

공조용 증기 압축식 열펌프

Vapor Compression Heat Pump for Air Conditioning

박 일 환 *
Park Il - Hwan

1. 서 론

증기압축식 열펌프의 기본이론은 19세기초 Carnot에 의해 확립되었지만 실용적인 열펌프(열증식기)를 제창한 것은 William Thomson(후에 Kellvin 경)이었다. 19세기 후반에서 20세기 전반에 걸쳐 냉동기는 급격히 발전하여 산업설비, 공기조화설비로서 널리 보급되어 왔으나 열펌프(난방기)는 그 원리가 제창된 후 100여년이 지난 1930년대에 들어서면서 실험적 설치 및 설계를 위한 연구, 실물의 전시 등이 이루어졌다. 유럽에 있어서 최초의 주목할 만한 열펌프 설비는 1938년 하천수를 열원으로 사용하고, 열매체가 R12이며 회전식 압축기를 이용한 175 kW 출력의 쥘리히 시민회관 난방용 열펌프이었다.

영국, 미국 등에서도 1940년대부터 설치되어 왔으며, 1950년대부터 본격적으로 시장 상품으로 출하되었다.

한편, 일본은 1925년 열펌프 이론이 잡지에 소개되었으며, 일본 최초의 열펌프는 1932년 개인주택에 설치된 것이었다. 그러나 열펌프의 본격적인 개발보급시기는 1960년대부터 라고 할 수 있다.

이와 같이 세계 각국에서의 열펌프의 개발은 그 원리가 제창된 후 100여년이 지난 후

부터이었으며, 그 보급이 미미한 상태이었다. 그러나 1970년대의 석유파동이후에너지절약에 관심을 가지면서 에너지 절약효과와 대기 오염 방지효과가 큰 열펌프에 대한 선진각국의 연구개발 노력으로 그 기술이 급격히 발전하였으며, 고효율, 저소음, Compact화로 열펌프의 보급이 급신장하고 있다.

2. 열펌프의 원리

2.1 Carnot Cycle 열펌프

물질이 절대온도 영도(零度) 이상인 한 그 물질의 내부 분자운동에 의해 갖고 있는 내부에너지는 물질의 온도를 더욱 낮추므로써 얻어낼 수 있다. 이와 같이 어떤 물질(저열원)의 온도를 낮추어 얻어낸 내부에너지를 열로서 끌어 올려 이것을 고온의 물질로 전달하는 장치가 열펌프이다.

열펌프는 단순한 역열기관과 같은 원리로서 열기관은 고온의 열원에서 열을 저열원쪽으로 배출하면서 동력을 얻어내는 것이지만, 열펌프는 그림 1에서 알 수 있는 바와 같이 저온 열원에서 열을 빼내어 이것을 고온측으로 이동시키기 위한 동력이 필요하다. 열기관은 열효율을 W/Q_H 로 표시하지만 열펌프의 경우는

* 한국동력자원연구소 열동력연구실

Q_H/W 로 표시하여 성적계수라 한다. 한편 Q_L/W 로 표시한 것은 냉동기의 성적계수를 말하는 것으로, 가역적인 경우 $Q_H=W+Q_L$ 이므로(열펌프의 성적계수) = (냉동기의 성적계수)+1의 관계가 성립된다.

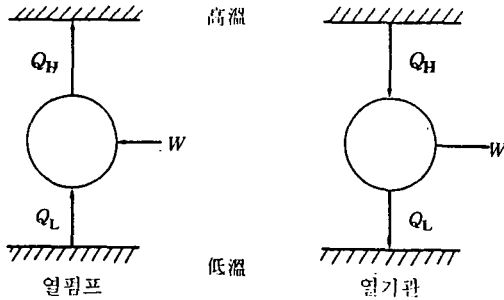


그림 1. 열펌프 및 열기관의 열역학적 모델

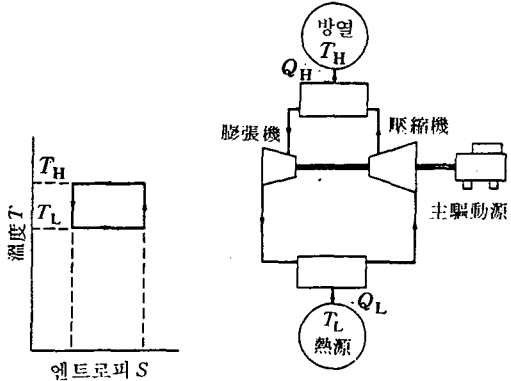


그림 2. Carnot 열펌프 사이클

그림 2의 Carnot Cycle은 2개의 온도 사이에 운전되는 가장 표준적인 열펌프용 사이클이다. 열은 T_H 에서 등온적으로 방열하고 T_L 에서 등온적으로 흡열하며, 팽창과 압축은 등엔트로피적으로 행하여진다. Carnot Cycle 열펌프의 성적계수는

$$COP = \frac{T_L}{T_H - T_L} + 1$$

로 표시된다.

2.2 Rankin 사이클 열펌프

2.2.1 기본 사이클

Rankin 사이클의 증기압축 열펌프 기본회로

는 그림 3에서 알 수 있는 바와 같이

- 4 → 5 등압변화(증발과정)
- 5 → 1 등 엔트로피 변화(압축과정)
- 1 → 3 등압변화(응축과정)
- 3 → 4 등 엔탈피 변화(팽창과정)

으로 구성되어 있다. 따라서 열펌프는 증발기 압축기, 응축기, 팽창 밸브, 등의 기본요소로서 이루어져 있으며, 작동열매체는 저열원으로부터 열을 받아 증발하며, 이 증기는 압축기에서 고온고압으로 압축되어 응축기에서 고온상태로 응축된다. 이 응축과정에서 방출하는 열을 이용할 수 있다. 액화된 작동 열매체는 감압 밸브를 통해 팽창되어 증발기로 되돌아 오게되며, 이와 같은 사이클을 반복한다.

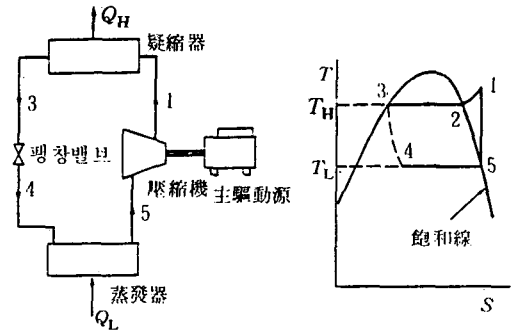


그림 3. 증기압축식 열펌프 사이클

2.2.2 열펌프 사이클에서의 비가역성에 대한 열역학적 검토

이상적인 열펌프의 역 Carnot Cycle의 T-s 선도는 그림 2와 같이 장방향으로, 열펌프 구동동력 W에 의해 저열원으로부터 열량 Q_L 을 끌어 올려, 열량 Q_H 를 외부에 공급한다. 그러나 실제 사이클에는 그림 4에서 알 수 있는 바와 같이 각 과정에서 비가역손실이 있으며 이 비가역손실을 감소시키므로써 사이클 효율을 향상시킬 수 있다. 특히 팽창 과정에 팽창밸브 대신에 팽창기를 도입하여 동력을 회수하면 사이클 효율이 향상된다.

1) 팽창과정에서의 동력회수 효과

그림 4(a)는 팽창과정(3 → 4)에 동력회수기를 도입하여 등 엔트로피 팽창시켜 동력을 회수한 것으로 이 동력을 압축과정(1 → 2)에 공급하여 압축일을 절감시킨 사이클이다. 이

가역 사이클에서는 외부에서의 공급일(압축 일 - 동력회수기 출력)은 L_C 이며, 저열원에서 끌어 올린 열량은 Q_{ES} 가 된다. 그림 4(b)는 팽창과정이 팽창밸브에 의한 등 엔탈피 과정으로, 압축과정에 필요한 동력은 점 2와 점 1 사이의 엔탈피 차 Δh_C 로서

$$\Delta h_C = h_2 - h_1 = (\text{면적 } 5ca\ 235) - (\text{면적 } 5ca\ 1645) = (\text{면적 } 1235461)$$

이다. 또 그림 4(a)에서 동력회수기의 출력은 점 3과 점 4의 엔탈피 차 Δh_{RT} 로

$$\Delta h_{RT} = h_3 - h_4 = (\text{면적 } 35cb\ 43) - (\text{면적 } 45cb\ 4) = (\text{면적 } 3453)$$

이다. 그림(b)에서, 증발과정에서 저열원으로부터 끌어 올린 열량 Q_E 는(면적 16dal)에 상당하며 그림(a)의 Q_{ES} 에 비해(면적 64bd 6)만큼 작다. 이 차는 팽창 밸브에서의 엔탈피 증가가 ΔS 라면, $Q_{ES} - Q_E = (\text{면적 } 64bd\ 6) = T_L \Delta S$ 와 같다. 여기서 팽창 밸브에 의한 팽창과정(3→6)은 가역 등엔트로피 팽창과정(3→4)에 의한 발생동력을 열로 변화시켜 작동 열매체를 점 4까지 가열하여 점 6의 상태가 되는 과정(3→4→6)과 같으므로 팽창시의 발생동력은(면적 3543)=(면적 64bd6)= $T_L \Delta S$ 가 된다. 즉 팽창기를 도입함으로써 얻어질수 있는 동력이 열 $T_L \Delta S$ 로 변화되어 버리므로 가역 사이클에 비해 동력이 (면적 3543)만큼 더 필요하게 되며, 저열원에서 끌어 올린 열량도 (면적 64bd6)만큼 작게 된다. 그러나 공급열량은 저열원에서 끌어 올린 열량 Q_E 와 압축기 입력 ($L_C + \Delta h_{RT}$)의 합으로, 면적으로 표시하면 $Q_E + (L_C + \Delta h_{RT}) = (\text{면적 } a123546da) = (\text{면적 } a1234bda)$ 이 되므로 그림(a)의 동력회수기가 있는 사이클과 동일하다.

2) 팽창과정의 비가역성

그림 4(c)에서 팽창기의 내부효율이 100%가 아닌 경우는, 팽창중점 8이 가역 등 엔트로피 팽창중점 4와 등 엔탈피 팽창중점 6의 사이에 오게되고 이 경우 팽창기출력 $\Delta h_{RT}'$ 는

$$\Delta h_{RT}' = h_3 - h_8 = (\text{면적 } 35cb\ 43) - (\text{면적 } 85cb\ 8) = \Delta h_{RT} - T_L \Delta S_{RT}$$

이다. 즉 팽창기 출력은 (면적 3543)보다 (면적 84be 8)만큼 감소하게 되고, 이때 압축기 입력은 그림(a)의 경우 보다 $T_L \Delta S_{RT} = (\text{면적 } 84be\ 8)$ 만큼 증가한다. 그러나 공급열량은 그림(a) 및 (b)와 동일하다.

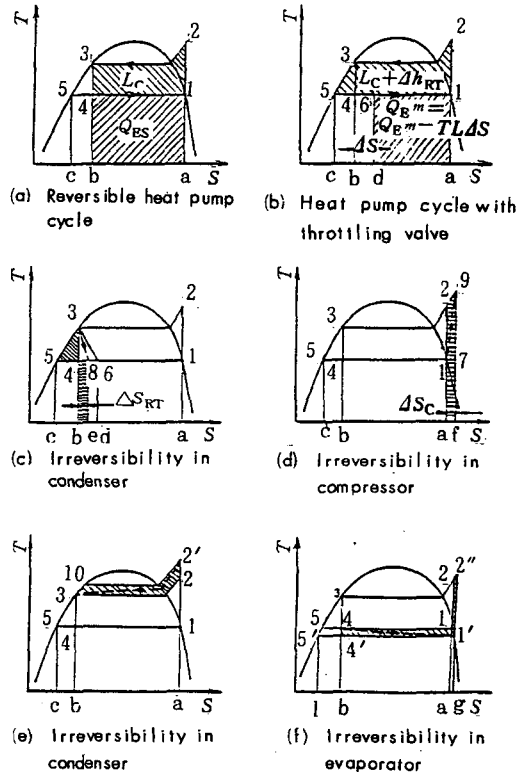


그림 4. Irreversibility of heat pump

3) 압축과정의 비가역성

압축과정이 가역 등 엔트로피 변화의 경우에는 압축중점이 그림 4(d)의 점 2이지만, 압축기의 내부효율이 100%가 아닌 경우에는 점 9의 압축중점으로 이동하여 비가역 변화를 한다. 이 경우 압축기 입력 $\Delta h_C'$ 는

$$\Delta h_C' = h_9 - h_1 = (\text{면적 } 935cf\ 9) - (\text{면적 } 15cal)$$

이며, 만일 팽창과정(3→4)이 등 엔트로피 변화라면 팽창일을 회수하므로 외부에서 압축기에 공급하는 일은

$$\Delta h_{c'} - \Delta h_{RT} = (\text{면적 } 9341af9)$$

이 된다. 따라서 가역 등 엔트로피 변화의 경우보다 압축일이 (면적 92af9)만큼 증가한다. 이 때 저열원에서 끌어 올린 열량은 (면적 14ba1)이고, 열펌프에 의한 공급열량은 (면적 934bf9)가 된다.

4) 응축과정에서의 비가역성

응축기내에서 압력손실이 없는 경우에는 그림 4(e)에서 압축기에서의 압축중점 점 2 까지 압축하면 되지만, 응축기에서 압력손실이 있는 경우에는 점 2'까지 압축해야 하므로 압력손실에 기인한 압축기 입력의 증가분 $\Delta h_{c''}$ 는

$$\Delta h_{c''} = h_2' - h_2$$

으로 그림에서 사선부인 (면적 22' 103)과 같다. 따라서 이 경우 외부에서 공급하는 압축기일은 (면적 2' 10 3412')이며, 저열원에서 끌어 올린 열량은 (면적 14ba 1) 이고, 열펌프의 공급열량은 (면적 2' 10 3ba2')과 같다.

5) 증발과정에서의 비가역성

그림 4(f)에서 증발기내에 압력손실이 있어 비가역과정이라면, 가역과정인 (4 → 1) 에서 과정(4 → 1')으로 증발하게 되며 이때 압축기 입력의 증가분은

$$\Delta h_{c'''} = (h_2'' - h_1') - (h_2 - h_1)$$

이 되며 그림에서 사선부의 면적에 상당한다. 따라서 외부에서 공급하는 압축기일은 (면적 2''34' 1' 2'')이고, 증발기에서 저열원으로부터 끌어 올린 열량은 (면적 1'4bg1')이며 열펌프의 공급열량은 여기에 압축기일을 더한(면적 2'' 3bg 2'')과 같다.

2.2.3 열펌프의 실제 사이클

전술한 바와 같이 사이클의 각 과정에서의 비가역성이 사이클효율에 미치는 영향은 대단히 크며, 실제사이클에 있어서는 구성요소의 성능에 따라 그림 5에서와 같은 비가역성이 존재한다. 압축기에 액상의 열매체가 유입되지 않도록 하기위해 일반적으로 압축기 입구에서의 열매체의 상태를 ⑤'와 같은 과열증기 상태에서 유입시킨다. 이런 열매체의 과열에

따라, 압축기 용량의 증대, 압축기 출구에서의 열매체 토출온도의 증가에 의한 토출밸브의 손상 등의 문제점을 갖고 있다. 또한 압축기일은 W' 가 되어 등 엔트로피 압축에 필요한 일 W 보다 커지게 되며, 단열효율은 W/W' 로 표시할 수 있다.

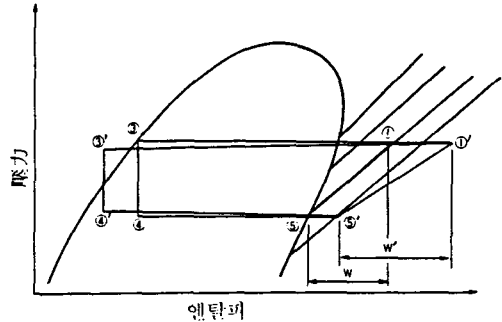


그림 5. 실제적인 증기압축 열펌프 사이클

한편 압축기의 성능을 나타낼 수 있는 기계 효율과 용적효율은 다음과 같이 표시된다.

$$\text{기계 효율} = (\text{압축기 입력}) / (\text{엔탈피의 증가를} \times \text{질량유량})$$

$$\text{용적효율} = (\text{처리한 질량유량} \times \text{유입구에서의 비체적}) / (\text{단위시간당 토출량})$$

용적효율은 압축기의 용량 선정에 있어서 주요인자라고 할 수 있다.

또한 그림 5에서 과정(①'-③')인 실제사이클의 응축과정과 과정(④'-⑤')인 증발과정은 열교환기를 통과하면서 소량의 압력손실을 수반하는데 이로 인해 열교환기 내에서의 등온 변화가 약간 변하게 된다. 또 응축기 출구에서는 과냉각의 상태인 점 ③까지 응축시키는 것이 일반적이는데 이것은 액체상태가 되지않은 기액 2상류상태에서 팽창변을 통과하게 되면 팽창변이 소기의 유량을 통과시키지 못하게 되기 때문이다. 이러한 과냉각은 증발기에 유입하는 유량을 감소시키게 된다. 그러나 응축기 출구의 과냉각과 압축기 입구의 과열을 위해, 이들 사이에 내부 열교환기를 도입하면 그 목적을 달성할 수가 있다. 즉 그림 6에 표시한 바와 같이 열교환기를 도입하므로 점③과 점

③' 사이의 고온 열매체의 엔탈피를 점⑤와 점 ⑤' 사이의 과열에 이용함에 따라 COP에는 직접 영향을 미치지 않고 그 목적을 성할 수 있다.

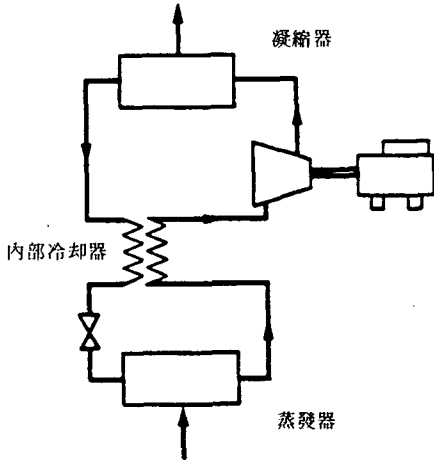


그림 6. 내부냉각기를 갖고 있는 증기압축 열펌프 사이클

2.2.4 에너지 유효이용률

COP는 열펌프의 유용성의 척도를 나타내지만 1차 에너지 유효이용률의 측면에서 열펌프를 평가할 수 있는 parameter가 필요하다. 즉 각종 연료라던가 에너지원으로 열펌프를 구동하는 일의 변환효율도 고려된 것으로 다음과 같이 표시된다.

$$PER = \frac{\text{(열펌프에서 공급된 유효열량)}}{\text{(소비된 1차 에너지)}}$$

열기관을 이용하여 열펌프를 구동하였을 때, 이 열기관의 열효율이 η 라면 PER은

$$PER = \eta \times COP$$

로 표시할 수 있다. 이 PER은 주거용 난방, 공장공정용 가열원 등의 열공급에 열펌프를 이용하였을 때, 종래의 보일러 등에 의한 열공급과 비교하여 열펌프가 어느 정도 유리한가를 나타낼 수 있는 parameter이다. 예를 들면 열기관 구동 열펌프를 열공급을 하는 경우 열기관의 열효율이 0.4이고 열펌프의 COP가 3이라면 $PER = 0.4 \times 3 = 1.2$ 로서 열펌프는 연료의 직접 연소에 의한 열공급의 경우보

다, 보일러의 열효율이 100%라 하더라도 20%나 많은 열을 공급할 수 있다. 만일 여기서 열기관의 배열을 회수한다면 PER은 더욱 증가할 것이다.

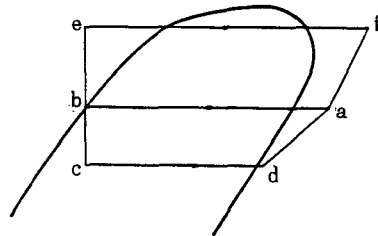
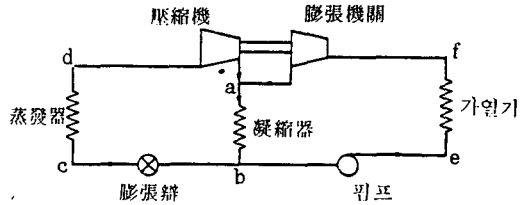


그림 7. Rankin-Rankin 사이클

2.3 Rankin-Rankin 사이클

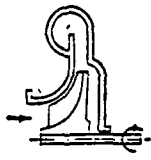
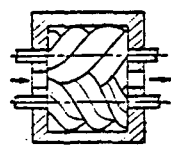




Rankin 사이클의 동력기관으로 Rankin 사이클의 열펌프를 구동하였을 때 이 열펌프 시스템의 사이클을 Rankin-Rankin 사이클이라고 한다. 이러한 두 Rankin 사이클의 조합은 하나의 응축기만을 사용할 수 있는 단일 열매체 사이클과 각각 다른 열매체를 사용하는 이원 열매체 사이클이 있다. 그림 7에 이 사이클의 개략도와 P-v선도 예시하였다. 이 사이클은 두 Rankin 사이클이 단일 열매체를 사용하는 경우로서, 그림에서 a, b, c, d의 각 점이 전술의 증기 압축 사이클과 동일한 사이클이며, a, b, e, f는 동력 사이클이다. 이 사이클에서 압축기와 구동용 팽창기는 회전형의 로타리형 혹은 스크루우형의 기계가 보다 널리 사용되고 있다. e, f 사이의 가열기는 연료를 직접 연소하는 보일러 혹은 고온 열원으로 부터 열을 얻을 수 있는 열교환기를 말하며, 만일 프레온과 같은 열매체를 이용하는 경우에는 열매체 및 Oil의 열적 안정성의 한계 때문에 f점에 달하는 온도의 상한점이 규제될 수밖에 없다.

3. 열펌프의 계획

3.1 압축기의 선정

압축기는 열매체를 압축하는 열펌프 회로중의 심장부로서, 압축하는 프로세스의 차이에서 속도형과 용적형으로 나눈다. 표 1에 압축기의 종류와 특징을 표시하였다. Room Air-Con.,

표 1. 열펌프용 압축기

명 칭	형 식	약 도	특 징
터 어 보 압 축 기	속도형 : 회전하는 익차의 원심력으로 가스를 압축		많은 흡입가스량(~40,000m ³ /h 정도)을 취급할 수 있으므로, 대용량에 적당하다. 1단당 압력상승은 비교적 낮지만, 다단화가 용이하다.
스크루우 압 축 기	용적형 : 암수의 두 회전자가 회전하면서 압축		흡입·토출변이 필요치 않고, 고속회전이 가능하다. 일정회전에서의 연속적용량 제어가 가능하며, 주로 중소용량(~2,500m ³ /h)으로 사용된다.
왕 복 동 압 축 기	용적형 : 실린더와 피스톤 사이에서 압축		중소형으로서 용량은 1,200m ³ /h 정도까지 취급 가능하며, 다기통개어, 회전수제어 등으로 용량제어가 가능하다.
로 타 리 압 축 기	용적형 : 원통 실린더 내에 편심원형 피스톤이 회전하면서 압축		부품수가 왕복동식에 비해 적고, 구조가 간단하여 신뢰성도 높다. 소용량(~500m ³ /h)으로 사용된다.
스크로울 압 축 기	용적형 : 인블루터 곡선으로 된 날개가 붙어 있는 원판에 의해 외측으로부터 내측으로 압축		구조상 누설손실이 적고, 용적효율이 높다. 소용량으로 사용된다.
증기분사식 압 축 장치	속도형 : 고압증기를 노즐로 분사하여 저압부를 만들어 가스를 흡입하여 디퓨저부에서 감속 압축		가동부가 없기 때문에 신뢰성이 크다. 특히 수증기를 압축하는 경우에 유리하고, 중대형 용량까지 제작이 가능하다.

Package Air-Con.에는 왕복동식, 로터리식 압축기가 주로 사용되며, 빌딩의 공조용으로는 원심식 압축기가 사용되어 왔으나, 최근 스크루우 압축기가 실용화되면서, 원심식 압축기의 대체 압축기로서 활용되고 있다. 또한 스크루우 압축기는 소형의 왕복동식 압축기의 대체용으로 그 활용이 기대되고 있다.

왕복동식 압축기를 이용하는 경우, 열매체를 R22, R502를 이용한다면 최고허용 응축온도를 60°C까지 올릴 수 있는 것으로 알려져 있으나 실제로는 55°C 정도가 최고온도이며, 공급온수 온도는 50°C 정도로 잡고 있다.

스크루우 압축기를 이용하는 스크루우 열펌프는 압축기의 특성상 압축효율이 높고, 승온폭도 높다. 스크루우 압축기는 암·수의 회전자가 서로 맞물려 회전하면서 열매체 가스를 압축하며, 압축도중에 윤활유 혹은 열매체를 분사하므로 고압축 가스가 저압축 가스쪽으로 누설되는 것을 방지하며, 압축중의 가스를 냉각시켜 온도를 낮추어 준다. 또한 회전자를 둘러 싸고 있는 케이싱의 밀면에 슬라이드를 설치하여 회전자의 길이를 조절하므로 용량을 제어할 수 있다. 스크루우 압축기는 그 구조상 견고하므로 기·액 2상류의 유입에도 큰 문제가 없으며, 높은 압축비를 얻을 수 있다. 스크루우 압축기의 흡입용적 범위는 63~2,500 m³/h로서 소용량에서 중용량에 이르기까지 적용 가능하지만, 일반적으로 흡입용량의 변화가 적고, 압축비의 변화가 큰 경우에 적당한 기종이라고 할 수 있다.

원심 압축기를 이용하는 전동원심 열펌프는 주로 대용량에 이용되며, 압축 가능한 압축비는 날개의 강도, 원주속도에 의해 결정된다. 일반적으로 날개의 주속도는 400~450m/s가 상한이며, 따라서 Mach수가 1.6의 범위에 있다.

원심 열펌프의 경우 R11를 열매체로 하면 승온폭을 35°C 정도까지 R12, R114를 열매체로 하면 40°C 정도까지 얻을 수 있다.

3.2 작동 열매체의 선정

작동열매체는 넓은 온도범위에 걸쳐 열적

안정성이 요구되며, 실제 여러가지 성질의 것들이 실용화 되어 있다. 특히 현재 냉매의 주류를 이루고 있는 프레온계의 냉매는 그 성질이 다양하여 냉동기 및 공조기 뿐만 아니라 분사제, 발포제, 소화제, 전기절연체 등에도 중요하게 사용되고 있으며, 에너지절약의 견지로부터 폐열회수 혹은 새로운 열기관의 작동열매체로서도 주목되어 왔다. 작동열매체를 크게 분류하면 다음과 같다.

- (1) 할로겐화 탄화수소(프레온)계 : R12, R22 등
- (2) 탄화수소계 : 프로판, 부탄 등
- (3) 원소 및 무기화합물계 : 암모니아, 물, SO₂ 등

열매체에 있어 요구되는 구비조건은 여러가지 있으나, 가장 중요한 성질은 안전성(무독, 불연성, 내식성 등)과 가격이 싸야 할 것이다. 열역학적 특성에 대해서는 각 부의 압력이 크게 높지 않는 범위에서 성적계수가 양호해야 한다. 전열특성은 탄화수소계와 암모니아가 양호하며 일반적으로 프레온계는 이들에 비해 낮은 값을 나타낸다. 열안정성은 고온 열펌프에 특히 중요하며, 프레온계는 100°C 이하에서는 화학적으로 안정되어 있으나, 100°C를 넘으면 열분해가 일어나기 쉽다. 따라서 열매체를 선정할 때에는 압축기의 출구온도를 고려하여 선정할 필요가 있다.

열매체의 선정에는 온도한계 이외에도 흡입용적당의 가열능력의 검토가 중요하다. 왕복동 및 스크루우 등의 용적형 압축기에서는 흡입용적의 상한이 있으므로, 특히 문제시하여 검토해야 하며, 왕복동식 압축기는 약 1,200 m³/h가, 스크루우 압축기는 2,500 m³/h가 흡입용적의 상한이다. 물론 원심 압축기에도 흡입용적의 상한이 있으나, 아주 큰 값이므로 크게 문제되지 않는다. 압축기의 크기는 열매체의 흡입용적당 가열능력에 의해 정해지며, 가열능력이 클수록 압축기는 그 용량을 줄일 수 있다.

흡입용적당 가열능력은 R114가 R11, R113보다 우수하며, 독성도 적고, 기름에의 용해성도 적어, 중온도 범위의 열펌프의 열매체로

서는 R114가 가장 우수한 것으로 생각되고 있다. R114의 응축온도의 상한선으로서는 임계온도 부근에서의 성적계수 저하가 생각되지만, 130°C 정도이다.

보다 높은 고온에서의 열매체로서는 Trifluorethanol가 높은 열안정 온도를 갖고 있으므로 유망시되고 있다. 그러나 가열능력이 R114의 1/10 정도 밖에 되지 않아 압축기의 용량을 크게 해야하는 결점이 있다. 그러나 160~200°C 이상의 고온이 필요한 경우에는 역시 열안정성의 문제가 없는 물(H₂O)가 가장 유망하다. 물의 경우는 온도가 낮아지면 비용적이 급격히 증가하므로, 저열원 온도가 높은 경우에만 유리하다고 할 수 있다. 또한 증기터 어빈 기술이 확립된 현재의 수준으로 볼 때 물 열매체의 고온용 열펌프의 설계 제작에는 큰 문제가 없을 것으로 생각된다.

한편, 최근의 프레온계 열매체에 대한 오존층 파괴 문제로 이들의 생산 및 사용의 규제 움직임이 국제적으로 일고 있으며, 새로운 열매체의 개발과 혼합 열매체에 대한 연구가 활발하다.

3.3 적정 승온폭과 온도 상한

열펌프로 끌어올릴 수 있는 온도 폭, 즉 승온폭은 열펌프의 형태, 작동열매체 등에 따라 차이가 있으나, 스크루우 압축기를 이용하는 경우에는 50~60°C까지의 승온폭을 얻을 수 있다. 그러나 기술적으로 경제적으로 큰 무리가 없는 승온폭은 30°C 전후로 이 정도의 승온폭을 갖는 열펌프는 많은 채용실적을 갖고 있다.

열펌프의 공급온도 상한은 열매체의 특성에 크게 좌우된다. 일반적으로 열매체의 임계온도가 클수록 용급온도의 상한도 크지만 임계온도에 가까울수록 응축잠열이 급격히 감소하여 열펌프의 성적계수도 떨어진다. 따라서 열펌프의 공급온도 상한은 열매체의 임계온도보다 15°C 정도 낮게 결정하는 것이 좋다.

열매체의 열역학적 안정성면에서도 온도상한이 있지만, 이 안정성을 정확히 아는 것은 대단히 어렵다. 뿐만 아니라 열매체중에 윤활

유가 혼합되면 열안정온도가 10°C 이상 낮아지며, 열매체에 따라서는 30°C 이상 떨어지는 경우도 있다.

표 2. 순수 열매체의 성질

열매체	임계온도 [°C]	안정온도상한 [°C]
R12	112	150
R114	145	150
R12B1	155	120
R11	198	130
R113	214	130
F185	233	315
H ₂ O	374	—
NH ₃	132	—

표 2에 순수열매체의 임계온도와 열안정온도 상한을 표시하였다.

한편, 용적형 압축기를 이용하는 경우에는 일반적으로 윤활유의 혼입에 의한 윤활압축이 필요하게 되며, 윤활유의 열안정 온도도 고려되어야 한다. 광물성 윤활유의 경우는 150°C를 넘으면 탄화하게 되며, 합성윤활유도 160°C를 넘을 수 없다. 따라서 고온 열펌프의 경우는 무급유 압축기의 채용이 불가피하다고 할 수 있다.

저열원의 온도는 그 제한이 많지는 않지만 저열원의 종류에 따라 제한할 필요가 있다. 예를 들면 저열원이 물인 경우는 0°C가 될때까지 흡열할 수 없으며, 공기를 저열원으로 하는 경우에도 0°C 이하가 되면, 증발기의 전열면에 Frost 현상이 발생하게 되므로 피하는 것이 좋다.

열펌프는 공급온도가 결정되면, 경제성면에서 승온폭이 필연적으로 결정되고 따라서 저열원의 온도가 정해진다.

또한 압축기의 축에서 밀봉 가능한 압력차에 의해서도 흡입열원의 온도가 제한을 받게 된다. 현재 시중의 냉동기의 경우 축밀봉 압력차는 6kgf/cm²로 알려져 있으며, 이에 상당하는 포화온도가 고려되어야 할 것이다.

승온폭은 적어도 종래의 보일러에 의한 열

공급방식에 비해 1차 에너지 절감이 달성되도록 결정되어야 하며, 이러한 기준으로 볼 때, 성적계수는 전동기 구동의 경우 3 이상이 되어야 할 것이다. 내연기관을 구동원으로 한 경우에는, 실린더 냉각수와 배가스 열원을 유효하게 이용함에 따라 1차에너지의 유효이용율이 100%를 넘어야 할 것이다.

채용할려는 열펌프의 시스템은 성적계수가 클수록, 승온폭이 적을수록 유리한 것은 두말할 것도 없다.

3.4 열펌프 구동 에너지량

저열원으로부터의 흡열열량 Q_e [kcal/h] 으로 구동동력 W [kw] 를 구한다. 냉동기의 성적계수 COP_e 은 다음과 같이 정의된다.

$$COP_e = \frac{Q_e}{860W}$$

또한 열펌프의 성적계수 COP_h 는

$$COP_h = 1 + COP_e$$

이다. 따라서 열펌프의 구동에너지량은

$$W = \frac{Q_e}{860 COP_e} \text{ [kw]}$$

이다. 또한 공급열량 Q_h [kcal/h]를 기준으로 하면

$$W = \frac{Q_h}{860 COP_h}$$

로 표시할 수 있다.

한편 증기터어빈 구동 열펌프의 경우에는 증기터어빈의 증기소비량은

$$G = \frac{860W}{\eta_{ad} \Delta h} \text{ [kg/h]}$$

로 표시되며, 여기서 Δh 는 터어빈 입구와 출구의 증기상태에서 구할 수 있는 엔탈피차(단열낙차), η_{ad} 는 터어빈단열효율이다.

또한 내연기관 구동 열펌프의 경우에는 엔진의 저연료소비량이 에너지 유효이용의 요점이 된다. 비교적 고효율의 디젤엔진과 깨끗한 배가스를 갖고 있는 가스엔진이 열펌프 구동용으로 잘 이용되며, 디젤엔진의 경우는 공급에너지의 1/3정도가 동력으로 변환되어 열펌프를 구동하게 되며 나머지 2/3정도가 실린

더 냉각수 및 배가스 열량으로 배출된다. 실린더 냉각수의 온도는 85~95℃ 정도이고, 배가스의 온도는 350~450℃ 정도이며, 이들 배열을 유효하게 회수 이용하는 것이 전체 시스템 열이용률을 높일 수 있다. 엔진에 유입하는 에너지량을 Q_i 라 하면

$$Q_i = \frac{L}{\eta}$$

이며, 여기서 L 은 엔진의 출력, η 는 엔진효율이다.

한편, 엔진열펌프의 연료이용배율을 τ 라고 하면

$$\tau = \frac{COP_h \cdot L + \epsilon_c \cdot Q_c + \epsilon_g \cdot Q_g}{Q_i}$$

이다. 여기서 ϵ_c 는 실린더 냉각수 열량회수율, Q_c 는 실린더 냉각수 열량, ϵ_g 는 배가스 열량회수율, Q_g 는 배가스 열량을 표시한다.

따라서 엔진의 연료소비량 q [kg/h]는

$$q = \frac{Q_h}{\tau \cdot h}$$

이며, 여기서 Q_h 는 가열열량, h 는 연료의 저발열량이다.

4. 열펌프의 설계순서와 평가

4.1 열펌프의 설계순서

열펌프의 설계는 다음의 순서에 따라 진행한다.

표3. 각 열펌프의 공급온도 비교

열펌프의 기종		구 동 에너지	저열원	공급온도 [°C]
전동기 구동 압축식 열펌프	일반	전 력	외 기 지하수	45
	고온		배 열 태양열	~105
열기관 구동 압축식 열펌프		연 료 증 배	외 기 지하수 배 열 태양열	~160

(1) 필요한 공급온도의 결정

열펌프로 얻을 수 있는 온도는 냉매, 기종에 따라 차이가 있지만 대체로 표 3에 표시된 온도까지는 기술적으로 큰 문제가 없다. 그러나 경제성 면에서의 검토는 별도로 해야 할 것이다.

(2) 적정 승온폭의 결정

승온폭(응축온도-증발온도)가 클수록 경제성이 저하하며, 40~45℃ 이하가 일반적으로 채용되고 있다. 그러나 경제성 면에서 본다면 30~40℃ 정도가 유리하다.

(3) 저열원의 선정

저열원의 부식성, 먼지의 부착성 등에 대한 사전 조사가 필요하다. 배온수를 저열원으로 활용하는 경우에는 자동세척장치 등이 필요하며, 외기를 그대로 저열원으로 이용하는 경우 Frost 문제에 대한 대책이 필요하다.

(4) 적정 열매체의 선정

냉매에 의해 열펌프의 응축온도 상한이 결정되며, 열펌프의 용량도 결정된다. 열매체의 열안정성, 규제 등에 대한 검토도 필요하다.

(5) 적정 구동 에너지원의 선정

구동에너지원으로서 전기, 증기, 가스, 중유 등을 생각할 수 있으며, 경제성, 에너지 질, 안정된 공급 등에 대한 검토가 필요하다.

(6) 열펌프 기종의 선정

응축기에서의 최소온도차의 결정으로 응축온도가 정해지며 증발기에서의 최소온도차의 결정으로 증발온도가 정해진다. (5)의 에너지원, 증발온도, 응축온도에 의해 열펌프용량이 결정되며, 따라서 열펌프 기종을 선정할 수 있다.

(7) 구동에너지량의 산출

3.4의 열펌프 구동 에너지량 산출방법에 따라 구동에너지량을 산출한다. 이외에 저열원 펌프, 온수공급펌프 등 열펌프 시스템에 필요한 전에너지량을 산출한다. 만일 보조열량이 필요한 경우 이에 대한 검토도 고려해야 한다.

(8) 저열원으로부터의 흡열량과 공급열량의 밸런스

저열원 열량이 풍부한 경우에는 문제가 없지만 그렇지 않을 경우에는 부하와 흡열량이 일치하지 않으므로 보조열원 등의 대책이 필요하다.

(9) 열펌프의 용량제어 방법 선정

열펌프로부터 공급하는 열량은 부하에 응하도록 제어할 필요가 있으며, 부분 부하시에도 효율 높은 제어방식을 선정해야 한다. 필요하다면 축열조 등의 설치도 고려할 필요가 있다.

(10) 연간 성적계수의 산출

연간의 공급열량에 대한 열펌프의 유입에너지의 비로서 연간의 장치성적계수를 산출한다.

(11) 제어와 안전설계

열펌프를 경제적으로 또 안전하게 운전하기 위해서는 안전제어 장치가 완비되어야 한다.

(12) Block 선도의 작성

열펌프 시스템을 구성하는 시스템 배치 선도를 그려, 시스템의 구성과 기능을 확실하게 알 수 있도록 한다.

4.2 열펌프 시스템의 평가

열펌프 시스템의 평가에는 여러가지 면에서 검토가 필요하다. 열펌프에 대한 단순상각년수 n 는 다음의 식으로 계산된다.

$$n = \frac{I}{Q(S-E/COP_h)}$$

여기서,

I ; 열펌프 장치 설비비(원)

Q ; 열펌프의 연간 출력량(kwh/year)

S ; 비교할 다른 가열장치로 얻어지는 열량 비용(원/kwh)

E ; 열펌프 구동 에너지 비용(원/kwh)

COP_h ; 열펌프의 성적계수

I 에는 기존장치에 열펌프를 추가 설치하는 경우에는, 기존설비의 제거비용까지 계산해야 하며, S 는 단순한 연료비용 뿐 아니라 보일러 효율, 상각비를 고려한 열충격량당 비용이라야 한다. COP_h 는 열펌프, 웬, 펌프 등을포함하여 열펌프 시스템을 구동하는데 필요한 전체 구동동력을 모두 고려한 것이라야 한다.

n 를 짧게 하기 위해서는

○ 열펌프의 설비비가 낮을 것

○ 열펌프 장치의 운전시간이 길 것

○ 열펌프 장치의 성적계수가 높을 것

등이다.

참 고 문 헌

1. D. A. Reay, Heat Pumps Design and Applications, Pergamon Press, 1979.
2. 大塚政尚, 大山健一, 空調用ヒートポンプ, 日刊工業新聞社, 1987.
3. 井上宇市, 空氣調和ハンドブック, 丸善株式會社, 1982.
4. 電氣書院編集部, ヒートポンプ活用ガイドブック, 電氣書院, 1985.
5. 高田秋一, 四十宮眞次, 工業用ヒートポンプ, 省エネルギーセンター, 1984.
6. 高田秋一, ヒートポンプシステムの計劃, 省エネルギー, Vol.39, No.3, 1987.
7. 朴日煥, 히트펌프를 이용한 폐열회수, 廢熱回收시스템 실무기술, 에너지관리공단 (1988).
8. 박일환, 스크루우식 2상류팽창기의 도입에 의한 열펌프 및 냉동기의 효율향상, 한국동력자원연구소 제3회 에너지절약기술 워크샵논문집(1988).
9. 朴日煥外, ヒートポンプによるエネルギー有効利用, Turbo機械, Vol.13, No.5, 1985.