



CO₂ 냉매용 가스쿨러의 열전달 특성

CO₂를 냉매로 하는 냉방시스템 중의 한 요소인 가스쿨러에 대한 연구 개발 현황 및 열전달 특성에 대한 내용을 소개하고자 한다.

장영근

국민대학교 자동차공학전문대학원 (ykjang@kookmin.ac.kr)

강병하

국민대학교 기계공학과 (bhkang@kookmin.ac.kr)

1987년의 몬트리얼 의정서에 의한 CFCs와 HCFCs의 규제에 이어 1999년의 교토의정서에 의한 지구온난화 물질에 대한 규제는 CFCs와 HCFCs의 대체물질로 준비되어온 HFCs의 사용에 제동을 걸게 되었다. 아울러 환경론자들은 냉동공조 업계가 HFCs를 사용하지 말고 탄화수소, 이산화탄소, 암모니아, 물 및 공기와 같은 보다 환경친화적인 자연냉매를 사용할 것을 요구하고 있으며, 최근 학계의 자연냉매에 대한 고무적인 연구결과는 자연냉매의 사용에 대한 산업계의 관심을 고조시키고 있다. 본 고에서는 최근 주목을 받고있는 이산화탄소를 냉매로 하는 냉방시스템 중의 한 요소인 가스쿨러에 대한 연구개발 현황분석 및 향후 과제에 대하여 살펴보기로 한다.

CO₂냉매용 가스쿨러의 특징

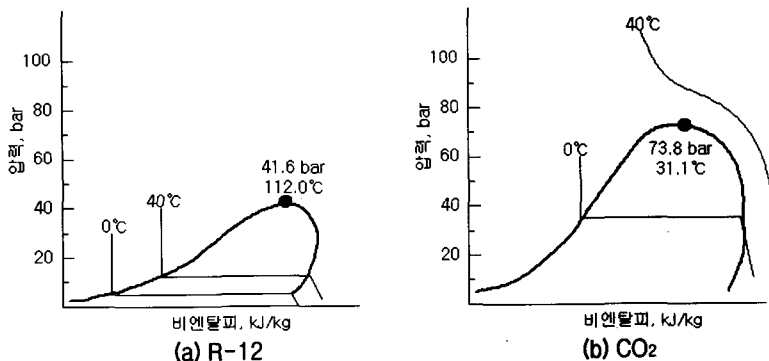
CO₂를 냉매로 사용하는 냉방시스템은 그림 1에서 알 수 있듯이 대부분 임계압력 이상의 고압측과 임계압력 이하의 저압측으로 이루어진 초월임계 사이클(transcritical cycle)에서 작동한다.

열방출은 일반적인 시스템에서는 응축에 의하여 발생하지만, CO₂ 냉매용 냉동사이클에서는 일반적인 냉동시스템과는 달리 단상의 고압유체의 냉각에 의하여 발생한다. 따라서, 일반적인 시스템의 실외기는 냉매가스를 응축하여 액화시키기 때문에 보통 응축기(condenser)라고 부르지만, CO₂ 냉동사이클의 실외기는 초임계 상태의 CO₂가 기상의 고압가스의 냉각작용만을 수행하기 때문에 일반 시스템의 실외기와는 달리 가스쿨러(gas cooler)라고 한다.

가스쿨러의 연구동향

CO₂냉동사이클의 역사

이산화탄소가 증기압축식 사이클의 냉매로 사용되기 시작한 것은 1866년 Thaddeus¹⁾가 제빙기계를 만들면서부터이다.



[그림 1] CO₂와 CFC-12의 p-h 선도



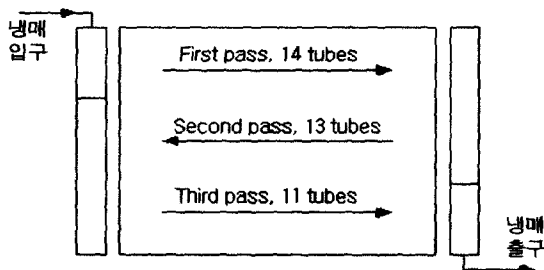
1880년에는 Windhausen²⁾이 최초로 이산화탄소 용 압축기를 개발하였고 효율 향상을 위한 지속적인 노력의 결과로 1889년에는 영국의 Hall에 의해 2단 압축 시스템이 개발되었다. 이산화탄소 냉동 시스템의 사용은 이후 계속 증가하였다가 1931년 CFC-12가 상용화되면서 그 사용이 감소되었고, 1949년부터 대부분이 CFC로 대체되었으며 1956년에 선박용 냉장시스템으로 설치된 것이 마지막이었다.¹⁾

CFCs와 HCFCs는 이후 약 60년간 대부분의 냉장 및 공조 시스템의 냉매로서 독보적으로 사용되어 왔으나 CFCs 및 HCFCs가 환경문제를 야기시킨다고 판명된 이후, 1990년대의 대체냉매 개발에 대한 연구는 이산화탄소를 비롯한 자연 냉매를 대체냉매의 후보로서 포함시켰다. 따라서 1993년 노르웨이의 Lorentzen에 의해 이산화탄소 냉동시스템이 본격적으로 재 연구되기 시작하였다.³⁾

CO₂가스쿨러의 연구현황

1990년대의 대체냉매 개발에 대한 연구는 이산화탄소를 비롯한 자연냉매를 대체냉매의 후보로서 포함시킴에 따라 CO₂ 냉매를 이용한 냉방기의 실외기인 가스쿨러에 대한 연구가 수행되었다.

1998년도에 Pettersen 등⁴⁾이 발표한 논문에 의하면 1990년대 초에 개발되기 시작한 CO₂ 냉매용 가스쿨러는 먼저 자동차 에어컨에 적용되기 시작하였다. 1990년도에는 OD/ID가 4.9/3.4 mm인 알루미늄관에 core depth가 34 mm인 평판 알루미늄

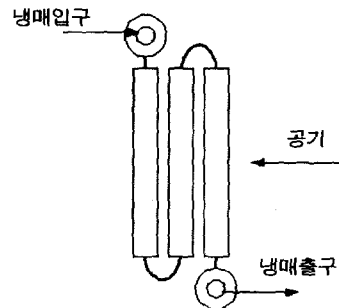


[그림 2] Multi-pass형 가스쿨러

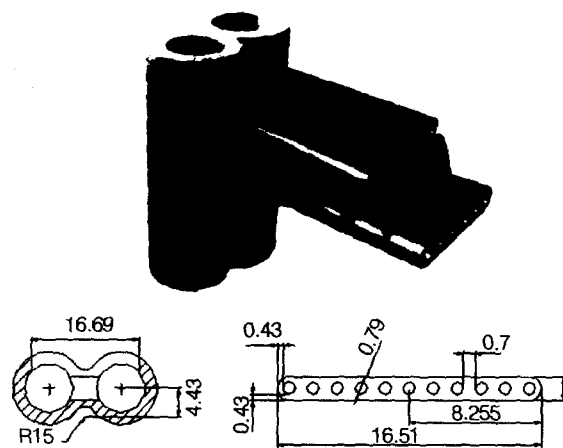
늄관이 부착된 열교환기를 가지고 CO₂ 가스쿨러에 대한 연구를 본격적으로 수행하기 시작하였고, 이

<표 1> CO₂ 냉매용 자동차 에어컨 가스쿨러에 대한 비교

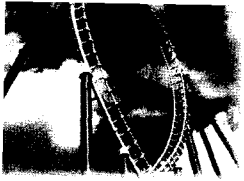
	1990-91 평판관*	1994 원통관*	1997 마이크로채널관*
Face area (m ²)	0.243	0.277	0.290
Tube diameter, OD/ID (mm)	4.9/3.4	3.2/2.0	0.79
Number of tubes/circuits	72/3	120/10	39/4
Core depth (mm)	34	21	16.5
Core volume, V (10 ⁻³ m ³)	8.3	5.8	4.8
Package volume, Vp (10 ⁻³ m ³)	8.7	6.1	5.0
Total mass, G (kg)	4.3	2.6	2.8
Air-side surface, Sa (m ²)	11.1	9.5	8.4
Sa/V (m ² /m ³)	1340	1640	1750
Sa/Vp (m ² /m ³)	1280	1560	1680
Sa/G (m ² /kg)	2.6	3.7	3.0
Refrigerant-side pressure drop (bar)	3.2	4.7	1.0
Temperature approach (K)	3.7	3.6	~1.0



[그림 3] Multi-slab형 가스쿨러



[그림 4] Multi-pass형 가스쿨러의 크기 및 형상



후 1994년도까지 원형관 가스쿨러에 대한 연구는 관경을 줄이고 핀의 형상을 일반 평판에서 루버 핀의 형태로 다양하게 연구 개발되었다⁴⁾. 또한, 1997년도에는 내경 0.79 mm의 마이크로채널관 형태의 가스쿨러가 개발되어 연구되었다⁴⁾. 이러한 마이크로채널관 형태의 가스쿨러는 그림 2에 나와 있는 것과 같은 multi-pass single-slab 형태와 그림 3의 single-pass multi-slab 형태의 2가지 열교환방식에 대한 연구를 수행하여 multi-slab형 가스쿨러가 multi-pass형 가스쿨러를 적용하였을 때보다 시스템의 성능(COP)이 약 5%정도 향상됨을 밝혔다⁵⁾. 그림 4는 실제 자동차에 적용되었던 multi-pass형 마이크로채널관 형태의 가스쿨러에 대한 크기 및 실물 사진이다.

이상과 같이 자동차 에어컨에 적용되어 연구 개발되어온 CO₂ 가스쿨러에 대한 특징을 정리하면 표 1과 같다.

가스쿨러 관내의 초임계 CO₂ 유동에 대한 열전달 및 압력강하에 대한 특성 분석은 내경 2 ~ 10 mm의 직관을 가지고 이중관 대향류 형태의 열교환기를 제작하여 실험실 단위의 연구로 최근에 본격적으로 진행되고 있다. 표 2에 현재까지 진행된 이중관 형태의 가스쿨러에 대한 연구결과를 정리하였다.

가스쿨러의 상관 관계식

열전달 상관관계식

CO₂ 가스쿨러의 초임계 상태에 대한 관내 열전달

에 관한 상관관계식은 최근에 발표된 ASHRAE Research Journal⁶⁾에 잘 정리되어 있다. 내경 10 mm 이내의 긴 수직 및 수평관을 가지고 CO₂ 초임계 유동에 대한 열전달 계수를 관내 벽면온도 및 관내 유체의 평균온도를 기준으로 하여 열전달 상관관계식을 많은 연구자가 최근까지 발표하고 있다. CO₂ 냉매용 가스쿨러 내의 열전달은 열역학적 물성치들이 급격하게 변하는 초임계 상태에서 발생한다. 열역학적 물성치들이 급격하게 변화하는 상태의 열전달 계수는 관내의 국소평균온도 및 열유속에 크게 의존한다. 1969년 Krasnosh - Chekov 등이 CO₂ 냉매용 가스쿨러에 대한 초임계 상태에서의 열전달 계수를 내경 2.22 mm의 긴 수평관을 가지고 실험하여 다음과 같은 상관관계식을 제시한 것이 최초이다.

$$Nu_w = Nu_{ow} \left(\frac{\rho_w}{\rho_m} \right)^n \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{pw}} \right)^m \quad (1a)$$

여기서, Nu_{ow} 는 Petukhov-Kirillov가 관내 벽면온도(T_w)를 기준으로 열역학적 물성치가 일정한 상태에서 제시한 상관관계식을 통하여 계산된 것이고, 지수 m 과 비열 \bar{c}_p 는 다음과 같이 정의된다.

$$m = B \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{pw}} \right)^k \quad (1b)$$

$$\bar{c}_p = \frac{i_m - i_m}{T_m - T_m} \quad (1c)$$

식 (1a), (1b)의 상수 및 지수 n, B 및 k 는 관내의 초임계 압력에 따라 표 3에 정의되어 있다. 이들이 실

<표 2> 이중관 CO₂ 냉매용 가스쿨러에 대한 연구결과

구분	연구자 (년도)	방열량 (kW)	CO ₂ 입구압력 (bar)	CO ₂ 입구압력 (°C)	CO ₂ 질량유량 (kg/s)	CO ₂ 열전달계수 (W/m ² K)
이중관, 대향류형 (D 12.7 ~ 19.1 mm, L 2.74 m, 수냉각 방식)	Olson ⁷⁾ (2000)	1.8 ~ 6.2	74 ~ 120	31.6 ~ 88.6	1.1 ~ 5.0	2,000 ~ 10,000
이중관, 대향류형 (D 6.35 ~ 19.1 mm, L 12.9 m, 수냉각 방식)	Groll et al ⁸⁾ (2001)	8.9 ~ 15	80 ~ 120	91 ~ 126	1.2 ~ 2.4	5,000 ~ 25,000

<표 3> 식(1)의 지수와 상수 n, B 및 k 값

P, bar	80	100	120
n	0.38	0.68	0.80
B	0.75	0.97	1.00
k	0.18	0.04	0



험한 범위는 관내 벽면온도를 기준으로 한 Re_w 는 $6.3 \times 10^4 \leq Re_w \leq 2.9 \times 10^5$ 이고, 관내 유체의 평균온도를 기준으로 한 Re_m 은 $9 \times 10^4 \leq Re_m \leq 3.2 \times 10^5$ 이다. 이후 1977년 Baskov 등은 내경 4.12 mm의 긴 수직관을 가지고 실험하여 1969년 Krasnoshchekov 등이 제시한 상관식과 동일한 식을 제시하였다. 1985년에는 Petrov와 Popov가 실험범위로 관내 벽면온도 기준시 $1.4 \times 10^4 \leq Re_w \leq 7.9 \times 10^5$ 유체평균온도 기준시 $3.1 \times 10^4 \leq Re_m \leq 8 \times 10^5$ 의 범위에서 식(2)와 같은 상관식을 제시하였다.

$$Nu_w = Nu_{low} \left(1 - 0.001 \frac{q_w}{G} \right) \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{pw}} \right)^n \quad (2)$$

여기서, Nu_{low} 는 Petukhov-Kirillov가 관내 벽면온도(T_w)를 기준으로 열역학적 물성치가 일정한 상태에서 제시한 상관관계식을 통하여 계산하였다.

이외에 1988년 Petrov와 Popov는 CO₂, H₂O 및 He에 대한 초임계 유동의 냉각에 대한 열전달 계수 상관식을 제시하였고, 최근에는 Fang 등이 Petrov와 Popov의 식을 기초로 하여 가스쿨러의 열전달 모델로 식(3)과 같은 상관관계식을 제시하였다.

$$Nu_w = Nu_{low} \frac{(f_w/8)(Re_w - 1000)Pr_w}{A + 12.7(f_w/8)^{1/2} (Pr_w - 1)^{2/3}} \left(1 - 0.001 \frac{q_w}{G} \right) \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{pw}} \right)^n \quad (3a)$$

여기서, 실험범위는 $10^4 \leq Re_w \leq 106$ 이고, f_w 는 관내 벽면온도를 기준으로 계산한 마찰계수로서 Churchill의 식을 이용하였다. c_p 는 식(1c)에 의하여 계산되고, A는 다음과 같이 정의된다.

$$A = \begin{cases} 1 + 7 \times 10^{-8} Re_w & Re_w < 10^6 \\ 1.07 & Re_w \geq 10^6 \end{cases} \quad (3b)$$

압력강하 상관관계식

압력강하 상관관계식에 대하여는 1985년 Petrov와 Popov가 초임계 상태의 CO₂가 냉각될때의 관

계식을 $1.4 \times 10^4 \leq Re_w \leq 7.9 \times 10^5$ 와 $3.1 \times 10^4 \leq Re_m \leq 8 \times 10^5$ 의 범위에서 다음과 같이 제시하였다.

$$f = f_{0w} \left(\frac{\rho_w}{\rho_m} \right) \left(\frac{\mu_w}{\mu_m} \right)^s \quad (4a)$$

여기서, f_{0w} 는 관내 벽면온도를 기준으로 하여 열역학적 물성치가 일정할 때의 마찰계수 값이다. 지수는 다음과 같이 정의된다.

$$s = 0.023 \left(\frac{|q_w|}{G} \right)^{0.42} \quad (4b)$$

이후, 1988년 이들은 초임계 상태의 CO₂와 H₂O 및 He에 대하여 $2 \times 10^4 \leq Re_w \leq 1.88 \times 10^5$ 와 $2.3 \times 10^4 \leq Re_m \leq 2.03 \times 10^5$ 의 범위에서 식(4)를 수정한 새로운 압력강하 상관관계식(5)를 제시하였다.

$$\frac{f_w}{f_{0m}} = \left(\frac{\mu_w}{\mu_m} \right)^{1/4} + 0.17 \left(\frac{\rho_w}{\rho_m} \right)^{1/3} \left(\frac{|f_w|}{f_{0m}} \right) \quad (5a)$$

여기서, f_{0m} 은 관내 유체의 평균온도 T_m 을 기준으로 다음과 같은 식으로 계산하였다.

$$f = (1.82 \log Re - 1.64)^{-2} (10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^6) \quad (5b)$$

또한, 관성력 f_i 는 일차원 유동으로 가정하여 다음과 같이 정의된 식으로 계산하였다.

$$f_i = \frac{8q_w}{Gc_p} \left[- \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} \right)_p \right]_m \quad (5c)$$

맺음말

이산화탄소를 냉매로 하는 냉동사이클의 사용배경 및 가스쿨러의 연구동향에 대하여 살펴보았다. 아직 까지 가스쿨러 관내의 초임계 상태에 대한 열전달 및 압력강하에 대한 연구는 다소 미흡하지만, 현재 개발 중인 상태를 고려하면 향후 대체냉매로 CO₂가 사용



될 때에는 가스쿨러의 기본 설계에 필요한 상관식들이 좀 더 정확한 실험값을 가지고 완성될 것이다.

이산화탄소 사이클은 자연물질을 이용하기 때문에 냉매 누설이 비교적 많은 응용분야에 매우 적합하여 차량용 공조장치의 차세대 냉매로 각광을 받고 있다. 또한, 이산화탄소 사이클의 열방출 과정인 가스냉각기의 열역학적인 장점과 높은 열교환 성능을 고려하면 열펌프 및 급탕기로 적용할 때 기존 냉매 대비 우수한 성능이 예측된다. 따라서 이산화탄소 사이클의 상용화가 곧 이루어질 것으로 예상되며, 향후 그 응용분야도 계속 확대될 것으로 전망된다.

참고문헌

1. Thevenot, R., 1979, A history of refrigeration throughout the world, Paris International Institute of Refrigeration.
2. Goosman, J. C., 1927, The progressive development of carbon dioxide refrigerating methods, Refrigerating Engineering, Vol. 14, No. 6, pp. 188~189.
3. Lorentzen, G., and Pettersen, J., 1993, A new efficient and environmentally benign system for car air-conditioning, International Journal of Refrigeration, Vol. 16, No. 1, pp. 4~12.
4. Pettersen, J., Hafner, A., and Skaugen, G., 1998, Development of compact heat exchangers for CO₂ air-conditioning systems, International Journal of Refrigeration, Vol. 21, No. 3, pp. 180~193.
5. Yin, J. M., Bullard, C. W., and Hrnjak, P. S., 2000, Design strategies for R744 gas cooler, IIF-IIR Commission B1, B2, E1, and E2, Purdue University, pp. 315~322.
6. Fang, X., Bullard, C. W., and Hrnjak, P. S., 2000, Heat transfer and pressure drop of gas coolers, ASHRAE Transactions: Research, pp. 255~266.
7. Olson, D. A., 2000, Heat transfer of supercritical carbon dioxide flowing in a cooled horizontal tube, IIF-IIR Commission B1, B2, E1, and E2, Purdue University, pp. 251~258.
8. Pitla, S. S., Groll, E. A., and Ramadhyani, S., 2001, Convective heat transfer from in-tube cooling of turbulent supercritical carbon dioxide: Part 2-Experimental data and numerical predictions, HVAC&R Research, Vol. 7, No. 4, pp. 367~382. ●