

흡수식 열펌프를 이용한 냉난방기술

Air-Conditioning Technology Using Absorption Heat Pump

오 명 도
M. D. Oh

생산기술연구원 기계·소재개발센터



- 1956년생
- 2상유동 열전달 전공으로 흡수식 냉난방기, 제습장치, 입자제어장치 등 공조 및 환경기기 연구개발에 관심을 가지고 있다.

1. 서 론

세계적으로 석유에너지 가격이 올라가고 걸프 전쟁 등으로 공급이 불안정해짐에 따라 에너지 절약의식이 고조되고 또한 생활수준의 향상으로 쾌적한 생활공간을 추구함에 따라 냉난방 설비 설치율이 날로 증가되고 있으며 특히 냉방기의 설치비율은 급격하게 증가되고 있는 실정이다. 이에따라 그림 1과 같이 여름에는 냉방용 전력 소비량이 급증하여 전력 예비율이 위험수위에까지 다달아서 공장 등 대규모 전기 수요처에 대한 제한 송전을 검토해야 할 단계에 이르러 국가적, 사회적으로 하절기 전력수급에 큰 불균형을 초래하고 있다.

이러한 문제점을 해결하는 방안으로는 첫째로 1년중 전력수요가 피크를 이루는 하절기 부하에 맞추어서 신규발전소를 증설하는 방안과, 둘째로 하절기 냉방을 위한 에너지원을 전기에서 가스로 대체하는 방법이 있다. 첫번째 방안은 보통 1개의 발전소를 건설하는 기간이 7~8년 정도의 시간을 요하고 피크타임이외에는 발전설비를 완전가동시키지 못하므로 경제적으로 엄청난 투자비의 낭비가 될 것이므로 신규 발전소 증설로 하절기 피크부하에 대응하는 것은 효율적이지 못하다.

두번째 방안은 기존의 전기 구동식 냉난방기를 가스를 이용한 냉난방기로 대체하여 하절기 피크 전력부하를 줄이고 또한 가스수요가 작은 하절기 가스수요를 증대시킬 수 있어 전체 국가에너지 수급차원에서 매우 효율적이며 상호 보완적인 방안이라 할 수 있다.

한편 날로 심각해져가는 지구환경 오염문제는 국제적인 규제가 구체화 되어가고 우리나라도 이러한 국제환경 규약에 가입하지 않을 수 없는 바 CFC에 의한 지구온난층 파괴, CO₂에 의한 지구 온난화, SO_x에 의한 산성비, NO_x에 의한 스모그 문제 등이 별도로 규제될 것이므로 제조업 중심의 우리나라 산업체의 경우 그 공해물 배출방지 기술

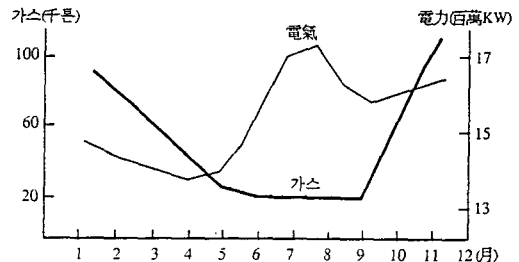


그림 1 국내전력 및 가스의 월별수요 비교 (1990년)

마련이 계속적인 산업발전의 큰 전제조건이 되고 있다. 이러한 제반 동향에 따라서 세계각국은 에너지원을 다변화하고 청정화하며 환경보호를 전제로 한 대체에너지 기술개발에 국가적 차원으로 엄청난 자금과 인력을 투입하여 연구개발을 활발히 진행하고 있다.

이에 따라 우리나라에서도 동력원을 석유나 전기로부터 가스로 전환하여 냉난방시킬 수 있는 기기의 필요성이 크게 부각되고 있으며, 정부에서는 전력수급의 불균형을 개선하고 에너지원을 다변화하며 국제적인 CFC 규제에도 능동적으로 대처하기 위하여, 전기 냉난방기를 대체할 수 있고, 고효율기기로서 에너지 절약효과가 큰 가스이용 냉·난방기의 개발, 보급 등 대책마련에 전력하고 있다.

가스를 이용한 냉난방기술로는 가스흡수식 냉난방기, 가스엔진구동 열펌프, 가스이용 흡착식 냉난방기, 가스이용 스테링 냉난방기 등이 있다. 가스흡수식 냉난방기의 초기 설치비는 전동식에 비해 다소 비싸지만 운영비 면에서는 냉방용 전력요금 인상 및 하절기 가스요금 인하 등 정부의 지원책에 힘입어 충분한 경제성이 있는 것으로 예측되고, 또한 공장폐열 또는 열병합 발전시 나오는 배열을 이용할 경우 운영비가 더욱 적게 들어 매우 효율적이다. 또한 냉매를 물로 사용할 경우는 기존 냉동기의 냉매인 CFC 가스에 의한 오존층 파괴를 방지할 수 있어 CFC 대체용으로 공해방지 효과도 크다.

앞에서 설명한 바와 같이 전기를 이용한 냉방용 가스이용으로 대체하면 사용자 측면에서나 국가적 측면에서 다음과 같은 기대효과를 가져올 수 있다.

1) 에너지 절약 측면

구 분	'91	'92	'93	'96	2000	2006	비 고
전력절감 (MW)	13	55	115	348	911	1,747	
발전소건설 (MW)	15	70	150	400	1,000	2,000	
발전소 전설비 (억원)	120	560	1,200	3,200	8,000	16,000	화력발전소 건설비 (8억원/MW)

*발전소 건설에 따른 발전소 운영비는 불포함

2) 산업/경제적 측면

하계 냉방용 가스 수요개발로 가스설비의 이용효율을 향상시키고 공급비용을 절감할 수 있다. 또한 동절기 대비 하계 가스설비 이용효율을 28%에서 50%('91년 기준 연간 비용절감액 110억원)까지 끌어올리고 전기요금 및 가스요금 개정에 따른 운영비 절감효과를 가져 올 수 있다.

3) 기술적 측면

CFC 대체 이용기술과 에너지 절감기술의 확립에 기여하고 유류발전 부하감소로 CO₂ 절감을 가져오게 된다.

4) 사회적 측면

가스사용 확대에 따른 대도시 환경개선 및 지구환경 개선에 기여한다. 또한 유류(B-C유) 발전 및 전기냉방(프레온가스) 사용 감축에 따른 환경개선을 이룩할 수 있다.

2. 흡수식 열펌프의 개요

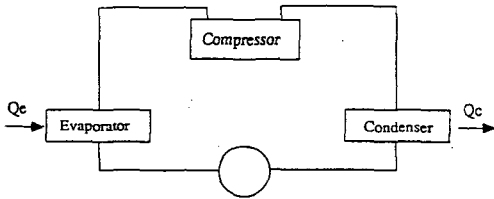
2.1 증기압축식(vapor-compression) 사이클과 흡수식(absorption)사이클의 차이

증기압축식 사이클과 흡수식 사이클의 가장 큰 차이점은, 냉매(refrigerant)를 저압부에서 고압부로 이송하는 방법에 있다. 증기압축식 사이클에서는 증발기(evaporator)에서 발생한 냉매증기를 압축기(compressor)를 이용하여 고압의 증기로 변환시켜서 응축기(condenser)로 보내는 반면, 흡수식 사이클에서는 흡수기(absorber)와 증발기(evaporator)에서 냉매증기가 흡수, 증발하는 작용을 이용하여 냉매를 응축기(condenser)로 이송한다.

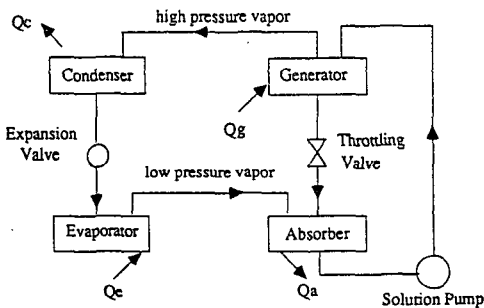
증기압축식 사이클은 냉매의 압력을 높이는 데 압축기의 일을 필요로 하므로 일구동(work-operated) 사이클이라고도 하며, 흡수식 사이클에서는 발생기에서 냉매증기를 발생시키는 열을 주요에너지로 사용하므로 열구동(heat-operated) 사이클이라고도 부른다. 물론 흡수식 사이클에서도 용액펌프(solution pump)등을 구동하려면 기계적 일을 필요로 하지만, 이 일의 양은 증기압축식 사이클에서의 압축기의 동력에 비하면 상당히 적은 양의 일이다. 그림 2는 증기압축식

표 1 흡수식 냉동기와 압축식 냉동기의 비교

냉동기의 방식	종 류	사용하는 냉 매	사용하는 에너지	장 점
흡 수 식	직화식 흡수식냉동기	물	가스, 油	냉난방겸용, 무자격운전가능
	(고온수) 증기식 흡수식냉동기	물	저압증기(1-1.5kg/cm ² G) 고온수(140-160°C)	냉동기는 무자격 운전가능
		물	고압증기(8kg/cm ² G) 고온수(190-220°C)	냉동기는 무자격 운전가능
히트 펌프	1중, 2중히트펌프	물	가스, 油, 증기, 온수	회수열은 온수, 무자격 운전가능
압 축 식	터보 냉동기	R-11	전기	무자격 운전가능
	왕복식 냉동기	R-12, R-22	전기	기기 가격이 저렴
	스크류 냉동기	R-12, R-22	전기	압축비가 큰곳에 적당



Expansion Valve
a) 증기압축식 사이클



b) 흡수식 사이클

그림 2 증기압축식과 흡수식 사이클의 비교

사이클과 흡수식 사이클의 개략도를 나타낸 것이다.

이 두 사이클의 또 다른 차이점의 하나는 사용되는 냉매에 있다고 할 수 있다. 증기압축식 사이클에서는 주로 CFC(Chloro Fluro Carbon)계열의 냉매를 사용하는 반면에, 흡수식 사이클에

서는 물이나 암모니아등을 주로 사용한다. 표 1은 흡수식 냉동기와 압축식 냉동기의 방식에 따른 비교를 나타내고 있다.

2.2 흡수식 열펌프의 특징

흡수식 열펌프는 다른 열펌프와는 달리 원동기나 압축기와 같은 열기관을 사용하지 않는다. 또한 흡수식 열펌프는 두종류의 작동유체를 사용하고 있는데, 하나는 냉매로서 흡수, 비등, 응축등을 되풀이하며, 다른 한 유체는 흡수액으로서, 냉매를 흡수하여 열펌프의 작동을 가능하게 한다. 흡수식 열펌프의 효율은 사용되는 작동유체에 따라 달라지는데, 현재 주로 많이 사용되고 있는 작동유체는 Lithium Bromide/Water(LiBr/H₂O)와 Water/Ammonia(H₂O/NH₃)이다.

흡수식 열펌프의 장점은 다음과 같다.

- 1) 구성이 간단하며, 기계적 구동부분은 용액 펌프와 팬 혹은 냉매펌프 뿐이므로 소요동력이 작고 소음이 적다.
- 2) 사용냉매가 CFC계열과 같이 대기의 오존층과 화학적 반응을 하지 않으므로 오존층 파괴에 위협이 되지 않는다.
- 3) 주요 구동부분이 되는 발생기의 열원으로서는, 태양열, 지열등을 사용할 수 있으며, 특히 다량으로 버려지는 폐온수를 사용하여

폐열회수가 가능하다.

흡수식 열펌프의 단점은 다음과 같다.

- 1) 비교적 큰 전열면적을 포함하므로 비용이 많이 든다.
- 2) 냉방의 경우, 증기압축식보다 성적계수의 값이 낮다.
- 3) H_2O/NH_3 의 경우 독성이 문제가 된다.
- 4) 냉매가 낮은 온도에서 비등해야 하기 때문에 고진공이 요구되며, 적은양의 누설이 생겨도 시스템의 성능에 큰 영향을 준다. 그러므로 공기를 추출할 수 있는 추기장치가 필요하다.

2.3 흡수식 열펌프의 작동 원리

흡수식 열펌프의 작동원리를 그림 3을 참조하여 설명하면 다음과 같다.

- 1) 먼저 절연된 2개의 용기에 각각 고농도의 LiBr용액(흡수액)과 물(냉매)을 넣은 후 추기장치를 통하여 진공상태를 만들어 준다 (LiBr용액이 들어있는 용기를 흡수기, 물이 들어 있는 용기를 증발기라고 한다).
- 2) 이때, 증발기에서 발생한 냉매증기(수증기)가 고농도의 LiBr용액으로 흡수되며, 용액의 농도는 감소하여 저농도가 된다.
- 3) 이 흡수과정에서 흡수열이 발생하여 LiBr 용액의 온도가 상승하며, 온도가 상승되고 농도가 감소한 용액은 흡수능력이 감소하게 된다.
- 4) 흡수기의 농도를 계속 고농도로 유지시키기 위해서, 가열장치를 설치하여 저농도의 LiBr용액을 가열, 흡수액인 LiBr용액과 냉매인 물의 비등점 차이를 이용하여 냉매 증기를 발생시킨다. 이 가열장치를 발생기라 한다.
- 5) 냉매의 일부가 증발하여 다시 고농도가 된 LiBr용액은 흡수기로 되돌아가며, 발생된 냉매증기는 응축기로 보내어 진다.
- 6) 냉매증기는 응축기에서 응축, 액화된 후 증발기로 흐르게 되며, 이로써 사이클을 이루게 된다.

위와 같은 과정에서, 냉방모드(cooling mode)의

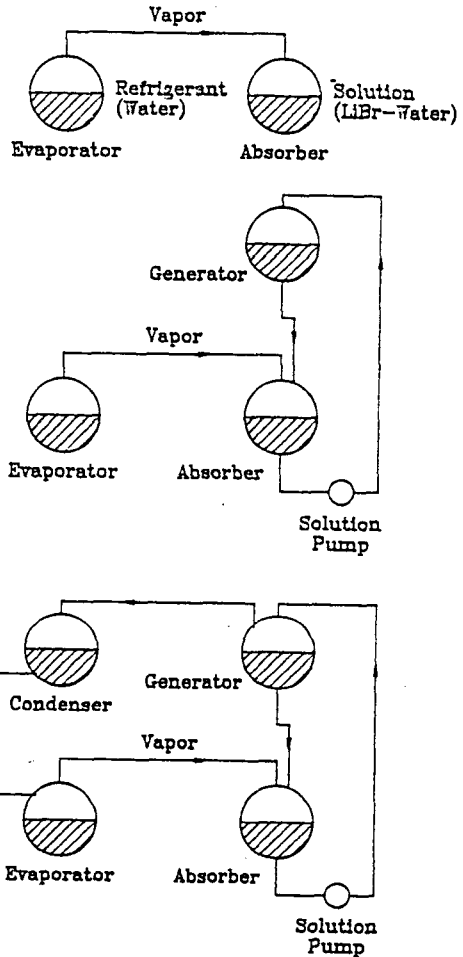


그림 3 흡수식 사이클의 작동원리

경우에는 증발기에서 냉매가 증발할 때 주위의 열을 빼앗아 가는 것을 이용하며, 난방모드(heating mode)의 경우에는 흡수기와 응축기에서 발생하는 흡수열과 응축열을 이용하게 된다.

2.4 흡수액(absorbent)와 냉매(refrigerant)의 특성

흡수기에서의 흡수과정은 흡수액과 냉매분자의 친화력에 기인한 것이며, 흡수식 열펌프에 사용되는 흡수액과 냉매는 다음의 사항을 고려해야 한다.

- 1) 고체상태(solid phase)

흡수액과 냉매는 각 구성기기와 운전되는 온

도의 전 범위에 있어서 고상(solid phase)이 되어서는 안된다. 만일 흡수액과 냉매가 고체상태가 되면 유동이 정지하게 되어 장치의 고장을 일으킬 수가 있다.

2) 휘발성비(volatility ratio)

증발기내에서 두 물질이 쉽게 분리되려면, 냉매가 흡수액보다 휘발성이 좋아야 한다.

3) 친화력(affinity)

흡수가 일어나는 조건에서, 흡수액과 냉매에 대하여 강한 친화력을 가져야 한다. 이 강한 친화력으로 인하여 흡수액의 양을 줄일 수 있으며, 용액열 교환기의 크기 또한 줄일 수 있다.

4) 안정성(stability)

흡수액과 냉매는 화학적으로 거의 완전한 안정성을 가져야 한다. 만일 안정성이 부족하게 되면 불필요한 가스, 고체, 혹은 부식물 등을 형성하게 되는 문제가 일어난다.

5) 잠열(latent heat)

냉매의 잠열이 클수록 냉매와 흡수액의 순환율을 최소로 할 수 있다.

현재 가정용, 산업용으로 가장 많이 사용되고 있으며, 위의 조건에 가장 근접한 흡수액 냉매로는 H_2O/NH_3 와 $LiBr/H_2O$ 이다. H_2O/NH_3 는 낮은 온도를 요구하는 대용량 산업용으로 많이 사용되고 있으나 암모니아의 독성이 문제가 되고 있으며, $LiBr/H_2O$ 의 경우에는 온수기, 가정용 냉방 등에 많이 사용되고 있다. 또한 $LiBr/H_2O$ 는 휘발성, 친화력, 안정성등이 높고 잠열이 크지만 $LiBr$ 가 온도와 압력에 따라 결정화(crystallization)되는 특성이 있으며, 물을 냉매로 사용하기 때문에 $0^\circ C$ 이하의 저온 냉각은 불가능하다.

2.5 흡수식 열펌프의 종류

흡수식 열펌프의 종류는 제1종과 제2종으로 나누어지며, 제1종은 다시 냉방시스템과 난방시스템으로 나눌 수 있다.

2.5.1 제1종 흡수식 열펌프

증기, 고온수, 가스등 고온의 구동열을 이용하여 응축기와 흡수기를 통하여 열을 얻거나(난방), 증발기에서 열을 빼앗아가는 것(냉방)을 목적으로 한다.

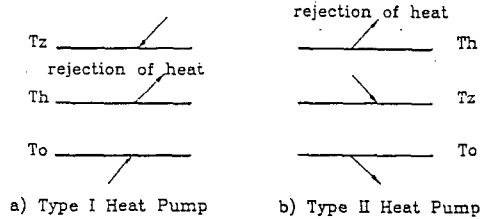


그림 4 흡수식 히트펌프의 종류에 따른 열수급

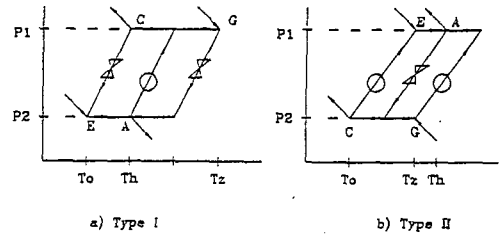


그림 5 흡수식 히트펌프 제1종과 제2종의 P-T 선도

2.5.2 제2종 흡수식 열펌프

열원(폐온수등)과 냉각수간의 온도차를 구동열에너지로 하여, 그 일부는 냉각수로 소비하고 나머지는 폐온수의 온도를 높이는 것을 목적으로 한다.

2.5.3 제1종과 제2종 흡수식 열펌프의 차이점

그림 4에 나타낸 바와 같이 제1종 흡수식 열펌프에서는, 열이 주위온도 T_0 의 저온열원으로 부터 고온열원 T_z 의 열에 의하여 더 높은 온도인 T_h 로 공급된다. 반면에, 제2종 흡수식 열펌프는 중간온도 T_z 의 열이 시스템에 공급되어 공급열의 일부는 고온 T_h 의 열로 변환이 되며, 다른 일부의 열은 저온방열부 즉, 주위의 온도 T_0 의 열원으로 전달된다. 그러므로 제2종 흡수식 열펌프는 열변환기(heat transformer)라고도 부른다.

그림 5는 제1종 흡수식 열펌프와 제2종 흡수식 열펌프(열변환기)의 사이클을 P-T선도에 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 제1종과 제2종은 고압부와 저압부의 구성기기가 서로 반대로 위치하고 있으며, 작동유체의 유동방향도 서로 반대가 된다.

3. 제1종 흡수식 열펌프

3.1 냉방사이클(cooling cycle)

3.1.1 일중효용(single-effect) 흡수식 열펌프

1) 흡수식 냉방 사이클의 작동원리

흡수식 냉동 사이클은 그림 6과 같이 5개의 주요 열교환기, 즉 발생기(generator), 응축기(condenser), 증발기(evaporator), 흡수기(absorber)와 용액열교환기(solution heat exchanger)로 이루어진다.

흡수식 냉동기의 작동원리는 다음과 같다.

① 증발기에서 발생한 증기가 흡수기의 LiBr용액에 흡수되어, LiBr용액은 고농도에서 저농도의 용액으로 된다.

② 흡수과정에서 흡수열이 발생하여 용액의 온도가 상승하므로 증기의 흡수력이 감소하게 된다. 그러므로 지속적인 흡수과정을 위하여 흡수기는 냉각수나 공기에 의하여 지속적인 냉각이 필요하다. 그림 6에서는 냉각탑(cooling tower)으로부터의 냉각수가 흡수기를 지나 응축기를 통하면서 이 두 부분을 냉각시키고 있음을 보여주고 있다.

③ 흡수기내에 묶여진 용액은 용액펌프(solution pump)를 통하여 용액열교환기에서 온도가 상승된 후, 다시 발생기로 흐른다.

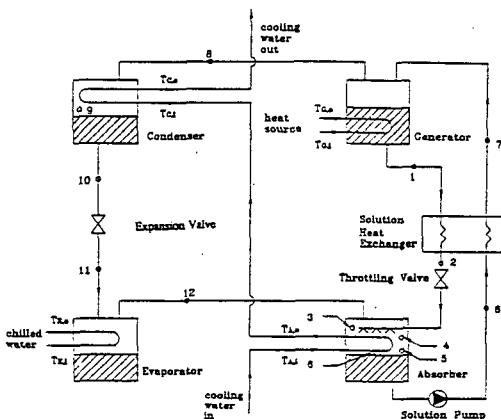


그림 6 제1종 일중효용 흡수식 냉방사이클의 구성도

④ 발생기에서는 온도의 열원(waste hot water, steam, direct-fired)을 이용하여 저농도의 용액을 가열, 흡수액(LiBr)과 냉매(H₂O)의 비등점 차이를 이용하여 냉매증기를 발생시킨 후, 고농도 용액으로 만든다.

⑤ 고온, 고농도의 LiBr용액은 용액열교환기에서 냉각된 후, 팽창밸브를 지나 흡수기로 되돌아 온다.

⑥ 발생기에서 발생한 냉매증기는 응축기로 흐르며, 응축기에서 냉각수에 의해 응축된 냉매는 증발기로 보내어 진다.

⑦ 증발기에서 냉매가 증발하면서, 증발잠열로 인하여 주위의 온도를 강하시킨다. 위와같은 과정을 통하여 냉방 사이클을 완성하게 된다.

일반적으로, 흡수식 열펌프 사이클의 평균상태는 용액의 온도와 포화압력의 함수로 나타내는데, 이러한 선도를 Dühring선도라 한다. 그림 7은 그림 6에 표시된 각 상태점을 기준으로 하여 나타낸, 흡수식 냉방 사이클의 Dühring선도이다.

2) 흡수식 냉방 사이클의 성적계수(COP) 전체 사이클에서의 평형방정식을 세워 보면 입열량과 발열량은 평형을 이루므로 $\frac{Q_G + Q_E}{AL_P} = \frac{Q_G + Q_E}{Q_C + Q_A}$ 가 된다. 이때 AL_P 는 용액펌프의

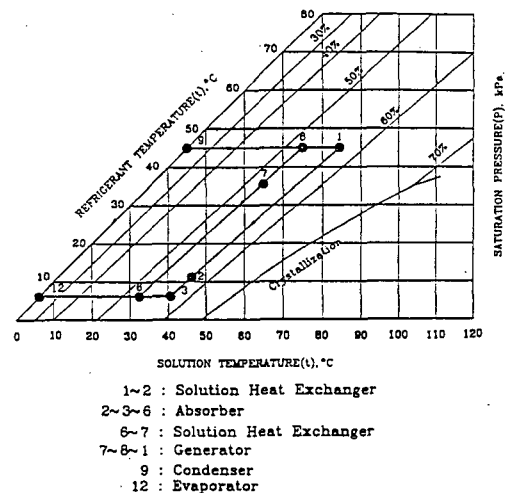


그림 7 제1종 일중효용 흡수식 냉방사이클 (LiBr/H₂O)의 Dühring선도

구동일로 다른 열평형에 비하여 무시할 수 있는 정도로 작으므로 $\dot{Q}_G + \dot{Q}_E = \dot{Q}_C + \dot{Q}_A$ 이다. 따라서 시스템의 성적계수는 다음과 같다.

$$COP = \text{냉방량/가열량} = \dot{Q}_E / (\dot{Q}_G + AL_P)$$

$AL_P \ll \dot{Q}_G$ 이므로

$$COP = \dot{Q}_E / \dot{Q}_G$$

3.1.2 이중효용(double-effect) 흡수식 열 펌프

이중효용 사이클에서는 구동열원이 고온발생기(first-stage generator)로 공급되며, 고온발생기에서 발생한 냉매증기는 저온발생기(second-stage generator)에 공급되어 용액의 농축에 사용된다. 이중효용 냉방기의 작동과정은 그림 8과 같다.

- 6 → 2 : 흡수기에서의 흡수작용, \dot{Q}_A 방출
- 2 → 7 : 저온열교환기 내에서의 저농도용액(희용액)의 온도상승
- 7 → 7H : 고온열교환기 내에서의 저농도용액의 온도상승
- 7H → 5H : 고온발생기 내에서의 비등점까지 온도상승

- 5H → 4H : 고온발생기 내에서의 용액 농축
- 4H → 8H : 고온열교환기 내에서의 중간농도용액의 온도저하
- 8H → 5 : 저온발생기 내에서의 용액의 순간 온도저하
- 5 → 4 : 저온발생기 내에서의 용액 재농축
- 4 → 8 : 저온열교환기 내에서의 고농도용액(농용액)의 온도저하
- 8 → 6 : 흡수기 입구에서의 순간 온도저하

전체 사이클에서 열평형 방정식은 $\dot{Q}_{GI} + \dot{Q}_E = \dot{Q}_C + \dot{Q}_A$ 가 되며, 성적계수(COP)는 $COP = \dot{Q}_E / \dot{Q}_{GI}$ 가 된다. 따라서 이중효용 사이클은 일중효용 사이클보다 성적계수가 더 크게 된다.

3.2 난방사이클(heating cycle)

제1종 흡수식 열펌프의 난방사이클은 냉방사이클과 유사하나, 단지 흡수기와 응축기에 냉각수대신 온수가 흐르면서 열을 얻는 것을 목적으로 하는 것이 차이점이다. 그러므로 난방사이클의 성적계수는 다음과 같이 표현될 수 있다. 사이클의 열평형을 고려하면 입열량과 발열량이 같으므로

$$\begin{aligned} \dot{Q}_G + \dot{Q}_E &= \dot{Q}_C + \dot{Q}_A \\ COP = \text{방열량/가열량} &= (\dot{Q}_C + \dot{Q}_A) / (\dot{Q}_G + \dot{Q}_E) = \\ (\dot{Q}_G + \dot{Q}_E) / \dot{Q}_G &= 1 + \dot{Q}_E / \dot{Q}_G \end{aligned}$$

가 된다. 여기서 \dot{Q}_E / \dot{Q}_G 는 냉방사이클의 COP이므로 난방사이클의 성적계수는 냉방사이클보다 항상 1만큼 크다.

4. 제2종 흡수식 열펌프

많은 산업현장에서 여러 형태의 폐열이 다량 방출되고 있다. 이러한 형태의 폐열은 그 온도가 직접 재사용하기에는 너무 낮은 온도를 가지고 있다. 따라서 최근 이러한 폐열을 회수하여 재사용하는 방법에 대한 연구가 진행되고 있는데, 그 중 하나가 열펌프 시스템을 이용하는 것이다.

특히, 제2종 흡수식 열펌프는 저급의 열을 구동에너지로 하여 고급의 열로 변환시키는 것으로, 열변환기(heat transformer)라고도 불리우며 일

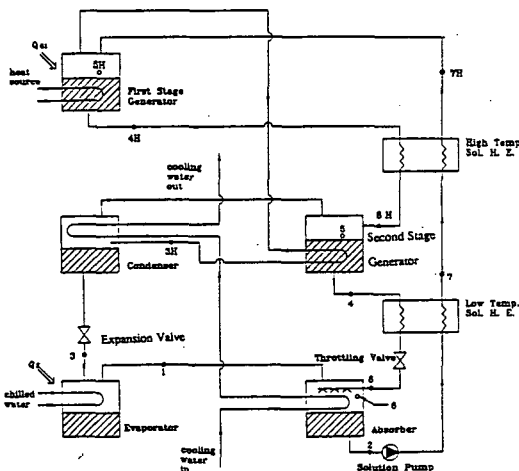


그림 8 제1종 이중효용 흡수식 냉방사이클의 구성도

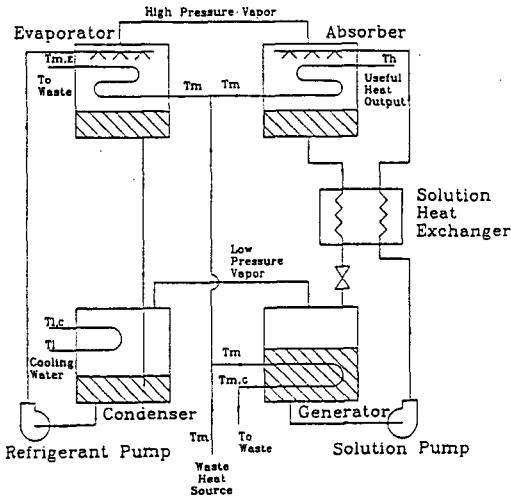


그림 9 제2종 흡수식 히트펌프의 사이클 구성도

반적으로 흡수식 냉방기와 반대의 작동 사이클을 갖는다.

4.1 제2종 흡수식 열펌프의 작동원리

그림 9와 같은 제2종 흡수식 열펌프의 작동원리를 설명하면 다음과 같다.

- 1) 발생기내에 있는 용액이 온도 T_m 의 폐온수에 의해 가열되어 냉매증기를 발생시킨다.
- 2) 발생된 냉매증기는 응축기로 흐르며, 응축기에서 온도 T_1 의 냉각수에 의해 응축된다.
- 3) 응축된 냉매액은 냉매펌프에 의해 증발기로 압송된다.
- 4) 증발기에서 온도 T_m 의 폐온수에 의해 냉매가 증발한다.
- 5) 냉매증기는 흡수식에서 흡수액에 흡수되며, 이 흡수과정 동안에 흡수열이 발생하여 온도 T_m 의 폐온수가 고온 T_h 로 가열된다. 냉매증기를 흡수하여 저농도가 된 용액은 열교환기를 거쳐 발생기로 흐른다.
- 6) 한편, 발생기에서 고농도가 된 용액은 용액펌프에 의해 흡수기로 압송된다.

4.2 열변환기(heat transformer)의 성능해석

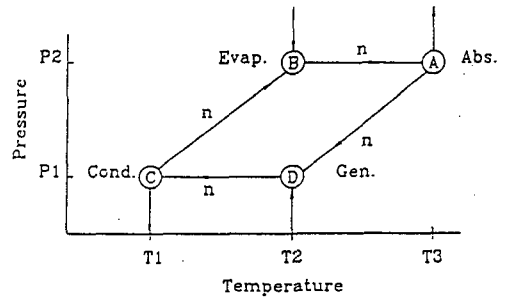


그림 10 제2종 흡수식 히트펌프 일단시스템의 열역학적 사이클

일반적으로 열변환기의 성능은 성적계수(coefficient performance) 및 승온폭(temperature boost)으로 평가한다.

4.2.1 성적계수

먼저 각 부분에서의 열전달량은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_G &= m_c C_{P,C} (T_m - T_{m,c}) \\ \dot{Q}_C &= m_c C_{P,C} (T_{1,c} - T_1) \\ \dot{Q}_E &= m_e C_{P,E} (T_m - T_{m,e}) \\ \dot{Q}_A &= m_a C_{P,A} (T_h - T_m) \end{aligned}$$

그러므로 성적계수는

$$\begin{aligned} COP &= \dot{Q}_A / (\dot{Q}_G + \dot{Q}_E) = \dot{Q}_A / (\dot{Q}_A + \dot{Q}_C) = \\ &= 1 / (1 + \dot{Q}_C / \dot{Q}_A) = 1 / \{ [1 + m_c C_{P,C} (T_{1,c} - T_1)] / [m_c C_{P,A} (T_h - T_m)] \} = f(m_a, m_c, T_m, T_1) \end{aligned}$$

이며 항상 1보다 작은 값을 갖는다.

T_1 = 열싱크온도

T_m = 열원온도

T_h = 유용열 출력에서의 온도

4.2.2 승온폭(TB : Temperature Boost)

제2종 흡수식 열펌프에서 정의되는 승온폭은 다음과 같이 표시한다.

$$TB = T_h - T_m$$

$Q_A = m_A C_{P,A} (T_h - T_m)$ 이므로
 $TB = T_h - T_m = Q_A / m_A C_{P,A} = (Q_G + Q_E - Q_C) / m_A C_{P,A}$
 $A = f(m_A, m_C, T_m, T_1)$ 이다. 일반적으로
 $TB = 0.5(T_h - T_1)$ 이다.

4.3 일단 시스템(single-stage system)

일단 시스템의 작동원리는 앞에서 기술한 바와 같으며, 그림 10은 열역학적 사이클을 나타낸 것이다. 일단 시스템은 가장 기본적인 것으로 4개의 주요 구성기기 즉, 증발기, 흡수기, 응축기, 발생기로 구성되어 있으며 2개의 압력레벨(증발기와 흡수기의 고압부, 응축기와 발생기의 저압부)과 3개의 온도범위(T_1 : 열싱크, T_2 : 열원, T_3 : 열출력)에서 작동한다.

이 시스템에서의 성적계수(COP)는 T_3 에서의 발열량과 T_2 에서의 입열량의 비로 정의되며, 이 열량들은 각 부분에서의 작동유체의 유량에 비례한다.

따라서 성적계수는

$COP = Q_A / (Q_B + Q_D) = n/2n = 1/2$

이며, 무차원 승온율(DTB: Dimensionless Temperature Boost)은

$DTB = (T_3 - T_2) / (T_2 - T_1) = 1.0$

이다.

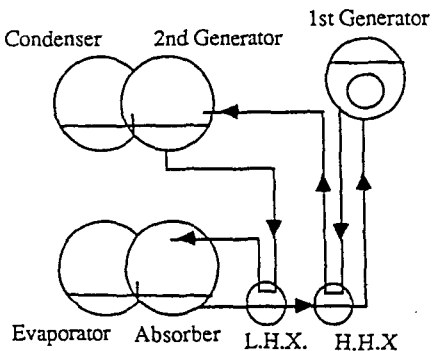


그림 11 Series Flow 방식

5. 흡수식 열펌프 용액순환 방식

이중효용 흡수식 열펌프에서는 사이클 열적성능을 향상시키기 위해서 흡수기에서의 희용액을 저온발생기와 고온발생기로 보내는 방식에 따라 3가지의 용액순환 방식이 적용되고 있다.

5.1 직렬(series flow) 방식

흡수기(A)에서 냉매증기를 흡수하여 농도가 묽어진 희용액은 용액펌프에 의해 저온열교환기, 고온열교환기를 거쳐 온도가 상승되고 고온발생기(G1)로 들어가 중간농도까지 농축된다. 중간농도의 용액은 그림 11에 나타낸 바와 같이 고온열교환기를 거쳐, 저온발생기(G2)로 들어가 고온발생기에서 발생된 냉매증기에 의해 가열, 농축되어 농용액이 된 후, 저온열교환기에서 온도가 감소하여 흡수기로 되 돌아온다. 수냉형인

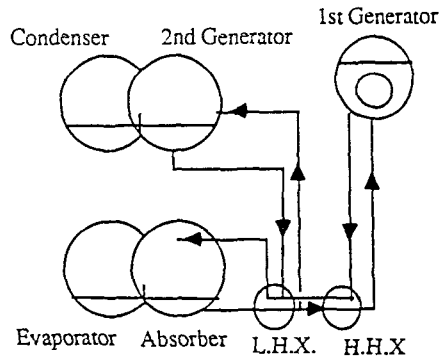


그림 12 Parallel Flow 방식

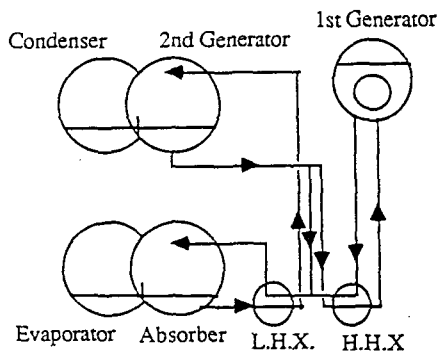


그림 13 Reverse Flow 방식

이중효용 냉동기의 경우에는 많은 메이커가 대부분 이러한 방식을 채택하고 있다.

5.2 병렬(parallel flow) 방식

흡수기(A)에서 농도가 묽어진 회용액은 용액 펌프로 송출되어 저온열교환기에서 가열된 후, 한쪽은 저온발생기(G2)로, 다른 한쪽은 고온열교환기를 거쳐 고온발생기(G1)로 보내진다. 고온발생기로 들어간 회용액은 연소가스에 의해 가열되어 고온의 냉매증기를 발생시키고 농용액이 된다. 한편, 저온발생기로 들어간 회용액은 고온발생기에서 발생된 냉매증기에 의해 가열되어 중간농도의 용액이 된다. 고온발생기에서 농축된 용액은 그림 12에 나타낸 바와 같이 고온열교환기를 거쳐, 저온발생기에서 농축된 용액과 혼합되어 저온열교환기로 들어간 다음, 흡수기로 되돌아 온다.

최근에 일본에서 개발된 공냉 소형 가스흡수식 냉방기에서는 이와같은 용액순환 사이클을 채용하고 있다. 이러한 병렬방식은 직렬방식에 비해 저온발생기의 온도, 압력, 농도가 낮게 되므로 사이클 온도가 높아지는 공냉형에 유리하다.

5.3 역류(reverse flow) 방식

흡수기에서 냉매증기를 흡수하여 농도가 희박해진 회용액은 용액펌프에 의해 저온열교환기를 거쳐 저온발생기로 보내어진다. 여기서 회용액은 고온발생기에서 증발한 냉매증기에 의해 가열되어 흡수한 냉매의 일부를 증발시켜 농도가 상승하고 중간농도 용액으로 된다. 저온발생기에서 나온 중간농도용액의 일부는 그림 13에 나타낸 바와 같이 고온열교환기를 통하여 고온발생기로 흐른다. 고온발생기로 들어간 용액은 연소실의 의해 가열, 농축되어 농용액이 되고, 다시 고온열교환기를 거친후, 저온발생기에서 나온 일부의 중간농도용액과 혼합되어 흡수기로 되돌아 온다.

6. 국내외 산업현황 및 시장동향

6.1 국외 제조업체 현황

국외 제조업체의 현황은 흡수식 시스템이 처

음으로 상품화 되었던 미국과 현재 흡수식 시스템의 가장 큰 시장을 확보하고 있는 일본의 제조업체 현황을 설명하기로 한다.

6.1.1 미국의 현황

1929년 Servel사에서 LiBr/H₂O계 흡수식 냉동기를 처음으로 개발하였고, Carrier사는 1945년 LiBr/H₂O계 흡수식 냉동기를 개발하였다. 위 두 기업에서 상업용 및 산업용 공조기로서 생산된 이후 York사 Trane사 등이 참여하여 세계시장을 주도하고 있다. 현재 미국에서 생산하고 있는 흡수식 시스템의 종류는 다음과 같다.

- 1) LiBr/H₂O계 이중효용 흡수식 냉동기
 - 수냉형
 - 상업 및 산업용
- 2) H₂O/NH₃계 이중효용 흡수식 냉동기
 - 수냉형 → 공냉형
 - 가정, 상업 및 산업용
- 3) LiBr/H₂O계 이중효용 흡수식 냉온수기
 - 수냉형 →공냉형 COP(0.7~0.9)
 - 가정, 상업 및 산업용
- 4) NaSN/NH₃계 이중효용 흡수식 열펌프
 - 가정 및 산업용(3RT)
 - 수냉형

6.1.2 일본의 현황

1958년 가와사키 중공업에서 LiBr/H₂O계 패키 지형 냉동기를 처음으로 개발하였으며, 1959년 대형 증기가열방식 흡수식 냉동기를 제작하여 1호기는 공장공조용, 2호기는 동경 미쓰이 빌딩 공조용으로 설치하였다. 1961년 미국 Stathan사에 의해 시도되었던 이중 효용화 시험이 1964년 가와사키 중공업에 의해 실현되었고, 1968년 이중효용 가스 흡수식 냉온수기가 제작·판매되기 시작하였다. 1970년대 동경 국기관 대형가스 냉방을 계기로 에너지 절약형, 콤팩트형, 대용량형, 소용량형, 태양열 이용형, 열펌프 이용형 등 다방면으로 발전하고 있으며, 전세계적으로 흡수식 시스템의 보급 및 기술개발이 가장 활발히 진행되고 있다. 표 2는 일본에서 생산·시판되고 있는 흡수식 시스템들을 나타내고 있다. 현재 일본에서 제작되고 있는 흡수식 시스템의 종류는 다음과 같다.

표 2 일본의 흡수식 냉방사이클 실용화 예와 특징

메이커	에바라	산요	다이킨	미쯔비시	야자끼	가와사끼	히타찌
형식 용량범위	* 표준사양 1) 16JR(K) 증형 40-75RT 2) 16JR(K) 대형 90-110RT * 특별에너지 절약형 3) 16JR(K)E 90-400RT	* 중소형 1) TSA SUW-CGE 20-30RT 2) PUW-T 50-75RT * 25% 에너지 절약형 V시리즈 3) AUW-V 80-400RT * 30% 에너지 절약형 VX시리즈 4) AUW-VX 80-770RT	* 중형 1) ADGE-F 50-70RT * 에너지절약형 2) ADGE-H 80-770RT 3) ADGE-HE 80-770RT	* 표준형 1) MGH, MGF 100-1400RT * 에너지절약형 2) MGHE 100-365RT 3) MGHA 100-365RT	* 소형 1) CH-D 20-30RT	* 중형 (Mark II) 1) GWKB-F 90-75RT * 표준형 2) GWK 100-700RT * 특별에너지 절약형 3) GWK-E 100-700RT 4) GWK-U 80-580RT	* 중형 1) HAU-F-G 30-70RT * 표준형 2) HAU-F-G 100-1500RT * 에너지절약형 3) HAU-F-N 100-1500RT
구조	쌍동형	쌍동형, 온수열교환	쌍동형, 온수열교환	쌍동형	동심단동형 (同心單胴型)	단동형	단동형
펌프	용액펌프, 냉매펌프	흡수액펌프 냉매펌프	흡수액펌프, 냉매펌프	재생기펌프, 냉매펌프, 흡수기펌프	용액펌프	고온흡수액펌프, 저온흡수액펌프, 냉매펌프	용액펌프, 냉매펌프
냉방사이클	Series Flow	Series Flow	Series Flow	Series Flow	Series Flow	Reverse Flow	Parallel Flow
냉방사이클 냉매	냉각수 열교환	전용 열교환	전용 열교환	냉각수 열교환	냉수 열교환	냉수 열교환	냉각수 열교환
냉방 난방 냉난방 cop, 효율, 용량비	1) 0.93, 0.85, 1.10 2) 0.96, 0.78, 1.22 3) 1.07, 0.86, 1.25	1) 0.93, 0.85, 1.10 2) 0.96, 0.82, 1.05 3) 0.99, 0.80, 1.25 4) 1.07, 0.85, 1.25	1) 0.92, 0.80, 1.01 2) 0.99, 0.80, 1.25 3) 1.07, 0.85, 1.25	1) 0.93, 0.78, 1.19 2) 0.99, 0.80, 1.25 3) 1.07, 0.84, 1.27	1) 0.90, 0.82, 1.10	1) 0.82, 0.81, 1.01 2) 0.93, 0.81, 1.15 3) 0.99, 0.86, 1.15 4) 1.07, 0.85, 1.25	1) 0.93, 0.85, 1.10 2) 0.93, 0.81, 1.15 3) 0.99, 0.80, 1.15

- 1) LiBr/H₂O계 일중효용 흡수식 냉동기
 - 수냉형
 - 상업 및 산업용
- 2) LiBr/H₂O계 이중효용 흡수식 냉동기 및 냉온수기
 - 수냉형 → 공냉형
 - 가정, 상업 및 산업용(COP : 0.75~1.26)

6.2 국내 제조업체 현황

국내에서는 경원세기(주)에서 1978년 흡수식 냉동기를 개발한 이래 1982년 2중효용 흡수식 냉동기를 개발하여 생산판매하고 있으며, 금성전선(주)은 1985년 흡수식 냉동기를 개발하였고, 만도기계에서는 1988년 흡수식 냉동기를 개발하여 생산판매를 하고 있다. 최근 삼성중공업, 현대중공업, 삼원기계가 후발업체로 참여하고 있으며 현재는 20RT 이상의 대형 산업용이 주류를 이루고 있으며, LiBr/H₂O계 일중효용 흡수식 냉동기와 LiBr/H₂O계 이중효용 흡수식 냉동기 및 냉온수기가 주로 일본과의 기술제휴로 생산되고 있다. 다음은 국내 각 생산업체의 제품개발 동향을 설명하고 있다.

6.2.1 금성전선

금성전선은 30여년의 공조기술 역사를 가지고 있다. 일본 산요와의 기술제휴로 1975년에 흡수식 냉동기를, 1985년에 흡수식 냉온수기를 각각 국내 처음으로 개발했다. 지난해는 공조기기생산 전용 유연생산(FMS)라인을 준공, 무인자동화 생산체제를 갖췄다. 마이컴제어 C형 흡수식 냉온수기는 운전조건을 자동제어할 수 있어 운전비용 및 에너지를 절감할 수 있는 첨단제품이다. 금성전선은 최근 발전기를 구동, 필요한 전기를 생산하고 폐열을 회수해 냉방, 난방 급탕등에 이용하는 열병합 발전설비도 개발하였다. 이 회사는 앞으로 산업용 공조기기 개발 및 시스템 엔지니어링체제를 구축할 목표를 갖고 있으며 흡수식의 원리를 이용한 응용기기 개발에도 나설 계획이다.

6.2.2 경원세기

경원세기는 일본 히타치와의 기술제휴로 1985년부터 흡수식 냉온수기를 생산한이래 흡수식

냉온수유니트·중온흡수식 냉동기를 개발 생산하고 있다. 소형 냉온수유니트의 경우 히타치의 특허품인 병렬흐름방식을 채택, 종래기종보다 약 7%의 에너지 절감효과를 볼 수 있다. 또한 고온발생기의 위치를 낮춰 합리적인 배치가 가능하고 기계내부의 압력이 낮아 소형화가 이루어진 것이 특징이다. 냉온수유니트를 현대, 삼성, 두산건설등 국내 건설업체 현장에 주력 납품한 실적을 갖고 있다.

6.2.3 만도기계

만도기계는 일본 미쯔비시와의 기술제휴로 1988년부터 흡수식 냉온수기를 대량 생산하기 시작, 현재 다양한 모델과 용량의 제품을 내놓고 있다. 이 회사의 흡수식 냉온수기는 직렬흐름방식으로 일정한 부하운전에 적합하다. 만도가 생산하는 직화식 냉온수기는 상부셀(저온발생기 응축기), 하부셀(흡수기 증발기), 고온발생기, 고저온열교환기로 구성되어 있다. 내부압력이 대기압의 1백분의 1 정도의 저진공 상태에서 증발, 냉수의 온도를 낮춰 냉방에 쓰이도록 설계하였다.

6.2.4 삼성중공업

삼성중공업은 1991년 10월 일본 히타치 제작소와 기술제휴를 맺고 지난해 6월부터 창원1공장서 흡수식 냉온수기를 본격 출하하기 시작하였다. 히타치의 최신 모델 도입으로 성능이나 기능이 우수하며 특히 세계 특허인 병렬시스템의 구조를 개선, 85%이던 열효율을 향상시켰다. 단위 시간당 연료소비량을 절약하고 저소음, 저진동운전이 가능하도록 특수 설계하였다. 특수 스프레이트레이를 사용, 냉매 및 용액이 고르게 퍼져 기기효율을 높이고 열교환기를 개선, 열전달효율도 높였다.

6.2.5 현대중공업

현대중공업은 1992년 2월 일본 미쯔비시중공업과 기술제휴를 맺고 흡수식 냉온수기 시장에 뛰어들었다. 생산에 필요한 모든 설비작업을 끝내고 올 하반기부터 본격 공급에 나설 방침이다. 현대중공업은 그룹계열사인 현대산업개발, 현대중장비산업, 중앙병원등에 납품하였고 마산에 있는 중공업 본사 건물에도 흡수식 냉온수기를 설치할 예정이다. 이 회사는 올해 70RT~1,400

RT에 이르는 다양한 모델을 개발할 방침이다. 율하반기부터 그룹계열사 이외에도 공급하기 시작, 오는 96년까지 국내 흡수식 냉온수기 및 냉동기 시장의 20% 정도를 차지할 계획이다. 현대중공업은 흡수식 냉온수기 분야에서 독자 설비설계 능력을 확보하는데 주력하고 있다.

6.2.6 삼원기계

삼원기계는 중소기업체로 1992년부터 한국형 흡수식 냉온수기를 개발, 선보이고 있다. 한국 표준형 냉온수기는 우리나라 기후조건에 맞게 냉동부하와 난방부하를 만족시킬 수 있도록 설계, 무더운 여름철과 추운 겨울에도 용량부족등의 문제가 없으며 가스나 오일 결용으로 연료사용이 가능하다. 냉방능력은 50RT~200RT 범위로 13종을 생산한다.

6.3 국내외 시장동향

현재 일본에서는 대용량(40RT이상)의 흡수식 열펌프의 수요가 88년 3180대에서 91년 4000대로 증가 추세에 있으며 산요 한 기업에서만 91년 1270대 공급으로 전체 수요의 31.8%를 차지하고 있다. 그림 14에는 일본에서의 흡수식 시스템과 압축식 시스템의 증가추세를 보여주고 있는데 흡수식 시스템은 그 수요가 매년 급증하고 있으나 전체적으로 원심압축식의 수요는 연간 400~500대로 거의 일정하다.

국내에서 1984년 도시가스의 확대보급과 함께 급격히 증가해온 흡수식 냉동기와 냉온수기는 표 3에 나타난 바와 같이 그 설치량이 현재까지 약 1000대에 이르는 것으로 추정된다. 이러한 국내의 흡수식 열펌프의 보급현황은 일본에 비교하면 매우 미미한 형편이지만 국내의 수요는 매년 급증하고 있으며 이에 따라 전체 냉방에서 가스냉방이 차지하는 비율이 2000년대에는 전력대비 점유율이 표 4와 같이 40%에 이를 것으로 예측된다. 표 5와 같이 국내에서 흡수식 냉동기를 생산하고 있는 업체는 경원세기, 금성전선, 만도기계가 있으며 1992년부터 삼성중공업, 현대중공업, 삼원기계 등이 참여하여 시장을 확대하고 있다.

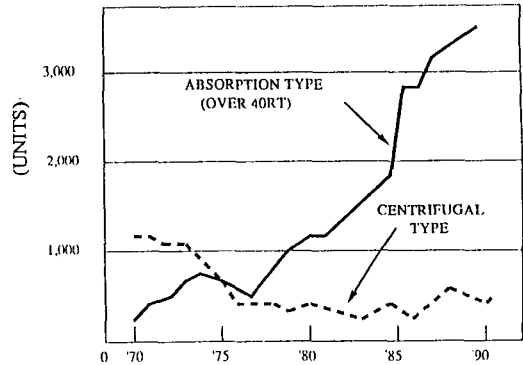


그림 14 일본에서의 연도별 흡수식과 압축식 시스템의 수요

7. 국내외 기술개발 현황

7.1 국외 기술개발 현황

흡수식 냉동기의 최초 개발국은 미국이었으나 그 개발이 일중효용에 머물렀고, 일본에 그 기술이 건너와서 이중효용과 직화식으로 개발되었다. 일본의 가스확대 정책에 힘입어 직화식 흡수식 냉온수기의 발전속도가 매우 빠르게 진행되었으며, 현재 흡수식 냉동기 분야에서 일본이 기술적인 우위를 점하고 있다. 참고로 82~88년 간의 일본에서의 흡수식관련 특허출원건수를 다음 표 6에 나타내었다. 출원 내용을 분석해 보면 다음과 같다. 산요에서는 84년까지는 기초 및 응용기술분야가 동시에 성장하였으며 그 이후는 기초기술 중심으로 연구가 이루어지고 있으며, 히타치는 주로 기초기술분야에 중점을 두고 연구를 행하고 있다. 에바라에서는 단지 흡수식에 대한 기초연구만을 하고 있으며, 야자끼는 84년까지는 응용연구에 중점을 두었고 그 이후에는 신제품개발 및 그에 따른 기초기술 연구에 주력하는 것으로 나타났다.

일본내의 흡수식 냉동기의 제품개선에 의한 모델변경은 약 5년 주기로 이루어지고 있으며, 그 내용이 에너지 절량, 제어시스템의 개선, 콤팩트화 등으로 요약될 수 있다. 최근 집단에너지 사용의 효율성이 평가되면서 대형 흡수식 냉동기 시장도 형성되고 있는 실정이며 주요 연구분야는

표 3 국내 및 일본의 연도별 흡수식시스템 보급현황 비교

기종 년도	한 국		일 본	
	흡수식 냉동기	흡수식 냉온수기	흡수식 냉동기	흡수식 냉온수기
1981	-	-	4,100	-
1982	-	-	3,240	-
1983	-	-	3,365	-
1984	12	-	4,962	1,093
1985	15	33	5,922	1,863
1986	46	68	5,892	3,014
1987	55	58	5,979	2,008
1988	79	157	6,541	2,409
1989	58	171	-	-
계	265	487	40,001	10,387
	752(1.5%)		50,388(100%)	

표 4 국내의 냉동기 보급전망

구분		년도	'91	'92	'93	'96	2000	2006
전기 냉방	보급용량 (MW)		2,569	2,688	2,836	3,003	3,224	3,663
	보급대수 (천RT)		836	1,446	2,205	5,138	9,503	15,369
가스 냉방	보급용량 (천RT)		217	376	573	1,336	2,471	4,256
	전력 환산 (MW)		163	282	430	1,002	1,853	3,192
	전력대비 점유율(%)		6.0	9.5	13.2	25.0	36.4	46.6

(한국가스공사 1991년 자료)

표 5 국내의 흡수식냉동기 생산실적 및 계획

(단위 : 대, 천RT, 억원)

업체명	규격	'90 실적			'91 실적			'92 계획		
		대수	RT	금액	대수	RT	금액	대수	RT	금액
경원세기	80-1,000R/T	249	62	274	342	86	376	350	88	385
금성전선	20-1,500R/T	155	39	101	266	67	184	486	122	240
만도기계	80-1,400R/T	36	9	23	47	12	30	93	23	77
삼성중공업	200-1,000R/T	-	-	-	-	-	-	150	37	120
계		440	110	398	655	165	590	1079	270	822

(상공부 1992년 자료)

표 6 일본의 흡수식 시스템관련 출원인별 특허 출원건수

출원인	82	83	84	85	86	87	88	합계
HITACHI	26	28	34	11	12	59	25	195
SANYO	34	66	66	58	51	69	70	414
YAZAKI	5	6	2	7	4	9	14	47
EBARA	4	14	15	12	11	4	5	70
MITSUBISHI	4	4	19	8	-	3	3	41
NATIONAL	10	14	7	-	-	-	-	31
TOKYO GAS	3	14	2	-	7	17	9	52
OSAKA GAS	4	4	2	4	6	11	5	36
기타	5	23	17	26	9	29	23	132
총계	100	173	164	126	100	201	154	1018

*출원년도 기준 공개특허

다음과 같다.

7.1.1 수냉형 시스템

1) 마이크로 컴퓨터형 제어판넬 부착

빌딩설비의 자동화를 목적으로 제어판넬이 기기의 상태를 모두 감시하고 그 데이터를 기억하며, 필요시 중앙관리센터의 컴퓨터에 데이터를 전송할 수 있고 인력을 절감할 수 있다. 그 상세한 기능은 다음과 같다.

① 운전데이터의 기억 : 운전데이터를 시간단위로 일정기간(8일 정도) 기억 보관한다. 또한 이상 발생시의 기기 각 부위의 상태를 기억 보관한다.

② 기기정비에 대한 표시 : 추기요구시, 연소실 청소 요구시 등을 표시한다.

③ 중앙관리 컴퓨터와의 연결 : 기기 각 부위의 운전상태(온도, 압력, 운전시간 등)을 중앙관리 컴퓨터에 전송하여 중앙에서 냉동기를 감시하고 관리하는 것이 가능하다.

④ 결정 방지 장치 : 흡수액의 농도를 측정하여 농도가 높아질 경우 저부하 운전을 행함으로써 결정발생을 사전에 방지할 수 있다.

⑤ 냉각수 온도에 따른 증기인입량 조절 : 냉각수 온도가 낮아지면 냉동기의 성능계수가 향상되므로 냉각수 온도를 감시하여 증기 또는 가스 소요량을 감소시킨다. 따라서 냉동기의 불필요한 과부하 운전방지 등 안전운전이 가능하다.

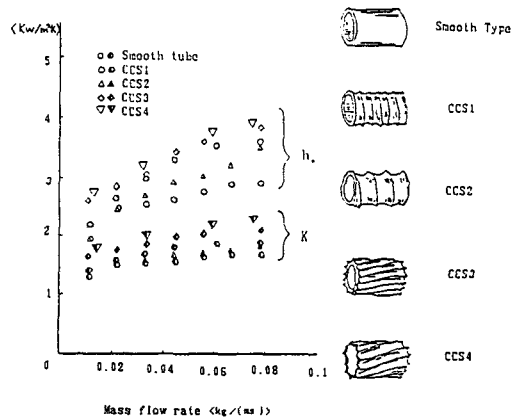


그림 15 흡수기용 특수전열관의 형상에 따른 시험결과

2) 고진공도, 고성능 추기시스템의 채용

용접 밀폐구조로 제작하여 기밀성을 향상시키고, 마이크로 컴퓨터 판넬에 의해 추기 능력을 감시하므로, 추기 부족으로 인한 냉온수기의 이상동작을 사전에 방지한다. 일부기종(소용량 모델)의 경우 「시즌 온」시에 1회 추기로 운전이 가능하도록 한다. 이러한 목적으로 다음과 같은 사항이 시행되고 있다.

- 누설 등급 : 1×10^{-5} atm \cdot cc/s
- 추기시스템 : 파라디움셀에 의한 수소 배기력의 향상
- 접합부위 : 모든 접합부위는 용접구조로 변경

표 7 일본의 흡수식 시스템 전열관 관련 출원인별 특허출원건수

출 원 인	82	83	84	85	86	87	88	합계
HITACHI	-	-	-	-	-	9	2	11
SANYO	-	2(1)	-	-	-	-	2	4(1)
EBARA	-	-	-	-	2	-	-	2
주우경급속	-	-	-	-	2	-	-	2
기 타	-	3(3)	1	-	-	-	-	4(3)
총 계	-	5(4)	1	-	4	9	4	23(4)

* ()는 공개실용신안 건수

* 출원년도 기준 공개특허 및 실용신안

(모든 투시창이나 플랜지 이음 등을 제거)

3) 전열교환기의 개선

고온발생기로 가는 흡수액(회용액)의 온도를, 고온발생기나 저온발생기에서 흡수기로 내려오는 흡수액(중간액·농용액)의 열로써 최대한 높이는 것이 고온발생기로의 열투입량을 줄이고, 흡수기에서 냉각수로 방열되는 방열량을 줄이는 방법이다.

또한 흡수기의 성능을 향상시키기 위해 흡수관으로 그림 15와 같은 특수한 전열관을 사용하기도 하고 전열효과를 증대시키기 위하여 저온 열교환기의 경우 농용액 순환펌프를 부착시키기도 한다.

열 및 물질전달을 향상시키기 위한 전열관 개발과 관련된 일본에서의 특허출원 건수는 표 7과 같으며, 흡수능력을 증대시키기 위한 흡수기 개발과 관련된 특허출원 건수도 히타찌 2건, 산요 12건, 에바라 1건 등 총 22건에 이르고 있다.

4) 부분부하 운전특성

냉동기가 부분부하로 운전될 경우 흡수액 펌프의 순환능력이 100%와 동일하게 유지된다고 하면 순환 흡수액의 보유열량에 의해 열량 손실이 발생하며, 불필요한 전기에너지를 소모시킨다. 따라서 인버터(inverter)에 의해 흡수액 펌프의 순환능력을 냉동부하 조건에 따라 조절하게 되면 부분부하 효율이 상승될 것이다. 현재는 냉동부하조건, 냉각수 온도등에 의해 흡수액 펌프의 회전수가 조절되고, 기동시 서서히 회전속도가 증가되게 하는 방법이 도입되고 있다.

5) 기동·정지시간의 단축

기동시간의 단축을 위해서는 냉동기 본체를

가능한한 콤팩트하게 하여 보유하고 있는 흡수액과 용기 등의 온도상승 속도를 빠르게 하여야 하고, 기동시의 흡수액 순환량을 적절히 조절하여 냉각수로의 불필요한 방열을 제한하여야 한다. 따라서 전열관은 가능하면 고효율의 특수 전열관을 사용하여 결과적으로 흡수 냉온수기의 크기와 중량이 과거의 것에 비해 20% 전후로 축소시키는 것이 가능하였다. 또한 배관이나 용기의 불필요한 보유 흡수액을 줄이기 위해 배관과 용기를 최대한 작게 구성한다. 흡수액 펌프의 흡수액 순환량을 냉수온도, 냉각수온도 등의 조건에 따라 적절히 조절함으로써 흡수기로의 방열량을 최소한으로 축소시킨다.

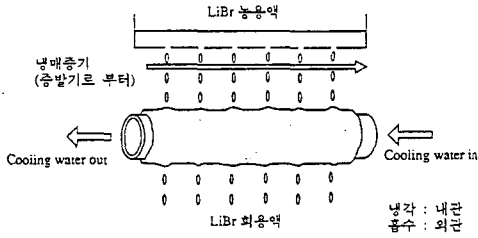
또한 흡수식 냉온수기 정지시 필수적인 회색 운전에서 부하상태에 따라 운전시간을 저부하 운전시는 짧게, 고부하 운전시는 길게 조절함으로써 펌프·냉각탑등의 부대설비 운전비용을 절감시킬 수 있다. 다른 방법으로 운전시는 냉매를 일정 용기에 보관했다가 정지시에 자동적으로 그 냉매를 흡수액과 희석시키는 것도 채용되고 있다.

6) 제어계통의 개선

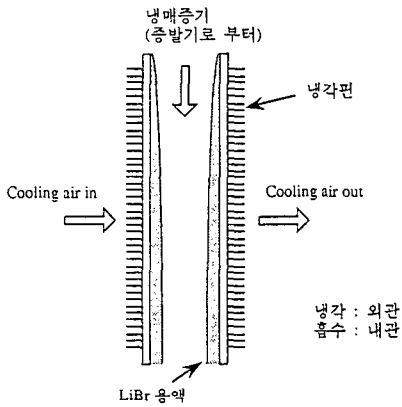
용량제어를 비례·적분·미분 제어(PID 제어)를 행함으로 냉수출구온도를 일정하게 유지시키는 것이 가능하며, 비례제어에 비해 그 변동폭이 작으므로 가스 소모량의 변화가 작게 되고, 흡수액 펌프의 운전·정지가 감소하게 되므로 에너지 절약이 가능하다.

7.12 공냉형 시스템

일본의 흡수식냉동기는 LiBr/H₂O를 이용하여 발전하였다. 특히 이중에서도 가스흡수식 냉동기는 개발이래로 고효율화, 신뢰성, 편리성 및



a) 수냉형 흡수기의 흡수 수평관



b) 공냉형 흡수기의 흡수 수직관

그림 16 수냉형 흡수기와 공냉형 흡수기의 흡수 및 냉각특성 비교

성능향상의 기술개발이 현저하였고 그 보급도 꾸준히 이루어져 왔다. 현재, 개별빌딩과 지역난방의 냉열원기로서 주요한 역할을 점하고 있으며, 대규모 빌딩은 물론 중소규모로의 이용이 확대되고 있으며 열병합발전(cogeneration)의 도입으로 용도가 많아지고 있다.

흡수식 열펌프 냉방시스템에서 흡수기의 발열을 냉각하고 응축기를 냉각하는 방식으로는 수냉형과 공냉형이 있다. 수냉형은 따로 냉각탑과 수배관이 필요하므로 대형 흡수식 열펌프의 경우는 수냉형을 채택하고 있다. 최근 시스템이 소형화됨에 따라 냉각탑이 필요없는 공냉형의 이용이 증가하고 있으며, 이러한 개발동향과 함께 기술혁신이라 칭하는 공냉형 소형 가스 흡수식 냉온수기의 개발이 이루어지고 있다. 그림 16은 수냉형 시스템과 공냉형 시스템의 흡수기 냉각 방식과 특징을 나타내고 있다.

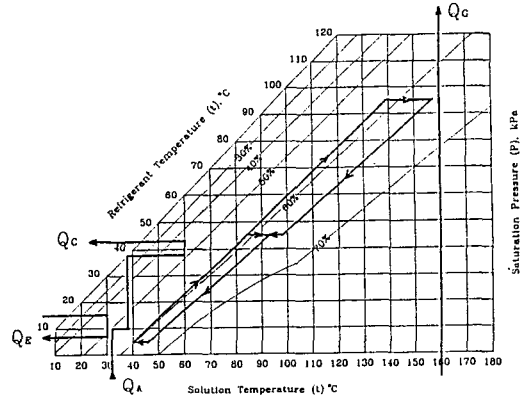


그림 17 수냉방식 사이클의 During선도

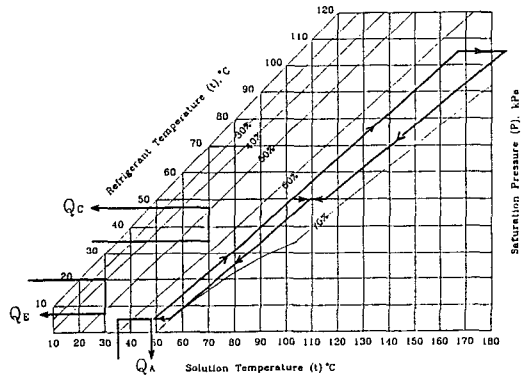


그림 18 공냉방식 사이클의 During선도

그러나 이러한 흡수식 시스템은 현재 실용화된 작동유체로서 LiBr/H₂O를 사용하고 있으므로 공냉화에는 다음과 같은 제한성이 있다. 공냉형에서는 일반적으로 공기출구온도가 40°C~50°C가 되고 이때 냉방사이클 온도인 흡수기와 응축기 온도는 50°C~55°C가 된다. 이는 수냉형의 흡수기 온도 40°C에 비하여 10°C~15°C가 높게 된다. 따라서 용액농도가 그림 17의 수냉형에 비해 5~8% 높게 되고 고온발생기의 온도도 약 50°C 상승하여 그 작동압력이 대기압을 넘게 된다. 따라서 공냉형의 경우 그림 18에서 보듯이 사이클의 작동범위가 흡수액인 LiBr용액의 결정라인에 근접하게 되어 흡수기에서의 흡수능력이 저하된다.

공냉형과 수냉형의 열교환특성을 비교하면 공냉형의 경우 흡수기의 공기측 열전달율이 24W/m²K이고, 수냉형의 경우는 흡수기의 물측 열전달

율이 1200W/m²K 정도인데, 공냉형의 경우 기존의 판형편을 쓴다고 하여도 용액측 전열면적에 비해 공기측 전열면적이 15배 정도이므로 실질 열전달률은 350W/m²K 정도가 된다. 따라서 공냉형이 수냉형에 비해 약 3배의 전열면적이 요구되며 이는 커다란 용적의 흡수기가 필요함을 의미한다. 이 결과 공냉흡수기를 채택하기 위해서는 콤팩트하며 고효율의 열교환기 기술개발이 필수불가결하다.

중소규모 분야에 있어서 chilling unit의 공냉화율은 1975년에 25%이었으나, 1980년에는 50%를 점유하고 있다. 흡수식에서 공냉화의 수단으로 R717-H₂O를 작동매체로 사용하는 것이 고려되었고 1970년경 미국에서 공냉흡수 chill러(chiller)가 실용화되었다. 그러나 R717이 갖는 독성, 폭발성이 이유로 일본에서는 실용화가 곤란한 상황이다. 그래서 일본에서는 공냉화를 위하여 작동매체에 관한 연구개발이 행하여 졌다.

Shigekichi Kurosawa 등은 냉방능력이 10, 20, 30 RT급의 시작기를 개발하였으며, 이들을 여러대 설치하면 120RT까지도 가능하다고 한다. 이 제품의 냉방 COP는 0.92이고 난방효율은 0.82정도이다. 20RT급 공냉형 흡수기의 외형 치수는 2,866 X 1,843 X 2,511로 공냉형 압축식의 경우인 2,250 X 1,850 X 2,300과 거의 비슷한 정도의 크기를 가진다.

Shigekichi Kurosawa 등은 높이 2,500(mm), 길이 1,340(mm), 폭 1,040(mm)의 4RT급 공냉형 흡수 냉동기를 제작하여 그의 성능실험도 수행하였다. 이 시작기는 외기온도 36°C의 공냉조건에서 대기압 이하로 작동하였으며, 용액의 결정화도 일어나지 않는 공냉형 LiBr/H₂O계 이중효용 흡수식 냉동사이클을 실증하였다. 또한 이 시작기는 외기온도 35°C, 열입력 15.6kW, 냉수용량 6.1kg/s, 냉수출구온도 7°C, 냉각공기유량 3.3kg/s의 조건에서 냉방능력 14kW, COP=0.9를 얻을 수 있었다.

그림 19는 최근 히타치에서 20RT급의 상품화에 성공한 LiBr/H₂O 공냉흡수식 냉온수기의 사이클을 나타낸 것이다. 이중효용 용액순환 사이클로 병렬흐름, 4단산포식 직교향류 열교환 방식이 가장 큰 특징이며, 운전가능범위는 냉각공기온도 15°C~43°C이고, 35°C에서 냉수 출구온도 7°C를

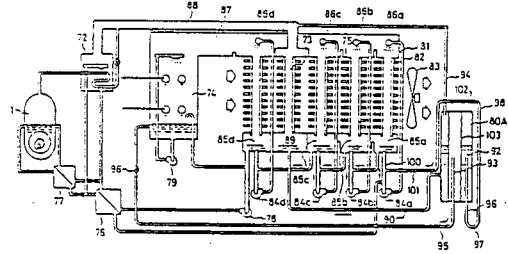


그림 19 히타치 공냉 흡수식 시스템의 용액순환 사이클

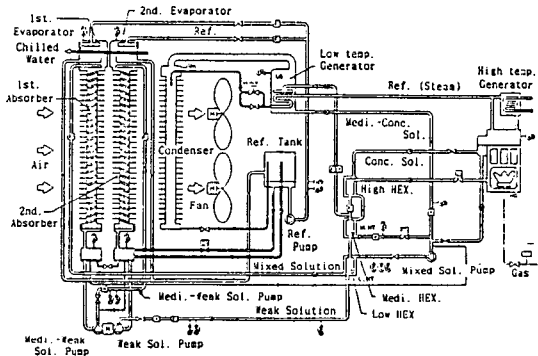


그림 20 산요 공냉 흡수식 시스템의 용액순환 사이클

얻을 수 있다. 그림 20은 최근 산요사에서 개발한 LiBr/H₂O 공냉 흡수식 냉온수기 이중효용 용액순환 사이클로 병렬흐름, 2단 증발/흡수과정을 거치며 흡수기 관내에 스프레이가 삽입되어 있어 용액의 흐름을 지연시켜서 흡수를 촉진시키는 특징이 있다.

표 9는 현재 일본, 미국 등에서 제품화하였거나 개발중인 가스구동 공냉형 흡수식 냉난방기를 보여주고 있다. 참고로 1989년까지 일본에서의 공냉형 가스 흡수식 관련 특허출원 건수는 히타찌 30건, 산요 34건, 야자기 9건, 가와사키 15건, 오사카가스 15건에 이르고 있다.

7.1.3 흡수액/냉매 개선

현재 공냉형 열펌프 개발에 가장 큰 장애요인인 부식문제와 LiBr 결정화 문제를 해결하기 위하여 기존 흡수식 관련 공조업체에 화학업체가 가세하여 부식억제제의 개선 및 결정석출을 방지하고

표 9 가스구동 공냉형 흡수식 냉난방기 제품

제 작 회 사	구 분	용 량	특 징	비 고
HITACHI	흡수식 냉난방기	10,20RT	고성능 열교환기 채택 냉방 COP=0.92	동경가스, 오사카가스, 동방가스와 공동개발
	흡수식 냉방기	4RT	2중효용(병렬흐름방식) 냉방 COP=0.9	H ₂ O/LiBr
YAZAKI	공냉형 흡수냉난방기 AROACE	3,5RT	다양한 실내기와 조합 가능	미 발매 H ₂ O/LiBr
SANYO	Multi Type형 공냉 가스 흡수 냉난방기	5~20RT	공냉 2중효용 사이클 냉방 COP=0.9, 난방효율 88%	동경가스와 공동가스와 공동개발중 H ₂ O/LiBr
DEMETIC사 (미)	SERVEL 가스 흡수 냉난방기	3,4,5RT	1중효용 냉방사이클 COP=0.48	냉매 : NH ₃
COLUMBIA 가스(미)	DEAHP	3RT	공냉 2중 효용 (Heat pump type) 냉방 COP=0.85, 난방 COP=1.55	냉매 : NH ₃ -NaSCN couple

나아가서는 COP를 높일 수 있는 새로운 흡수액/냉매 개발에 역점을 두고 있다. 현재 제안되고 있는 흡수액/냉매로는 고농도에서도 결정석출이 일어나지 않아 고온작동이 가능한 복합흡수액/냉매인 LiBr-ZnCl₂/H₂O가 검토되고 있다.

새로운 흡수액의 개발은 경제성 있는 공냉형 열펌프의 개발을 실현시킬 뿐만 아니라 현재 일반화되어 있는 이중효용 흡수식 사이클을 한단계 발전시킨 3중효용 흡수식 사이클의 채택으로 소형화, 고효율화된 흡수식 시스템의 상품화를 앞당길 수 있을 것이다. 참고로 1988년 까지 일본에서의 흡수액 관련 출원특허는 히타치, 산요, 야자끼, 가와사끼, 일본석유 등 총 23건에 이르고 있다.

7.2 국내 기술개발 현황

국내 흡수식 시스템의 기술개발 현황을 수냉형 시스템과 공냉형 시스템으로 나누어 설명하기로 한다. 주로 일본의 기술을 도입하여 생산하고 있는 국내 메이커의 기술수준은 표 10과 같으며 기술개발 현황은 다음과 같다.

7.2.1 수냉형 시스템

기술제휴에 의하여 생산 보급중인 수냉형 시스템은 대부분 100RT급의 대형이며 자체적인 설계 및 약간의 변경도 어렵게 여겨져 왔다. 그러나 학계와 연구소를 중심으로 시스템 구성요소에 관한 연구와 성능예측 및 설계기술에 관한 기술축적이 이루어지기 시작하였으며 이제는 산·학·연 공동연구로 신규제품의 개발이 가능한 시점이라 할 수 있다.

1) 에너지 절약화

현재 가장 많이 생산 판매되고 있는 이중 효용 흡수식은 일본에서 개발초기의 성적계수가 0.75 정도에 불과했다. 현재 국내에서 생산되고 있는 제품들은 0.96-1.07 정도이다. 에너지 소비량이 22-30% 절약화된 것으로서 일본에서 현재 생산 판매되고 있는 제품과 동일한 수준이다.

2) 소형화 및 경량화

흡수식 냉온수기를 기준할 때 냉수와 온수를 1대로 공급 가능하기 때문에 타 냉동기와 보일러 공동설치에 비하여 설치면적이 60% 정도이어서 매우 유리한 장점을 가지고 있다. 그러나 흡수식 냉온수기 자체에서도 에너지절약화와 함께 소형화 경량화가 지속적으로 개선 발전하였다. 현재

표 10 공냉, 소형 가스 흡수식 냉난방기의 요소기술별 국내·국외수준과의 비교

순서	기술	내용	국내기술수준	비고
1	사이클 시뮬레이션기술	공냉 흡수식 사이클 성능예측 시뮬레이션 기술	90	
2	결정 방지 기술	공냉인 경우 냉각공기의 온도가 고온이므로 용액 사이클이 고온, 고압, 고농도측으로 이동→결정 발생	70	병렬유동채용
3	부식 저감 기술	LiBr 수용액의 부식성에 의하여 재료의 부식이 심각	70	부식억제제, 신흡수제 개발
4	용액 분배 기술	흡수기의 용액분배 기술이 열 및 물질 전달에 중요함	80	
5	불응축성 가스 제거기술	시스템 내부에서 발생 불응축가스(주로 수소)에 의하여 응축기와 흡수기의 성능 저하	70	
6	공냉 열교환기 설계기술	공냉화시 수냉식에 비해 외부의 전열계수가 감소, 전열면적의 확대 필요 →컴팩트 열교환기 설계기술 필요	80	고효율 핀 채용
7	시스템 제어 기술	시스템 기동시, 연소시, 결정방지, 정지시 제어기술	80	비례 제어
8	열 및 물질전달 촉진기술	전열과 흡수제의 냉매가스 흡수촉진 기술	70	특수전열관 및 계면활성제 채용

국내에서 생산 판매되고 있는 제품들은 초기 개발기에 비하여 설치면적으로는 57%, 중량으로는 40% 정도까지 감소한 것들이다.

3) 설치성

종전에는 난방시 온수 열교환기를 별도 설치함으로써 냉난방 절환작업시에 수배관의 밸브를 열고 닫는 작업을 실시하도록 되어 있었다. 그러나 최근에는 증발기에서 냉수와 온수를 모두 얻을 수 있도록 개선함으로써 밸브조작만으로 냉난방 절환작업이 끝나도록 한 제품들이 점점 증가하고 있다. 현재 국내에서는 설치장소를 지하 기계실을 많이 이용하고 있으나 건물의 평당 임대료율의 향상이 이루어지면서 건물의 옥상에 설치할 수 있는 옥외형 제품도 준비되고 있다. 그리고 중소형 건물의 설치 편의성을 높이기 위하여 흡수식 냉온수기와 냉각탑, 냉수펌프, 냉각수 펌프 및 팽창탱크를 일체화시킨 제품도 개발

되고 있다.

4) 운전특성 조작성 향상

기계가 소형화 경량화 함에 따라서 기계 내부에 봉입되는 흡수액의 량도 감소하였다. 따라서 기계가 초기에 가동되어 정상 성능을 발휘하는 시점에 이르기까지 소요되는 시간도 초기에 비하여 1/2정도로 단축되었고 용량제어 특성도 크게 향상되었다. 또한 마이콤을 적용하여 한 주간의 운전을 스케줄화하여 자동운전되도록 하고, 운전 데이터를 기억하였다가 필요시 출력할수도 있도록 하였으며, 고장발생시 그 내용과 조치방법을 나타내 주기도 하는 제품도 판매되고 있다.

5) 난방능력 증대형

냉난방 부하 크기비율은 지역이나 건물의 규모, 용도에 따라서 다르다. 그러나 국내에서는 대부분 난방부하가 냉방부하보다 크거나 동등 수준이다. 따라서 일본에서 기술을 도입할 때부터 이 점을

고려하여 일본 표준과는 달리 냉난방 능력을 동일하도록 설계하여 제품을 생산하는 메이커도 있으나 냉방능력에 비하여 난방능력이 80% 정도인 제품을 생산하는 메이커도 많이 있다. 따라서 난방부하가 냉방부하보다 큰 수요기에서는 난방능력 증대형 흡수식 냉온수기가 필요하다. 이는 표준형 냉온수기보다 고온발생기의 버너를 크게하여 난방능력을 증대시킨 것이다. 난방능력 증대형은 운전제어성을 고려하여 대개 10~30% 증대형이 적당하다.

6) 고온수 공급형

흡수식의 사이클을 이용하여 공급가능한 온도가 이고 그리고 공조기의 냉난방 부하처리 능력을 고려할 때 적당한 냉방용 온수온도는 출구온도 기준 60°C가 적정하다. 그러나 난방부하가 냉방부하에 비하여 14배 이상으로 매우 커 60°C 온수로써 사용시에는 공조기를 난방부하기준으로 한단계 크게 선정하여야만 하는 경우가 있어 공조기의 설비비 증가를 초래하게 된다. 이러한 경우는 온수온도를 60°C보다 높게 하여, 공조기의 크기를 줄이도록 할 필요가 있다. 이 경우에 대비하여 흡수식 냉온수기 메이커에서는 최고 공급가능온도가 80°C인 고온수 공급형을 생산하고 있다.

7.2.2 공냉형 시스템

이미 선진국에서는 공냉형 흡수식 냉온수기가 소량이나마 시판되고 있으며 공냉형 흡수식의 소형·고성능화, 응축기 및 발생기의 열교환 효율 향상, 고온·고농도에서도 사용 가능한 흡수능력이 뛰어나고 결빙이 일어나지 않는 냉매흡수액 개발 등 지속적인 연구 및 개발이 이루어지고 있다. 공냉형 시스템의 경우 소용량의 개발 보급이 필수적인 과제로서 최근 국내의 삼성, 금성, 경원세기, 린나이코리아 등 관련 메이커에서도 개발에 착수하고 있으며 일부 연구소에서는 시스템 설계에 대한 기술축적이 지난 2~3년간에 걸쳐 미미하나 이루어진 상태이다.

8. 국내 기술개발 추진전략

지금까지의 흡수식 냉난방 시스템의 국내외

제품 및 기술개발 현황을 근거로 하여 국내에서 추진되어야 할 흡수식 냉난방 시스템의 기술개발의 기본방향과 목표를 제시하면 다음과 같다.

8.1 기술개발 기본방향 및 목표

흡수식 열펌프 신기술 개발 및 기존기술의 고효율화, 고성능화를 통한 경제성 있는 에너지 절감형 시스템 개발과 독자적인 설계, 제작, 평가기술을 확립한다.

8.1.1 제1종 흡수식 열펌프

- 냉난방용 냉온수기의 독자기술 확립
- 국제공인규격 획득

8.1.2 제2종 흡수식 열펌프

- 산업체의 폐열회수용 흡수식 열펌프의 독자기술 확립
- 국내 및 국제 공인규격 획득

8.2 기술개발의 내용

앞에서 분류한 바와 같이 흡수식 열펌프/냉동기 분야에서 추진되어야 할 개발기술의 내용을 종류별로 정리하면 다음과 같다.

8.2.1 제1종 흡수식 열펌프

1) 수냉형 시스템

현재 국내에서 일반화되어 제품화된 흡수식 열펌프는 LiBr/H₂O 시스템으로 고효율화, 소형화되고 있는 국내 흡수식 증대형 냉온수기의 성적계수는 0.96~1.07정도이다. 선진국에서 가장 성적계수가 높은 제품은 1.26 정도로 알려져 있다. 따라서 수냉형 흡수식 시스템의 성적계수를 향상시키는 기술개발은 제품의 경쟁력을 제고와 에너지 절약화를 위해 그 필요성이 증대하고 있다. 국내 보급을 확대하기 위하여 개발되어야 할 과제는 다음과 같다.

- COP 1.3 이상의 흡수식 냉온수기 개발
- 저온구동 흡수식 냉온수기 개발
- 3중효용 흡수식 사이클 개발
- 급탕겸용 열회수형 흡수식 냉온수기 개발

2) 공냉형 시스템

현재 선진국에서도 실용화 연구에 박차를 기하고 있는 분야로 이 기술분야에 가장 앞서 있는

일본과 경쟁하기 위해서는 가전업체 및 가스회사, 연구소, 대학 등 전체적으로 산학연의 컨소시엄을 구성하여 연구개발의 공동수행 및 결과의 공동소유로 연구개발 인력 및 자원의 효율적 활용이 절대적으로 필요한 분야다. 국내에서 새로운 시스템으로 개발되어야 할 과제는 다음과 같다.

- 공냉형 흡수식 작동유체 연구 개발
- 공냉형 LiBr/H₂O 흡수식 시스템 개발
- 공냉형 H₂O/NH₃ 흡수식 시스템 개발

9. 결 론

지금까지 살펴본 바와 같이 흡수식 열펌프는 국내에서도 매년 그 수요가 급격하게 증가될 전망이고 외국에서는 새로운 시스템의 개발과 성능향상을 위해서 체계적이고 지속적인 연구개발이 이루어지고 있다. 반면에 우리나라의 경우는 흡수식 열펌프의 연구개발을 위한 목표 및 개발 일정 그리고 보급계획 등이 지속적으로 실시되지 못하고 단편적으로 이루어져 왔기 때문에 이미 수행된 과제들이 중복투자 내지는 이중과제화되어 국가적인 차원에서 인력 및 경제적 운용에 비생산적인 면이 많았다. 더욱이 냉동공조관련 국내시장 유통상 소비자나 생산자 모두가 가격면에 치중함으로 인하여 초기부담이 과다한 독자기술 확립에는 큰 어려움이 있고, 이로 인하여 국내기술의 개발은 일본 기술의 도입으로 기술 제후선에 거의 의존하고 있다. 따라서 독자적인 설계기술 개발보다는 부분적인 개선응용을 하고 있는 수준으로 기술도입 연장에 의존하며 사업화에만 주력하고 있는 실정이다.

한편 흡수식 열펌프의 보급에 있어서는 폐열회수용 열펌프의 경우, 열펌프를 설치할 수 있는 곳은 에너지 소모가 크고 연속공정이 이루어지는 화학공장, 섬유공장, 제철공장 등 이어야 하는데 이러한 곳에 근무하는 경영자와 기술자의 열펌프 시스템에 대한 신뢰성이 아직은 낮은 편이다.

그러나 우리나라에서도 일부 연구기관 및 회사에서 가스사용의 확대와 함께 흡수식 히트펌프를 이용한 새로운 냉난방기 개발이 활발히 진행되고 있으므로 이 분야에 큰 발전과 성과를

기대한다.

참 고 문 헌

1. Alefeld, G. and Ziegler, Z., 1985, "Advanced Heat Pump and Air-Conditioning Cycles for the Working Pair LiBr-H₂O : Domestic and Commercial Applications", ASHRAE Trans., HI-85-41, No.2.
2. Alefeld, G. and Ziegler, Z., 1985, "Advanced Heat Pump and Air-Conditioning Cycles for the Working Pair LiBr-H₂O : Industrial Applications", ASHRAE Trans., HI-85-41, No.3.
3. Alefeld, G. and Ziegler, Z., 1987, "Coefficient of Performance of Multistage Absorption Cycles", Rev.Int.Froid, Vol.10.
4. Arh, S. and Gaspersic, 1990, "Development and Comparison of Different Advanced Absorption", Int. J. Refrigeration, Vol.13, pp.41-50.
5. Kurosawa, S., 1989, "공냉 이중효용 가스흡수 냉온수기의 연구개발", 냉동, 제64권, pp.39-49.
6. Kurosawa, S.외, 1988, "공냉 이중효용 흡수냉 온수기의 개발", 일본냉동학회 기술강연회 강연논문집, pp.125-128.
7. Kurosawa, S.외, 1989, "공냉형 가스흡수냉 온수기의 개발", 일본냉동학회 기술강연회 강연논문집, pp.77-80.
8. Kurosawa, S.외, 1989, "공냉형 가스흡수냉 온수기의 개발(제3보 : 4RT 시작기의 성능)", 일본냉동학회 기술강연회 강연논문집, pp.69-72.
9. ASHRAE, 1988. "Absorption Cooling, Heating, and Refrigeration Equipment", ASHRAE Equipment Handbook Chap.13.
10. Grossman, G., "Adiabatic Absorption and Desorption for Improvement of Temperature-Boosting Absorption Heat Pumps", ASHRAE Trans., No.2723.
11. Grossman, G., 1985, "Multistage Absorption Heat Transformers for Industrial Applications", ASHRAE Trans. HI-85-41, No.1
12. Grossman, G. and Michelson, E., 1985, "A

- Moudular Computer Simulation of Absorption Systems”, ASHRAE Trans., Hi-85-36, No.2.
13. 1991, 가스냉난방 최신기술, 한국산업기술연구회 세미나 자료
 14. 1991, Proceedings of Absorption Heat Pump Conference 91, Tokyo, Japan
 15. 오명도, 1992, “흡수식 히트펌프”, 설비기술, 통권 29호, pp.36-53.
 16. 김광제, 1993, “흡수식 냉동기의 원리, 응용 및 그 운용법”, 공기조화·냉동공학, 제22권 제1호, pp.28-35.