

프레온 대체냉매 이용기술

New Technologies for Freon Alternative Refrigerants

김 영 일
Y. I. Kim

한국과학기술연구원
기전연구부 공조환경제어연구팀



- 1961년생
- 열공학 전공으로 공기조화 냉동공학에 관심을 가지고 있다.

1. 서 론

CFC는 Chloro-Fluoro-Carbon(염소-불소-탄소)의 머리 글자를 따서 불리어지는 인간이 창조해낸 화합물이다. 이 물질은 우수한 열역학적 성질, 화학적 안정성, 비가연성, 비폭발성, 비독성 등의 특성을 지니므로 냉매, 세정제, 분사 추진제, 발포제 등 각종 용도로 사용되어져 왔다. 프레온(freon)이라고도 명명되는데 이는 미국의 Du Pont사에서 CFC를 공업화하면서 붙여진 상품명이다. 산업과 문명의 발달과 함께 그 수요가 급속도로 증가한 CFC는 오존층 파괴와 지구온난화의 주원인으로 판명됨에 따라 국제협약인 몬트리올 의정서에 따라 사용이 규제되고 있어 이를 대체하는 물질과 기술 개발이 절실히 요구되고 있다. 우리 나라는 1992년 몬트리올 의정서에 가입하였고 국내 냉동공조산업에서는 CFC 규제에 대한 대책마련이 가장 시급한 현안으로 되어 있다.

CFC 화합물에 포함된 염소 성분으로 인하여 오존층이 파괴된다는 이론은 1974년 Molina와 Rowland⁽¹⁾에 의하여 제기되었다. 오존층의 지구 화학적 메커니즘을 밝힌 공로로 이 두 과학자는 1995년 노벨 화학상을 수상하였다. 이는 환경에

대한 연구로 받은 최초의 노벨상으로 환경문제에 대한 인류의 지대한 관심을 반영한 것이다. 장래에는 국가의 정책은 환경보존을 우선적으로 고려해야 하며 경제발전 척도 역시 환경의 파괴여부와 밀접한 관계를 가질 전망이다.

프레온 대체냉매 이용기술은 대체물질의 개발과 이를 이용하는 기술로 분류된다. 신물질은 성능이 우수하면서도 환경친화적이어야 한다. 대체물질이 개발되어도 이를 현재 사용하고 있는 장치에 그대로 적용할 경우 많은 문제점이 따른다. 예를 들어 기존 CFC 냉매용 윤활유를 신냉매에 사용할 경우 상용성이 저하하여 성능 저하는 물론 정상적인 작동이 불가능하게 될 수도 있다. 따라서 대체물질과 조화를 이루면서 효율도 최적화시키는 요소기기의 개발은 필수적이다. 관련 기술의 개발은 총괄적으로 이루어져야 한다. 냉매로 오존층 파괴특성은 없지만 에너지효율은 다소 떨어지는 다른 물질로 대체할 경우 전기사용량은 늘어나게 된다. 이에 따라 발전소에서 사용하는 화석연료가 더 많이 소모되어 이산화탄소 발생량이 늘어난다. 따라서 이산화탄소에 의한 지구온난화 현상이 가속되어 전체적으로 볼 때 환경에 미치는 피해는 오히려 클 수 있다. TEWI(total equivalent warming impact)는 지구온난

화에 기여하는 모든 직접/간접 요인을 종합적으로 고려한 수치이며 대체물질 선정시 중요한 인자가 된다.

본고에서는 CFC/HCFC를 대체하는 이용기술에 대하여 서술하고자 한다. 그러나 이 분야는 현재 세계적인 중요 관심사인 만큼 관련 분야도 광범위하여 제한된 지면을 통하여 모든 분야를 다루는 것은 어렵다고 본다. 따라서 필자의 의향에 따라 몇몇 특정 분야만 선정하여 기술한 것에 대하여 양해를 구한다. 일반적인 이용기술은 대체냉매에 관련하여 특별히 편집된 공기조화·냉동공학 1991년 제20권 제3호⁽²⁾와 1992년 제21권 제3호⁽³⁾를 참고하며 여기서는 가능한 한 중복되는 내용은 피하여 기술한다. 내용은 비전문가를 위하여 쉽게 구성되었으며 편의상 다음과 같이 네 가지로 분류한다.

- 1) HFC(수소-불소-탄소)계의 물질을 단일 또는 혼합냉매로 사용.
- 2) 공통 기술 : 물성치, 압축기, 열교환기, 압력강하장치, 유탄유.
- 3) 자연물질을 냉매로 사용.
- 4) 기존의 증기압축식 방식 외에 다른 방식으로 사이클을 구성.

2. HFC계 냉매

CFC를 대체하는 물질은 크게 둘로 나눌 수 있는데 첫째는 기존의 CFC 변형하는 것이고 둘째는 자연적으로 존재하는 물질을 이용하는 것이다. CFC의 변형으로는 HCFC(수소, 염소, 불소, 탄소), HFC(수소, 불소, 탄소) 등이 있다. HCFC는 여전히 염소 원자를 포함하고 있지만 수소 성분으로 인하여 대류권에서 다른 물질과 활발한 반응을 일으켜 오존층이 존재하는 성층권에 도달하기 전에 많은 양이 소멸되어 오존파괴능력이 극히 작다. 하지만 이것도 역시 환경파괴지수가 0이 아니므로 경과물질로만 사용될 예정이다. 이에 비하여 HFC는 문제가 되는 염소 원자를 포함하고 있지 않아 오존층에 대한 피해가 전혀 없다. 그림 1은 대체냉매의 분류표를 나타내며 나열된 냉매는 이해를 돕기 위한 예에 불과

하다.

수많은 물질 중에서 냉매로서 적합한 특성을 지니는 것은 많지 않다. Midgley⁽⁴⁾는 화학주기표를 분석한 결과 8개의 원자(탄소, 질소, 산소, 황, 수소, 불소, 염소, 취소)로 구성된 분자만이 냉매로서의 가능성이 있다는 결론을 내렸다. 이 중에서도 인체에 무해하고 비가연성 등의 조건을 만족시키는 물질의 수는 소수에 불과하다. 증기압축식에 사용되는 냉매는 일반적으로 다음과 같은 조건을 만족시켜야 한다⁽⁵⁾.

- 1) 빙점온도 < -40C (R22 : -160 C)
- 2) 임계온도 > 50C (R22 : 96 C)
- 3) 80C에서의 포화압력 < 5.0MPa (R22 : 3.7MPa)
- 4) 잠열 증기밀도 > 1.0kJ/liter(R22 : 8kJ/liter)

처음 두 조건은 냉매가 작동영역 온도범위에서 2상으로 존재하기 위한 충분조건이다. 세 번째 조건은 시스템이 과도한 압력범위에서 작동하는 것을 피하게 하며 마지막은 단위체적당의 냉동용량을 나타낸다. 참고로 에어컨용 냉매로 많이 사용되고 있는 R22의 값을 괄호 안에 나타낸다.

증기압축식 냉동사이클의 이론적 성능은 냉매의 임계온도와 기체비열의 값에 따라 좌우된다. 임계온도가 높으면 단위체적당 냉동능력은 감소한다. 이는 낮은 포화압력으로 인하여 기체의 밀도가 작아지기 때문이다. 반면에 성적계수는 증가하는데 이는 응축압력이 임계점에서부터 멀어

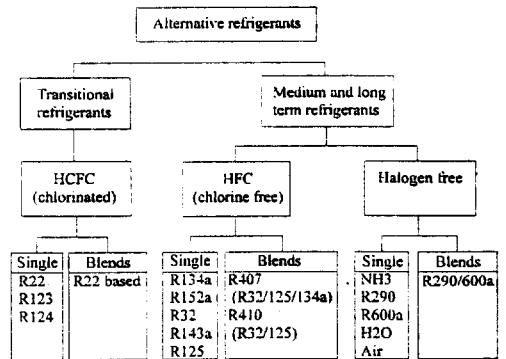


그림 1 대체냉매 분류표

짐에 따라 압축과정의 과열손실(superheat loss)과 압력강하시의 팽창손실이 작아지기 때문이다. 임계점은 이와 같이 상반된 효과를 초래한다. 기체비열은 임계온도보다는 사이클에 미치는 영향이 적지만 여전히 COP를 좌우하는 중요한 인자이다. 기체비열값이 커지면 T-s 선도에서 포화기체선의 경사가 급격해져 과열손실은 감소하고, 포화액체선은 완만해져 팽창손실은 증가한다. 이 상반된 효과로 인하여 사이클의 최대 COP를 주는 최적 기체비열값이 존재한다. 기체비열값이 감소하면 체적당 냉동능력은 증가한다.

미국공조학회(ASHRAE) 냉매 표기법에 의하면 메탄, 에탄, 프로판계 냉매는 XYZ의 세 자리수로 나타내며 X가 0인 경우는 생략한다. 여기서 X는 탄소 수에서 1을 뺀 값, Y는 수소 수에 1을 더한 값, Z는 불소의 수를 나타낸다. 탄소, 수소, 불소, 염소의 4가지의 원자로 구성된 냉매의 경우, 염소 원자의 수는 $2X - Y - Z + 5$ 가 된다. 그러므로 끝의 두 자리수의 합이 메탄계는 5, 에탄계는 7, 프로판계는 9가 되면 염소 원자의 수가 0이 되므로 오존파괴지수가 0이 된다. 즉 R23, R32, R134a, R152a, R245ca 등과 같은 HFC계 냉매는 오존층에 미치는 피해가 없다. HFC계 냉매 중 R134a는 냉장고 및 자동차용 에어컨에서 기존 냉매를 대체하기 시작했고 각 산업체에서는 이 물질의 생산과 관련 기술 개발에 노력을 기울이고 있다. 그러나 R134a를 장시간 사용시 막힌현상이 발생하는데 이는 오일, 가수분해, 재질 마모의 영향으로 고려되며 이에 대한 연구가 진행되고 있다. R152a는 R12의 특성과 유사하여 이를 대체할 수 있는 냉매 후보 중 하나로 고려되고 있으나 가연성이 문제가 되고 있다.

단일 냉매로 원하는 특성을 얻을 수 없는 경우 혼합냉매가 이용되고 있다. 혼합냉매는 두 성분 이상의 혼합물로 성분 조정을 통한 분자량 변화에 의하여 원하는 물성치를 얻기가 용이하다. 혼합냉매에는 공비(共沸, azeotropic), 근사공비(near-azeotropic), 비공비(非共沸, non-azeotropic, zeotropic)의 세 가지 종류가 있다. 공비혼합냉매는 둘 이상의 단순 물질이 특정한 비율로 혼합된 물

질로 등압 증발 또는 응축 과정 중 기체/액체의 성분비와 온도가 변하지 않는다. ASHRAE 표기법에 의해 공비냉매는 500 단위의 수로 명명된다. 근사공비냉매는 2상에서 기액의 성분비와 온도가 비교적 적게 변하는 혼합물을 지칭한다. 비공비 혼합냉매는 등압 증발 또는 응축 과정 중 구성비와 온도가 변하는 혼합물을 지칭하며 400 단위의 수로 명칭된다.

일반적으로 두 성분으로 이루어진 혼합물은 그림 2와 같은 특성을 지닌다. 초기 상태 1인 과냉각액의 온도를 상승시키면 상태 2에 이를 때까지 액상은 일정한 성분을 유지한다. 상태 2에 이르면 처음으로 기포가 발생하며 이 점을 기포점(bubble point)이라고 한다. 온도를 더 증가시키면 증발성이 강한 성분(증발온도가 상대적으로 낮은 물질)은 그렇지 않은 성분에 비하여 더 많이 증발되어 기상에 더 많이 존재하게 되며 액상에는 증발력이 약한 성분이 상대적으로 더 많이 남아있게 된다. 상태 3에 도달하면 기상은 b점이 되며 이 점에서는 상대적으로 B 성분이 많고 액상은 a점이 되어 A 성분이 더 많이 존재한다. 점 4에 도달하면 기체의 성분은 초기의 성분 1과 같아지며 그 이상으로 온도를 증가시키면 성분이 일정한 기체 상태가 된다. 상태 4는 초기의

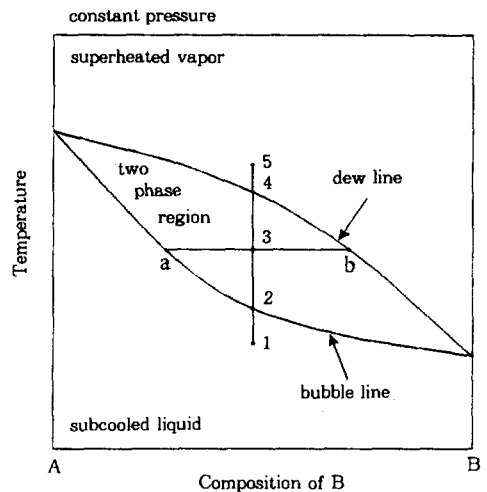


그림 2 비공비혼합물의 상변화 곡선

기체 상태 5에서 냉각시킬 경우 최초로 응축되는 점을 말하며 노점(dew point)이라고 한다. 이와 같이 혼합물은 기체, 액체 두 상으로 존재하는 경우 각각의 성분비가 다르며 증발/응축과정 중 온도가 변화하는 특성을 지닌다. 기포압력(bubble pressure)은 포화증기 또는 과열증기 상태에서의 시스템 압력을 결정할 때 (즉, 압축기의 입구 또는 출구) 사용된다. 노압력(dew pressure)은 포화액 또는 과냉각액 상태에서의 압력을 결정할 때 (즉 압력강하장치 입구) 사용된다.

어떤 혼합물은 위에서 설명한 것과는 달리 특정한 성분비, 압력 및 온도 하에서 독특한 현상을 나타낸다. 즉 일반 혼합물과는 달리 기액이 존재하는 2상에서 각각의 성분비가 같아져 혼합물질임에도 불구하고 단일물질과 유사한 특성을 지닌다. 이러한 혼합물을 공비혼합물이라 하며 그림 3과 같은 특성을 지닌다. 원으로 표시된 영역은 dew line과 bubble line이 만나게 되어 기상과 액상의 성분이 같다. 공비혼합물은 단일물질과 유사한 특성을 지니므로 기존의 시스템을 그대로 사용하면서 냉매만을 교체하고자 할 경우 가장 적합한 후보이다(drop-in refrigerant). 이 경우 공비혼합물의 포화압력곡선은 기존의 단일냉매와 유사하여야 한다. 공비혼합물의 증발/응

축 온도는 그림 3에서 보는 바와 같이 각각의 단일 물질에 비하여 낮은 특성(minimum temperature)을 지닌다. 압력 측면에서 본다면 혼합물은 각각에 비하여 높은 압력 특성(maximum pressure)을 보여준다.

현재까지 발견된 공비혼합물은 50개 미만이고 냉동 분야에서 실용화가 가능하다고 판단되는 7개의 혼합물만이 ASHRAE에 의하여 500 단위로 시작되는 냉매 기호를 부여받았다(R500, R501, ..., R506). 이들 공비혼합물은 2개의 성분으로 구성되어 있다. 이 중에서도 실제 상용화가 된 것은 R500, R502 및 R503의 세 공비냉매이다. 공비혼합물은 순수냉매를 위해 설계된 시스템과 운전방식을 변경 없이 그대로 사용할 수 있어 혼합냉매 중 가장 많이 사용되어져 왔다. 그러나 지금까지 사용된 공비냉매는 오존과 피지수가 0이 아니므로 규제 대상에 포함되어 있다.

근사공비냉매는 단일냉매와 공비냉매로서 실현하기 어려운 조건, 즉 작동영역의 확대, 유효율의 용해성, 비가연성, 고효율 등을 만족시켜야 할 때 사용된다. 주어진 혼합물이 근사공비냉매인지 아닌지의 판단은 보통 누설실험을 통하여 확인한다. 혼합냉매를 용기에 주입하고 기체만을 외부로 유출시키면서 내부의 성분 및 포화압력의 변화를 측정한다. 이 때 변화폭이 적으면 근사공비혼합냉매이다. 근사혼합냉매는 공비혼합냉매의 특성과 유사하며 작동범위의 조정이 용이하여 대체혼합냉매 중 가장 중요시되고 있다. 특히 기존 시스템을 크게 변형하지 않고 그대로 사용할 수 있는 drop-in 냉매로 유망시되고 있다.

비공비혼합물은 혼합되는 물질 수와 성분을 임의로 조절할 수 있으므로 다양한 작동범위 적용과 효율증대에 적합하다. 그러나 시스템을 재설계해야 되는 문제점 때문에 신시스템에만 적용될 전망이다. 순수냉매인 경우 증발/응축 과정은 등온과정으로 heat sink와 heat source와의 현열열교환시 그림 4 좌측과 같은 사이클을 T-s선도 상에서 이룬다. 여기서 칠해진 부분의 면적은 비가역 정도를 나타낸다. 이에 반하여 비공비혼합냉매는 증발/응축 과정시 온도구배(tempera-

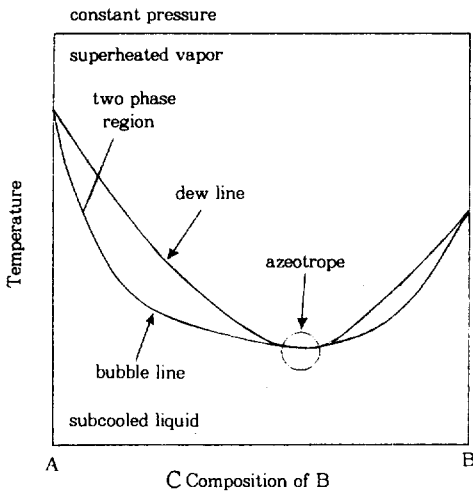


그림 3 공비혼합물의 상변화 곡선

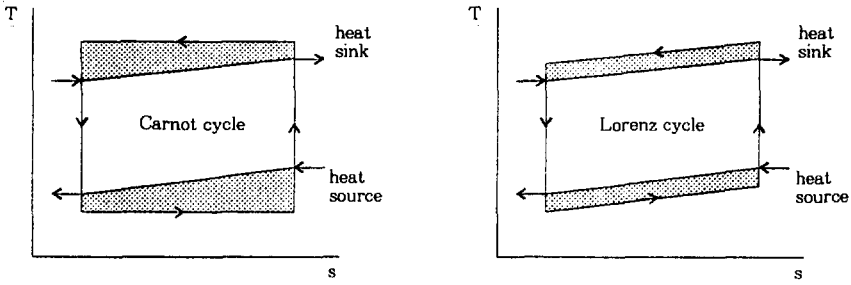


그림 4 순수냉매와 혼합냉매의 T-s 선도

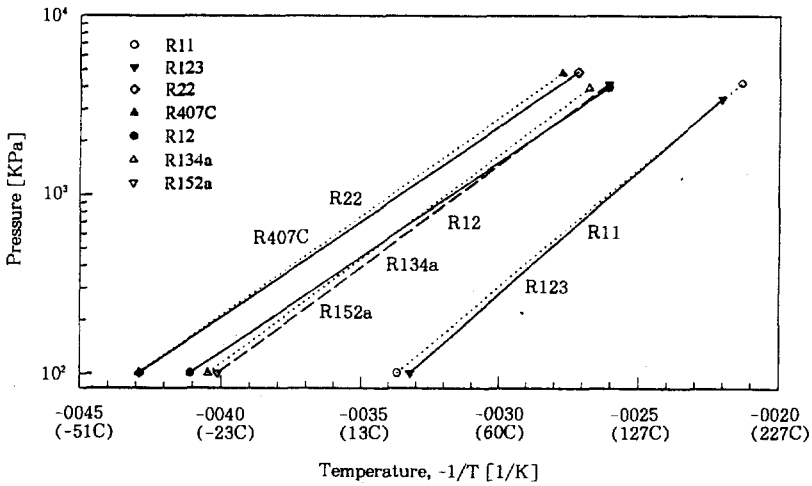


그림 5 각종 냉매의 포화압력선

표 1 대체냉매 개발 전망

압력범위	기존	입시	최 종
저	R11	R123	R245ca
중	R12	R134a	R152a
고	R22	R22	R407C, R410A, R410B

ture glide)를 갖는다. 이 특성을 잘 이용하면 그림 4 우측과 같이 Lorenz 사이클을 구성하여 효율을 증가시킬 수 있다. 두 사이클을 비교하면 Lorenz 사이클의 비가역 면적이 더 작음을 알 수 있다. 다만 평균유효온도차가 감소하므로 필요 열전달 면적은 증가하며 온도구배를 이용하기 위하여는 열교환기가 대향류로 설계되어야 한다.

비공비혼합냉매에서 가장 심각한 문제는 2상 상태에서의 누설이다. 기체와 액체의 성분비가 다르기 때문에 누설되는 냉매의 성분과 남아있는 양의 성분비가 다르게 된다. 냉매의 누설이 발생하여 충전이 필요할 시 초기 상태와 같은 냉매 성분비로 충전을 한다면 혼합 후 최종 성분비는 초기와는 다른 성분이 되어 설계치에서 벗어나는 사이클을 이룬다. 만약 냉매 충전이 필요하면 시스템에 남아있는 냉매를 전량 회수하고 새로이 냉매를 주입한다. 일정한 성분만을 충전하기 위하여 액체 상태만 시스템에 주입한다. 이 방법이 혼합냉매를 사용하는 시스템에 있어 목표하는 성분비를 맞출 수 있는 가장 확실한 방법이다. 일반적으로 실제 누설 과정은 비평형 상태이다. 이

경우 누설은 기액의 두 상이 혼합한 상태에서 유출되므로 성분비 변화는 평형 상태라고 가정한다. 이론치보다 작다.

변수가 많아 정확한 예측은 어렵지만 앞으로의 대체냉매 개발은 표 1과 같이 진행되리라고 전망된다. 최종 단계에 선정된 냉매는 모두 HFC 계의 순수 또는 혼합냉매이다. R407은 R32/R125/R134a, R410는 R32/R125의 혼합물로 구성되어 있다. 그림 5에서와 같이 기존 냉매와 이를 대체하려는 냉매는 포화압력선도에서 유사한 특성을 보인다. 대체물질의 증기압 특성이 기존 냉매와 비슷하면 시스템의 설계변화를 줄일 수 있는 장점이 있다.

3. 공통 기술

이 절에서는 대체냉매 이용기술 중 공통적으로 해당하는 것에 대하여 언급하며 여기에는 물성치 측정 및 상태식 개발, 압축기, 열교환기, 압력강화장치, 유탄유 등이 포함된다.

3.1 물성치 측정 및 상태식 개발

사이클 해석과 성능을 최적화 시키는 설계를 위하여 작동유체의 물성치는 필수적으로 알아야 한다. 그러므로 대체물질 이용기술로서 가장 선행되어야 할 작업이 물성치 측정과 상태식의 개발이다. 물성치란 압력, 온도, 밀도, 비열 등의 정적 물성치와 열전도율, 점성계수 등의 전달 물성치로 구분된다. 상태식을 개발하기 위하여는 대상 영역을 전부 포함하는 정밀한 실험값이 필요하다. 물성치의 측정은 고도의 기술과 고정밀도의 장치가 요구되므로 세계에서 신뢰성 있는 데이터를 제공하는 측정장비를 갖춘 연구소는 몇 군데 밖에 없다. 대표적인 곳은 미국의 NIST (National Institute of Science and Technology), 독일의 Technical University와 일본의 게이오 대학이다. 그림 6은 압력, 온도, 밀도를 측정하는 실험장치의 한 예를 보여준다. 시험조는 진공펌프를 이용하여 내부를 진공상태로 만든 후 시험할 물질을 질량을 측정된 후 주입한다. 시험조는 1mK내의 온도범위로 제어되는 액체항온조 내부에 위치한다. 온도 측정은 백금온도저항계

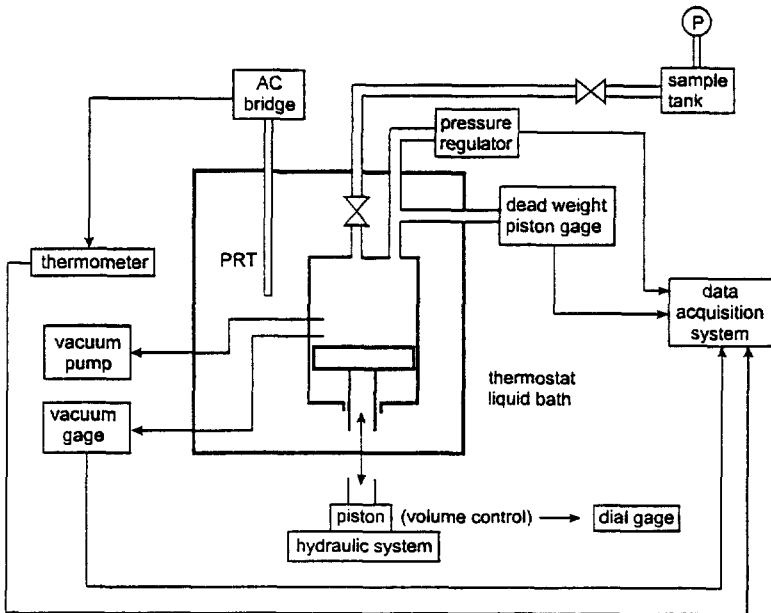


그림 6 물성치 측정실험장치

및 브리지를 이용한다. 시험조의 부피변화는 정밀 다이얼 게이지에 의하여 측정되는 피스톤의 이동거리를 환산하여 구한다. 이 때 온도와 압력에 의한 내부 용기의 미소한 부피변화도 고려해야 한다. 시험조 내부의 압력은 pressure regulator로 제어하며 압력측정은 높은 정밀도를 가진 fused quartz bourdon tube pressure gage 또는 dead weight piston pressure gage를 사용한다. 모든 측정 장비는 매우 높은 정확도를 가져야 한다. 그 이유는 측정된 PVT를 이용하여 다른 물성치도 유도해야 하는데 이 경우 미분항이 포함되기 때문이다. 현재 발표되고 있는 실험값의 오차정도는 온도 0.01K, 압력 3kPa, 밀도 0.03% 이하이다.

혼합냉매의 물성치 측정은 순수물질에 비하여 복잡하며 가장 우선적으로 측정할 것은 VLE(vapor-liquid equilibrium) 상태에서의 dew line, bubble line 및 기액의 성분비이다. 2상 상태에서는 기액의 성분비가 다르기 때문에 각각을 별도로 추출해야 하며 가스 크로마토그래피, 적정법 또는 초음파법 등의 방법으로 성분을 측정한다.

실험값이 준비되면 다음 단계는 이것을 이용한 상태식의 개발이다. 상태식은 크게 두 가지 형태 - Pressure explicit equation of state(EOS)와 Helmholtz free energy explicit EOS - 로 분류된다. Pressure explicit EOS은 과거에 많이 사용된 방식으로 압력이 온도와 비체적의 함수로 표현된다. 여기에는 Van der Waals, Redlich-Kwong, 및 Benedict-Webb-Rubin 등의 잘 알려진 상태식이 해당된다. 이 방식은 이상기체(ideal gas)에 관한 정보가 포함되어 있지 않아 보조식이 필요하다. 또한 다른 물성치를 유도하기 위하여 적분을 수행해야 하는데 이 경우 상수항이 발생하여 처리가 불편해진다. 여기에 반하여 Helmholtz free energy explicit EOS는 식 자체에 이상기체에 관한 정보가 포함되어 있어 하나의 상태식으로 완전하여 보조식을 필요로 하지 않는다. 최근에는 이러한 장점 때문에 상태식으로 Helmholtz free energy explicit EOS이 많이 채용되고 있다. Helmholtz free energy는 온도와 밀도의 함수로 표현되며 다른 물성치는 다

음과 같이 미분에 의해 쉽게 구할 수 있다. 기타 물성치, 즉 비열, 음속, fugacity coefficient, Gibbs function, Joule-Thompson 계수 등도 Helmholtz free energy를 미분함으로써 쉽게 구할 수 있다.

$$\text{Helmholtz free energy : } a(\rho, T) = u - Ts$$

$$P = \rho^2 \left(\frac{\partial a}{\partial \rho} \right)_T, \quad s = - \left(\frac{\partial a}{\partial T} \right)_\rho,$$

$$u = a - T \left(\frac{\partial a}{\partial T} \right)_\rho, \quad h = a + \rho \left(\frac{\partial a}{\partial T} \right)_T$$

대체냉매 상태식을 개발할 때 가장 먼저 직면하는 문제점은 관심 물질에 관한 측정데이터가 충분하지 않다는 점이다. 어떤 대체냉매 후보는 대체 후보로만 고려될 뿐 아직 제조도 안된 상태라 실험값이 전혀 존재하지 않는 것도 있다. 이러한 물질에 대하여도 예비 사이클 수치해석을 위하여 근사적으로 물성치를 알아야 할 때가 있다. 최소한의 특성인자로 모든 물성치를 예측하는 방법으로는 Lee-Kesler⁽⁶⁾와 Wu-Stiel⁽⁷⁾의 일반상태식(generalized equation of state)이 잘 알려져 있다. 최근에는 4개의 특성인자로 냉매의 물성치를 예측하는 일반상태식이 소개되었다⁽⁸⁾. 여기서 4개의 특성인자로는 임계온도, 임계압력, acentric factor, polarity factor가 선정되었으며 이것들은 비교적 쉽게 구할 수 있는 값들이다. 상기한 3개의 일반상태식을 12개 냉매

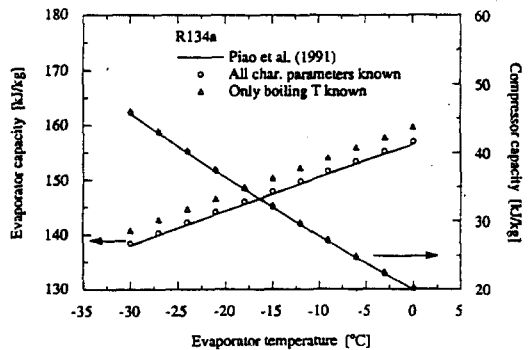


그림 7 일반상태식을 이용한 냉동 사이클 해석

의 밀도 예측, $\rho = \rho(T, P)$ 에 적용한 결과 각각 2.00%, 1.19%, 0.63%의 평균오차가 얻어졌다. 특성인자가 없는 경우 분자구조만으로 특성인자 값을 예측하는 group contribution method가 사용된다. 그림 7은 일반상태식으로 구한 R134a 냉동 사이클의 냉동능력과 압축기 동력을 Piao⁽⁹⁾의 상태식과 비교하고 있다. 냉매의 열전도율 및 점성계수도 특성인자 또는 분자구조로부터 예측될 수 있다⁽¹⁰⁾.

3.2 압축기

압축기는 냉동 사이클의 구성요소 중 가장 핵심적인 부분으로 전체 사이클의 성능에 가장 큰 영향을 미친다. 극히 소수의 특수용도의 압축기를 제외하곤 모든 압축기는 윤활유를 필요로 한다. 따라서 압축기 설계시 가장 심각한 문제는 윤활유의 선정이다⁽¹¹⁾. 대용량인 경우 냉매/유분리 장치가 별도로 설치되어 냉매 중에 용해된 윤활유를 분리하여 압축기로 재순환시키는 것도 있으나 대부분의 경우 윤활유는 냉매에 혼합되어 같이 순환한다. 따라서 냉동 사이클의 성능을 계산할 때는 윤활유가 섞여있다는 점을 고려해야 한다.

염소 성분이 없는 냉매로 대체할 경우 압축기는 다음과 같은 두 가지 문제를 직면하게 된다. 첫째는 기존 CFC의 염소 성분은 마찰 표면의 보호막을 형성하였는데 이제는 더 이상 이러한 기대를 할 수 없다. 둘째는 기존 CFC에 잘 용해되었던 mineral oil은 HFC에 잘 용해되지 않는다. CFC와 HCFC 냉매가 점차적으로 사용 금지됨에 따라 재료에 관한 연구도 많이 진행되고 있다. 기존 냉매와는 아무 문제가 없었던 재질이 대체물질을 사용할 경우 과도한 마모를 일으켜 압축기의 수명을 단축시키는 예도 발생하고 있다. 또한 실링재질이 신냉매와 문제를 일으키는 경우도 발견되고 있다.

기존 냉매용 압축기는 장기간의 연구 결과 대부분의 요소가 최대의 성능을 낼 수 있도록 최적 설계되어 있다. 대체냉매용 압축기도 신냉매 특성에 맞게 재설계되어야 한다. 왕복형 압축기의 경우 최적 흡배기 밸브의 속도는 일반적으로 냉

매의 분자량 제곱근에 반비례한다. 압축기의 경우 현상 자체가 복잡하여 수치해석보다는 실험에 많이 의존하고 있는데 고려되는 인자로는 회전수, 밸브 면적, 극간체적, stoke/bore비 등이다. 이외에도 scroll compressor와 linear compressor를 대체냉매에 적용하기 위한 연구가 진행 중이다. 여기에 관련된 주요 연구 분야는 scroll 형상 및 제조기술, 저소음, 고효율화 및 정밀가공 등이다. 냉매 순환량을 압축기로 조절하는 가변체적 압축기(variable displacement compressor)에 대한 실험화 연구도 진행 중이다.

3.3 열교환기

작동 매체가 바뀌면 열전달 특성도 달라지므로 여기에 맞추어 열교환기도 재설계되어야 한다. 기존 설계 자료 중 냉매측 열전달율 및 압력강하는 재측정할 필요가 있다. 평균 2상 열전달율은 기존 serpentine heat exchanger 방식에는 적합했지만 고효율용 parallel-circuited heat exchanger에는 보다 상세한 실험값들이 필요하다. 여러 냉매 중 특히 R134a는 자동차 공조용으로 1994년부터 채용되면서 이 냉매에 관한 연구가 주류를 이루고 있다.

최근에 향상된 vacuum brazing technology는 열교환기 설계에 있어 작동유체의 건도에 따라 흐름의 양을 조절하는 parallel circuiting의 도입을 가능하게 한다. 이 기술로 각각의 건도에 따라 열전달율과 압력강하를 최적화시키는 냉매 순환량을 선택할 수 있다. Parallel circuiting technology는 소형화와 고효율이 중요시되는 자동차 공조용의 증발기에 채용되고 있다. 관은 평판으로서 high-aspect-ratio이다. 최근에는 이 기술을 자동차용 응축기에 도입하려는 시도가 있다. 이 방식(brazed, parallel-circuited heat exchanger)은 비교적 고가이므로 부피 문제가 중요하지 않은 일반 공조용으로는 잘 사용되지 않는다.

한편 냉매측 열전달 특성이 재고려되면서 공기측도 연구 대상이 되고 있다. 실험과 수치해석이 병행되고 있으며 상용화된 수치해석 프로그램(예 STAR-CD, FLOW 3D, FLUENT)도 많이

사용되고 있다. 그림 8은 평판핀이 부착된 관의 온도분포를 수치해석으로 구한 결과이다⁽¹²⁾. 공기는 좌측에서 우측으로 이동하며 중간 하부의 원은 일정한 온도로 유지되는 관의 직경을 나타낸다. 두 평판 사이의 열전달계수는 경계층이 발달되는 입구에서 최대값을 갖고 거리에 따라 점차 감소하므로 선단측에서 온도강하가 커지는 것을 알 수 있다. 온도의 최소값은 열전달계수가 크고 관에서부터 가장 떨어진 좌상부에 존재한다. 그림 9는 단위면적당의 열전달율을 평균값으로 나눈 수치를 보여준다. 선단에 가까우수록 열전달율이 커지며 최대값은 열전달계수가 크고 온도차가 큰 좌하부에 존재한다. 핀을 설계할 때 이와 같이 열전달 효율이 좋은 선단측 효과를 최대한으로 이용해야 한다.

관의 형상도 원형보다는 다른 형상을 사용할 경우 성능이 향상된다는 관측이 보고되고 있어 이와 관련된 실험값들이 필요하다. 작은 지름의 관은 표면 장력 효과로 성능 향상이 기대된다. Electrohydrodynamic 효과에 의한 열전달 향상도 관심의 대상이 되고 있다. 관 내부도 내부핀 부착, 표면 거칠기 변화, 내부홈 등의 방법으로 효율증대가 모색되고 있다⁽¹³⁾. 혼합냉매를 사용할 경우 gliding temperature를 최대한도로 이용할 수 있는 열교환기가 설계되어야 한다. 냉매 충전량에 따라 성능이 좌우되며 이에 대한 연구도 활발히 진행 중이다.

3.4 압력강하장치

냉동 사이클은 고압 응축부와 저압 증발부로 나누어져 있다. 응축기와 증발기 사이에 위치하는 압력강하장치는 팽창에 의하여 압력을 감소시켜 저온을 얻으며 시스템을 흐르는 냉매유량을 조절하기도 한다. 현재 사용되고 있는 팽창장치는 모세관(capillary tube), 오리피스 및 온도팽창 밸브(thermostatic expansion valve)가 있다. 냉장고 및 가정용 에어컨의 경우는 모세관을 주로 사용하며 자동차 에어컨과 열펌프는 오리피스 또는 온도팽창밸브를 사용한다. 최근 소형 에어컨의 팽창장치로 오리피스의 사용이 보편화되고 있다. 대체냉매의 특성은 기존의 냉매와 다르

므로 대체냉매가 적용되는 시스템의 압력강하장치는 신냉매의 특성에 따라 재설계되어야 한다. 이를 위하여 모세관 및 오리피스에 대한 성능시험을 대체냉매를 적용하여 실시하여 이를 토대로 경험 모델 또는 수치모델을 개발하여 설계자료를 확보하여야 한다. 성능시험시 고려되어야 될 주요 변수는 응축압력, 증발압력, 과냉도, 팽창장치의 직경/길이 등이다. 시스템의 성능 향상을 위하여

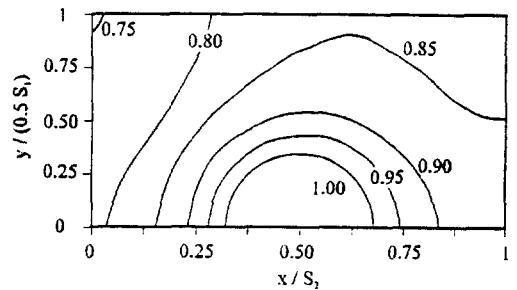


그림 8 평판핀의 온도 분포

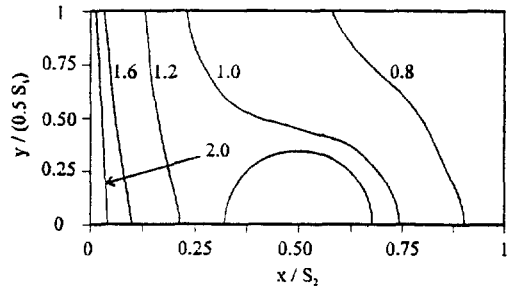


그림 9 평판핀의 열전달율 분포

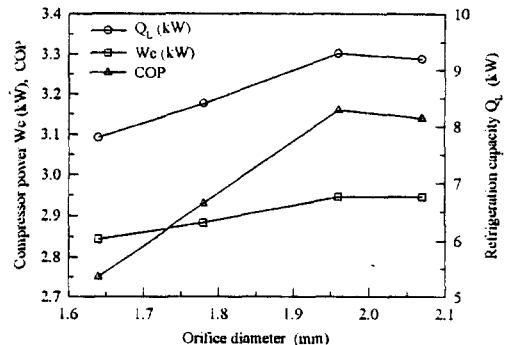


그림 10 오리피스 직경에 따른 성능 변화

팽창장치의 선정은 중요하다. 팽창장치가 시스템의 다른 요소와 일치하지 않을 경우 비평형이 발생하고 성능 및 신뢰도의 저하를 가져온다. 그림 10은 오리피스식의 직경에 따른 성능변화를 보여주며 최적 직경이 존재함을 알 수 있다⁽¹⁴⁾.

소형 시스템의 압력강하 수단으로는 보통 모세관이 쓰인다. 모세관은 간단하고 제작비가 저렴하다. 냉매 순환량 조절이 어렵고 설계점으로부터 쉽게 벗어나는 단점은 있지만 밀폐형 시스템에서는 냉매 충전량을 일정하게 유지해 준다. 또한 정지 중에는 고압부와 저압부의 압력이 같아져 시동시 토크가 적다는 이점이 있다. 다만 정지시 냉매가 증발기로 이동하는 손실이 있다. 대형 시스템에서는 냉매 순환량과 증발기 출구의 과포화도(superheat)를 조절하기 위하여 온도 팽창밸브 또는 플로우트밸브가 사용되며 시스템 정지시 밸브는 완전히 닫힌다.

팽창밸브 조절장치의 목적은 설계 조건으로부터 벗어나는 운전 조건 중이라도 증발기 출구에서 적당한 과포화도를 유지하여 증발기의 전체 열전달 면적이 균등하게 작동할 수 있도록 함이다. 이상 열전달(two phase heat transfer)시 이 점은 특히 중요하다.

과거에는 오리피스 또는 모세관 설계시 각각의 조건에 대하여 최적 충전량을 구해야 하므로 막대한 비용과 시간이 요구되었다. 설계 또한 대부분 경험에 의존하였다. 그러나 최근에는 수치 모델의 발달로 새 대체냉매 적용시 많은 도움이 되고 있다. 수치모델은 관의 확대/축소, 내부에서의 상변화 및 비등지연으로 인한 준안전평형유동, 초킹현상 등을 수학적모델로 해석한다. 유동 현상은 액상, 2상 및 준안전평형의 3 영역으로 구분한다.

3.5 윤활유

냉동기기에는 마찰 및 마모를 줄이고 과열된 부분의 냉각을 위하여 윤활유가 사용된다. 그 밖에 실링, 세정, 부식 방지, 소요동력 최소화 등의 기능도 수행한다. 기기의 수명을 연장시키고 정상적인 운전을 위하여는 적절한 윤활유의 선택은 필수적이다. 운전 중 윤활유가 부족하면 에너지

효율이 감소하며 최악의 경우 과도한 마찰과 온도 상승을 일으켜 기기 파손의 원인이 되기도 한다. 냉동기기는 장시간 정지시 냉매가 압축기 내에 쌓이기 때문에 냉동기유는 액냉매와 혼화(miscible) 하는 것이 요구된다. 압축기 내에서 냉매와 윤활유가 이층으로 분리될 경우에는 밀도가 낮은 오일이 상부에 형성되어 일반적으로 하부에 설치된 펌프가 가동시에 윤활유를 거의 포함하지 않는 액냉매를 흡입하게 될 위험성이 높기 때문이다. 윤활유와 작동 유체가 서로 상용성이 없으면 액면과 윤활유에 불연속 액적이 생겨서 윤활유막이 형성되어 원활한 운전이 곤란하게 된다. 기존 CFC의 경우 염소 원자가 윤활유와의 상용성에 기여하였는데 염소 원자가 포함되지 않은 HFC 계의 대체물질의 경우에는 새로운 윤활유가 개발되어야 한다.

기존 냉매를 사용하는 냉동기기의 일상적인 운전 조건(-50~90°C)에서는 윤활유와 작동유체가 상호 용해도가 좋아 윤활유가 상분리되지 않고 압축기로 되돌아왔지만 R134a와 같이 염소 원자가 없는 대체물질은 기존에 사용되어온 Naphthenic, Paraffinic 및 Alkyl benzene 등의 윤활유와 용해도가 낮아서 낮은 온도에서 상분리가 일어나고 열전달 효율도 떨어진다. 최근에 쓰이던 Polyalkylene glycols(PAG)도 낮은 점도에서의 용해도는 좋지만 높은 점도에서는 용해도가 떨어져 응축기 등에서 상분리 현상이 나타나 적합하지 못한 것으로 판단되고 있다.

냉동기유는 압축된 고압냉매와 함께 토출되어 시스템계를 순환한다. 압축기로부터 나온 고온, 고압의 냉매가스는 응축기에서 열교환에 의해 액냉매로 응축된다. 응축기 내에서 윤활유가 체류하지 않기 위해서는 윤활유가 고온의 액냉매에도 잘 용해되어야 한다. 냉매-윤활유 혼합액은 증발기에 들어가기 전에 압력강하장치에 의한 팽창이 일어난다. 팽창은 압력강하와 온도 저하를 수반하며 이 과정 전에 일반적으로 건조제에 의해 탈수가 행해진다. 건조제는 실리카겔이나 molecular sieve가 쓰이기 때문에 윤활유는 이러한 건조제에 대해서도 안정해야만 한다. 팽창시 혼합액은 고온에서 저온으로 변화하기 때문에 특히 팽

물유 등은 왁스분의 석출에 의한 세관의 폐쇄를 일으키지 않아야 한다. 또 좁혀짐에 의한 물리적 전단을 받기 때문에 윤활유에는 전단 안정성이 요구된다. 냉동기에는 여러 가지의 유기재료가 사용된다. 밀폐형 압축기에는 전기절연 재료로서 절연필름이, 개방형에는 실링재료로 고무가 이용된다. 자동차에서는 배관에 유연한 고무관이 많이 사용되므로 냉동기유는 이러한 유기재료에 대해서 안정해야만 하고 윤활유가 침투되지 않을 것이 요구된다.

3.6 기 타

대체냉매 응용기술로 개발되어야할 분야는 이외에도 대단히 많다. 축열기술, 요소의 실제 성능시험 결과가 입력되는 사이클 해석, 실링, 단열, 건조제, 누설탐지 및 회수기술, defrosting, 제어시스템 등이 해당하는데 여기서는 생략하기로 한다.

4. 자연냉매

물, 공기, NH₃, N₂, CO₂, propane, butane, helium 등은 인공화합물이 아니고 지구상에 자연적으로 존재하는 자연 생성물이므로 지구 환경에 추가적으로 미치는 악영향이 전혀 없어 최근에 다시 관심의 대상이 되고 있다. 오존층 문제가 대두되기 전까지 CFC 냉매에 비하여 자연냉매가 많이 사용되지 않았던 이유는 각각 나름대

로의 문제점이 있었기 때문이다. 예를 들어 물은 작동범위에서 비체적이 커 체적순환량이 과도하게 크다. CO₂는 작동압력이 지나치게 높고, 탄화수소계는 폭발성이 문제점으로 지적되어 왔다. 그러나 앞으로는 지구환경 보전을 위하여 자연냉매에 관한 연구가 부활되리라 전망된다. 면적이 좁고 인구가 밀집해 있는 유럽은 환경에 대한 관심이 어느 지역보다도 높아 일찍부터 자연냉매에 대한 관심이 지속되어 왔다. 독일에서는 탄화수소, 노르웨이에서는 이산화탄소에 대한 연구가 활발하게 진행되고 있다.

자연냉매 중 암모니아는 높은 효율과 우수한 특성을 지니므로 약 100년 전부터 흡수식과 증기압축식 냉동 사이클의 작동유체로 널리 사용되어져 왔다. 다만 작동 압력이 높고 인체에 해로운 특성을 지니므로 관리인력이 상주하는 대용량의 산업체에 주로 사용되어 왔고 소형에는 특수한 목적에만 이용되었었다. 최근에는 암모니아를 소형에 적용하려는 연구가 진행되고 있다. 소형에 적합하기 위하여는 기존 대형 시스템에 사용되어 온 수냉식보다는 설치 및 관리가 용이한 공냉식이 개발되어야 한다. 냉매로서의 암모니아에 관한 특성은 Lorentzen⁽¹⁵⁾에 잘 기술되어 있다.

4.1 물

물을 냉매로 하는 냉동 사이클에 관한 연구는 환경문제가 대두되면서 최근에 많이 진행되고 있다.^(16~20) 물은 환경에 대한 피해가 전혀 없으며

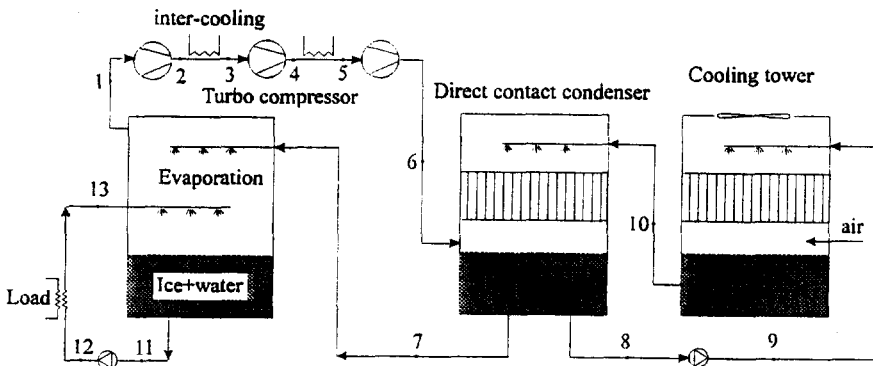


그림 11 물을 냉매로 하는 얼음축 제조 시스템

어디서나 손쉽게 얻을 수 있을 수 있는 장점이 있다. 그림 11은 한국과학기술연구원에서 연구 중인 얼음축 제조 시스템의 개략도를 나타낸다. 심야전력을 이용하여 얼음을 생성하여 주간의 피크냉방부하를 담당하는 것이 목적이다. 얼음은 잠열을 이용하므로 물에 비하여 축열량이 대단히 많다. 이 시스템의 가장 큰 장점은 열수송매체, 냉매 및 냉각수가 하나의 작동유체 즉 물이라는 점이다. 이 경우 열교환 방식은 직접 접촉식이 되어 열교환기가 필요 없음을 물론 효율도 좋다.

여러 장점에도 불구하고 지금까지 물이 냉매로 사용되지 않았던 가장 큰 이유는 압축기가 취급해야 할 과도한 체적유량과 높은 압축비에 있다. 동등한 냉동능력을 지닌 R12를 작동유체로 하는 냉동 사이클(증발온도 -5°C , 응축온도 40°C) 시스템과 비교하면 물의 경우 성적계수는 약 16% 좋으나 체적유량은 약 200배, 압축비는 약 2.1배 커야한다. 이렇게 많은 체적유량을 담당하기 위하여는 용적형보다는 터보형 압축기가 고려되어야 하며 회전수도 20,000 RPM 이상의 고속이 되어야 한다. 이 경우 고진공으로 작동되는 압축기의 실링이 문제가 된다. 다만 작동압력범위가 5 kPa 이하이므로 터빈 날개의 재질로 금속이 아닌 가벼운 재질을 사용할 수 있다는 이점이 있다.

물은 기체비열값이 작아 압축과정 동안 온도가 많이 상승한다. 효율이 80%인 압축기로 0.61에서 4.67 kPa로 압축할 경우 출구온도는 약 220°C 가 된다. 이 경우 과열손실이 커지므로 일반적으로 중간 냉각을 실시해야 한다. 중간냉각에는

물을 분사시키는 방법과 간접 열교환시키는 방법이 있다.

4.2 이산화탄소

CFC 냉매가 출현하기 이전 이산화탄소는 암모니아와 더불어 냉매로서 가장 많이 사용되었다. 그러나 CFC의 등장으로 CO_2 의 사용은 점차로 감소하였고 최근에는 특수한 용도를 제외하고는 거의 쓰여지고 있지 않다. 이산화탄소의 가장 큰 장점은 자연물질이므로 환경에 추가적으로 미치는 피해가 전혀 없고 안정성이 뛰어나다는 점이다. 그 외에도 일반 윤활유와의 양호한 상용성, 회수 불필요, 소형화 가능 등이 장점으로 열거될 수 있다.

노르웨이에서는 자동차용 공조시스템에 이산화탄소를 이용하는 실용화 연구를 오래 전부터 진행해왔다^(21, 22). 이산화탄소는 인체와 환경에 무해하여 회수가 불필요한데 이 특성은 특히 자동차용 냉매로 적합하다. 자동차는 진동이 많고 냉매 유로 연결부위가 견고하지 못하여 다른 시스템에 비하여 냉매의 누설량이 많다. 통계에 의하면 자동차용 냉매 중 약 2/3은 충전용으로 사용된다고 한다.

그림 12는 CO_2 와 R12의 p-h 선도를 나타낸다. 두 냉매의 직접 비교를 위하여 같은 값을 갖는 좌표계를 사용하였으며 두 개의 등온선($0, 40^{\circ}\text{C}$)이 표시되었다. 이산화탄소의 임계압력은 31.1°C 로 무척 낮아 냉동 사이클 a-b-c-d-a를 구성할 경우 방열과정은 임계점 이상에서 일어나고 증발과정은 임계점 이하에서 일어난다. 임계

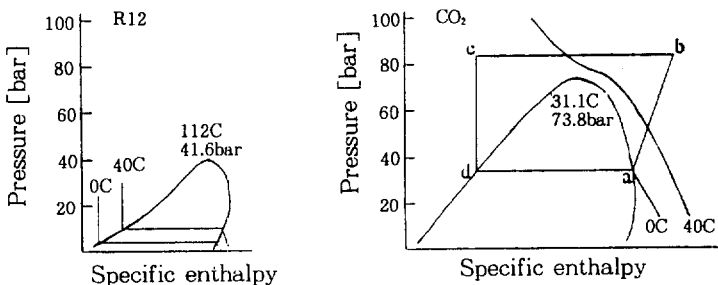


그림 12 이산화탄소와 R12의 p-h 선도

점 이상의 압력에서는 포화과정이 존재하지 않으므로 등압과정이라 할 지라도 온도는 변화한다. 이 방식에서는 냉동능력, 압축기 동력 및 COP가 압력에 따라 변하므로 고압을 제어하는 기능이 필요하다. 증발온도와 열방열시의 최소온도를 고정할 경우 COP를 최대화시키는 최적 방열압력이 존재한다. 일반적으로 고압측은 외기 온도에 따라 결정되는데 25°C일 때는 80bar, 45°C일 때는 110bar로 정한다.

그림 13은 Lorentzen⁽²¹⁾의 특허인 CO₂ 냉동 시스템을 보여준다. 교축밸브의 개폐를 조절하면 밸브와 압축기를 통과하는 냉매유량이 변하고 고압측의 압력이 변한다. 밸브의 개폐를 감소시키면 receiver로 유입되는 냉매량은 순간적으로 감소한다. 압축기로 들어가는 냉매량은 일정하므로 고압측의 냉매량과 압력은 상승하게 된다. 따라서 사이클은 a-b-c-d-e-f-a에서 a'-b'-c'-d'-e-f-a로 변한다. 밸브의 개폐를 증가시키면 고압측 압력은 감소하며 사이클은 a'-b'-c'-d'-e-f-a로 변한다. 밸브가 연속적으로 고압측의 압력을 조절하도록 설계된다. 내부 열교환기는 증발기로부터 나온 냉매를 완전하게 증발시키며 전체 시스템의 효율을 상승시킨다. 열방출온도가 과도하게 높을 경우, 내부 열교환기는 냉동능력이 0이 되는 것을 방지한다. 방열기 출구에서의 온도는 외기 온도보다 약간 높은 거의 일정한 값을 유지하도록 한다.

실험결과에 의하면 CO₂ 시스템은 R12에 비하여 효율이 동등하거나 약간 높다. 이산화탄소

냉동 사이클에서 압축기 입구 압력은 보통 30-40 bar이고 출구 압력은 80-110 bar의 범위를 가진다. 그러므로 CO₂의 압축비는 2.5~3.5 범위인데 반하여 R12는 5-7의 압축비로 작동한다. 압축기의 등엔트로피 효율은 압축비가 감소함에 따라 좋아지므로 낮은 압축비에서 작동하는 CO₂가 유리하다. 한 예로 주변온도가 43°C일 때, 압축비가 3.8인 CO₂ 압축기의 효율은 70%이고, 압축비가 6.5인 R12의 경우는 50%이다. 이산화탄소 시스템의 평균유효압력은 크므로 흡배기 밸브사이에서 일어나는 압력차로 인한 손실이 작다. 임계점 이상 영역의 온도구배 열전달 특성 이용하면 공기의 입구온도는 CO₂ 방열기 출구온도와 거의 같게 할 수 있어 효율 향상이 가능하다.

이산화탄소 이용 냉동시스템이 실용화되려면 다음과 같은 문제점을 해결해야 한다. 첫째 CO₂에 적합한 고효율, 고신뢰성, 소형, 경량의 압축기가 개발되어야 한다. 이산화탄소 압축기는 고압에서 작동(최대 150bar)하고 소행정(20~30 cm³)을 이루는데 이 경우 왕복형이 가장 적절하다. 평균 압력이 크므로 누설 방지에 효과적인 피스톤링이 필요하다. 윤활유는 보통의 mineral oil을 사용해도 되지만 고온에서의 성능저하에 대한 원인 규명이 필요하다. 열교환기에는 증발기, 가스쿨러(방열기) 및 내부 열교환기가 있다. 작동압력범위가 고압이므로 작은 직경의 관을 많이 배열하는 방식이 유리하다. 따라서 공기측 전 열면적이 증가하고, 경량화가 가능하며 고압에

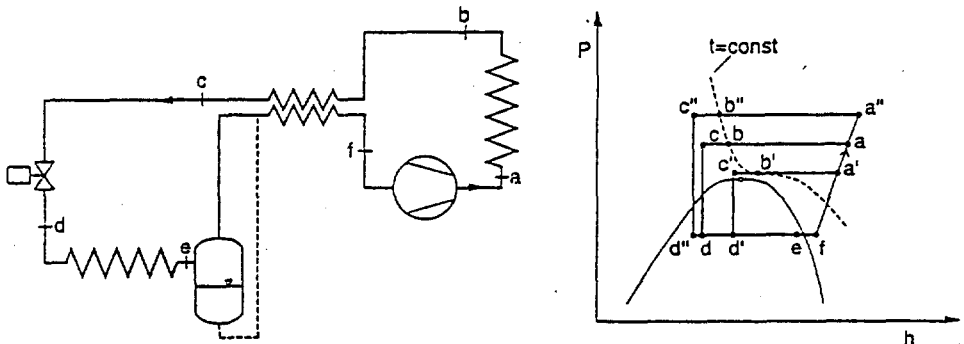


그림 13 CO₂ 냉동 사이클

대한 내구성이 증가한다. 또한 내부 체적과 압력 손실이 감소한다. 냉매측 전열면적은 감소하지만 CO₂의 우수한 열전달 특성으로 보상된다. 방열기에서는 온도구배를 이용한 대향류 열교환에 의해 효율을 높일 수 있다. 공기풍량이 적어도 되므로 저속에서도 효율이 좋은 원심력식 송풍기를 사용한다. 이산화탄소 시스템은 고압측을 조절하는 새로운 제어방식이 요구된다. 순환량이 압력에 비례하므로 에너지 효율을 극대화시키는 제어기법이 필요하다. 따라서 팽창밸브, 센서, actuator와 제어기가 개발되어야 한다. 압력범위가 높으므로 연결부위, 실링, 키플링이 고압에 견딜 수 있어야 한다. 소음, 진동, 신뢰성 및 동적 반응성이 고압의 영향으로 기존 시스템에 비하여 더 문제가 된다.

4.3 탄화수소

프레온 냉매를 대체하는 다른 시도로 탄화수소 계열 냉매가 고려되고 있다⁽²³⁻²⁶⁾. 탄화수소는 오존층파괴지수가 0이며 온난화지수도 대단히 작다. CO₂의 온난화지수를 1이라고 할 경우, 프로판은 3, R134는 1200, R12는 7300이다. 프로

판은 냉매로서 우수한 열역학적 특성을 가지고 있다. 분자량이 44인데 이는 터보압축기에 적합한 수치이다. 전달 물질치도 기존 프레온계 냉매에 비하여 우수하다. 프로판은 일반 냉동유와의 상용성이 뛰어나며 가격이 낮고 구입이 용이하다. 다만 유일한 단점은 가연성인데 공기 체적당 2.2%의 프로판이 혼합되어 있으면 폭발의 위험성이 존재한다. 시스템 내부의 압력을 대기압보다 높게 유지하면 누설이 발생한다 해도 공기가 내부로 유입되지 않으므로 폭발에 필요한 혼합물 성분이 형성되지 않는다. 프로판은 포화액체와 기체 사이의 엔탈피차가 크므로 동등한 냉동능력을 얻기 위하여 냉매가 덜 필요하다. R12와 비교하면 프로판은 약 반 정도의 냉매만 주입하면 된다. 가정용 냉장고인 경우 프로판 충전량은 30 g 이하이다.

R12를 탄화수소로 대체하려는 연구가 진행 중이다. 어떠한 탄화수소도 순수물질로는 R12의 포화압력곡선과는 일치하지 않으므로 탄화수소끼리의 혼합물이 고려되고 있다. 그중 프로판(R290)과 이소부탄(R600a)을 mole비 반씩 혼합한 것이 R12의 증기압과 유사한 특성을 보인다. 그림 14는 R12, 프로판 및 프로판/이소부탄(56/44)의 실험결과이다. R12에 비하여 탄화수소 혼합물의 성능이 더 우수하며 순수한 프로판의 성적계수가 가장 높다.

그 동안 폭발성이 문제가 되어 냉매 후보 대상에서 제외되어 왔지만 가정용 시스템에 적용할 경우 충전량이 적고 새로운 안전장치의 개발로 위험부담이 줄어들었다. 현재 독일에서는 여러 회사가 탄화수소를 냉매로 하는 냉장고를 상품화하여 1994년부터 판매 중이며 성능도 우수한 것으로 판명되고 있다(표 2).

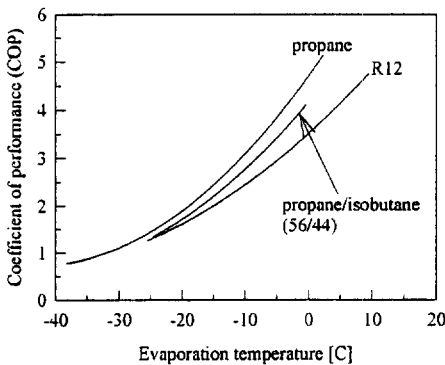


그림 14 R12, 프로판, 프로판/이소부탄의 성적 계수

표 2 독일에서 시판되고 있는 탄화수소를 냉매로 하는 냉장고(100 liter)

회사	Bosch	Foron	Siemens
냉매 [g]	isobutane(22)	propane/isobutane(24)	isobutane(22)
전력소비 [kWh/day]	0.37	0.50	0.36

5. 대체 사이클

기존 증기압축식을 대체하는 사이클은 여러 가지가 있으나 여기서는 흡수식과 2개의 기체 사이클만 다룬다.

5.1 흡수식 사이클

냉동 사이클에서는 증발기에서 흡수한 열을 응축기에서 방출시키기 위하여 증발압력에서 응축압력까지 상승시킬 필요가 있다. 증기압축식은 비체적이 큰 기체 상태를 압축하므로 압축기의 소요동력이 크다. 이에 비하여 흡수식은 기체 상태의 냉매를 액상인 흡수제에 흡수시킨 후 가압하므로 소요동력이 무시할 수 있을 정도로 작다. 흡수된 냉매를 분리시키기 위하여 별도의 열원이 필요하지만 열원의 단가가 압축식의 동력원인 전기에 비하여 약 1/3 밖에 안되고 폐열 등의 이용이 가능하므로 운전경비가 저렴해진다. 흡수식은 냉매/흡수제 조합으로 많이 사용되고 있는 NH₃/H₂O, H₂O/LiBr가 환경에 미치는 피해가 없어 프레온 대체 사이클 중의 하나로 환영받고 있다. 흡수식은 용도 및 운전 특성에 따라 제1종, 제2종, 1중효용, 2중효용 등 여러 가지 방식이 개발되어 있다. 흡수식의 작동 원리 및 특성에 관하여는 문헌⁽²⁷⁾을 참조하고 여기서는 압축식과 흡수식을 혼합한 특수 사이클에 대하여 기술하기로 한다.

열펌프는 건물의 냉난방, 폐열회수, 저온/고온 열원 공급에 적합하므로 최근 그 수요가 증가하고 있다. 일반적으로 소용량에는 압축식, 대용량에는 흡수식이 적용되고 있는데 개별적으로 사용되었던 이 두 방식을 조합하면 작동범위영역이

증가하고 성능 향상이 가능하다. 유럽에서는 압축식-흡수식 혼합 사이클에 대하여 오래 전부터 원리가 알려져 왔고 여기에 대한 많은 실험 자료가 축적되어 있다. 미국에서는 최근 10여년전부터 이론에 바탕을 둔 실용화 연구가 진행 중이다. 일본에서도 기업을 중심으로 혼합 사이클의 이론/실험적인 해석에 노력을 기울이고 있다. 선진국들의 연구 결과를 종합해 보면 작동유체로는 NH₃/H₂O, R22/E181이 많이 사용되며 다양한 사이클 회로와 열교환 방식이 제안되고 있다.

혼합 사이클은 압축식 또는 흡수식 단독으로 쓰여지고 있는 방식에 비하여 많은 장점을 지니고 있다. 등압과정인 재생기와 흡수기에서 작동유체의 온도구배를 이용한 COP 증가, 저온/고온 열원 동시 공급, 혼합물의 농도 변화를 이용한 부하량 조절 기능, 낮은 압력비로 인한 소요동력 저감, 폭넓은 작동유체 선정 가능, 등압축비일 경우 고승온폭 가능, GAX(generator-absorber heat exchanger) 도입 등이 장점으로 열거될 수 있다.

그림 15는 NH₃/H₂O 이용 고승온용 혼합사이클을 나타낸다⁽²⁸⁾. 이 사이클의 특징은 재생기에서 외부 열원이 필요치 않고 대신 응축기에서 방출되는 열을 사용한다는 점이다. 증발부에서 기화된 냉매는 재생기에서 흡수제로부터 분리된 기체와 더불어 압축기로 보내진다. 압축기에서 온도와 압력이 상승된 냉매는 고온의 흡수기에서 열을 방출한다. 여기서 기체 일부는 흡수제에 흡수되고 나머지는 응축기로 보내진다. 응축열은 재생기 가열에 사용되어 효율적인 에너지 사용이 이루어진다. 응축기에서 나온 냉매는 팽창밸브를 거치면서 온도와 압력이 하강하여 증발부에 들어

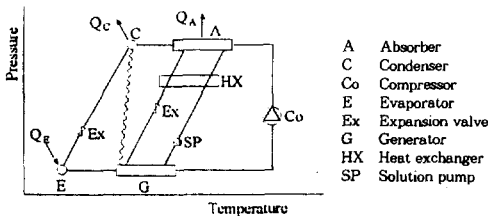


그림 15 고승온용 압축식-흡수식 혼합 사이클

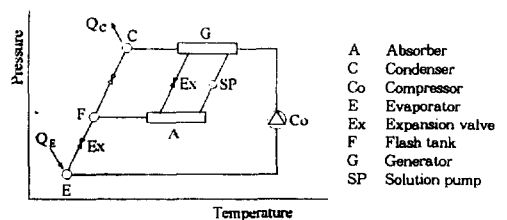


그림 16 고효율용 압축식-흡수식 혼합 사이클

가 냉각과정에 사용된다. 흡수기에서 냉매를 흡수한 강용액은 팽창밸브를 거쳐 재생기에 들어가 열원을 공급받아 냉매를 증발, 분리시킨다. 약용액이 된 용액은 solution pump에 의해 흡수기로 보내져 다시 냉매를 흡수할 준비를 갖춘다. 각 지점에서의 대략적인 온도는 다음과 같다. 응축부 50°C, 재생부 45°C, 증발부 -20°C, 흡수부 100°C가 되어 온도 상승폭이 기존 방식으로 얻어지는 약 50°C에 비하여 월등히 높은 120°C나 된다.

그림 16은 고효율용 혼합 사이클을 나타낸다. 압축기에서 토출된 고온, 고압의 과열증기는 재생기 열원으로 사용되어 별도의 열원이 필요 없게 된다. 응축기에서 나온 액체 상태의 냉매는 교축과정을 통하여 flash tank에서 포화증기와 포화액으로 나누어진다. 이 중 포화증기는 흡수제에 흡수되고 남아 있는 포화액은 2차 교축과정을 통하여 온도가 더 하강한다. 이 때 증발부 입구 냉매온도는 flash tank가 없는 경우에 비하여 더 낮기 때문에 효율은 더 증가한다. 이 방식으로는 COP를 5~15% 정도 향상시킬 수 있다.

5.2 Brayton 사이클

기체사이클(gas cycle)은 공기, 헬륨 또는 수소 등의 기체를 작동유체로 하여 압축, 팽창 및 열교환 등의 과정을 통해 냉동 효과를 얻는 사이

클로 작동유체가 운전범위 내에서 기체 상태를 유지하는 한 작동유체의 물성은 사이클의 기본적인 작동 원리와 상관 없으므로 거의 모든 종류의 기체를 작동유체로 사용할 수 있는 장점을 지닌다. 실용적으로는 공기나 헬륨 등의 기체가 주로 사용되고 있는데, 이러한 기체는 손쉽게 구할 수 있을 뿐만 아니라 인체에 무해하며 환경적으로도 안정하다. 특히 공기를 작동유체로 사용할 경우에는 작동유체를 직접 냉난방 공간에 유입하여 이용할 수 있으므로 열교환기를 생략할 수 있어서 열교환기에서의 손실을 제거할 수 있으며 제작비 절감은 물론 시스템 구성도 간단해진다. 작동유체의 상변화 과정을 수반하지 않으므로, 증기압축식과는 달리 운전조건의 결정시 작동온도와 작동압력을 독립적으로 결정할 수 있으며 따라서 작동 온도 및 시스템 용량 조절이 용이하다. 이러한 조절에 따른 시스템의 성능 변화도 증기압축식에 비하여 적기 때문에 한 대의 기기를 넓은 온도 범위에 적용할 수 있다.

한편 기체 사이클의 냉동효과는 저온부에서의 온도상승과 정압비율의 곱으로 나타내지는데, 이는 냉매의 잠열을 이용하는 증기압축식에 비하여 절대적으로 작으므로 충분한 냉동용량을 얻기 위해서는 기체의 질량유량을 증가시켜야 한다. 질량유량을 증가시키기 위해서는 작동유체의 체적유량을 증가시키거나, 밀폐형 시스템으로 하여 작동압력을 증가시켜야 하는데, 이 경우 압력손

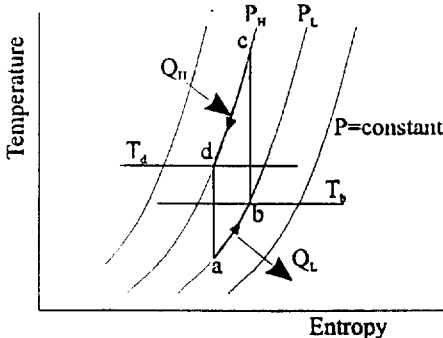
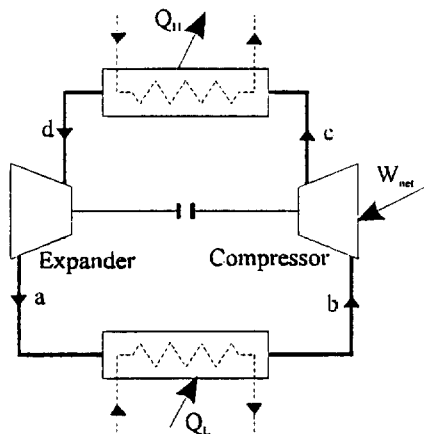


그림 17 Simple Brayton 냉동 사이클

실 및 기계손실이 증가하여 기기의 효율이 감소하게 된다. 또한 기체는 열전달 관점에서 볼 때 매우 비효율적이므로 큰 열교환기를 필요로 하며 이 열교환기의 크기는 열전달, 시스템 크기, 비용, 압력손실 등을 고려하여 결정하여야 한다. Brayton 사이클을 이용한 냉동사이클은 기본적으로 Brayton power 사이클을 역으로 동작시켜 냉동효과를 얻는 것으로 시스템의 구성 및 열역학 선도는 그림 17에 나타낸 바와 같다.

작동유체를 이상기체로 하는 Brayton 냉동 사이클의 성적계수는 압축, 팽창 과정을 등엔트로피 과정으로 가정하고 관로에서의 압력손실을 무시할 경우 다음과 같이 간단하게 나타낼 수 있다.

$$COP = \frac{h_b - h_a}{(h_c - h_b) - (h_d - h_a)} = \left[\left(\frac{P_H}{P_L} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]^{-1}$$

이 식은 압력비가 감소할수록 성적계수가 무한대로 증가하는 것을 나타내지만 이 경우 사이클의 냉동출력이 감소하므로 순환유량이 증가하여야 하고 이에 따라 손실도 증가한다. 냉동사이클에서는 T_d 와 T_b 가 외기조건에 의하여 고정되므로 압력비는 무한히 감소시킬 수 없으며 다음과 같은 최소값을 가진다.

$$\left(\frac{P_H}{P_L} \right)_{min} = \left(\frac{T_d}{T_b} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

단순 사이클에서는 고온과 저온의 온도차가 클수록 압력비가 증가하여야 하지만 재생기를 도입할 경우 비교적 작은 압력비로도 큰 온도차를 얻을 수 있다. Brayton 냉동사이클의 효율은 증기압축식에 비하여 낮고 각 구성요소의 효율에 크게 의존한다. 그러나 이 사이클은 구성이 간단하므로 증기압축식에 비하여 신뢰성이 높아 유지비용이 적게 들 뿐만 아니라, 공기를 작동유체로 사용할 경우 작동유체를 직접 냉난방에 사용할 수 있는 장점이 있어 식품의 급속 냉동, 냉동 수송 장치 등에의 적용이 기대된다.

5.3 스테링 사이클

스테링 사이클 냉동기기는 이미 오래 전부터 극저온 냉동기로 널리 사용되던 것으로 최근 들어 증기압축식 냉동기를 대체할 목적으로 상온부근에서 운전되는 기기를 개발하기 위한 연구가 진행되고 있다. 이상적인 스테링 냉동 사이클은 그림 18에서 보는 바와 같이 등온 팽창, 등적 가열, 등온 압축, 등적 냉각의 4개의 과정으로 이루어진다. 작동순서를 설명하면 다음과 같다.

- a-b : 작동유체는 저온실린더에서 팽창하면서 열을 흡수하여 등온상태를 유지한다.
- b-c : 저온피스톤과 고온피스톤의 평행이동으로 작동유체는 체적이 일정한 상태에서 고온 실린더로 이동하며, 재생기를 거치면서 가열된다.
- c-d : 고온실린더로 이동한 작동유체는 열을 방출하며 등온 압축된다.

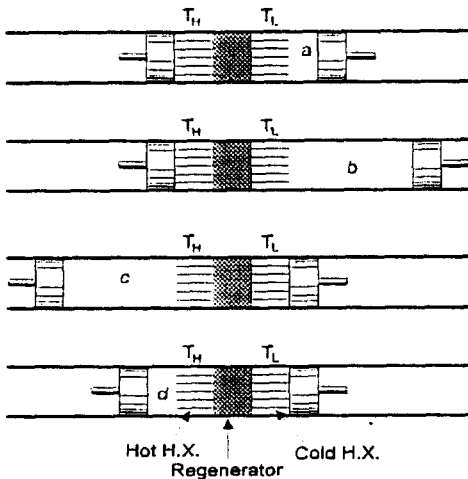


그림 18 스테링 냉동 사이클의 4 과정

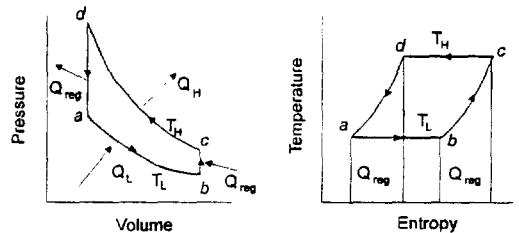


그림 19 스테링 냉동 사이클의 P-v, T-s 선도

d-c : 압축된 작동유체는 저온실린더로 이동하며, 재생기에 열을 방출하여 등적 냉각된다.

이 사이클 T-s 선도에서 쉽게 알 수 있는 바와 같이 Carnot 사이클과 동일한 효율을 가지므로 높은 효율을 나타낸다(그림 19). 그러나 이상적인 작동, 특히 각 실린더에서의 등온 팽창 및 등온 압축 과정을 실현하기 위해서는 충분한 열전달 면적을 확보하여야 하는데 실린더 표면적만으로는 부족하므로 열교환기를 따로 설치한다. 이 경우에도 실린더 내부 작동유체는 팽창 압축시 등온과정으로부터 벗어나 거의 단열과정으로 되며, 이는 효율을 감소시키는 중요한 요인이 된다. 이러한 손실은 고온부와 저온부의 온도차가 작을, 즉 상온대역에서 운전되는 스테링 냉각기에서 더욱 심각해지며, 이에 의한 COP의 감소는 Carnot 사이클 COP의 절반정도에 이른다. 이러한 손실을 줄이기 위해서는 무엇보다도 충분한 열전달 면적을 확보할 수 있도록 실린더 형상을 설계하여야 하며, 또한 단열압축시 온도가 적게 상승하는 기체, 즉 비열비가 작은 기체를 작동유체로 선정하는 것이 유리하다. 이러한 관점에서 작동유체로서 헬륨(1.68)보다는 수소(1.40)가 유리하며, 이에 의한 COP의 향상은 20%에 달한다.

한편 열교환기가 차지하는 체적은 작동유체의 압축과 팽창과 기여하지 않는 불용체적으로서 기기의 최소체적에 대한 최대체적의 비를 감소시켜 압력비가 낮아지게 하므로 기기의 비출력을 감소시키는 요인이 된다. 비출력이 작은 것은 스테링 사이클 기기의 공통적인 문제점으로서, 이를 해결하기 위해 통상 실린더 내부는 수십에서 수백 기압 정도로 가압되며, 이에 따라 축밀봉 및 윤활 문제가 아주 중요한 문제로 대두된다. 스테링 사이클 냉동기를 실용화하기 위해서는 열교환기의 최적설계가 가장 중요하며 이와 더불어 축밀봉과 윤활문제를 해결하여야 하는 등 여러가지 난제가 남아있다. 그러나 이 스테링 사이클 기기는 이론적으로 모든 열기관 중 최고의 효율을 가졌기 때문에, 연구성과에 따라서는 가장 훌륭한 대체 사이클로 실용화될 수 있는 가능성을 가지

고 있다.

5.4 기 타

이외에도 대체사이클로 연구되고 있는 분야는 무수히 많다. 예를 들어 건조냉방, 수소흡장식 냉동, Vuilleumier 냉동, thermoelectric 냉동, 저온 재생형 냉동, 자기냉동, 열음향 냉동, 고체/기체 화학흡착식 냉동, 맥동관 냉동 등이 해당된다. 이 방식들 중 실용화가 된 것도 있지만 대부분은 아직 효율이 낮으며 단가도 비싼 단점을 지니고 있다. 이와는 별도로 용도에 따라 특수한 냉동기법이 요구되는 분야도 있다. 전기자동차는 기존 오염물질 배출 자동차와는 달리 환경에 미치는 피해가 없으므로 선진국에서는 조만간 실용화를 목표로 연구개발 중이다. 기존 자동차용 공조시스템은 냉방인 경우 엔진의 구동력으로 압축기를 구동하였고 난방인 경우 연소에 의한 열을 이용하였다. 그러나 전기자동차인 경우 공조문제는 복잡해지며 특히 난방에 대한 해결책이 어려운 실정이다. 냉방으로는 기존의 증기압축식 외에 건조냉방이 검토되고 있다.

6. 결 론

이상으로 프레온 대체물질 이용기술에 대하여 살펴보았다. 지구환경문제는 환경오염과 파괴가 한 나라에 국한되는 것이 아니라 지구전체로 확산되기 때문에 국제사회의 중요 쟁점이 되고 있다. 환경파괴에 의한 인류의 비극적 종말이라는 인식이 팽배해지고 하나 뿐인 지구를 살리기 위하여 국제적 공감대가 형성되면서 국제적 오존층 환경보존협약인 몬트리올 의정서가 등장하게 되었다. 선진국에서의 프레온 물질 규제에 대한 정책을 살펴보면 정부와 산업체 간의 상호협조체계가 잘 이루어지고 있다는 사실을 알 수 있다. 정부는 산업계의 상황과 능력을 고려하여 적절한 대책 마련과 정책 결정을 하고 있다. 예를 들어 미국의 SNAP(Significant New Alternative Policy) 제도는 업계의 불확실성을 최소화하기 위하여 초기 결정시 시간적 지연을 피하고 불확실성이 존재하는 경우에 피해가 최소화하도록 노

력하고 있다. 국내도 산학연이 역할분담을 통하여 상호협력 하에 슬기롭게 프레온 대체 냉매 문제를 대처해 나가야겠다.

참 고 문 헌

1. Molina, M. J. and Rowland, F. S., 1974, "Stratospheric Sink for Chlorofluoro-methanes : Chlorine Atom Catalysed Destruction of Ozone", Nature, Vol. 249, pp. 810~812.
2. 공기조화·냉동공학, 1991, 특집 : CFC 및 대체냉매, 기획 : 원성필, 윤창현, Vol. 20, No. 3.
3. 공기조화·냉동공학, 1992, 특집 : CFC 및 대체냉매 이용기술, 기획 : 오명도, Vol. 21, No. 3.
4. Midgley, T. and Henne, A. L., 1930, "Organic Fluorides as Refrigerant", Industrial and Eng. Chemistry, Vol. 22, No. 5, pp. 449~452.
5. McLinden, M. O. and Didion, D.A., 1987, "Quest for Alternatives", ASHRAE J., Dec., pp. 32~42.
6. Lee, B. I. and Kesler, M. G., 1975, "A Generalized Thermodynamic Correlation based on Three-parameter Corresponding States", AIChE J., Vol.21, No. 3, pp. 510~527.
7. Wu, G. Z. A. and Stiel, L. I., 1985, "A Generalized Equation of State for the Thermodynamic Properties of Polar Fluids", AIChE J., Vol. 31, No. 10, pp. 1632~1644.
8. Kim, Y, Sonntag, R. E. and Borgnakke, C., 1995, "Generalized Equation of State for Refrigerants", ASHRAE Transactions, Part 1, pp. 1~16.
9. Piao, C. C., Sato, H. and Watanabe, K., 1991, "Thermodynamic Charts, Tables, and Equations for Refrigerant HFC-134a", ASHRAE Transaction, pp. 268~284.
10. Kim, Y. and Sonntag, 1994, "Estimation of Transport Properties of Refrigerants", ASME WAM, Nov. 6~11, Chicago, Illinois, Paper No. 94-WA/HT-7.
11. Bullard, C. W. and Radermacher, R., 1994, "New Technologies for Air Conditioning and Refrigeration", Annu. Rev. Energy Environ., 19, pp. 113~152.
12. 김영일, 강병하, 1995, 평판편이 부착된 공냉형 암모니아 용축기 해석, 공기조화냉동공학회 동계학술발표 논문집, pp. 62~67.
13. Webb, R. L., 1994, "Principles of Enhanced Heat Transfer", John Wiley & Sons, New York..
14. 김용찬, 1994, "냉동공조용 대체냉매의 선정 및 적용시의 문제점과 대책(Ⅱ)", 어선, 제60호, pp. 19~22.
15. Lorentzen, G., 1988, "Ammonia : An Excellent alternative", Int. J. Refrigeration, Vol. 11, pp. 248~252.
16. Van Orshoven, D. Klein, S. A. and Beckman, W. A., 1993, "An Investigation of Water as a Refrigerant", J. Energy Resources Technology, Vol. 115, pp. 257~264.
17. Albring, P., 1994, "Water as a Refrigerant in Refrigeration Plants with Mechanical Compression", New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning, Proceedings of Refrigeration Science and Technology, Hannover, Germany, May 10~13, pp. 735~742.
18. Hackensellner, T. and Jurisch, C., 1994, "Water-A Working Fluid for a Compression Heat Pump with a Liquid Ring Compressor", New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning, Proceedings of Refrigeration

- tion Science and Technology, Hannover, Germany, May 10~13, pp. 755~764.
19. Madsboll, H., Minds, G., Nyvad, J. and Elefsen, F., 1994, "The State of Art for Water Vapour Compressers and Cooling Plants using Water as Refrigerant", New Applications of natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning, Proceedings of Refrigeration Science and Technology, Hannover, Germany, May 10~13, pp. 743~754.
 20. Paul, J., 1994, "Water as Natural Refrigerant", New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning, Proceedings of Refrigeration Science and Technology, Hannover, Germany, May 10~13, pp. 97~108.
 21. Lorentzen, G. and Pettersen, J., 1993, "A New, Efficient and Environment Benign System for Car Air-Conditioning", Int. J. Refrigeration, vol. 16, No. 1, pp. 4~12.
 22. Pettersen, J., 1994, "An Efficient New Automobile Air-Conditioning System based on CO₂ Vapor Compression", ASHRAE Transaction, Vol. 100, Part 2.
 23. James, R. W. and Missenden, J. F., 1992, "The Use of Propane in Domestic Refrigerators", Int. J. Refrigeration, Vol. 15, No. 2, pp. 95~100.
 24. Kim, M. S., Mulroy, W. J. and Didion, D. A., 1994, "Performance Evaluation of Two Azeotropic Refrigerant Mixtures of HFC-134a with R-290(propane) and R-600a(isobutane)", J. Energy Resources Technology, Vol. 116, pp. 148~154.
 25. Richardson, R. N. and Butterworth, J. S., 1995, "The Performance of Propane/isobutane Mixtures in a Vapour-compression Refrigeration System", Vol. 18, No. 1, pp. 58~62.
 26. 임병한, 박윤범, 유환규, 정동수, 김종보, 1995, "프로판/이소부탄 혼합냉매를 적용한 가정용 냉장고의 성능에 관한 연구", 공기조화냉동공학논문집, Vol. 72, No. 2, pp. 249~265.
 27. Gosney, W. B, 1982, "Principles of Refrigeration", Cambridge university Press.
 28. Alefeld, G. and Ziegler, F, 1992, "Prospects of Sorption Processes as Means for Energy Savings", Proceedings of Refrigeration, Energy and Environment, June 22~24, Norway, pp. 61~71.