

이산화탄소를 냉매로 사용하는 오토캐스케이드 냉동기의 성능에 관한 해석 및 실험

김 성 구, 김 민 수[†]
서울대학교 기계항공공학부

Analysis and Experiment on the Performance of an Autocascade Refrigeration System Using Carbon Dioxide As a Refrigerant

Sung Goo Kim, Min Soo Kim[†]

School of Mechanical and Aerospace Eng., Seoul National University, Seoul 151-742, Korea

(Received February 28, 2001; revision received March 31, 2001)

ABSTRACT: The purpose of this study is to investigate the performance of an autocascade refrigeration system by simulation and experiment using refrigerant mixtures of R744/134a and R744/290 as working fluids. Variations of mass flow rate of refrigerant, compressor work, refrigeration capacity and COP with respect to mass fraction of R744/134a and R744/290 mixtures were presented under different operating conditions. Performance test has been executed by ASHRAE standard. Experimental results show as the composition of R744 in the refrigerant mixture increases, heating and cooling capacity are enhanced, but COP tends to decrease. Experimental results are compared with those from the simulation.

Key words: R744(이산화탄소), Mass fraction(질량성분비), Autocascade refrigeration system(오토캐스케이드 냉동시스템), Vapor compression system(증기압축시스템)

기 호 설 명

<p>A : 열교환면적 [m^2]</p> <p>COP : 성능계수</p> <p>C_p : 비열 [kJ/kgK]</p> <p>h : 엔탈피 [kJ/kg]</p> <p>m : 압축기 간극비, 질량유량 [kg/s]</p> <p>P : 압력 [kPa]</p> <p>Q_v : 체적용량 [kJ/m^3]</p> <p>Q_c : 용축용량 [kW]</p>	<p>Q_e : 냉동용량 [kW]</p> <p>T : 온도 [$^{\circ}C$]</p> <p>ΔT : 대수평균온도차 [$^{\circ}C$]</p> <p>U : 총합열전달계수 [W/m^2K]</p> <p>v : 비체적 [m^3/kg]</p> <p>W : 압축기 소요동력 [kW]</p> <p style="text-align: center;">그리스 문자</p> <p>η_{isen} : 등엔트로피 효율</p> <p>η_c : 압축기의 압축효율</p> <p>η_v : 체적효율</p>
--	--

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-880-8362; fax: +82-2-883-0179

E-mail address: minskim@snu.ac.kr

하첨자

<i>b</i>	: 2차유체
<i>c</i>	: 응축기
<i>e</i>	: 증발기
<i>i</i>	: 응축기와 증발기 2차유체 입구
<i>r</i>	: 냉매
<i>sup</i>	: 과열상태
<i>tp</i>	: 2상상태

1. 서 론

20세기에 들어와 산업이 발달하면서 지구환경은 빠른 속도로 오염되고 있다. 이러한 지구환경 문제들 중 인류 생존에 지대한 영향을 미치는 대표적인 문제로서 오존층 파괴와 지구 온난화를 들 수 있다. 1930년대 개발된 CFC 계열 및 HCFC 계열 물질은 열역학적 우수성 및 화학적 안정성 등을 갖추고 있지만, 대기 중에 누출될 경우 환경문제를 발생시키게 된다. 이러한 지구의 환경 문제는 일부 지역 또는 국가에 국한된 문제가 아니며 국제적인 협조와 조정이 요구되는 사안이라는 인식이 확산되어 몬트리올 의정서가 채택되면서부터 이러한 물질의 생산 및 사용이 규제되기 시작했다.

CFC 계열 및 HCFC 계열 물질의 생산 및 사용에 대한 규제가 강화됨에 따라 이들 물질을 대체하기 위한 노력이 다각적으로 이루어지고 있는데, 이에 대한 대체냉매로는 합성물질인 HFC 계열 냉매와 천연냉매 등이 유력하다. 그러나 HFC 계열 냉매는 생산 공정 중에 오존층을 파괴시키는 부산물이 나오는 것으로 알려져 있으며, HFC 계열 물질이 대기 중에 존재할 때 태양광에 의해서 분해되어 산성물질 및 독성물질을 생성시키는 것으로 보고되고 있다. 또한, 대체냉매로 개발한 HFC 계열 냉매는 오존층에 미치는 영향이 미미하지만, 지구의 온난화에는 영향을 미치는 것으로 알려지고 있기 때문에, 유럽 등지에서는 환경보호론자들이 HFC 계열의 냉매도 사용하지 말자는 것을 주장하고 있다.⁽¹⁾ 이러한 문제에 대한 근본적인 해결책은 자연에 존재하는 물질을 냉매로 사용하는 것이다.⁽²⁾ 천연냉매는 환경적인 측면에서 오존층 파괴와 지구 온난화에 미치는 영향은

미미하다. 그리고 인체에 무해하며, 독성이 없고, 화학적으로 안정하며, 현재 가장 많이 사용되고 있는 냉동기유인 광물유(mineral oil)와 잘 혼합되고, 기존의 냉동기 재료를 그대로 사용할 수 있는 장점이 있다. 또한 열역학적 및 전달물성이 우수하여 냉동기에 적용할 때 좋은 성능계수를 보인다. 더욱이 값이 저렴하며, 재생(recycle)하지 않아도 되는 장점이 있다.⁽³⁻⁴⁾ 따라서 천연냉매를 이용하는 냉동시스템에 관한 연구가 매우 필요하다.

이러한 상황에서 천연냉매인 이산화탄소(R744)를 이용하는 것은 상당히 바람직하며, 이를 이용하기 위한 기술개발 및 기초자료의 확보가 중요하다. 현시점에서 순수한 이산화탄소를 냉매로 이용하는 경우 사이클의 작동압력이 100기압에 이르는 등 해결해야 될 문제가 많다. 본 연구에서는 이러한 작동압력을 현재 사용하고 있는 사이클과 유사한 작동압력으로 낮추면서 HFC 계열 냉매의 사용량을 줄일 수 있는 방안으로 오토캐스케이드 냉동시스템을 택하고 이산화탄소와 HFC 계열 냉매인 R134a를 혼합하여 사용하는 경우를 모색하였다. 현재 성능계수가 기존의 사이클보다 떨어지는 것이 단점이나, 이를 해결하기 위한 연구가 필요하다. 또한 궁극적으로 천연냉매만을 냉매로 이용하는 방안도 마련하는 것이 필요한데, 이를 위하여 본 연구에서는 이산화탄소와 프로판(R290)을 전술한 오토캐스케이드 냉동시스템에 적용하여 보았다.

본 연구의 오토캐스케이드 냉동사이클도 하나의 대안으로서 전체 사이클의 작동압력을 낮추면서 천연냉매만을 사용할 수 있는 방안이 될 수 있다.

따라서, 본 연구에서는 R744를 포함한 혼합냉매에 적합한 냉동사이클인 오토캐스케이드 냉동사이클을 설계하여 그 성능을 시뮬레이션하고, 이를 토대로 실제의 실험장치를 제작한 후, 실험을 통하여 그 성능을 검증하고자 한다. 이는 박수남과 김민수가 수행하였던 기존 연구⁽⁵⁾의 연속으로서 여러 가지 혼합냉매에 대하여 성분비 및 2차유체 온도변화에 따른 오토캐스케이드 냉동시스템의 성능변화를 고찰하고자 하며, 이를 토대로 냉동시스템의 설계에 필요한 유용한 자료를 제공하고자 한다.

2. 오토캐스케이드 냉동시스템의 해석

2.1 구성요소 모델링

오토캐스케이드 냉동시스템은 Fig. 1에 표시된 것처럼 압축기, 응축기, 증발기, 팽창장치, 기액분리기와 증발응축기 등 6개의 기본구성요소 외에 드라이어(dryer), 어큐뮬레이터(accumulator), 유분리기(oil separator) 등으로 구성되어 있다. 그러나 오토캐스케이드 냉동시스템의 성능에 큰 영향을 끼치는 6개의 기본 구성요소만을 고려하여 오토캐스케이드 냉동시스템을 모델링하였으며, 이를 토대로 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 2에는 이 시스템의 상태점을 압력-엔탈피(P-h) 선도상에 도시적으로 표시하였다.

2.1.1 압축기

압축과정 동안의 엔탈피 변화량을 계산하기 위해서 등엔트로피 효율을 고려하여 압축과정을 모델링하였는데, 압축 후의 엔탈피는 식(1), 압축일은 식(2)에 의해 구할 수 있다.

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2,isen} - h_1}{\eta_{isen}} \quad (1)$$

$$\dot{W} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (2)$$

여기서 하첨자 1, 2는 각각 압축기 입구와 출구를 나타낸다. 냉매의 질량유량은 식(3), (4), (5)에

서와 같이 압축기의 배제체적으로부터 체적효율을 고려하여 구할 수 있다. 체적효율은 냉매가 실린더 내에서 재팽창하는 것만을 고려하여 식(3)과 같이 나타낼 수 있다.⁽⁶⁾

$$\eta_v = 1 - m \left(\frac{v_1}{v_2} - 1 \right) \quad (3)$$

$$\dot{V}_{comp} = \dot{V} \cdot \eta_v \quad (4)$$

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{V}_{comp}}{v_1} \quad (5)$$

여기서 η_v 는 체적효율을 나타내고, m 은 압축기의 간극체적비로서 본 연구에서는 0.04의 상수로 취급하였다. 위에서 구한 압축일과 체적유량으로부터 시스템의 성능을 나타내는 성능계수(COP)와 체적용량, Q_v 는 식(6)과 식(7)로 각각 나타낼 수 있다.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}} \quad (6)$$

$$Q_v = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{V}_{comp}} \quad (7)$$

2.1.2 응축기와 증발기

본 연구에서는 R744와 R134a 또는 R744와 R290의 혼합냉매를 사용하는 오토캐스케이드 냉

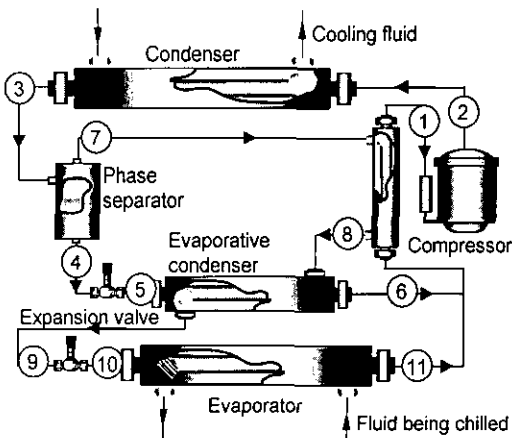


Fig. 1 Schematic diagram of an autocascade refrigeration system.

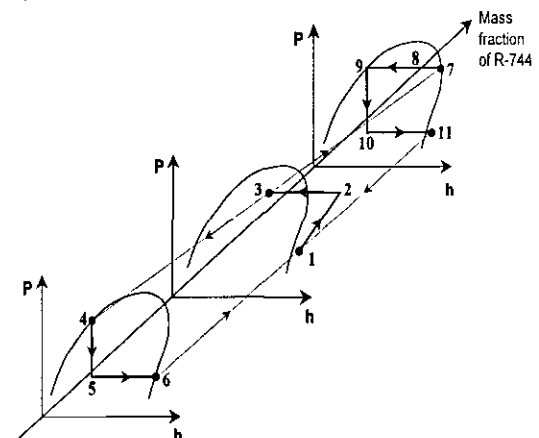


Fig. 2 Pressure-enthalpy diagram of an autocascade refrigeration system.

동시시스템의 성능비교와 해석을 위해 응축기와 증발기에서의 대수평균온도차를 설정하여 성능을 해석하였다.⁽⁷⁾ 또한 응축기와 증발기는 혼합냉매의 열교환성능을 극대화할 수 있는 대향류 열교환기로 설정하였다. 응축기와 증발기의 각 영역에서의 총합열전달계수가 비슷하다면 응축기와 증발기에서의 대수평균온도차는 식(8)과 식(9)로 각각 나타낼 수 있다. 열교환기에서의 압력손실과 열손실은 없는 것으로 가정하였다.

$$\frac{1}{\Delta T_c} = \frac{\dot{Q}_{sub,c}}{\dot{Q}_c \Delta T_{sub,c}} + \frac{\dot{Q}_{tp,c}}{\dot{Q}_c \Delta T_{tp,c}} \quad (8)$$

$$\frac{1}{\Delta T_e} = \frac{\dot{Q}_{tp,e}}{\dot{Q}_e \Delta T_{sub,c}} + \frac{\dot{Q}_{sup,e}}{\dot{Q}_e \Delta T_{sup,e}} \quad (9)$$

2.1.3 증발응축기

증발응축기는 포화압력이 낮은 냉매(R134a 또는 R290)의 성분비가 높은 액상냉매의 증발잠열을 이용하여 포화압력이 높은 냉매(R744)의 성분비가 높은 기상냉매를 응축시키는 일종의 열교환기이다. 증발응축기에서 포화압력이 낮은 액상냉매의 질량유량과 입출구의 엔탈피차를 곱한 열전달량과 포화압력이 높은 기상냉매의 질량유량과 입출구의 엔탈피차를 곱한 열전달량은 이상적으로 동일하다고 가정하였다.

2.1.4 팽창장치

팽창장치는 냉매의 압력을 떨어뜨리는 기능과 동시에 냉매의 유량을 조절하는 기능을 가진다. 팽창장치의 개도를 조절하여 증발기 출구의 과열도를 일정수준으로 유지할 수 있고, 냉매유량의 조절이 가능하다. 팽창장치 전후의 엔탈피가 일정하다는 등엔탈피조건으로 가정하였다.

2.1.5 기액분리기

기액분리기는 응축기 출구의 2상상태의 냉매가 유입되어 기상과 액상으로 나누어지는 곳으로, 응축기 출구에서 유입된 2상상태의 냉매와 기액분리기에서 분리된 기상, 액상의 냉매는 동일한 압력과 온도로 가정하였다. 또한 기액분리기 내부에서 기상과 액상의 응축이나 증발은 없는 것으로 가정하여, 유입되는 2상상태 냉매의 건도에 따라 기상과 액상의 성분비가 결정되고, 질량도 분배되는 것으로 가정하였다.

2.2 성능해석 조건 및 방법

오토캐스캐이드 냉동사이클의 성능을 비교하기 위하여 증발기와 응축기의 2차유체의 입출구 온도, 증발기 출구의 과열도, 응축기 출구의 냉매 건도, 압축기의 등엔트로피 효율을 일정하게 준 조건을 채택하였으며, 성능 시뮬레이션에서 혼합냉매의 성분비변화에 따른 성능을 비교하였다. 또한 2차유체의 입구조건에 따른 성능을 비교하기 위해 응축기 2차유체의 입구온도를 20℃와 30℃, 증발기 2차유체의 입구온도를 0℃와 -10℃로 하였다. 증발기 출구에서의 과열도는 압축기 입구에서 충분한 과열도가 유지되도록 20℃를 주었고, 응축기 출구의 건도를 0.5로 하였다. 응축기 2차유체와 증발기 2차유체의 온도차를 각각 10℃로 일정하게 주었고, 대수평균온도차를 응축기와 증발기에서 대푯값으로 각각 10℃로 고정시킨 상태에서 R744/134a와 R744/290의 혼합물에서 R744 성분비를 변화시켰다. 단, R744

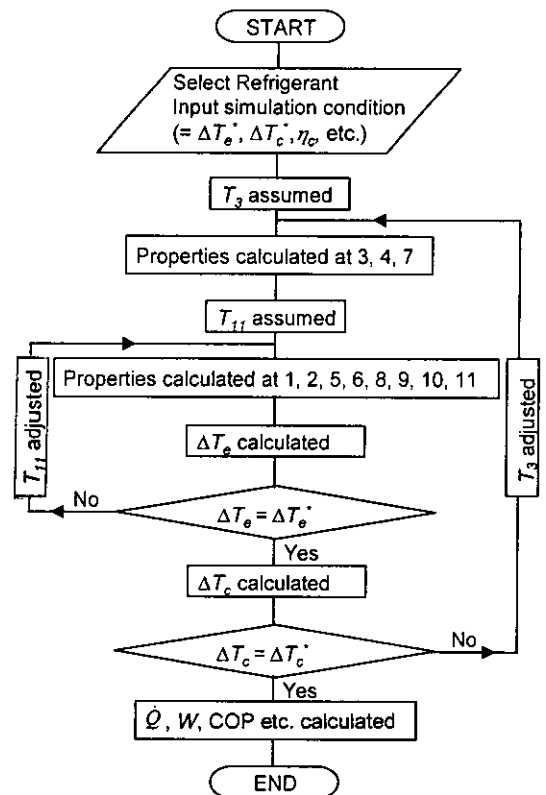


Fig. 3 Flow chart for the simulation.

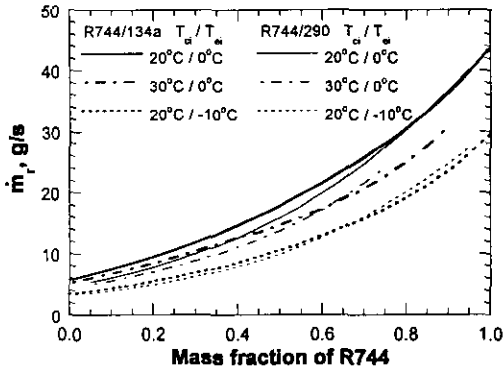


Fig. 4 Variations of mass flow rate of refrigerant with respect to mass fraction of R744.

의 입계온도가 낮아서 R744의 성분비의 증가가 응축기의 2차유체의 온도에 따라 제한을 받았다. 혼합냉매에 대한 각 상태점에서의 열역학적 물성치는 REFPROP⁽⁸⁾을 이용하여 구하였다.

성능 시뮬레이션은 Fig. 3의 순서도에 나타난 순서에 의해 행하였고, 순서도에 나타난 하첨자의 숫자는 Fig. 2에 표시한 상태점을 나타낸다.

2.3 성능해석 결과

R744/134a와 R744/290의 성분비를 변화시키면서 냉매의 질량유량을 고찰하였고, 이를 Fig. 4에 나타내었다. R744의 성분비가 증가할수록 냉매의 질량유량은 증가하는 경향을 보이는데, 이는 동일한 조건하에서 R744가 R134a와 R290보다 기상의 비체적이 작으므로 R744의 성분비가 증가할수록 혼합냉매의 기상의 비체적은 작아져 동일한 압축기 회전수에서 냉매의 질량유량은 증가하기 때문이다. 또한 응축기 2차유체의 온도가 증가할수록 냉매의 질량유량은 감소하는데, 이는 응축기 2차유체의 온도가 증가하면, 응축압력이 상승하게 되고, 따라서 동일한 압축기 입구의 조건에서 압축기 출구의 토출압력이 상승하여 압축기 출구 냉매의 비체적은 감소하게 된다. 이것은 식 (3)에 나타난 바와 같이 압축기 체적효율을 감소시킨다. 이는 압축기 입구에서 냉매의 비체적이 일정하게 유지되기 때문에 단지 체적효율만이 질량유량에 영향을 미치고, 이것은 냉매의 질량유량의 점진적인 감소를 나타낸다. 증발기 2차유체의 온도가 낮아질수록 냉매의 질량유량은 감소하

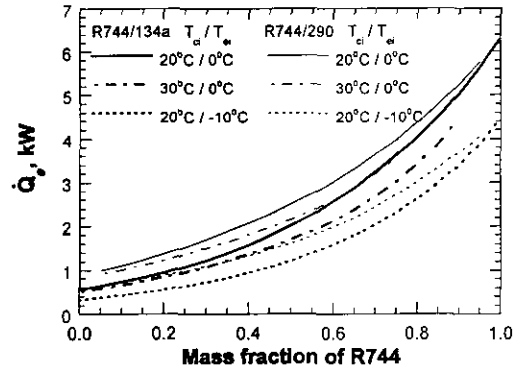


Fig. 5 Variations of refrigeration capacity with respect to mass fraction of R744.

는데 이는 증발기 2차유체의 온도가 감소하면, 증발압력이 하강하여 동일한 압축기 출구의 조건에서 압축기 입구의 흡입압력이 하강하므로 압축기 입구의 비체적이 증가하게 된다. 이것도 역시 식(3)의 압축기 체적효율을 감소시켜 질량유량을 감소시킨다.

Fig. 5에서는 혼합냉매의 성분비에 따른 증발열량의 변화를 나타내었다. 증발열량도 질량유량과 마찬가지로 비체적이 작은 R744의 성분비가 증가할수록 증가하게 된다. 그러나 증발열량은 냉매의 질량유량과 증발잠열의 곱으로 정의가 되고, Fig. 5에서 알 수 있는 것처럼 R744/134a의 혼합물의 성분비에 대한 증발열량의 증가율이 R744/290의 혼합물에 비해 크게 나타남을 알 수 있다. 이는 증발잠열이 R290이 R744보다 크기 때문에 R744의 성분비가 증가할수록 R744/290의 평균증발잠열은 감소하게 된다. 그러나, 비록 R290의 증발잠열이 R744보다 크지만, 체적용량은 R744가 R290에 비해 10배나 크기 때문에 R744의 성분비가 증가할수록 질량유량의 증가율이 평균 증발잠열의 감소보다 더 크게 작용하여, 질량유량과 증발잠열의 곱인 증발열량은 증가하게 된다. 증발열량은 R744/290의 혼합물이 R744/134a의 혼합물보다 크게 나타난다. 이는 R290의 증발잠열이 R134a보다 크기 때문이다. 응축기 2차유체의 입구온도가 증가하면 냉매의 질량유량과 증발잠열이 감소하게 되므로, 이 두 값의 곱으로 표현되는 증발열량의 감소를 의미한다. 증발기 2차유체의 입구온도의 감소에 따른 경향도 질량유량의 감소와 증발잠열의 감소로 증발열량은 감소한다.

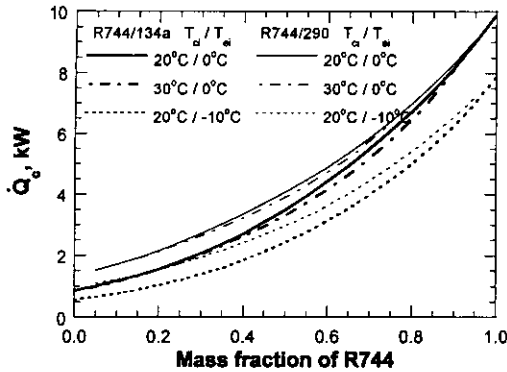


Fig. 6 Variations of Heating capacity with respect to mass fraction of R744.

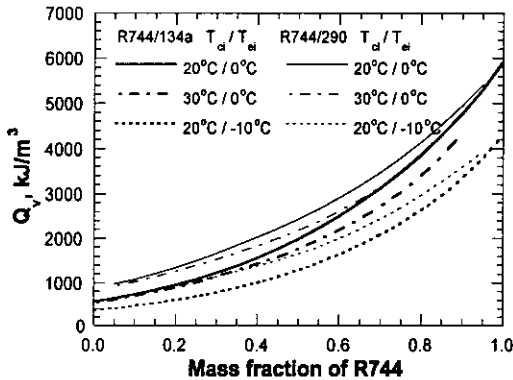


Fig. 7 Variations of volumetric capacity with respect to mass fraction of R744.

혼합냉매의 성분비 변화에 따른 응축열량을 Fig. 6에 나타내었다. 응축열량은 증발열량과 동일한 경향을 보여준다. 그러나 응축기 2차유체의 온도 변화에 대한 응축열량의 변화가 증발기 2차유체의 온도변화에 대한 변화에 비해 매우 미미함을 알 수 있다. 이는 응축기 2차유체의 입구온도가 상승하면, 응축기 입구의 엔탈피는 증가하지만, 응축기 출구의 엔탈피도 증가하게 되어 응축잠열은 크게 변하지 않기 때문이다.

Fig. 7에서는 R744의 성분비가 증가할수록 체적용량이 증가하는 것을 알 수 있다. 체적용량이 커진다는 것은 동일한 냉동용량을 내기 위한 조건 하에서 압축기의 크기가 작아져도 무방하다는 것을 의미한다. R744의 기상의 비체적이 R134a와 R290의 비체적에 비해 약 1/10밖에 되지 않기 때문에 R744의 성분비가 높을수록 체적용량은 증가한다. 또한 R744/134a의 혼합물보다 R744/290의

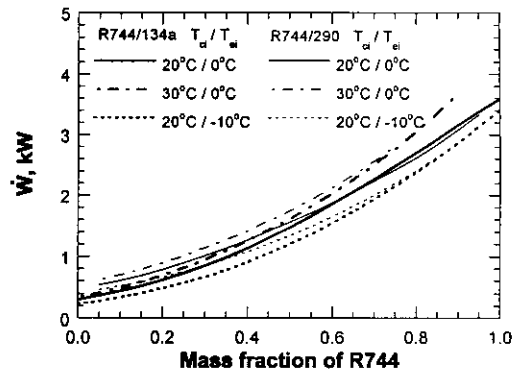


Fig. 8 Variations of compressor work with respect to mass fraction of R744.

혼합물이 더 큰 체적용량이 나타나는데, 이는 HC 계열의 R290의 증발잠열이 HFC 계열의 R134a보다 크기 때문이다. 응축기 2차유체의 온도가 증가할수록 체적용량이 감소하는데 이는 응축기 2차유체의 온도가 증가하면 응축압력도 또한 증가하고 이로 인해 증발기입구에서의 건도가 상승한다. 따라서 증발잠열의 감소가 발생하여 체적용량이 감소한다. 증발기 2차유체의 온도가 감소할수록 체적용량이 감소하는데, 이는 증발기 2차유체의 온도가 감소하면 증발압력도 또한 감소하고 이로 인해 압축기 입구에서의 비체적이 증가하여 체적용량이 감소한다.

Fig. 8에서는 혼합냉매의 성분비 변화에 따른 압축일의 변화를 나타내었다. 압축일은 냉매의 질량유량과 압축과정 동안 엔탈피 증가의 곱으로 나타낸다. 비체적이 작은 R744의 성분비가 증가할수록 냉매의 질량유량이 증가하지만, 압력비는 반대로 감소하여 압축과정 동안 엔탈피차는 감소한다. Fig. 8은 이 두 값의 곱으로 나타나는 압축기의 압축일이 증가하는 것을 보여주는데 이는 질량유량의 증가가 압축 동안 엔탈피 증가의 감소보다 더 크다는 것을 나타낸다. R744의 성분비의 증가에 대한 압축일의 증가율을 보면, R744/134a의 혼합물이 R744/290의 혼합물보다 크다는 것을 알 수 있다. 이것은 R290의 증발잠열이 R744보다 크기 때문에 R744/290의 혼합물에서 R744의 성분비가 증가하면 압축과정 동안 엔탈피 증가량의 감소량이 R744/134a의 혼합물보다 더 크게 되기 때문이다. 응축기와 증발기 2차유체의 입구온도의 상승에 따른 압축일의 변화를 보면 응축기와 증발기 2차유체의 입구온도가 상

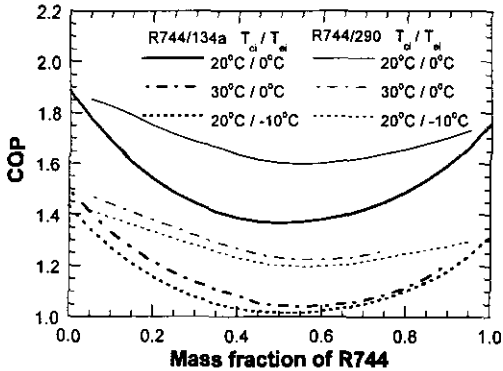


Fig. 9 Variations of COP with respect to mass fraction of R744.

승하면 압축기의 압축일이 증가한다는 것을 알 수 있다. 그러나, 두 경우 압축기의 압축일의 증가는 서로 반대되는 요소의 영향 때문이다. 즉, 응축기 2차유체의 온도가 상승하면, 압축기의 압력비가 증가하게 되어 압축 동안 엔탈피 증가량이 증가하게 되고, 냉매의 질량유량은 감소하게 되어, 이때의 압축일이 증가한다는 것은 전자의 요인이 더 크게 작용한다는 것을 의미한다. 반면에 증발기 2차유체의 온도가 상승하면 압축기의 압력비가 감소하고, 질량유량은 증가하게 된다. Fig. 4에서 알 수 있는 것처럼 응축기 2차유체의 온도변화에 따른 질량유량의 변화는 증발기 2차유체의 온도변화에 따른 변화보다도 작게 나타난다. 따라서 증발기 2차유체 온도가 상승하면 압축기의 압축 동안 엔탈피 증가량은 감소하지만 질량유량의 증가가 더 크기 때문에 압축기의 압축일이 증가한다.

Fig. 9에서는 앞에서 언급한 증발열량과 압축일의 비인 성능계수의 변화를 R744의 성분비 변화에 대해 나타내었다. 성능계수의 그래프는 아래로 볼록한 형상을 보이는 것을 알 수 있다. 이는 앞에서 언급한 것처럼 성분비가 증가할수록 증발열량과 압축일이 동시에 증가하기 때문이다. R744의 성분비가 작은 경우에는 성분비 증가에 따라 증발열량의 증가에 비해 압축일의 증가가 크기 때문에 성능계수는 감소하고 R744의 성분비가 높은 경우에는 반대로 성분비 증가에 따라 증발열량의 증가가 압축일의 증가보다 크다는 것을 의미한다. 또한 Fig. 9는 R744/134a를 사용한 시스템이 R744/290을 사용한 시스템보다 R744의 성분비에 따른 성능계수의 변화폭이 크다는 것을

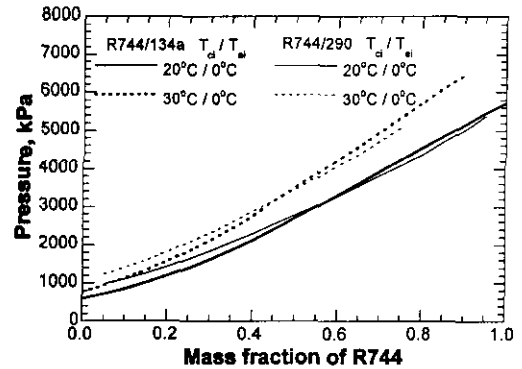


Fig. 10 Variations of condensing pressure with respect to mass fraction of R744.

알 수 있다. 이는 앞에서 언급한 것처럼 R744/134a인 경우가 R744/290인 경우보다 R744의 성분비 변화에 따른 증발열량과 압축일의 증가율이 크기 때문이다.

Fig. 10은 혼합냉매의 성분비 변화에 따른 응축압력의 변화를 보여준다. 순수 R744를 사용하는 냉동사이클은 그 작동압력이 너무 높은 단점이 있다. 이를 해결하기 위하여 본 연구에서는 R744를 포함한 혼합냉매에 적합한 냉동사이클인 오토캐스케이드 냉동사이클을 설계하였고, Fig. 10을 통해 기존의 냉동사이클에서 작동하는 압력과 비슷한 작동압력 범위에서 사용할 수 있는 R744를 이용한 혼합냉매의 성분비를 알 수 있다. 즉, 응축압력이 30기압인 경우에 대하여 살펴보면, 응축온도가 30°C인 경우 R744의 성분비가 대략 0.4 정도까지 혼합할 수 있으며, 20°C인 경우는 0.5 정도까지 혼합할 수 있다.

3. 오토캐스케이드 냉동시스템의 성능실험

3.1 실험장치의 구성

본 실험에서 대상으로 하는 오토캐스케이드 냉동시스템은 Stoecker⁽⁹⁾가 제시한 시스템을 기본으로 하여, Fig. 1에 표시된 6개의 기본요소에 2차유체의 순환회로를 설치하였고, 실험장치의 온도제어를 위한 온도조절기 및 온도, 압력, 질량유량 등을 측정하기 위한 측정장치도 설치하였다. 또한 압축기의 소요동력을 측정하기 위한 토크 및 회전수추정기를 설치하였다. Fig. 11은 이렇게 구성된 실험장치를 도식적으로 나타낸다.

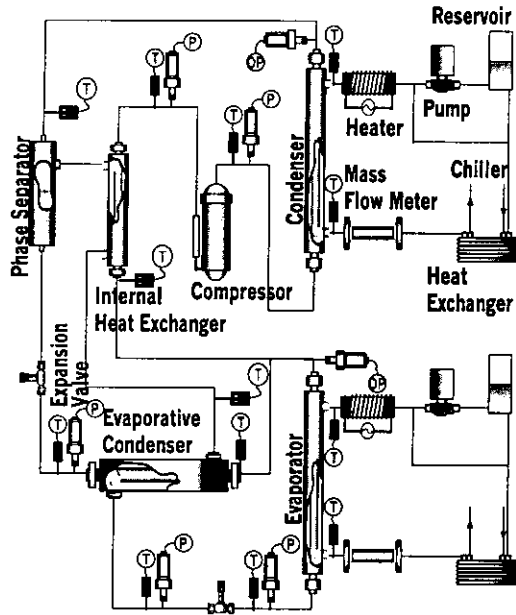


Fig. 11 Experimental rig for an autocascade refrigeration system.

3.2 실험조건 및 방법

혼합냉매의 성분비는 작동압력범위가 30기압을 넘지 않는 범위로 하여, R744/134a인 경우 R744의 성분비가 0.21~0.41인 혼합냉매를 선택하였으며, R744/290인 경우에는 R744의 성분비가 0.13~0.35인 혼합냉매를 선택하였다.

성능실험은 냉방운전조건과 난방운전조건⁽¹⁰⁾으로 나누어 실험을 수행하였다. 냉방실험의 경우 증발기 2차유체의 입구온도는 26.7°C로 고정하였고, 외기온도의 변화에 따른 성능을 보기 위해 응축기 2차유체의 입구온도를 27.8°C, 31.0°C, 35.0°C, 40.0°C의 4가지 온도조건에서 수행하였다. 이때 2차유체의 온도차는 응축기, 증발기에서 각각 8°C, 7°C로 일정하게 유지하였다. 난방실험의 경우 응축기 2차유체의 입구온도는 21.1°C로 고정을 하였고, 외기온도의 변화에 따른 성능을 보기 위해 증발기 2차유체의 입구온도를 8.3°C, 0.0°C, -3.5°C, -8.3°C로 4가지의 온도조건에서 수행하였다. 이때 2차유체의 온도차는 응축기, 증발기에서 각각 7°C, 6°C로 일정하게 유지하였다. 또한 증발기 출구의 과열도는 압축기 입구가 충분히 과열이 되도록 냉방실험인 경우에는 30°C, 난방

실험에서는 20°C로 유지하였다. 본 실험의 대상인 오토캐스케이드 냉동시스템에서는 응축기 출구가 2상상태로 되어야만 시스템이 운전되므로 과냉도는 의미가 없다. 따라서, 응축기 출구조건을 건도가 0.5로 하였다.

시스템의 온도변화가 $\pm 0.3^\circ\text{C}$ 이내, 압력은 ± 5 kPa 이내, 질량유량은 ± 0.5 g/s 이내의 범위에서 일정할 때, 정상상태에 도달하였다고 판단하였다. 정상상태에 도달하는 시간은 대략 30분이 소요되었다.

3.3 성능실험 결과

3.3.1 냉방운전시의 성능

Fig. 12에 냉방성능실험에서의 냉방용량, 압축기의 소요동력과 성능계수를 표시하였다. 변화되는 2차유체의 온도조건변화와 혼합물의 종류에 관계없이 성능해석 결과에 나타난 것처럼 냉방용량과 압축기의 소요동력은 모두 R744의 성분비가 증가할수록 증가하는 경향을 나타내었고, 성능계수는 R744의 성분비가 증가할수록 감소하였다.

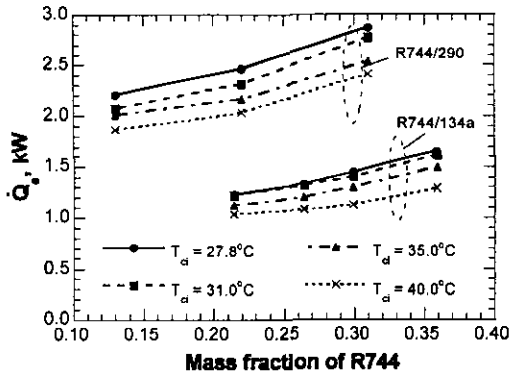
같은 성분비에서는 R744/290이 R744/134a보다 약 2배 정도 큰 냉방용량을 나타내고 있다. 이는 HC 계열의 R290이 HFC 계열의 R134a보다 증발잠열은 약 2배 정도 크기 때문이다. 한편 R744에 R134a를 혼합하는 것보다 R290을 혼합한 경우가 같은 성분비에 대해 약 10% 정도 큰 압축일이 소요된다. 이는 R290의 포화압력이 R134a보다 높아 더 많은 압축일이 필요하기 때문이다.

앞에서 언급한 바와 같이 R744의 성분비가 증가할수록 냉방용량과 압축기의 소요동력이 증가하는데 이 두 경향은 성능계수에 반대의 작용을 한다. 따라서 본 실험의 운전범위에서는 냉방용량의 증가에 비해 압축기의 소요동력의 증가가 더 크게 증가하기 때문에 성능계수가 감소한다.

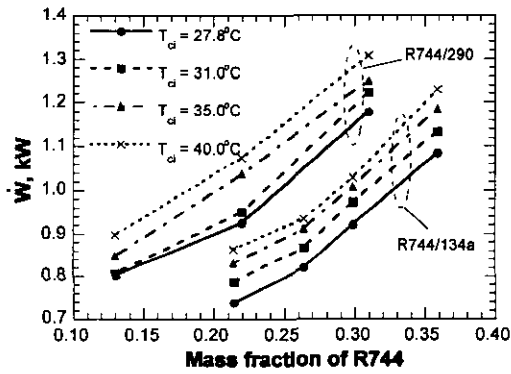
3.3.2 난방운전시의 성능

난방운전은 냉방운전에 비하여 응축 및 증발온도가 낮아서, 전반적으로 낮은 온도의 사이클을 형성하게 된다.

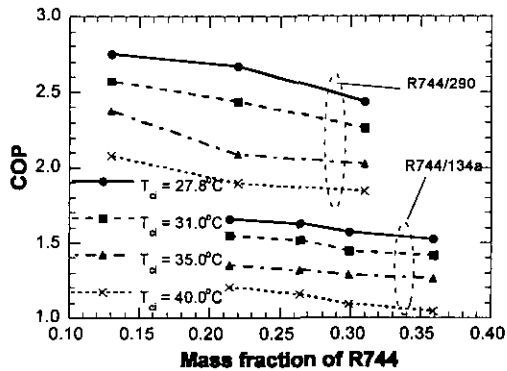
난방성능실험에서의 난방용량, 압축기의 소요동력과 성능계수의 변화를 Fig. 13에 표시하였다. 응축기에서 방출되는 열량과 압축기의 소요동력은 변화되는 증발기 2차유체의 입구온도조건 변



(a) Cooling capacity



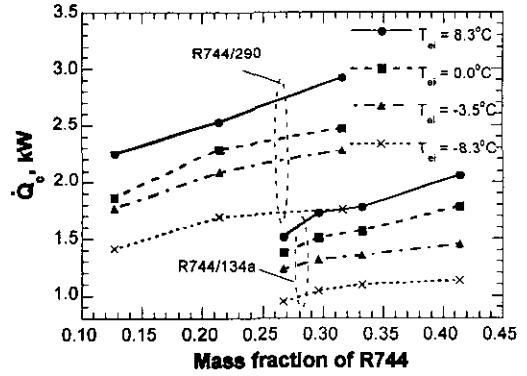
(b) Compressor work



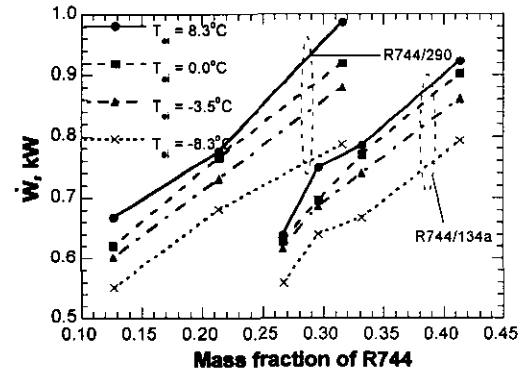
(c) Coefficient of performance

Fig. 12 Variations of system performance in an autocascade refrigeration system for mass fraction of R744 in cooling experiment ($T_{evap, in} = 26.7^{\circ}\text{C}$).

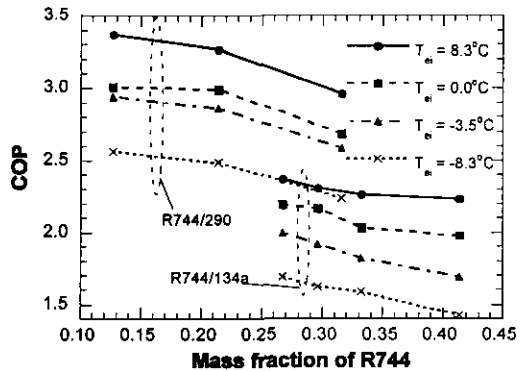
화 및 혼합냉매의 종류에 관계없이 성능해석 결과에 나타난 것처럼 모두 R744의 성분비가 증가할수록 증가하는 경향을 나타내었고, 난방성능계



(a) Heating capacity



(b) Compressor work



(c) Coefficient of performance

Fig. 13 Variations of system performance in an autocascade refrigeration system for mass fraction of R744 in heating experiment ($T_{cond, in} = 21.1^{\circ}\text{C}$).

수는 R744의 성분비가 증가할수록 감소하는 경향을 나타내었다.

R744에 HFC 계열의 R134a를 혼합하는 것보다

HC 계열의 R290을 혼합한 경우가 같은 성분비에 대해 약 40% 정도 큰 난방용량을 보여주고 있다. 이는 냉방운전시와 마찬가지로 R290이 R134a보다 용축잠열이 크기 때문에 난방용량이 크게 나타난다.

R744/134a 혼합냉매보다 R744/290 혼합냉매가 같은 성분비에 대해 약 25% 정도 더 큰 압축기의 소요동력이 필요한데, 이는 R290의 포화압력이 R134a보다 높기 때문이다.

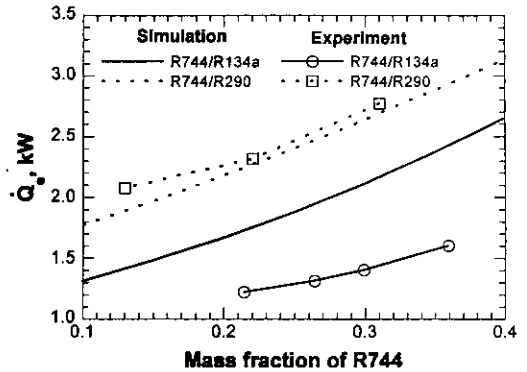
3.4 성능 시뮬레이션 결과와의 비교

제2장에 나타낸 오토캐스케이드 냉동사이클의 성능 시뮬레이션 결과를 실제 성능실험을 통한 결과와 비교하는 것은 매우 중요하다. 성능 시뮬레이션의 결과와 실제 실험을 통한 결과의 경향이 일치하면, 실험을 통해 성능을 확인할 수 없는 경우 성능을 예측할 수 있다.

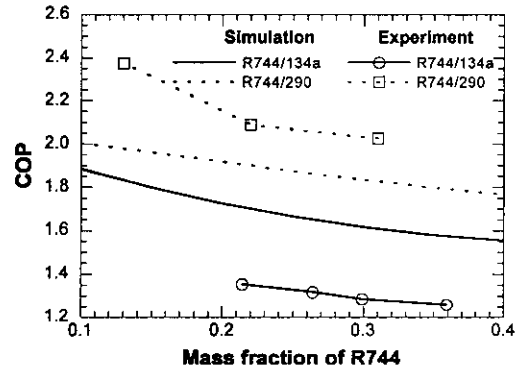
시뮬레이션의 조건은 앞에서 실험한 실험조건으로서 용축기와 증발기 2차유체 온도가 각각 35.0℃와 26.7℃인 냉방운전조건을 택하였다. 이때 압축기의 등엔트로피효율은 0.7, 대수평균온도차를 용축기와 증발기에서 동일하게 각각 10℃로 주고 시뮬레이션을 하였다.

Fig. 14에는 냉방열량과 성능계수에 대한 실험과 시뮬레이션을 비교하였다. R744/134a의 혼합물은 시뮬레이션보다 작은 실험값을 가지는 반면에 R744/290의 혼합물은 큰 값을 나타내고 있다.

오차의 원인은 여러 가지가 존재할 수 있을 것이다. 즉, 시뮬레이션을 수행할 때에는 시스템 내부에서 유동중의 압력강하는 없다고 가정했으나 실제로 약 10~40 kPa 정도의 압력강하가 실험중에 증발기와 용축기에서 발생하였으며, 증발기에서의 압력강하로 인하여 압축기 입구의 냉매비체적이 크게 되므로 냉매 질량유량이 감소할 것이다. 또한, 시뮬레이션에서는 기액분리기에서 주어진 온도와 압력에서 기액평형상태라는 가정 하에서 기상과 액상의 성분비를 결정하였지만, 실제 실험에서는 기액분리기에서 평형상태가 유지되지 않고, 유지되는 성분비도 시뮬레이션에서 구한 성분비와 상당한 차이가 발생할 것으로 생각된다. 즉, 기액분리기에서는 유동이 존재하므로 비평형상태에서 기상의 실제 성분비는 R744의 성분비가 작게 될 것이고, 이로 인해 증발기에서



(a) Cooling capacity



(b) Coefficient of performance

Fig. 14 Comparison of experimental results and simulation results for an autocascade refrigeration system.

증발잠열은 R744/290 혼합물의 경우는 증발잠열이 큰 R290의 성분비가 큰 관계로 시뮬레이션보다 큰 값을 가지고 R744/134a의 경우는 R134a가 R744보다 증발잠열이 작으므로 작은 값이 나타난다. 그래서 Fig. 14의 냉방용량은 R744/290 혼합물인 경우 비록 질량유량은 감소하였지만, 증발잠열의 증가하므로 시뮬레이션에서 구한 값과 실험값의 오차가 약 5% 정도의 작은 값을 보이며, R744/134a인 경우는 질량유량과 증발잠열이 모두 감소하므로 이보다 훨씬 큰 약 30%의 오차가 발생하였다. 성능계수의 경우도 같은 경향이 나타났다.

4. 결론

천연냉매인 R744를 냉동기의 작동유체로서 이

용하고자 하는 노력의 일환으로 본 연구에서는 R744와 다른 냉매(본 연구에서는 HFC 계열의 R134a와 HC 계열의 R290)의 혼합냉매를 이용하는 오토캐스케이드 냉동시스템의 성능을 고찰하였다. 이러한 R744/134a와 R744/290의 혼합냉매에 대하여 성분비 변화 및 외기조건 변화에 따른 영향을 살펴보았으며, 성능실험과 시뮬레이션을 통해 시스템의 작동특성을 살펴보았다.

성능 시뮬레이션 결과, 응축기 2차유체의 입구 온도가 증가할수록 질량유량, 응축열량, 증발열량, 체적용량과 성능계수는 감소하고, 압축기의 압축일은 증가하였다. 반면에 증발기 2차유체의 입구온도가 증가할수록 질량유량, 응축열량, 증발열량, 체적용량, 압축기의 압축일과 성능계수는 증가하는 경향을 나타내었다. 또한 R744/134a와 R744/290에서 R744의 성분비가 증가할수록 질량유량, 응축열량, 증발열량, 체적용량과 압축기의 압축일은 증가하지만, 성능계수는 R744의 성분비가 약 0.5인 값을 기준으로 감소하다가 증가하는 경향을 나타내었다.

냉방운전조건과 난방운전조건에 대한 실험결과는 시뮬레이션에서 구한 결과와 유사한 경향을 얻었다. 따라서 R744의 성분비가 증가된 혼합냉매를 사용함으로써 냉난방용량의 향상은 도모할 수 있지만, 성능계수는 감소한다고 판단된다.

후 기

본 연구는 1998년 한국학술진흥재단의 학술연구비 지원으로 이루어졌으며, 이에 감사하는 바이다.

참고문헌

- Greenpeace, 1994, Hydrocarbons-HighTech in Refrigeration, Hamburg, Germany.
- Kruse, H., 1996, Current Status of Natural Working Fluids in Refrigeration, A/C, and Heat Pump Systems, IIR Commissions B1, B2, E1 & E2, Applications for Natural Refrigerants, Aarhus, Denmark, Sep. 3-6, pp. 49-64.
- Lorentzen, G. and Pettersen, J., 1993, A New, Efficient and Environmentally Benign System for Car Air-Conditioning, Int. J. Refrig., Vol. 16, pp. 4-12.
- Lorentzen, G., 1995, The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament, Int. J. Refrig., Vol. 18, No. 3, pp. 190-197.
- Park, S. N., and Kim, M. S., 1999, Performance of Autocascade Refrigeration system Using Carbon Dioxide and R134a, Korean J. Air-Cond. Ref. Eng., Vol. 11, pp. 880-890.
- Stoecker, W. F., Jones, J. W., 1982, Refrigeration & Air conditioning, 2nd ed., McGraw-hill Book Company.
- Domanski, P. and McLinden, M., 1992, A Simplified Cycle Simulation Model for the Performance Rating of Refrigerants and Refrigerant Mixtures, Int. J. Refrig., Vol. 15, No. 2, pp. 81-88.
- McLinden, M., Klein, S., Lemmon, E. and Peskin, A., 1998, NIST Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures, Ver. 6.0, Gaithersburg, U.S.A.
- Stoecker, W. F., 1995, Industrial Refrigeration, Business News Publishing Company, Vol. II, pp. 319-325.
- ASHRAE Standard 116-1983, 1983, Method of Testing for Seasonal Efficiency of Unitary Air-Conditioners and Heat Pump, ASHRAE.