

CO₂ 히트펌프용 단열 모세관 길이 예측에 관한 연구

오후규¹ · 최광환¹ · 전민주¹ · 손창효[†]

(원고접수일 : 2011년 3월 11일, 원고수정일 : 2011년 4월 25일, 심사완료일 : 2011년 5월 17일)

Prediction of Adiabatic Capillary Tube Length of Heat Pump Using Carbon Dioxide

Hoo-Kyu Oh¹ · Kwang-Hwan Choi¹ · Min-Ju Jeon¹ · Chang-Hyo Son[†]

요약 : 본 논문은 CO₂ 히트펌프용 모세관의 기초 설계자료를 제공하기 위해서 모세관 길이 예측에 대해서 이론 및 실험적으로 조사하였다. 본 연구에서 고려된 작동변수로는 증발온도, 가스냉각기 냉각압력, 냉매유량, 모세관의 관경 등이다. 몇몇 연구자들의 자료를 바탕으로 CO₂ 모세관 길이를 예측할 수 있는 수학적 모델식을 작성하였다. 그리고 단열 모세관 팽창장치내 CO₂의 증발온도, 냉매유량, 냉각압력 등에 대해서 실험한 결과, 이들 모두는 식 (3)으로 예측한 값과 0.63~10.9%이내에서 좋은 일치율을 보였다. 따라서 본 연구에서는 CO₂ 열펌프 단열 모세관에 대한 기초설계 자료로서, 냉각압력, 증발온도, 모세관 직경, 냉매유량 등의 조건으로부터 모세관 길이를 계산해낼 수 있는 예측 상관식을 제안하였다.

주제어 : 이산화탄소, 히트펌프, 모세관, 팽창장치

Abstract: In this paper, the prediction of adiabatic capillary tube of heat pump using carbon dioxide is investigated theoretically and experimentally to offer the basic design data for the operating parameters of this system. The operating parameters considered in this study include evaporation temperature, cooling pressure of gas cooler, mass flowrate, and the length and diameter of capillary tube. Based on study results of several researchers, the correlation predicting the length of capillary tube of CO₂ heat pump was proposed. And the experimental results of evaporation temperature, mass flowrate and cooling pressure in adiabatic capillary tube have an good agreement to those calculated from Eq. (3) within 0.63~10.9%. Therefore, the prediction calculating the length of adiabatic capillary tube of CO₂ heat pump was proposed at the given conditions such as cooling pressure, evaporation temperature and capillary tube diameter.

Key words: Carbon dioxide, Capillary tube, Expansion device, Heat pump

1. 서 론

증기압축식 히트펌프의 팽창장치 중의 하나인 모세관은 응축기 출구의 고압냉매액을 증발기 입구의 저압냉매액과 증기로 팽창시키는 역할을 한다. 따라서 주어진 운전조건하에서 모세관의 길이와 직경을 정확하게 선정하는 것은 모세관 설계시에 대단히 중요하다. 특히 최근에 각광받고 있는 CO₂ 히트펌프용 모세관은 프레온계 냉매와는 달리 CO₂는 초임계 사이클로 운전되기 때문에 모세관

길이와 직경은 재설계해야 한다[1].

자연냉매 중의 CO₂는 임계압력이 7.38 MPa로 높고, 임계온도가 31.1 °C로 무척 낮기 때문에 CO₂ 열펌프 시스템에서는 저온열원에서의 증발과정은 임계점 이하(아임계 저압)에서 일어나고, 고온열원에서 냉각과정은 임계점 이상(초임계 고압)에서 일어나는 초임계 사이클(supercritical cycle)이다 (Figure 1 참조). 이는 기존의 역 랭킨 사이클로 운전되는 증기압축식 냉동 시스템과는 다른 특징을

[†] 교신저자(부경대학교 냉동공조공학과, E-mail:sonch@pknu.ac.kr, Tel: 051-621-6802)

¹ 부경대학교 냉동공조공학과

가지게 된다. 즉, 기존의 냉동·공조 시스템에서 응축기의 운전압력이 1~3 MPa 정도인데 반하여, CO₂용 가스냉각기에서의 압력은 8~12 MPa 정도로 매우 높으며, 임계압력보다 높은 압력에서 운전되므로 기존 시스템의 응축기와는 달리 상변화 과정이 없고, 고압 단상 상태의 냉매가 가스냉각기를 지나는 동안 지속적으로 온도가 감소되면서 열방출이 일어나게 된다. 또한 온도가 감소하면서 임계점 근처를 지나게 되므로 전달 현상과 관련한 물성치들이 크게 변화하게 된다[2]. 이와 같이 CO₂를 이용한 냉동공조 시스템은 프레온계 냉매를 사용하는 시스템과는 다소 차이가 있으므로 CO₂를 사용하는 모세관도 다르게 적용시켜야 한다.

계식을 나타내었으며, 최적의 냉동능력을 발휘할 수 있는 최적의 모세관 길이와 직경이 찾을 수 있다고 하였다. [4]은 내경 1.85 mm의 모세관내 CO₂의 유동특성을 파악하기 위해서 수치적으로 분석하였다. 그 결과 모세관내 팽창과정 중에 CO₂ 냉매의 온도, 압력, 엔탈피 변화에 대해서 나타내었다. 이상의 종래의 연구결과로부터 알 수 있듯이, 자연냉매인 CO₂를 적용한 모세관에 대한 분석 자료가 매우 부족할 뿐만 아니라 정확한 이론이 확립되어 있지 않은 실정이다.

따라서, 본 연구에서는 CO₂ 냉매를 적용한 히트펌프용 단열 모세관의 길이 예측에 영향을 미치는 인자들을 이론 및 실험적으로 파악 및 분석하고, 이를 통해 CO₂를 적용한 모세관의 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 성능 분석

[5]은 CO₂용 단열 모세관내 유동특성에 영향을 미치는 모세관 입구 온도와 압력, 증발온도, 관경 등의 변수들에 대해서 **Table 1**의 분석조건에서 살펴본 결과, 이러한 변수들은 CO₂용 단열모세관내 유동특성에 영향을 미치는 것을 확인할 수 있었고, 이들 각각의 변수들과 모세관 전체길이에 대한 상관 관계를 식 (1)의 비례식으로 나타낼 수 있다고 하였다.

$$L_{cap} \propto P_{cap,in}, T_{cap,in}, d_i, \frac{1}{T_e}, \frac{1}{m_{r,e}} \quad (1)$$

따라서 본 절에서는 [5]의 분석데이터에 대한 다중 회귀분석을 통해 CO₂용 단열모세관의 길이를 예측할 수 있는 수학적 방정식을 개발하고자 한다. [5]의 논문 결과에서, L_{cap} 는 모세관 입구 온도 ($T_{cap,in}$)와 압력($P_{cap,in}$), 증발온도(T_e), 관경(d_i), 냉매유량($m_{r,e}$)에 영향을 받음을 알 수 있었고, 이를 함수식으로 나타내면 다음과 같다.

$$L_{cap} = f(P_{cap,in}, T_{cap,in}, d_i, T_e, m_{r,e}) \quad (2)$$

L_{cap} 의 다중 회귀분석 결과에 대한 수식은 다음 식 (3)과 같고, $a_0 \sim a_{20}$ 에 대한 값은 **Table 2**에 정리하여 나타내었다. 그리고 식 (3)에 대한 상세한 내

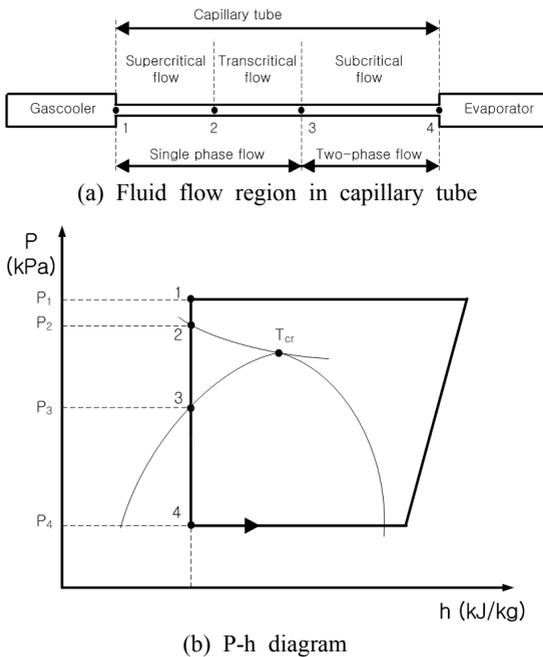
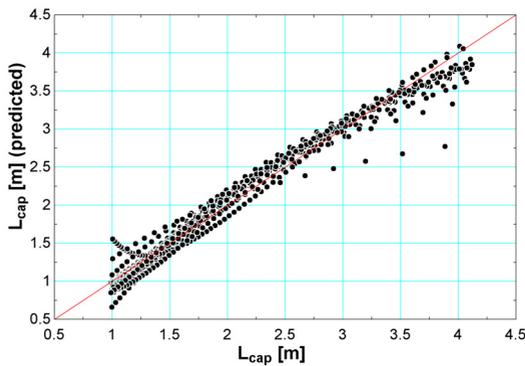


Figure 1: Adiabatic capillary tube showing different flow regions and corresponding cycle on the P-h diagram.

지금까지 수행된 CO₂용 단열 모세관 팽창장치에 대한 종래의 연구들을 살펴보면 우선[3]는 초임계 CO₂용 히트펌프의 단열 모세관내 유동특성에 대해서 수치적으로 조사하였다. 그 결과 냉동능력, 모세관 직경과 길이, 최대 질량유량 등에 대한 관

Table 1: Analysis conditions[5].

Parameter	Value
$P_{cap,in}$, [MPa]	8 ~ 12
d_i , [mm]	0.6 ~ 1
T_e , [°C]	10 ~ -30
L_{cap} , [m]	1 ~ 4
$T_{cap,in}$, [°C]	0 ~ 30
m_{re} , [kg/s]	0.001 ~ 0.01

**Figure 2:** Comparison of $L_{cap, pred}$ predicted by Eq. (3) and $L_{cap, prog}$ calculated by EES program.

용은 노 등의 논문을 참고하시 바랍니다. Figure 2는 식 (3)으로 계산한 값($L_{cap, pred}$)과 앞에서 EES[6] 프로그램으로 구한 값($L_{cap, prog}$)을 비교해 놓은 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 좋은 일치를 보였다.

$$\begin{aligned}
 L_{cap} = & a_0 + a_1 m_{re} + a_2 m_{re}^2 + a_3 P_{cap,in} + a_4 P_{cap,in}^2 + a_5 T_{cap,in} \\
 & + a_6 T_{cap,in}^2 + a_7 T_e + a_8 T_e^2 + a_9 d_i + a_{10} d_i^2 \\
 & + a_{11} m_{re} P_{cap,in} + a_{12} m_{re} P_{cap,in}^2 + a_{13} m_{re} T_e \\
 & + a_{14} m_{re} d_i + a_{15} P_{cap,in} T_{cap,in} + a_{16} P_{cap,in} T_e \\
 & + a_{17} P_{cap,in} d_i + a_{18} T_{cap,in} T_e + a_{19} T_{cap,in} d_i + a_{20} T_e d_i
 \end{aligned} \quad (3)$$

3. 실험장치 및 방법

CO₂ 열펌프 단일 모세관 성능평가 실험장치의 주요 구성요소는 **Figure 3**에 제시하였다. 초임계

CO₂ 열펌프 시스템은 밀폐형 압축기, 초임계 가스 냉각기, 모세관 팽창장치, 증발기, 수액기로 구성되어 있다.

실험장치에 사용된 가스냉각기와 증발기는 내관에 냉매가 흐르고 외관에는 2차유체가 흐르는 2중관 형태의 대향류 열교환기로서 동관을 이용하여 제작하였다. **Figure 3**에 나타난 바와 같이 가스냉각기와 증발기의 내관은 내경이 7.75 mm, 외경이 9.53 mm이고, 외관은 내경이 25 mm, 외경이 30 mm인 동관으로 각각의 길이는 4000 mm와 5000 mm이다. 내관은 누설 방지와 고압인 CO₂ 시스템에서 안전을 보장하기 위해 용접이나 피팅과 같은 연결 부위가 없게 하나의 관을 이용하여 가공하였다. 2차유체는 환상 부분에 흐르며 냉매와 반대 방

Table 2: Statistics information for Eq. (3).

	L_{cap}	
	Value	Standard error
a_0	-9.256186E+00	2.658101E+04
a_1	1.050972E+03	1.118478E+02
a_2	1.038335E+05	2.857040E+03
a_3	3.281508E-01	-
a_4	9.327989E-04	5.702524E-03
a_5	-5.793825E-01	-
a_6	-4.888077E-04	1.053816E-04
a_7	-1.040866E+00	-
a_8	-1.117100E-03	6.042825E-05
a_9	-1.484854E+01	3.164406E+04
a_{10}	3.085753E+01	1.956020E+00
a_{11}	-5.589559E+01	4.690440E+00
a_{12}	2.221702E+00	6.240288E-01
a_{13}	6.923182E-01	4.624768E-01
a_{14}	-3.112648E+03	1.477286E+02
a_{15}	-2.354499E-02	1.347613E-02
a_{16}	1.084886E-02	5.727673E-03
a_{17}	9.826877E-01	-
a_{18}	1.034948E-03	6.142997E-04
a_{19}	9.604501E-01	-
a_{20}	1.087722E+00	-
	No. point : 787, rms= 1.3593E-13, bias=-1.7132E-13, R ² = 97.50%	

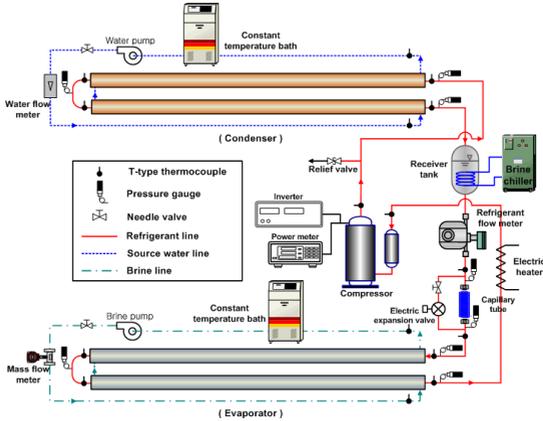


Figure 3: Schematic diagram of experimental apparatus with capillary tube using CO₂.

향으로 흐른다. **Figure 3**에는 열교환기내의 냉매 및 2차유체의 온도 측정 지점을 나타내었다.

수액기는 냉매 충전시 완충 작용을 하기 위해서 가스 냉각기의 고압부 다음에 설치하였다. 이렇게 함으로서, 시스템이 냉매 유출 때문에 너무 불안정해지는 걸 방지하고 압력을 새로운 최적의 고압으로 변화시키는 동시에 증발기에 원활하게 냉매를 공급할 수 있도록 해준다. 시험부인 팽창장치는 동관으로 제작된 모세관을 사용하였다. 다양한 실험 데이터를 취득하기 위해서 모세관의 직경과 길이는 각각 0.84mm와 1~4 m로 제작하였다. 그리고 모세관은 외부로의 열출입을 방지하기 위해서 단열하였다.

실험장치는 CO₂ 열펌프용 단열 모세관 팽창장치의 성능을 평가하기 위하여 고안되었다. CO₂ 열펌프용 단열 모세관 팽창장치의 성능을 계산하고 평가하기 위해 모세관 입출구의 온도와 압력 그리고 냉매질량유량의 측정값이 필요하다. 따라서 온도, 압력 및 질량유량의 측정위치는 **Figure 3**에 나타낸다. 모세관 입출구의 압력을 측정하기 위해 절대압 측정기를 설치하며, 압력강하는 차압계를 이용하여 측정하였다. 그리고 냉매 유량은 질량유량계를 사용하여 측정하였다.

자료 수집과 시스템 제어를 위해서 자료 획득 장치와 컴퓨터를 이용하였다. 열전대, 압력계, 질량유량계 및 전력계로부터의 모든 출력 신호는 GPIB

를 통해 자료 획득장치로 전달된다. 본 실험의 조건은 **Table 3**에 나타내었다.

4. 실험결과 및 고찰

Table 3: Experimental conditions of parameters.

Parameter	Value
$P_{cap,in}$, [MPa]	10
d_i , [mm]	0.84
T_e , [°C]	0, 10
L_{cap} , [m]	1 ~ 4
$T_{cap,in}$, [°C]	10, 30
m_{re} , [kg/s]	0.006, 0.008

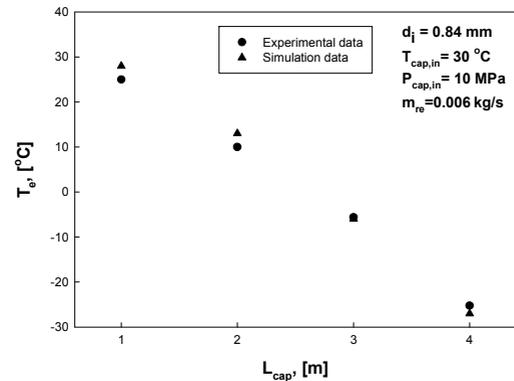


Figure 4: Comparison of evaporation temperature for experimental and simulation result with capillary tube.

CO₂ 히트펌프용 단열 모세관의 길이를 예측하는 식 (3)에 대한 신뢰성을 확보하기 위해서 **Figure 3**의 실험장치를 통해 측정된 증발온도, 냉각압력, 냉매유량 등에 대한 실험값과 식 (3)을 통해 수치적으로 예측한 값을 서로 비교하였다.

4.1 증발온도의 영향

Figure 4는 관직경($d_i=0.84$ mm), 모세관 입구온도($T_{cap,in}=30$ °C), 냉각압력($P_{cap,in}=10$ MPa), 냉매질량유량($m_{re}=0.006$ kg/s)의 운전조건에서 모세관 길

이($L_{cap,in}$) 변화에 따른 증발온도의 실험값과 예측값을 서로 비교한 것이다. Figure 4에 나타난 것처럼, 모세관 길이가 증가할수록 증발온도는 감소하는 것을 알 수 있다. 즉, 이는 모세관 길이가 증가할수록 냉매 압력강하가 더욱더 증가하기 때문이다. 그리고 증발온도에 대한 실험값과 예측값의 비교 결과, 실험값이 예측값보다 약간 높게 나타났다. 이는 CO₂냉매가 단일 모세관내를 통과할 때 액의 일부가 증발하여 기상으로 바뀌고, 이렇게 발생한 기상(플래쉬 가스)은 모세관내를 통과할 때 더욱더 큰 압력강하를 발생시키기 때문이다. 즉 실제 CO₂냉매가 모세관내를 통과할 때 플래쉬 가스(flash gas)의 발생으로 인해 액상의 양보다 기상의 양이 많아지고 액상의 압력강하보다 기상의 압력강하가 훨씬 더 크기 때문이다. 또한 증발온도에 대한 실험값과 예측값은 6.5~9.9% 이내에서 좋은 일치를 보였다. 이 수치는 본 실험의 오차범위 내에 들어오는 것이다.

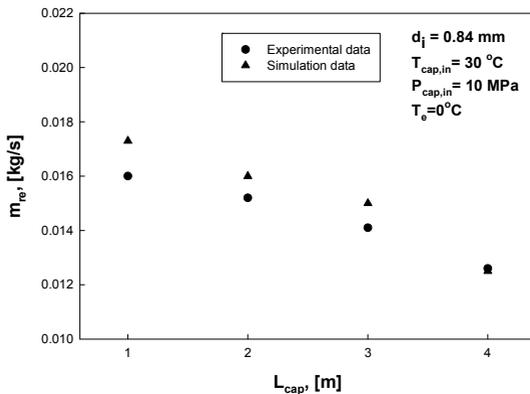


Figure 5: Comparison of mass flowrate for experimental and simulation result with capillary tube.

4.2 냉매유량의 영향

Figure 5는 관직경($d_i=0.84$ mm), 모세관 입구온도($T_{cap,in}=30^\circ\text{C}$), 냉각압력($P_{cap,in}=10\text{MPa}$), 증발온도($T_e=0^\circ\text{C}$)의 운전조건에서 모세관 길이($L_{cap,in}$) 변화에 따른 CO₂냉매유량의 실험값과 예측값을 서로 비교한 것이다. Figure 5에 나타난 것처럼, 모세관 길이가 증가할수록 냉매유량은 감소하는 것을 알 수 있다. 이는 증발온도의 영향에서 살펴 본 것과

같이, 모세관 길이가 증가할수록 냉매 압력강하가 더욱더 증가하기 때문이다. 그리고 냉매유량에 대한 실험값과 예측값의 비교 결과, 실험값이 예측값보다 약간 높게 나타났다. 이는 진술한 증발온도와 동일한 이유로 실제 CO₂냉매가 모세관내를 통과할 때 플래쉬 가스의 발생량이 많아지기 때문이다. 또한 증발온도에 대한 실험값과 예측값은 0.64~10.9% 이내에서 좋은 일치를 보였다. 이 수치는 본 실험의 오차범위 내에 들어오는 것이다.

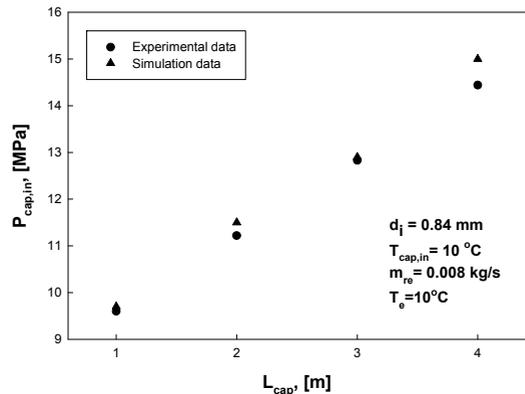


Figure 6: Comparison of cooling pressure for experimental and simulation result with capillary tube.

4.3 냉각압력의 영향

Figure 6은 관직경($d_i=0.84$ mm), 모세관 입구온도($T_{cap,in}=30^\circ\text{C}$), 냉매유량($m_{re}=0.008\text{kg/s}$), 증발온도($T_e=10^\circ\text{C}$)의 운전조건에서 모세관 길이($L_{cap,in}$) 변화에 따른 냉각압력의 실험값과 예측값을 서로 비교한 것이다. Figure 6에 나타난 것처럼, 모세관 길이가 증가할수록 냉각압력은 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 증발온도가 일정한 경우 모세관 길이가 증가할수록 냉매유량이 감소하여 압축기 토출측 온도(압력)가 상승하기 때문이다. 그리고 증발온도에 대한 실험값과 예측값의 비교 결과, 실험값이 예측값보다 약간 낮게 나타났다. 이는 실제로 CO₂냉매가 단일 모세관내를 통과할 때 압력강하가 더 많이 발생하기 때문이다. 또한 증발온도에 대한 실험값과 예측값은 1.04~3.7% 이내에서 좋은 일치를 보였다.

5. 결 론

CO₂ 열펌프용 단열 모세관 팽창장치의 길이를 예측하기 위해서 이론 및 실험적으로 분석하였다. 이에 대한 결과를 요약하면 다음과 같다.

종래의 문헌들을 분석한 결과, CO₂ 열펌프 단열 모세관 팽창장치내 유동특성에 대한 정확한 이론이 확립되어 있지 않음을 알 수 있었다. 하지만, 몇몇 연구자들의 자료를 바탕으로 냉매유량, 모세관 길이를 예측할 수 있는 수학적 모델식의 작성을 완료하였다. 그리고 단열 모세관 팽창장치내 CO₂의 증발온도, 냉매유량, 냉각압력 등에 대해서 실험한 결과, 이들 모두는 식 (3)으로 예측한 값과 0.63~10.9%이내에서 좋은 일치율을 보였다. 따라서 본 연구에서는 수송기계용 CO₂ 열펌프 단열 모세관에 대한 기초설계 자료로서, 냉각압력, 증발온도, 모세관 직경, 냉매유량 등의 조건으로부터 모세관 길이를 계산해낼 수 있는 예측 상관식을 제안하였다.

후 기

본 과제(결과물)는 교육과학기술부의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 광역경제권 선도산업 인재양성사업의 연구결과입니다.(과제번호: 2010-REF15)

참고문헌

- [1] Wilson, I. and Maier, D., "Carbon dioxide for use as a refrigerant. In: Refrigeration Science and Technology", Proceedings, IIR-IRHACE Conference, Innovative Equipment and Systems for Comfort and Food Preservation. The University of Auckland, pp. 305-311, 2006.
- [2] Sawalha, S., "Using CO₂ in supermarket refrigeration", ASHRAE J. vol. 47, no. 8, pp. 26-30, 2005.
- [3] Agrawal, N. and Bhattacharyya, S., "Adiabatic capillary tube flow of carbon dioxide in a transcritical heat pump cycle", Int. J. of Energy Research, vol. 31, pp. 1016-1030, 2007.
- [4] Chen, Y. and Gu J., "Non-adiabatic capillary

tube flow of carbon dioxide in a novel refrigeration cycle", Applied Thermal engineering, vol. 25, pp. 1670-1683, 2005.

- [5] 노건상, 손창효, "CO₂ 단열 모세관내 유동 특성, 한국수소 및 신에너지학회 논문집, vol. 19, no. 6, pp. 537-544, 2008.
- [6] EES: Engineering Equation Solver, 2006. fChart Software Inc.

저 자 소 개



오후규(吳厚圭)

1975년 부산 수산대학교 식품공학과 졸업, 1983년 와세다 대학교 졸업(공학박사), 현재 부경대학교 냉동공조공학과 교수



최광환(崔光煥)

1986년 부산수산대학교 냉동공학과 졸업, 1993년 와세다대학 건축학과 석사, 박사과정 졸업(공학박사), 현재 부경대학교 냉동공조공학과 교수



전민주(全珉柱)

2006년 부경대학교 냉동공조에너지시스템공학전공 졸업, 2008년 부경대학교 냉동공조공학과 졸업(공학석사), 현재 부경대학교 냉동공조공학과 박사과정



손창효(孫昌孝)

1991년 여수 수산대학교 냉동공조공학과 졸업, 2004년 부경대학교 냉동공조공학과 졸업(공학박사), 현재 부경대학교 전임연구원