낮을수록 증가하는데 이는 응축압력이 감소하면 2상의 냉매가 응축기에 차지하는 면적이 응축압력이 작을 경우 가장 크기 때

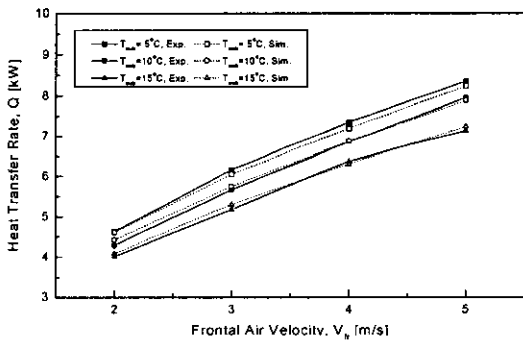


Fig. 14 Heat transfer rate vs. frontal air velocity (Core size=454×306 mm, $T_{a,i}=35$ °C, $P_{r,i}=1.62$ MPa, $T_{sup}=25$ °C).

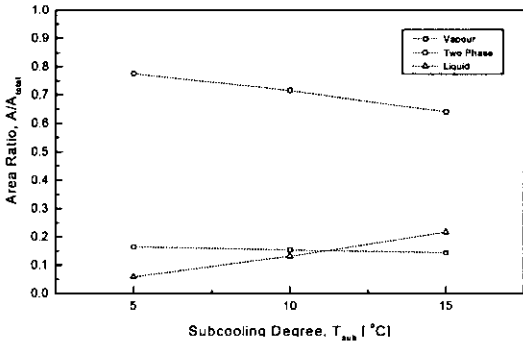


Fig. 15 Area ratio of refrigerant phases vs. subcooling degree (Core size=454×306 mm, $V_f=5$ m/s, $T_{a,i}=35$ °C, $P_{r,i}=1.62$ MPa, $T_{sup}=25$ °C).

문이다. 그 이유는 각 상, 즉 기상, 2상 및 액상에 대한 동일조건에서의 단위길이당 압력손실은 2상, 기상, 액상의 순서로 크기 때문이다. 그리고 실험결과와 수치해석의 결과는 비슷한 경향을 나타내었다.

3.3 응축기 출구의 냉매 과냉도

Fig. 14는 공기측 전면속도에 대하여 열전달량을 나타낸 것으로 응축기 출구의 과냉도가 작을수록 열전달량은 증가한다. 이는 과냉도가 작아지면 응축기 출구의 냉매온도가 높아져 공기와 냉매의 온도차가 커지기 때문이다. 그리고 실험결과와 수치해석결과는 유사하게 나타났으며 응축기 출구의 냉매 과냉도가 작을 경우에는 조금 크게 나타났으며 큰 경우에는 작게 나타났다.

Fig. 15는 응축기 출구의 냉매 과냉도에 대한 각 상의 면적비를 나타낸 것으로 2상과 기상의 냉매가 응축기에서 차지하는 비율은 과냉도가 증가함에 따라 감소하고 감소비율은 2상이 크다. 그리고 액상의 냉매가 응축기에서 차지하는 비율은 2상과 기상이 감소한 만큼 증가한다.

Fig. 16은 냉매측 질량유량에 따른 냉매의 압력손실을 나타낸 것으로 동일한 냉매의 질량유량에서 압력손실은 응축기 출구의 냉매 과냉도가 작을수록 증가하는데 이는 과냉도가 작아지면 2상의 냉매가 응축기에 차지하는 면적이 과냉도가 클 경우에 비하여 크기 때문이다. 그리고 실험결과와 수치해석의 결과는 비슷한 경향을 나타내고

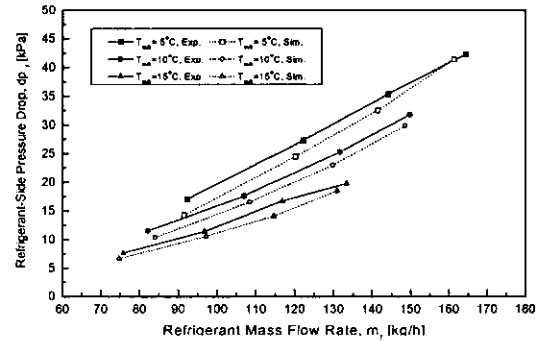


Fig. 16 Refrigerant-side pressure drop vs. refrigerant mass flow rate (Core size=454×306 mm, $T_{a,i}=35$ °C, $P_{r,i}=1.62$ MPa, $T_{sup}=25$ °C).

전체적으로 실험결과가 수치해석결과에 비하여 압력손실이 많게 나타났다.

3.4 응축기 입구의 냉매 과열도

Fig. 17은 공기측 전면속도에 대하여 열전달량을 나타낸 것으로 응축기 입구의 과열도가 클수록 열전달량은 증가한다. 이는 과열도가 커지면 응축기 입구의 냉매온도가 높아져 공기와 냉매의 온도차가 커지기 때문이다.

Fig. 18은 응축기 입구의 냉매 과열도에 대한 각 상의 면적비를 나타낸 것으로 2상과 액상의 냉매가 응축기에서 차지하는 비율이 과열도가 증가함에 따라 감소하고 감소폭은 2상의 냉매가 응축

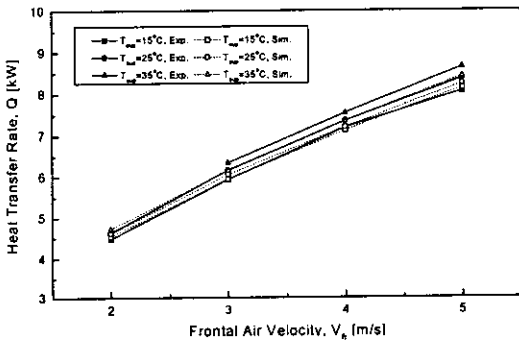


Fig. 17 Heat transfer rate vs. frontal air velocity (Core size=454×306 mm, $T_{a,i}=35$ °C, $P_{r,i}=1.62$ MPa, $T_{sub}=5$ °C).

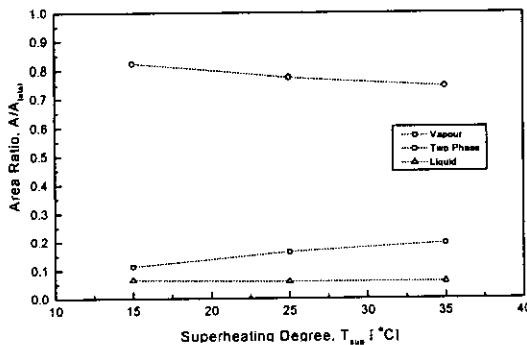


Fig. 18 Area ratio of refrigerant phases vs. superheating degree (Core size=454×306 mm, $V_{fr}=5$ m/s, $T_{a,i}=35$ °C, $P_{r,i}=1.62$ MPa, $T_{sub}=5$ °C).

기에 차지하는 비율이 액상의 냉매가 차지하는 비율에 비해 크며 기상의 냉매가 응축기에서 차지하는 비율은 2상과 액상이 감소하는 만큼 증가한다.

Fig. 19는 냉매측 질량유량에 따른 냉매의 압력손실을 나타낸 것으로 동일한 냉매의 질량유량에서 압력손실은 응축기 입구의 냉매 과열도가 클수록 약간 증가하는데 이는 과열도가 증가하면 2상의 냉매가 응축기에 차지하는 면적이 과열도가 크면 감소하고 기상의 냉매가 응축기에 차지하는 면적은 증가하나 그 증감의 기울기는 기상이 크기 때문이다. 그리고 실험결과와 수치해석의 결과는 냉매의 질량유량이 증가함에 따라 증가하고 실험결과가 수치해석결과에 비하여 크게 나타났다.

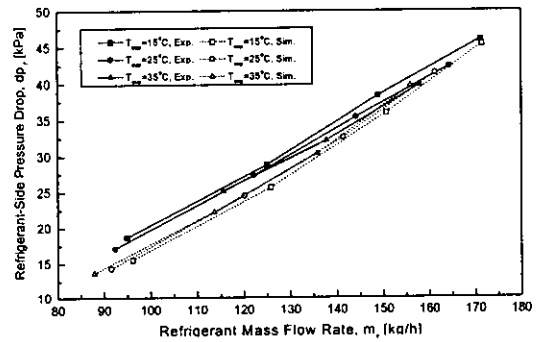


Fig. 19 Refrigerant pressure drop vs. refrigerant mass flow rate (Core size=454×306 mm, $T_{a,in}=35$ °C, $P_{r,in}=1.62$ MPa, $T_{sub}=5$ °C).

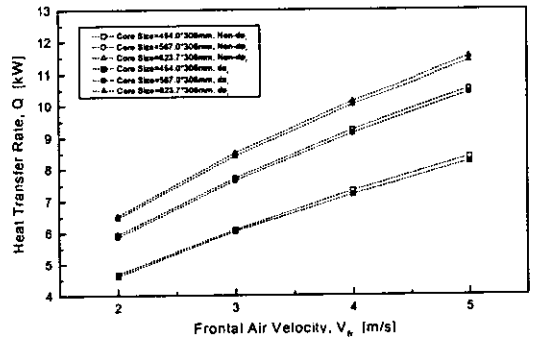


Fig. 20 Heat transfer rate vs. frontal air velocity ($P_{r,i}=1.62$ MPa, $T_{a,i}=35$ °C, $T_{sub}=5$ °C, $T_{sup}=25$ °C).

3.5 냉매측 압력손실

Fig. 20은 공기측 전면속도에 대하여 열전달량을 나타낸 것으로 공기측 전면속도가 증가함에 따라 열전달량은 증가하며 증가폭은 조금씩 감소하고 응축기의 냉매측 압력손실을 고려하였을 경우가 고려하지 않았을 경우에 비하여 약 1~2% 감소하였다. 이는 압력손실이 발생하면 냉매의 온도가 떨어져 공기와의 온도 차이가 작아져 열전달량이 줄어들기 때문이다. 따라서 응축기 설계시 압력손실에 대한 영향을 고려하여야 한다.

4. 결 론

현재 자동차에 사용되고 있는 평행류형 응축기에 대하여 열교환기를 국소해석 영역으로 나누어 성능을 해석하는 국소구간법을 사용하여 각 국소구간에서 냉매의 압력손실에 대한 물성변화를 포함시켜 보다 실제에 가까운 응축기의 성능을 예측할 수 있는 수치해석 프로그램을 개발하여 실험결과와 비교하여 타당성을 검증하였으며, 각 응축기의 운전조건에 따라 응축기의 성능에 미치는 영향을 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 응축기의 수치해석결과와 실험결과와의 오차는 실험결과를 기준으로 냉매의 질량유량은 평균 0.993, 열전달량은 평균 0.996, 공기측 압력손실은 평균 0.865, 냉매측 압력손실은 평균 0.949의 정확도를 나타내었고, 냉매 질량유량과 열전달량은 $\pm 10\%$ 이내, 공기측과 냉매측의 압력손실은 $\pm 15\%$ 이내에서 만족하였다.

(2) 응축압력에 의한 응축기의 성능은 응축압력이 높을수록 열전달량과 압력손실은 증가하며, 증가하는 경향은 선형적이다.

(3) 응축기 입구의 과열도와 출구의 과냉도에 의한 응축기의 성능은 과열도의 영향보다는 과냉도의 영향을 많이 받으며, 전체 응축기 중에 2상 냉매로 존재하는 면적비가 과열도 변화에 의한 영향보다는 과냉도의 영향을 많이 받기 때문이다. 따라서 응축기 출구의 과냉도가 작게 운전될 수 있도록 공조기의 운전조건을 설계하여 한다.

(4) 실제 응축기에서는 냉매가 흐르면서 압력손실을 동반하여 압력손실에 따른 냉매의 온도가 낮아지므로 열전달량이 줄어드는데, 압력손실을 고려하지 않았을 경우가 압력손실을 고려하였을

경우에 비하여 약 1~2%의 열전달량이 크게 나타났다.

후 기

본 연구는 과학기술부 지원으로 수행하는 '99 특정연구개발사업 중 기업수탁중단과제지원사업의 일환으로 수행되었습니다. 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

참고문헌

1. Kays, W. M. and London, A. L., 1984, Compact Heat Exchanger, 3rd ed., McGraw-Hill.
2. Webb, R. L., Chang, Y. J. and Wang, C. C., 1995, Heat Transfer and Friction Correlations for the Louver Fin Geometry, IMechE, Vol. C496/081, pp. 533-541.
3. Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1930, University of California Publications on Engineering, Berkely, Vol. 2, p. 443.
4. Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, A Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Forced Convection Condensation, Proc. 5th Int. Heat Transfer Conference, Vol. 79, pp. 309-313.
5. Collier, J. G., 1981, Convective Boiling and Condensation, 2nd ed., McGraw-Hill.
6. Friedel, L., 1979, Improved Friction Pressure Drop Correlation for Horizontal and Vertical Two-Phase Pipe Flow, European Two-Phase Flow Group Meeting, Isora, Italy, Paper E2.
7. Victor, L. S. and Benjamin, E. W., 1975, Fluid Mechanics, 6th ed., McGraw-Hill.
8. Japanese association of refrigeration and Japan from gas association, 1990, Thermophysical properties of environmentally acceptable fluoro-carbons-HFC-134a and HCFC-123-, Japanese association of refrigeration and Japan from gas association.
9. ASHRAE Handbook, 1989, Fundamentals, ASHRAE.
10. Jaluria, Y., 1998, Design and Optimization of Thermal Systems, McGraw-Hill.