

천임계 CO₂ 시스템용 코일형 내부 열교환기의 열성능 해석

박 병 규[†], 김 근 오, 김 무 근^{*}

한국기계연구원 열유체환경연구부, *인제대학교 기계자동차공학부

Thermal Performance Analysis of Circular Coil Type Internal Heat Exchanger for Transcritical CO₂ System

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 March 8, 2002; revision received May 9, 2002)

ABSTRACT: Transcritical CO₂ systems are under consideration for use as residential/mobile air conditioners. In these systems, an internal heat exchanger is usually adopted to improve both capacity and/or COP of the CO₂ system in lower operating pressure range of gas cooler. A program has been developed to analyse the performance of internal heat exchangers using the section-by-section method. The internal heat exchanger of coaxial configuration is first analyzed and fairly good agreements with the data are obtained. And then the internal heat exchanger of multiple circular coil configuration has been investigated. The results obtained from the parametric study provide the guidelines for the initial design and manufacturing concepts of the internal heat exchanger in transcritical CO₂ system. Further studies are necessary to develop the heat transfer correlations of carbon dioxide in the tubes to obtain more accurate results.

Key words: Internal heat exchanger(내부 열교환기), Section-by-section method(단면분할방법), Carbon dioxide(이산화탄소), Thermal performance analysis(열성능 해석)

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 : 관내 열전달계수 [W/m² · °C]

k : 열전도도 [W/m · °C]

L : 길이 [m]

l : 관과 관의 접촉 길이 [m]

m : 구획 수

\dot{m} : 질량유량 [kg/h]

n : 관 개수

P : 압력 [kPa]

Pr : Prandtl 수

Q : 열전달량 [kW]

R : 열저항 [m² · °C/W]

Re : Reynolds 수

[†] Corresponding author

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

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

- r : 반경 [m]
 T : 온도 [°C]
 U : 총괄 열전달계수 [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]
 v : 비체적 [m^3/kg]
 X : 관 길이 [m]
 x : 건도

그리스 문자

- θ : 외부 관 각도 [°]
 μ : 동점성계수 [$kg/m \cdot s$]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

- 1 : 내부 관
 2 : 외부 관
 c : 접촉면
 i : 관 내부
 o : 관 외부
 r : 냉매

1. 서 론

몬트리올 의정서와 계속적인 규제에 의해 공기조화 산업은 CFC 계열을 HCFC, HFC 계열로 대체하는 신냉매를 평가하고 도입 사용하는 과정에 있다. 지구 온난화에 대한 관심이 높아지면서 R134a는 이산화탄소와 비교해 1,300배나 높은 온난화 지수(global warming potential, GWP) 때문에 오랜 기간을 사용할 수 없다는 의견이 제시되기도 하였으며, 최근에는 자연냉매에 관한 연구가 많은 관심을 끌고 있다. CO₂를 이용한 공조 시스템은 Lorentzen and Pettersen⁽¹⁾에 의해 처음으로 발표된 후 산업계 및 학계로부터 매우 주목을 받았으며, 시스템의 성능(용량, COP) 문제는 완벽하게 해결되지 못하고 있지만 머지않아 상업적 채택이 가능할 것으로 보인다.^(2,3) 또한 주거용 공기조화 및 열펌프에 사용하는 것에 대한 가능성이 관심을 끌면서 진행되고 있다.⁽⁴⁾

최근 몇몇 연구자들은 R134a를 사용한 전통적인 규격 시스템과 같은 체적, 무게, 공기측 압력

강하를 나타내는 열교환기를 사용한 CO₂ 시스템의 비교실험 결과를 발표하였다.^(5,6) 그들은 높은 주위 온도(45°C 정도)에서는 CO₂ 시스템이 수 % 정도 낮은 열전달량과 COP를 나타내지만 주위 온도가 낮은 경우에는 용량과 COP는 매우 높다고 보고하였다. 일반적인 CO₂ 시스템의 압력은 기존 냉매보다 훨씬 높은 3,000 kPa에서 12,000 kPa 사이에서 작동하므로 유체의 물성치, 최적 냉매측 질량유속, 압력강하는 기존의 냉매와 다르고 액체 CO₂의 높은 열전도도, 낮은 동점성계수, 높은 비열은 열전달에 유리하여 관심을 모으고 있다. CO₂ 시스템을 채용할 경우 가스쿨러의 운전압력이 낮은 경우에 시스템의 용량과 에너지 효율을 향상시키는 한 가지 방법으로 내부 열교환기(internal heat exchanger)를 사용하는 것이 일반적이다.⁽⁷⁾

CO₂ 냉매를 사용한 시스템의 성능을 향상시키기 위하여 기존의 내부 열교환기를 사용할 경우 물성치의 차이에 따른 열전달 및 압력강하 특성 등의 변화로 인하여 CO₂ 시스템의 성능변화가 예상된다. 그러므로 내부 열교환기에 대한 설계 변경은 필수적이며 초기 설계 투자비용을 줄일 수 있는 열교환기 성능예측의 중요성이 강조되고 있다. 열교환기의 설계 및 성능해석 시뮬레이션에서는 실제조건을 반영해야 하는데 CO₂ 시스템에 적용된 내부 열교환기의 실제 운전에서는 관을 따른 CO₂ 냉매의 물성치가 큰 차이를 나타내므로 여러 개의 구획으로 나누어 계산하는 것이 타당하며 보다 정확한 성능을 예측할 수 있다.

본 연구에서는 CO₂ 냉매를 사용한 시스템에서 성능을 향상시키기 위해 사용되는 내부 열교환기에 대하여 해석 모델을 구성하고 단면분할방법(section-by-section method)을 사용⁽⁸⁾하여 내부 열교환기 형상, 외부 관의 각도, 외부 관의 개수, 내부 관의 길이, 열손실 등에 따른 성능을 예측한다.

2. 해 석

2.1 해석 모델

Fig. 1은 해석에 사용된 내부 열교환기의 개략도이다. 내부 열교환기는 원관형태의 내부 관에 몇 개의 외부 관을 나선형태로 융접하여 구성되

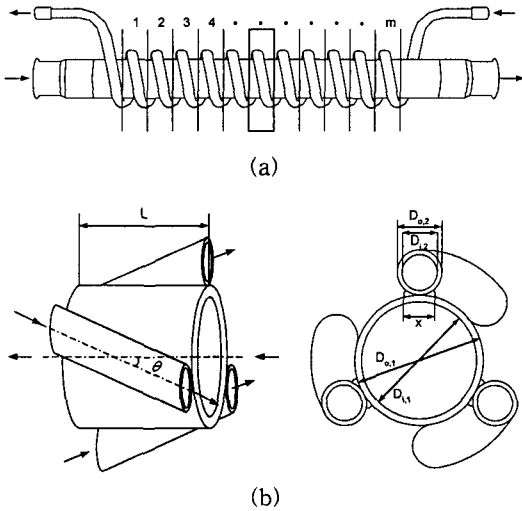


Fig. 1 Schematic diagram of internal heat exchanger.

며 Fig. 1(a)는 하나의 외부 관으로 구성된 내부 열교환기를 나타낸다. 고온 유체는 내부 관을 흐르고 저온 유체는 외부 관을 흐른다. 일반적으로 고온과 저온 유체가 서로 반대방향으로 흐르는 대향류형태의 유동배열로 구성되며 고온과 저온 유체가 같은 방향으로 흐르는 평행 유동배열은 사용되지 않는다. 외부 관은 내부 관 유동방향에 대하여 특정한 각도(θ)로 내부 관을 나선형태로 둘러싸고 있다. 이것은 표면적을 증가시키고 고온과 저온 유체 사이의 열전달 향상을 위한 것이다. Fig. 1(b)는 계산을 위해 나누어진 한 구획의 개략도로서 외부 관과 내부 관의 접촉면을 나타내고 있다. 본 연구에서 사용된 내부 열교환기

Table 1 Basic geometric dimensions of internal heat exchanger

Parameter	Specification
Inner tube outside diameter	8 mm
Inner tube inside diameter	6 mm
Outer tube outside diameter	5 mm
Outer tube inside diameter	3 mm
Number of the outer tube	4
Inclined angle of the outer tube	30°
Contact length between inner tube and outer tube	3 mm
Inner tube length	1,000 mm
Tube material	Aluminum

형상은 Table 1에 상세하게 나타났다.

2.2 기본 이론

2.2.1 열전달방정식

내부 열교환기 내 냉매의 열전달은 평행류 또는 대향류에 의해 이루어지며 다음과 같은 일반적인 열전달 관계를 갖는다.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m = \dot{m}_r \Delta i_r \quad (1)$$

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

$$Q = \dot{m}_{r,1} \cdot C_{p,r,1} (T_{in,2} - T_{in,1}) \frac{1 - \exp(-N_{tu}(1 + R_c))}{1 - R_c \exp(-N_{tu}(1 + R_c))} \quad (2)$$

$$R_c = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{\dot{m}_{r,1} C_{p,r,1}}{\dot{m}_{r,2} C_{p,r,2}} \text{ or } \frac{\dot{m}_{r,2} C_{p,r,2}}{\dot{m}_{r,1} C_{p,r,1}}$$

$$N_{tu} = \frac{UA}{C_{min}}$$

비선형적인 냉매온도 분포는 필요한 만큼 충분히 작은 구획(segment)으로 각 영역을 나누어서 계산할 수 있다.

2.2.2 총괄 열전달계수

총괄 열전달계수는 내부 관의 냉매와 외부 관의 냉매 사이의 열저항들(관내의 열저항, 관의 전도 열저항)을 모두 고려한 것이며 관내 냉매측 열전달계수는 단상인 경우 Dittus-Boelter 식을 사용하였으며, 2상인 경우 Gungor-Winterton⁽⁹⁾의 상관식을 사용하였다.

Fig. 2는 내부 관과 외부 관의 열전달 접촉면을 나타낸 것으로 내부 관내 냉매의 열저항, 내부 관 열저항, 외부 관 열저항, 외부 관내 냉매의 열저항을 나타내고 있다.

관내를 흐르는 냉매의 유동은 높은 난류특성을 가지므로 반경방향 온도구배는 무시할 수 있으며, 본 연구에서 적용한 단면분할법은 관의 미소부분을 해석 모델로 채택하므로, 구간에서 관벽의 온도는 일정하다고 가정할 수 있기 때문에 관의 축방향 열전달은 무시하였다. 앞에서 언급한

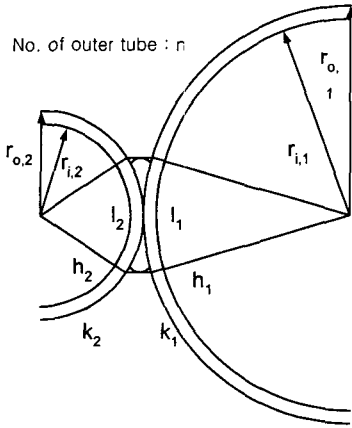


Fig. 2 Schematic diagram of contact area between inner tube and outer tube.

모든 열저항을 고려하면 식(3)과 같은 총괄 열전달계수로 표현된다.

$$U_2 = \left[\frac{l_2}{l_1 h_1} + \frac{l_2(r_{o,1} - r_{i,1})}{l_1 k_1} + \frac{l_2}{X h_c} + \frac{(r_{o,2} - r_{i,2})}{k_2} + \frac{1}{h_2} \right]^{-1} \quad (3)$$

2.2.3 관내 압력강하

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

마찰에 의한 압력강하

$$\frac{dP}{dL} = \frac{2 \cdot f \cdot G^2}{D_i \cdot \rho} \quad (4)$$

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

운동량변화에 의한 압력강하

$$\frac{dP}{dL} = -G^2 \frac{dv}{dL} \quad (5)$$

관내 2상 유동의 압력강하는 Pierre⁽¹⁰⁾가 제안한 냉매의 압력강하에 대한 실험식을 사용하였다. 이 실험식은 마찰 및 운동량변화의 효과를 모두 고려한 것이다.

$$\Delta P = \left(f \frac{L}{D_i} + \frac{\Delta x}{x} \right) G^2 \cdot v_m \quad (6)$$

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

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

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

2.3 해석방법

내부 열교환기 해석에 사용한 단면분할법은 열교환기를 여러 개의 국소해석구간으로 나누는 다음 각 해석구간에서 ϵ -NTU법을 사용하여 해석한 후 결과들을 적분하는 해석방법으로서 비선형적 냉매온도분포의 단점을 해결할 수 있다.⁽⁸⁾

국소 열전달 해석에 의한 접근방법은 작게 나누어진 국소 영역별로 열전달을 해석하기 때문에 각 국소 영역에 적당한 열전달 모델을 선정해 해석할 수 있고 CO₂ 냉매의 물성치 변화와 위치에 따른 열전달 관련변수의 변화를 고려할 수 있다.

본 연구에 사용된 프로그램은 열교환기내 냉매 또는 냉매 혼합물의 성능을 평가하는 이론적 모델로서 이 모델은 사용자에 의해 특정된 열교환기 형상과 냉매의 입출구 변수에 대하여 계산을 수행한다. 이 모델은 냉매의 열역학적 물성치를 계산하기 위해 REFPROP 6.01⁽¹¹⁾을 사용하였으며, 관을 따르는 가로방향으로는 임의의 개수 ($m = 100$ 개)의 구획으로 나누어 계산을 수행하였으며 전체 열전달량은 각 구간에서 계산된 열전달량을 적분함으로써 계산하였다.

2.4 열유동 회로망

내부 관과 외부 관에서의 열손실을 평가하기 위해 Fig. 3에서와 같은 열유동 회로망(thermal network)을 구성하였다. 내부 관내의 냉매에서 내부 관과 외부 관을 통하여 외부 관내 냉매에 이르는 열전달 경로, 외부 관내 냉매에서 외부 관을 통과하여 단열재를 통하여 외부 대기로 손실되는 열전달 경로, 내부 관내의 냉매에서 내부 관과 단열재를 통하여 외부 대기로 손실되는 열

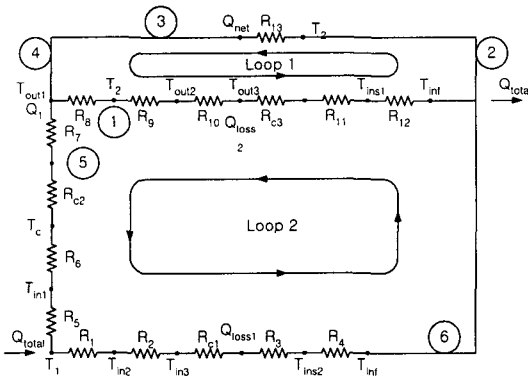


Fig. 3 Thermal network for liquid-suction heat exchanger.

전달 경로로 나누어 다음과 같이 구성하였다.

①은 외부 관내 냉매에서 외부 관과 단열재를 통하여 외부 대기로 이동하는 경로($R_8 + R_9 + R_{10} + R_{c3} + R_{11} + R_{12}$)

②는 루프(Loop)를 이루기 위한 가상의 이동 경로

③은 외부 관의 내부 표면에서 외부 관내 냉매로 이동하는 경로(R_{13})

④는 루프를 이루기 위한 가상의 이동 경로

⑤는 내부 관내 냉매에서 내부 관과 외부 관을 통과하여 외부 관내 냉매로 이동하는 경로($R_5 + R_6 + R_{c2} + R_7$)

⑥은 내부 관내 냉매에서 내부 관과 단열재를 통과하여 외부 대기로 이동하는 경로($R_1 + R_2 + R_{c1} + R_3 + R_4$)

열유동 회로망의 해는 Hardy-Cross 방법⁽¹²⁾을 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 해석방법의 검증

본 연구에서 사용한 해석방법의 타당성을 검토하기 위하여 Boewe et al.⁽¹³⁾의 논문에서 실험한 5가지 경우에 대하여 본 연구에 사용된 프로그램으로 계산을 수행하였다. Boewe 등의 논문에서 실험된 흡입측 열교환기의 형상(Fig. 4(a))은 동심관 형태이다. 고온 유체는 내부 관을 흐르고 저온 유체는 외부 관을 흐른다. 외부 관은 격벽에 의해 6개의 직선 채널로 분할되어 있다. 계산에 사용한 모델(Fig. 4(b))은 실험자료와 비교하기 위하여 Boewe 등이 실험에 사용한 내부 열교환기와 내부 관 및 외부 관의 수력 직경이 동일하게 하였다. Fig. 4(c)는 Fig. 1의 모델을 가능한 Fig. 4(b)와 유사한 조건이 되도록 원형 외부 직관으로 구성된 모델로서 내부 관의 직경은 동일하고 실험에 사용된 관 전체 직경과 동일한 직경이 되도록 원형 외부관 직경과 두께를 결정하였으며 외부 관은 최대로 부착되는 8개로 결정하였다. 외부 관은 내부 관 유동방향에 대하여 각도 0°로 설정하였다.

Table 2는 Boewe 등이 내부 열교환기 실험에 사용한 실험자료로서 본 검증에서도 동일한 값을 사용하였다. Fig. 5는 Boewe 등이 실험한 5가지 경우에 대하여 측정된 실험값과 본 연구에서 계산된 예측값을 나타낸 것으로 Fig. 5(a)는 전체 열전달량과 열교환기 효율을 나타내고 있다.

내부 열교환기 길이가 1m이고 평행류인 경우(Case 1)의 열전달량과 열교환기 효율보다 대향류인 경우(Case 2)가 더 높았으며 관 길이가 증가할수록 열전달량과 열교환기 효율이 높아짐을

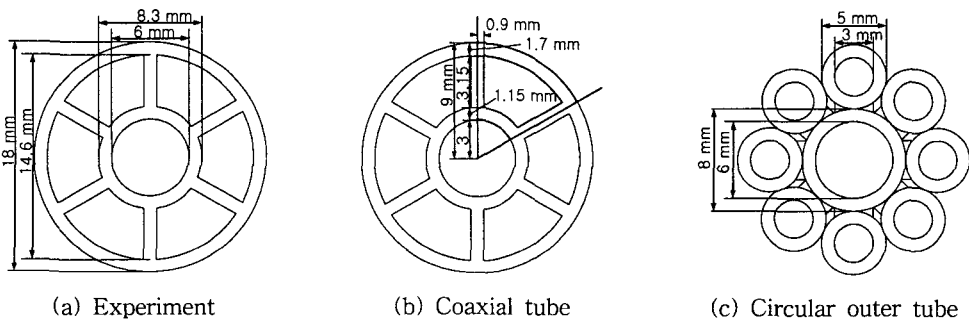


Fig. 4 Cross-Section of liquid-suction heat exchangers.

Table 2 Parameters for each inlet condition

Tube length	Flow pattern	Hot inlet (inner tube)	Cold inlet (outer tube)	Case
1 m	Parallel	310.35 K	279.05	1
		9370 kPa	3990	
1 m	Counter	84.6 kg/h	84.6	2
		310.85	281.05	
1.5 m	Counter	8480	4240	3
		93.6	93.6	
2 m	Parallel	311.15	279.55	4
		8940	4050	
2 m	Counter	83.52	83.52	5
		309.95	278.85	
2 m	Parallel	9400	3970	4
		80.64	80.64	
2 m	Counter	310.85	279.35	5
		8980	4020	
		81.36	81.36	

알 수 있다. 열전달량의 예측값은 실험값보다 10~20% 정도 낮았으며 열교환기 효율의 예측값은 실험값보다 15~20% 정도 전반적으로 낮게 나타났다. 그 주된 원인 중의 하나는 본 연구의 해석 모델에서 사용한 Gungor-Winterton의 열전달 상관식을 비롯한 여러 상관식들이 CO₂의 실험자료에 근거한 것이 아니기 때문으로 판단되며, 향후 범용으로 사용될 수 있는 충분한 데이터베이스 구축을 위한 이러한 상관식들의 정립에 관한 연구가 필요하다. 고온측과 저온측의 입구조건을 동일하게 하였을 경우 출구에서의 실험값과 예측값

이 정량적으로는 상당한 차이가 있지만 정성적으로 유사한 거동을 나타내므로 초기설계 및 제작 검토를 위한 목적으로는 본 내부 열교환기 해석을 적용할 수 있는 것으로 판단하였다.

3.2 냉매의 온도 및 열전달계수의 분포

Fig. 6은 전술한 Case 1과 Case 2의 입구조건에 대하여 100개의 구획으로 나누어 계산된 열교환기 길이방향의 온도와 열전달계수의 분포를 나타낸 것이다. Fig. 6(a)에서 보는 바와 같이 Case 1은 평행류로서 입구에서는 입출구 온도차가 크고 열교환기를 통과하면서 고온측과 저온측의 온도차가 감소하며 Case 2는 대향류로서 열교환기 길이방향으로 대체로 일정한 온도차를 형성하는 거동을 나타내고 있다. Fig. 6(b)는 열전달계수를 나타낸 것으로 저온측의 열전달계수는 평행류(Case 1)와 대향류(Case 2)의 차이가 거의 없고 고온측에서는 냉매의 유동방향에 대하여 감소하며 대향류의 열전달계수가 평행류의 열전달계수보다 높게 나타났다.

3.3 외부 관의 변화에 의한 영향

외부 관의 변화가 내부 열교환기에 미치는 영향을 파악하기 위해 외부 관의 형상을 변화시키며 계산을 수행하였다. 기준으로 선정된 내부 열교환기 형상은 검증에 사용된 열교환기와 달리 원형 외부 관이 내부 관 주위에 4개가 부착되고 내부 관에 대한 외부 관의 각도는 30°이며 자세

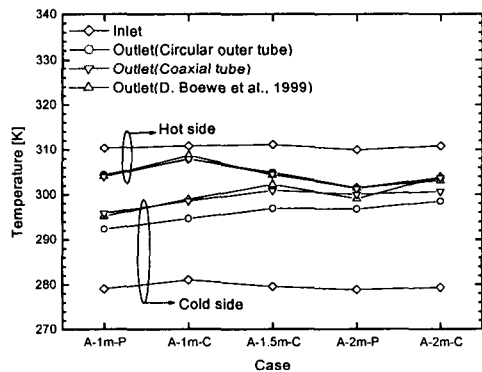
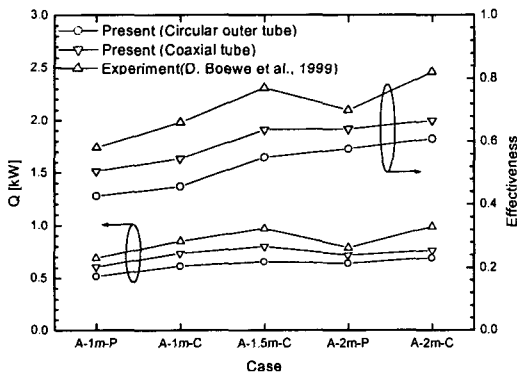


Fig. 5 Heat transfer rate, effectiveness (a) and inlet and outlet temperature (b) of internal heat exchanger at the each condition.

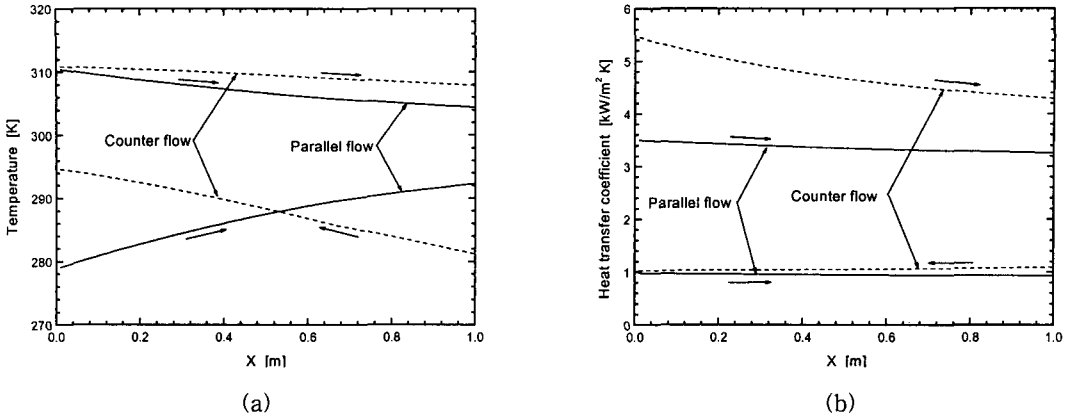


Fig. 6 Temperature (a) and heat transfer coefficient (b) distribution of CO₂ refrigerant along the tube.

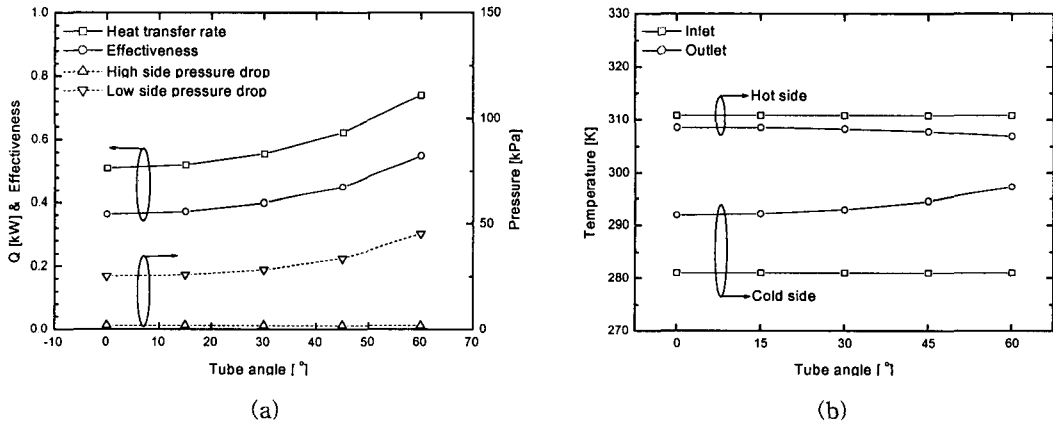


Fig. 7 Heat transfer rate, effectiveness, pressure drop and temperature of inlet and outlet along the angle of outer tube.

한 열교환기 형상은 앞에서 언급한 Table 1에 나타냈다.

3.3.1 외부 관 각도에 따른 영향

Fig. 7은 내부 열교환기 외부 관의 각도에 따른 열전달량, 열교환기 효율, 압력강하, 그리고 내부 열교환기 입출구온도를 나타낸 것으로 내부 열교환기의 고온측과 저온측 입구조건은 Boewe et al.⁽¹³⁾의 논문에서 실험한 Case 2를 사용했다.

내부 열교환기 외부 관의 각도를 내부 관 유동 방향에 대하여 0°, 15°, 30°, 45°, 60°로 상승함에 따라 Fig. 7(a)에서와 같이 열전달량과 열교환기 효율이 점차적으로 더 증가하게 된다. 그러나 저온측의 압력강하가 각도의 상승에 따라 증가하므로 열전달량을 상승시키기 위해 외부 관의 각도

를 계속 상승시킬 수 없으며 최적의 조건이 존재함을 알 수 있다.

Fig. 7(b)는 열교환기 외부 관 각도에 따른 내부 열교환기 입출구온도를 나타낸 것으로 외부 관 각도의 상승에 따라 고온측 출구온도는 감소하고 저온측 출구온도는 상승함을 알 수 있다. 또한 고온측 출구온도의 감소보다 저온측 출구온도의 상승이 더 큰 이유는 고온측은 CO₂ 냉매의 압력과 밀도가 저온측 CO₂ 냉매보다 높기 때문에 현상이다. Boewe et al.⁽¹³⁾의 실험에서 알 수 있는 바와 같이 저온측을 통과한 냉매 상이 기체이며 본 연구의 계산결과도 기체이기 때문이다.

3.3.2 외부 관 개수에 따른 영향

Fig. 8은 내부 열교환기 외부 관의 수에 따른

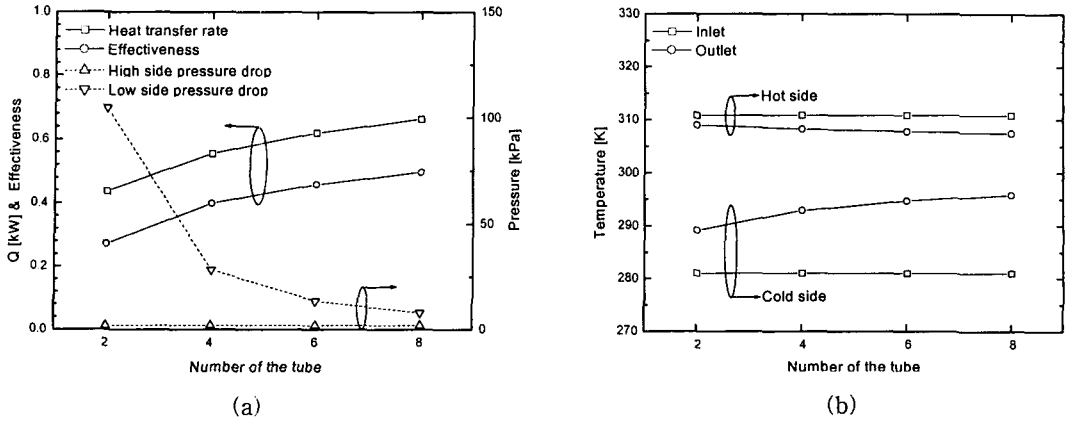


Fig. 8 Heat transfer rate, effectiveness, pressure drop and temperature of inlet and outlet along the number of outer tube.

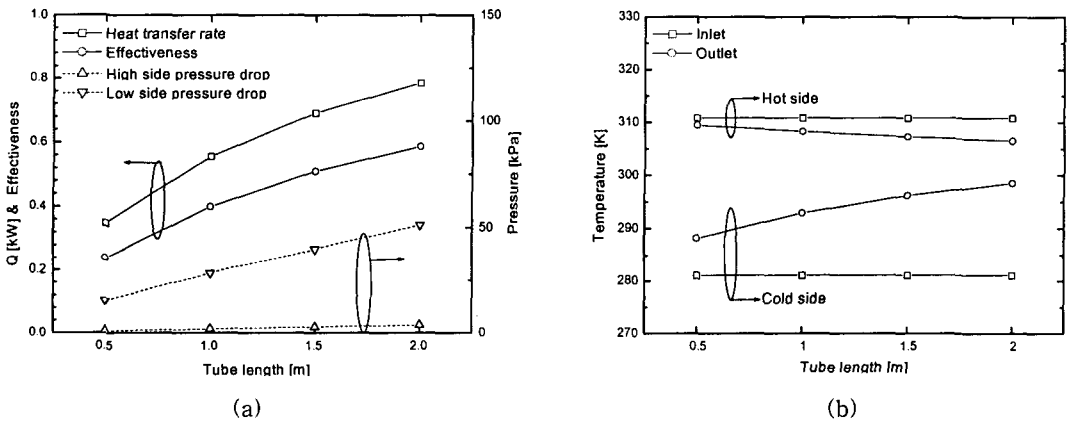


Fig. 9 Heat transfer rate, effectiveness, pressure drop and temperature of inlet and outlet along the length of inner tube.

열전달량, 열교환기 효율, 압력강하, 그리고 내부 열교환기 입출구온도를 나타낸 것이다. 내부 열교환기 외부 관의 수를 2, 4, 6, 8개로 증가시키면 따라 Fig. 8(a)에서와 같이 열전달량과 열교환기 효율이 증가하게 되고 저온측의 압력강하가 외부 관 수의 증가에 따라 감소한다. 관 수가 감소함에 따라 압력강하가 아주 크게 증가하는 것은 관의 수에 관계없이 외부 관을 흐르는 전체 유량은 일정하기 때문이다. 한편 열전달량은 관의 수가 증가함에 따라 열전달량이 증가함을 알 수 있다.

Fig. 8(b)는 열교환기 외부 관 수에 따른 내부 열교환기 입출구온도를 나타낸 것으로 외부 관 수의 증가에 따라 고온측 출구온도는 감소하고

저온측 출구온도는 상승함을 알 수 있다.

3.3.3 내부 관 길이에 따른 영향

Fig. 9는 내부 열교환기 내부 관의 길이에 따른 열전달량, 열교환기 효율, 압력강하, 그리고 내부 열교환기 입출구온도를 나타낸 것이다. 내부 열교환기 내부 관의 길이를 0.5m, 1m, 1.5m, 2m로 증가함에 따라 열전달량과 열교환기 효율의 증가가 둔화된다. 그러나 저온측의 압력강하가 내부 관 길이의 증가에 따라 거의 선형적으로 증가하므로 열전달량을 상승시키기 위해 내부 관의 길이를 계속 상승시킬 수 없다. 그러나 내부 열교환기의 열전달량과 열교환기 효율은 내부 열교환기의 길이에 지배적임을 알 수 있다.

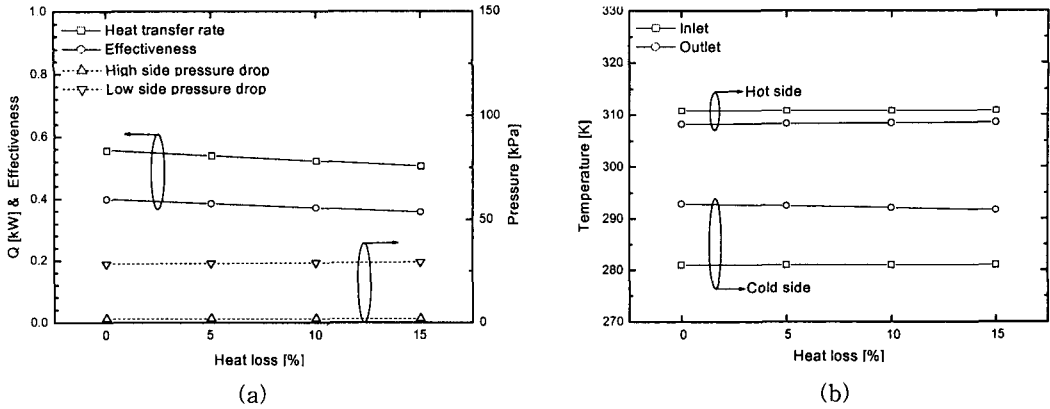


Fig. 10 Heat transfer rate, effectiveness, pressure drop and temperature of inlet and outlet along the heat loss.

Fig. 9(b)는 열교환기 내부 관 길이에 따른 내부 열교환기 입출구온도를 나타낸 것으로 내부 관 길이의 상승에 따라 고온측 출구온도는 감소하고 저온측 출구온도는 상승함을 알 수 있다.

3.3.4 외부 열손실에 따른 영향

Fig. 10은 내부 열교환기 외부로의 열손실에 따른 열전달량, 열교환기 효율, 압력강하, 그리고 내부 열교환기 입출구온도를 나타낸 것이다. 내부 열교환기 외부는 단열재로 단열이 되어 있으나 외부로의 열손실이 전체 열전달량의 0%, 5%, 10%, 15%로 가정하고 계산을 수행하였다. Fig. 10(a)에서와 같이 외부로의 열손실이 증가함에 따라 열전달량과 열교환기 효율이 감소하게 되고 저온측의 압력강하와 고온측의 압력강하는 거의 일정한 값을 가지므로 어떠한 경우에도 열교환기 외부로의 열손실은 열교환기에 부정적인 영향을 나타냄을 알 수 있다. Fig. 10(b)는 Fig. 10(a)와 동일한 경우에 대하여 내부 열교환기 입출구온도를 나타낸 것으로 열교환기 외부로의 열손실은 고온측 출구온도와 저온측 출구온도에 미소한 영향을 미친다.

내부 관내 냉매에서 내부 관과 단열재를 통과하여 외부 대기로 손실되는 열량 (Q_{loss1})과 내부 관내 냉매에서 내부 관, 외부 관, 외부 관내 냉매, 단열재를 통하여 외부 대기로 손실되는 열량 (Q_{loss2}), 그리고 외부 관내 냉매의 엔탈피를 변화시키는 열량 (Q_{net})을 단열재가 포함된 경우와 포함되지 않은 경우에 대하여 전체 열량 (Q_{tot})을

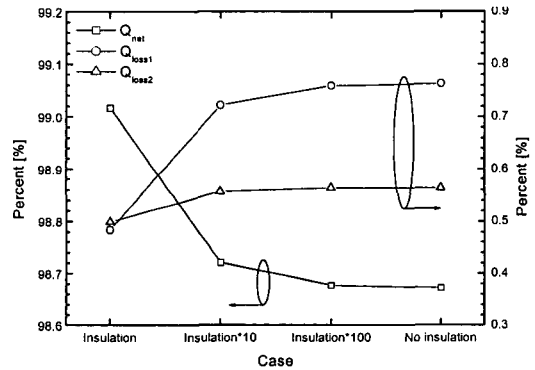


Fig. 11 Effect of insulation on heat losses.

1로 가정하여 그 비율로 계산하면 Fig. 11과 같은 결과를 나타냈다.

전체적으로 에너지 평형을 만족하며 단열재의 열전도도 상승에 따라 열손실 Q_{loss1} 과 Q_{loss2} 가 상승하므로 타당한 결과라 할 수 있다. 또한 단열재가 없는 경우와 열전도도가 가장 낮아 우수한 단열재를 사용한 경우에 대하여 열손실은 0.3% 정도 차이를 나타내므로 본 계산조건인 내부 열교환기에서는 단열재의 영향이 작으므로 단열재의 사용을 설계단계에서 고려할 필요가 없음을 알 수 있다.

3.4 임계점 부근에서의 영향

해석방법의 검증에 사용된 대항류 내부 열교환기 형상(Fig. 4(b))이고 열교환기 길이가 10m인 경우에 대하여 고온측의 입구조건을 임계점 이상

인 온도 394.15 K, 압력 9,400 kPa, 그리고 질량유량률 0.02 kg/s⁽¹⁴⁾로 설정하고 저온측의 입구조건을 압력 3,500 kPa, 질량유량률 0.02 kg/s로 설정하여 저온측 입구온도가 0인 경우에 대하여 계산을 수행하였다.

Fig. 12는 저온측 입구온도가 0°C인 경우에 대한 열교환기 길이방향으로 고온측 및 저온측 냉매의 온도분포를 나타낸 것이다. 저온측 입구온도가 0°C인 경우, 압력이 3,500 kPa이므로 CO₂는 완전한 기체상이 아니며 저온측은 2상 열전달이 발생한다. 그러므로 저온측 입구에서 CO₂ 냉매의 상변화가 끝나는 시점까지 저온측 냉매온도는 변화가 없고 저온측 입구로부터 4 m 정도되는 상변화가 끝난 시점부터 저온측 냉매의 온도가 상승하는 현상을 나타낸다. 또한 상변화에 의해 고온측에서 많은 열을 흡수하므로 고온측 온도는 303.97 K까지 하강하게 된다.

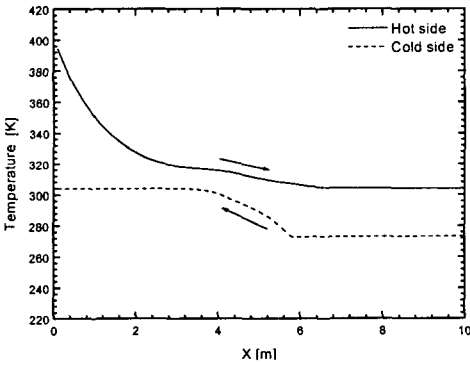


Fig. 12 Temperature of hot and cold side along the length of the tube.

Fig. 13은 고온측과 저온측의 압력을 나타낸 것으로 고온측과 저온측 모두 거의 선형적인 압력강하를 나타내지만 고온측과 저온측의 입구영역에서는 그 기울기가 차이를 나타낸다. 저온측의 압력강하는 84.08 kPa, 고온측의 압력강하는 17 kPa로 저온측의 온도가 10°C인 경우에 비해 저온측의 압력강하는 거의 차이가 없으나 고온측의 압력강하가 감소했음을 알 수 있다.

Fig. 14는 고온측과 저온측 냉매의 속도를 나타낸 것이다. 고온측 냉매의 속도는 입구에서부터 감소하여 약 6 m 이상에서는 일정한 냉매속도를 나타낸다. 저온측 냉매의 속도는 입구에서부터 증가하여 특정지점 이상에서 고온측과 같이 일정한 냉매속도를 나타낸다. 또한 냉매의 입출구 근처에서는 고온측의 냉매속도가 빠르고 열교환기 중심부를 지나 일정한 냉매속도를 유지하는 영역에서는 저온측의 냉매속도 3.4 m/s, 고온측의

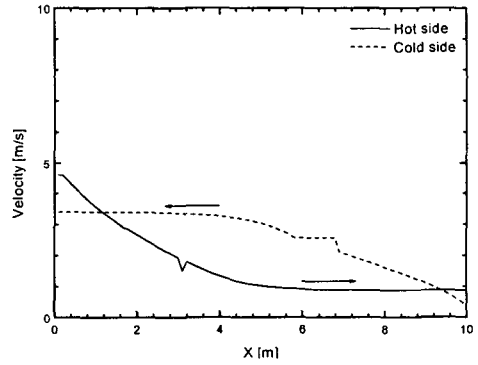


Fig. 14 Refrigerant velocity of hot and cold side along the length of the tube.

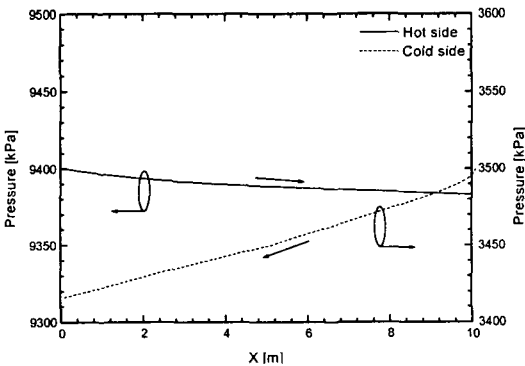


Fig. 13 Pressure of hot and cold side along the length of the tube.

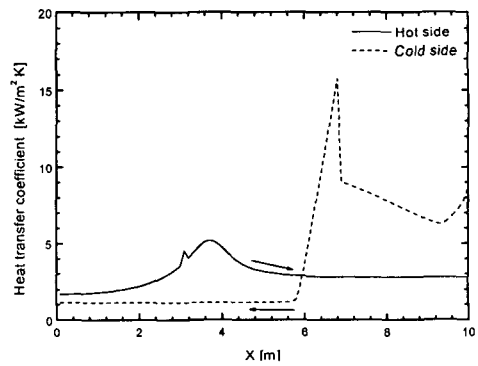


Fig. 15 Heat transfer coefficient of hot and cold side along the length of the tube.

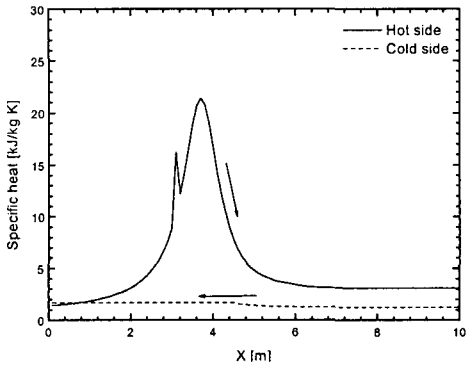


Fig. 16 Specific heat of hot and cold side along the length of the tube.

냉매속도 0.87 m/s로서 저온측 냉매의 입구온도가 10℃인 경우에 비해 고온측의 냉매속도가 현저히 감소함을 알 수 있다.

Fig. 15는 고온측과 저온측의 열전달계수를 나타낸 것이다. 고온측의 열전달계수는 입구에서 서서히 상승하여 고온측 입구에서부터 약 3.8m 정도에서 최대값(5.18 kW/m²·K)을 가지며 그 이후에는 감소하여 6m 이상에서는 거의 일정한 값(2.77 kW/m²·K)을 나타냈다. 저온측의 열전달계수는 입구에서부터 높은 상변화 열전달계수를 나타냈으며 입구로부터 3.2m 지점에서 건도 0.8 이상이 되며 열전달계수가 감소하여 저온측 입구로부터 4.3m 지점에서 상변화 현상이 끝나며 거의 일정한 값(1.13 kW/m²·K)을 나타냈다. 이러한 열전달 거동을 분석하기 위해 REFPROP으로 계산한 냉매의 비열을 Fig. 16에 나타냈다. 이로부터 고온측 열전달계수의 변화는 고온측 CO₂ 냉매의 비열에 의해 크게 영향을 받아서 피크와 최대값이 나타나고, 저온측 열전달계수의 변화는 저온측 CO₂ 냉매의 비열이 거의 변하지 않으므로 상변화 영역과 단상 영역에서의 열전달 현상에 의한 것임을 알 수 있다.

4. 결 론

CO₂를 냉매로 사용한 시스템에서 열성능을 향상시키기 위해 사용되는 내부 열교환기에 대하여 일반성 있는 해석 모델을 설정하고 단면분할방법을 사용하여 해석의 타당성을 검증하고 내부 열교환기 형상, 외부 관의 각도, 외부 관의 수, 내부 관의 길이, 열손실 등에 따른 성능을 계산한

결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 내부 열교환기의 외부 관의 각도, 수와 관의 길이증가는 열전달량을 상승시키지만 압력강하를 상승시킴을 알 수 있었다.
- (2) 외부로의 열손실이 열교환기 성능에 미치는 영향을 파악하기 위하여 열유동 회로망의 개념을 도입하였으나 본 계산조건에서 사용된 내부 열교환기에서는 거의 영향을 미치지 못하는 못하였다.
- (3) 단면분할방법을 사용하여 임계점 부근에서는 급격한 물리량의 변화를 예측할 수 있었다.
- (4) CO₂ 시스템의 내부 열교환기 해석 정도를 향상시키기 위해서는 CO₂에 대한 범용성 있는 열전달 상관식 및 압력강하 상관식을 구축하기 위한 추가적인 연구가 필요하다.

후 기

본 논문은 산업자원부가 지원하는 차세대 연구개발사업(CO₂를 이용한 냉난방 시스템용 내부 열교환기 및 부품 개발)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. Wertebach, 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., Nekså, 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. Yin, J. M., Park, Y. C., Boewe, D. E., McEnaney, R. P., Beaver, A., Bullard, C. W., and Hrnjak, P. S., 1998, Experimental and model comparison of transcritical CO₂ versus R134a and R410 system performance, Natural Working Fluids '98, IIR-Gustav Lorentzen conference, Oslo, pp. 331-340.
 6. McEnaney, R. P., Boewe, D. E., Yin, J. M., Park, Y. C., Bullard, C. W. and Hrnjak, P. S., 1998, Experimental comparison of mobile A/C systems when operated with transcritical CO₂ versus conventional R134a, 1998 International Refrigeration Conference at Purdue, pp. 145-150.
 7. Brown, J. S., Yana-Motta, S. F. and Domanski, P. A., 2002, Comparative Analysis of an Automotive Air Conditioning Systems Operating with CO₂ and R134a, Int. J. Refrigeration, Vol. 25, pp. 19-32.
 8. Park, B. K., Kim, G. O. and Kim, M. G., 2001, Effects of Air Flow Nonuniformity on the Thermal Performance of a Compact Evaporator for Natural Working Fluids, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 13, No. 11, pp. 1114-1124.
 9. 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.
 10. Pierre, B., 1964, Flow Resistance with Boiling Refrigerants, ASHRAE Journal, September.
 11. McLinden, M., Klein, S. A., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P., 1998, NIST Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures - REFPROP, Version 6.01, NIST Standard Reference Database 23.
 12. Kraus, A. D., Aziz, A. and Welty, J., 2001, Extended Surface Heat Transfer, John Wiley and Sons.
 13. Boewe, D. E., Yin, J. M., Park, Y. C., Bullard, C. W. and Hrnjak, P. S., 1999, The role of suction line heat exchanger in transcritical R744 mobile A/C systems, SAE TP 01-0583.
 14. Pitla, S. S., Groll, E. A. and Ramadhyani, S., 2000, New Correlation for the Heat Transfer Coefficient during In-Tube Cooling of Turbulent Supercritical Carbon Dioxide, Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, pp. 259-267.