

캐스캐이드 냉동시스템에서 냉매로서의 프로판-에탄 냉매의 성능 분석 The Characteristic of Propane(R290)-Ethane(R170) as Refrigerant in the Cascade Refrigeration System

김필환 · 이병호 · 정호민 · 정한식 · 김철수

P. H. Kim, B. H. Lee, H. M. Jeong, H. S. Chung and C. S. Kim

Key Words : Cascade Heat Exchanger(캐스캐이드 열교환기), Ethane(R170), Propane(R290), Cascade Refrigeration System(캐스캐이드 냉동시스템)

Abstract : Nowadays, demands on super low temperature condition for industrial and commercial uses are thriving. Considering of its wide application in the present and the future, study of the super-low temperature refrigeration system should be actively carried out. This study is aimed to investigate refrigeration capacity and coefficient of performance(COP) of the cascade refrigeration system, as well as to get the system which can reach evaporator temperature of -70°C . For this purpose, R290 and R170 are charged in high stage and low stage respectively. Finally the characteristics of system using R290 and R170 will be proposed. Additionally, In this experiment, the flow rate of air flowing through the LS evaporator and the compressor inlet pressure were varied to investigate the refrigeration capacity and coefficient of performance characteristics.

기호 설명

- HS : 고온측
- LS : 저온측
- Q : 열량 [kcal/h]
- G : 질량 유량 [kg/h]
- c : 정압 비열 [kcal/kg $^{\circ}\text{C}$]

1. 서 론

1930년대에 개발된 냉매인 계열의 CFCs는 열역학적 특성과 화학적 안전성, 비가연성, 비유독성 등의 요구수준에 거의 만족되었기 때문에 현재까지 냉동분야에서 가장 방대하게 사용되고 있다. Gungor et al.1), Jung et al.2) 그리고 Kandlikar et al.3)에 의해서 더 높은 냉동 성능을 얻기 위해서 캐스캐이드 열 교환기와 같은 하나의 튜브에서의 열 전달에 대한 많은 연구가 진행되었다. 하지만, 이러

한 연구들은 이상 유동과 냉매의 증발현상에 관한 단순한 관이나 튜브에 초점을 두었으며, 단단 냉동시스템의 열전달에 관한 내용에 대해서만 고려하였다. 예를 들면, Kuo et al.4)와 Adriana et al.5)는 수평관에서 증발하는 열전달에 관해서 연구하였으며, Shah6)는 증발 열 전달이 최대가 되는 상관 방정식을 제시하였다.

본 연구에 사용된 캐스캐이드 또는 2단 냉동 시스템은 초저온의 온도를 유지하기 위한 단단 시스템의 한 종류이며, 두 개의 냉동 시스템으로 이루어져 서로 독립된 사이클로 순환한다.

고단 압축 냉동시스템은 저단 압축 냉동시스템의 응축을 위한 응축기로 사용되며, 따라서 저단압축 냉동 시스템은 초저온의 온도에 접근 할 수 있다. 냉동성능은 증발기에 의해서 영향을 받으며, 최근 연구의 대부분이 친환경적인 냉매를 얻기 위한 냉각제의 종류와 관련된다. 이들의 연구에서는 전체 냉동사이클 시스템에 대한 기록이나 정보가 충분하지 않다는 것을 보여준다. 단단 냉동시스템은 가장 일반적인 시스템이며, 산업분야에서도 일반적으로 사용되어 왔지만, 일반적으로 증발온도가 -30°C 이하가 되면 단단압축으로는 압축기의 효율이 저하됨으로 2원 냉동시스템이나 다단 냉동시스템, 혼합냉

접수일 : 2007년 7월 3일, 채택확정 : 2007년 11월 5일
정호민(책임저자) : 경상대학교, 정밀기계공학과
E-mail : hmjeong@gnu.ac.kr, Tel : 055-640-3184
김필환, 이병호 : 경상대학교 대학원, 정밀기계공학과
김철수 : KTENG(주)

매를 적용한 시스템을 도입한다. Giovanni et al.7)와 Agnew et al.8)는 앞선 문제들이 해결되기 위한 캐스캐이드 열교환기에 대해 보고하였다.

A. Kilicarslan9)는 같은 냉매의 양에서 단단 냉동 시스템에서보다 캐스캐이드 냉각 시스템에서의 COP가 더 높게 나타남을 알았다. 고압 증발기는 팽창 밸브 출구에서 $-20^{\circ}\text{C} \sim -30^{\circ}\text{C}$ 정도의 저온을 얻을 수 있으며, 이 온도에서 저압 냉동기는 캐스캐이드 열교환기에 위치한 저압 응축기에서 응축된다. 이 시스템에서 초저온이 발생하는 지역은 팽창밸브 출구에서 저압 압축기 입구까지의 영역에서 초저온의 온도분포가 나타난다.

본 연구는 R290과 R170의 냉매를 HS와 LS에 각각 적용하여 캐스캐이드 냉동시스템의 냉동능력 및 COP에 대한 특성을 파악하였으며, 냉동능력은 저온 측 증발기와 열교환되는 공기의 온도차에 의해 결정되므로 본 연구에서는 LS의 온도 특성에 중점을 두었다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

실험장치의 구성은 저단 압축부와 고단 압축부의 두 개의 사이클로 구성되어 있으며, Fig. 1은 실험에 사용된 실제 실험 장치를 나타내고 있다. LS의 응축기에서 HS의 증발기로 열 전달되는 캐스캐이드 냉동 시스템은 이중 관으로 제작되었으며, 각각의 냉매는 서로 대향류로 흐르도록 되어있다. 또한 본 시스템에 각각의 압축기로 유입되는 흡입 냉매를 고온 고압으로 토출하기 위해 왕복동식 압축기를 사용하였으며, 실험에서 필요한 팽창 압력의 변수를 두기 위해 증발 압력 가변 장치인 수동식 팽창밸브를 설치하였다. 각부분의 온도를 파악하기 위해 T-Type의 열전대 16개를 사용하여 측정하였으며 열전대의 위치는 Fig. 2와 같이 나타 낼 수 있다. 그림에서 알 수 있듯이 HS와 LS의 냉매는 각각 시계방향으로 순환하며 LS 팽창밸브 출구에서 초저온(-70°C)의 온도를 얻을 수 있다. 이를 통해 증발기에서 덕트 내부를 통하여 순환하는 공기로부터 열을 흡수하여 챔버 내의 온도를 초저온으로 유지 할 수 있다.

이 때 챔버와 덕트내에 공기를 순환시키기 위해 증발기 전후에 팬을 설치하여 공기가 순환하도록 하였다. 또한 각각의 압축기에 공급된 전력을 측정하기 위해 CW240 모델의 Clamp-on Power Meter

를 사용하여 하나의 모델로 동시에 두 압축기의 전력을 측정하였다.



Fig. 1 Experimental device of cascade refrigeration system.

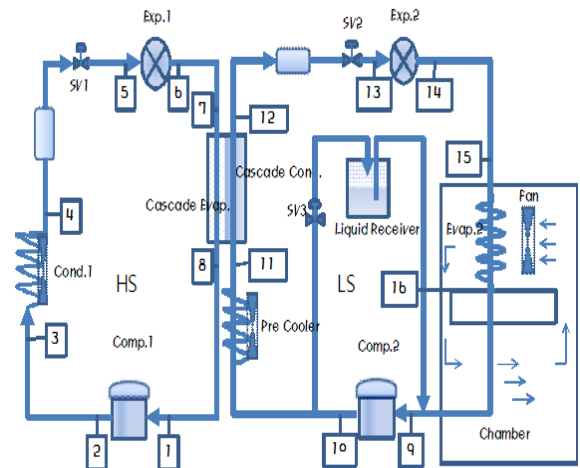


Fig. 2 Schematic diagram of cascade refrigeration system

2.2 실험방법

Table 1은 실험에 사용된 프로판과 에탄 냉매에 대한 특성을 나타내며, 각 냉매의 특성상 R290과 R170을 HS와 LS에 각각 6 bar와 20 bar의 압력으로 충전하여 실험을 실시하였다.

Table 1 Refrigerants properties

Property	R290	R170
Molecular mass	44.10	30.07
Normal boiling point ($^{\circ}\text{C}$)	-42.2	-88.9
Critical temperature ($T_{cr}, ^{\circ}\text{C}$)	96.7	32.2
Critical pressure (P_{cr}, bar)	42.5	48.7

Table 2 Experiment variation

No.	G (m ³ /h)	P (Comp2.in)
1	160 m ³ /h	1.8 bar
		1.6 bar
		1.4 bar
2	220 m ³ /h	1.8 bar
		1.6 bar
		1.4 bar

본 실험에서는 Table 2에서와 같이 LS 증발기를 통과하면서 열교환되는 챔버내의 공기의 유량과 압축기 입구의 압력에 변수를 두어 실험을 실시하였으며, 각 실험에 대한 냉동능력과 COP를 비교하여 보았다. 여기서 LS 증발기와 열교환 되어 나가는 공기는 저온 챔버와 덕트 사이를 폐순환 하면서 LS 증발기와 열교환 하게 된다. 따라서 본 실험에서 LS 증발기와 열교환하는 공기의 온도는 실험이 진행됨에 따라 감소한다.

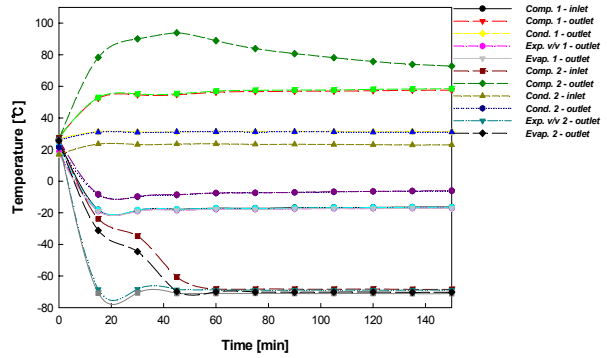
실험에서 비교해 보고자하는 냉동능력과 COP에 대한 결과를 얻기 위하여 LS의 증발기와 증발기가 설치되어 있는 덕트 내를 순환하는 공기의 증발기 전후 온도변화를 이용하여 공기의 냉각열량을 구함으로서 식(1)과 (2)와 같이 냉동능력 및 COP를 구할 수 있었다. 여기서 c는 공기의 비열을 나타내며, 공기의 비열은 상온에서 초저온의 영역(-70°C이하)까지 비열의 변화는 거의 없으므로 0.24 kcal/kg°C로 하여 계산에 적용하였다.

$$Q_a = \dot{G}c\Delta T = \dot{G}c(T_{out} - T_{in}) [kcal/h] \quad (1)$$

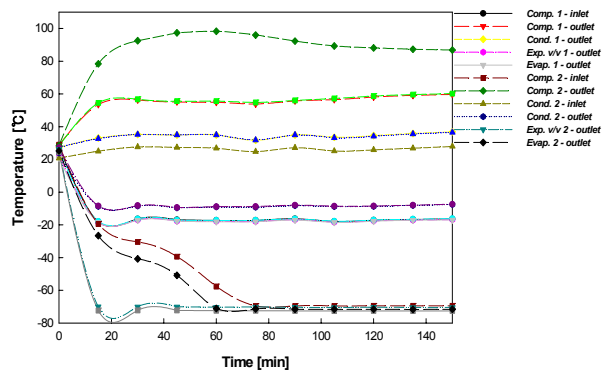
$$COP = \frac{Q_a}{W_{HS} + W_{LS}} \quad (2)$$

3. 실험결과 및 고찰

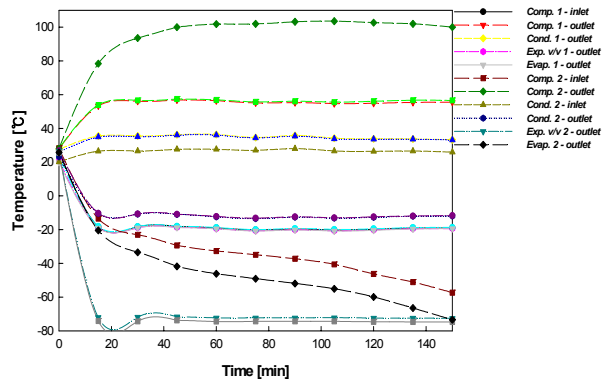
Fig. 3의 (a)에서 (c)는 LS 증발기와 열교환 되어 나가는 공기의 유량이 160 m³/h 으로 일정하게 증발기를 통과 하였을 때의 실험결과를 나타낸다. (a)는 LS 압축기 입구의 압력이 1.8 bar 일 때의 실험 결과이다. 그래프에서 LS 증발기 출구의 온도는 실험의 약 5분경과 후 -70°C의 온도로 감소하지만, LS 증발기에 부하가 걸리기 시작하면서 온도는 다시 급격히 증가하기 시작한다. 실험이 진행됨에 따



(a) 1.8 bar



(b) 1.6 bar



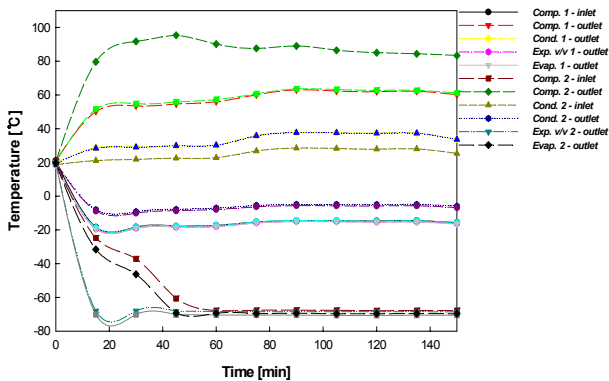
(c) 1.4 bar

Fig. 3 Temperature distributions of R290-R170 at inlet compressor of LS pressure of respectively to 160 m³/h

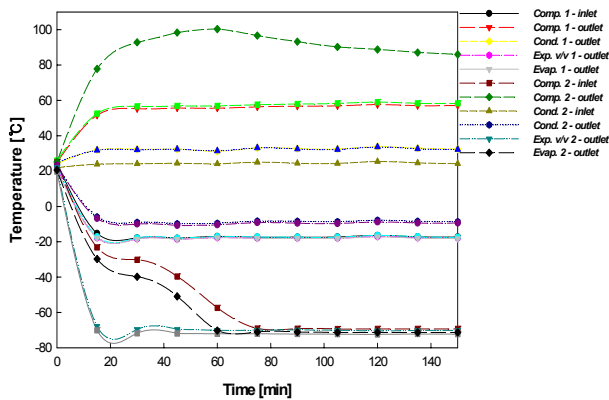
라 덕트 내부를 순환하는 공기의 온도가 감소하면서 LS 증발기에 작용하는 부하가 감소하므로 약40분경과 후 증발기 출구의 온도는 서서히 -70°C에 근접하게 감소하여 정상상태의 온도분포를 보인다.

따라서 LS 압축기 입구의 온도 또한 -65°C로 감소하면서 출구의 온도도 서서히 감소한다. (b)의 그래프는 압축기 입구의 압력이 1.6 bar 일 때의 온도 분포이다. 그래프에서는 LS 증발기 출구와 압축기 입구의 온도가 약 60분 정도 경과 후 -70°C의 온도

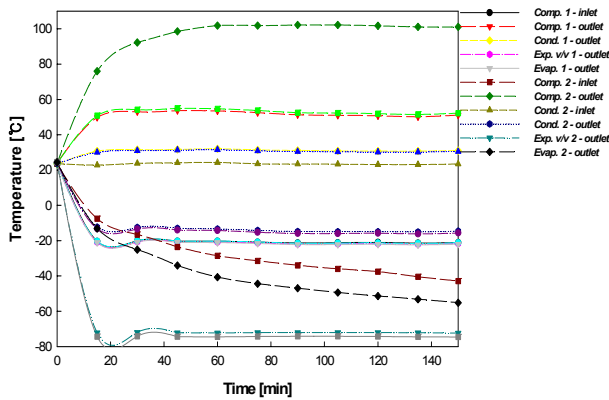
로 감소하여 정상상태의 온도분포를 보였다. 여기서 HS와 LS의 응축기 출구의 온도분포는 약간 증감하는 현상이 보이는데 이는 냉매의 흡입압력이 1.8 bar에서 1.6 bar로 감소됨에 따라 LS 증발기 내의 냉매 순환량이 감소하고, 따라서 압축기의 과열이 더 발생됨에 따라서 LS 응축기의 온도를 높이는 원인이 된다. 다시 LS 응축기의 냉매 온도가 증가함에 따라 HS 증발기와의 열교환이 증대하고, 이는



(a) 1.8 bar



(b) 1.6 bar



(c) 1.4 bar

Fig. 4 Temperature distributions of R290-R170 at inlet compressor of LS pressure of respectively to 220 m³/h

다시 HS 응축기의 냉매 온도 상승의 원인이 연계되어 나타나는 결과이다.

(c)는 압력이 1.4 bar 일 때의 그래프이며, 이 때 LS 증발기 출구와 압축기 입구의 온도는 실험이 종료 직전에 -68°C로 정상상태의 온도분포로 나타났다. (a)에서 (c)의 그래프에서 LS 증발기 출구의 온도는 이전의 실험에 비해 더 빠른 시간 내에 초저온(-70°C이하)의 온도를 얻을 수 있었다. 하지만, 증발 챔버내의 온도를 초저온으로 낮추는 데는 이전 실험에 비해 더 많은 시간이 걸린다. 이는 압력에 따라서 냉매의 양이 변화하므로 압력이 낮아질수록 증발기를 통과하는 냉매의 양이 감소하여 증발기를 통과하는 냉매가 지니고 있는 열량이 감소하므로 주위로부터 열을 흡수할 수 있는 능력이 작음을 의미한다.

Fig. 4의 (a)에서 (c)는 LS 증발기에 작용하는 부하가 220 m³/h 일 때의 실험 결과이다. (a)와 (b)는 Fig. 4의 실험과 비슷한 온도분포를 보였으나, (c)의 그래프에서는 LS 증발기 출구의 온도가 실험이 종료 할 때에도 정상상태의 온도분포를 보이지 않았다. 이는 증발기에 작용하는 부하에 비해 증발기를 통과하는 냉매의 양이 너무 적어 냉매가 지니고 있는 열량이 작기 때문이다.

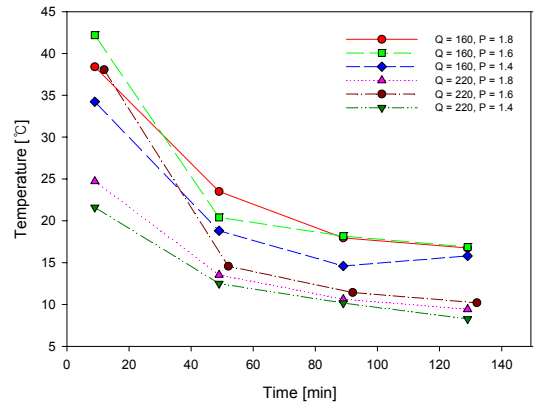


Fig. 5 Temperature variation between evaporator inlet and outlet

Fig. 5는 각 실험에서 LS 증발기와 열 교환 되어 나가는 증발기 전후 지점의 온도차에 대한 분포를 나타낸 것이다.

여기서 LS 증발기 부하가 작용하기 시작함과 동시에 증발기 전후 공기의 온도는 급격한 차이를 보이며, 실험이 진행됨에 따라 한정된 증발 챔버 내부 공기의 온도가 감소하므로 그 온도차도 감소한다.

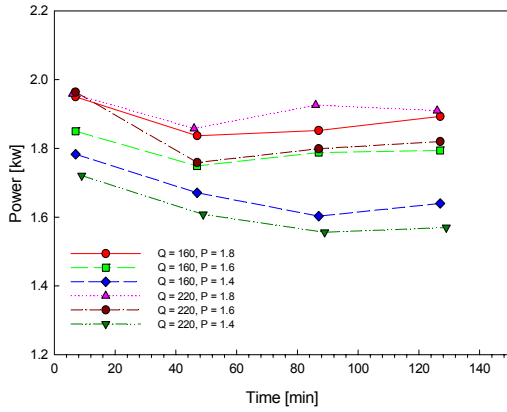
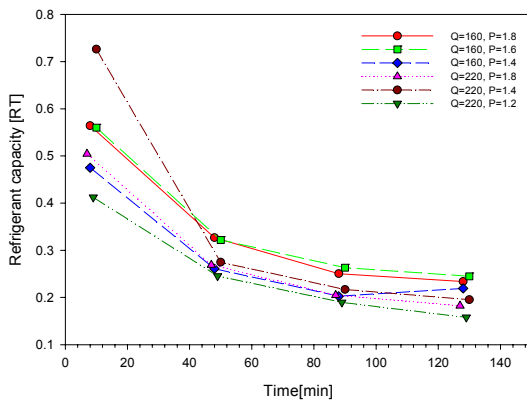
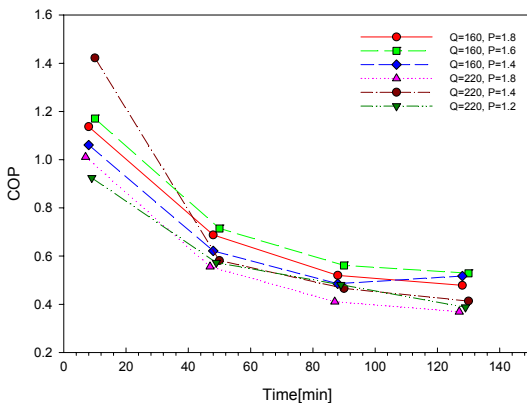


Fig. 6 Total compression power

Fig. 6은 실험이 진행되는 동안 각각의 압축기에 공급되는 전력량을 나타낸다. 이때 압력이 높을수록 압축기에 공급되는 전력의 양이 많아짐을 알 수 있다.



(a) Refrigeration capacity



(b) Coefficient of performance

Fig. 7 Coefficient of performance and refrigeration capacity of two stage cascade refrigeration system

Fig. 7의 (a)와 (b)는 부하가 160 m³/h일 때의 냉동능력과 COP에 대한 결과를 나타낸다. 냉동능력 및 COP는 Fig. 3의 증발기를 통과하는 공기의 입출구 온도차에 비례하여 나타낸다.

여기서 Fig. 7 (a)에서는 압축기 입구의 압력이 1.8 bar 일 때의 실험결과에서 가장 빠른 시간 내에 초저온을 얻을 수 있었지만, Fig. 7 (b)에서는 압력이 1.6 bar 일 때의 성능이 가장 높게 나타났다. 이는 COP는 각 시스템에 공급되는 전력량에 반비례하기 때문에 냉동능력과 COP는 약간의 차이를 보임을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구는 캐스캐이드 이원 냉동시스템에서 R290 - R170냉매를 적용하여 초저온(-70℃ 이하)의 온도를 얻으며, LS의 압축기 입구의 압력 변화에 따른 냉동능력, COP 등을 비교함으로써 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

각 실험에서 LS 증발기 입구에서 -70℃ ~ -75℃의 초저온을 얻을 수 있었으며, 증발 챔버 내의 온도는 시간이 지남에 따라 초저온에 근접한 온도로 감소하였다. 실험에서의 냉동능력은 LS 증발기와 열교환 되면서 덕트 내를 순환하는 공기의 입출구 온도차에 증가함을 알 수 있다.

각 실험을 비교한 결과 압력이 1.8 bar 일 때 챔버 내의 온도를 최단시간 내에 초저온을 얻을 수 있었지만, 압력이 1.6 bar 일 때, LS 증발기와 저온 챔버내의 공기와 열교환이 가장 활발하게 일어나는 시점에서 냉동능력/COP가 각각 0.6 RT/1.2, 0.75 RT/1.45로 가장 높게 나타남을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 한국산업기술평가원 CFC 대체실용화 기술개발사업 및 2단계 BK21사업에 의하여 수행되었으며 특히 (주)케이티엔지에 감사를 포함합니다.

참고 문헌

- (1) Gungor, K.E. and Winterton, 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.

- (2) Jung, D.S, McLinden, M., Randermacher, R and Didion, D., 1989, "A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 32, No. 9, pp. 1751~1764.
- (3) Kandlikar, S.G., 1990, "A general correlation for saturated two-phase flow boiling horizontal and vertical tubes", *Trans. ASME*, Vol. 112, pp. 219~228.
- (4) Cheng-Shu Kuo and Chi-chuan Wang, 1996, "Horizontal flow boiling of r22 and R407c in a 9.52 mm micro-fin tube", *Applied Thermal Engineering* Vol. 16, Nos 819, pp. 719~731 .
- (5) Adriana Greco, Giuseppe Peter Vanoli, 2004, "Evaporation of refrigerants in a smooth horizontal tube: prediction of R22 and R507 heat transfer coefficients and pressure drop", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, pp. 2189~2206.
- (6) Shah, M. M., 1982, "Chart correlation for saturated boiling heat transfer equations and further study", *ASHRAE Tran.*, Vol. 88, pp. 185~196.
- (7) Giovanni Di Nicola, Giuliano Giuliani, Fabio Polonara and Roman Stryjek, 2005, "Blends of carbon dioxide and hfc's as working fluids for the Low-temperature circuit in cascade refrigerating systems", *International Journal of Refrigeration*. Vol. 28, pp. 130~140.
- (8) B. Agnew and S.M. Ameli, 2004, "A finite time analysis of a cascade refrigeration system using alternative refrigerants", *Applied Thermal Engineering*. Vol. 24, pp. 2557~2565.
- (9) A. Kilicarslan, 2004, "An experimental investigation of a different type vapor compression cascade refrigeration system", *Applied Thermal Engineering*. Vol. 24, pp. 2611~2626.