

# 오토캐스케이드 방식을 적용한 극저온 칠러 시스템의 실험적 연구

차동안<sup>†</sup>, 권오경\*, 윤재호\*, 김대열\*\*

## An Experimental Study of Cryochiller System Using Autocascade

Dong-an Cha, Oh-kyung Kwon, Jae-ho Yun and Dae-yeol Kim

**Key Words:** Autocascade(다단냉동방식), Cryochiller(극저온칠러), Gas-Liquid Separator(기·액분리기)

### Abstract

The purpose of this study is to investigate the performance of an autocascade refrigeration system using the refrigerant mixtures of R-134a(64~72wt%), R-23(20~25wt%) and R-14(8~12wt%) as working fluids by experiment. The experimental apparatus consisted of a autocascade system with a compressor, condenser, evaporator, gas-liquid separator and cascade condenser, etc. Two main causes to this failure were considered as follows. First, the pressure ratio in the compressor was extremely increased at the beginning of the experiment. Second, the outlet temperature in compressor was higher than its limited temperature. For a stable operation of the compressor, a portion of the mixed refrigerant was by-passed at the inlet of the heat exchanger and transferred directly to the suction of the compressor in the modified system. The experimental parameters were changed weight of R-134a(1800g, 2800g), R-23(700, 800, 900g) and R-14(300, 400, 500g). The results showed that the best performance in case of R-134a of 2800g, R-23 of 900g and R-14 of 500g.

### 1. 서 론

캐스케이드(Cascade) 냉동시스템은 각각의 다른 냉매를 작동유체로 하는 2개의 독립적인 냉동시스템으로 구성되고 상부사이클의 증발기와 하부사이클의 응축기에서의 상호 열교환을 통하여 시스템이 구성된다. 하부사이클의 응축온도가 낮기 때문에 기존의 냉동시스템보다 낮은 저온을 얻을 수 있으나, 상부사이클과 하부사이클을 독립적으

로 압축하기 때문에 2개의 압축기가 필요하다. 하지만 오토캐스케이드(Autocascade) 냉동시스템은 하나의 회로로 구성된 냉동사이클로써 변온비등(Non-azeotropic) 혼합냉매를 사용하며, 하나의 냉매가 다른 냉매에 비하여 응축 또는 증발이 상대적으로 잘 되는 성질을 이용함으로써 이들 상호간의 열교환을 통하여 저온을 얻는 방법이다. 따라서 1개의 압축기로 시스템을 운전할 수 있어 캐스케이드 냉동시스템에 비하여 경제성은 있으나, 시스템 성능이 저하되는 단점이 있다.<sup>(1)</sup> 하지만 비교적 온도변화가 작고 컴팩트한 Chiller를 요구하는 반도체 공정으로의 사용은 가능하다.

반도체 Chiller는 EDS공정에서 과도한 열의 발생에 의해 Chamber내의 Wafer나 주변온도를 일정하게 유지함으로써 공정효율을 개선하는 장비이

† 책임저자, 한국생산기술연구원 열유체시스템팀  
E-mail : cdongan@kitech.re.kr  
TEL : (041)589-8342 FAX : (041)589-8330

\* 회원, 한국생산기술연구원 열유체시스템팀

\*\* (주) PTC

다.

EDS(Electrical Die Sorting) 공정이란 완성된 Wafer 내 소자의 전기적인 동작상태를 테스트하는 공정으로서 Wafer를 고온 (80~120℃) 및 저온 (-10~-100℃)의 극한 상황에서 전기를 인가하여 돌아오는 신호가 정상이면 양품, 비정상이면 불량으로 반도체 Chip을 선별한다. EDS 공정에서 극저온용 Chiller는 Wafer를 극저온 상태로 테스트 할 수 있도록 환경을 유지시켜주는 장치로서, 현재 사용되고 있는 EDS Chiller는 2원 냉동기술을 기초로 R-23, R-404A 냉매와 공랭식 응축기를 이용하여 -70℃까지 하강시켜 Prober 장비 1대의 온도를 -40℃로 유지하는 반면, 본 실험에 사용된 Autocascade EDS Chiller는 수냉식 응축기를 이용하여 -100℃~-110℃까지 하강시켜 Prober 장비 2대의 온도를 -40℃에서 유지되도록 함으로써 경제성과 장비의 소형화를 동시에 만족시킬 수 있는 장점이 있다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

Fig. 1은 본 실험대상인 오토캐스케이드 냉동사이클의 시스템 개략도이다.

장치는 압축기(Compressor), 응축기(Condenser), 팽창밸브(Expansion Valve), 증발기(Evaporator), 열교환기(Heat Exchanger)로 구성되고, 2상상태의 냉매를 기상과 액상으로 분리하기 위한 기액분리기(Gas-Liquid Separator)를 사용하였다.

응축기는 2중관 형식의 대향류 열교환기를 사용하였고 증발기는 판형형식의 대향류 열교환기를 사용하였다. 또한 압축기 구동에 필요한 전력을 측정하는 전력계 및 시스템의 수분을 제거하기 위한 드라이어(Dryer), 불순물을 제거하기 위한 스트레이너(Strainer)를 설치하였고, 냉매를 정확히 충전하기 위하여 정밀 냉매 충전기를 사용하였다. 그리고 과도한 압력상승으로부터 시스템을 보호하기 위하여 안전밸브(Relief Valve)를 압축기 출구에 설치하였다.

냉각수 입·출구에 열전대와 유량계(2~20 l/min)를 설치하여 냉각수 온도 및 유량을 측정하여 응축열량을 계산할 수 있도록 하였으며, 냉각수의

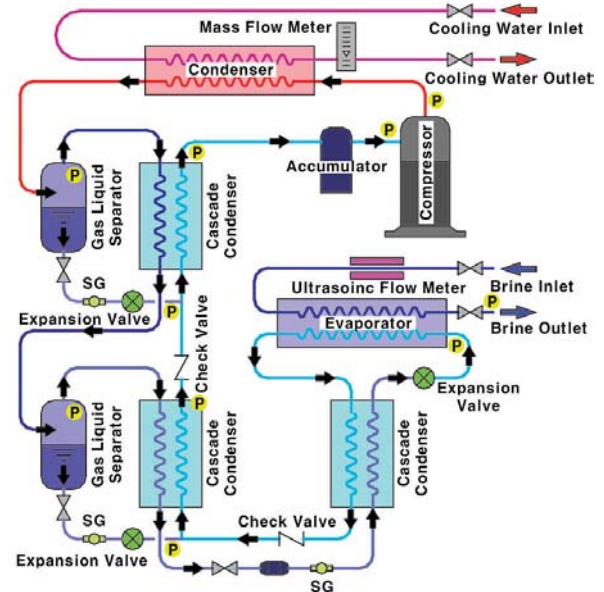


Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup for autocascade refrigeration

온도는 항온조에서 일정온도로 공급할 수 있도록 하였다. 시스템 각 부분의 압력과 온도를 측정하기 위해 고·저압 압력계와 T-type 열전대를 설치하였으며, 측정된 온도는 다채널 온도기록장치(DA100, 30CH)와 RS-232C 케이블을 통해 PC로 전송하여 처리하였다.

### 2.2 실험방법

실험은 저압의 냉매를 먼저 충전하고 고압의 냉매를 충전하였으며 시스템 안정화를 고려해 일정시간(약 10min) 후에 시스템을 운전하였다.

본 실험의 대상냉매 R134a, R23, R14를 이용하여 최단시간에 목표 온도인 -100℃까지 도달하는 시스템 대비 최적 충전량을 실험으로 파악하고자 R134a : 1800g~2800g, R23 : 700g~900g, R14 : 300g~500g 으로 일정량을 변화하여 실험하였고, 냉각수의 온도 및 유량 역시 일정하게 유지되도록 하였다.

브라인 펌프는 운전시간 60min 이후 증발온도를 확인하고 수동으로 운전하도록 하였으며 입구 및 출구에 설치된 밸브를 이용하여 브라인 유량을 조절하였다.

시스템의 온도변화가  $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$  이내, 압력은  $\pm 5\text{kPa}$  이내의 범위에 있을 때 정상상태에 도달하였다고 판단하였다.

**Table 1** Experimental conditions

Parameter	Conditions
Refrigerants	R134a, R23, R14
Cooling Water Flow (LPM)	9
Cooling Water Temp. (°C)	15 (±0.5)
Operating Time (min)	60
Brine Flow (LPM)	4.5

**Table 2** Refrigerants charge conditions

	R134a		R23		R14	
	g	wt%	g	wt%	g	wt%
No.1	1800	64	700	25	300	11
No.2	2800	72	800	20	300	8
No.3	2800	70	900	22	300	8
No.4	2800	68	900	22	400	10
No.5	2800	67	900	21	500	12

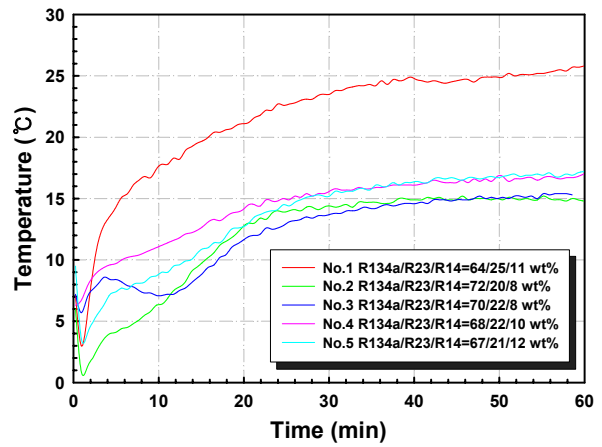
Table 2는 각 냉매의 충전량 및 전체 충전량 대비 비율을 나타낸 것으로 최초 냉매를 최소단위로 충전 후 일정량을 늘려가며 실험하도록 하고, 냉매 충전량 변화에 따라 증발기 입구의 온도 변화 및 목표온도 도달 시간을 측정하였다. 그러나 혼합냉매는 일단 충전하여 혼합되면 특성의 냉매를 다시 줄일 수는 없기 때문에 다른 조성비의 실험을 하기 위해서는 혼합냉매를 모두 빼고 재충전해야 하는 불편함이 있다.

이러한 과정을 거쳐 최적의 비공비 혼합냉매 조성비와 압력이 결정되면 정상상태까지 온도를 내린 후 각부의 온도와 압력을 이용하여 동력 및 냉동능력을 측정하고 COP를 계산할 수 있다. 또한 비공비 혼합냉매 각 성분의 종류를 변화시켰을 때에 전술과 같은 실험을 반복하여 최적의 냉매조성을 예측할 수 있다. 하지만 본 연구에서는 짧은 연구기간 내에 상용화를 위한 최대의 효과를 얻어야 하므로 실험 항목은 극히 제한적이다.

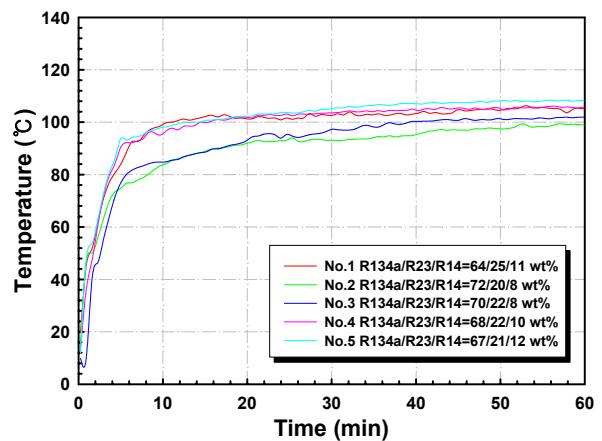
### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 압축기 입구 및 출구 온도 변화

Fig. 2와 Fig. 3은 냉매 충전량 변화에 따른 압축기 입구온도와 출구온도를 나타낸 것으로서



**Fig. 2** Variation of compressor inlet temperature with time



**Fig. 3** Variation of compressor outlet temperature with time

No.4와 No.5의 경우 R134a=72, 70wt%, R23=20, 22wt%, R14=8wt%로 충전됨에 따라 입구 및 출구의 온도가 상대적으로 낮게 운전되는 것을 볼 수 있다. 시스템 체적에 비해 충전량이 작은 No.1의 경우 압축기 입구의 온도가 과도하게 높은 것을 볼 수 있다. 이것은 시스템 내에서 각각 냉매의 증발구간에서 소량의 냉매로 인한 과열현상 때문인 것으로 판단된다. 압축기 입구 No.3의 경우 시스템 운전 4min에서 배관 등에 정채 되어있던 냉매가 전자밸브의 작동으로 온도가 떨어졌다가 다시 안정화 되어 가는 것을 볼 수 있다.

#### 3.2 증발기 입구 온도 변화

Fig. 4는 최종 증발기 입구의 온도를 나타낸 것으로 냉매 충전량이 가장 많은 No.5가 단시간에

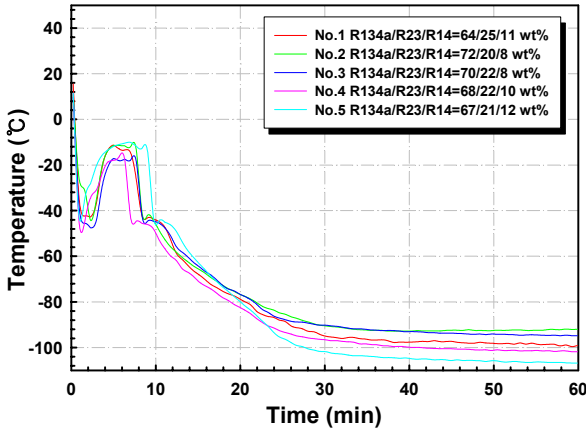


Fig. 4 Variation of evaporator inlet temperature with time

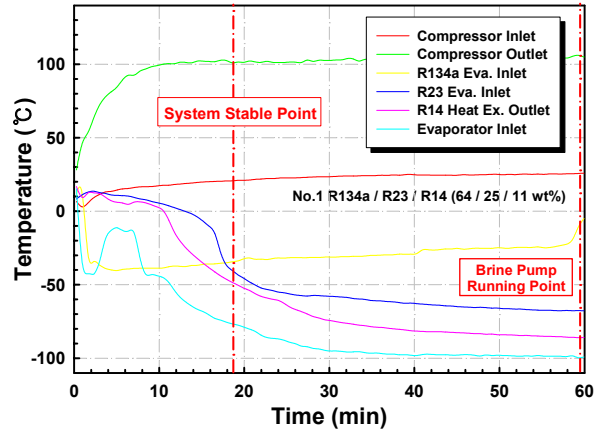


Fig. 6 Variation of No.1 system operating temperature with time

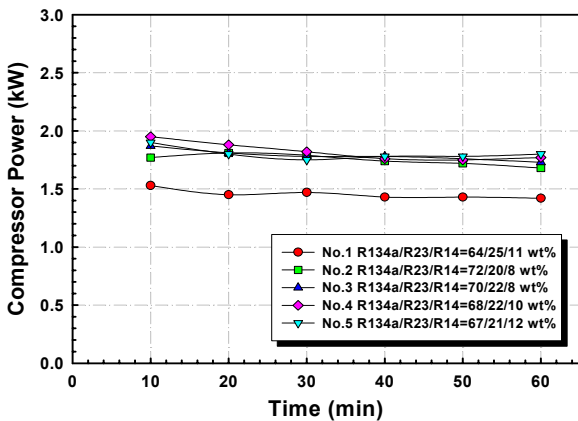


Fig. 5 Variation of compressor required power with time

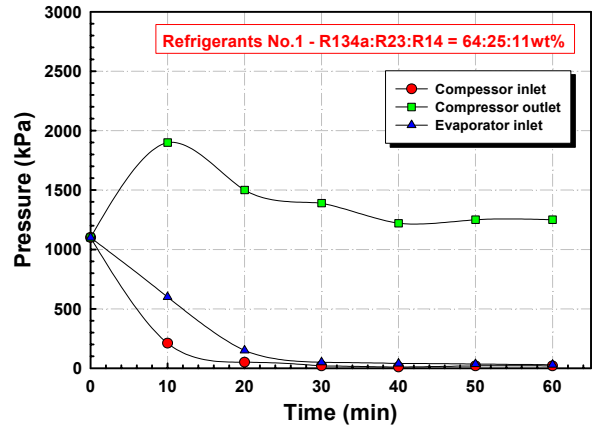


Fig. 7 Variation of No.1 system operating pressure with time

목표 온도인  $-100^{\circ}\text{C}$ 에 도달하였다. 가장 늦게 증발하는 R14의 냉매 충전량이 전체 시스템 비율에서 약 10%wt 이상이 될 때 시스템 안정과 더불어 극저온을 얻을 수 있다고 판단된다. 이는 시스템 배관길이, 각종 부품의 용량에 따라 차이가 있으므로 다른 시스템에서의 적합성은 장담하기 어렵다. 냉매가 최소로 충전된 No.1의 경우 비교적 낮은 온도를 얻을 수는 있으나 시스템에서 안정적이지 못한 단점이 있다.

### 3.3 압축기 소요동력 변화

Fig. 5는 시스템 운전 시 압축기에서의 소요동력을 나타낸 것이다. 냉매량이 작은 No.1의 경우 압축기 소요동력이 약 1.4~1.5kW로 비교적 낮았으며, No.2 (1.75), No.3 (1.78), No.4 (1.82) 및

No.5 (1.80)는 비슷한 경향으로 나타났지만 냉매 충전량이 조금씩 많아질수록 증가하는 경향을 보였다. 이는 시스템 전체 체적에서 차지하는 냉매 충전량이 100g씩 증가함에 따라 압축기 소요동력에도 영향을 주는 것을 알 수 있다. 하지만 소요동력이 증가하는 것에 비해 증발기에서 증발하는 냉매온도는  $-90\sim-107^{\circ}\text{C}$ 로 큰 차이를 보였다.

### 3.4 냉매 최소, 최대 충전 시 온도 및 압력변화

Fig.6 및 Fig.7은 냉매를 최소로 충전한 실험 No.1 (R134a-1800g, R23-700g, R14-300g)의 시스템 운전 온도와 압력을 나타낸 것이다. 운전 시작에서 시스템 안정화까지 약 20min이 소요되었으며 압축기 입구의 압력 상승에 따라 온도가 과도하게 상승함으로써 시스템이 불안정하게 운전

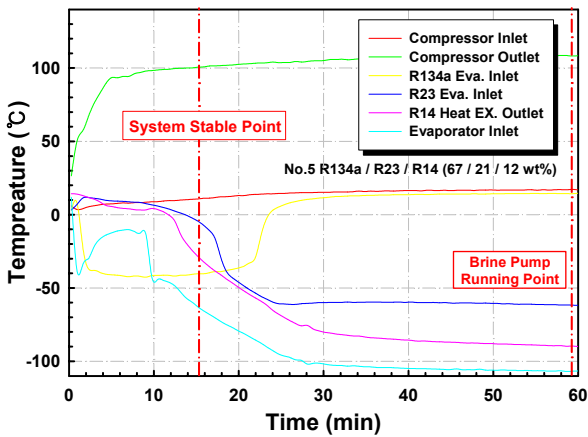


Fig. 8 Variation of No.5 system operating temperature with time

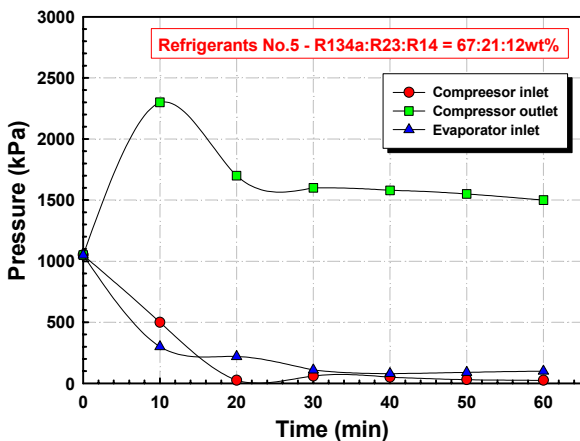


Fig. 9 Variation of No.5 System operating pressure with time

되었다. 또 각각의 냉매가 열교환시 증발 및 응축이 원활하게 이루어지지 않아 최종 증발기에서 낮은 증발 온도를 얻을 수가 없었다. 이는 전체 시스템 체적에 비해 냉매의 충전량이 부족하여 일어나는 현상으로 파악된다.

Fig.8 및 Fig.9는 냉매를 최대로 충전한 실험 No.5 (R134a-2800g, R23-900g, R14-500g)의 시스템 운전온도와 압력을 나타낸 것이다. 시스템 운전 후 약 22min에 전자밸브의 작동으로 R134a 증발기 입구(1차 Cascade condenser)에서 온도 변화가 생기지만 다시 안정되어 가는 것을 볼 수 있다.

No.1과 No.5의 전체적인 결과를 비교해 볼 때 냉매 충전량이 작을수록 소요동력이 작은 반면, 증발온도가 낮고 전체적인 시스템이 불안정하게 운전되고, 냉매량이 많을수록 소요동력은 크지만

시스템 안정화와 각각 냉매의 증발과 응축이 원활히 되는 것을 알 수 있다.

#### 4. 결론

오토캐스케이드 방식을 적용한 극저온 Chiller를 대상으로 냉매 충전량의 변화에 따른 운전 시 시스템의 압력 및 온도분포를 실험적으로 파악한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 비공비 혼합냉매를 이용한 다단 응축, 증발 극저온 냉동 시스템의 원리 및 구성에 관한 개념을 확립하였다.

2) 본 연구의 실험범위 중에서 냉매 충전량이 가장 많은 실험 No.5의 증발온도가 107℃로 가장 낮게 나타났으며, 실험 No.1이 압축기의 온도상승으로 인하여 시스템이 가장 불안정하게 운전되었다.

3) 본 연구에서 실험한 오토캐스케이드 냉동 사이클은 압축기 한대로 운전하여 경제성과 장비의 소형화를 만족시킬 수는 있으나, 높은 성능을 요구하는 시스템에서는 증발기가 용량이 커짐에 따라 시스템의 용량 역시 커져야 할 것으로 판단된다.

4) 비공비 혼합냉매의 조성 시 저온용 냉매는 시스템이 안정화 될 때까지 기체상태로 남아 시스템의 압력을 상승시켜 불안정하게 운전이 되는 요인이 되므로 적절한 양의 혼합이 필요하다.

향후연구에는 오토캐스케이드 냉동시스템의 냉동능력 및 COP를 개선시킬 수 있는 연구를 진행할 예정이며, 혼합냉매 특성과 효율 개선이 뒤따르면 경제성과 소형화를 동시에 만족하고, 반도체 공정에 적합한 오토캐스케이드 방식 극저온 Chiller의 실용화가 가능할 것으로 판단된다.

#### 후 기

본 연구는 중소기업청 산학연기술개발 사업의 일환으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

- (1) Park S. N., Kim M. S., 1999, "Performance

- of Autocascade Refrigeration System Using Carbon Dioxide and R134a", *Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 11, No. 6, pp. 880~890.
- (2) Prenger, F.C., Hill, D.D., Daney, D. E., Daugherty, M. A., Green, G.F., and Roth, E.W., 1996, "Nitrogen Heat Pipe for Cryocooler Thermal Shunt", *Advances in cryogenic engineering*, Vol. 41, pp. 147~154.
- (3) Khatri, A., and Boiarski, M., 1997, "A Throttle Cycle Cryocooler Operating with Mixed Gas Refrigerant in 70 K to 120 K Temperature Range", *Cryocoolers*, Vol. 9, pp. 515~520.
- (4) Mori S., 1986, "Refrigeration Apparatus Using Nonazeotropic Refrigerant Mixture", *Refrigeration*, Vol. 61, No. 702, pp. 1~8.
- (5) Kuraoka Y. and Urao T., 1989, " The Present and Future of Cryopreservation", *Refrigeration*, Vol. 63, No. 733, pp. 11~119.
- (6) Takaishi Y., 1982, "A Trend of the Research and Development on the Non-azeotropic Refrigerant Mixtures", *Refrigeration*, Vol. 57, No. 662, pp. 39~48.