

# 액 수위와 유량이 세장비가 큰 냉동용 수직 리시버의 과냉에 미치는 영향

## Effect of Liquid Level and Mass Flow Rate on Subcooling of Vertical Refrigeration Receiver Having a Large Aspect Ratio

김내현(Nae-Hyun Kim)<sup>†</sup>

인천대학교 기계공학과

Department of Mechanical System Engineering, Incheon National University, Incheon, 22012, Republic of Korea

(Received January 8, 2017; revision received March 15, 2017; Accepted: March 16, 2017)

**Abstract** Generally, refrigerant temperature out of the receiver is assumed to be saturated. This may be true for horizontal or vertical receivers having small aspect ratio. However, this assumption needs verification for vertical receiver having large aspect ratio. No study has reported information on this issue. The objective of this study was to determine the effect of liquid level and mass flow rate on liquid subcooling of a long vertical receiver using R-410A. During the test, inlet subcooling was maintained at 5°C while saturation temperature was maintained at 10°C. Results showed that subcooling was maintained for the long vertical receiver. Subcooling preservation ratio (ratio of exit to inlet subcooling) was increased as mass flow rate or liquid level was increased. As a whole, 50 to 70% subcooling preservation was possible for the present receiver. Further investigations are needed to enhance information on this issue using receivers having different aspect ratios.

**Key words** Receiver(리시버), Refrigeration(냉동), Subcooling(과냉), Vertical(수직), Aspect ratio(세장비)

<sup>†</sup> Corresponding author, E-mail: knh0001@incheon.ac.kr

### 기호설명

$H$  : 리시버 내 액 수위 [m]

$\dot{m}$  : 질량유량 [kg/s]

$L$  : 리시버 높이 [m]

SPR : 과냉 보존율

## 1. 연구배경 및 목적

냉동기의 운전 조건에 따라 냉매 순환량은 수시로 변하고 다양한 운전 조건에서 냉동기가 적절히 작동하기 위해서는 팽창 장치에 액 냉매가 공급되는 것이 중요하다. 리시버는 응축기 후단에 장착되어 여분의 냉매를 보관함으로써 응축기 출구의 상태와 관계없이 냉동 시스템이 안정적으로 작동하도록 한다.<sup>(1)</sup>

리시버가 장착된 냉동 시스템의 해석 및 실험에 대해서는 연구가 제한적으로 수행되었다. Rajapaksha and Suen<sup>(1)</sup>은 리시버가 장착된 냉동 시스템에 대한 해석을 통하여 리시버를 장착하면 냉동 능력은 향상되나 COP는 감소한다고 보고하였다. Evans et al.<sup>(2)</sup>은 저압 측에 리시버가 장착된 멀티 룰 냉동 캐비닛의 개발에 대해 보고하였고 Won<sup>(3)</sup> 리시버/건조기 일체형 자동차 응축기에 대하여 성능해석을 통하여 냉매 회로의 최적화를 수행하였다. Cola et al.<sup>(4)</sup>은 리시버/건조기 일체형 자동차 응축기에 대한 일련의 실험을 통하여 리시버 형상이 냉동 시스템에 미치는 영향을 검토하였다. 이 외에도 냉매 충전량이 리시버를 포함한 냉동 시스템에 미치는 영향에 대해서도 일부 연구가 수행되었다.<sup>(5,6)</sup>

일반적으로 냉동 시스템 해석 시 리시버 출구의 상태는 응축기 출구 상태와 관계없이 포화액으로 가정된다.<sup>(1, 3)</sup> 이러한 가정은 리시버가 횡형으로 설치된 경우에는 타당해 보인다. 하지만 입형의 경우, 특히 리시버의 세장비가 큰 경우에는 응축기 출구 상태에 따라 리시버 출구 상태가 영향을 받을 것으로 예상되나 이런 부분에 대해서는 아직 연구 결과를 발견할 수 없었다. 본 연구에서는 외경 45 mm, 길이 530 mm의 세장비가 큰 리시버의 경우 응축기 출구의 과냉이 리시버를 통과하며 어떻게 유지되는지를 살펴보았다. 실험은 리시버 내 액 수위와 유량을 변경시키며 수행되었다. 사용 냉매는 R-410A이고 실험 중 리시버 내 포화 온도는 10°C로 유지되었다. 또한 입구 과냉도는 대략 5°C이었다.

## 2. 실험장치 및 방법

Fig. 1에 실험장치의 개략도를 나타내었다. 중앙부에는 실험장치의 사진이 보인다. 리시버 출구를 나온 과냉액은 기어 펌프를 통하여 하부 동심원관 열교환기로 공급된다. 동심원관 열교환기의 관내로는 냉매가 흐르고 환형부에는 항온조에서 공급된 고온의 물이 흐르며 관 내측의 냉매를 증발시킨다. 증발된 냉매는 상부에 설치된 셀-튜브 응축기의 셀 측에 공급되는데 응축기의 튜브 측에는 냉각수가 흐르며 냉매 증기를 일부 응축한다. 응축기에서 나온 냉매는 상부 동심원관 열교환기에서 추가 응축, 냉각되어 과냉액 상태로 리시버 상부로 공급된다. 냉매의 유량은 인버터를 이용하여 조절하였고 포화온도는 셀-튜브 응축기의 냉각수 유량과 온도로 조절하였다. 온도 및 압력은 리시버 전단과 후단, 열교환기 전후단에서 측정하였는데 상세한 측정 위치는 Fig. 1에 나타나 있다. 온도는 배관에 써모웰(thermowell)을 장착하여 측정하였고 압력은 압력 트랜스듀서(Setra, 0~35 bar), 냉매 유량은 질량 유량계(Micromotion, 0~360 kg/h) 온도는 직경 0.1 mm의 Cu-Co 열전대로 측정하였다. Table 1에 계측기의 측정 오차를 수록하였다. 과냉도는 측정 압력으로부터 환산된 포화 온도에서 측정 온도를 차감하여 구하였다. 또한 배관의 여러 위치에 사이트 글라스를 설치하여 냉매의 상태를 관찰 할 수 있도록 하였다.

Fig. 2에 시험부 사진 및 개략도를 나타내었다. 리시버는 외경 45 mm, 벽 두께 1.0 mm, 길이 530 mm로 세장비가 큰 원통이다. 냉매는 리시버 상부에서 3 mm 거리의 측면에 위치한 구멍으로 유입되고 하부에서 유출된다. 연결 배관의 외경은 6.0 mm이다. 리시버 내부 냉매의 온도는 벽면에 부착된 써모웰을 통하여 측정되었는데 써모웰은 리시버 중앙까지 삽입되었다. 온도 측정은 리시버 상부로부터 5.0 mm 간격으로 9개소에서 수행되었고 온도 측정에는 직경 0.1 mm의 Cu-Co 열전대가 사용되었다. 리시버 측면에는 리시버 수위를 계측할 수 있도록 액주계를 부착하였다.

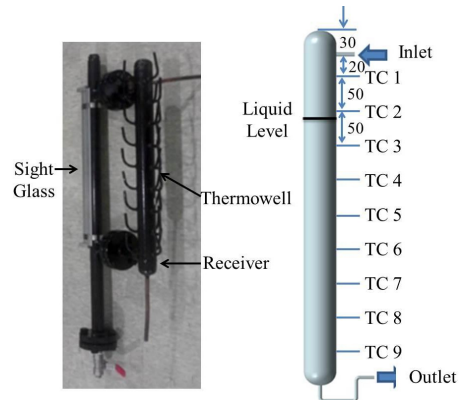
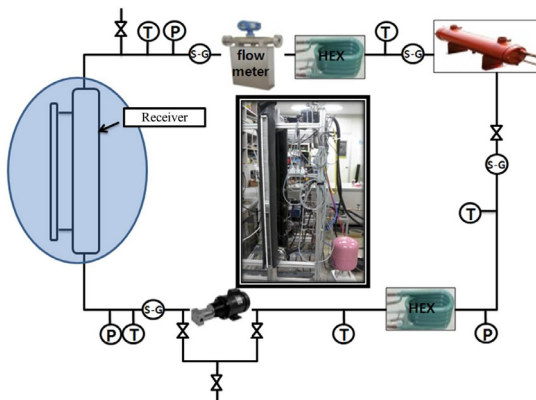


Fig. 1 Schematic drawing of the experimental apparatus.

Fig. 2 Photo and a drawing showing thermocouple locations.

Table 1 Instrument errors

Parameter	Max. error
Temperature	± 0.1 °C
Absolute pressure	± 0.3%
Refrigerant flow rate	± 0.1%

### 3. 실험결과 및 고찰

Table 2에 리시버 내 액 수위의 높이가 과냉도에 미치는 영향에 대한 데이터를 정리하였다. 이 때 냉매 유량은 20 kg/hr, 포화 온도는 10℃, 입구 과냉도는 5℃를 목표로 하였다. 하지만 실험 장치의 제어에 어려움이 있어 정확한 포화 온도 및 입구 과냉도를 맞추지는 못하였고 0.7℃의 편차가 있었다. 하지만 입구 과냉을 출구 과냉과 연동하여 과냉 보존율로 무차원화 함으로써 이들 편차의 영향을 최소화하였다. 실험은 액 수위 90%, 60%, 25%에서 수행되었다. 여기서 액 수위는 리시버 내 액체의 수위를 리시버 높이로 나눈 값으로 시험 중 액 수위는 설정치의 ±3% 내에서 유지되었다. 액 수위는 냉매 충전량을 변화시켜 조절하였다. 한편 실험 장치가 설치된 실내의 온도는 실내 공조기에 의해 25℃로 유지되었다.

액 수위 90%의 경우 리시버 내 모든 온도 측정 위치에서 냉매의 상태는 액체이었다. Table 2는 액체의 온도는 상부 온도 4.6℃부터 출구 온도 5.6℃까지 완만하게 증가함을 보여준다. 이 때 응축기 출구 과냉액의 온도는 3.6℃이었다. 액 수위 60%의 경우 9개의 열전대 중 상부 3개는 기체의 온도를, 하부 6개의 열전대는 액체의 온도를 측정한다. 기체의 경우 온도가 평균 4.5℃로 위치에 관계없이 대체로 일정하였다. 하지만 액체는 하부로 내려갈수록 온도가 증가하여 출구온도는 5.7℃가 되었다. 액 수위 25% 경우는 상부 7개의 열전대가 기체의 온도를, 하부 2개의 열전대가 액체의 온도를 측정한다. 기체의 경우 평균 5.6℃로 대체로 일정하고 액체의 경우는 출구 온도 6.5℃까지 점진적으로 증가함을 보여준다.

상기 결과로부터 다음과 같은 경향을 도출할 수 있다. 첫째, 리시버 내 기상의 온도는 대체로 일정하고 그 온도는 액 수위가 낮아질수록 높아진다. 리시버 내에서 기체의 경우는 혼합이 용이하고 따라서 일정한 온도를 유지하는 것으로 판단된다. 또한 기체의 양이 많아질수록 그 온도가 포화 온도에 근접할 것으로 예상할 수 있다. 따라서 액 수위가 낮아질수록(기체의 양이 많아질수록) 기체의 온도는 올라가는 것으로 판단된다. 액체의 경우는 기체와 같은 강한 혼합은 없고 따라서 외부 열의 유입에 의해 유동 방향으로 온도가 점진적으로 감소하는 것으로 판단할 수 있다.

Table 2의 결과는 본 실험 범위 내에서 리시버 출구의 과냉이 유지됨을 보여준다. 입구의 과냉도 대비 출구의 과냉도를 과냉 보존율(SPR, subcooling preservation ratio)이라 정의하면 액 수위 90%에서의 과냉 보존율은 67.8%이고 60%, 25%에서의 과냉 보존율은 각각 63.2%, 53.8%가 된다. Fig. 3에 액 수위에 따른 과냉 보존율을 나타내었다. 이 그림은 과냉 보존율이 액 수위가 낮아질수록 감소함을 보여준다. 이는 리시버 상부에서 유입된 과냉액이 상대적으로 온도가 높은 기체층을 지나며 과냉을 점차로 잃어버리기 때문으로 판단된다.

Table 2 Data showing the effect of liquid level

	Liquid Level(%)		
	90	60	25
Maa Flow Rate(kg/hr)	20	20	20
Inlet Press.(MPa)	1.075	1.070	1.065
Inlet Sat. Temp.(℃)	9.6	9.4	9.3
Inet Temp.(℃)	3.7	3.7	4.1
Inlet Subcooling(℃)	5.9	5.7	5.2
TC1(℃)	4.6 L	4.5 G*	5.6 G
TC2(℃)	4.6 L	4.4 G	5.5 G
TC3(℃)	4.6 L	4.6 G	5.4 G
TC4(℃)	4.8 L	4.6 G	5.5 G
TC5(℃)	4.8 L	5.2 L	5.6 G
TC6(℃)	5.1 L	5.3 L	6.0 G
TC7(℃)	5.3 L	5.5 L	5.8 G
TC8(℃)	5.6 L	5.8 L	6.3 L
TC9(℃)	5.4 L	5.6 L	6.5 L
Outlet Temp(℃)	5.6	5.8	6.5
Outlet Subcooling(℃)	4.0	3.6	2.8
SPR(Subcooling Preservation Ratio)(%)	67.8	63.2	53.8
	±2.9	±2.9	±3.1

\* G : Gas, L : Liquid.

Table 3 Data showing the effect of mass flow rate

	Mass Flow Rate(kg/hr)		
	20	25	30
Liquid Level(%)	60	60	60
Inlet Press.(MPa)	1.070	1.087	1.091
Inlet Sat. Temp.(℃)	9.4	9.9	10.1
Inet Temp.(℃)	3.7	4.2	4.7
Inlet Subcooling(℃)	5.7	5.7	5.4
TC1(℃)	4.5 G*	4.9 G	5.1 G
TC2(℃)	4.4 G	5.0 G	5.0 G
TC3(℃)	4.6 G	4.9 G	4.9 G
TC4(℃)	4.6 G*	4.8 G	5.0 G
TC5(℃)	5.0 L*	5.3 L	5.7 L
TC6(℃)	5.3 L	5.4 L	5.9 L
TC7(℃)	5.5 L	5.5 L	6.1 L
TC8(℃)	5.8 L	5.8 L	6.3 L
TC9(℃)	5.6 L	6.0 L	6.4 L
Outlet Temp(℃)	5.8	6.1	6.4
Outlet Subcooling(℃)	3.6	3.8	3.7
SPR(Subcooling Preservation Ratio)(%)	63.2	66.7	68.5
	±2.9	±3.0	±3.2

\* G : Gas, L : Liquid.

Table 3에는 유량의 변화에 따른 리시버 내 온도 변화를 나타내었다. 이 때 액 수위는 60%로 유지되었다. Table 2의 결과와 마찬가지로 기체의 온도는 상대적으로 일정한 반면 액체의 온도는 유동 방향으로 점진적으로 증가함을 보인다. Fig. 4에 액 수위에 따른 과냉 보존율을 나타내었다. 과냉 보존율은 유량 20 kg/hr에서 63.2%, 25 kg/hr에서는 66.7%, 30 kg/hr에서는 68.5%로 유량이 증가함에 따라 증가하였다. 만일 리시버에서 주위로의 열손실이 동일하다면 유량의 증가에 따라 액체의 입출구 온도 차가 줄어들 것이다. 과냉 보존율도 따라서 증가한 것으로 판단된다.

상기 과냉 보존율을 액 수위와 유량을 함수로 회귀 분석하면 아래의 상관식을 얻는다. 여기서 과냉 보존율 (SPR)과 액 수위(H/L)의 단위는 %이고 유량 ( $\dot{m}$ )의 단위는 kg/hr이다.

$$SPR = 16.05(H/L)^{0.18}(\dot{m})^{0.21} \tag{1}$$

Fig. 5에 Eq. (1)의 예측값과 실험 데이터를 비교하였는데  $\pm 3\%$  이내에서 일치함을 보인다.

외부 열 유입의 영향을 살펴보기 위하여 리시버를 수직 벽으로 가정하고 자연 대류 열전달량을 계산하였다. 이 때 벽면 온도는 리시버 내 냉매의 평균 온도로 가정하였다. Churchill and Chu<sup>(7)</sup>의 식을 사용하여 구한 열전달 계수는  $4.3 \text{ W/m}^2\text{K}$ 이고 리시버 외부 면적을 고려한 전열량은 6.4 W로 계산되었다. 실험 시 리시버의 액 수위는 일정하였는데 이는 리시버 내 기체와 액체의 양이 일정하다는 것이고 따라서 외부로부터 전달된 열은 잠열 보다는 기체와 액체의 현열 증가에 기여할 것으로 판단된다. 냉매의 평균온도 5°C에서 R-410A 기체의 비열은 1,535 kJ/kgK, 액체의 비열이 1,798 kJ/kgK이다.<sup>(8)</sup> 평균 값 1,667 kJ/kgK를 사용하면 냉매 유량 20 kg/hr에서 입출구

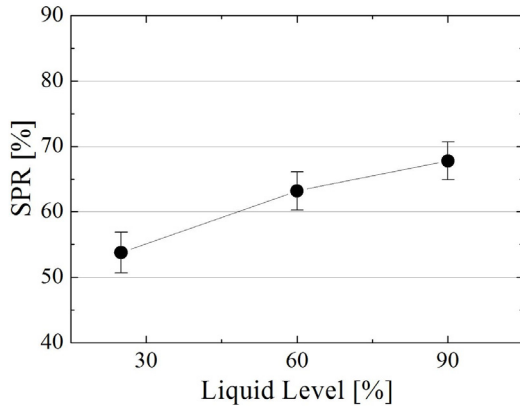


Fig. 3 Subcooling preservation ratio (SPR) shown as a function of liquid level.

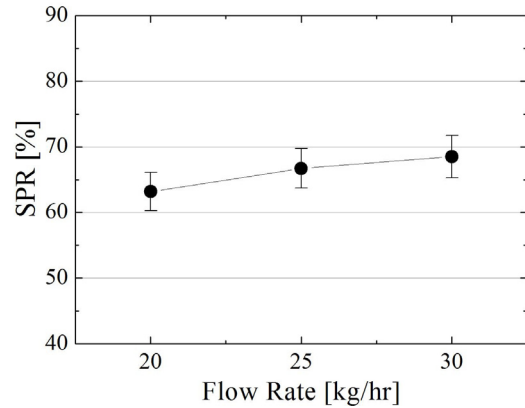


Fig. 4 Subcooling preservation ratio (SPR) shown as a function of mass flow rate.

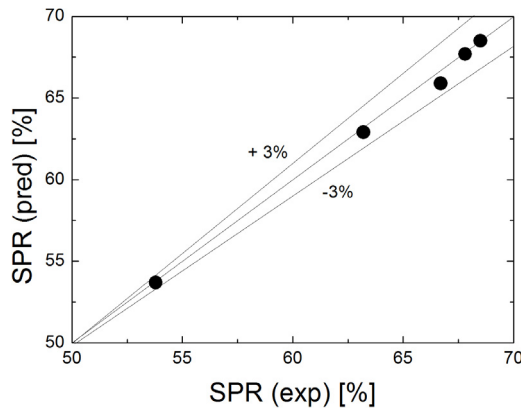


Fig. 5 Subcooling preservation ratios (SPR) compared with the correlation.

온도차는 0.8℃로 계산된다. 이 값은 Table 2의 측정치와 개략적으로 일치한다. 한편 실제 리시버의 외벽 온도는 내측의 냉매 유동에 따른 열전달을 고려하여 구하여야 한다. 냉매 유동 시 열전달계수는 기액 혼합, 분류 충돌 등으로 계산이 용이치 않으나 외벽의 자연대류 열전달계수 4.3 W/m<sup>2</sup>K보다는 현저히 크리라 예상된다. 이 경우 외벽 온도는 냉매 온도와 같게 된다. 따라서 관 내측 유량 또는 액 수위가 외부 유입 열량에 미치는 영향은 미미하리라 예상되는데 이는 본 실험의 실험 결과(실험 범위에서 입출구 온도 차가 0.9℃에서 1.3℃로 대체로 일정함)와 개략적으로 일치한다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 냉매 유량과 액 수위가 세장비가 긴 리시버의 과냉에 미치는 영향에 대하여 실험적으로 검토하였다. 사용 냉매는 R-410A이고 실험 중 리시버 내 포화 온도는 10℃로 유지되었다. 입구 과냉도는 대략 5℃이었다. 주된 결론은 다음과 같다.

- (1) 리시버 내 기체의 온도는 대체로 일정하나 액체의 온도는 유동 방향으로 증가한다. 온도 증가는 외부 열 유입 때문으로 판단된다.
- (2) 과냉 보존율(출구 과냉도와 입구 과냉도의 비)은 액 수위가 낮아질수록 감소한다. 이는 리시버 상부에서 유입된 과냉액이 상대적으로 온도가 높은 기체층을 지나며 과냉을 점차로 잃어버리기 때문이다.
- (3) 과냉 보존율은 냉매 유량이 증가할수록 증가한다.
- (4) 본 리시버의 경우 50~70% 사이의 과냉 보존율을 유지할 수 있었다. 하지만 과냉 보존율은 리시버 형상(특히 세장비)에 따라 달라지리라 예상되므로 이 부분에 대한 추가 연구가 필요할 것으로 사료된다.

#### References

1. Rajapaksha, L. and Suen, K. O., 2004, Influence of liquid receiver on the performance of reversible heat pumps using refrigerant mixtures, *Int. J. Refrig.*, Vol. 27, pp. 53-62.
2. Evans, J., Hammond, E., and Gigiel, A., 2008, Development of a novel multi-capillary, multi-temperature commercial refrigerator cabinet with common low-pressure receiver, *Int. J. Refrig.*, Vol. 31, pp. 464-471.
3. Won, S.-P., 2007, Performance analysis of integral receiver/dryer condenser for automobile, *Korean. J. Air-Cond. Refrig.*, Vol. 19, No. 3, pp. 245-252.
4. Cola, F., De Gennaro, M., Perocchio, D., Canuto, E., Daniele, S., Napoli, P., Toscano Rivalta, G., Chiavazzo, E., Fasano, M., and Asinari, P., Integrated receivers with bottom subcooling for automotive air-conditioning : Detailed experimental study of their filling capacity, *Int. J. Refrig.*, Vol. 62, pp. 72-84.
5. Rice, C. K., 1987, The effect of void fraction correlation and heat flux assumption on refrigerant charge inventory predictions, *ASHRAE Trans.*, Vol. 93, Pt. 1, pp. 341-367.
6. Robinson, J. H. and O'Neal, D. L., 1994, The impact of charge on the cooling performance of an air-to-air heat pump for R-22 and three binary blends of R-22 and R-134a, *ASHRAE Trans.*, Vol. 100, Pt. 2, pp. 529-537.
7. Churchill, S. W. and Chu, H. H. S., 1975, Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate, *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol. 18, pp. 1323-1329.
8. ASHRAE, 2001, *Fundamentals*, Chapter 20.