

이산화탄소용 핀-관 증발기의 성능해석

이 민 규, 김 영 일*, 장 영 수*, 김 용 찬**

고려대학교 기계공학과 대학원, *한국과학기술연구원 열유동제어연구센터, **고려대학교 기계공학과

Performance Analysis of Fin-tube Evaporator for Carbon Dioxide

Min-Kyu Lee, Youngil Kim*, Young-Soo Chang*, Yongchan Kim**

Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

*Thermal/Flow Control Research Center, Korea Institute of Science of Technology, Seoul 136-791, Korea

**Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

(Received March 9, 2004; revision received May 7, 2004)

ABSTRACT: Fin-tube evaporator for carbon dioxide has been investigated both by experiment and simulation. Inside refrigerant heat transfer and outside heat and mass transfer of a wet surface heat exchanger were modeled using appropriate correlations. The results estimated by the calculation were in good agreement with the experimental results. The simulation errors were less than 7.9% for estimating capacity, 0.6°C for air exit temperature, 1.2% for air exit humidity and 17% for CO₂ exit pressure. The simulation program was used to study the effect of air flow direction, number of rows and refrigerant circuits. For a 2-row evaporator, parallel flow showed better performance for low air velocity but for high air velocity, counter-flow was better. Refrigerant circuits, however, showed insignificant effect on the performance.

Key words: Evaporator(증발기), Carbon dioxide(이산화탄소), Heat transfer(열전달), Fin-tube (핀-관), Experiment(실험), Simulation(모사)

기 호 설 명

A : 면적 [m²]

C_p : 정압비열 [kJ/kgK]

D : 지름 [m]

G : 질량유속 [kg/m²s]

h : 열전달계수 [W/m²K]

i : 엔탈피 [kJ/kg]

k : 열전도계수 [W/mK]

L : 유동방향 길이 [m]

\dot{m} : 질량유량 [kg/s]

P : 압력 [kPa]

Q : 전열량 [kW]

Re : Reynolds 수, GD/μ

t : 관벽 두께 [m]

T : 온도 [°C]

U : 총괄 열전달계수 [W/m²k]

w : 절대습도 [g/kg]

하첨자

a : 공기

c : 핀과 관의 접촉

e : 출구

† Corresponding author

Tel.: +82-2-958-5675; fax: +82-2-958-5689

E-mail address: yikim@kist.re.kr

f : 핀(fin)
 i : 입구
 l : 잠열(latent)
 m : 평균값
 o : 관 외부
 p : 관
 r : 냉매
 w : 물

그리스 문자

ρ : 밀도 [kg/m^3]
 μ : 점성계수 [kg/ms]

1. 서 론

냉동 및 공조시스템의 작동유체로 사용되어 온 순수 CFC 또는 HCFC 냉매를 대체하는 환경친화적인 대체냉매에 대한 많은 연구가 진행 중이다. 현재로서는 HFC계의 냉매가 유력시되고 있으나 지구온난화에는 기여하므로 완전한 해결책이라고는 볼 수 없다. 이에 반하여 CO_2 는 자연냉매로서 가연성과 독성이 없어 대체냉매로 주목받고 있다. 그러나 CO_2 는 임계압력이 높고, 임계온도가 매우 낮아 이를 시스템에 적용할 경우, 작동 압력이 기존 시스템에 비하여 월등하게 높으므로 내압성이 우수하여야 한다. 또한 열전달 과정에서 물성치가 크게 변하여 기존냉매의 열전달과는 많은 차이를 보인다. 따라서 CO_2 를 이용한 냉난방시스템의 개발을 위해서는 시스템을 구성하는 각 요소 부품들도 CO_2 의 특성을 고려하여 설계 및 제작되어야 한다. 그중에서도 열교환기는 시스템의 크기 및 성능과 효율을 결정짓는 핵심 요소이므로 CO_2 의 특성을 고려한 열교환기의 설계 및 제작기술 개발이 필수적이다.

지금까지의 개발된 CO_2 냉동시스템의 증발기에는 핀-관 열교환기, 마이크로관 열교환기, 이중관식 열교환기, 헬-튜브 열교환기 등이 있다. CO_2 시스템은 작동 압력이 높아 내경이 작은 세관 또는 마이크로관이 유리하지만 응축수 배출이 용이하지 않다. 이에 반해 핀-관 열교환기는 저가이면서 제작이 용이하고 성능이 우수하여 현재 공기와의 열교환시 가장 많이 사용되고 있다. 또한 핀-관 증발기의 경우 응축수 배출에도 유리하다.

본 연구에서는 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 핀-관 증발기의 성능해석을 수행하였고, 이를 성능시험 결과를 이용하여 검증하였다. 이와 함께 설계조건(열 수, 공기흐름방향, 냉매흐름방향)을 변경하면서 시뮬레이션을 수행하여 새로운 증발기 설계를 위한 기본 설계 자료를 제공하고자 한다.

2. 해석방법

2.1 해석모델

본 연구에서는 열교환기를 각각의 단일 관으로 분리하여 해석하고 그 결과를 연계하여 전체 열교환기의 성능을 계산하는 관순법을 사용하였고 이에 대한 설명은 Yoon et al.⁽¹⁾에 자세히 기술되어 있다. 관순법을 적용한 열교환기 시뮬레이션 프로그램⁽²⁾에서 열교환기의 성능을 평가하기 위해서는 공기의 입구 온도와 상대습도, 냉매의 입구 건도와 출구의 포화온도, 과열도를 입력변수로 사용한다. 냉매의 입구 압력과, 질량유량을 가정하여 열교환기를 해석한 후 냉매의 출구온도와 과열도를 얻어 내고 이것이 주어진 조건과 일치하면 결과를 출력하게 된다. 그러나 이 알고리즘은 증발기가 시스템에 사용되었을 경우 성능을 평가할 수 있지만, 증발기만을 고려한 특성을 평가하기 어렵다. 따라서 본 연구에서는 알고리즘을 수정하여 공기의 입구 조건과 냉매의 입구 건도와 입구 온도, 질량유량을 입력변수로 사용한다. 이와 같이 프로그램을 수정함으로써 같은 조건에서 열교환기 각각의 특성을 비교할 수 있다.

2.2 이론적 해석

각각의 독립된 관에서 대수평균온도차(LMTD)를 이용한 열교환기 해석이론을 적용하면 간단한 직교류의 형태로 가정할 수 있으며 열전달식은 다음과 같다.

$$Q = UA\Delta T_{LM} \quad (1)$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{T_{r,e} - T_{r,i}}{\frac{T_{a,i} - T_{a,e}}{T_{r,e} - T_{r,i}} - 1} \quad (2)$$

$$\ln \frac{T_{a,i} - T_{a,e}}{T_{r,e} - T_{r,i}} + \ln \frac{T_{a,e} - T_{r,i}}{T_{a,i} - T_{r,i}}$$

식(2)에서 냉매가 2상구간일 때 ΔT_{LM} 은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta T_{LM} = \frac{T_{r,e} - T_{r,i}}{\ln \frac{T_{a,e} - T_{r,i}}{T_{a,i} - T_{r,e}}} \quad (3)$$

열전달 과정에서 냉매의 엔탈피 변화에 대하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q = \dot{m}(i_e - i_i) \quad (4)$$

관 내부의 경우 냉매가 흐르는 동안 상변화가 일어나므로 냉매의 상태에 따라 각각 다른 열전달식⁽²⁾을 사용한다.

수증기와 물 표면 사이의 열전달은 현열 및 잠열에 의한 열전달로 표현할 수 있다.

$$dQ = [h_o(T_a - T_w) + h_{D,o}(w_a - w_w)i_{fg,w}]dA_o \quad (5)$$

증발기에서 젖은 핀-관에 대한 총괄 열전달계수를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$U = \left[\frac{A_o}{h_r A_r} + \frac{A_o t}{A_{p,m} k_p} + \frac{1}{h_l} + \frac{A_o}{A_{p,o} h_c} + \frac{1}{h_o(1+\alpha)\left(1 - \frac{A_f}{A_o}\right)(1-\phi)} \right]^{-1} \quad (6)$$

위 식에서 $\alpha = \frac{i_{fg,w}(w_a - w_w)}{C_{p,a}(T_a - T_w)}$ 이고 $i_{fg,w}$ 는 물의 응축잠열, ϕ 는 핀효율, $h_{D,o}$ 은 잠열 열전달계수이며, 마른 핀-관일 때 $1/h_l = 0$, $\alpha = 0$ 이다.

공기 습도의 변화는 다음의 식으로 나타낼 수 있다.

$$w_{a,o} = w_{a,i} - (w_{a,i} - w_w) \left(1 - \exp \frac{-h_o \cdot A_o}{C_{p,a} \cdot m_a} \right) \quad (7)$$

식(6)에서 각각의 열저항에 대하여 사용한 열전달상관식을 Table 1에 정리하였다.

매끄러운 관에서 관내부 압력강하의 경우 단상유동에서 Fanning의 식을 이용하였다.

$$\frac{dP}{dL} = \frac{2 \cdot f \cdot G^2}{D_i \cdot \rho} \quad (8)$$

$$f = 0.046 \cdot \text{Re}^{-0.2} \quad (9)$$

이상유동일 때 관내부 압력강하는 Pierre⁽⁹⁾의 식을 이용하여 계산하였다.

3. 해석모델의 검증

본 연구에서 사용한 시뮬레이션 프로그램의 검증을 위하여 핀-관 열교환기 실험과 시뮬레이션 결과를 비교하였다. 실험에서 사용된 열교환기는 2열이며 공기측 실험조건은 KS B 6369에서 실외측 공랭식 열교환기의 표준조건을 따라 입구공기 속도 2 m/s를 기준 풍속으로 1.5 m/s와 2.5 m/s에 대하여 수행하였고, CO₂의 실험조건은 응축기의 출구조건을 고정시킨 후 증발기 입구 엔탈피와 과열도를 실험의 제한조건으로 설정하였다. 이때, 응축기의 출구조건은 압력은 120 MPa이고, 온도는 43°C이다. 과열도는 5±1°C 범위에서 설정하였고 유량은 14.1 g/s이다. 이와 함께 실험장치 및 방법에 대한 설명은 Kim et al.⁽¹⁰⁾에 자세히 기술되어 있다. 시뮬레이션의 입력조건은 실험

Table 1 Heat transfer correlation

Air side	HTC for slit-fin Fin efficiency HTC for tube/fin collar junction	Wang et al. ⁽³⁾ Schmidt ⁽⁴⁾ and McQuiston ⁽⁵⁾ Sheffield et al. ⁽⁶⁾
Refrigerant side	Single-phase HTC Evaporation HTC	McAdams ⁽⁷⁾ Gungor and Winterton ⁽⁸⁾

* HTC=heat transfer coefficient

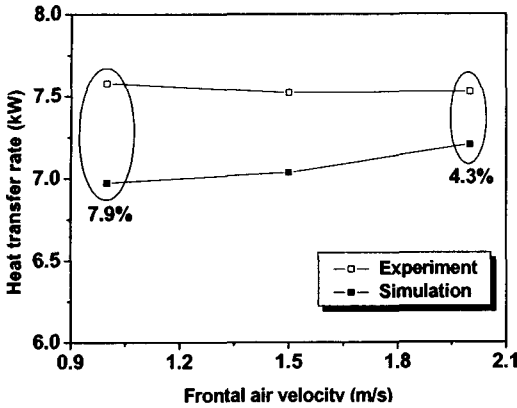


Fig. 1 Heat transfer rate of evaporator.

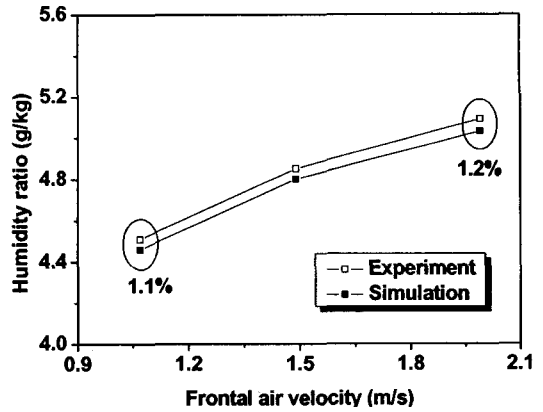


Fig. 3 Humidity ratio of air outlet.

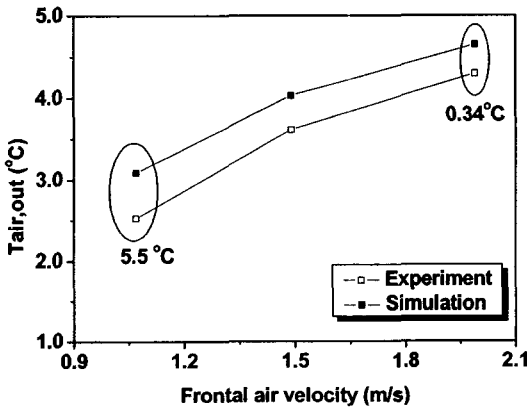


Fig. 2 Temperature of air outlet.

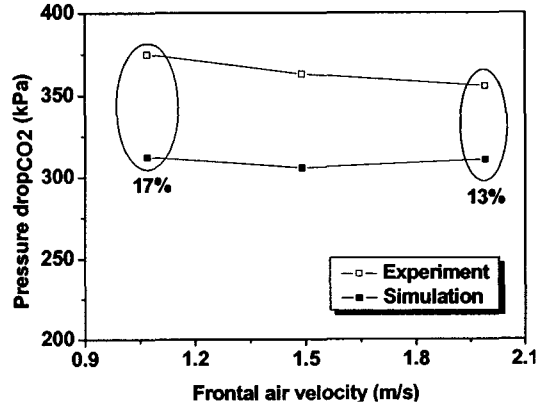


Fig. 4 Pressure drop of CO2.

로부터 측정된 값을 토대로 동일하게 입력하였다. Fig. 1은 전면 공기속도에 따른 열전달 성능을 나타낸 그림이다. 실험과 시뮬레이션 결과가 약 8% 이내의 차이를 보이며 비교적 잘 일치하였고, 전면 공기속도가 증가할수록 그 차이는 점차 감소하였다.

Fig. 2는 전면 공기속도에 따른 열교환기의 출구 공기온도를 나타낸 그림이다. 전면 공기속도가 증가할수록 출구 온도가 점점 증가하는 경향이 유사하게 나타났다. 그러나 실험과 시뮬레이션값이 다소 차이를 나타내는데 이것은 시뮬레이션 프로그램에 적용한 관외부 열전달계수 상관식의 오차에 기인하는 것으로 생각된다. 관외부 열전달계수 10% 증가시 0.04°C, 관내부 열전달계수 10% 증가시 0.01°C의 출구 온도가 변화하여 관외부 열전달계수 상관식이 전체 열전달 성능에 상대적으로 큰 영향을 주었다.

Fig. 3은 전면 공기속도에 따른 열교환기의 출구 공기습도를 나타낸 그림이다. 전면 공기속도가 증가함에 따라 제습량이 감소하므로 출구 공기습도가 점점 증가함을 알 수 있으며 실험과 시뮬레이션값이 적은 오차 내로 일치하였다.

Fig. 4는 전면 공기속도에 따른 관내측 압력강하를 나타낸 그림이다. 실험과 시뮬레이션 결과의 오차가 13~17%의 비교적 큰 차이를 나타내었다. 이는 시뮬레이션 프로그램에 적용된 관내부 압력강하 상관식이 기존냉매를 이용한 상관식이기 때문에 CO2와는 다른 결과를 보이는 것으로 생각된다.

이상의 결과로부터 본 연구에서 사용된 시뮬레이션 프로그램이 실제 실험을 비교적 잘 모사하고 있음을 확인하였다. 그러나 프로그램에 적용된 관내부 열전달 및 압력강하 상관식이 CO2를 적용한 상관식이 아닌 기존 냉매의 상관식이라는

점과 관외부 열전달 상관식의 오차 또한 무시할 수 없으므로 실제 CO₂를 적용한 보다 개선된 상관식의 적용이 필요하다.

4. 해석대상 및 해석조건

Fig.5에 해석대상 열교환기를 도시하였다. 기준이 되는 열교환기는 Case 1로서 열별 형태의 냉매흐름 방향을 가지고 있으며, 공기의 흐름은 평행류의 형태를 가진다. Case 2는 Case 1과 동일한 열교환기이며 공기의 흐름방향이 반대방향을 가진다. Case 3은 Case 2에서 1열을 추가하여 3열의 열교환기의 형태를 가지며, Case 4는 Case 3에서 2열과 3열의 냉매흐름 방향을 지그재그(zigzag)의 형태로 배열을 변경하였다. Case 5는 냉매의 흐름 방향이 단별 형태의 흐름 방향을 가

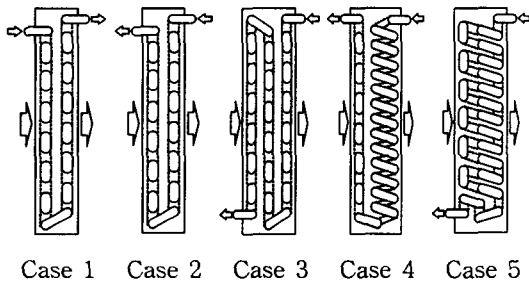


Fig. 5 Schematic of evaporators.

Table 2 Design parameters

Parameter	Data
Tube outer diameter	5 mm
Tube thickness	0.5 mm
Number of steps	14
Height	273 mm
Length	700 mm
Step pitch	11.5 mm
Row pitch	19.5 mm
Fin pitch	1.3 mm
Fin thickness	0.1 mm
Air velocity	1.5 m/s
Air inlet temperature	7°C
Air relative humidity	86.47%
CO ₂ inlet quality	0.452
CO ₂ inlet sat. temperature	2°C
CO ₂ mass flow rate	14.125 g/s

지도록 배열을 변경하였다. 모든 경우의 전면 면적은 동일하다. 해석에 있어 사용된 증발기의 설계 데이터는 Table 2와 같으며 각 Case에 대하여 동일한 조건을 적용하였다. 관과 핀의 재질은 각각 동과 알루미늄으로 선정하였고, CO₂의 모든 물성치값은 REFPROP 6.01을 사용하였다.

5. 결과 및 고찰

Fig.6은 기준조건에서 전면 공기속도를 변화시켜 가며 각 Case에서의 전열량을 예측한 결과이다. 저속 영역에서 Case 1(평행류)이 Case 2(대향류)보다 높은 전열량을 보이다가 전면 공기속도가 증가하면서 Case 2(대향류)가 Case 1(평행류)보다 높은 전열량을 나타내고 있다. 이는 저속 영역에서는 열전달이 주로 1열에서 이루어지는데 Case 2(대향류)의 경우 1열에서 과열 증기상태가 되므로 열전달 효과가 상대적으로 적게 된다. 그러나 고속 영역으로 갈수록 2열의 열전달 비율이 증가하여 Case 2(대향류)의 전열량이 상승하는 반면 Case 1(평행류)의 경우 과열증기 상태가 되는 영역, 즉 2열에서의 열전달이 감소하게 되므로 전면 공기속도가 증가할수록 Case 2(대향류)가 Case 1(평행류)보다 높은 전열량을 나타내는 것으로 해석된다. 3열 열교환기의 경우 냉매의 흐름 방향을 바꾸어도 열전달에 미치는 영향은 미미한 것으로 나타났다.

Fig.7은 열교환기 입구에서부터 출구까지 진행된 관의 수에 따른 CO₂의 온도와 건도를 나타낸 그림이다. 압력강하에 의하여 온도가 점점 감소하다가 건도가 점점 증가하여 포화상태로 되는 순간부터 급격히 증가함을 알 수 있다. 포화증기에 도달하는 순서는 Case 1, Case 2, Case 4, Case

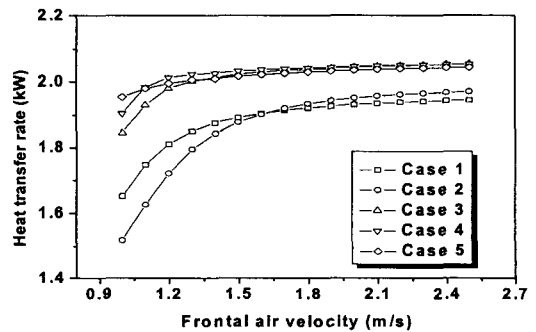


Fig. 6 Heat transfer rate of evaporator.

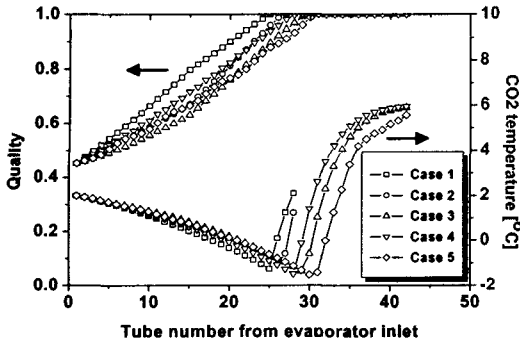


Fig. 7 Variation of CO₂ quality and temperature.

3, Case 5의 순서로 포화증기 상태가 되었다. 3열 열교환기의 경우 관의 수에 비해 일찍 포화상태가 되어 열전달 효과를 감소시키는 영역이 크게 나타나므로 냉매유량을 증가시켜 열전달을 향상시킬 수 있을 것으로 판단된다.

Fig. 8은 열교환기의 각 열의 출구 절대습도를 나타낸 그림이다. 공기 유동이 진행되면서 출구 절대 습도가 점차 낮아진다. 1열에서 Case 2(평행류)가 Case 1(대향류)보다 낮은 습도를 보이는데 이것은 Case 2(대향류)의 경우 1열에서 냉매가 포화상태가 되어 냉매온도가 높아져 공기와 냉매와의 온도차가 줄어들기 때문이다. 그러나 2열에서는 Case 1(평행류)이 포화상태가 되므로 Case 1(대향류)이 낮은 습도를 나타낸다. Case 3과 Case 4의 경우 1열과 2열에서 대부분의 응축이 일어났다. Case 5의 경우 공기유동 방향에 따라 고른 습도 강하를 나타낸다.

6. 결 론

(1) 이산화탄소 증발기의 시뮬레이션 결과는 실험을 비교적 잘 묘사하고 있음을 알 수 있었다.

(2) 공기흐름 방향의 영향에서 저속일 때 평행류가 대향류보다 높은 전열성능을 나타냈다. 그러나 전면 공기속도가 증가할수록 대향류 형태가 평행류 형태보다 좋은 열전달 성능을 나타내었고, 냉매의 흐름방향이 열전달 성능에 미치는 영향은 미미하였다.

(3) 향후 실제 CO₂를 적용한 상관식을 사용하여 프로그램에 적용하면 정확도를 더욱 높일 수 있을 것으로 판단되며, 이를 위해 CO₂ 열전달 상

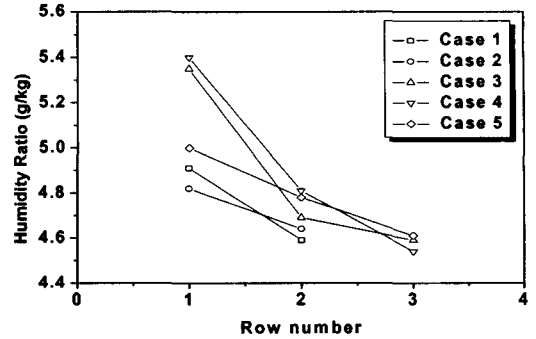


Fig. 8 Humidity ratio of each row.

관식 및 관외부 상관식에 관한 추가적인 연구가 필요하다.

참고문헌

1. Yoon, B. and Park, H. Y., 1998, Analytical model and data reduction of cross-flow fin-tube heat exchanger using tube-by-tube method, Proc. of Sarek, pp. 426-427.
2. Domanski, P. A., 1982, EVSIM-An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air distribution, NISTIR-89-4133, NIST, Washington, DC.
3. Wang, C. C., Lee, W. S. and Sheu, W. J., 2001, A comparative study of compact enhanced fin-and-tube heat exchangers, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 44, No. 18, pp. 3565-3573.
4. Schmidt, T. E., 1945-46, La Production Calorifique des Surface Munies D'ailettes, Annexe Du Bulletin De L'Institut International Du Froid, Annexe G-5.
5. McQuiston, F. C. and Parker, J. D., 1982, Heating, Ventilating, and Air Conditioning, J. Wiley & Sons.
6. Sheffield, J. W., Wood, R. A. and Sauer, Jr., H. J., 1989, Experimental investigation of thermal conductance of finned tube contacts, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 2, No. 1, pp. 107-121.
7. American Society of Heating, Refrigerating

- and Air Conditioning Engineers, 1985, Inc. ASHRAE Handbook, Fundamentals Volume, New York.
8. Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1986, A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 29, No. 3, pp. 351-358.
9. Pierre, B., 1964, Flow resistance with boiling refrigerants, *ASHRAE Journal*.
10. Kim, Y. I., Choi, J. Y., Kim, W. J., Lee, J. H. and Kim, S. H., 2002, Development of outdoor heat exchanger and components for cooling/heating system using CO₂, 2nd Report, Ministry of Commerce, Industry and Energy, pp. 194-223.