

가정용 냉장고의 대체냉매와 성능향상을 위한 방안

Replacement Refrigerants in Domestic Refrigerator and Methods for Improved Performance

정 동 수
D. S. Jung

U. of Maryland (연구조교수)



- 1959년생
- 대체냉매를 사용하는 냉동기 및 열펌프의 성능향상에 관한 연구에 관심을 가지고 있다.

1. 서 론

성층권에 분포된 오존(ozone)층이 피부암과 백내장등을 유발시키는 태양으로부터의 자외선을 막아 준다는 것은 잘 알려진 사실이다.¹⁾ 지난 20년간의 연구결과 이 오존층이 chloro-fluoro carbons(CFCs)가 대기권에서 분해될 때 나오는 염소에 의해서 붕괴되어지고 있다는 것이 밝혀지고 있다.²⁾ 이 오존층 붕괴가 지엽적인 문제가 아니고 온 세계가 협력을 해야 될 지구 전체의 문제임을 인식해서 1987년에 24개국과 구주공동체가 소위 Montreal 협약에 조인하면서 이 오존층을 파괴하는 물질의 생산과 무역, 사용등을 규제하게 되었다.³⁾ 우리가 흔히 사용하는 냉매들(R11, R12, R113, R114, R115)이 Montreal 협약에 의해서 규제가 되는 물질들이다. 이들 냉매들이 1930년에 개발된 이후 이들의 좋은 열역학적 성질과 비가연성, 그리고 비독성 때문에 거의 모든 공기조화와 냉동기의 작동 매체로 사용되어져 왔다.⁴⁾ 특히 R12는 전세계적으로 가정용 냉장고에 독점적으로 사용되어져 왔다.

현재 미국 환경청(EPA)의 조사 보고에 의하면 향후 몇십년간은 온실효과(greenhouse

warming effect)가 오존층 붕괴보다 더 중요한 문제가 되어질 것으로 보인다.⁵⁾ 이 온실효과를 타개하기 위한 방법중에서 가장 중요한 것이 에너지 변환기구들의 효율 향상인 것이다.

이러한 환경문제로 가장 큰 영향을 받는 것이 가정용 냉장고 제조업체이다. 오존층을 붕괴시키지 않는 새로운 냉매로 대체함과 동시에 에너지 소비를 1993년까지 현재의 75%선으로, 1999년까지 현재의 50%까지 줄여야 하기 때문이다. 한국경제의 대미의존도와 석유의 대외의존도가 높은 이 시점에서 성능이 향상되고 환경문제를 야기치 않은 냉장고 개발하는 것은 시급한 당면 과제이기에 이 논문에서는 냉장고의 대체 냉매와 성능 향상 방안에 대해서 논해 보고자 한다.

2. 대체 냉매

많은 사람들은 지금까지 과학이 발달한 시점에서 대체 냉매를 찾는다는 것이 쉬운일일 것으로 생각을 한다. 하지만 현재 인류가 개발해 놓은 1,000여종의 산업용 액체 중에서 실제로 냉매로 쓸 수 있는 것은 몇종이 되지

않는다. 냉매로 사용되기 위해서는 아래의 여러 조건들을 구비해야만 한다.⁶⁾

- ① 잠열(latent heat of vaporization)이 커야 한다.
- ② 빙점이 낮아야 한다.
- ③ 임계온도가 높아야 한다.
- ④ 증발기에서의 압력이 대기압보다 높아야 한다.
- ⑤ 증기의 전기 절연성(dielectric strength)이 높아야 한다.
- ⑥ 윤활유에 잘 흡수가 되어야 한다.
- ⑦ 가연성이 없어야 됨.
- ⑧ 유독성이 없어야 됨.

이상의 조건들 외에도 가격이 싸야 하고 현실점에서는 환경을 파괴시키지 않아야 한다.

1987년에 Didion과 McLinden이 체계적으로 대체 냉매를 찾아 본 결과 위의 조건들을 만족시키는 액체들이 51 개가 있는데 그중에서 가연성과 유독성이 높은 액체들을 가려내면 현재 인류가 알고 있는 액체들 중에서 단지 20 개만이 냉매로 쓰일 수가 있음이 밝혀졌다.⁴⁾ 그런데 이 20 개의 액체들이 모두 halocarbon 들이다. 이 halocarbon 은 세가지로 나눌 수가 있는데 첫번째는 chlorofluoro carbon (CFC)으로 수소가 그안에 들어 있지 않다. Montreal 협약에 의해서 규제가 가해지는 냉매들이다. 두번째는 hydrochlorofluoro carbon (HCFC)으로서 최소한 한개의 수소와 염소 원자가 들어 있다. 예를 들면 R22, R123, R124, R141b, R142b 등이다. 이 HCFC 들은 CFC 만큼 오존층을 붕괴시키지는 않지만 염소를 포함하고 있기에 오존층 보호라는 측면에서 바람직하지 못하다. 그러므로 현재 서독을 비롯한 구주공동체의 여러나라들과 미국의 EPA에서 심각하게 HCFC인 R22를 쓰지 않으려 하며 향후 10-20년내로 사용이 금지될 전망이다. 세번째는 hydrofluoro carbon (HFC)으로 염소가 포함되어 있지 않다. 예로써 R32, R134a, R125, R143a, R152a 등이 있다. 염소가 없으므로 오존층 붕괴와는 상관이 없는 액체들이다. 쉽게 HFC를 구별할 수 있는 방법은 냉매 번호에서 숫자들만 더해서 5나 8이면 HFC인 것이다. 오존층 붕괴의

강도와 온실효과의 강도는 ozone depletion potential (ODP) 그리고 greenhouse warming potential (GWP)라고 불리우며 R11을 기준으로 해서 표시가 되어진다. 표 1은 현재까지 개발된 halocarbon 들의 고유계수들과 환경계수(ODP, GWP)를 나열하고 있다. 환경면에서 볼 때는 앞으로의 대체 냉매는 HFC에서 나올 것이다.

다음에 고려해야할 사항은 증기압력이다. 현재 냉장고에서 사용되는 R12를 대체하기 위해서는 대체 냉매의 증기압이 R12와 비슷해야 한다. 그렇지 않으면 압축기의 크기에 큰 변화를 가져오게 된다. 그림 1은 약 20개의 halocarbon 들의 증기압들을 나타내고 있다. R12를 기준으로 해서 오른쪽에 있는 냉매들은 증기압이 R12보다 낮고 왼쪽에 있는 냉매들은 증기압이 R12보다 높다. 증기압이 낮아지면 상대적으로 비체적이 증가하므로 압축기가 밀어내는 유량이 감소하고 반대로 증기압이 높아지면 유량이 증가한다. 그림 1의 증기압선도를 보면 알 수 있듯이 R12와 증기압이 비슷한 것은 R134a와 R152a 뿐이다.

냉매를 선택할 때 실제로 중요한 것은 어떤 냉매가 냉장고 안에서 냉동 사이클을 통해서 어느정도의 성적계수를 내느냐 하는 것이다. 그림 2와 3은 가정용 냉장고의 냉동 사이클과 이 냉동 사이클을 온도-엔트로피(T-s) 선도에 옮겨 놓은 것이다. 보통은 냉동실에 증발기가 놓여있고 응축기와 압축기는 냉동실 밖에 장치되어 있고 흡입관 열교환기가 있어서 용량을 증가시켜 주게 되어 있다. 냉장실의 온도조절은 냉동실에서 10-20%의 차가운 공기를 보냄으로 이루어진다. 그러므로 냉동과 냉장실에서 요구되는 냉각 부하가 냉동실에 있는 증발기에서 모두 얻어진다. 1991년에 Jung와 Radermacher는 그림 2와 3에 있는 냉동 사이클을 전산기를 사용해서 시뮬레이션을 해서 성적계수와 capacity 등의 중요한 변수들을 계산해 내었다.⁸⁾ 표 2와 그림 4 및 5는 약 20개의 냉매에 대해 계산된 이러한 변수들을 나열하고 있다.

R22, R141b, R142b, R152a 등 4개의 냉매를 제외하고는 모든 냉매의 성적계수가 R12

표 1 여러 순수냉매들의 열물성치와 환경지수

Fluid	Mw (kg/kmol)	NBP (k)	FP (k)	T _c (k)	P _c (kPa)	V _c (m ³ /kmol)	z _c	ODP	GWP
R11	137.370	296.9	162.15	471.2	4467.0	0.2470	0.2816	1.0	1.0
R12	120.910	243.4	115.15	385.0	4180.0	0.2170	0.2834	1.0	3.0
R13	104.460	191.7	92.15	302.0	3921.0	0.1810	0.2827		
R13B1	148.910	215.5	105.15	340.2	4017.0	0.2000	0.2840		
R22	86.470	232.3	113.15	369.3	5054.0	0.1690	0.2782	0.05	0.34
R23	70.010	191.0	118.15	299.1	4900.0	0.1330	0.2621		
R113	187.380	320.7	238.15	487.5	3456.0	0.3290	0.2805	0.8	1.4
R114	170.920	276.8	179.15	419.0	3304.0	0.3070	0.2912	0.7	3.9
R142B	100.490	263.3	142.15	410.3	4120.0	0.2310	0.2790	0.06	0.36
R152A	66.050	248.5	156.15	386.4	4520.0	0.1800	0.2533	0.0	0.03
R123	152.930	300.3	165.95	456.9	3675.0	0.2726	0.2637	0.02	0.02
R143A	84.040	225.9	161.82	346.3	3758.0	0.1940	0.2532	0.0	0.74
R124	136.475	260.0	74.00	395.6	3660.0	0.2440	0.2715	0.02	0.1
R125	120.020	224.7	170.00	339.4	3637.0	0.2100	0.2707	0.0	0.58
R134A	102.030	247.1	172.15	374.3	4067.0	0.1990	0.2601	0.0	0.26
R32	52.024	221.5	137.00	351.5	5830.2	0.1210	0.2414	0.0	0.13
R141B	116.950	304.9	169.85	477.9	4400.0	0.2521	0.2792	0.1	0.09

(*) Mw, NBP, FP, T_c, P_c, V_c, z_c, ODP, and GWP are molecular weight, normal boiling point, critical temperature, pressure, volume, compressibility factor, ozone depleting potential, and greenhouse warming potential respectively.

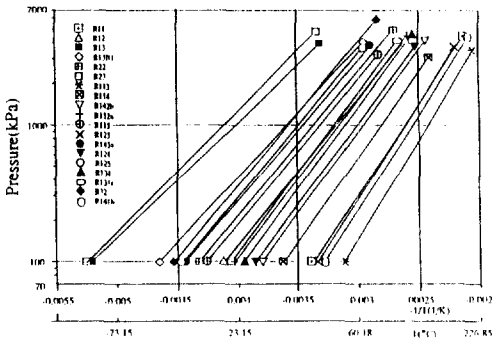


그림 1 냉매들의 증기압 선도

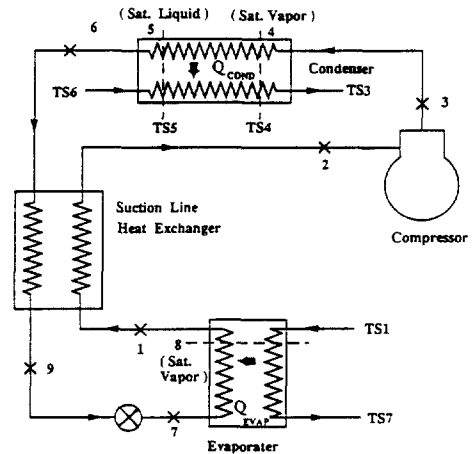


그림 2 표준형 냉장고의 냉동 사이클

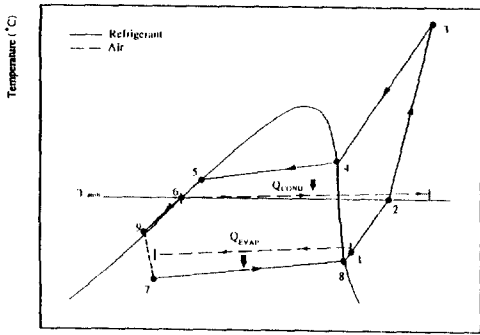


그림 3 표준형 냉장고의 냉동 사이클을 T-s 선도상에 나타냄 (냉매는 혼합냉매임).

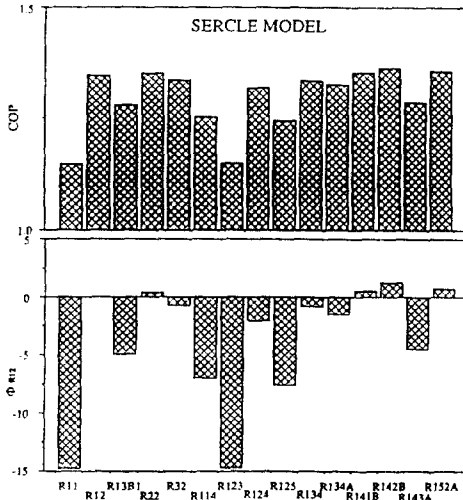


그림 4 냉매들의 성적계수와 성적계수의 변화 (R12 기준)

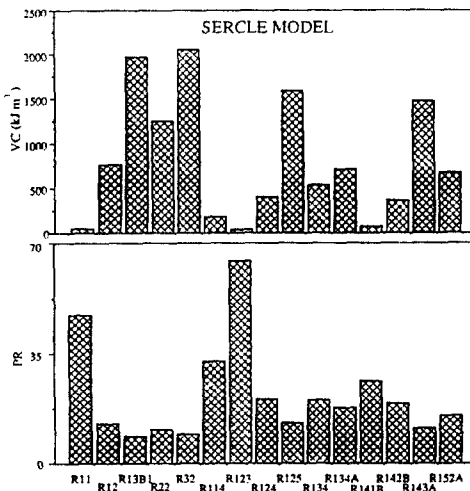


그림 5 냉매들의 체적용량과 압력비

표 2 여러 순수냉매에 대한 가정용 냉장고의 시뮬레이션 결과

Fluid	COP	ϕ_{R12}	VC	PR
R 11	1.147	-14.7	49	47.4
R 12	1.345	0.0	769	12.6
R 13B1	1.279	-4.9	1964	8.7
R 22	1.35	0.4	1247	10.8
R 32	1.335	-0.7	2047	9.3
R 114	1.251	-7.0	182	32.7
R 123	1.148	-14.7	42	64.5
R 124	1.317	-2.1	406	20.5
R 125	1.243	-7.6	1580	12.9
R 134	1.334	-0.8	545	20.3
R 134a	1.325	-1.5	715	17.6
R 141b	1.352	0.5	77	26.37
R 142b	1.362	1.3	367	19.2
R 143a	1.285	-4.5	1464	11.2
R 152a	1.355	0.7	671	15.1

(Note: The volumetric capacity, VC, is in kJ/m^3 , PR is a pressure ratio across the compressor.)

보다 떨어지고 가장 성적계수가 높은 R142b도 겨우 1.3%의 성적계수의 증가를 보이고 있다. R12의 대체냉매로 가장 큰 각광을 받고 있는 R134a는 1.5%의 성적계수의 감소를 보이고 있다. 압축기의 크기와 상관성이 있는 체적용량(volumetric capacity), $(H_2 - H_7)/v_2$ (그림 2 참조)을 보면 R134a는 R12보다 7%가 낮으므로 압축기의 크기가 7%가 커져야 한다. 결론적으로 순수냉매를 사용해서 현재 사용하는 냉장고의 냉동 사이클로는 오존층 붕괴는 막을 수 있을지 몰라도 열효율 향상이 없으므로 온실효과는 감소시킬 수가 없다. 그러므로 미국의 냉장고 제조업체는 아직도 공식적으로 어떤 냉매를 사용하겠다는 결정을 못내리고 있다. 구주공동체는 사정이 달라서 에너지 소비와는 관계없이 오존층 붕괴를 줄이기 위해서 ODP가 0.0인 HFC인 R134a로 냉매를 결정하고 1991년 말부터는 시장에 내놓을 전망이다.

3. 성능향상을 위한 방안

그림 6은 현재 미국에서 생산되는 표준형 냉장고의 부품별 연간 에너지 사용을 나타내고 있다. 가장 큰 부분인 74.7%의 에너지가 압축기에 의해서 사용되고 있다. 냉장고의 벽은 열의 투입을 막아주는 단열재로 구성되어 있으므로 열효율의 향상을 위해서는 단열재의 연구, 압축기의 성능향상, 보다 효과적인 냉동 사이클 등이 2,000년대의 높은 효율의 냉장고 생산에 이르는 방안들이므로 이들에 대해서 논의하며 기타 다른 방안들도 고려하고자 한다.

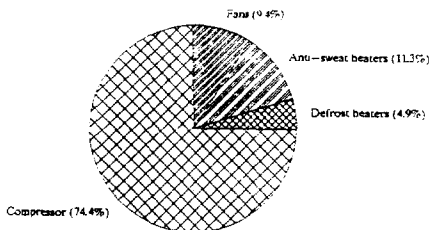


그림 6 냉장고의 전력 사용 분포

3.1 단열재 효율 향상

가장 쉽게 에너지 소비를 줄일 수 있는 방법은 현재 사용되고 있는 foam 단열재의 두께를 늘이는 것이다. 현재 대부분의 냉장고 업체들이 문에는 약 3.8cm 그리고 벽은 약 5cm 두께의 단열재를 쓰고 있다. 약 1.25~2.5cm 두께로 단열재를 더 쓰면 5~10%까지 에너지 소비가 줄어들 수 있다. 하지만 두께가 증가하면 내부의 냉장, 냉동체적이 줄어들므로 같은 체적을 유지하려면 외부의 치수들이 증가하므로 한국과 같이 부엌의 내부공간이 넓지 못한 실정에서 이것은 바람직하지 않다.

두께를 늘이지 않고 단열재의 효율을 향상하기 위해서는 현재 사용하는 foam 단열재의 단열성을 높이는 방법과 진공 panel을 사용하는 방법이 있다. 현재 사용되는 단열재의 열전도계수는 약 0.018 W/m K으로 현재 일본에서 개발되고 개발중에 있는 micro-cell-technology를 사용하면 약 0.014~0.016 W/

m K으로 열전도계수를 줄일 수가 있다.

진공 panel은 panel 사이의 공기를 제거함으로써 열전달을 줄여준다. 보통 이 진공 panel들은 봉괴되는 것을 막기 위해서 panel 사이에 열전도계수가 낮은 분말들을 집어 넣고 있다. 미국의 General Electric 회사의 보고서에 의하면 진공 panel의 열전도계수가 약 0.007 W/m K 정도로써 지금 사용되는 foam 단열재의 채 반이 못된다.⁹⁾ 물론 현재까지 미국의 어느 냉장고 제조업체도 진공 panel을 사용한 제품을 생산하지는 않았지만 1999년도의 에너지 소비절약의 목표를 달성하기 위해서는 가장 심각하게 고려되고 있는 사항이다. 이를 위해서 미국 환경청에서도 큰 관심을 갖고 현재 진공 panel을 사용한 prototype을 실험하려고 하고 있다.

단열재와 함께 떼어 놓을 수 없는 것이 문의 gasket이다. 상당한 분량의 열이 냉장실과 냉동실의 gasket을 통해서 스며들어 오고 있다. 그러므로 현재 사용하는 gasket 외에 안쪽으로 gasket을 하나 더 달면 열의 유입을 줄일 수 있으므로 성능 향상과 직접적인 연관이 있음을 알 수 있다.

3.2 압축기의 성능 향상

어느 냉동 사이클에서나 가장 핵심이 되는 부품은 압축기이다. 그러므로 압축기의 성능향상은 에너지 소비를 줄이는데 직접적인 역할을 한다. 현재 미국내에서 사용되는 압축기의 효율은 (energy efficiency ratio로 나타냄) 약 4-5 정도이다. 가장 보편화된 냉장고의 경우 EER이 4.5이다. 필자가 아는 바로는 한국내에서 생산되는 압축기의 EER이 4.0 정도이므로 먼저 압축기의 EER을 15~25% 정도 올리는 연구가 시급하리라 본다. 물론 압축기의 성능을 높이기 위해서 생산시설의 현대화, quality control, close tolerance 등의 여러가지 문제점이 있고 가격면에서도 현재보다 높을지 모르지만 국제시장에서 경쟁해서 판로를 개척할 수 있는 길은 이것이 최선이라고 본다. 현재 추세로는 미국의 경우 1992~1993년을 계기로 EER이 5.3인 압축기가 시판되리라는 것이 예측되어지고 있다.

표 3 압축기에 소요되는 동력의 분포상황

	EER = 5.0 Reciprocating compressor	EER = 3.2 Reciprocating compressor	EER = 4.7 Rotary compressor
Input Electric power	100 %	100 %	100 %
Motor Loss	17 %	28 %	20 %
Mechanical Losses	8 %	10 %	14 %
Suction gas heating	12 %	18 %	5 %
Discharge port losses	2 %	2 %	2 %
Low side pressure losses	4 %	4 %	4 %
Compression and Pressure losses	2 %	2 %	2 %
Piston blow by internal leakage	1 %	1 %	5 %
Actual power delivered to gas	54 %	35 %	51 %

표 3은 압축기에 소요된 전력 분포를 보여 주고 있다. 실제로 냉매에 전달되어진 일을 제외한 것중에서 가장 큰 부분을 차지하는 것이 모터에서의 손실과 흡입가스의 가열이다. 현재 어느 압축기 회사든지 이 두가지 손실을 줄이기 위해서 최대한의 연구를 하고 있는 시점에서 한국의 압축기 생산 회사들도 2000년대의 고성능 냉장고의 생산을 위해 이 방면에 많은 투자와 연구가 필요하리라 여겨진다.

3.3 냉동 사이클의 개선

현재의 냉동 사이클에서는 냉동실에 있는 증발기에서 냉동실과 냉장실에 필요한 냉각 효과를 얻고 있다. 그러므로 냉장실만 따로 떼어보면 열역학적으로 불필요한 비가역성이 발견된다. 이것을 감소시키려면 냉동실과 냉장실에 독립된 두개의 냉동 사이클을 사용하면 된다. 물론 시스템에 많은 변화가 따르겠지만 Bare 등의 연구 보고에 의하면 15~20% 정도의 효율이 증가되어진다.¹⁰⁾ Pederson 등은 실험으로 12%의 효율증가가 있음을 증명했다.¹¹⁾ 다른 장점들로는 온도조절이 현재보다 훨씬 용이해지고, 습기와 냄새가 냉장실에서 냉동실로 옮겨가는 것이 방지되며

그 결과로 냉동실의 증발기에 얼음이 쌓이는 양이 적어지므로 얼음을 녹이는데 드는 전력을 약 2~4% 정도 절약할 수 있게 된다.

먼저 대체 냉매를 논하면서 순수냉매와 현재의 냉동 사이클로는 열효율을 개선할 수 없음을 열역학적으로 증명했다. 두개의 독립적인 사이클을 사용하면 압축기가 둘이 되며 가격이 높아지게 된다. 이것들을 극복하려면 한 가지 방법이 혼합냉매 즉 *nonazeotropic refrigerant mixtures (NARMs)*를 사용하는 것이다. 이 혼합냉매는 순수냉매와 달라서 같은 압력에서 증발이 일어날 때 온도가 일정치 않고 증가하며 반대로 응축시에는 온도가 감소한다. 그림 7은 T-s 선도상에 이상적인 *Carnot* 사이클을 나타내 주고 있는데 열전달 매체의 온도도 표시가 되어 있다. 순수냉매에 있어서는 열교환기의 한쪽에 *pinch point*가 생기며 그 반대쪽은 냉매와 열전달 매체사이의 온도차가 굉장히 크므로 엔트로피의 형성이 커진다. 한편 혼합냉매에서는 냉매와 열전달 매체의 온도가 잘 맞추어 질수가 있어서 온도차가 작아지므로 엔트로피의 형성을 감소시킨다(이것을 이상적인 *Lorenz* 사이클이라고 함). 이렇게 온도를 맞추기 위해서는 대항류

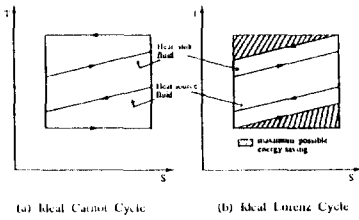


그림 7 이상적인 Carnot 사이클과 Lorenz 사이클

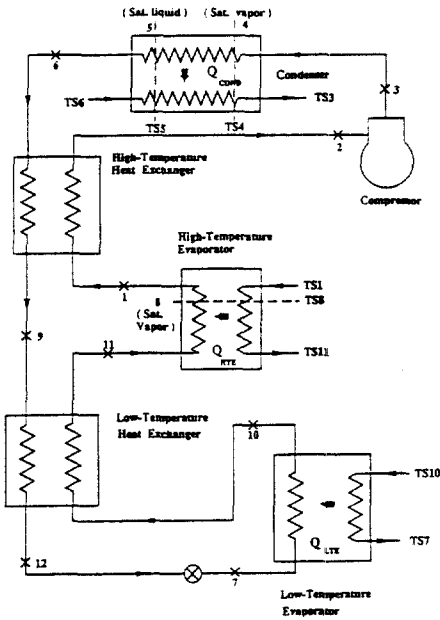


그림 8 Lorenz와 Meutzner의 혼합냉매를 사용하는 새로운 냉동 사이클

열교환기가 사용되어야 하며 열교환기의 면적의 증가가 요구되지만 이상적인 Lorenz 사이클의 경우 그림 7에서 나타난 빗금친 만큼의 에너지를 절약할 수 있다. 물론 실제의 냉동 사이클은 이상적인 Lorenz 사이클이 아니므로 절약되는 에너지의 양은 그림 7에 있는 것 보다는 작지만 가능성은 있는 것이다. 현재까지 여러번의 열펌프와 냉장고 실험을 통해서 약 10~30%까지 에너지가 절약되는 것이 판명되었다. ^{12, 13, 14} 본 필자는 이 NARMs를 사용해서 냉동실과 냉장실에 증발기가 따로 있고 압축기는 한개인 Lorenz-Meutzner

의 냉동 사이클을 컴퓨터로 시뮬레이션 했다 (그림 8).¹⁵ 혼합냉매가 잘 선택되어질 경우 약 13~18%의 에너지가 절약됨이 보여졌다.¹⁶ 현재 필자의 연구실에서는 이 혼합냉매들을 사용해서 효율을 증가시키는 연구가 지난 3년간 진행되어져 왔으며 괄목할만한 성과를 보이고 있다(공식적인 결과는 곧 미국공조협회에 보고될 것임).

3. 4 기타의 효율향상 방안들

냉장고의 사이클은 정상상태에서 작동하지 않고 항상 비정상(unsteady) 상태이다. 특히 압축기가 작동하지 않을 때 응축기의 더운 액체가 증발기로 내려와서 응축하며 압력이 같아져야 압축기가 다시 작동을 할 수 있다. 그러므로 압축기가 작동해서 처음 5분 정도는 압력을 다시 올려야 하고 시스템을 원상태로 회복하는데 사용된다(이것을 소위 cycling loss라고 함).¹⁷ 그러므로 이 시간에는 냉동이 거의 이루어지지 않아서 전력의 소모가 생기므로 이것을 방지하기 위해서 소위 fluid control valve를 사용해서 압축기가 작동하지 않을 때 더운 액체가 증발기 쪽으로 움직이는 것을 막음으로 압축기가 다시 작동할 때 즉시 냉동이 이루어지게 할 수 있다. 유럽과 일본 제품들 그리고 새로 나온 미국 제품들이 이 밸브를 달고 있고 약 5~10%의 에너지 절약이 예상된다. 이외에 현재 냉매의 유량을 조절하기 위해서 쓰이는 capillary tube 대신에 자동차나 집의 air conditioner에 쓰이는 thermostatic expansion valve(물론 orifice가 작아야 됨)를 사용하면 증발기가 100% 포화상태로 되어서 열효율이 증가하게 된다. 이것 역시 여러 밸브 회사들이 많은 투자를 하며 연구하고 있는 것중의 하나이다.

4. 결 론

환경이 오염으로 말미암아 지금까지 써오던 냉매들이 규제에 묶임으로서 공기조화 냉동기 제조업계가 큰 도전을 받고 있다. 특히 가정용 냉장고 업계는 오존층 붕괴와 온실효과를

타개하기 위해서 냉매의 변화 뿐만 아니고 커다란 효율개선의 문제까지 중복되어져서 고충이 크리라 믿는다. 여기에서는 대체 냉매로 쓸 수 있는 새로운 순수냉매와 혼합냉매 그리고 이들의 열역학적인 효율향상을 냉동 사이클의 시뮬레이션을 통해서 보여주고 있다. 특히 효율 향상에 관한 여러가지 방안들 중에서 가장 중요한 것들을 몇가지 소개함으로써 미국내의 냉장고 업계의 연구 상황등과 비교해서 한국내의 가전 업체들이 앞으로 나아갈 방향을 제시하고 있다.

참 고 문 헌

1. EPA report, CFCs and Stratospheric Ozone, United States Environmental Protection Agency, Dec. 1987.
2. Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, Final Act, United Nations Environment Programme, 1987.
3. M.J. Molina and F.S. Rowland, Stratospheric Sink for Chlorofluoromethans; Chlorine Atom Catalyzed Destruction of Ozone, Nature, Vol. 249, pp. 810-812, 1974.
4. M. McLinden and D. Didion, Quest for Alternatives, ASHRAE Journal, pp. 32-42, Dec. 1987.
5. J. Hoffman, a private discussion, Div. of Global Change, US Environmental Protection Agency, Washington D.C., Aug. 1989.
6. J.L. Threlkeld, Thermal Environmental Engineering, 2nd ed., Prentice-Hall Inc., Englewood Cliffs, NJ, 1970.
7. Symposium to Evaluate R32 and R32 Mixtures in Refrigeration Applications by US Environmental Protection Agency, March 1991.
8. D.S. Jung and R. Radermacher, Performance Simulation of Domestic Refrigerators with Pure and Mixed Refrigerants: Drop-in Replacement Evaluation, Int. J. Refrigeration, May 1991.
9. General Electric, US Patent No. 4,636,415, January 13, 1987.
10. J.C. Bare, C.L. Gage, R. Radermacher, and D. Jung, Simulation of Nonazeotropic Refrigerant Mixtures for Use in a Dual-Circuit Refrigerator/Freezer with Counter-Current Heat Exchangers, Submitted to Int. J. Refrigeration, 1990.
11. P.H. Pederson, J. Schjaer-Jacobsen, and J. Norgard, Reducing Electricity Consumption in American Type Combined Refrigerator/Freezer, 37th Annual Int. Appliances Technical Conf., Purdue University, May 1986.
12. W. Mulroy, M. Kauffeld, M. McLinden, and D. Didion, Experimental Evaluation of Two Refrigerant Mixtures in a Breadboard Air Conditioner, Proc. of Int. Inst. Refrigeration, Purdue Conference on CFCs, Commissions B1, B2, E1 & E2, pp. 27-34, 1988.
13. H. Kruse, The Advantages of Non-Azeotropic Refrigerant Mixtures for Heat Pump Application, Int. J. Refrigeration, Vol. 4, pp. 119-125, 1981.
14. W.F. Stoecker and D.J. Walukas, Conserving energy in Domestic Refrigerators through the Use of Refrigerant Mixtures, Int. J. Refrigeration, Vol. 4, pp. 201-208, 1981.
15. A. Lorenz and K. Meutzner, On Application of Non-Azeotropic Two Component Refrigerants in Domestic Refrigerators and Home Freezers, XIV Int. Congress of Refrigeration, Moscow, 1975.
16. D. Jung and R. Radermacher, Performance Simulation of a Two-Evaporator Refrigerator/Freezer Charged with Pure and Mixed Refrigerants, Int. J. Refrigeration, May 1991.
17. M.J.P. Janssen, J.A. de Wit, and L.J.M.

Kuijpers, Cycling Losses in Domestic Appliances: An Experimental and Theoretical Analysis, ASHRAE CFC conference at Purdue University, July, 1990.