

## 간접 냉동 시스템용 2차 냉매의 열전달과 압력강하 특성

### Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Secondary Refrigerants Applying to Indirect Refrigeration System

오후규\* · 손창효\* · 조환\* · 이문빈\* · 전민주\*\*\*

Hoo-Kyu Oh\*, Chang-Hyo Son\*, Hwan Jo\*, Wen-Bin Yi\* and Min-Ju Jeon\*\*\*

(접수일 : 2013년 03월 14일, 수정일 : 2013년 03월 22일, 채택확정 : 2013년 03월 29일)

**Abstract:** This paper presents the comparison of heat transfer and pressure drop of various secondary refrigerants (single-phase and two-phase) in the indirect refrigeration system. The main results were summarized as follows: In case of heat transfer, it is useful to use secondary refrigerants in low evaporating temperature region and the heat transfer coefficient of single-phase is larger than two-phase secondary refrigerants. In case of pressure drop, it is useful to use secondary refrigerants in high evaporating temperature region and the pressure drop of two-phase is smaller than single-phase secondary refrigerant. Also, CO<sub>2</sub> is the best useful because pressure drop of CO<sub>2</sub> among the secondary refrigerants is the smallest.

**Key Words :** Indirect refrigeration system, Secondary refrigerant, Heat transfer, Pressure drop

#### — 기 호 설 명 —

A : 배관 단면적 [m<sup>2</sup>]

c<sub>p</sub> : 정압비열 [kJ/kgK]

d : 배관 내경 [m]

f : 마찰계수 [-]

h : 열전달계수 [W/m<sup>2</sup>K]

k : 냉매의 열전도도 [W/mK]

L : 증발기 길이 [m]

Nu : Nusselt 수,  $\frac{\alpha l}{\lambda}$

Pr : Prandtl 수,  $\nu/\alpha$

Re : Reynolds 수,  $\frac{vd}{\nu}$

T : 온도 [°C]

$\dot{V}$  : 체적유량 [m<sup>3</sup>/h]

w : 유속 [m/s]

$\Delta P$  : 압력강하 [kPa]

#### 그리스 문자

$\eta$  : 효율 [-]

$\mu$  : 점성계수 [kg/m·s]

$\rho$  : 밀도 [kg/m<sup>3</sup>]

\*\*\* 전민주(교신저자) : 부경대학교 냉동공조공학과

E-mail : mini7970@nate.com, Tel : 051-621-6802

\*오후규, 손창효, 조환, 이문빈 : 부경대학교 냉동공조공학과

\*\*\* Min-Ju Jeon(corresponding author) : Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, Pukyong National University.

E-mail : mini7970@nate.com, Tel : 051-621-6802

\*Hoo-Kyu Oh, Chang-Hyo Son, Hwan Jo, Wen-Bin Yi : Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, Pukyong National University.

하첨자

- e : 증발
- F : 동결
- P : 펌프
- str : 직관
- tot : 전체

2. 수학적 분석

1. 서 론

증발기내 냉매가 직접 피냉각물의 열을 흡수하지 않고 2차 냉매를 통해서 열을 제거하여 주위를 차갑게 만드는 냉동장치를 간접 냉동 시스템(Indirect refrigeration system)라 한다. 이러한 간접 냉동 시스템의 2차 냉매로는 주로 단상 냉매(Ethylene glycol, [EG]; Propylene glycol, [PG]; Ethyl alcohol, [EA]; Methyl alcohol, [MA]; Glycerol, [GL]; Potassium carbonate, [K<sub>2</sub>CO<sub>3</sub>]; Calcium chloride, [CaCl<sub>2</sub>]; Magnesium chloride, [MgCl<sub>2</sub>]; Sodium chloride, [NaCl]; Potassium acetate, [KAc] 등)를 사용해왔다. 그러나, 최근에는 상변화를 이용하는 2상 냉매(이산화탄소, [CO<sub>2</sub>]; 암모니아, [NH<sub>3</sub>])도 2차 냉매로 사용하는 사례가 많아지고 있다.<sup>1)</sup>

지금까지 관련된 종래의 2차 냉매에 대한 연구를 살펴보면, 우선 Pachai<sup>2)</sup>는 CO<sub>2</sub>와 프로필렌글리콜(Propylene glycol)을 2차 냉매로 이용하는 시스템을 연구하였다. 또 Melinder<sup>3)</sup>는 각 단상 2차 냉매의 온도에 따른 동점성계수와 열체적용량 등을 비교하였다. Sawalha와 Palm<sup>4)</sup>은 단상 2차 냉매와 2상 2차 냉매의 에너지 소모에 대해서 비교하였다. 그리고 Wang 등<sup>5)</sup>은 간접 냉동 시스템용 2상 냉매에 대하여 연구하였다. 이러한 종래의 연구로부터 알 수 있듯이 아직까지 단상 2차 냉매와 2상 2차 냉매에 대한 성능비교에 대한 자료가 많이 부족한 실정이다.

따라서 본 연구는 단상 2차 냉매와 2상 2차 냉매의 열전달계수와 압력강하를 비교하였다. 이를 통 2상 냉매의 2차 냉매로 사용하는 것에 대한 적합성을 확인해보고 간접 냉동 시스템의 최적 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

본 연구에서 사용하는 냉매의 열역학적 물성과 성능분석은 EES(Engineering Equation Solver)<sup>6)</sup> 소프트웨어를 사용해서 계산하였다. 2상 냉매와 단상 냉매를 비교하기 위해서 다음과 같이 가정하였다.

- 저온용 2차 냉매 순환 펌프의 효율은 0.4이다.<sup>7)</sup>
- 냉동시스템이나 2차 순환 시스템의 열교환기(증발기, 응축기)내의 열손실을 무시한다.
- 운동에너지와 위치에너지의 변화를 무시한다.
- 열교환기와 배관의 압력강하는 없는 것으로 가정한다.
- 단순비교를 위해 2상 냉매는 상변화가 없는 경우로 가정한다.

위에 가정한 범위에서 다음 식을 통해서 계산하였다. 증발기에 대한 압력강하, ΔP [kPa]는 아래 Darcy-Weisbach 식<sup>8)</sup>으로 계산하였다.

$$\Delta P = (f/2) \cdot \rho \cdot w^2 \cdot L_{tot}/d \tag{1}$$

여기서, f는 마찰계수, ρ는 밀도 [kg/m<sup>3</sup>], w는 유속 [m/s], L은 증발기의 총 길이 [m], d는 배관 내경 [m] 이다.

유속은 다음의 식(2)로 계산 하였다.

$$w = \frac{\dot{V}}{A} \tag{2}$$

여기서, A [m<sup>2</sup>]는 배관 단면적이고,  $\dot{V}$  [m<sup>3</sup>/h]는 체적유량이다.

마찰계수는 Reynolds 수(Re 수)의 크기에 따라 변하며 층류일 때(Re ≤ 2300)는 다음의 Hagen-Poiseuille 식<sup>8)</sup>으로 계산하였다.

$$f = 64/Re \tag{3}$$

그리고 층류가 아닌 경우에 (2.3 × 10<sup>3</sup> < Re ≤ 5 × 10<sup>6</sup>)는 Petukhov 식<sup>9)</sup>(4)에 의해서 계산하였다.

Table 1 Operating conditions for system

Evaporating temperature, $T_e$ [°C]	-45 ~ 10
Single/two-phase refrigerant flow pattern	single-phase liquid, laminar flow
Single-phase refrigerant freezing temperature, $T_f$ [°C]	-45 ~ -10
Pump efficiency, $\eta_p$	0.4
Straight tube length of evaporator, $L_{str}$ [m]	2
Total length of evaporator, $L_{tot}$ [m]	16
Inner diameter of tube, $d$ [m]	0.0111
Evaporator type for secondary refrigerant test	heat exchanger of double-tube type
Reynolds number	100~1000000

$$f = (0.79 \cdot \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (4)$$

대류열전달계수,  $h$  [W/m<sup>2</sup>K]는 아래의 Nusselt 식(5)로 계산하였다.

$$h = \frac{Nu \cdot k}{d} \quad (5)$$

여기서,  $k$ 는 냉매의 열전도도 [W/mK]이다.

또한, Nusselt 수(Nu 수)는 Reynolds 수(Re 수)의 크기에 따라 변하며, 층류일 때( $Re \leq 2300$ )는 Sieder와 Tate 식<sup>10)</sup>(6)로 계산하였다.

$$Nu = 1.86 \cdot (Re \cdot Pr)^{1/3} \cdot (d/L_{str})^{1/3} \quad (6)$$

또 층류가 아닐 때( $2.3 \times 10^3 < Re \leq 5 \times 10^6$ ,  $Pr > 0.5$ )에는 Gnielinski 식<sup>11)</sup>(7)에 의해서 계산하였다.

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (7)$$

여기서, Prandtl 수는  $Pr = (\mu \cdot c_p) / k$ 로 계산할 수 있다.  $\mu$ 는 점성계수 [kg/m · s],  $c_p$ 는 정압비열

[kJ/kg · °C],  $L_{str}$ 는 증발기 직관 길이 [m]이다.

이 연구에 계산에 필요한 식들은 (1)~(7)에 정리하였다. Table 1은 성능분석하기 위해서 주어진 운전조건이다. 2상 냉매와 단상 냉매를 동일한 온도 조건에서 비교해보기 위해서 CO<sub>2</sub>를 기준으로 -45°C에서 10°C까지 비교분석하였다. 단상 냉매는 농도에 따라 동결온도가 결정되는데 세분화하여 다양한 동결온도에서도 비교해 보았다.

### 3. 결과 및 토론

#### 3.1 열전달계수 비교

##### 3.1.1 증발온도에 따른 비교

###### 1) 단상 냉매 비교

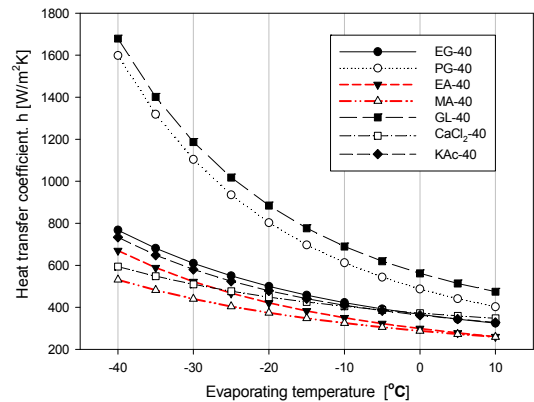


Fig. 1 Comparison of heat transfer coefficient with respect to evaporating temperature for single-phase fluids ( $T_f$  : -40°C,  $Re=500$ )

Fig. 1은 Table 1과 같은 실험조건에서 단상 냉매의 증발온도 변화에 따른 열전달 계수를 나타낸 것이다. Fig. 1에서 알 수 있듯이 증발온도가 -40°C 일 때 GL의 열전달계수가 가장 크고, 그 다음으로 PG, EG 등의 순서로 크다. 이는 식(4)에서 Nu 수와 열전도도( $k$ )가 열전달계수를 결정짓는데 Nu 수에 영향을 크게 받기 때문이다. 여기서 Nu 수는 식(5)에서와 같이 Re 수와 Pr 수가 영향을 미치는데 본 분석에서는 다양한 단상 냉매의 Re 수를 일정하게 유지하였으므로, Pr 수의 크기에 영향을 받

는다. 즉, GL의 Pr 수가 가장 크고 그 다음으로 PG, EG 등의 순으로 Pr 수가 크다. 또한, 비열( $c_p$ ), 점성계수( $\mu$ ), 열전도도( $k$ )가 Pr 수를 결정짓는데 점성계수가 Pr 수에 가장 큰 영향을 가진다.

Fig. 1에서 증발온도가  $-40^\circ\text{C}$ 에서  $10^\circ\text{C}$ 로 증가할 때 열전달계수가 감소하는 것을 알 수 있다. 이는 증발온도가 증가함에 따라 Nu 수가 감소하기 때문이다. 따라서, Pr 수도 감소한다. 여기서 증발온도의 증가에 따라 Pr 수를 결정짓는 비열과 열전도도는 증가하고 점성계수는 감소하는데 비열과 열전도도의 증가비율은 아주 작으나 점성계수의 감소비율은 크기 때문이다.

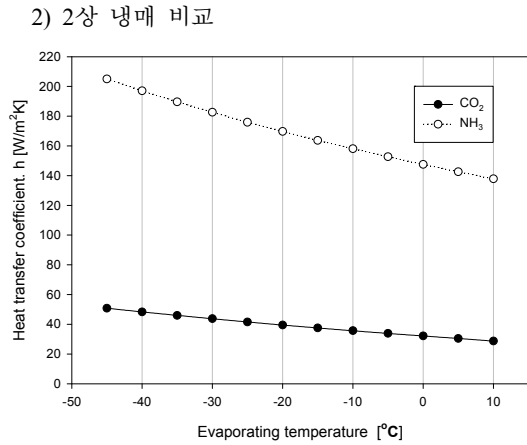


Fig. 2 Comparison of heat transfer coefficient with respect to evaporating temperature for two-phase fluids( $Re=500$ )

Fig. 2는 2상 냉매의 증발온도 변화에 따른 열전달계수를 나타낸 것이다. Fig. 2에서 알 수 있듯이 동일한 증발온도에서  $\text{NH}_3$ 가  $\text{CO}_2$  보다 열전달계수가 높다. 이는  $\text{NH}_3$ 의 열전도도,  $k_{\text{NH}_3}$ 가  $\text{CO}_2$ 의 열전도도,  $k_{\text{CO}_2}$  보다 4.6~6.3배 정도 높기 때문이다.

Fig. 2에서 증발온도가  $-45^\circ\text{C}$ 에서  $10^\circ\text{C}$ 로 증가할 때  $\text{CO}_2$ 와  $\text{NH}_3$ 의 열전달계수는 각각 43.5%와 32.8% 정도 감소한다. 감소 원인을 분석해 보면, 식(4)에서  $\text{CO}_2$ 의 Nu 수는 증가하고 열전도도는 감소하며,  $\text{NH}_3$ 의 Nu 수와 열전도도는 감소하고 있다. 여기서 열전달계수가 증발온도의 증가에 따라

감소하는 이유는 Nu 수의 영향이 아니라 열전도도의 영향임을 알 수 있다. 특히,  $\text{NH}_3$ 의 열전달계수는  $\text{CO}_2$ 의 열전달계수 보다 급속히 감소하고 있음을 알 수 있다. 그 이유는 증발온도가  $-45^\circ\text{C}$ 에서  $10^\circ\text{C}$ 로  $5^\circ\text{C}$ 씩 증가함에 따라  $\text{NH}_3$ 의 열전도도는 약  $0.015 \text{ W/mK}$ 씩 감소하며  $\text{CO}_2$ 의 열전도도는 약  $0.0065 \text{ W/mK}$ 씩 감소하기 때문이다.

### 3.1.2 동결온도별 단상 냉매에 따른 비교

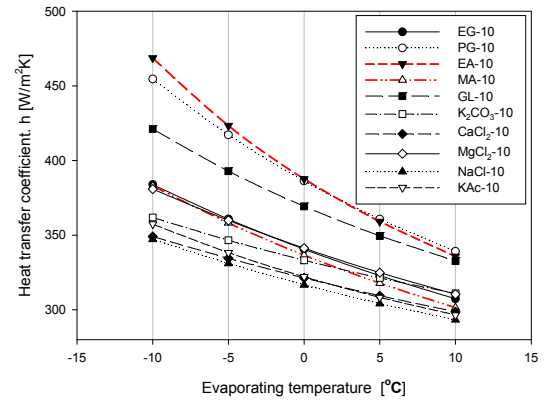


Fig. 3 Comparison of heat transfer coefficient with respect to evaporating temperature for single-phase fluids( $T_F: -10^\circ\text{C}$ ,  $Re=500$ )

Fig. 1과 Fig. 3을 비교해보면 PG, GL, EA, MA를 제외하고는 동일한 경향을 보여주고 있다. 동결온도가  $-40^\circ\text{C}$ 에서  $-10^\circ\text{C}$ 로 상승함에 따라 PG의 열전달계수가 GL 보다 커지고 특히, EA와 MA의 열전달계수는 동결온도의 상승에 따라 크게 증가한 것을 알 수 있다.  $-45^\circ\text{C}$ 에서  $-5^\circ\text{C}$ 로 동결온도가 상승함에 따라 분석결과를 정리해 보면 동결온도가  $-45^\circ\text{C} \sim -40^\circ\text{C}$ 일 때는 GL,  $-35^\circ\text{C} \sim -15^\circ\text{C}$ 까지는 PG,  $-10^\circ\text{C} \sim 5^\circ\text{C}$ 까지는 EA의 열전달계수가 가장 크다는 것을 알 수 있다.

## 3.2 압력강하 비교

### 3.2.1 증발온도에 따른 비교

#### 1) 단상 냉매 비교

Fig. 4는 단상 냉매의 증발온도 증가에 따른 압

력강하의 영향을 나타내는 것이다. Fig. 4에서 알 수 있듯이 동일한 증발온도에서 GL의 압력강하가 가장 크고, 그 다음으로 PG, EG, EA 등의 순서로 크다. 이는 식(1)에서 알 수 있듯이 압력강하는 밀도와 유속에 따라 결정이 되는데 밀도 보다는 각 단상 냉매의 유속에 크게 영향을 받는다. 그리고, 모든 단상 냉매의 압력강하는 증발온도의 증가에 따라 감소한다. 이는 유속의 감소량에 큰 영향을 받기 때문이다.

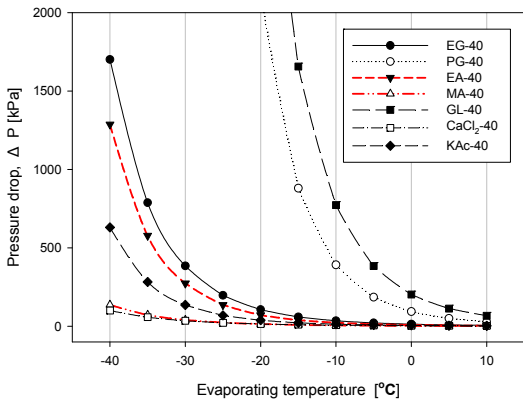


Fig. 4 Comparison of pressure drop with respect to evaporating temperature for single-phase fluids ( $T_F$  :  $-40^\circ\text{C}$ ,  $Re=500$ )

2) 2상 냉매 비교

Fig. 5는 2상 냉매의 증발온도 증가에 따른 압력강하 영향을 나타낸다. Fig. 5에서 동일한 증발온도에서  $\text{CO}_2$  보다  $\text{NH}_3$ 의 압력강하가 크다. 이는  $\text{NH}_3$ 의 유속이  $\text{CO}_2$  보다 약 2.3~2.5배 크기 때문이다. 또한, 증발온도가  $-45^\circ\text{C}$ 에서  $10^\circ\text{C}$ 로 증가할 때  $\text{CO}_2$ 와  $\text{NH}_3$ 의 압력강하는 각각 5.999 Pa, 17.658 Pa 감소한다. 이는  $\text{CO}_2$ 와  $\text{NH}_3$ 가 증발온도의 증가에 따라 밀도와 유속이 감소하기 때문에 압력강하도 감소한다. 특히,  $\text{NH}_3$ 는  $\text{CO}_2$ 와 비교하여 밀도의 감소비율은 큰 차이가 없으나 유속의 감소비율이 크기 때문에 압력강하 감소비율이 크다.

3.2.2 동결온도별 단상 냉매에 따른 비교

Fig. 4와 Fig. 6을 비교해보면 앞서 열전달계수

와 동일한 경향을 보여주고 있다. 동결온도가  $-40^\circ\text{C}$ 에서  $-10^\circ\text{C}$ 로 상승함에 따라 PG의 압력강하 정도가 GL 보다 커지고 EA와 MA의 압력강하 정도도 동결온도의 상승에 따라 크게 증가한 것을 알 수 있다. 특히, EA는 동결온도가  $-10^\circ\text{C}$ 로 상승하면서 압력강하 폭이 제일 큰 것을 확인할 수 있다.  $-45^\circ\text{C}$ 에서  $-5^\circ\text{C}$ 로 동결온도가 상승함에 따라 분석 결과를 정리해 보면 동결온도가  $-45^\circ\text{C}\sim-40^\circ\text{C}$ 일 때는 GL,  $-35^\circ\text{C}\sim-15^\circ\text{C}$ 는 PG,  $-10^\circ\text{C}\sim-5^\circ\text{C}$ 는 EA의 압력강하 폭이 가장 큰 것을 알 수 있다.

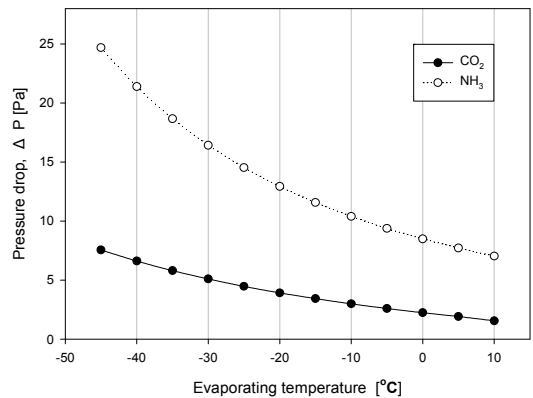


Fig. 5 Comparison of pressure drop with respect to evaporating temperature for two-phase fluids ( $Re=500$ )

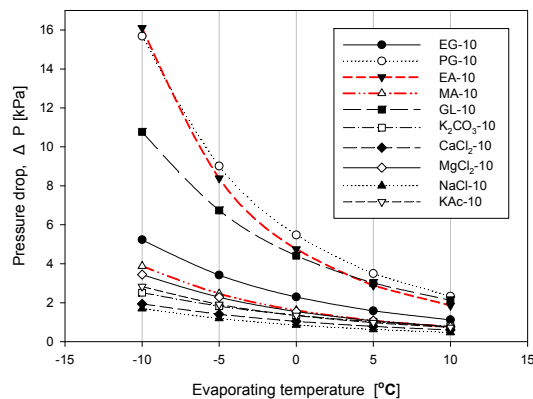


Fig. 6 Comparison of pressure drop with respect to evaporating temperature for single-phase fluids ( $T_F$  :  $-10^\circ\text{C}$ ,  $Re=500$ )

## 4. 결 론

본 연구에서는 동일한 조건 하에서 증발온도의 증가에 따른 단상 냉매와 2상 냉매의 열전달계수와 압력강하를 비교하고 분석하였다. 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 열전달 측면에서, 2차 냉매는 증발온도가 낮아질수록 열전달계수가 증가하므로, 증발온도가 낮은 온도영역에서 사용하는 것이 유리하며 2상 2차 냉매보다 단상 2차 냉매의 열전달계수가 더 크다.

(2) 압력강하 측면에서, 2차 냉매는 증발온도가 높아질수록 압력강하가 감소하기 때문에 증발온도가 높은 온도영역에서 사용할 경우에 유리하다. 그리고 2상 2차 냉매가 단상 2차 냉매의 압력강하보다 작으며 모든 2차 냉매 중에서 CO<sub>2</sub>의 압력강하가 가장 작기 때문에 CO<sub>2</sub>가 가장 유용하다.

(3) 동결온도가 -45℃~40℃일 때는 GL, -35℃~15℃까지는 PG, -10℃~5℃까지는 EA의 열전달계수와 압력강하가 가장 크다.

## 후 기

“이 논문은 부경대학교 자율창의학술연구비(2013년)”에 의하여 연구되었음.

## References

1. H. K. Oh and C. H. Son, 2012, "Performance analysis of R404A refrigeration system using R744 as a secondary refrigerant", Journal of the Korea Society for Power System Engineering, Vol. 16, No. 2, pp. 24-29.
2. A. C. Pachai, 2004, "Experience with CO<sub>2</sub> as refrigerant in supermarkets", In Proceedings of the Sixth IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Glasgow, United Kingdom.
3. A. Melinder, 2000, "Update on secondary refrigerants for indirect systems", Proceedings of IEA Annex 26 Meeting, Section, hfc-fri.dk.
4. S. Sawalha and B. Palm, 2003, "Energy consumption evaluation of indirect systems with CO<sub>2</sub> as secondary refrigerant in supermarket refrigeration", International Congress of Refrigeration, ICR04334, Washington D.C.
5. W. Wang, M. Eisele, Y. H. Hwang and R. Radermacher, 2010, "Review of secondary loop refrigeration systems", International Journal of Refrigeration, Vol. 33, pp. 212-234.
6. EES: 2010, Engineering Equation Solver, fchart Software Inc.
7. A. Melinder, 2010, "Properties of secondary working fluids for indirect systems", IIR-publication.
8. Y. A. CenGel, 2001, "Introduction to Thermodynamics and Heat Transfer", McGraw-Hill Companies, Vol. 2
9. B. S. Petukhov, 1970, "Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties.", In Advances in Heat Transfer, ed. T. F. Irvine and J. P. Hartnett, New York : Academic Press, Vol. 6
10. E. N. Sieder and G. E. Tate, 1936, "Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes", Industrial Engineering Chemistry, Vol. 28, pp. 1429-1435.
11. V. Gnielinski, 1976, "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flows", Int. Chem. Engineering, Vol. 16, pp. 359-368.