

전 동 순 한국생산기술연구원 선임연구원 | e-mail : geengeen@kitech.re.kr  
 김 선 창 한국생산기술연구원 수석연구원 | e-mail : kimsc@kitech.re.kr

이 글에서는 지구온난화 방지 및 CO<sub>2</sub> 감축의 일환으로 수행되고 있는 Low GWP 냉매적용 셀-튜브형 응축기 개발과정에 대하여 소개하고자 한다.

일반적으로 셀-튜브형 응축기는 터보냉동기 또는 스크루냉동기의 응축용 열교환기로 사용된다. 현재 대표적으로 사용되고 있는 냉매들은 HFC(Hydro Fluoro Carbon) 계열인 R134a 및 HCFC(Hydro Chloro Fluoro Carbon) 계열인 R123이다. 하지만 기존에 사용되고 있는 냉매들은 GWP(Global Warming Potential, 지구온난화지수)가 높고, R123 냉매의 경우 ODP(Ozone Depletion Potential, 오존파괴지수) 값을 가지고 있다. 따라서 전 세계적으로 기존 사용되고 있는 냉매를 GWP가 낮으면서 ODP가 없는 냉매로 대체하기 위한 연구 및 개발이 활발하게 진행 중이다. 대표적인 대체냉매로는 HFO(Hydro Fluoro Olefin) 계열 냉매인 R1234ze(E) 및 R1233zd(E) 등이 있다. R1234ze(E) 및 R1233zd(E) 냉매는 R134a 및 R123 냉매를 대체하기 위해 개발된 것으로 알려져 있다.

그림 1은 일반적인 셀-튜브형 응축기의 구조를 나타낸 개략도이다. 셀-튜브형 응축기는 평행하게 배열된 다관을 원통형 동체 속에 내장된 구조를 갖으며, 응축용 전열관, 셀,

입·출구 포트들 및 기타 구조물로 구성되어 있다. 이 중 응축기에의 성능에 가장 큰 영향을 미치는 요소는 응축용 전열관이다. 따라서 성능이 우수한 응축용 전열관이 셀-튜브형 응축기의 성능을 좌우하는 가장 중요한 요소가 된다. 성능이 우수한 응축용 전열관을 개발하기 위해서는 기본적으로 응축과정에 대한 물리적인 현상을 이해할 필요가 있다.

그림 2는 구나 수평관들에서의 막응축 현상을 나타낸 그림이다. 응축은 일반적으로 증기의 온도가 포화 온도 이하로 내려갈 경우 발생한다. 증기는 포화액이

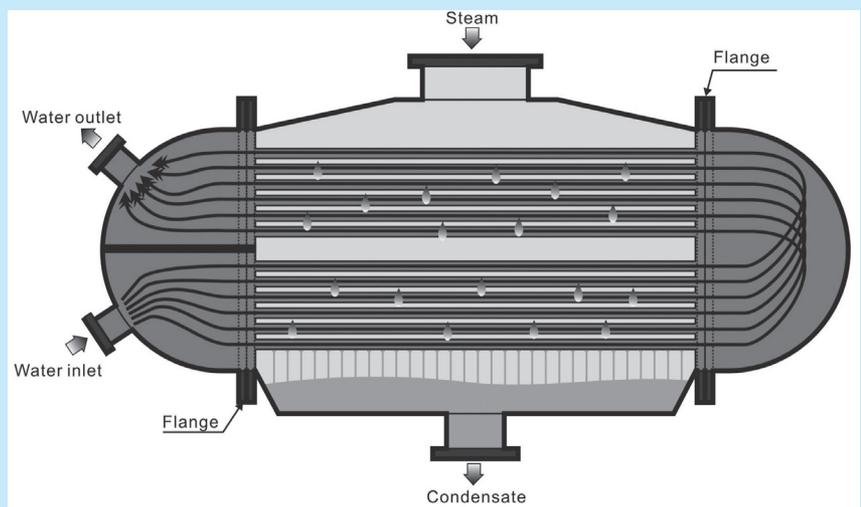


그림 1 일반적인 셀-튜브형 응축기의 구조

되는 과정에서 응축열을 방출하게 되고, 방출된 응축열은 냉각수가 흡수한다. 응축된 포화액은 냉각표면 전체를 덮게 되고 중력에 의하여 아래 방향으로 흘러 내리게 된다. 그림 2의 (a)는 구, (b)는 단일 수평관, (c)는 연속적인 응축관이 있는 수평관, (d)는 응축액이 떨어지는 수평관의 수직열에서의 응축을 나타낸 그림이다.

식 (1)은 Nusselt에 의하여 제안된 수평관에서의 막응축 열전달계수 이론식이다. 이를 보면, 포화증기 및 액의 물성치가 일정할 때, 막응축 열전달계수는 포화온도와 표면온도 차이 및 수평관의 직경의 1/4승에 반비례한다는 것으로 알 수 있다. 이는 포화온도 및 표면온도의 온도차 및 수평관의 직경이 클수록 응축 열전달계수가 작아진다는 것을 의미이다. 또한, 해당 냉매의 물성(밀도, 점성계수, 열전도도 및 잠열량)들에 영향을 받는다는 것을 알 수 있다. 따라서 Nusselt의 이론식에 의하여 응축열전달계수는 포화 및 표면온도의 온도차 및 수평관의 직경을 작게 하면 상대적으로 큰 값을 얻을 수 있다는 결론을 얻을 수 있다. 하지만 포화온도와 표면온도의 차를 적게 할 경우 전열량이 감소할 수 있다. 그리고 관 직경을 작게 할 경우 관내 냉각수의 유속이 증가하여 관내 열전달 계수가 커지게 되어 우수한 성능을 나타낼 것으로 판단될 수 있지만 열전달면적 감소에 의한 전열량 감소와 관내 유속증가로 인한 압력 강하량 증가 등의 단점이 있기 때문에 종합적인 판단을 필요로 한다.

$$h_0 = C \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h'_{fg}}{\mu_f (T_{sat} - T_s) D} \right]^{1/4} \quad (1)$$

### 응축용 전열관

응축용 전열관 개발에 앞서 터보냉동기 및 스크루 냉동기 등에서 사용되고 있는 응축용 전열관에 대하여 알아 볼 필요가 있다. 그림 3은 현재 터보냉동기에

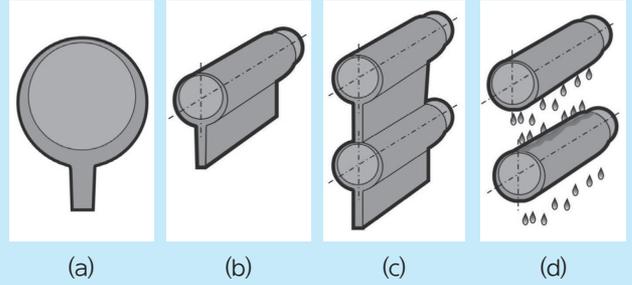
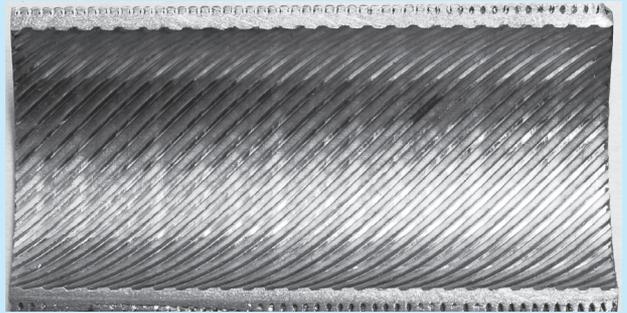
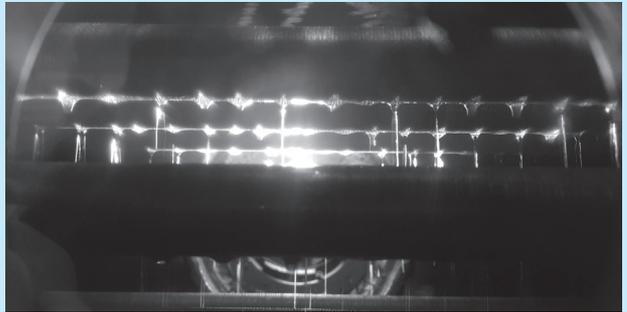


그림 2 막응축(Incropera, F. P., Dewitt D. P., Bergman Y. L. and Lavine, A. S., "Fundamentals of heat and mass transfer," Six edition, p. 750)



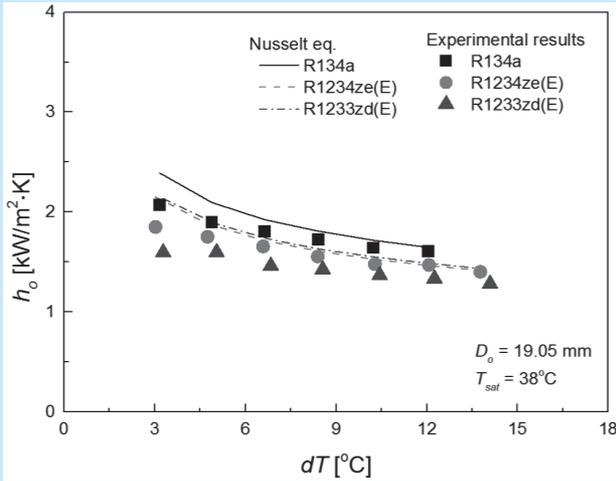
(a) 내·외부 구조



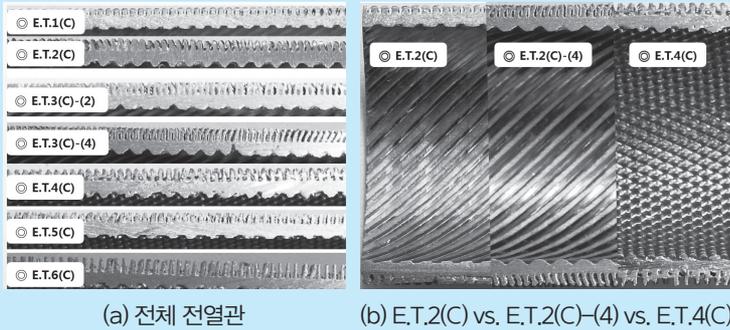
(b) 응축·적하 상태

그림 3 현재 사용되고 있는 응축용 전열관(E.T.1(C))

서 사용되고 있는 응축용 전열관(E.T.1(C))의 내·외부 구조와 응축·적하 시를 나타낸 사진이다. 터보냉동기에 적용된 냉매는 R134a이다. 응축용 전열관은 관외 및 관내에 열전달 촉진을 위한 마이크로핀(micro fin) 형상의 일정한 패턴(pattern) 및 원주 방향의 그루브(groove)가 각각 형성되어 있다. 아무런 패턴 및 그루브를 가지고 있지 않은 평활관에 비하여 일반적으로 4배 이상 큰 전열성능을 나타낸다.



**그림 4** 표면 과냉도 변화에 따른 막응축 열전달계수(Jeon, D. S. Ko, J. W. and Kim, S. C., 2017, "Effects of Tube Diameter and Surface Sub-Cooling Temperature on R1234ze(E) and R1233zd(E) Film Condensation Heat Transfer Characteristics in Smooth Horizontal Laboratory Tubes," Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 29, No. 5, pp 231-238)



**그림 5** 전열관들의 단면 비교

### 냉매별 막응축 열전달계수

냉매별 막응축 열전달계수에 대한 실험은 기존에 사용되고 있는 냉매인 R134a와 대체냉매로 예상되는 R1234ze(E) 및 R1233zd(E)와의 성능비교를 위하여 수행하였다. 전열관 시료로는 내·외측 모두 가공이 되어 있지 않는 3/4인치의 수평 평활관을 사용하였다.

그림 4는 냉매들의 기본적인 성능을 알아보기 위하여 수행된 실험결과이다. 그림에서의 표면 과냉도는 포화온도와 표면온도의 차를 뜻한다. 그림을 보면 표면 과냉도가 증가함에 따라 관 외측 열전달계수의 이론 및 실험값은 모두 감소하는 경향을 보이고 있다. 이는 냉매들의 물성치가 일정할 때, 막응축 열전달계수는 표면 과냉도의 1/4승에 반비례하기 때문이다. Nusselt 이론값의 경우, 전체 실험 범위 내에서 R134a의 막응축 열전달계수가 가장 높게 나타났으며, R1234ze(E)와 R1233zd(E)는 모두 R134a에 비하여 약 10% 정도 낮은 값을 나타내었다.

### 응축용 전열관 성능 실험

본 실험은 여러 종류의 응축용 전열관을 비교하여 보다 우수한 전열관을 개발하기 위한 기초 연구자료 및 연구개발의 방향성 검토하기 위하여 수행하였다.

응축용 전열관의 성능실험은 기존 사용되고 있는 전열관(E.T.1(C), E.T.2(C)), 현재 개발 중인 전열관(E.T.3(C)-(2), E.T.3(C)-(4)) 및 독일 빌란트(Wieland)의 전열관(E.T.4(C), E.T.5(C), E.T.6(C))들을 포함하여 총 7종을 대상으로 수행되었다. 그림 5는 전열관들의 내·외부 형상을 비교한 사진이며, 직경은 모두 3/4인치에 해당된다. 이를 보면 내·외측 모두 다른 형상을 가지고 있는 것을 알 수 있다. 이중 그림 5의 (b)에 나타난 전열관들의 내부 형상을 보면 빌란트 사의 전열관은 다른 전열관들과 비교하여 다른 경향을 하고 있는 것을 알 수 있다.

응축용 전열관들은 동일한 열전달 면적 안에서 보다 우수한 열전달 성능을 위해 내·외측에 각기 다른 패턴 또는 그루브가 형성되어 있다. 그리고 내·외부 패턴 및 그루브로 인하여 관내 및 관외측 각각의 열전달 계수를 예측하기가 어렵기 때문에 전열관들의 성능은 총합

표 1 전열관 및 냉매별 종합 열전달계수 비교

No.	명칭	U [W/m <sup>2</sup> ·K]				비율[%]
		R134a	R1234ze(E)	R1233zd(E)	평균	
1	E.T.1(C)	5,990	5,540	6,587	6,039	100
2	E.T.2(C)	8,130	7,607	7,106	7,614	126
3	E.T.3(C)-(2)	6,593	6,917	6,212	6,574	109
4	E.T.3(C)-(4)	8,303	8,230	7,149	7,894	131
5	E.T.4(C)	10,043	7,814	8,565	8,807	146
6	E.T.5(C)	10,141	8,619	7,954	8,905	148
7	E.T.6(C)	12,190	9,822	10,680	10,897	180

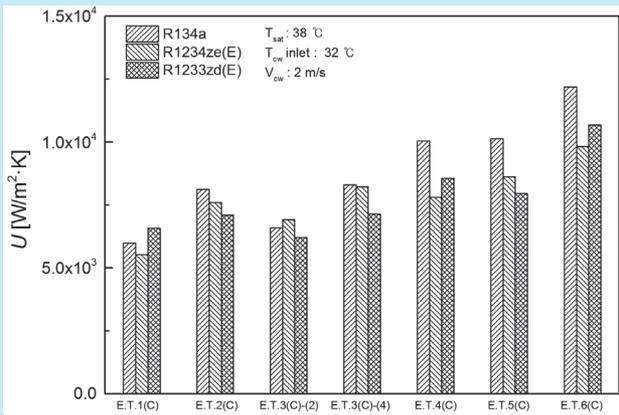


그림 6 전열관 및 냉매별 종합 열전달계수 비교

열전달 계수의 값으로 비교하였다. 전열관의 종합 열전달계수는 식 (2) 및 (3)과 같이 계산할 수 있다.

$$Q_{cond} = U \cdot A \cdot LMTD \quad (2)$$

$$\frac{1_g}{UA} = \frac{1_g}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1_g}{h_o A_o} \quad (3)$$

그림 6 및 표 1에 전열관별 종합 열전달계수의 실험결과를 나타내었다. 대부분의 전열관들에서 R134a 냉매가 R1234ze(E) 및 R1233zd(E) 냉매들에 비하여 우수한 성능을 나타내고 있다. 이는 앞서 수행된 수평 평활관의 실험결과와 일치한다. 그리고 전열관별로 보면 빌란트사의 전열관 3종이 다른 전열관들에 비하여 우수한 성능을 나타내었다. 현재 사용되고 있는 전

열관인 E.T.1(C)의 전열관을 기준으로 보면 현재 개발 중인 E.T.3(C)-(4) 전열관의 경우 31%의 성능향상이 이루어진 것으로 나타났다. 그리고 빌란트의 전열관의 경우 E.T.1(C)에 비하여 46%에서 80%까지 높은 성능 지표를 나타내고 있다.

### 맺음말

이 글에서는 Low GWP 냉매에 대응하기 위한 셀-튜브 응축기 개발과정에 대하여 소개하였다. 현재 정확한 데이터 확보를 위하여 반복실험을 진행 중이며, 실험이 완료된 전열관에 대한 분석을 수행하고 있다. 그리고 분석한 결과를 토대로 성능개선을 위한 연구 및 추가 전열관 개발을 수행 중에 있다. 앞서 나타난 바와 같이, 셀-튜브 응축기의 개발은 우수한 성능을 갖는 전열관 개발이 선행되어야 한다. 현재까지 수행된 결과로 미루어 보면 기존에 사용하고 있는 전열관 및 개발 중인 전열관들은 선진사인 독일의 빌란트사의 전열관에 비하여 낮은 성능을 보이고 있다. 이는 응축용 전열관의 물리적인 특성 분석기술과 전열관의 가공 및 제작기술의 차이인 것으로 판단된다. 현재 지속적인 실험 및 형상변경 등을 통하여 보다 성능이 우수한 셀-튜브 응축기용 전열관을 개발하기 위한 연구 및 개발을 수행 중이다. 향후 우수한 성능의 응축용 전열관을 개발할 수 있을 것으로 기대한다.