

밀집형 자연냉매 증발기의 열성능에 미치는 불균일 공기유동분포의 영향

박 병 규[†], 김 근 오, 김 무 군^{*}

한국기계연구원 열유체환경연구부, ^{*}인제대학교 기계자동차공학부

Effects of Air Flow Nonuniformity on the Thermal Performance of a Compact Evaporator for Natural Working Fluids

Byung Kyu Park[†], Geun Oh Kim, Moo Geun Kim^{*}

Department of Thermal, Fluid and Environmental Engineering, KIMM, Taejon 305-600, Korea

^{*}School of Mechanical & Automotive Engineering, Inje University, Kimhae, Kyongnam 621-749, Korea

(Received July 28, 2001; revision received September 20, 2001)

ABSTRACT: The application of carbon dioxide as an attractive natural working fluid in air cooling and heating system is increasingly important in view of the CFC substitution problem. The thermal performance of compact evaporator was analyzed using section-by-section method. The effects of the two-dimensional nonuniformity of air flow through the evaporator is presented. The detrimental effect of the air flow nonuniformity on the thermal performance of the evaporator is found to be significant for many typical applications. It is shown that total heat transfer rate of evaporator using CO₂ is higher than that using R134a at the simulation conditions.

Key words: Compact evaporator(밀집형 증발기), Two-dimensional nonuniform air flow(2차원 불균일 공기유동), Carbon dioxide(이산화탄소), Natural working fluid(자연냉매)

기 호 설 명

A : 면적 [m²]

C_p : 비열 [kJ/kg · °C]

D : 직경 [m]

f : 마찰계수

G : 질량유속 [kg/m² · h]

g : 중력가속도 [m²/s]

H : 열교환기 전체 높이 [m]

H_l : 루우버 핀 높이 [mm]

$h_{c,o}$: 외부 열전달계수 [W/m² · °C]

$h_{D,o}$: 물질전달계수 [kg/m² · s]

h_i : 관내 열전달계수 [W/m² · °C]

h_{cf} : 관과 핀의 접촉 열전달계수 [W/m² · °C]

i : 엔탈피 [kJ/kg]

i_{fg} : 잠열 [kJ/kg]

j : j 인자, $\frac{h_{c,o} \cdot Pr^{2/3}}{Ga \cdot C_{p,a}}$

k : 열전도도 [W/m · °C]

L : 길이 [m]

Le : Lewis 수

l_b : 루우버 핀 피치 [mm]

l_l : 루우버 핀 길이 [mm]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-868-7367; fax: +82-42-868-7335

E-mail address: bkpark@kimm.re.kr

- M : 가로방향의 구간 수
- m : 질량유량 [kg/h]
- N : 세로방향의 구간 수
- P : 압력 [kPa]
- Pr : Prandtl 수
- Q : 열전달량 [kW]
- R : 단위 면적당 제습률 [$\text{kg/m}^2 \cdot \text{h}$]
- R' : 단위 폭당 제습률 [$\text{kg/m} \cdot \text{h}$]
- Re : Reynolds 수
- Re_{tp} : 루우버 피치 기준 Reynolds 수
- T : 온도 [$^{\circ}\text{C}$]
- ΔT_m : 대수 평균 온도차 [$^{\circ}\text{C}$]
- t : 관 두께 [m]
- U : 총괄 열전달계수 [$\text{W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$]
- V : 속도 [m/s]
- v : 비체적 [m^3/kg]
- W : 절대습도
- x : 건도
- z : 유동 불균일 계수(Flow nonuniformity factor)

그리스 문자

- δ : 응축막 두께 [m]
- η_t : 전체 표면효율, $1 - \frac{A_t}{A_o}(1 - \phi)$
- μ : 동점성계수 [$\text{kg/m} \cdot \text{s}$]
- ρ : 밀도 [kg/m^3]
- τ : 열성능 저하계수(Thermal performance deterioration factor)
- ϕ : 핀 효율

하첨자

- a : 공기
- b : 핀 밑단
- c : 응축
- d : 건공기
- i : 관 내부
- f : 핀

- m : 평균
- o : 관 외부
- r : 냉매
- t : 관
- tip : 핀 끝단
- w : 물

1. 서 론

열교환기는 일반적으로 서로 다른 온도의 두 유체 사이에 열에너지를 전달하는 장치로서 패키지형 및 자동차용 에어컨, 냉장고 등의 냉방시스템에 널리 사용되고 있다. 열교환기의 설계문제는 그 동안에는 주로 에너지 효율의 측면에서 다루어져 왔으나 최근에는 냉매로 사용되고 있는 CFC(염화불화탄소)계열 물질로 인한 환경 파괴문제가 대두되면서 환경친화적 냉매의 사용이 불가피하게 되었다. 이러한 이유로 여러 대체냉매들이 개발되어 사용되고 있으며, CO₂를 이용한 차량용 공조시스템은 Lorentzen and Pettersen⁽¹⁾에 의해 처음으로 발표된 이후로 이 개념은 산업계 및 학계 모두에서 매우 주목받았고 가까운 미래에 상업적 채택이 가능할 것으로 보인다.^(2,3) 또한 주거용 공기조화 및 열펌프에 사용하는 것에 대한 가능성이 관심을 끌고 있다.⁽⁴⁾

일반적인 CO₂ 증발기 압력은 기존 냉매보다 약 10배의 압력인 3,500~7,000 kPa에서 사용된다. 따라서 유체의 물성치, 최적 냉매측 질량유속, 압력강하는 기존의 자료와 다르며 액체 CO₂의 높은 열전도도, 낮은 동점성, 높은 비열은 열전달 거동에 유리하여 관심을 모으고 있다.

대체냉매로서 CO₂를 기존의 시스템에 그대로 적용할 경우 냉매 물성치의 차이에 따른 열전달 및 압력강하 특성 등의 변화로 인하여 기존 시스템의 성능변화가 예상된다. 그러므로 열교환기에 대한 설계변경은 필수적이라 할 수 있어 초기 설계투자 비용을 줄일 수 있는 열교환기 성능예측의 중요성이 강조되고 있다.

열교환기의 설계 및 성능해석 시뮬레이션에서는 실제조건을 반영해야 하는데 열교환기의 실제 운전에서는 팬 등의 사용과 곡관 유로, 덕트 내 마찰 등에 의해 열교환기 전면에 유입되는 공기의 유동분포는 2차원적인 불균일 공기 유동분포를 갖는다. 그러므로 열교환기 성능 예측과정에

서 보다 정확한 설계자료를 얻기 위해서는 실제 운전과 유사한 2차원 불균일 유동분포의 조건하에서 성능을 예측하여야 한다.

본 연구에서는 자연냉매인 CO₂를 사용한 제습 과정이 수반되는 밀집형 CO₂ 증발기에 대하여 2차원 불균일 공기 유동분포의 영향을 해석할 수 있는 단면분할방법(section-by-section method)을 사용하여 성능을 예측하고 대체냉매로 사용되고 있는 R134a 냉매와 비교한다. 또한 4가지 형태의 2차원 공기 유동분포를 선택하여 자연냉매용 밀집형 증발기의 성능에 미치는 영향을 고찰한다.

2. 해석

2.1 해석 모델

Fig. 1은 해석에 사용된 밀집형 CO₂ 증발기의 개략도이다. 증발기는 1열에 35개의 마이크로채널이 있는 편평관 9개로 구성되며 2열 형태이다. 공기의 유동방향은 1열에서 2열로 직교유동 형태로 이루어지며 냉매유로는 3개의 관이 한 패스(pass)로 이루어져 2열 왼쪽 하단으로 유입되어 3개의 패스를 통과하여 1열의 상단 패스 오른쪽으로 들어가 또다시 3개의 패스를 거친 후 1열 왼쪽 하단부로 나오게 되며 전체 6개의 패스로 구성된다. 핀은 루우버 형태이며 1열과 2열이 동일한 형태이다. 해석영역은 관을 따르는 가로방향 20개, 세로방향으로는 9개의 구간으로 나누어 전체 180개로 하였으며 공기유동방향으로는 마이크로채널 35개와 증발기의 열이 2개이므로 열교환기 전체로는 $20 \times 9 \times 35 \times 2 = 12,600$ 개의 구간으로 나누어 편평관 내의 마이크로채널의 영향을 포함하여 계산을 수행하였다. 자세한 증발기 형상은 Table 1에 나타났다.

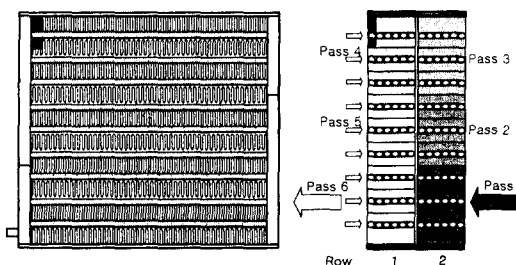


Fig. 1 Schematic of compact evaporator for natural working fluids.

Table 1 Geometric dimensions of compact evaporator for carbon dioxide.

Parameter	Specification
Number of tubes / row	9
Number of row	2
Microchannel inner diameter	0.79 mm
Number of microchannel / tube	35
Tube width	41.76 mm
Tube height	1.45 mm
Vertical tube spacing	20 mm
Tube length	200 mm
Fin spacing	1.5 mm
Fin thickness	0.12 mm
Evaporator height	200 mm
Evaporator width	92 mm
Tube material	Aluminium
Fin material	Aluminium
Fin type	Louver

Fig. 2는 편평관의 실제형상과 해석에 사용된 형상을 나타낸 것이다. 실제형상은 편평관내에 원형의 마이크로채널로 구성되어 있으나 핀 표면의 평균온도 계산과 공기 유동방향으로의 마이크로채널의 영향을 포함하여 계산하기 위하여 마이크로채널이 사각형이라고 가정하고 실제형상의 마이크로채널 직경과 동일한 수력직경을 사용하는 편평관 해석 모델을 선택하였다. 이러한 모델을 선택하기 위하여 유동방향의 핀 전도효과를 무시하고 핀 위아래 양끝단이 단열이라는 가정을 사용하였다. 또한 공기 유동분포의 영향을 파악하기 위하여 열교환기 전면부의 공기 유동분포는 한 구간의 공기 유로를 따라서 변하지 않는 것으로 가정하였다.

2.2 기본이론

2.2.1 열전달방정식

공기와 냉매의 열전달은 직교 유동에 의해 이

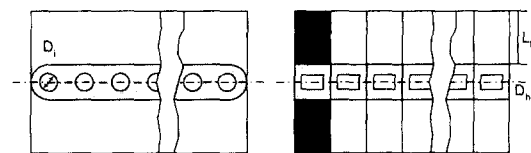


Fig. 2 Actual geometry and analysis model of micro-multichannel tube.

루어지며 다음과 같은 일반적인 열전달 관계를 갖는다.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (1)$$

$$Q = m(i_2 - i_1) \quad (2)$$

$$Q = m \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (3)$$

위의 관계식으로부터 냉매의 상에 따른 열전달을 각각 계산할 수 있다. 2상유동의 경우 열전달은 식(4)와 같이 정의된다.

$$Q = m_a \cdot C_{p,a} (T_a - T_r) \left(1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_o}{m_a \cdot C_{p,a}}\right) \right) \quad (4)$$

단상유동일 경우는 식(5)와 같다.

$$Q = m_r \cdot C_{p,r} (T_a - T_r) \left[1 - \exp\left(-\frac{m_a \cdot C_{p,a}}{m_r \cdot C_{p,r}} \left(1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_o}{m_a \cdot C_{p,a}}\right) \right) \right) \right] \quad (5)$$

하나의 구간에서 2상유동과 단상유동이 동시에 존재할 때에는 식(4)와 식(5)를 이용하여 각 상의 분포길이를 구하여 각각 계산한다.

2.2.2 총괄 열전달계수

핀이 부착된 관의 총괄 열전달계수는 냉매와 공기 사이의 열저항들(관 내의 열저항, 관의 전도 열저항, 관과 핀의 접촉 열저항, 공기측의 열저항)을 모두 고려한 것이다.

관 내를 흐르는 냉매의 유동은 높은 난류 특성을 가지므로 반경방향 온도구배는 무시할 수 있으며, 본 연구에서 적용한 단면분할법은 관의 일부를 해석모델로 채택하므로, 구간에서 핀이 부착된 관벽의 온도는 일정하다고 가정할 수 있기 때문에 관의 축방향 열전달은 무시하였다. 증발기로 사용되는 열교환기의 경우 표면에서의 공기의 제습과정에 대한 해석이 필요하다. 증발기 표면의 온도가 공기의 이슬점 이하로 되면 공기가 응축되는데, 이때에는 공기와 물의 표면 사이에 물질전달에 의해 식(6)과 같은 열전달 관계가 성

립된다.

$$dQ = [h_{c,o} (T_a - T_w) + h_{D,o} (W_a - W_w) i_{f,g,w}] dA_o \quad (6)$$

여기서, T_w 는 핀 밑단 물의 온도, W_w 는 T_w 에서 평가된 포화공기의 절대습도이다. 첫째 항은 현열 열전달량이며, 둘째 항은 잠열 열전달량이다. 대기압에서 공기의 Lewis 수는 일반적으로 1로 가정하며 온도에 관한 핀 효율이 응축된 핀 표면에서도 적용된다고 가정하면

$$Le = \frac{h_{c,o}}{h_{D,o} C_{p,a}} \approx 1 \quad (7)$$

$$\phi = \frac{W_a - W_{j,m}}{W_a - W_w} \quad (8)$$

열전달은 식(9)와 같이 유도된다.

$$dQ = h_{c,o} \left(1 + \frac{i_{f,g,w} (W_a - W_w)}{C_{p,a} (T_a - T_w)} \right) \left(1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \phi) \right) (T_a - T_w) dA_o \quad (9)$$

앞에서 언급한 모든 열저항과 응축막을 통한 열저항을 고려하면 식(10)과 같은 총괄 열전달계수로 표현된다.⁽⁵⁾

$$U_o = \left[\frac{A_o}{A_{t,i} h_i} + \frac{A_o t}{A_{t,m} k_t} + \frac{A_o}{A_{t,o} h_o} + \frac{1}{\left(\frac{k_w}{\delta} \right)} + \frac{1}{h_{c,o} \eta_t \left(1 + \frac{i_{f,g,w} (W_a - W_w)}{C_{p,a} (T_a - T_w)} \right)} \right]^{-1} \quad (10)$$

식(10)은 응축된 응축막의 두께를 알아야 계산되어진다. 실제로 핀 표면에서 응축은 균일하지 않으며 응축막의 두께는 일정하지 않아 해석을 위해 평균 응축막 두께를 사용한다.

응축막의 두께를 평가하기 위해 물질전달 방정식과 수직 벽면에서 점성유동에 대한 Navier-Stokes 방정식을 고려하여 유도하면 다음과 같은 식을 구할 수 있다.

$$\delta = 1.082 \left(\frac{\mu R'}{g \rho_w^2} \right)^{1/3} \quad (11)$$

여기서, $R' = m_{a,d}(W_{a,in} - W_{a,out})/A_o \cdot H$ 이다.

핀 표면 평균 온도는 정의식으로부터 핀 표면의 선형적인 온도분포를 가정하면 사각 핀일 때 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_{f,m} = \frac{1}{A_f} \int T dA_f = \frac{(T_{tip} + T_b)}{2} \quad (12)$$

핀 표면 평균 온도는 핀 효율의 정의식으로부터 다음과 같이 표시된다.

$$T_{f,m} = T_a - \eta_f(T_a - T_b) \quad (13)$$

식(12)와 식(13)으로부터 핀 선단온도 T_{tip} 과 응축이 발생하는 거리를 구할 수 있다. 또한 같은 방법으로 포화공기의 습도가 선형적이라고 가정하면 이슬점 이하 온도인 핀 표면의 평균 온도에 대응하는 포화공기의 절대습도를 계산할 수 있다.

$$W_w = \frac{(W_c + W_b)}{2} \quad (14)$$

여기서, W_c 는 응축이 발생하는 핀 위치에서의 절대습도이다.

2.2.3 공기 및 냉매 열전달계수

본 연구에서 사용한 밀집형 열교환기의 핀의 형상은 루우버 핀으로 루버 높이 0.75 mm, 루버 길이 19 mm, 루버 피치 1.5 mm이며, 공기측 대류 열전달계수는 식(15)와 같은 Davenport⁽⁶⁾ 상관식으로 계산하였다.

$$j = 0.249 \text{Re}_b^{-0.42} l_h^{0.33} H_l^{0.26} \left(\frac{l_l}{H_l} \right)^{1.1} \quad (15)$$

$$\text{Re}_b = \frac{\rho V l_p}{\mu}, \quad 300 < \text{Re}_b < 4000$$

냉매측 열전달계수는 단상인 경우 Dittus-Boelter 식을 사용하였으며, 냉매가 2상인 경우 Gungor-Winterton⁽⁷⁾의 상관식을 사용하였다.

2.2.4 관내 압력강하

단상에서의 압력강하는 마찰에 의한 강하와 운동량변화에 의한 강하로 나누어 다음과 같이 계산한다.

마찰에 의한 압력강하

$$\frac{dP}{dL} = \frac{2 \cdot f \cdot G^2}{D_i \cdot \rho} \quad (16)$$

여기서, $f = 0.046 \cdot \text{Re}^{-0.2}$

운동량변화에 의한 압력강하

$$\frac{dP}{dL} = -G^2 \frac{dv}{dL} \quad (17)$$

2상유동의 압력강하는 Pierre⁽⁸⁾가 제안한 냉매의 압력강하에 대한 실험식을 사용하였다. 이 실험식은 마찰 및 운동량변화의 효과를 모두 고려한 것이다.

$$\Delta P = \left(f \frac{L}{D_i} + \frac{\Delta x}{x} \right) G^2 \cdot v_m \quad (18)$$

여기서, f 는 마찰계수이며 K_f 는 Pierre가 제안한 Boiling 수로서 다음과 같이 정의된다.

$$f = 0.0185 \left(\frac{K_f}{\text{Re}} \right)^{0.25}, \quad K_f = \frac{J \cdot i_{fg} \cdot \Delta x \cdot g_c}{L \cdot g}$$

$$\text{Re} = \frac{G \cdot D_i}{\mu}, \quad J = 101.972 \text{ kg}_f \cdot \text{m/kJ}$$

2.3 해석방법

열교환기를 해석하기 위해 본 연구에서 사용한 단면분할법은 열교환기를 여러 개의 국소해석 구간으로 나눈 후 각 해석구간에서 ϵ -NTU 법을 사용하여 해석한 후 결과들을 적분하는 해석방법이다.

국소 열전달 해석에 의한 접근방법은 작게 나누어진 국소 영역별로 열전달을 해석하기 때문에 각 국소 영역에 적당한 열전달 모델을 선정해 해석할 수 있고 냉매의 물성치 변화와 위치에 따른 열전달 관련변수의 변화를 고려할 수 있다.

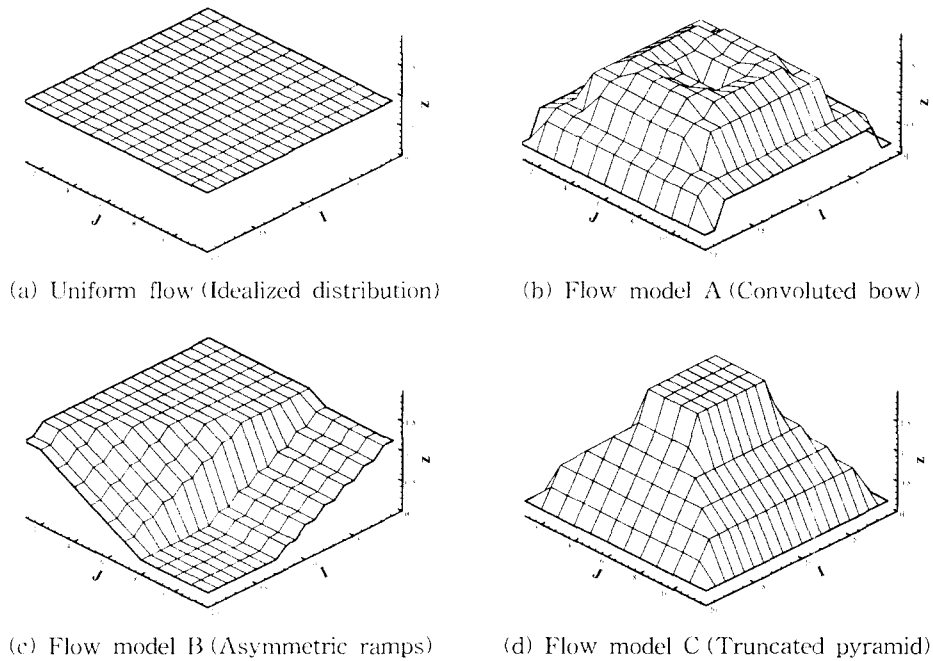


Fig. 3 Models of air flow distribution.

단면분할법은 국소 해석법에 의한 열교환기 해석방법의 하나로 열교환기의 해석구간을 관 단위보다 더 작은 해석영역인 구간 단위로 나누어 해석하는 방법이다. 즉, 열교환기의 관 단위를 냉매 유로방향에 따라(가로방향) 여러 개의 해석구간(section)으로 구분하여 나누어 해석함으로써 관 순법이 가지는 단점을 근본적으로 해결하게 된다. 따라서 이 방법을 사용하면 공기측의 가로 및 세로방향의 다양한 2차원 유동형태를 모두 해석할 수 있게 된다.

본 연구에서는 관을 따르는 가로방향으로는 20개(M), 세로방향으로는 관수와 동일한 9개(N)의 구간으로 나누어 180개로 하였으며, 공기유동방향으로 편평관 내의 마이크로채널의 영향을 포함하여 계산을 수행하였으며 Fig. 3은 계산에 사용된 2차원 불균일 공기 유동분포를 나타낸 것이다.

전체 열전달량은 각 구간에서 계산된 열전달량을 적분함으로써 계산하였다.

$$Q_{TOTAL} = \sum_{ALL\ SECTION} Q_{EACH\ SECTION} \quad (19)$$

열교환기 전면의 불균일 공기 유동분포가 증발기 성능에 미치는 영향을 나타내기 위해 열성능

저하계수(Thermal performance deterioration factor, τ)를 식(20)과 같이 정의하였다.

$$\tau = \frac{Q_{TOTAL, uniform} - Q_{TOTAL, nonuniform}}{Q_{TOTAL, uniform}} \quad (20)$$

열교환기 전면의 불균일 공기 유동분포를 나타내기 위해 유동 불균일 계수(Flow nonuniformity factor, z)를 식(21)과 같이 정의하였다.

$$z = \sqrt{\frac{\sum_{I=1}^M \sum_{J=1}^N (V_{avg} - V(I, J))^2}{MN}} \quad (21)$$

여기서, $V_{avg} = \left(\sum_{I=1}^M \sum_{J=1}^N V(I, J) \right) / MN$ 이다.

전체 NTU_{TOTAL} 는 전 구간의 UA 값을 적분한 값으로 식(22)와 같이 정의하였다.

$$NTU_{TOTAL} = \frac{(UA)_{TOTAL}}{(m_a \cdot C_{p,a})_{TOTAL}} \quad (22)$$

여기서, $(UA)_{TOTAL} = \sum_{ALL\ SECTION} (UA)_{EACH\ SECTION}$

3. 결과 및 고찰

3.1 공기의 불균일 유동분포의 영향

본 연구의 해석에서는 냉매의 포화온도 0℃, 증발기 입구압력 3,500 kPa, 입구건도 0.25, 증발기 출구냉매는 과열상태인 조건하에서 계산을 수행하였으며, 특별히 언급하지 않은 경우에는 균일 공기 유동분포이다.

Fig. 4는 Chiou⁽⁹⁾의 논문에서 해석한 단일 패스를 갖는 편평관 증발기 형상과 냉매 R12를 사용한 동일한 형태의 증발기에 대하여 본 연구에서 사용한 프로그램으로 해석한 결과이다. 냉매의 질량유량이 20, 30, 60 kg/hr일 경우, NTU_{TOTAL} 의 변화에 따른 전체 열전달량 Q_{TOTAL} 을 나타낸 것이다. Fig. 3과 같은 불균일 공기 유동분포 형태 A, B, C는 유동 불균일 계수 z 가 각각 0.369, 0.446, 0.658이고 균일 유동분포 형태일 때는 z 값은 0이다. 전체적인 경향은 NTU_{TOTAL} 이 증가함에 따라 총열전달량이 서서히 감소하지만, 냉매의 질량유량이 증가하는 경우에는 총열전달량이 증가한다. 불균일 공기 유동분포일 경우에는 동일 NTU_{TOTAL} 에서 균일 공기 유동분포인 경우보다 총열전달량이 감소하고, 유동 불균일 계수가 큰 불균일 유동분포의 경우에는 총열전달량은 조금 더 감소하는 경향을 나타낸다. 또한 냉매의 질량

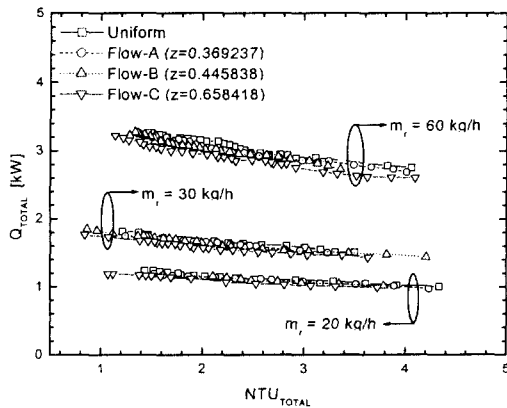


Fig. 4 Variations of heat transfer rate due to NTU_{TOTAL} for various air flow patterns and CFC refrigerant mass flow rates.

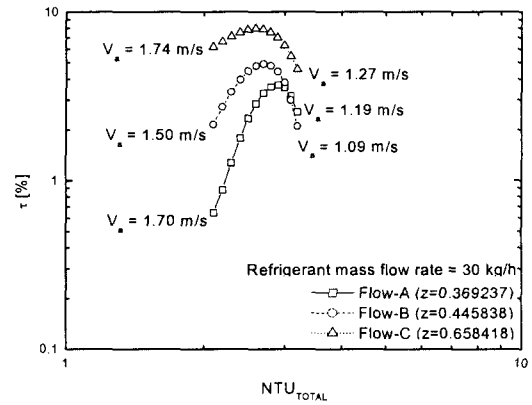


Fig. 5 Relationships of $\tau - NTU_{TOTAL}$ for different nonuniform air flow distributions.

유량이 커짐에 따라 균일 유동과 불균일 유동의 열전달량의 차이는 증가함을 알 수 있다.

Fig. 5는 냉매의 질량유량이 30 kg/h인 경우에 대하여 NTU_{TOTAL} 에 따른 열성능 저하계수를 나타낸 것이다. NTU_{TOTAL} 이 증가함에 따라 열성능 저하계수는 상승하다 일정지점이 지나면 하강하는 경향을 나타내며 유동 불균일 계수가 큰 공기 유동모델 C에서 열성능 저하계수가 10%에 근접하게 크게 나타났다. 이러한 결과는 Chiou⁽⁹⁾의 논문과 비교하여 정성적으로 증발기의 성능을 잘 예측하고 있다.

Fig. 6은 밀집형 CO₂ 증발기에 대해 냉매의 질

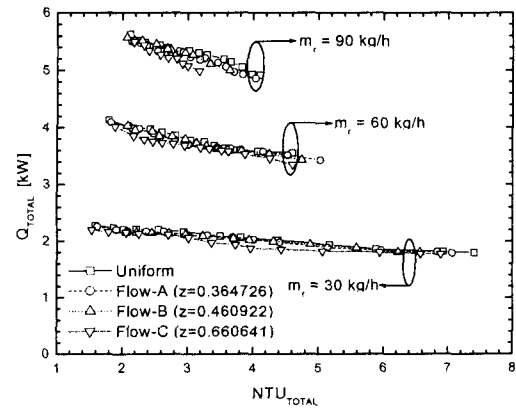


Fig. 6 Variations of heat transfer rate due to NTU_{TOTAL} for various air flow patterns and natural refrigerant mass flow rates.

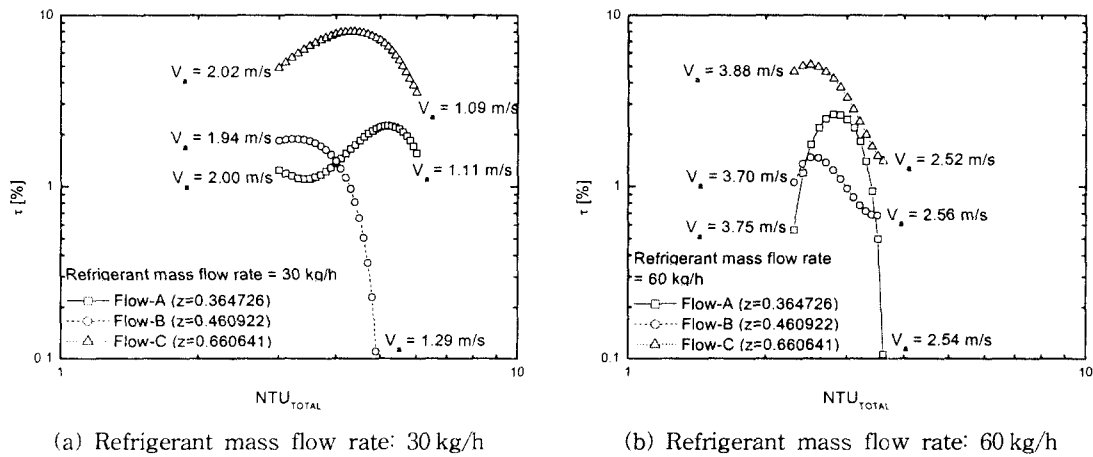


Fig. 7 Relationships of $\tau - NTU_{TOTAL}$ for different nonuniform air flow distributions.

량유량이 30, 60, 90 kg/hr일 경우, NTU_{TOTAL} 의 변화에 따른 전체 열전달량 Q_{TOTAL} 을 나타낸 것이다. 밀집형 CO₂ 증발기에서 공기의 불균일 유동분포 형태 A, B, C에 대한 전체적인 경향은 NTU_{TOTAL} 의 증가에 따라 총열전달량은 감소하고 냉매의 질량유량이 상승함에 따라 총열전달량은 상승한다. 이것은 상기조건에서는 밀집형 CO₂ 증발기가 R12 증발기의 경우(Efig. 4)와 유사한 거동을 나타냄을 의미한다.

Fig. 7(a)는 냉매의 질량유량이 30 kg/h인 경우에 대하여 NTU_{TOTAL} 에 따른 열성능 저하계수를 나타낸 것이다. NTU_{TOTAL} 이 증가함에 따라 열성능 저하계수는 상승하다 일정지점이 지나면 하강하는 경향을 나타내며 유동 불균일 계수가 큰 유동모델 C에서 열성능 저하계수가 크게 나타났다. 유동모델 B에서는 급격하게 하강하는 형태를 나타내며 유동 불균일 계수가 A보다 더 큼에도 불구하고 열성능 저하계수는 NTU_{TOTAL} 이 최대값에서 유동모델 A보다 적게 나타났다. 또한 유동모델 A의 경우 열성능 저하계수가 최대값을 나타내는 증발기 전면유속은 1.312 m/s이며, 유동모델 B와 C는 각각 1.801 m/s, 1.471 m/s로 나타났으며, 이러한 열성능 저하계수의 최대값을 피할 수 있는 증발기 설계를 통한 유로의 최적화가 가능할 것이다. Fig. 7(b)는 냉매의 질량유량이 60 kg/h인 경우로서 열성능 저하계수의 최대값은 30 kg/h인 경우보다 낮은 NTU_{TOTAL} 쪽으로 이동하였으며 열성능 저하

계수의 최대값이 나타나는 지점에서의 공기유속은 공기 유동모델에 따라 각각 3.167 m/s, 3.449 m/s, 3.479 m/s로 냉매의 질량유량을 30 kg/h로 했을 경우에 비해 커져 있음을 알 수 있다. 유동모델 C에 대하여 냉매유량이 30 kg/h인 경우 열성능 저하계수의 최대값은 공기의 유속이 1.471 m/s에서 나타났으며, 냉매유량이 60 kg/h인 경우 3.476 m/s에서 나타났다. 이와 같이 냉매의 질량유량이 증가하면 열성능 저하계수의 최대값인 지점은 NTU_{TOTAL} 이 낮아지며 공기의 유속은 높아짐을 알 수 있다.

일반적으로 NTU_{TOTAL} 의 변화는 공기유속에 좌우되며 공기의 유속이 상승함에 따라 Colburn j 인자는 급격하게 감소하며 점차 그 감소율이 둔화된다. 열교환기 전면부에서 공기의 2차원 불균일 유동분포가 발생하면 불균일 유동분포 내에서 열전달계수의 차가 발생하게 된다. 공기의 유속이 낮은 영역에서는 균일 유동분포와 불균일 유동분포의 열전달계수의 차이는 크나 전체 열전달량이 작기 때문에 열전달량 차이는 미소하며, 유속이 상승함에 따라 불균일 유동분포에 의한 열성능 저하는 점점 커지는 경향을 나타낸다. 공기의 유속이 큰 영역에서는 불균일 유동분포 내의 열전달계수의 차이가 감소하며 열성능 저하는 점점 줄어드는 경향을 나타낸다. 그러나 이러한 현상은 유속뿐만 아니라 열교환기에서 유로의 배열, 열 수, 스텝 수에 따라 매우 큰 영향을 받기 때문에 성능해석과 실험을 비교 분석하여 보다 정확한 평가모델의 개발이 필요한 것으로 생각된다.

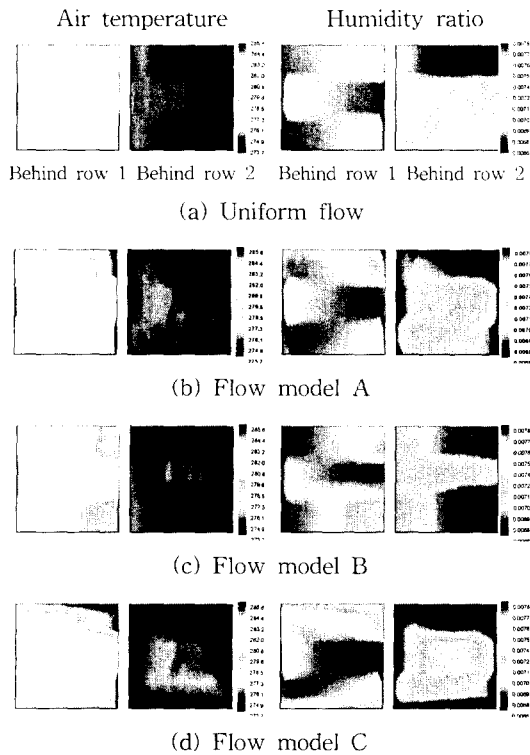


Fig. 8 The air temperature and humidity ratio across compact CO₂ evaporator.

Fig. 8은 냉매의 질량유량이 30 kg/h이며 공기의 증발기 전면 평균 유속이 2 m/s인 경우에 대한 균일 공기 유동분포와 불균일 공기 유동분포의 온도와 습도의 분포를 나타낸 것이다. 왼쪽이 1열을 통과하고 난 후의 공기의 온도분포 및 절

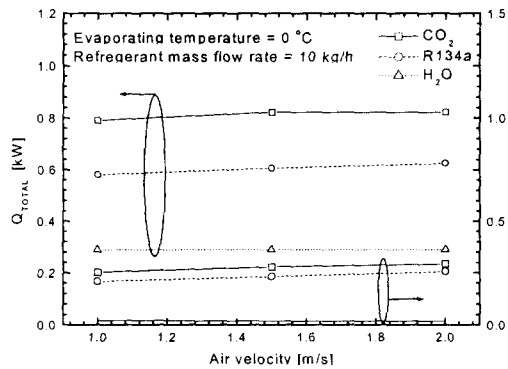


Fig. 9 Variations of heat transfer and condensing rates due to inlet air velocities for different fluids.

대습도 분포를 나타낸 것이고, 오른쪽이 2열을 통과한 후의 공기의 온도분포 및 절대습도를 나타낸 것이다.

Fig. 8(a)는 균일 유동일 때의 공기의 온도 및 절대습도로서 1열에 세 개의 패스로 구성되어진 특성을 나타내고 있다. 각 패스의 입구에서 공기의 온도가 낮은 것은 전 패스를 통과하는 동안 공기 유동방향으로 마이크로채널 내부의 CO₂ 냉매의 온도 및 온도차가 다음 패스로 유입되며 혼합되기 때문에 일어나는 현상이다. Fig. 8(b), (c), (d)는 각각의 불균일 유동분포에 대한 온도 및 절대습도 분포로서 각각의 유동특성을 잘 나타내고 있다.

3.2 냉매 R744 및 R134a의 비교

Fig. 9는 동일한 밀집형 증발기 형상에 CO₂, R134a 및 H₂O(물)를 사용하여 증발기 열성능과 응축률을 공기의 유속에 따라 나타낸 것이다. 냉매의 질량유량을 10 kg/h 정도의 낮은 값으로 선택한 이유는 질량유량을 상승시키면 CO₂보다 높은 R134a의 동점성 계수 때문에 편평관의 마이크로채널 내에서 너무 큰 압력강하가 발생하여 운전이 어렵게 되기 때문이다. 증발온도는 0°C로서 이 온도에서의 포화압력은 CO₂가 3,500 kPa이며 R134a는 293 kPa으로 대략 10배 이상의 압력차가 발생함을 알 수 있다. 또한 CO₂가 대체냉매로 널리 사용되고 있는 R134a보다 열적인 면에서 우수한 냉매로 판단되며 높은 압력에 대한 열교환기 신뢰성의 문제점들을 해결한다면 대체냉매로서 많은 분야에 응용될 것이다.

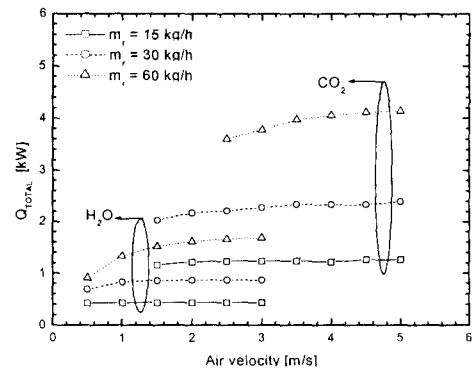


Fig. 10 Variations of heat transfer rate due to inlet air velocities for various mass flow rates.

Fig. 10은 동일한 밀집형 증발기 형상에 CO₂와 H₂O를 사용하여 냉매의 질량유량을 15 kg/h, 30 kg/h, 60 kg/h로 변화시켜며 증발기 열성능을 공기의 유속에 따라 나타낸 것이다. CO₂와 H₂O의 계산영역이 동일하지 않은 이유는 공기의 유속이 낮은 영역에서는 증발기를 통과한 CO₂가 과열되지 않은 상태, 즉 2상유동 상태로 빠져나오기 때문이다. CO₂와 H₂O를 사용했을 경우 모두 공기의 유속을 상승시킴에 따라 전체 열전달량도 상승하게 되며 일정지점 이상에서는 공기유속의 상승에도 불구하고 전체 열전달량은 상승하지 않는다. 또한 CO₂와 H₂O를 사용한 밀집형 증발기에서의 전체 열전달량의 현저한 차이는 상변화를 동반한 열전달 현상의 차이 때문이다.

4. 결 론

자연냉매인 CO₂를 사용한 제습과정이 수반되는 밀집형 증발기에 대하여 단면분할법을 사용하여 성능을 예측하고 2차원 불균일 공기 유동분포를 적용하여 열성능에 미치는 영향에 대해 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 대체냉매로서 CO₂ 냉매의 열성능 및 열물성이 우수하다.
- (2) 불균일 공기 유동분포인 경우에 균일 공기 유동분포일 경우보다 증발기의 전체 열전달량은 감소하였다.
- (3) 열성능 저하계수는 일정지점에서 최대값을 나타내며 유동 불균일 계수가 큰 경우에 열성능 저하계수가 크게 나타났다.
- (4) 열교환기 운전시 불균일 유동을 없애야 하며 불가피할 경우에는 열성능 저하계수의 최대값을 감안하여 설계하여야 한다.

후 기

본 논문은 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비 요소기술개발)으로 지원되어 수행하였습니다. 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

참고문헌

1. Lorentzen, G. and Pettersen, J., 1992, New

possibilities for non-CFC refrigeration. In Proceedings of IIR International Symposium on Refrigeration, Energy and Environment, Trondheim, Norway, pp. 147-163.

2. Wertenbach, J., Maue, J. and Volz, W., 1996, CO₂ refrigeration systems in automobile air-conditioning, Proceedings of International Conference on Ozone Protection Technologies.

3. Köhler, J. and Sonnekalb, M., 1997, A high-pressure transcritical refrigeration cycle with carbon dioxide for vehicle air conditioning, Proceedings of International Conference on Ozone Protection Technologies, pp. 375-384.

4. Pettersen, J., Aarlien, R., Neksa, P., Skaugen, G. and Aflekt, K., 1997, A comparative evaluation of CO₂ and R-22 residential air-conditioning systems in a Japanese climate, Presented at IEA/IIR Workshop on CO₂ Technologies in Refrigeration, Heat Pump and Air Conditioning Systems.

5. Domanski, P. A., 1989, EVSIM - An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air distribution, NISTIR 89-4133.

6. Davenport, C. J., 1983, Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Louvered Fin, Heat Transfer-Seattle 1983 AIChE Symp. Ser., No. 225, Vol. 79, pp. 19-27.

7. Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1986, A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and annuli, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 29, No. 3, pp. 351-358.

8. Pierre, B., 1964, Flow Resistance with Boiling Refrigerants, ASHRAE Journal, September.

9. Chiou, J. P., 1984, The Effect of the Air Flow Nonuniformity on the Thermal Performance of Evaporator of Automobile Air Conditioning System, SAE Paper 840381.

10. Fischer, S. K. and Rice, C. C., 1983, The Oak Ridge Heat Pump Models: A Steady State Computer Design Model for Air-to-

- Air Heat Pump, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, Tennessee.
11. Domanski, P. A., 1982, Computer Modeling and Prediction of Performance of an Air Source Heat Pump with a Capillary Tube, Ph.D. thesis, University of Catholic, U.S.A.
 12. Domanski, P. A., 1991, Simulation of an Evaporator with Nonuniform One-Dimensional Air Distribution, ASHRAE Transactions, Vol. 98, Part 1, pp. 793-802.
 13. Oskarsson, S. P., Krakow, K. I. and Lin, S., 1990, Evaporator Model for Operation with Dry, Wet and Frosted Finned Surfaces, Part 1, Part 2, ASHRAE Transactions, Vol. 96, Part 1, pp. 373-392.
 14. Mathur, G. D., 1997, Modeling and Simulation of Thermal and Hydrodynamic Performance of Heat Exchangers for Automotive Applications—Part I: Condensers, SAE 970829, pp. 11-19.
 15. Mathur, G. D., 1997, Modeling and Simulation of Thermal and Hydrodynamic Performance of Heat Exchangers for Automotive Applications—Part II: Evaporators, SAE 970830, pp. 21-30.