

## 이원냉동 사이클을 사용한 Cold Trap의 성능에 관한 연구

박종훈, 조금남\*

성균관대학교 대학원, 성균관대학교 기계공학부\*

### Study on the Performance of Cold Trap Using Cascade Cycle

Jonghoon Park, Keumnam Cho\*

Graduate School, Sungkyunkwan University, Sungkyunkwan University\*

#### 1. 서론

Cold trap 장치는 고가의 진공펌프의 진공부하, 부식 및 열부하등의 원인이 되는 수분과 각종 유기 용매가스 등<sup>(1)</sup>을 효과적으로 차단하는 장치이다. 기존에는 드라이아이스 또는 액화 질소를 사용하였으나 이러한 냉매들은 일정시간이 경과할 때마다 지속적으로 냉매를 공급해줘야 하므로 경제적으로 많은 비용이 소비된다. 그러나 cold trap의 경우 자체에 냉동사이클을 구성하여 저온까지 온도를 낮추고 유지할 수 있으므로 유지비가 거의 들지 않는 장점이 있다. 따라서 이러한 저온 냉각을 위한 특수 냉동 시스템의 도입이 필요하다. 일반적으로 저온용 냉동사이클에서는 이단 또는 삼단의 다단 압축 사이클이나 두 개의 사이클을 이용한 이원냉동 사이클<sup>(2)</sup>이 사용되고 있다. 그러나 왕복동식 압축기를 갖는 냉동기에서는 동일한 냉매를 사용할 경우 다단압축을 하여도 저온을 얻는데 그 한계가 있다. 즉, 상당히 낮은 증발온도를 얻으려면 압축비가 너무 커지고 압축기 압축효율과 성적계수 등이 작아지므로 이런 경우 필요로 하는 저온을 얻기 위해서 저온부(low temperature circuit : LTC)에는 비교적 고압의 냉매를 사용하는 사이클을, 고온부(high temperature circuit : HTC)에는 저압의 냉매를 사용하는 사이클을 채택하여 이들을 조합한 이원냉동 사이클<sup>(3)</sup>과 비공비 혼합 냉매를 사용하는 오토캐스케이드<sup>(4)</sup> 사이클을 이용한다. 그러나 오토캐스케이드 사이클의 경우 하나의 압축기를 이용해 저온을 얻어내야 하므로 시스템의 성능이 저하되고<sup>(5)</sup>, 또한 시스템내 누설이 발생할 경우 혼합냉매의 조성이 바뀌어 시스템내 냉매를 완전히 교체해야 하는 문제점이 있다. 이러한 냉동 사이클에는 R-12, 13, 22, 502 등 CFC 및 HCFC계열의 냉매가 주로 사용되어 왔다. 그러나 이러한 냉매들은 국제 환경 기구의 지구 온난화 및 오존층 파괴 방지를 위한 협약<sup>(6)</sup>에 의해 이미 사용이 금지되었거나 그 사용의 제한이 계획되어 있는 실정이다. 따라서 이러한 저온 냉동 시스템에 있어서도 대체 냉매를 사용한 연구가 필요하나 아직 국내외적으로 그 연구가 체계적으로 정립되지 못한 실정이다. 이에 따라 본 연구에서는 HFC계열 대체냉매로서 R-503과 포화압력이 유사하고 적절한 냉동기유의 대처로 유사한 성능을 나타낼 수 있는 R-23<sup>(7)</sup>과 R-22에 비해 성적계수는 동등하거나 5% 정도 떨어지는 저압냉매인 R-134a 냉매를 이원냉동 장치의 저온부와 고온부에 각각 사용하여 실험 변수에 따른 이원냉동 장치의 성능에 미치는 영향을 조사하고자 하였다.

#### 2. 실험장치 및 실험방법

이원냉동 사이클을 사용한 cold trap 성능 실험장치의 개략도는 Fig. 1에 나타나 있다. 실험 장치는 저온부와 고온부로 구성되었고, 구성기기들간의 연결배관으로 6.35 mm 외경의 동관이 사용되었다. 고온부와 저온부에 1/2 hp의 왕복동식 압축기가 설치되었고, 저온부의 응축기에서 고온부의 증발기로 열전달되는 cascade 열교환기는 이중관으로 제작되었고, R-23과 R-134a는 대향류로 흐르게 제작하였다. 고온부와 저온부에 사용된 팽창장치는 내경이 1 mm인 모세관이 사용되었다. 장치 구성기기의 입구와 출구에서의 압력은  $\pm 0.1\%$ 의 정밀도를 갖는 압력 트랜스듀서와 차압계로 계측되었다. 구성기기의 입구와 출구에서의 온도는 표준 RTD 온도계로  $\pm 0.15^\circ\text{C}$  정밀도로 보정된 T형 열전대를 사용하여 계측되었다. 고온부에서의 질량유동률은 고온부 압축기 출구에 위치한 열식 가스질량 유량계(측정범위: 0.01~0.8 kg/min, 정밀도:  $\pm 0.1\%$ )로, 저온부에서의 질량유동률은 저온부 응축기 출구에 위치한 액체 질량유량계(측정범위: 0.045~5.2kg/min, 정밀도:  $\pm 0.015\%$ )로 계측되었다. 저온부에서의 압축기가 무리하게 작동되는 것을 방지하기 위해 고온부의 증발기내 온도가 설정온도에 도달된 후 저온부의 압축기가 구동하도록 온도 컨트롤러가 설치되었다. 이원냉동 장치를 사용한 cold trap의 성능에 영향을 미치는 실험변수들로는 고온부의 증발온도와 고온부와 저온부의 냉매충전량을 설정하였다. 고온부의 증발온도 범위는  $-11, -21, -30^\circ\text{C}$ 로 설정하였고, 고온부의 R-134a 냉매충전량은 500, 600g을, 저온부의 R-23 냉매충전량은 50, 70, 80g으로 설정하였다. 실험변수의 변화에 따른 이원냉동 장치의 성적계수, 압축일, 냉동능력, 단위냉동능력당 체적유동률 및 냉동효율의 영향을 조사하였다.

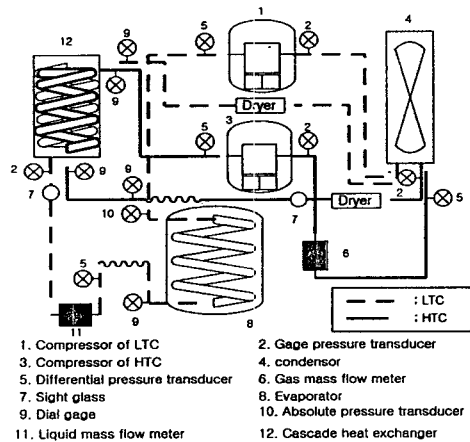


Fig. 1. Schematic diagram of the present experimental apparatus

### 3. 실험결과 및 토의

#### 3.1 이원냉동 사이클을 사용한 cold trap의 P-h 선도

이원냉동 사이클을 사용한 cold trap 성능실험의 변수에 따른 P-h선도를 대표적으로 고온부 냉매 R-134a 냉매가 500g, 저온부 냉매 R-23냉매가 80g 충전되고, 고온부 증발온도가  $-30^\circ\text{C}$ 인 경우 Fig. 2에 나타내었다.

Figure 2에 나타나 있듯이 cascade 열교환기에서의 온도차는  $13.1^\circ\text{C}$ 를 나타냈고, 저온부

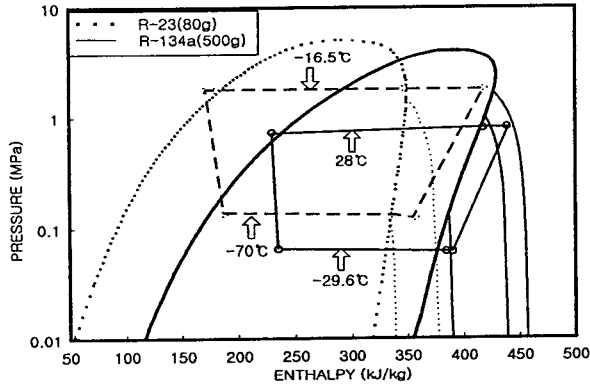


Fig. 2 Pressure-enthalpy diagram of LTC & HTC

증발온도는  $-70^{\circ}\text{C}$ 까지 도달했다. 저온부와 고온부의 과열도는  $27, 13^{\circ}\text{C}$ , 과냉도는  $7, 6^{\circ}\text{C}$ 를 나타냈다. 고온부와 저온부의 응축기와 증발기에서의 압력강하는  $67\text{ kPa}$  이내였다. 저온부의 모세관을 통한 과정에서는 주위로부터의 열전달에 의해 엔탈피가  $11.64\text{ kJ/kg}$  정도 증가하였다. 다른 실험조건에 대한 P-h 선도도 Fig. 2에 나타난 것과 같이 유사하게 나타났다.

### 3.2 냉매충전량에 따른 이원냉동 장치의 성능비교

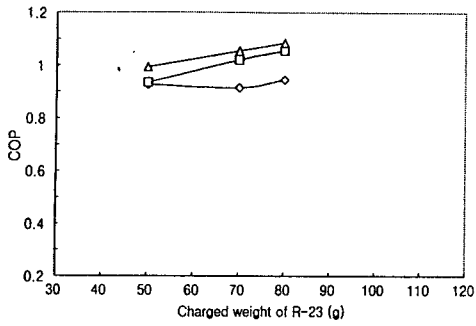
고온부와 저온부의 R-134a 및 R-23 냉매충전량에 따른 이원냉동 사이클을 사용한 cold trap의 성능비교를 Fig. 3에는 성적계수로, Fig. 4에는 냉동효율로 나타내고 있다. 이원냉동 사이클의 성적계수(COP)와 냉동효율( $\eta$ )<sup>(8)</sup>은 식 (1)과 (2)에 의해 얻어졌다.

$$COP = \frac{(COP_{LTC})(COP_{HTC})}{1 + COP_{LTC} + COP_{HTC}} \quad (1)$$

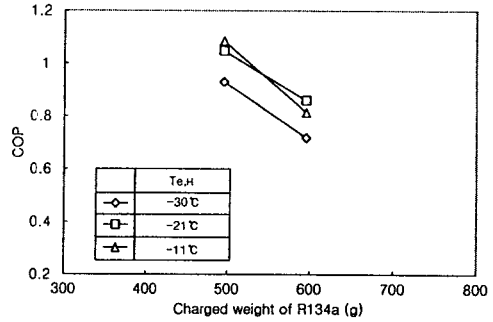
$$\eta = \frac{COP}{COP_{carnot}} \quad (2)$$

Figure 3에 나타난 바와 같이 R-134a가 500g일 때 R-23의 충전량에 따른 성적계수는 고온부 증발온도가  $-21^{\circ}\text{C}$ 인 조건에서 최대 9.26% 정도 증가하나 성적계수에 미치는 냉매충전량의 영향보다 고온부 증발온도의 영향이 더 컸다. R-23이 70g 충전됐고 R-134a가 500g에서 600g으로 증가하는 경우, 냉매충전량에 따른 성적계수는 20%정도 감소하고 증발온도가 낮아짐에 따라 18% 정도 감소하였다. 이원냉동 시스템의 성적계수는 냉매충전량의 영향보다 고온부 증발온도의 영향을 더 받았다. 또한 고온부 증발온도가  $-11^{\circ}\text{C}$ 일 때 성적계수가 최대가 대체로 가장 컸다.

Figure 4에서 나타난 바와 같이 냉동효율은 R-134a를 500g으로 고정시키고 R-23을 50g에서 80g으로 증가시켰을 때 실험 범위내에서 R-23이 80g일 때 최대의 냉동효율을 나타

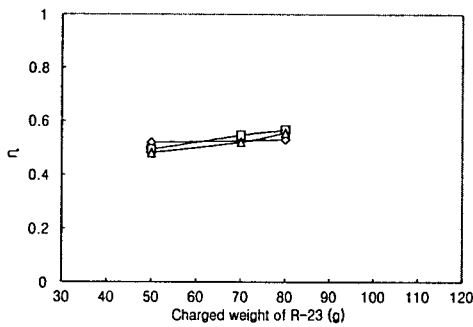


(a) COP for R-134a of 500g

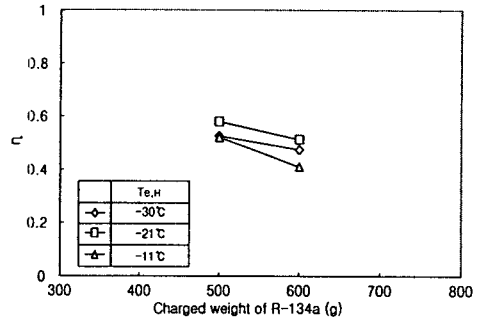


(b) COP for R-23 of 70g

Fig. 3 COP with respect to the charged weight of R-23 & R-134a refrigerants respectively



(a) Refrigerating efficiency for R-134a of 500g



(b) Refrigerating efficiency for R-23 of 70g

Fig. 4 Refrigerating efficiency with respect to the charged weight of R-23 & R-134a refrigerants respectively

냈고 R-23을 70g으로 고정시키고 R-134a를 증가시켰을 경우에는 R-134a의 충전량이 500g 일 때 냉동효율이 더 컸다. 따라서 실험범위내에서 R-23 냉매충전량이 80g, R134a 냉매충전량이 500g인 경우가 최적의 냉매충전량이었다.

### 3.3 고온부 증발온도에 따른 이원냉동 장치의 성능

Figure 5는 고온부 증발온도 ( $T_{e,H}$ ) 에 따른 이원냉동 장치의 압축일과 냉동능력을 나타낸다. 고온부 증발온도가 -30, -21, -11°C로 증가하는 경우 압축일( $\dot{W}_C$ )은 0.302 kW에서 0.294 kW로 2.6%만큼 감소한 후, 0.318 kW로 8.14%만큼 증가되었고, 냉동능력( $\dot{Q}_L$ )은 0.285 kW, 0.31 kW, 0.345 kW로 8.92%, 11.1% 정도로 계속 증가되었다.

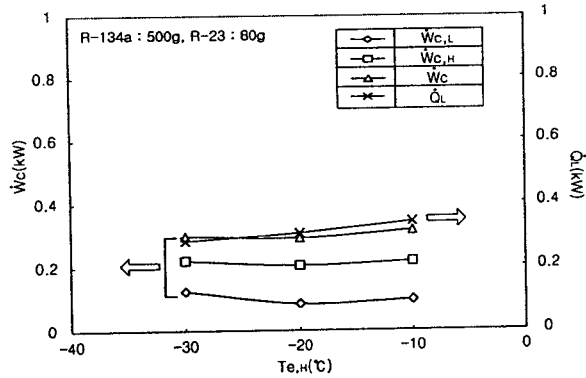


Fig. 5 Compression work and refrigerating capacity

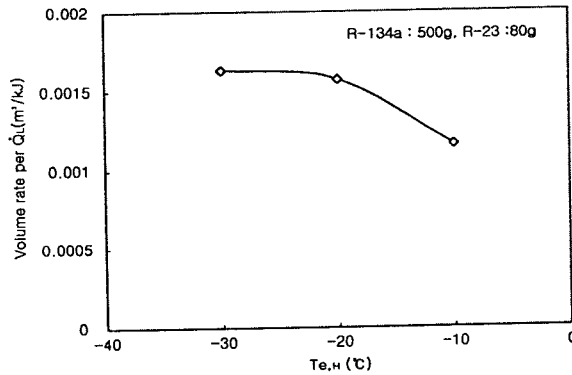


Fig. 6 Volume rate per unit refrigerating capacity

Figure 6은 고온부 증발온도 변화에 따른 단위 냉동능력당 체적유동률의 변화를 나타내고 있다. 고온부 증발온도가 -30, -21, -11°C로 증가하는 경우 단위 냉동능력당 체적유동률은 3.6%, 26.1% 정도만큼 감소되었다. 이는 실험 범위에서 고온부 증발온도를 -11°C로 작동조건을 설정하였을 때 가장 작은 압축기를 사용할 수 있음을 나타낸다.

Figure 7(a)은 고온부 증발온도 변화에 따른 실제 사이클의 성적계수와 Carnot cycle의 성적계수를 나타내고, Fig. 7(b)는 고온부 증발온도 변화에 따른 냉동효율을 나타내고 있다. Fig. 7(a)에 나타난 바와 같이 저온부 성적계수는 Carnot cycle의 성적계수의 90% 정도까지 근접하고 있으나 고온부 성적계수는 Carnot cycle의 성적계수의 57~67% 정도밖에 나타내고 있지 못했다. 고온부와 저온부의 성적계수를 식 (1)에 대입해 구한 이원냉동 사이클 전체의 성적계수는 약 1 정도였으며 고온부 증발온도 증가에 따라 약간 증가했다. Fig. 7(a)에 나타난 실제 및 Carnot cycle의 성적계수를 이용해 식 (2)로부터 구한 냉동효율은 Fig. 7(b)에 나타나 있다. 냉동효율은 고온부 증발온도가 -21°C인 경우가 다른 증발온도 경우보다 1.8% 정도 더 컸으나 차이가 거의 없었다. 이원냉동 사이클을 사용한 cold trap의 성적계수, 단위 냉동능력당 체적유동률과 냉동효율을 종합적으로 고려할 때, 고온부 증발온도가 -11°C인 경우가 가장 우수했다.

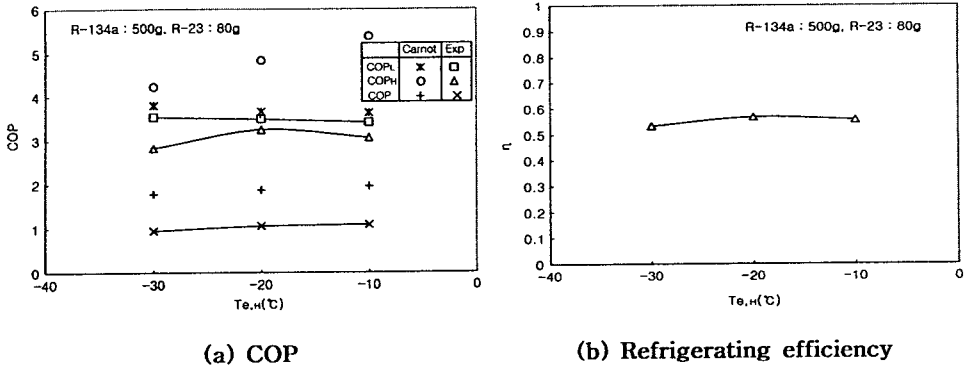


Fig. 7 COP and refrigerating efficiency

#### 4. 결론

- (1) 이원냉동 성능시험 장치의 R-23 냉매충전량은 80g, R-134a 냉매충전량은 500g인 경우가 실험범위 내에서 최적의 냉매충전량으로 나타났다.
- (2) 이원냉동 장치의 성적계수와 냉동효율은 R-23 냉매충전량이 증가할수록 증가했고, R134a 냉매충전량이 증가할수록 감소했으나 냉매충전량의 영향보다는 고온부 증발온도의 영향이 더 컸다.
- (3) 고온부 증발온도가 증가할수록 성적계수와 냉동능력은 증가하였고 단위 냉동능력당 적유동률은 감소하여서, 고온부 증발온도가  $-11^{\circ}\text{C}$ 인 경우가 가장 우수했다

#### ACKNOWLEDGEMENTS

본 연구는 1999년 성균관대학교 지역 컨소시엄사업 지원에 의해 이루어 졌습니다.

#### 참고문헌

- (1) Armarego, W. L. F., Perrin, D. D., 1996, "Purification of Laboratory Chemicals", Butterworth-Heinemann, 4th edition, pp. 1~17.
- (2) ASHRAE, 1998, ASHRAE Handbook-Refrigeration, Chapter 39, pp. 39.1~39.11.
- (3) Stoecker, W. F., 1998, "Industrial refrigeration handbook", McGraw-Hill companies, Inc., pp. 669~687.
- (4) Fulkerson, F., 1988, "Simplified Cascade System Servicing", Business News Publishing Company, Troy, Michigan.
- (5) 박수남, 김민수, 1999, "이산화탄소와 R134a의 혼합냉매를 이용한 오토캐스케이드 냉동 시스템의 성능", 공기조화 냉동공학 논문집, 제11권, 제6호, pp.880~890.
- (6) UNEP, 1992, Copenhagen, Decision, The Fourth Meeting of the Parties to the Montreal protocol.
- (7) Dupont Chemical, wilmington, Dela-ware, 1994, "Using HFC-23 for Very Low Temperature(VLT) Refrigeration", Report ART-21
- (8) Parker, J. D., McQuiston, F. C., 1994, "Heating, Ventilating, and Air Conditioning Analysis and Design", John Wiley & Sons, Inc., pp. 423~438.