

# CO<sub>2</sub> 냉매 이용 냉동사이클

이산화탄소를 이용한 초월임계 냉동사이클의 특성과 냉동용량제어 및 성능향상 방안에 관하여 간략히 소개하고자 한다.

김 용 찬

고려대학교 기계공학과 (yongckim@korea.ac.kr)

김 민 수

서울대학교 기계항공공학부 (minskim@snu.ac.kr)

환경문제에 대한 관심이 높아짐에 따라, 냉동공조 산업에서 다양하게 이용되는 냉매에 대하여도 많은 시각이 집중되고 있다. 특히, 몬트리얼 의정서와 교토의정서에 의한 지구온난화 물질에 대한 규제로 CFCs와 HCFCs 냉매를 사용하지 못하게 됨에 따라 냉동공조업계에서는 열역학적 물성치가 우수하고 환경친화적인 대체냉매의 개발에 관한 연구를 활발히 진행하고 있다. 이러한 문제의 근본적인 해결책은 자연상태로 존재하는 자연냉매를 이용하는 것이다. 이산화탄소, 암모니아, 탄화수소계열, 물, 공기 등이 대표적으로 거론되고 있는 자연냉매이다. 이 중에서도 이산화탄소는 인체에 무해하며, 독성이 없고, 화학적으로 안정하며, 기존의 냉동기 재료를 그대로 사용할 수 있는 장점이 있다<sup>1,2)</sup>. 또한 열역학적 성질 및 전달물성이 우수하고, 냉동기에 적용할 때 성능이 개선될 가능성이 많다는 점도 매우 고무적이다<sup>3)</sup>. 본 고에서는 최근 가장 주목을 받고 있는 이산화탄소를 이용한 냉동사이클의 특성과 성능향상 방안에 대하여 기존 연구결과를 정리하여 설명하고자 한다.

## CO<sub>2</sub>의 환경친화적 특성

이산화탄소가 증기압축식 사이클의 냉매로 사용되기 시작한 것은 1866년 Thaddeus<sup>4)</sup>가 제빙기를

만들면서 부터이다. 1880년에는 Windhausen<sup>5)</sup>이 최초로 이산화탄소용 압축기를 개발하였고, 효율 향상을 위한 지속적인 노력의 결과로 1889년에는 영국의 Hall<sup>6)</sup>에 의해 2단 시스템이 개발되었다. 이산화탄소 냉동시스템의 사용은 이후 계속 증가하였다가 1931년 CFC-12가 상용화되면서 그 사용이 감소되었고, 1949년부터 대부분이 CFC로 대체되었다. 이 후 약 60년 간 대부분의 냉동공조산업의 독보적인 냉매로 CFCs와 HCFCs가 사용되어 왔으나 1990년대의 대체냉매 개발에 대한 연구는 이산화탄소를 비롯한 자연냉매를 대체냉매의 후보로서 다시 거론하기 시작하였다. 1993년 노르웨이의 Lorentzen<sup>7)</sup>에 의해 이산화탄소 냉동시스템이 본격적으로 연구되기 시작하였다.

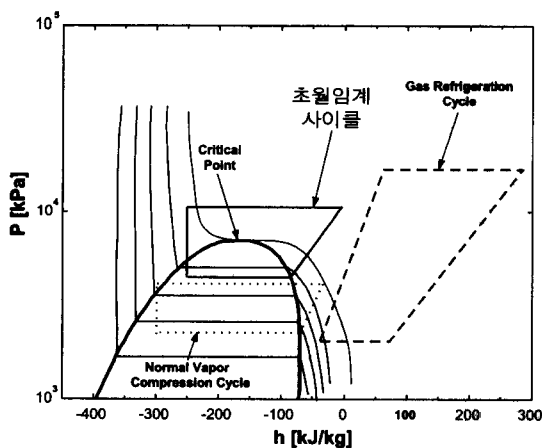
일반적으로 냉매는 열역학적인 물성치가 우수해야 하며 비가연성, 비독성 및 화학적으로 안정한 특성을 갖추어야 한다. 대체냉매로 선정되기 위해서는 위의 조건들을 만족해야 함은 물론이고 오존층 파괴지수(ODP)와 지구온난화지수(GWP)가 거의 0에 가까워서 환경친화성이 높아야 한다. HFCs에 대한 규제로 인하여 자연냉매에 대한 관심이 증가하였는데, 자연냉매는 환경친화적이지만 이 중 암모니아와 프로판은 각각 독성과 가연성을 가지고 있어 적용에 어려움이 존재한다. 따라서 냉매로서



갖추어야 할 요건을 대부분 만족하면서 열역학적 물성치가 뛰어난 냉매는 이산화탄소뿐이다. 이산화탄소는 비등온도와 임계온도가 다른 냉매들에 비해 낮다. 특히 임계온도는 냉방기 설계 외기 조건인 35 °C보다도 낮아 초월임계 사이클이 되지만, 단위 용적당 냉각능력은 다른 냉매보다 다섯 배 이상 큰 특성을 가지고 있다.

### 초월임계(Transcritical) 냉동사이클

일반적으로 증기압축식 냉동사이클은 액상을 전혀 사용하지 않는 가스 사이클(gas cycle), 기존의 아임계 상태에서만 운전되는 역랭킨 사이클(reverse rankine cycle), 그리고 아임계와 초임계 상태를 오가며 운전되는 초월임계 사이클(transcritical cycle)로 나누어진다. 이상(two-phase)의 유체는 임계점과 포화선으로 둘러 쌓여있고 상변화 시 잠열을 이용하여 기존의 역랭킨(reverse rankine) 사이클의 증발 및 응축과정으로 이용된다. 임계점에서 등온압축성(isothermal compressibility), 열팽창계수(thermal expansion coefficient), 등압비열, 열전도도가 이론상으로 무한대이다. 이러한 급격한 열물성의 변화는 열전달과 압력강하 특성에 크게 영향을 미치게 된다.

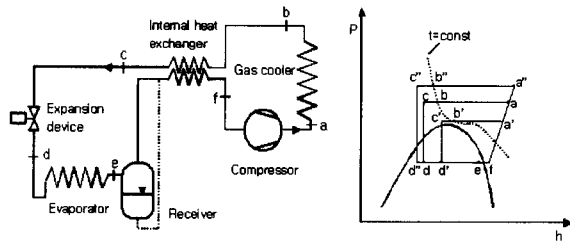


[그림 1] 초월임계 사이클

이산화탄소의 임계압력은 7.4 MPa이고, 임계온도는 31 °C이다. 따라서, 일반적인 시스템의 운전 조건에서 이산화탄소를 이용한 냉동사이클은 그림 1에서 보여주듯 초월임계 사이클을 이루게 된다. 초월임계 사이클은 가스사이클과 역랭킨사이클의 복합체이므로 이 두 사이클의 특성을 잘 이해하고 설계해야 한다. 초월임계 사이클은 가스압축, 가스냉각, 단열팽창, 2상 증발의 네 단계로 구성되며 이는 기존의 역랭킨 사이클과 비교하여 볼 때 열방출 과정이 초임계 상태에서 일어난다는 점에서 차이가 있다. 2상 증발이나 응축의 경우에는 포화온도나 포화압력과 같이 하나의 열역학적 물성만 알면 다른 포화 물성들도 알 수 있지만, 초임계 상태의 가스냉각 과정은 온도와 압력과 같이 두 개의 열역학적 물성을 알아야만 다른 물성들을 구할 수 있다.

### CO<sub>2</sub> 이용 냉동사이클의 특성

이산화탄소 냉동사이클에는 기존 냉동시스템의 4대 요소인 압축기, 증발기, 가스냉각기, 팽창밸브와 이외에도 고온성능 향상에 필수적인 흡입관 열교환기(suction line heat exchanger)와 냉동유의 회수를 위하여 압축기 토출구에 설치되는 오일 분리기( oil separator)의 사용이 거의 필수적이라고 할 수 있다. 일반적으로 사용되고 있는 이산화탄소를 이용한 냉동사이클의 개념도와 압력-엔탈피 선도를 그림 2에 나타내었다. 압축기에서 고압으로 압축된 이산화탄소는 초임계 영역하에

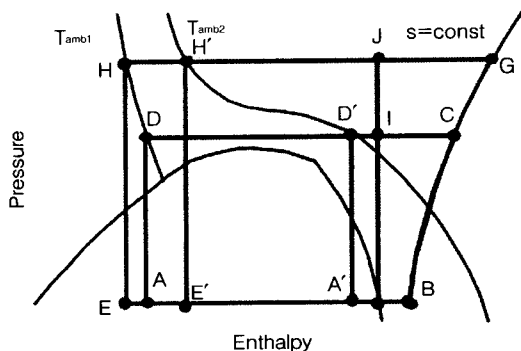


[그림 2] 냉동시스템의 개념도와 압력조절밸브의 개도변에 따른 고압측 압력 및 증발엔탈피의 변화<sup>1)</sup>



서 가스냉각기에서 냉각되고, 팽창과정을 통하여 형성되는 저온, 저압의 2상상태 냉매와 2차 유체와의 열전달을 통하여 냉동효과를 얻는다. 증발기에서 냉각된 2차 유체를 냉방에 이용할 수 있으며, 가스냉각기에서 가열된 고온의 2차 유체를 이용하여 난방 및 급탕을 할 수 있다.

이산화탄소를 이용한 냉동사이클은 저압부가 약 3.5~5.0 MPa이고, 고압부는 12.0~15.0 MPa에서 작동하는 고압시스템으로 구성되어 있다. 따라서, 이산화탄소 냉동사이클을 실제 제품에 적용시키기 위해서는 고압시스템에 대한 충분한 안전도가 요구되며, 일반적인 경우 저압부에는 22.0 MPa, 고압부는 32.0 MPa 정도를 견딜 수 있도록 설계되어야 한다. 또한 각 구성요소들과 이를 연결하는 부분들은 이에 견딜 수 있도록 제작되어야 한다. 이산화탄소 압축기의 압력비( $P_{out}/P_{in}$ )는 2.5~3.5 정도인 반면에 CFC-12를 사용하는 압축기는 압력비가 5~7 정도이므로, 이산화탄소를 이용하는 시스템이 더 좋은 성능을 낼 수 있다. 그리고, 이산화탄소 압축기에서의 평균 유효압력은 대략 CFC-12 압축기보다 10배정도 높게 나타난다. 따라서 흡입 및 배기 밸브의 압력강하로 인한 효율 저하가 기존 시스템에서보다 더 작게 형성된다. 또한 이산화탄소 사이클은 초월임계과정을 겪는 가스냉각과정 중에 온도의 변화가 크므로 내부 열교환기를 사용하는 경우 시스템의 성능이 향상될 소지가 많다.



[그림 3] 가스냉각 압력의 영향

가스냉각 과정의 압력은 초월임계 사이클의 성능을 결정하는 매우 중요한 인자인데 이는 각 운전조건에 따라 다음과 같은 이유로 개별적인 최적의 압력이 존재하고 이에 의해 사이클의 성능이 크게 변화하기 때문이다. 낮은 외기온도( $T_{amb1}$ )에서 낮은 가스냉각 압력과 높은 가스냉각 압력인 경우의 초월임계 사이클은 그림 3에서 사이클 ABCD와 사이클 EBGH로 각각 나타내어진다. 이 두 사이클을 비교하면 높은 가스냉각 압력의 경우, 냉각능력이 D-H만큼 증가되지만 압축일도 G-C만큼 증가되어 사이클의 성능계수는 낮은 가스냉각 압력을 가진 경우보다 낮게 형성된다. 한편 높은 외기온도 조건인  $T_{amb2}$ 에서 낮은 가스냉각 압력과 높은 가스냉각 압력인 경우의 초월임계 사이클은 그림 3에서 사이클 A'BCD'와 사이클 E'BGH'로 나타내어진다. 이 두 사이클을 비교하면 높은 가스냉각 압력의 경우, 냉각능력이 D'-H'만큼 증가되고 압축일은 G-C만큼 증가되어 낮은 가스냉각 압력을 가진 경우보다 사이클의 성능계수가 매우 높게 나타난다. 이와 같이 사이클의 성능계수는 주어진 외기온도에서 가스냉각 압력에 의해 크게 영향을 받으며, 주어진 외기온도에서 사이클의 성능계수가 최대가 되는 가스냉각 압력이 존재한다. 따라서 이산화탄소를 이용한 시스템의 경우 외기온도의 변화에 따라 최적의 가스냉각 압력으로 조절해 주는 것이 매우 중요하다. 최근에 보급이 확산되고 있는 전자팽창밸브(EEV)를 이용하면 이러한 가스냉각 압력을 쉽게 조절할 수 있다.

### CO<sub>2</sub> 이용 냉동사이클의 용량제어

이산화탄소를 이용한 냉방시스템에서 냉방용량을 조절하기 위한 방법으로는 다음의 두 가지가 고려되고 있다. 압축기의 회전수를 변경하여 질량유량을 제어하는 방법과 EEV와 같은 팽창장치를 통한 가스냉각기의 압력을 제어하는 방법이다. 압축기 회전수의 변화에 의한 질량유량의 제어는 냉방용량과 밀접한 관계가 있다. 이산화탄소는 체적효율이 압축기 회전



속도에 영향을 크게 받지 않고 일정한 값을 유지하는 것이 알려져 있으므로<sup>1)</sup> 압축기의 효율 저하 없이 회전수의 제어를 통하여 유량조절이 가능하다. 압축기 토출압력이 일정할 때, 압축기 회전수와 유량은 선형적인 관계를 가진다. 따라서 압축기 회전수의 변화에 따른 질량유량의 조절로 냉방용량과 성능을 제어하게 된다. 이와 같은 냉방용량의 제어를 구현하기 위해서는 압축기의 주파수를 변화시켜줄 수 있는 별도의 장치가 필요하다.

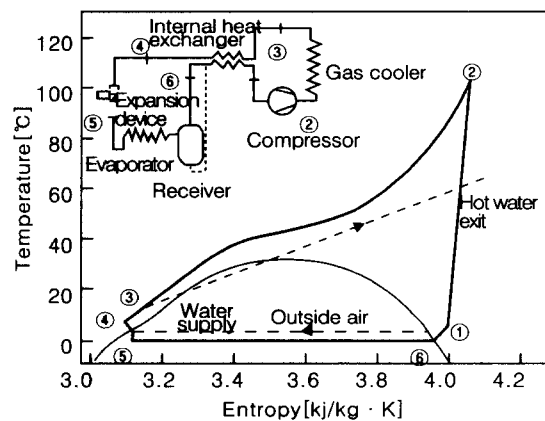
다른 방법으로는 압력조절밸브의 개도를 조절함으로써 고압측 압력을 조절하는 방법이 있다<sup>1)</sup>. 압력조절밸브에서 개도를 변화시키면 고압측의 냉매 충전량이 순간적으로 변하게 되고, 이로써 고압측의 압력이 변화하게 된다. 압력조절밸브의 개도를 줄이면 냉매의 흐름이 짧은 시간 내에 급격히 감소된다. 실제적으로 압축기 입구유량이 일정하다고 가정하면, 가스냉각기측의 압력은 증가하게 된다. **그림 2**에서 보면, 사이클 a-b-c-d-e-f에서 사이클 a'-b'-c'-d'-e-f로 변하게 된다. 가스냉각기 출구의 온도는 공기측 입구 온도보다 약간 높으며 거의 일정한 온도로 유지된다. 압력조절밸브의 개도를 조금 더 열면, 가스냉각기측의 압력이 감소할 것이다. **그림 2**에서 사이클은 a'-b'-c'-d'-d-f로 된다. 이러한 유량조절을 통하여 Pettersen 등<sup>3)</sup>은 대기상태의 냉동성능과 성능계수를, RACE 프로젝트에서의 중형크기의 자동차 제한설계조건인 냉방용량 3.4 kW, 성능계수 1.9 보다 각각 약 15% 및 30% 향상된 냉방용량 3.8 kW, 성능계수 2.5를 얻은 것으로 보고하였다. 외기온도 변화에 따른 최적의 가스냉각 압력을 조절하는 것은 전자팽창밸브(EEV)와 같은 가변형 팽창장치를 이용함으로써 쉽게 실현시킬 수 있다.

### CO<sub>2</sub> 이용 온수제조 냉동사이클

최근 이산화탄소를 이용한 냉동사이클의 응용분야 중에서 가장 관심있게 연구되고 있는 분야가 온수제조

냉동사이클이다. 이산화탄소를 이용한 열펌프에서 가스냉각기의 열교환 매체로 물을 사용하고 열교환기를 대향류로 설계하면 2차 유체와 냉매와의 평균 온도차를 줄이고 온도차를 비교적 고르게 할 수 있어서 열교환기의 비가역성을 줄일 수 있는 소지가 많다. 일반적으로 가스냉각기에서 이산화탄소 온도가 감소하면서 상태가 변화하므로 상대적으로 고온의 온수를 얻을 수 있다. 이산화탄소를 이용한 초임밀계 열펌프 시스템의 운전선도를 **그림 4**에 나타내었다. 압축기 출구의 이산화탄소는 90 °C 이상의 고온상태이고, 방열을 하면서 점차적으로 온도가 낮아진다. 이와 같은 온도변화는 가스냉각기에서 열을 흡수하는 2차 유체를 높은 온도까지 가열할 때 매우 적합하며, 경사진 점선으로 표시된 온수의 상태와 같이 매우 높은 온도까지 효과적으로 열교환하는 시스템을 설계할 수 있다.

이산화탄소를 적용한 열펌프 시스템은 운전 압력이 상대적으로 높으므로 구성 부품의 내압성을 고려해 설계해야 하고, 이산화탄소용 고압 압축기를 이용해야 한다. 또한, 온수 가열용 열펌프의 경우 효율적인 운전을 위해서 가열된 온수를 일정시간 저장 가능한 저장조(hot water accumulator)가 필수적으로 설치되어야 한다. 이산화탄소를 이용한 온수제조 시스템에 있어서도 효과적인 시스템 운전을 위해 적절한 운전상태의 설정이 매우 중요하다. Neksa 등<sup>7)</sup>은 이산화

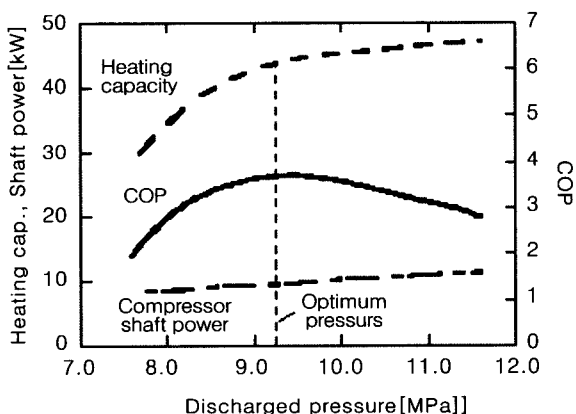


[그림 4] 온수제조 이산화탄소 사이클의 T-s 선도<sup>7)</sup>



탄소 열펌프의 최적의 압축기 출구압력을 결정하기 위한 시뮬레이션을 수행하였으며, 그 결과로 산출된 난방용량, 성능계수, 압축일 등을 그림 5에 나타내었다. 압축기 입구압력이 3.5 MPa, 온수 공급온도를 60 °C로 했을 때 압축기 출구 압력을 변화시키며 비교한 결과, 압축기 출구 압력이 9.0 MPa 정도일 때 성능계수(COP)의 최대값을 보여주므로, 이 때 최적의 운전 조건이 됨을 알 수 있다. 또한 Hwang 등<sup>8)</sup>은 개발된 사이클 모델을 이용하여 실험을 실시하였는데 여러 외기조건에서 HCFC-22에 비해 열교환기의 체적이 같을 경우 이산화탄소의 수난방 성능이 10 % 이상 우수하며, 외기온도가 낮을수록 이산화탄소의 수난방 성능이 더욱 우수해짐을 보였다.

일본의 경우 Sanyo, Daikin, Mitsubishi, Sekisui, Corona, Denso 등의 회사에서 2000년 이후부터 이산화탄소를 이용한 온수 제조기를 출시하고 있다. 개발된 제품들은 주로 300~400 리터(liter)의 용량을 가지며 연평균효율 3.0 이상을 유지하고 짧은 시간 내에 온수의 온도를 90 °C 이상으로 올릴 수 있는 능력을 가지고 있다고 보고되고 있다. 이산화탄소를 이용한 열펌프 온수 제조기는 전기 가열방식의 온수기에 비하여 약 3배 이상의 효율을 가지며, 30 % 정도의 에너지 절감효과를 나타내는 것으로 알려져 있다.



[그림 5] 이산화탄소를 냉매로 사용하는 온수제조 사이클의 작동 특성<sup>7)</sup>

## CO<sub>2</sub> 냉동사이클의 성능 향상 방안

고온의 외기온도에서 이산화탄소 냉동사이클의 성능 향상을 위해서는 가스냉각기의 출구와 증발기의 출구 사이에 흡입관 열교환기를 사용하여 가스냉각기의 출구온도를 낮추어야 한다. 흡입관 열교환기의 적용에 따라 단위 냉매유량당의 가용 엔탈피차를 증가시켜 시스템의 성능을 향상시킬 수 있다. 그러나 압축기의 입구온도도 동시에 증가되므로 압축기의 출구온도가 설계 범위 내에서 조절되도록 관리를 하여야 한다. Rozhentsev 등<sup>9)</sup>의 시뮬레이션 연구에 의하면, 흡입관 열교환기를 사용함에 따라 15 ~ 20 %의 성능을 향상시킬 수 있으며, 열교환기의 열교환 정도에 따라 5 ~ 6 % 정도 시스템 효율이 변화하는 것으로 보고되었다.

이산화탄소 사이클의 높은 압력차를 줄여주고 또한 가스냉각기 출구와, 압축기 출구의 온도를 감소시키기 위하여, 2단 사이클의 사용이 제안되었다. 2단 사이클의 경우 압축기의 각 단별 압력차가 낮아져 내부 누설량의 감소가 기대되고, 압축기 내의 압력도 낮출 수 있어 용기 설계에도 유리하다. 또한 여러 종류의 2단 사이클 구성이 가능하며, Hwang 등<sup>10)</sup>의 연구에 의하면 기준조건에 대하여 약 15 ~ 23 %의 성능 향상이 기대되는 것으로 알려져 있다.

이산화탄소의 경우 높은 압력차로 인하여 팽창과정 중의 비가역성이 크게 나타나고 있으므로 이를 감소시키기 위하여 팽창기의 사용이 제안되었다. 팽창기를 적용하면 기존의 등엔탈피 과정을 등엔트로피 팽창과정으로 변화시킬 수 있다. 따라서 증발기에 공급되는 냉매의 건도 및 엔탈피를 낮출 수 있어 성능향상이 가능하다. 또한 팽창기에서 회수된 에너지는 기계적 에너지로 압축기에 직접 공급되거나 전기적 에너지로 변환되어 사용될 수도 있다. 이러한 팽창기의 사용으로 약 15 ~ 28 % 정도의 성능향상이 기대된다<sup>10)</sup>. 그러나 팽창기를 적용할 경우, 경제성 및 시스템의 크기 등이 문제점으로 지적되어 이에 대한 연구가 요구된다.



## 맺음말

본 고에서는 환경규제의 강화로 인하여 관심이 고조되고 있고 많은 연구가 진행되고 있는 이산화탄소를 냉매로 하는 냉동사이클의 특성 및 성능향상 방안에 대하여 서술하였다. 아직까지 연구되고 있는 이산화탄소 사이클의 성능은 기존 시스템에 비하여 다소 저조하지만, 현재 첨단 기술의 접목을 통하여 계속 개발이 진행중인 상태임을 고려하면 향후 기존 냉매의 성능과 동등하거나 그 이상을 확보할 수 있을 것으로 예상된다.

이산화탄소를 적용한 사이클에서 이산화탄소 사이클의 열방출 과정인 가스냉각기의 열역학적인 장점과 높은 열교환 성능을 고려하면 기존 냉매 대비 우수한 난방 성능이 예측된다. 또한 위에서 검토한 바와 같이 사이클의 성능을 향상시킬 수 있는 여러 방안들을 조건에 맞게 적용한다면 기존의 냉매를 이용한 사이클과 비슷한 정도의 성능을 얻을 수 있을 것이다. 하지만 아직도 이산화탄소를 사용하는 시스템의 경우 작동압력이 너무 높다는 단점이 존재한다. 따라서 고압 시스템을 유지하며 운전하는 데에 신뢰성을 확보하기 위해서는 많은 노력이 필요하다. 또한 사이클의 효율이 기존의 HFC 냉매를 이용한 증기압축식 사이클의 효율 보다 낮다는 것도 개선해야 할 부분이다. 결론적으로 이산화탄소를 이용하는 사이클의 상용화가 성공하려면, 사이클이 고압으로 작동할 때 신뢰성을 확보하는 것과 사이클의 효율을 증가시키는 것의 두 가지 요소를 모두 고려하여야만 한다.

## 참고문헌

1. Lorentzen, G., Pettersen, J., 1993, A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 16, No. 1, pp. 4~12
2. Pitla, S.S., Robinson, D.M., Groll, E.A., Ramadhyani, S., 1998, Heat transfer from supercritical carbon dioxide in tube flow: a critical review, *HVAC&R Research*, Vol. 4, No. 3, pp. 281~301.
3. Pettersen, J., Hafner, A., Skaugen, G., Rekstad, H., 1998, Development of compact heat exchangers for CO<sub>2</sub> air-conditioning systems, *Int. J. refrig.*, Vol. 21, No. 3, pp. 180~193.
4. Thevenot, R., 1979, *A History of Refrigeration Throughout the World*, Paris International Institute of Refrigeration.
5. Goosman, J.C., 1927, The progressive development of carbon dioxide refrigerating methods, *Refrigerating Engineering*, Vol. 14, No. 6, pp. 188~189.
6. Pettersen, J., 1995, Refrigeration, air conditioning and heat pump systems based on CO<sub>2</sub>, *Workshop proceedings of Natural Working Fluids - Applications, Experience and Developments*, pp. 163~180.
7. Neksa, P., Rekstad, H., Zakeri, G.R., Schiefloe, P.A., 1998, CO<sub>2</sub>-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results, *Int. J. Refrig.*, Vol. 21, No. 3, pp. 172~179.
8. Hwang, Y., 1997, *Comprehensive investigation of carbon dioxide refrigeration cycle*, Ph.D. Dissertation, University of Maryland, College Park, MD.
9. Rozhentsev, A., Wang, C.C., 2001, Some design features of a CO<sub>2</sub> air conditioner, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, pp. 871~880.
10. Hwang, Y., Huff, H., Pressiner, M., Radermacher, R., 2001, CO<sub>2</sub> Transcritical cycles for high temperature applications, *ASME International Congress*.