

아래첨자

- c : 응축기, 압축
- cas : 캐스케이드 열교환기
- e : 증발기
- F : 냉동공간
- H : 고온사이클
- IHX : 내부 열교환기
- L : 저온사이클
- m : 기계
- suc : 과냉각도
- suh : 과열도

1. 서론

대형냉동창고나 대형할인마트와 같은 냉동냉장 설비에는 저온저장 식품을 보관하기 위해 저온용 냉동시스템이 필요하다[1-2]. 이러한 냉동시스템에는 여러 대의 압축기를 이용하여 증발압력에서 응축압력까지 냉매 압력을 단계적으로 올리는 다단 증기 압축식 냉동사이클이 주로 사용되어 왔다[3]. 그러나 다단 증기 압축식 냉동장치는 주로 하나의 단

일냉매를 사용하기 때문에 보다 낮은 저온을 얻는데 한계가 있다. 또한, 높은 압축비로 인해 저열원

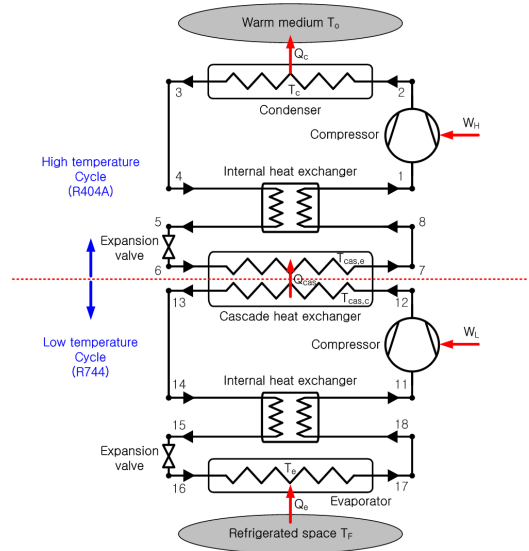


Figure 1: Schematic diagram of cascade refrigeration system.

Table 1: Energy and mass balance equation for each component of cascade refrigeration system using R744 and R404A.

Cycle	Component	Energy	Mass
High temperature refrigeration cycle (R404A)	Compressor(1→2)	$W_H = m_H(h_2 - h_1)/\eta_{c,H}\eta_{m,H}$	$m_H = m_1 = m_2$ $= m_3 = m_4$ $= m_5 = m_6$ $= m_7 = m_8$
	Condenser(2→3)	$Q_c = m_H(h_2 - h_3)$	
	Subcooling degree(3→4)	$\Delta T_{suc,H}$	
	Internal heat exchanger (4→5 and 8→1)	$Q_{IHX,H} = (h_4 - h_5) = (h_1 - h_8)$	
	Expansion valve(5→6)	$h_5 = h_6$	
	Evaporator(6→7)	$Q_{cas,e} = m_H(h_7 - h_6)$	
	Superheating degree(7→8)	$\Delta T_{suh,H}$	
Low temperature refrigeration cycle (R744)	Compressor(11→12)	$W_L = m_L(h_{12} - h_{11})/\eta_{c,L}\eta_{m,L}$	$m_L = m_{11} = m_{12}$ $= m_{13} = m_{14}$ $= m_{15} = m_{16}$ $= m_{17} = m_{18}$
	Condenser(12→13)	$Q_{cas,c} = m_L(h_{12} - h_{13})$	
	Subcooling degree(13→14)	$\Delta T_{suc,L}$	
	Internal heat exchanger (14→15 and 18→11)	$Q_{IHX,L} = (h_{14} - h_{15}) = (h_{11} - h_{18})$	
	Expansion valve(15→16)	$h_{15} = h_{16}$	
	Evaporator(16→17)	$Q_e = m_L(h_{17} - h_{16})$	
	Superheating degree(17→18)	$\Delta T_{suh,L}$	

(증발기)에서 고열원(응축기)으로 열을 보내는데 압축기에서 소비되는 에너지가 많다. 따라서 이러한 이유로 저온냉동냉장설비용 냉동시스템으로는 독립된 2개의 저온과 고온 사이클이 서로 열교환하여 -50°C 의 저온을 얻는 캐스케이드 냉동사이클을 사용하는 것이 유리하다.

지금까지의 저온냉동냉장용 캐스케이드 냉동시스템에 대한 종래 연구들을 살펴보면, Bansal-Jain[4]은 저온부에 R744 냉매를, 고온부에 ethanol, R717, R1270, R290, R404A 등의 냉매를 적용한 캐스케이드 냉동사이클에 대한 성능을 열역학적으로 분석하였다. Nicola 등[5]은 고온 사이클에 R717을 적용하고, 저온 사이클에 R744와 HFC계의 혼합냉매를 적용한 캐스케이드 냉동사이클에서 엑서지 손실을 평가하기 위한 파라미터를 도입하여 내부 열교환기(Internal heat exchanger)의 부착 여부를 평가하였다. Lee 등[6]은 R744-R717용 캐스케이드 냉동시스템에 대한 몇몇의 가정과 평형식을 이용하여 열역학적 모델링을 수행하여 엑서지를 분석하였다. 이러한 종래의 연구로부터 알 수 있듯이, 캐스케이

드 냉동시스템에 대한 관심이 많아지고 있으나, 아직까지 이에 대한 성능 분석 뿐만 아니라 이론이 확실하게 확립되어 있지 않은 실정이다.

따라서 본 연구에서는 저온냉동냉장설비용 시스템인 R744와 R404A용 캐스케이드 냉동사이클의 성능에 미치는 인자들을 파악 및 분석하고, 엑서지 손실의 분석을 통해 저온용 캐스케이드 냉동시스템의 최적 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 성능 분석

본 논문에서 사용되는 냉매의 열역학적 물성치(엔탈피, 엔트로피, 압력, 온도 등)와 엑서지 분석은 EES(Engineering Equation Solver)[7] 소프트웨어를 이용하여 계산하였다. 고온 사이클에는 R404A 냉매를, 저온 사이클에는 R744 냉매를 적용하고, 고온과 저온 사이클에 내부 열교환기를 부착한 캐스케이드 냉동시스템의 성능 분석을 위해 다음과 같이 가정하였다.

- 저온과 고온 사이클의 압축기 내 냉매는 단열 압축과정이고, 기계효율은 0.8이다.

Table 2: Entropy and exergy balance equation for each component of cascade refrigeration system using R744 and R404A.

Cycle	Component	Entropy	Exergy
High temperature refrigeration cycle (R404A)	Compressor(1→2)	$S_{gen} = m_H(s_2 - s_1)$	$X_{gen} = T_o\{m_H(s_2 - s_1)\}$
	Condenser(2→3)	$S_{gen} = m_H(s_3 - s_2)$	$X_{gen} = T_o\{m_H(s_3 - s_2)\}$
	Internal heat exchanger (4→5 and 8→1)	$S_{gen} = m_H(s_5 - s_4) - m_L(s_1 - s_8)$	$X_{gen} = T_o\{m_H(s_5 - s_4) - m_L(s_1 - s_8)\}$
	Expansion valve(5→6)	$S_{gen} = m_H(s_6 - s_5)$	$X_{gen} = T_o\{m_H(s_6 - s_5)\}$
Low temperature refrigeration cycle (R744)	Cascade heat exchanger (6→7 and 12→13)	$S_{gen} = m_L(s_7 - s_6) + m_H(s_{13} - s_{12})$	$X_{gen} = T_o\{m_L(s_7 - s_6)\} + m_H(s_{13} - s_{12})$
	Compressor(11→12)	$S_{gen} = m_L(s_{12} - s_{11})$	$X_{gen} = T_o\{m_L(s_{12} - s_{11})\}$
	Internal heat exchanger (14→15 and 18→11)	$S_{gen} = m_H(s_{15} - s_{14}) - m_L(s_{11} - s_{18})$	$X_{gen} = T_o\{m_H(s_{15} - s_{14}) - m_L(s_{11} - s_{18})\}$
	Expansion valve(15→16)	$S_{gen} = m_L(s_{16} - s_{15})$	$X_{gen} = T_o\{m_L(s_{16} - s_{15})\}$
	Evaporator(16→17)	$S_{gen} = m_L(s_{17} - s_{16}) - (Q_{cas.c}/T_e)$	$X_{gen} = T_o\{m_L(s_{17} - s_{16}) - (Q_{cas.c}/T_e)\}$

- 저온과 고온 사이클에 사용되는 열교환기(증발기, 응축기, 캐스케이드 열교환기)의 냉매 압력강하와 열손실은 무시한다.
- 저온과 고온 사이클 내 배관의 압력강하와 열손실은 무시한다.
- 저온과 고온 사이클의 팽창밸브 내 냉매는 단열팽창인 등엔탈피과정이다.
- 운동에너지와 위치에너지의 변화는 없는 것으로 가정한다.

위에서 언급한 가정을 토대로 각 사이클의 질량 유량, 압축 일량, 응축기와 캐스케이드 열교환기의 전열량, 엔트로피 발생율과 엑서지 손실율은 다음의 4가지 평형식으로부터 계산하였다.

질량 평형식

$$\sum_{in} m = \sum_{out} m \tag{1}$$

에너지 평형식

$$Q - W + \sum_{in} mh - \sum_{out} mh = 0 \tag{2}$$

엔트로피 평형식

$$S_{gen} = \sum_{out} ms - \sum_{in} ms - \sum \left(\frac{Q_i}{T_i} \right) \tag{3}$$

Table 3: Analysis conditions.

Refrigerant	R404A, R744
$T_c, [^{\circ}C]$	40
$T_e, [^{\circ}C]$	-50
$\Delta T_{suc} = \Delta T_{suc,L} = \Delta T_{suc,H}, [K]$	5
$\Delta T_{suh} = \Delta T_{suh,L} = \Delta T_{suh,H}, [K]$	5
$\eta_{HX} = \eta_{HX,L} = \eta_{HX,H}, [I]$	0.8
$\eta_c = \eta_{c,L} = \eta_{c,H}, [I]$	0.8
$\eta_m = \eta_{m,L} = \eta_{m,H}, [I]$	0.8
$\Delta T_{cas} = T_{cas,c} - T_{cas,e}, [K]$	5
$T_{cas,c}, [^{\circ}C]$	5 ~ -25
$T_{cas,e}, [^{\circ}C]$	0 ~ -30

엑서지 평형식

$$X_{loss} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) Q_j - W_{cv} + \sum_{in} mx - \sum_{out} mx \tag{4}$$

엑서지 손실은 대표적인 Guoy-Stodola 관계식[8] 으로부터 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$X_{loss} = T_0 S_{gen} \tag{5}$$

Figure 1은 본 연구에서 적용하는 캐스케이드 냉동시스템의 상세도를 나타낸 것이고, 캐스케이드 열교환기 내 R744와 R404A의 전열량(Q_{cas})은 위의 가정으로부터 아래의 식 (6)과 (7)로 나타낼 수 있다.

$$Q_{cas} = Q_{cas,c} = Q_{cas,e} \tag{6}$$

$$Q_{cas} = m_L (h_{12} - h_{13}) = m_H (h_7 - h_6) \tag{7}$$

캐스케이드 냉동시스템의 전체 성능계수(COP)는 아래의 식 (8)로 계산한다.

$$COP_{real} = \frac{Q_e}{W_L + W_H} = \frac{COP_L COP_H}{1 + COP_L + COP_H} \tag{8}$$

$$COP_L = \frac{Q_L}{W_L}, COP_H = \frac{Q_{cas}}{W_H} \tag{9}$$

열역학 제 2법칙으로부터 전체 사이클의 효율은 실제 COP(COP_{real})와 이론 COP(COP_{carnot})의 비로 나타낼 수 있다.

$$COP_{ratio} = \frac{COP_{real}}{COP_{carnot}} \tag{10}$$

$$COP_{carnot} = \frac{T_e}{T_c - T_e} \tag{11}$$

R744와 R404A의 캐스케이드 냉동사이클의 각 구성요소에 대한 에너지와 질량계산은 **Table 1**에, 엔트로피와 엑서지 계산은 **Table 2**에 나타내었고, **Table 3**에는 본 연구에서 사용되는 캐스케이드 냉동시스템의 성능 분석 범위를 나타내었다. **Table 3**에서 성능 분석범위는 R744와 R404A용 캐스케이드 냉동사이클의 일반적인 운전조건이다. R744와 R404A용 캐스케이드 냉동사이클의 개략도와 상태 점을 나타낸 **Figure 1**과 운전조건을 나타낸 **Table 1**과 **2**를 이용하여 T-s 선도와 P-h선도를 **Figure 2**와 **Figure 3**에 각각 나타내었다. **Table 3**의 분석범위로부터 **Table 1**과 **2**의 수식을 계산하고 이렇게 나온 결과값을 이용하여 R744와 R404A용 캐스케이드 냉동사이클의 성능과 엑서지에 영향을 미치

는 인자들에 대해서 살펴보고자 한다.

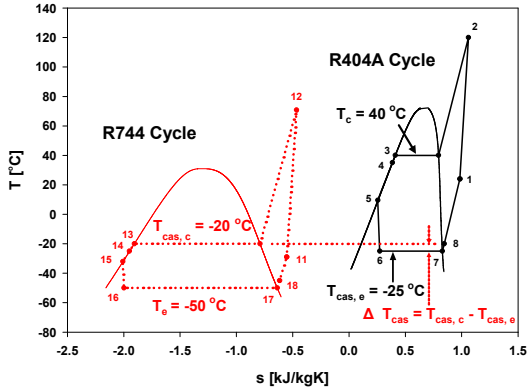


Figure 2: Cascade refrigeration cycle of R744 and R404A on T-s property plots.

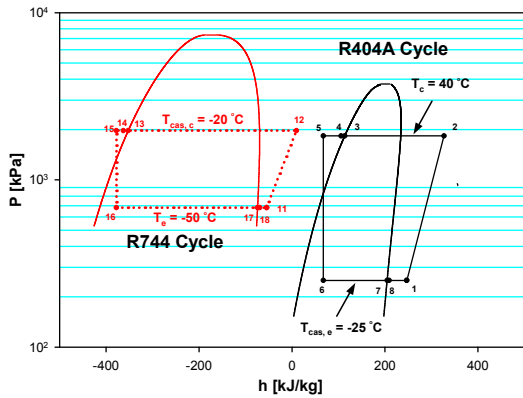


Figure 3: Cascade refrigeration cycle of R744 and R404A on P-h property plots.

3. 결과 및 토론

3.1 성능계수의 비교

Figure 4는 내부 열교환기가 부착된 R744와 R404A용 캐스케이드 냉동시스템의 고온(COP_H), 저온(COP_L), 전체 성능계수(COP_T)를 캐스케이드 증발온도(T_{cas,e})에 따라 비교한 것이다. Figure 4에 나타난 다른 작동 변수들은 일정하게 유지하였다. 즉, 과열도(내부열교환기 입구온도-증발기 혹은 캐스케이드 증발기 출구온도, ΔT_{suh}·ΔT_{suh,L}·ΔT_{suh,H})와 과냉도(응축기 혹은 캐스케이드 응축기 출구온도-내부열교환기 입구온도, ΔT_{suh}·ΔT_{suh,L}·ΔT_{suh,H})를 5°C로 하였다. 그리고 응축온도(T_c=40°C), 증발

온도(T_e=-50°C), 캐스케이드 온도차(ΔT_{cas} = T_{cas,c} - T_{cas,e} = 5°C), 고·저온 압축기의 압축효율(η_c = η_{dL} = η_{dH} = 0.8), 고·저온 내부 열교환기의 효율(η_{IHX} = η_{IHX,L} = η_{IHX,H} = 0.8)도 동일하게 유지하였다. 위에서 설명한 내부 열교환기의 효율은 다음과 같이 정의된다.

$$\eta_{IHX,L} = (T_{11} - T_{18}) / (T_{14} - T_{18}) \quad (12)$$

$$\eta_{IHX,L} = (T_1 - T_8) / (T_4 - T_8) \quad (13)$$

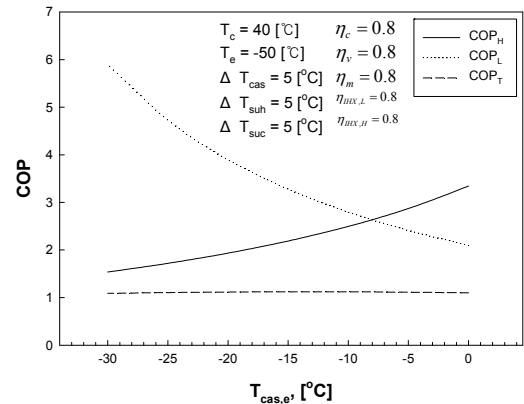


Figure 4: Effect of T_{cas,e} on COP_H, COP_L and COP_T of a R744/R404A cascade refrigeration system.

내부 열교환기의 효율이 0이라는 것은 내부 열교환기가 없는 경우(내부 열교환기 없는 시스템)를 말하며, 효율이 1이라는 것은 전열면적이 무한한 내부 열교환기를 가지고 있는 경우(시스템)를 의미한다.

Figure 4에서 알 수 있듯이, 캐스케이드 증발온도(T_{cas,e})가 증가할수록 고온사이클의 성능계수(COP_H)가 증가하는 반면, 저온사이클의 성능계수(COP_L)은 감소하는 경향을 보였다. 그리고 전체 사이클의 성능계수(COP_T)는 위에서 언급한 고온과 저온사이클 성능계수의 관계로부터 거의 일정한 것으로 나타났다.

우선, T_{cas,e}이 증가할수록 COP_L이 감소하는 이유는 저온사이클의 압축비가 증가하여 증발열량(Q_e)은 일정한 반면 압축일량(W_L)이 증가하기 때

문이다. 그리고, COP_H 가 증가하는 이유는 $T_{cas,e}$ 이 증가할수록 고온사이클의 압축비가 감소하여 캐스케이드 증발열량($Q_{cas,e}$)은 일정한 반면 고온사이클의 압축일량(W_H)이 감소하기 때문이다. 따라서 위에서 언급한 COP_L 과 COP_H 의 감소와 증가의 비율이 동일하여 캐스케이드 냉동사이클의 COP_T 는 거의 변화가 없는 것으로 나타난다.

3.2 이론과 실제 성능계수 비교

Figure 5는 동일한 응축온도($T_c=40^\circ C$), 증발온도($T_e=-50^\circ C$), 캐스케이드 온도차($\Delta T_{cas} = T_{cas,c} - T_{cas,e} = 5^\circ C$), 고·저온 사이클의 과열도(내부 열교환기 입구온도-증발기 혹은 캐스케이드 증발기 출구온도, $\Delta T_{suh} \cdot \Delta T_{suh,L} \cdot \Delta T_{suh,H} = 5^\circ C$)와 과냉도(응축기 혹은 캐스케이드 응축기 출구온도-내부 열교환기 입구온도, $\Delta T_{suh} \cdot \Delta T_{suh,L} \cdot \Delta T_{suh,H} = 5^\circ C$, 압축기 효율(압축, 체적, 기계효율=0.8), 내부 열교환기 효율의 조건에서 캐스케이드 증발온도 변화에 따라 R744와 R404A용 캐스케이드 냉동사이클의 COP_{Carnot} , COP_{ratio} , COP_T 를 나타낸 것이다.

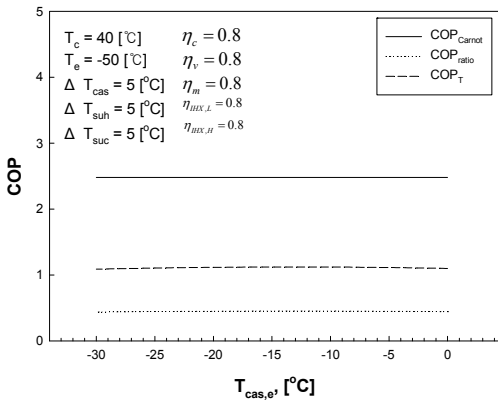


Figure 5: Effect of $T_{cas,e}$ on COP_{Carnot} , COP_{ratio} and COP_T of a R744/R404A cascade refrigeration system.

우선, COP_{Carnot} 이 일정한 이유는 식 (11)로부터 알 수 있듯이, $T_{cas,e}$ 의 변화에 상관없이 응축온도($T_c=40^\circ C$)와 증발온도($T_e=-50^\circ C$)가 일정하기 때문이다. 그리고, COP_T 는 앞절에서 설명한 바와 같은

이유로 일정함을 알 수 있다. 따라서, COP_{ratio} 는 식 (10)으로부터 COP_{Carnot} 와 COP_T 이 일정하기 때문이다.

3.3 엑서지 비교

본 시스템의 효율(성능계수)를 향상시키기 위해서는 반드시 각 구성품의 엑서지 손실을 파악해야 하며 이를 통해 엑서지 손실을 최소화하여 R744와 R404A용 캐스케이드 냉동사이클이 최대 효율(성능계수)을 나타낼 수 있도록 해야 한다.

Figure 6은 동일한 증발온도, 캐스케이드 온도차, 고·저온 사이클의 과열도와 과냉도, 압축효율, 내부 열교환기 효율의 조건에서 캐스케이드 증발온도의 변화에 따라 R744와 R404A용 캐스케이드 냉동사이클의 엑서지 손실(X_{loss}) 변화를 나타낸 것이다.

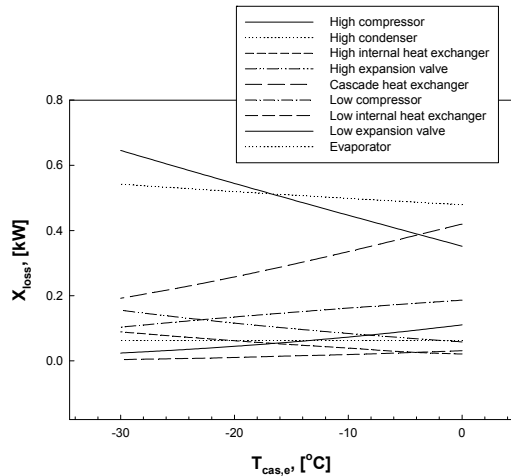


Figure 6: Effect of $T_{cas,e}$ on exergy loss rates of each component of a R744/R404A cascade refrigeration system.

Figure 6에서 $T_{cas,e}$ 이 증가할수록 각 구성기기의 엑서지 손실은 증가하거나 감소하는 경향을 보였다. 즉, R404A용 고온사이클의 각 구성기기 중에 캐스케이드 열교환기를 제외한 압축기, 응축기, 팽창밸브, 내부 열교환기의 엑서지 손실은 감소하였다. 반면에 R744용 저온사이클의 엑서지 변화는 증발기를 제외한 캐스케이드 열교환기, 내부 열교환기, 압축기, 팽창밸브에 대해서 증가하는 경향을 보였

다. 그리고, 증발기는 거의 변화가 없는 것으로 나타났다.

Figure 6에서 R404A용 고온사이클의 응축기 엑서지 손실이 가장 큰 반면에, R744용 저온사이클의 내부 열교환기 엑서지 손실이 가장 적은 것으로 나타났다. 대체적으로 고온과 저온사이클에 상관없이 응축기, 압축기, 캐스케이드 열교환기, 팽창밸브 순으로 나타났다. 본 논문에서 연구하고자 하는 R744와 R404A용 캐스케이드 냉동사이클의 효율을 향상시키기 위해서는 엑서지 손실이 가장 큰 R404A용 응축기나 압축기에 대한 엑서지 손실을 줄여야 할 것이다.

4. 결 론

지금까지 냉동냉장설비용 냉동시스템인 R744와 R404A 캐스케이드 냉동사이클의 성능특성과 각 구성기기에 대한 엑서지 분석에 대해서 살펴보았다. 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 캐스케이드 증발온도($T_{cas,e}$)가 증가할수록 고온사이클의 성능계수가 증가하는 반면, 저온사이클의 성능계수는 감소하며, 전체 사이클의 성능계수는 거의 일정한 것으로 나타났다.

2. $T_{cas,e}$ 의 변화에 상관없이 응축온도와 증발온도가 일정하기 때문에 COP_{Carnot} 는 일정하며, COP_T 도 일정하게 나타나기 때문에 COP_{ratio} 는 일정하게 나타난다.

3. $T_{cas,e}$ 이 증가할수록 R404A용 고온사이클의 응축기 엑서지 손실이 가장 크며, R744용 저온사이클의 내부 열교환기 엑서지 손실이 가장 적은 것으로 나타났다. 따라서 R744와 R404A용 캐스케이드 냉동시스템의 성능을 향상시키기 위해서는 R404A용 응축기내에서 발생하는 엑서지 손실을 줄여야 할 것이다.

후 기

이 논문은 한국연구재단 일반연구지원 기본유형 I의 “하이브리드형 CO₂ 캐스케이드 냉동 시스템 개발(1663000201003800)”사업의 지원에 의해 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

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” 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.
- [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 Engineering, vol. 11, no. 6, pp. 880-890, 1999.
- [4] P. K. Bansal and S., Jain, Cascade systems: past, present, and future, ASHRAE Trans. vol. 113, no. 1, pp. 245-252, 2007.
- [5] G. D., Nicola, G., Giuliani, Polonara, F., and R., Stryjek, “Blends of carbon dioxide and HFCs as a working fluids for the low-temperature circuit in cascade refrigerating systems”, International Journal of Refrigeration, vol. 28, pp. 130-140, 2005.
- [6] 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 International”, Journal of Refrigeration, vol. 29, pp. 1100-1108, 2006.
- [7] EES: Engineering Equation Solver, fChart Software Inc, 2006.
- [8] Darwin Rio Budi Syaka, Nasruddin, “Thermodynamics analysis of refrigerant selection in Cascade refrigeration system”, Proceedings of 1st International Conference of Saving Energy in Refrigeration and Air- Conditioning, pp. 55-62, 2009.

저 자 소 개**오후규(吳厚圭)**

1975년 부산 수산대학교 식품공학과 졸업, 1983년 와세다 대학교 졸업(공학 박사), 현재 부경대학교 기계공학부 교수

**손창효(孫昌孝)**

1991년 여수 수산대학교 냉동공조공학과 졸업, 2004년 부경대학교 졸업(공학 박사), 현재 부경대학교 선도사업단 연구교수