

천연냉매를 사용하는 내부 열교환기 부착 캐스케이드 냉동시스템의

성능 특성 분석

손창호[†] · 오후규¹

(원고접수일 : 2009년 8월 27일, 원고수정일 : 2009년 11월 3일, 심사완료일 : 2009년 11월 10일)

Analysis of Performance Characteristics of a Cascade Refrigeration System with Internal Heat Exchanger using Natural Refrigerants

Chang-Hyo Son[†] · Hoo-Kyu Oh¹

요 약 : 이 논문은 천연냉매를 사용하는 내부 열교환기 부착 캐스케이드 냉동시스템의 작동변수에 대한 기초 설계자료를 제공하기 위해서 본 사이클 성능 특성을 파악하고자 한다. 이 사이클은 R290, R1270, R600a 그리고 에탄과 같은 냉매를 사용하는 저온사이클과 이산화탄소를 사용하는 고온사이클로 구성된다. 주요결과를 요약하면 다음과 같다. 고온측 사이클에는 R744 냉매를, 저온측 사이클에는 R600a를 적용할 경우 가장 높은 성적계수를 나타내었고, 내부 열교환기의 설치 위치에 대한 부분에 대해서는 고온측 사이클에만 내부 열교환기를 설치할 경우 캐스케이드 냉동시스템의 성적계수가 가장 높게 나타났다.

주제어 : 캐스케이드 냉동시스템, 내부 열교환기, 성능특성, 천연냉매

Abstract: In this paper, the cycle performance characteristics of a cascade refrigeration system with internal heat exchanger using natural refrigerants is presented to offer the basic design data for the operating parameters of the system. This system considered in this study is consisted of a high temperature cycle using a carbon dioxide(R744) and low temperature cycle using refrigerants such as R290, R1270, R600a and Ethane. The main results were summarized as follows : The COP of the cascade refrigeration system of R600a with internal heat exchanger is the highest grade in low temperature cycle using refrigerants such as R290, R1270, R600a and Ethane. The COP of the cascade refrigeration system with internal heat exchanger only in high temperature cycle is the highest value among three type cycle, such as only low temperature cycle, only high temperature cycle and all the cycle.

Key words: Cascade refrigeration system, Internal heat exchanger, Performance Characteristics, Natural Refrigerant

1. 서 론

지금까지 캐스케이드 냉동사이클의 고온부와 저온부에 사용되어 왔던 프레온계 냉매는 지구온난화와 오존층 파괴로 인해 사용이 제한되기 때문에, 이에 대한 대체 냉매로 ethane(에탄), R717(NH₃, 암

모니아), R1270(프로필렌), R290(C₃H₈, 프로판), R744(CO₂, 이산화탄소)와 같은 자연냉매(Natural refrigerant)들이 거론되고 있다.[1~4]

자연냉매를 적용한 캐스케이드 냉동시스템에 대한 종래의 연구들을 살펴보면, 우선 Lee 등[5]은

[†] 교신저자(부경대학교 기계공학부, E-mail:sch@pknu.ac.kr, Tel: 051-629-6175)

¹ 부경대학교 냉동공조공학과

저온사이클내 R744의 응축온도를 최적화하기 위해 R744(고온부)와 R717(저온부)의 캐스케이드 냉동사이클의 성능을 이론적으로 분석하였다. 또한, Bhattacharyya 등[6]은 고온사이클내 R744의 증발온도를 최적화하기 위해 R744(고온부)와 R290(저온부)를 적용한 이원 냉동사이클의 성능을 연구하였다. 그리고 Bansal-Jain[7]은 저온부에 R744 냉매를, 고온부에 ethanol, R717, R1270, R290, R404A 등의 냉매를 적용한 캐스케이드 냉동사이클에 대한 성능을 열역학적으로 분석하였다.

이러한 종래연구로부터 캐스케이드 냉동장치的高온부에는 R744 냉매를, 저온부에는 다양한 천연 냉매를 적용하는 사례가 증가되는 추세이다. 하지만, 지금까지 내부 열교환기를 적용한 캐스케이드 냉동사이클에 대한 성능 분석에 대한 자료가 부족할 뿐만 아니라 정확한 이론이 확립되어 있지 않은 실정이다.

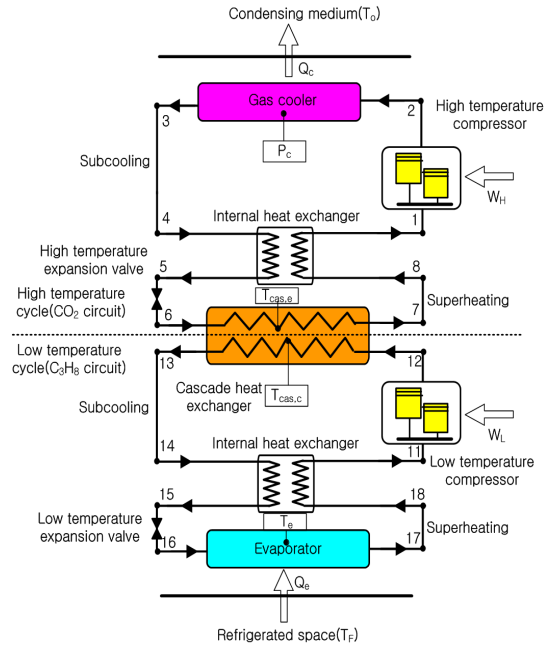


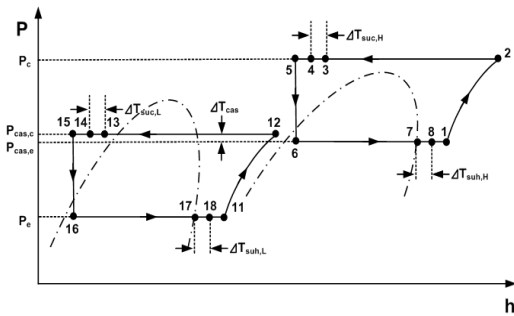
Figure 1: Schematic diagram of cascade refrigeration system considered in this paper.

Table 1: Balance equation for each component of cascade refrigeration system with IHX.

Cycle	Component	Energy	Mass
High temperature refrigeration cycle (R744 circuit)	Compressor(1→2)	$W_H = m_H(h_2 - h_1)/\eta_{dH}\eta_{dH}$	$m_H = m_1 = m_2$ $= m_3 = m_4$ $= m_5 = m_6$ $= m_7 = m_8$
	Gas cooler(2→3)	$Q_c = m_H(h_2 - h_3)$	
	Subcooling degree(3→4)	$\Delta T_{sub,H}$	
	Internal heat exchanger (4→5 and 8→1)	$Q_{IHx,H} = (h_4 - h_5) = (h_8 - h_7)$	
	Expansion valve(5→6)	$h_5 = h_6$	
	Evaporator(6→7)	$Q_{cas,e} = m_H(h_7 - h_6)$	
	Superheating degree(7→8)	$\Delta T_{sub,H}$	
Low temperature refrigeration cycle (Ethane, R717, R290, R1270, R600a circuit)	Compressor(11→12)	$W_L = m_L(h_{12} - h_{11})/\eta_{dL}\eta_{dL}$	$m_L = m_{11} = m_{12}$ $= m_{13} = m_{14}$ $= m_{15} = m_{16}$ $= m_{17} = m_{18}$
	Condenser(12→13)	$Q_{cas,c} = m_L(h_{12} - h_{13})$	
	Subcooling degree(13→14)	$\Delta T_{sub,L}$	
	Internal heat exchanger (14→15 and 18→11)	$Q_{IHx,H} = (h_{14} - h_{15}) = (h_{18} - h_{17})$	
	Expansion valve(15→16)	$h_{15} = h_{16}$	
	Evaporator(16→17)	$Q_e = m_L(h_{17} - h_{16})$	
	Superheating degree(17→18)	$\Delta T_{sub,L}$	

Table 2: Analysis conditions

Refrigerant	R744, Ethane, R717, R290, R1270, R600a
P_c , [MPa]	8
T_e , [°C]	-50
$\Delta T_{suc} = \Delta T_{suc,L} = \Delta T_{suc,H}$, [°C]	5
$\Delta T_{suh} = \Delta T_{suh,L} = \Delta T_{suh,H}$, [°C]	5
$\eta_c = \eta_{cl} = \eta_{ch}$, [/]	0.8
$\eta_m = \eta_{mL} = \eta_{mH}$, [/]	0.8
$\Delta T_{cas} = T_{cas,c} - T_{cas,e}$, [°C]	5
$T_{cas,e}$, [°C]	0 ~ -30
$T_{cas,c}$, [°C]	5 ~ -25

**Figure 2:** Cascade refrigeration cycle on P-h property plots.

따라서, 본 연구에서는 고온사이클에 R744를 적용하고, 저온사이클에는 Ethane, R717, R290, R1270, R600a와 같은 냉매를 적용하는 내부 열교환기 (Internal heat exchanger, 이하 IHX) 부착용 캐스케이드 냉동사이클의 성능이 어떻게 되는지에 대해서 이론적으로 파악 및 분석하고, 이를 통해 천연냉매를 적용한 내부 열교환기 부착 캐스케이드 냉동시스템의 최적 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 성능 분석

본 논문에서 사용되는 냉매의 열역학적 물성치 (엔탈피, 엔트로피, 압력, 온도 등)와 성능 분석은 EES (Engineering Equation Solver)[8] 소프트웨어를 이용하여 계산하였다. 고온사이클에는 R744 냉매를, 저온사이클에는 Ethane, R717,

R290, R1270, R600a와 같은 천연냉매를 적용하고, 고온과 저온사이클에 내부 열교환기를 부착한 캐스케이드 냉동시스템의 성능 분석을 위해 다음과 같이 가정하였다.

- 저온과 고온사이클의 압축기내 냉매는 단열압축 과정이고, 압축효율과 기계효율은 모두 0.8이다.
- 저온과 고온사이클용 열교환기(증발기, 응축기, 캐스케이드 열교환기)내의 냉매 압력강하와 외부로의 열손실은 무시한다.
- 저온과 고온사이클내 배관의 압력강하와 열손실은 무시한다.
- 저온과 고온사이클의 팽창밸브내 냉매는 단열팽창인 등엔탈피과정이다.
- 운동에너지와 위치에너지의 변화는 없는 것으로 가정한다.

Figure 1은 본 연구에서 적용하는 캐스케이드 냉동시스템의 상세도를 나타낸 것이고, 이의 분석에 필요한 식들은 Table 1에 정리하였다. 캐스케이드 열교환기내 전열량(Q_{cas})은 위의 가정에서 주위로의 열손실이 없다고 하였으므로 아래의 식 (1)과 (2)로 나타낼 수 있다.

$$Q_{cas} = Q_{cas,c} = Q_{cas,e} \quad (1)$$

$$Q_{cas} = m_L(h_{12} - h_{13}) = m_H(h_7 - h_6) \quad (2)$$

캐스케이드 냉동시스템의 전체 성적계수(COP)는 아래의 식 (3)으로 계산한다.

$$COP = \frac{Q_e}{W_L + W_H} \quad (3)$$

내부 열교환기를 부착한 캐스케이드 냉동사이클의 각 구성품에 대한 계산은 Table 1에 나타내었고, Table 2에는 본 연구에서 사용되는 캐스케이드 냉동시스템의 성능 분석 범위를 나타내었다. Table 2에서 성능 분석범위는 캐스케이드 냉동사이클의 일반적인 운전조건이다. 내부 열교환기를 부착한 캐스케이드 냉동사이클의 개략도와 상태점을 나타낸 Figure 1과 운전조건을 나타낸 Table 2를 이용하여 P-h선도를 Figure 2에 나타내 보았다. Table 2의 분석범위로부터 Table 1의 수식을 계산하고 이렇게 나온 결과값을 이용하여 내부 열

교환기를 고온사이클, 저온사이클, 고저온 사이클에 각각 설치할 경우 캐스케이드 냉동사이클의 성능에 어떠한 영향을 주는지에 대해서 살펴보고자 한다.

3. 본 론

3.1 고온사이클에만 IHX 부착

Figure 3은 가스냉각압력($P_c=8.0\text{MPa}$), 증발온도 ($T_e=-50^\circ\text{C}$), 캐스케이드 온도차($\Delta T_{\text{cas}}=T_{\text{cas,c}}-T_{\text{cas,e}}=5^\circ\text{C}$), 저온과 고온사이클 과냉각도($\Delta T_{\text{suc,L}}=\Delta T_{\text{suc,H}}=5^\circ\text{C}$), 저온과 고온사이클 과열도($\Delta T_{\text{suc,L}}=0^\circ\text{C}$), 저온과 고온압축기의 압축효율($\eta_c=\eta_{\text{dL}}=\eta_{\text{dH}}=0.8$), 저온과 고온압축기의 기계효율($\eta_m=\eta_{\text{mL}}=\eta_{\text{mH}}=0.8$)를 동일하게 유지한 상태에서 캐스케이드 증발온도(R744의 증발온도, $T_{\text{cas,e}}$) 변화에 따라 고온측 냉동사이클에만 내부 열교환기를 부착한 캐스케이드 냉동사이클의 성적계수(COP)를 나타낸 것이다.

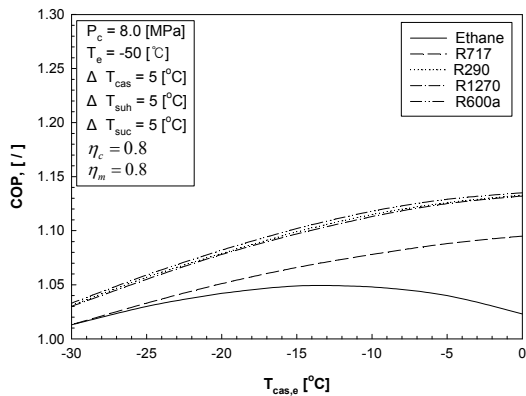


Figure 3: COP for cascade refrigeration system with internal heat exchanger only in high temperature cycle of R744.

Figure 3에서 알 수 있듯이, $T_{\text{cas,e}}$ 가 증가할수록 Ethane만 제외하고 모든 냉매의 COP는 증가한다. 그 이유는 우선 $T_{\text{cas,e}}$ 가 증가할수록 고온측 사이클의 압축일량은 감소하는 반면에 저온측 사이클의 압축일량은 증가하고, 또한 고저온 사이클의 압축일량에 비해 냉동능력이 증가하기 때문이다. Ethane만 증가하다가 -15°C 부근에서 감소하는

데 이는 캐스케이드 증발기 입구 엔탈피가 캐스케이드 냉동시스템의 작동상태 변화로 인해 증가하다가 -15°C 부근에서 감소하기 때문인 것으로 판단된다. 또한, Ethane만 증가하다가 감소하는데 이는 최고의 COP를 나타내는 -15°C 부근에서 최적의 $T_{\text{cas,e}}(-15^\circ\text{C})$ 가 존재함을 의미한다.

Figure 3에서 $T_{\text{cas,e}}$ 가 일정한 경우 탄화수소계 냉매(R290, R600a, R1270)가 R717과 Ethane 냉매에 비해 COP가 높고, 탄화수소계 냉매 중에서는 R600a가 가장 높은 것을 알 수 있다. 그 이유는 각 냉매의 다른 체적냉동능력에 따른 고저온 사이클의 냉매순환량 비(고온측 사이클 냉매순환량/저온측 사이클 냉매순환량)이 변하기 때문인 것으로 판단된다.

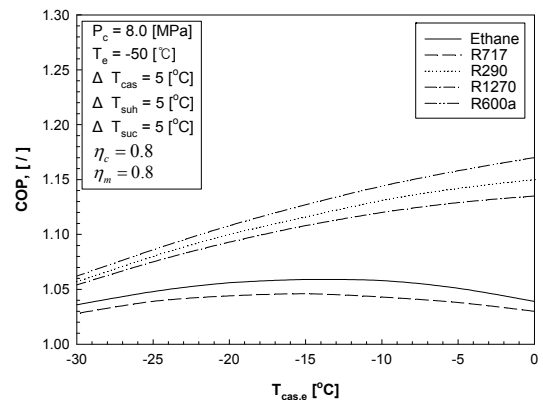


Figure 4: COP for cascade refrigeration system with internal heat exchanger only in low temperature cycle.

3.2 저온사이클에만 IHX 부착

Figure 4는 가스냉각압력($P_c=8.0\text{MPa}$), 증발온도($T_e=-50^\circ\text{C}$), 캐스케이드 온도차($\Delta T_{\text{cas}}=T_{\text{cas,c}}-T_{\text{cas,e}}=5^\circ\text{C}$), 저온과 고온사이클 과냉각도($\Delta T_{\text{suc,L}}=\Delta T_{\text{suc,H}}=5^\circ\text{C}$), 저온과 고온사이클 과열도($\Delta T_{\text{suc,L}}=0^\circ\text{C}$), 저온과 고온압축기의 압축효율($\eta_c=\eta_{\text{dL}}=\eta_{\text{dH}}=0.8$), 저온과 고온압축기의 기계효율($\eta_m=\eta_{\text{mL}}=\eta_{\text{mH}}=0.8$)를 동일하게 유지한 상태에서 캐스케이드 증발온도(R744의 증발온도, $T_{\text{cas,e}}$) 변화에 따라 저온측 냉동사이클에만 내부 열교환기를 부착한 캐스케이드 냉동사이클의 성적

계수(COP)를 나타낸 것이다.

Figure 4에서 알 수 있듯이, 앞의 고온측 사이클에만 내부 열교환기를 부착한 경우와 유사한 경향을 보이고 있지만, $T_{cas,e}$ 가 증가할수록 R717과 Ethane은 증가하다가 감소하는 경향을 보이고 있다. 이는 앞에서 설명한 경우와 동일한 이유로, 식(3)에 나타난 것처럼 증발열량(Q_e), 고온과 저온사이클 압축일량(W_H , W_L) 등이 관여하기 때문이다. 또한, R717과 Ethane은 최고의 COP를 나타내는 최적의 $T_{cas,e}$ 가 존재함을 알 수 있다. $T_{cas,e}$ 가 일정한 경우 각 냉매의 COP를 비교한 결과, 탄화수소계 냉매가 높은 것을 알 수 있고, 그 중에서도 R600a가 가장 높게 나타났다. 그 이유는 앞에서 설명한 경우와 동일하다.

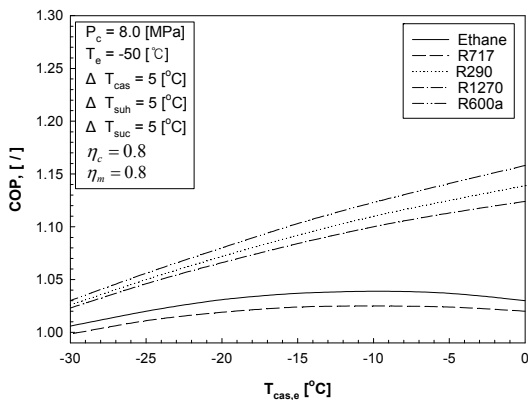


Figure 5: COP for cascade refrigeration system with internal heat exchanger in low and high temperature cycle.

3.3 고·저온사이클 모두 IHX 부착

Figure 5는 가스냉각압력($P_c=8.0\text{MPa}$), 증발온도($T_e=-50^\circ\text{C}$), 캐스케이드 온도차($\Delta T_{cas}=T_{cas,c}-T_{cas,e}=5^\circ\text{C}$), 저온과 고온사이클 과냉각도($\Delta T_{suc,L}=\Delta T_{suc,H}=5^\circ\text{C}$), 저온과 고온사이클 과열도($\Delta T_{suc,L}=0^\circ\text{C}$), 저온과 고온압축기의 압축효율($\eta_c=\eta_{dL}=\eta_{dH}=0.8$), 저온과 고온압축기의 기계효율($\eta_m=\eta_{mL}=\eta_{mH}=0.8$)를 동일하게 유지한 상태에서 캐스케이드 증발온도(R744의 증발온도, $T_{cas,e}$) 변화에 따라 고온과 저온측 냉동사이클에 내부 열교환기를 부착한 캐스케이드 냉동사이클의

성적계수(COP)를 나타낸 것이다. Figure 5에서 $T_{cas,e}$ 의 증가에 따른 경향은 전술한 것과 동일한 경향을 보이고 있고 $T_{cas,e}$ 가 일정한 경우 각 냉매의 COP는 탄화수소계 냉매가 타 냉매에 비해 높고 그 중에서도 R600a가 가장 높게 나타났다.

3.4 R744-R600a용 캐스케이드 냉동사이클성능

위의 결과로부터 고온측 사이클에 R744 냉매를 사용하고, 저온측 사이클에는 R600a, R290, R1270, R717, Ethane과 같은 냉매를 적용한 캐스케이드 냉동시스템에 고온측, 저온측, 고저온측 사이클 각각에 대해서 내부 열교환기를 부착했을 경우 모두 R600a의 냉매가 가장 높게 나타났다. 따라서, 본 절에서는 고온측 사이클에 R744를, 저온측 사이클에는 R600a를 사용하는 캐스케이드 냉동시스템에 고온측, 저온측, 고저온측 사이클 각각에 대해서 내부 열교환기를 부착한 경우의 성적계수를 나타낸 것이고, 그 결과는 Figure 6과 같다. Figure 6에서 알 수 있듯이, 모든 캐스케이드 증발온도($T_{cas,e}$) 영역에서 R744를 사용하는 고온측 사이클에만 내부 열교환기를 부착한 경우가 저온측 사이클에만 부착한 경우와, 고저온측 사이클 모두에 대해서 내부 열교환기를 부착한 경우에 비해서 높게 나타났다. 그 이유는 냉매의 고유 물성치 특성과 이러한 냉매가 각각의 사이클에 미치는 파라메타(증발열량과 압축일량)에 의해서 나타나는 것이라고 볼 수 있습니다.

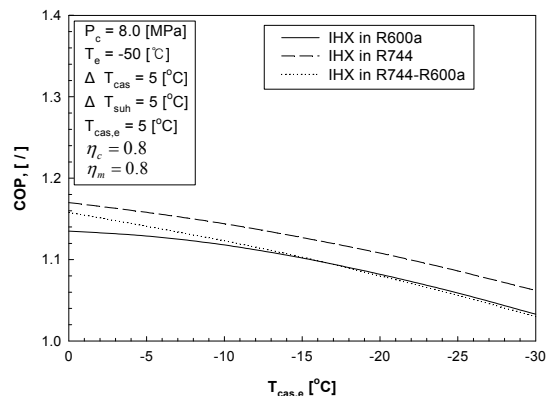


Figure 6: COP for cascade refrigeration system with internal heat exchanger in low and high temperature cycle of R600a and R744, respectively.

4. 결 론

본 연구에서는 종래의 캐스케이드 냉동시스템의 성능을 향상시키기 위해서 내부 열교환기를 부착하는 방안을 제안하였고, 이에 대한 구체적인 내용으로는 고온측 사이클에 R744 냉매를 적용하고, 저온측 사이클에는 지구환경에 대한 영향이 적은 천연냉매를 적용할 경우 어떤 냉매가 가장 우수한 성능을 나타내는가에 대해서 고찰해 보았다. 그리고, 고온측, 저온측, 고저온측 사이클 각각에 대해서 내부 열교환기를 부착할 경우 캐스케이드 냉동시스템의 성능계수는 어떻게 변하고, 어떤 경우에 있어서 성능계수가 가장 높게 나타나는지에 대해서 살펴보았다. 그 결과, 고온측 사이클에는 R744 냉매를, 저온측 사이클에는 R600a를 적용할 경우 가장 높은 성적계수를 나타내었고, 내부 열교환기의 설치 위치에 대한 부분에 대해서는 고온측 사이클에만 내부 열교환기를 설치할 경우 캐스케이드 냉동시스템의 성적계수가 가장 높게 나타났다. 따라서 본 연구에서는 저온측 사이클에 다양한 냉매를 적용하여 내부 열교환기를 부착한 캐스케이드 냉동시스템의 최적 설계를 위한 기초 자료를 제공하였다.

참고문헌

- [1] S. Sawalha, "Using CO₂ in supermarket refrigeration", ASHRAE J. vol. 47, no. 8, pp. 26-30, 2005.
- [2] I. Wilson and D. Maier, "Carbon dioxide for use as a refrigerant", 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.
- [3] S. N. Park and M. S. Kim, "Performance of autocascade refrigeration system using carbon dioxide and R134a", Korea J. of Air-Conditioning and Refrigeration Eng., Vol. 11, No. 6, pp. 880-890, 1999.
- [4] C. Chaichana, L. Aye and W.W.S.

Charters, 2003. "Natural working fluids for solar-boosted heat pumps", Int. J. Refrigeration 26, pp. 637-643, 2003.

- [5] T. S. Lee, C. H. Liu and T. W. Chen, "Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems", Int. J. Refrigeration 29, pp. 1100-1108, 2006.
- [6] S. Bhattacharyya, S. Mukhopadhyay, A. Kumar, R. K. Khurana and J. Sarkar, "Optimization of a CO₂-C₃H₈ cascade system for refrigeration and heating", Int. J. Refrigeration 28, pp. 1284-1292, 2005.
- [7] P. K. Bansal and S. Jain, Cascade systems: past, present, and future. ASHRAE Trans. 113 (1), pp. 245-252 (DA-07-027), 2007.
- [8] 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(공학 박사), 현재 부경대학교 기계공학부 교수, 관심분야: 천연냉매를 이용한 열교환기 및 시스템의 설계



손창효

1991년 여수 수산대학교 냉동공조공학과 졸업, 2004년 부경대학교 졸업(공학 박사), 현재 부경대학교 선도사업단 연구교수, 관심분야: 천연냉매를 이용한 증발 및 냉각 열전달 특성, 각종 열교환기 및 시스템의 설계