

흡수식 냉동장치의 공냉화 기술

Development of Air-Cooled Absorption Refrigeration Systems

오 후 규
H. K. Oh

부산수산대학교공과대학 냉동공학과



- 1948 년생
- 냉동공학을 전공하고 있으며, 냉동관련 장치, 열교환기, 2상류의 전열에 관심을 가지고 있다.

1. 머리말

흡수식 냉동기는 왕복동식과 달리 기계적인 압축용 기계를 사용하지 않을 뿐만 아니라 구동원으로도 전기를 사용하지 않고 가스나 기름을 직접 사용할 수 있으며 품위가 낮은 열에너지를 회수 이용할 수 있는 시스템이다. 따라서 흡수식은 냉동 작용을 위한 기계적인 장치가 적기 때문에 전력의 소비가 적고, 진동이 적을 뿐만 아니라 운전 및 보수가 쉬우며 수명이 긴 특징이 있다. 본 글은 최근 연구자나 기업에서 지대한 관심을 가지고 있는 직화식 공냉 흡수 냉동장치의 개발요소에 대해서 이야기하고자 한다.

1.1 흡수식 냉동기의 발전^{1~3)}

흡수식 냉동기의 발명자로 알려져 있는 Ferdinand Carré는 1859년 및 1860년에 $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ 를 사용한 연속식 흡수 냉동기의 특허를 제출하였다. 그러나 흡수식 냉동기에 관한 이론의 확립은 1913년에 독일의 E. Altenkirch에 의해서 이루어졌고 1920년 스웨덴의 G. Munters와 B. Comptaten이 계내에 수소를 도입함으로써 흡수용액 순환펌프를 생략하는 특허를 얻고부터 더욱

실용화가 진전되었으며, 가정용 흡수냉장고에 적용하여 소음이 적고 신뢰성이 높은 냉장고를 가능하게 하였다. 흡수식 냉동기술은 더욱 발전하여 1925년에 수냉식, 1929년에는 공냉식이 만들어졌다. 1932년에는 영국에서 G. Maiuri에 의해 다단식의 기계가 만들어졌고 12개의 공장에서 주로 드라이아이스의 제조용으로 이용되었다.

흡수식은 특히 미국에서 장기간에 걸쳐 중요한 위치를 차지하게 되었다. 1945년 이후 가장 현저한 발전은 물-리튬브로마이드(LiBr)계 흡수시스템의 채용이다. 이 방식은 1940년대 초에 W. H. Carrier에 의해 개발되었다. 1955년에는 660 USRT, 1960년에는 990 USRT의 대형기종을 제작하였는데, 이것들은 모두 증기가열식이었다. $\text{H}_2\text{O} + \text{LiBr}$ 방식은 건물공조에 적합하여, 이것에 의하여 흡수식은 새로운 생명력을 가지게 되었다.

한편, 소형기로서는 1938~1941년에 미국내에서 설치된 $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ 계 흡수식냉동장치는 그 용량이 9,900 USRT였으나 1945년 이후의 설치는 10만 USRT에 도달하게 되었다. 가정용의 냉장고에도 흡수식은 진출하여 1962년에는 영국, 스위스, 덴마크, 스웨덴에서 상당수의 냉동장치는

흡수식이었으나 세계 각국에서 그 성장세는 지속되지 못하였다. 그러나 1970년대 소위 오일쇼크 이후 에너지 절약의식이 높아짐에 따라 흡수식은 또 다시 전성기를 맞게 되었다.

1970년 이후 소련, 미국, 두 나라에서 관심이 높아졌으며, 소련에서는 증기 원동소의 하기 잉여능력으로 냉수를 만들고 있다. 공조용 냉열원으로서의 태양열 이용은 1950년 당시 몇 개국에서 시도하였다. 태양열 이용의 공조시스템이 주목된 것은 1965년 오스트리아의 쿤츠란드 대학인데 태양열 실험주택이 건설되었다. 미국에서는 1970년 이후 대학교, 연구기관, 주택 등에서 실험설비되어 1976년에는 약 500대의 태양열 흡수 냉동기가 설치되었다. 현재 실용화되고 있는 작동매체는 이상과 같이 $H_2O + LiBr$ 계 및 $NH_3 + H_2O$ 계에 한정되어 있다.

일본의 흡수 냉동기의 출현은 분명하지는 않으나 최초의 공업화는 1958년 $H_2O + LiBr$ 계에 의한 공조기의 출현이 그 처음으로 보여지며 1959년에는 대형의 증기가열식 흡수 냉동기가 제작되었다. 흡수식 냉동기의 효율향상을 위해 재생기를 2중효용화하는 시험은 1961년 미국에서 행하여 졌으나 일본에서는 1964년에 실현함으로써 흡수식냉동기에 관한 기술수준을 향상시켰다. 건물공조용으로서 현재 주류를 점하고 있는 가스 직접가열식 2중효용 흡수냉은수기(가스 흡수냉은수기)는 1968년에 완성함으로써 직화식 2중효용 흡수식 냉동기술을 선도하게 되었다.

우리나라에서는 1940년대 이후 본격적으로 흡수 냉동기술이 소개된 이후 최근에는 에너지 효율적 이용, 하절기 최대 전력 사용의 저감 등에 관한 정부시책에 힘입어 흡수식 냉동장치의 보급은 해마다 증가하고 있는 실정에 있다.

1.2 에너지 정책과 흡수 냉동기

우리나라의 경우 1차 에너지의 대부분은 수입석유에 의존하고 있다. 따라서 지난 1973년과 1979년 1, 2차 에너지 파동으로 실감했듯이 대단히 불안정한 에너지 공급 구조는 앞으로도 기본적으로는 변함이 없을 것이다. 정부와 기업은 에너지 사용을 절약하거나 석유를 대체할

수 있는 에너지의 개발정책을 지속적으로 추진하여 석유 의존도를 줄이는 것이 우리나라 에너지 공급을 안정화시켜 건전한 경제발전을 이룩할 수 있는 바탕이 될 것이다. 이러한 배경을 바탕으로 우리나라도 미국, 유럽, 일본 등과 같이 대체에너지 개발을 적극적으로 추진하고 있는 실정이다. 따라서 에너지 수입 다변화와 국제 에너지 사정에 능동적으로 대처하기 위해 LNG 도입이나 직화식가스냉방 장치의 보급 등도 대책으로 추진하고 있는 것이다.

특히, 흡수식에 의한 가스냉방의 보급은 여름철의 전력공급체계의 안정을 도모함은 물론 가스 비성수기인 여름철의 가스수요를 증대시킴으로써 가스수요의 평균화를 이룩하게 하여 중장기적으로 계절수요변동의 평균화를 이룩할 수 있는 장점이 있다. 즉, 이러한 개념은 ① 에너지의 안정적 확보, ② 에너지 단가의 저렴화, ③ 최적에너지 수급 등 에너지 수요구조의 개선을 이룩할 수 있다. 석유 의존의 에너지 공급 구조는 장기적으로 볼 때 대단히 허약하기 때문에 LNG, 원자력, 석탄을 3주체로 한 석유 대체에너지의 도입 개발을 서둘러 석유 의존도와 의 적절한 균형을 이룩함으로써 에너지 공급의 안정화와 가격의 적정화를 확보할 수 있도록 해야 한다.

위에서 언급한 가스냉방의 보급촉진은 하계의 전력공급 제약의 완화를 기하게 된다. 즉 전력과 도시가스의 수요형태는 계절에 따라 큰 차이가 있다. 전력은 7~8월에 가장 수요가 많은 반면 가스는 겨울이 최대 수요기이며 7~8월에는 최소수요기이다. 이와 같이 에너지의 종류에 따른 피크계절의 존재는 각각의 에너지설비의 가동율을 크게 변동시키는 요인이 된다. 따라서 여름철의 직화식 흡수 냉동기 보급은 전력 가스의 계절부하에 대하여 최적의 조합을 실현함으로써 쌍방 부하개선의 효과를 올릴 수 있게 된다. 이와 같이 가스냉방의 중심적 열원기인 흡수 냉동기의 역할은 에너지 수급문제를 해결하는 기술적 수단의 하나이다.

1.3 지구환경문제와 흡수식 냉동기

최근 국제적으로 큰 관심을 모으고 있는 지구

환경문제는 종래와 같이 특정지역에 한정된 환경문제에 그치는 것이 아니고 국제적인 협조체제하에서 해결하여야 하는 중대한 과제로 되어 있다. 이 중에는 CFC에 의한 오존층 파괴, 탄산가스와 CFC에 의한 온실효과가 있다. CFC는 성층권의 오존을 감소시켜 지구규모의 환경에 영향을 미칠 우려가 있다는 견해가 제시된 것은 1974년 Nature지에 게재된 미국 캘리포니아대학의 Rowland 등의 논문으로부터이다. 이것을 계기로 각방면에서 많은 논문이 발표되었다. 국제환경계획(UNEP)에서는 오존층 조정위원회(CCOL)를 설치하여 검토가 진행되었으며, 1987년 9월 『오존층을 파괴하는 물질에 관한 몬트리올 의정서』를 채택하였다. 그 후 1988년 10월 UNEP의 헤이그회의 이후 보다 엄격한 규제가 제정되었는데 금후의 동향이 주목되고 있다. 이 점에서 흡수식 냉동기는 CFC 냉매를 사용하지 않을 뿐만 아니라 가스, 폐열, 혹은 태양열 등을 직접 이용할 수 있다는 장점이 있다.

흡수식의 중요열원인 도시가스는 천연가스를 주성분으로 하고 있고, 수소분이 많은 탄산가스 배출량이 다른 화석연료에 비하여 적다. 그리고 흡수식은 고온역에서부터 저온역까지 에너지의 유효이용을 할 수 있는 co-generation을 성립시키는 주요한 열회수기기로서 사용되어 지구규모의 환경개선에 중요한 역할을 할 수 있다.

2. 흡수식 냉동기의 특징

2.1 흡수식 냉동기와 압축식 냉동기의 비교

일반적으로 공조설비에 사용되고 있는 냉동기는 흡수식과 압축식 2종류가 있다. 그 특징은 표 1과 같다.

흡수식은 열원 공급 방식에 의해 증기(고온수)식과 직화식으로 분류된다. 또한 흡수식 냉동기는 발생기가 1개이고 효율이 낮은 1중효용형과 발생기가 2개이고 효율이 좋은 2중효용형으로 구분되고 냉매는 물, 흡수제로는 리튬브로마이드(LiBr) 수용액이 주로 사용되는데 최근에는 거의 2중효용형이 사용되고 있다.

압축식은 압축기의 형태에 따라 터보식, 왕복식, 스크류식으로 분류되고 냉매로는 CFC계 혹은 HCFC계 냉매가 주로 사용되고 있다. 그리고 압축식은 전기를 사용하는 것이 특징이나 흡수식은 가스 또는 오일을 사용하고 흡수제의 화학적 반응을 활용하고 있으므로 최근 하절기의 피크 부하로 인한 전력부족 현상을 해소할 수 있는 좋은 방법중의 하나로 생각하여 정부에서도 정책적으로 지원하고 있다.

2.2 흡수식 냉동기 및 냉온수기의 특징

(1) 사용하는 에너지의 경우

냉방을 한다는 목적은 같지만 흡수 냉동기와

표 1 냉동기 분류 및 특징

냉동기 방식		냉동기 종류	공급 열원	사용냉매
흡수식	직화식	1, 2중효용 흡수식 냉동기 및 냉온수기	가스 또는 오일	H ₂ O
	증기식 (고온수)	1중효용 흡수냉동기	저압증기 : 1~1.5 kg/cm ² G 고온수 : 140~160 °C	H ₂ O
	증기식 (고온수)	2중효용 흡수냉동기	고압증기 : 8 kg/cm ² G 고온수 : 190~200 °C	H ₂ O
	히트펌프	1중, 2중 히트 펌프	가스, 오일, 증기, 온수	H ₂ O
압축식		터보 냉동기	전기	R11 등
		왕복동식 냉동기	전기	R12, 22 등
		스크류 냉동기	전기	R12, 22 등

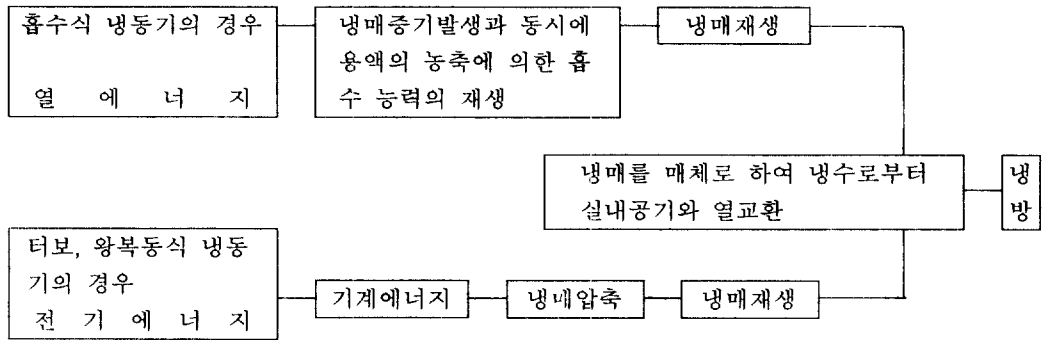


그림 1 에너지원에 따른 냉동방식

표 2. 터보 냉동기와 흡수식 냉동기의 특징

기종구분 항 목	흡 수 식 냉 동 기			터보 냉동기
	흡수식 냉동기(1,2중효용)	1중효용 흡수식 냉동기	2중효용 흡수 냉동기	
동 력 원	가스, 오일	증기 : 1~1.5 kg/cm ² G 고온수 : 140~160 °C	증기 : 8 kg/cm ² G 고온수 : 190~200 °C	전 기
소 비 량	가스 0.276 m ³ /RT	증기 8 kg/RT	증기 4.4 kg/RT	0.867 kW/USRT
기기 구성	증발기, 흡수기, 응축기, 재생기, 열교환기, 연소실, 흡수액 펌프, 냉매 펌프	증발기, 흡수기, 응축기, 재생기, 열교환기, 흡수액 펌프, 냉매 펌프	증발기, 흡수기, 응축기, 재생기, 고온 재생기, 열교환기, 열회수기, 흡수액 펌프, 냉매 펌프	증발기, 응축기, 압축기, 이코노마이저
운전시 기내 압력	진동상태	진공상태	진공상태	응축기는 1~2 kg/cm ² G
난방 방식	온수 발생 가능 60°C 표준 그외 특수사양임	보 일 러	보 일 러	보 일 러
진동 · 소음	큰 회전부분이 없어 적다.	좌 동	좌 동	큰 회전 부분이 있으므로 흡수식 냉동기에 비해 크다.

터보 및 왕복동식 냉동기는 사용하는 에너지의 작용이 다르다. 즉, 흡수식냉동기는 연료의 연소열(또는 증기나 고온수)을 냉매의 재생에 사용한다. 그림 1은 그 흐름을 나타낸 것이고 표 2는 그 특징을 나타낸 것이다.

(2) 설치 장소 및 면적

흡수식 냉동기는 터보 냉동기에 비해 진동여거의 없으므로 옥상설치등 설치장소를 자유롭게 선택할 수 있다. 또 1대로써 냉난방을 겸용하는 흡수식 냉동기의 경우는 터보 냉동기와 보일러를 조합한 방식보다 설치면적이 적게 소요된다.

(3) 시공설비 및 보수

흡수냉온수기는 터보 냉동기와 보일러의 조합방식에 비해 연수화 장치, 냉동기의 수전설비 등의 부대설비를 필요로 하지 않으므로 시공보수가 간편하다.

(4) 운전 자격

흡수식 냉동기는 운전자격이 필요없다. 그러나 R-22를 사용하는 왕복동식 냉동기는 운전자격을 가진 자가 필요하다.

(5) 안전성

흡수식 냉동기는 진공상태로 운전되므로 압력용기의 적용을 받지 않으며 기계 구동부분도 적고 그것조차 밀폐화되어 있어 안전도가 높다.

2.3 직화식 흡수 냉동기의 특징

가스직화식흡수식은 냉방 COP가 1이 넘는 에너지 절약형이 가능하며, 흡수사이클이나 구조의 개선에 의하여 고성능화 및 소형화 설계, 그리고 태양열 흡수 냉동기나 흡수식 열펌프의 개발이 가능하게 되었다. 이러한 개발에 힘입어 일본의 경우 흡수식 출하대수는 180 kW 이상의 대형기종은 1988년에 1,400대에 달하였으며 이것은 터보냉동기의 400대에 비하여 해마다 그 차이는 커지고 있다. 이와 반면에 미국에서는 1988년에 흡수식 200대, 터보 냉동기 4,500대로 일본의 경우와 대조적이거나 CFC 문제로 인하여 미국내에서의 터보냉동기도 가까운 장래에 쇠퇴기가 올 것으로 예상된다.

특히, 일본에서 흡수식 냉온수기가 발전하는 것은 일본의 지리적 여건상 연간 냉방부하와 난방부하의 비율이 1에 가깝기 때문에 1대의

장치로써 냉난방이 효과적으로 되는 특징을 가지고 있어, 장치 사용효율이 높아 경제성이 뛰어나기 때문인데, 이러한 사정은 우리나라에서도 비슷하게 되리라 예상된다. 특히, 우리나라의 에너지 수급면을 고려해 보면 에너지정책이 점차 천연가스가 석유대체 에너지로 자리를 넓혀가는 추세에 있다.

미국에서도 국가 에너지정책과 밀접한 관계를 가지고 있는 흡수식은 제2차 세계대전후 미국내 천연가스의 보급망 확대에 발 맞추어 빌딩이나 주택의 냉난방까지 이용되게 되었다. 1979년 카터 대통령의 태양열 이용에 관한 에너지 정책으로 흡수식은 태양열 이용기술의 일환으로 각광을 받았으나 그 후 레이건 대통령의 소극적인 에너지 절약정책에 의해 흡수식의 발전은 둔화되었다. 이와 같이 흡수식의 보급은 그 국가의 에너지 사정이나 정책과 밀접한 관계를 가지고 있으나 흡수식 냉동기의 보급은 오일쇼크 이후 점차적으로 그 사용이 확대되고 있으며, 앞으로 그 증가는 더욱 커지리라 예상된다.

2.4 가스흡수냉온수기의 기술 진전

일반적으로 사용되고 있는 흡수 냉동기는 물-LiBr계를 이용하여 발전하여 왔다. 특히, 이 중에서 흡수냉온수기는 개발이래 고효율화, 소경량화, 신뢰성, 편리성의 향상 등의 기술개발에 의해 그 보급이 날로 확대되고 있다. 현재에는 개별빌딩이나 지역냉난방의 냉열원 기기로서 중요한 역할을 하고 있고, 대규모는 물론이고 중·소규모용으로도 이용이 확대되고 있다. 또 최근에는 co-generation시스템의 도입도 검토되는 등 더욱 폭 넓은 이용이 전망된다. 이렇게 널리 사용되는 배경은 염화리튬이 화학적으로 안정하고 인체에 해가 없으며 냉매로서 사용되는 물의 증발잠열이 커서 이 시스템의 COP가 크며 또한 기체가 진공상태로 운전되기 때문에 기기 효율, 운전, 안전면 등 기능적으로 대단히 우수한 특성을 가지고 있기 때문이다.

흡수식 시스템을 분류하면 증기 혹은 온수를 구동에너지로서 냉수를 공급하는 흡수 냉동기, 도시가스와 같은 연소열에 의해 한대의 장치로서 냉수 온수를 공급하는 흡수냉온수기, 그리고

배열을 회수하여 고온의 온수를 얻는 흡수열펌프가 있다. 이 중에 흡수냉온수기는 흡수식 냉동기 총출하 대수의 대부분을 차지하고 있다.

흡수냉온수기는 1968년에 실용화 이래 2중효용형이 해마다 소용량급으로 발전하여 현재 흡수냉온수기라고 하면 2중효용 사이클을 말하는 것으로 되었다.⁴⁾ 이 2중효용 사이클의 도입은 그후 대폭적인 고효율화에 공헌하게 되었다. 흡수용액 열교환기의 효율향상과 배기가스 열교환기의 도입에 의해 고온재생기에서 묽은 용액을 비등 농축하여 냉매와 진한 용액으로 분리하기 위해 사용되는 소요가스 공급량 중에 묽은 용액의 비등온도까지의 현열변화량에 사용되는 에너지를 삭감할 수 있다. 또 흡수용액 순환량을 감소시키면 흡수용액 열교환기에 대한 단위 유량당 전열면적이 증가하는 것과 같게 되어 온도효율이 상승하는 기술적 수단이 적용되고 있다.

연소용 공기와의 열교환기에 의한 배기가스로부터의 열회수 등 흡수사이클의 개선에 의해 개발 초기보다 상당한 에너지 절약화가 되었다. 이러한 에너지 절약화는 냉각수 폐열량의 감소에도 영향을 주게 되어, 이 결과 냉각탑 용량, 냉각수 보급량, 냉각수 순환펌프, 냉각탑 펌동력 사용량의 삭감으로 연결된다.

원래 흡수식 냉온수기는 냉수, 온수 공급형이기 때문에 설치면적이 작다는 평가가 높고, 기술개발면에서도 소형 · 경량화는 주요한 테마였다. 따라서 해마다 기기 본체의 설치면적 및 중량이 감소하고 있다. 예를 들면 고온재생기는 도시가스의 고부하 연소에 의해 연소실내용적을 작게 할 수가 있게 되었고 흡수용액측은 균일 가열과 냉매재생을 위한 비등면적을 확보하기 위해 용적에 여유를 줄 필요가 있다. 최근에는 기내의 흡수용액보유량을 감소시키므로써 기동 시간 및 정지후의 운전시간 단축을 기하고 있다. 워밍업에 필요한 에너지는 냉각작용과는 직접 관계가 없는 무효에너지로서, 용액보유량과 거의 비례하기 때문에 보유량의 감소는 자동 기동과 정지에 관계하는 운전제어 특성의 개선과 연결된다.

흡수냉온수기의 응용기술로서 냉온수 동시

제조형, 온수제조에 사용된 냉매액을 증발기로 돌려 냉방출력으로 회수하는 이코노마이저형, 응축기로부터의 냉각수 배열의 일부를 회수하는 형, 재열용 용수를 만드는 열교환기 부착형, 냉수제조온도를 통상 7℃에서 4~5℃의 저온냉수를 공급하는 저온 냉수공급형 및 냉한지용에 난방능력증대형이 있다. 또 흡수냉온수기 본체와 냉각탑을 일체화 시키는 프레하브형이 개발되어 간이 시공과 설치면적의 삭감을 이룩할 수 있게 되었다. 급탕용 온수기와 일체로 한 프레하브화한 급탕기능형도 있다. 흡수냉온수기의 형식에는 단체형과 유니트형이 있는데, 이들 기기를 복수병렬 설치하여 냉방용량을 증대시키는 방식이 있다. 기타 최근에는 스케줄운전, 외기온도 보상제어, 최적기동, 정지제어 등의 기능을 할 수 있는 제어장치가 개발되었다.

3. 흡수식 냉동 사이클

3.1 흡수식 냉동기의 원리 및 사이클

흡수식 냉동사이클은 냉매가스가 용매에 용해하는 비율이 온도, 압력에 따라서 현저하게 다른 것을 이용하는 것으로 기계압축식과 마찬가지로 증발기와 응축기를 가지고 있다. 그러나, 흡수식 냉동장치에서는 압축기를 사용하여 가스를 압축하는 대신에 흡수기로서 냉매증기를 흡수하여 발생기에서 가열분리하여 처리하는 것이다.

이 방식의 원리는 그림 2와 같다. 즉, 용기(A)에 물을 넣고 용기내의 압력을 점차 내리면 용기내에 있는 물은 주위에서 증발열을 흡수하면서 증발하게 되므로 용기내에 있는 물의 온도는 내려가게 된다. 예를 들면 물을 냉매로 사용할

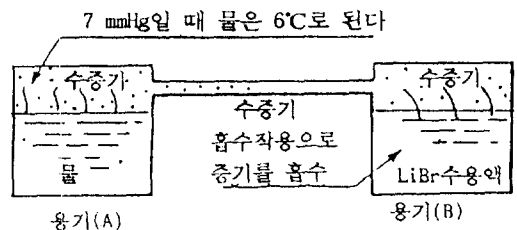


그림 2 흡수식 냉동기의 원리

경우 6°C의 냉수를 얻으려고 한다면 용기내의 압력을 7mmHg로 하면 된다. 그러나 크기가 한정되어 있는 용기에서는 증발한 수증기로 곧 가득차게 되어 포화상태가 되어 버린다. 따라서 연속하여 냉각작용을 얻기 위해서는, 예를 들면 용기(B)에 수분을 흡수하는 능력이 큰 리튬브로마이드 수용액을 넣어 두고 용기(A)와 연결하면 용기(A)에 있는 수증기는 용기(B)의 리튬브로마이드 용액에 흡수되므로 용기(A)의 냉각작용을 연속적으로 얻을 수 있다. 그러나 이번에는 용기(B)의 리튬브로마이드 용액이 점차 묽어져서 흡수능력을 잃게 되므로 결과적으로는 냉각 작용도 정지하게 된다. 이것을 방지하기 위하여 실제 공업에서는 그림 3에서와 같이 수용액을 다시 가열하여, 수분을 증발시켜 농축, 재생하고 있다. 이와 같이 흡수식 냉동기에서는 증기 압축기 역할을 흡수기와 발생기가 대신하고 있다.

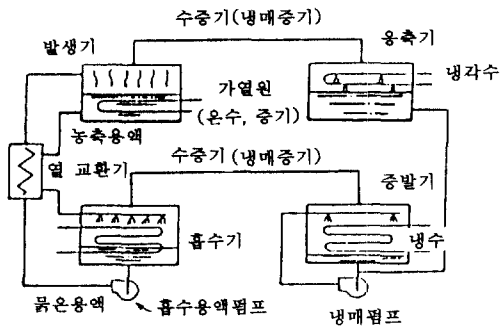


그림 3 흡수식 냉동장치

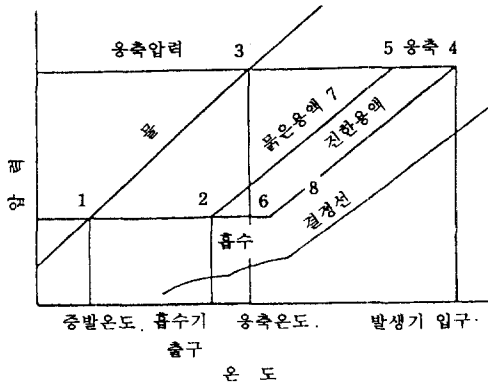


그림 4 Dühring 선도상의 흡수 사이클

증발기에서 증발한 증기(이때에는 수증기가 냉매 증기에 해당함)는 흡수기내에서 진한 농도의 흡수 용액에 접촉·흡수된다. 증기를 흡수하여 저농도로 된 흡수용액을 용액펌프로써 발생기로 보내어 가열하면 증기가 이탈하여 용액은 농축되고, 이 때 이탈하는 증기를 응축기로 보내고 있다. 흡수기에서 냉매 증기를 흡수한 용액은 발생기에서 냉매 증기만을 배출하여 흡수능력이 큰 고농도의 용액으로 된다. 이 용액은 펌프에 의해 다시 흡수기로 되돌아와 냉동 작용을 마치고 증발기에서 나오는 증기(냉매)를 흡수하는 작용을 반복하게 된다. 이와 같이 흡수 냉동기에서는 냉매 이외에 흡수 용액이 중요한 역할을 하고 있다. 흡수식 방법은 기계식 가열 원으로는 폐열을 이용한다든지, 또 발생기와 냉매 증기를 흡수하는 흡수기 사이의 용액 회로에 열교환기를 설치하여 열효율을 향상시키는 방법을 사용하고 있다. 열교환기를 사용하면 발생기로부터 나오는 온도가 높고 진한 용액이 가지고 있는 열을 흡수기에서 발생기로 가는 저온의 용액에 빼앗겨서 발생기에서 필요한 가열량과 흡수기에서 필요한 냉각수량을 감소시킬 수 있다.

3.2 Dühring 선도에서의 흡수 냉동 사이클

H₂O+LiBr수용액의 Dühring 선도상에 흡수 냉동 사이클을 그리면 그림 4와 같다.

그림 중의 6-2-5-4가 이 사이클이다. 그림에서 6→2, 5→4는 각각 물(냉매)의 증발 압력, 응축 압력하에서의 정압변화를 나타내고 있다. 따라서 흡수기의 압력은 증발압력과, 또 발생기의 압력은 응축압력과 거의 같게 된다. 점 2, 4의 온도는 각각 흡수기의 용액 출구, 발생기의 용액 출구 온도를 나타낸다. 또 ζ₁, ζ₂는 각각 흡수기 출구의 묽은 용액, 발생기 출구의 진한용액 농도(중량%)를 나타낸다. 그림에서의 각 과정은 다음과 같다.

- 6→2: 흡수기에서의 흡수작용
- 2→7: 발생기로부터 되돌아 오는 고온의 진한 용액과 열교환에 의한 묽은 용액의 온도 상승

- 7→5 : 발생기내에서 비등점에 도달하기까지의 가열
- 5→4 : 발생기내에서의 용액의 농축
- 4→8 : 흡수기로부터의 저온 묽은 용액과 열교환에 의한 진한 용액의 온도강하
- 8→6 : 흡수기에서 외부로부터의 냉각에 의한 진한 용액의 온도 강하

4. 흡수식 냉동사이클의 공냉화

4.1 공냉식의 의미

우선 공냉식 흡수 냉동장치는 세계 어느 나라에서도 아직 본격적인 상업적 생산을 하고 있지는 않지만 꼭 기술개발로 이룩해야 할 분야이다. 지금까지 흡수식 냉동장치라고 하면 수냉식을 말하는 것으로 수냉식 흡수 냉동장치라고는 말하지 않아도 수냉식을 말하는 것으로 되어 있다. 그러나 앞으로 공냉식은 다양한 용량으로 개발될 것으로 전망된다. 따라서 공냉식 흡수 냉동장치의 개발에 따라서는 그림 5와 같은 구분이 가능할 것이다.

그림에서와 같이 공냉식은 흡수식 냉동장치의 새로운 한 영역을 차지하게 될 것으로 생각된다. 흡수식 냉동장치의 보급확대와 관련하여 각 분야에서 공냉식의 필요성은 인정하고 있으나 여러가지 기술적인 문제로 인하여 그 실용화가 이루어지지 않았다. 그러나 최근 2중효용 사이클의 개발로 인하여 실용화의 길이 앞당겨질 전망이다.

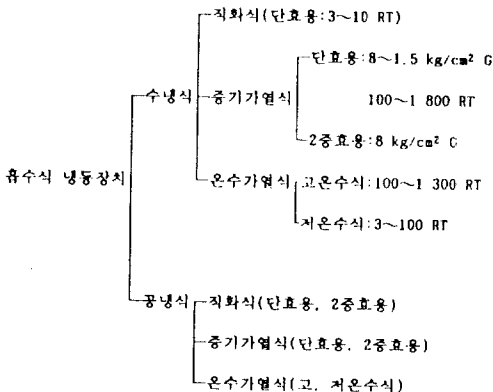


그림 5 흡수식 냉동장치의 구분

4.2 사이클 시뮬레이션의 요점

흡수식에 대한 흡수용액의 온도, 응축기에서의 냉매온도, 증발기의 냉매온도, 재생기의 흡수용액온도, 열교환기 특성과 전열면적, 흡수용액온도, 열교환기 특성과 전열면적, 흡수용액의 온도, COP 등을 규명할 필요가 있다. 이러한 검토요목은 공냉식 뿐만 아니라 수냉식의 소형 경량화 등의 개량개발에도 필요한 항목이다.

4.3 공냉흡수기의 흡수특성 향상

(1) 흡수사이클의 고찰

일반적으로 많이 사용되는 $H_2O + LiBr$ 계 흡수기의 특성에 관한 문헌은 대단히 적으며 특히, $35^{\circ}C$ 이하의 공냉식에 관한 문헌은 보이지 않는다. 따라서 열 및 물질전달 특성을 고려한 실험적 연구가 필요하다. 실험에 앞서 흡수냉동기 사이클의 계산에는 Dühring 선도와 농도-엔탈피 선도가 사용되어 왔으나 이 외에 T-S 선도를 사용하여 보다 정확한 흡수식사이클의 이론적 고찰을 함으로써 흡수용액 순환과정에서 일어나는 흡수용액의 농도변화 방식의 검토, 흡수기, 재생기의 열교환 방식 향상 방법을 검토해야 한다.

(2) 공냉방식의 실현

공냉방식은 수냉방식과 달리 냉각 매체온도가 수냉식의 경우보다 공냉방식인 경우는 $3\sim 4^{\circ}C$ 더 상승하게 되며 또한, 열교환 성능도 공기가 물보다 못하기 때문에 전열성능은 공기측이 물보다 더욱 나쁘게 된다. 이러한 문제를 해결하기 위해서는 흡수사이클의 개선, 증발 및 공냉 열교환기의 판내, 외면으로부터의 열 및 물질전달에 관한 성능향상에 대한 연구가 필수적이다. 이러한 것은 공냉방식의 고성능화를 실현할 수 있는 선결요소가 된다.

(3) 공냉화를 위한 흡수식 냉동 사이클 시뮬레이션

지금까지 흡수식 냉동사이클 시뮬레이션에 주로 적용한 사이클은 그림 6에 나타낸 것과 같이 용액 수액기로부터 나온 묽은 용액은 고온재생기로부터 저온재생기를 흐르면서 냉매를 재생, 농축한 후 흡수기로 되돌아 오고, 여기서

다시 증발기로부터의 냉매증기를 흡수하는 사이클이다. 고온 재생기에서는 흡수기로부터 되돌아온 묽은 용액이 외부로부터의 공급열에 의하여 가열되어 냉매증기를 분리하면서 농축된다. 냉매증기는 저온재생기로 들어가 고온재생기에서 또다시 냉매증기를 발생시킨다. 이때 냉매증기는 자신의 응축잠열을 방출하면서 응축한다. 방출된 열은 흡수용액의 농축과정에 이용된다. 즉 이 응축잠열에 상당하는 양 만큼 고온재생기로의 외부공급열은 삭감되게 된다.

저온재생기 내에서 발생한 냉매증기는 응축기로 유입되어 냉각수 혹은 냉각공기에 의하여 냉각 응축된다. 이 냉매액은 저온재생기에서 응축한 고온재생기로부터의 냉매액과 응축기에서 합류한다.

합류한 응축액은 증발기로 들어가서 증발기의 전열관내로 흐르는 냉수로부터 열을 받아 증발하게 된다. 증발한 냉매증기는 흡수기 전열관을 흐르는 진한 용액에 흡수된다. 이곳에서는 흡수기에서 발생하는 흡수열을 방출하기 때문에 흡수기내의 흡수용액을 냉각할 필요가 있다.

공냉화를 위한 검토문제로서는 공냉화에 필요한 흡수기와 응축기가 가장 큰 문제점이 된다. 즉, 공냉방식의 열전달률은 수냉방식에 비해 대단히 적기 때문에 냉각용 열교환기의 전열면적을 크게 해야함과 동시에 흡수기 및 응축기의 설정온도를 높여 냉각공기와의 온도차를 크게 할 필요가 있다. 그러나 이때 흡수기에서의 흡수용액온도 상승에 의하여 저온재생기에서의

흡수용액 온도가 상승하게 된다. 따라서 흡수용액의 온도가 상승하는 저온재생기내의 냉매 응축온도를 그만큼 상승시킬 필요가 있기 때문에 고온재생기내의 작동압력이 대기압을 넘게 된다. 그리고 응축기 내에서의 냉매온도 상승도 저온재생기내의 흡수용액온도를 상승시킴으로써 고온재생기 내의 작동압력이 대기압을 넘는 요인이 된다. 따라서 공냉화 사이클의 실현을 위해서는 이들 문제점의 해결이 근본적으로 필요하다.

4.4 2중효용 사이클에 의한 공냉화

흡수 냉동기에는 1중효용 사이클과 2중효용 사이클이 있지만 현재의 에너지 비용으로 평가하여 1중효용 사이클에 비해 약 40% 이상의 효율향상을 기대할 수 있는 2중효용 사이클을 선택하고 있다.

(1) 공냉식 1중효용 사이클

공냉식 2중효용 사이클개발의 문제점 및 과제에 대해 알아보기 위해 우선 가장 기본이 되고 이해하기 쉬운 공냉식 1중효용 사이클에 대해서 알아본다.

그림 7은 수냉식 1중효용 사이클과 공냉식 1중효용 사이클을 각각 튜링 선도상에 나타낸 것이다. ABCD로 표시한 수냉식 사이클은 발생기에서 발생한 냉매증기 BC는 응축기에서 냉각수로 냉각되어 온도 T_c 의 냉매액으로 된다. 이 냉매액은 저압상태의 증발기에서 온도 T_e 이하의 저온에서 증발하여 흡수기로 들어가 DA 사이

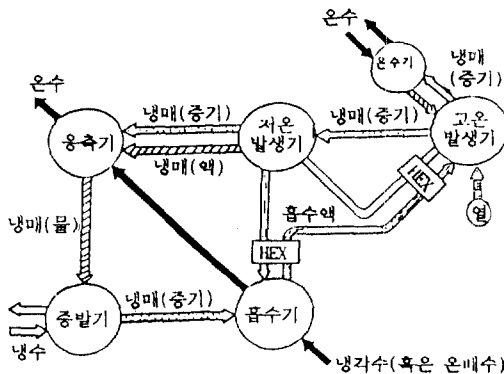


그림 6 2중효용 흡수식 냉동장치

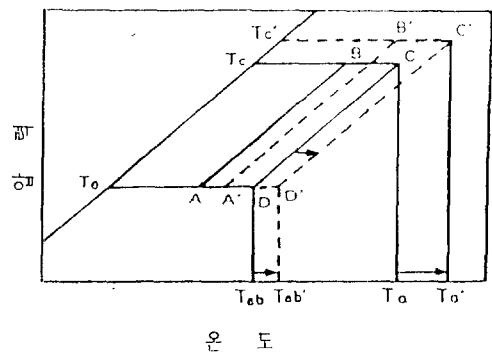


그림 7 1중효용 흡수사이클

에서 흡수용액에 흡수된다. 이때 흡수능력을 유지할 필요가 있기 때문에 흡수용액을 냉각수로 냉각시켜 온도를 T_{ab} 로 유지한다.

공냉식 사이클은 점선으로 표시한 바와같이 A' B' C' D'가 된다. 공냉식의 경우는 냉각수보다 높은 온도의 공기로 냉각할 필요가 있기 때문에 냉각온도는 수냉식의 경우의 냉각온도보다 높게 되고 응축온도 T_c 는 T_c' 로, 흡수용액 온도 T_{ab} 는 T_{ab}' 로 각각 상승하며, $T_c' > T_c$, $T_{ab}' > T_{ab}$ 의 상태가 된다. 또 T_{ab}' 가 수냉식의 경우보다 고온이 되어도 냉각작용에 영향을 미치는 냉매의 증발온도 T_e 는 변화하지 않기 때문에 D점은 D' 점이 되어, 흡수기로 들어가는 흡수용액의 농도는 수냉식의 경우보다도 높게 된다. 또한, 발생기 출구에서의 온도 T_g 는 응축온도 T_c' 가 상승함에 따라 T_c' 로 높아진다. 이러한 이유로 공냉식 흡수 사이클에 있어서는 전체적으로 운전온도와 흡수용액의 농도가 높아지게 된다. 그러나, 1중효용 사이클의 경우에는 발생기의 압력과 대기압과의 압력의 차이가 크므로 공냉식 흡수 사이클을 실현시킬 수 있다. 그 반면 1중효용 사이클은 냉각배열 계수가 2중효용 사이클에 비해 상당히 높기 때문에 그 냉각열량이 크게 되는 단점이 있다.

(2) 공냉식 열교환 방식

물-리튬브로마이드계의 2중효용 사이클에서 공냉화를 실현하기 위해서는 흡수기에 있어서의 흡수용액의 온도를 수냉식 사이클의 경우와 같이 유지해야 한다. 따라서 냉각공기의 흡수기 출구온도보다도 저온의 흡수용액 온도를 얻을 수 있는 열교환 방식의 개발이 요구된다. 또, 증발기, 응축기, 저온발생기 및 용액 열교환기의 전열성능의 향상은 공냉식 흡수기의 흡수축진을 향상시키고 또한 기기의 소형 경량화가 가능하다.

(3) 응축기·저온 발생기 등 각 열교환기 성능의 향상

수냉식의 경우 일반적으로 응축기에 있어서의 냉각수 출구온도와 응축시킨 냉매액의 온도차를 2~3℃ 정도로 가정할 수 있다. 공냉식인 경우, 응축기내의 응축 열전달은 일정 온도내에서 행하여지기 때문에 수직 응축관을 어느 정도의 유로길이를 취함으로써 냉각공기 출구온도 부

근까지 냉각할 수 있기 때문에 소정의 온도를 확보하는 것이 가능하다. 그러나, 공기측의 열교환 면적이 크게 되기 때문에 환효율을 높여 소형화를 도모할 수 있다. 또한, 저온발생기내에서 응축하는 고온발생기로부터의 냉매증기의 온도에 따라 고온발생기내의 압력이 결정되기 때문에 냉매증기가 보다 저온에서 응축할 수 있도록 저온발생기에는 외면에도 환을 설치하여 전열면적을 증가시킴으로써 열전달의 성능을 향상시킬 수 있는 방법을 생각할 필요가 있다.

증발기도 냉매측 전열면과 냉수측 전열면의 특성을 고려하여 높은 열전달율을 얻을 수 있는 방법을 고려하여야 한다.

5. 공냉화를 위한 해결과제

5.1 공냉식의 문제점

2중효용 사이클이 실용화되고 있는 유용한 작동매체인 물-리튬브로마이드계를 공냉식으로 사용할 경우에는 아래와 같은 어려운 점이 있다.

공냉식에서는 냉각에 직접 공기를 이용하는데 공기 입구온도 35℃, 출구온도는 40~50℃로 가정하면 흡수기와 응축기에서의 냉매의 온도는 50~55℃로 가정할 수 있다. 이때 수냉식에서는 냉각수에 의해 냉각하기 때문에 냉각수의 입구 온도는 공냉식보다 3~4℃ 정도로 낮고 흡수기에서의 흡수용액 온도도 약 10~15℃까지 더 냉각할 수 있다. 즉, 공냉식은 수냉식에 비해 냉방사이클의 전체 온도가 10~15℃ 정도 높게 된다. 또한 냉수 출구온도를 7℃로 하면, 공냉식에 있어서 흡수용액 온도는 수냉식에 비해 5~8℃ 정도 높게 되고, 그 결과 고온발생기에서의 흡수용액 온도도 약 50℃로 상승한다. 즉, 종래의 기술로써 공냉식을 이용하면 사이클의 작동점은 고온, 고농도, 고압축에 이동하기 때문에 작동 압력은 대기압 이상으로 상승함과 동시에 흡수용액은 결정선에 접근하고 실용적인 한계점을 넘게 된다. 또, 사이클 내의 작동압력이 낮기 때문에 비체적이 큰 냉매증기를 압력강하가 작게 되도록 유지해서 흡수기에서 흡수시키는 것이 어렵다.

냉각수와 리튬브로마이드 수용액과 열교환을 하는 수냉식인 경우, 흡수기의 물측 열전달률은 약 $1,000 \sim 1,500 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ 정도이다. 기존의 플레이트핀식 공냉식의 경우는 공기측 전열면적을 기준으로 하면 흡수기의 공기측 열전달률은 대단히 낮아 공기측 전열면적이 흡수용액측의 전열면적 기준에 있어서 열전달률은 수냉식에 비해 3~4배 정도 저하한다. 따라서, 공냉식 흡수기에 있어서 수냉식과 같은 실용온도를 얻기 위해서는 수냉식의 흡수기에 비해 수배의 전열면적이 필요하기 때문에 큰 열교환기가 설치되어야 한다. 또, 2중효용 사이클의 냉각 배열계수(냉방 취득열에 대한 흡수기 및 응축기에서의 냉각 배열량의 비율)는 압축식의 공냉식보다 크기 때문에 흡수식의 냉각열량은 압축식에 비해 많게 된다. 따라서 소형 열교환기를 실현하기 위해서는 새로운 기술개발이 필요하다.

5.2 공냉화의 주요과제와 고찰

(1) 각 요소가 공냉식 흡수냉동 사이클에 미치는 영향

먼저 구성기기의 각 열교환기의 전열성능이 사이클에 미치는 영향을 검토하여야 한다. 공냉식 흡수냉동 사이클을 기기로서 성립시키기 위해서는 고온재생기 압력이 대기압을 넘지 않을 것과 고온재생기 온도가 흡수용액의 결정영역, 고온발생기 재료의 부식영역을 넘지 않는 것이 중요과제이다. 여기에 가장 큰 영향을 미치는 것은 흡수기의 열교환기이고 다음이 응축기이다.

(2) 공냉식 흡수기의 로렌즈 사이클화

흡수냉동사이클은 작동매체가 2가지 성분 또는 그 이상의 많은 성분제이기 때문에 매체의 성분비가 변화함에 따라 흡수, 발생기온도가 변화한다. 따라서 열교환기를 냉각공기 등의 열원에 대해 대향류를 형성함으로써 로렌즈 사이클화로 나타낼 수 있다. 로렌즈 사이클에 의해 각 부분의 온도를 열원온도와 비슷하게 설정할 수 있고 또한 열교환기를 소형화할 수 있는 효과가 있다.

특히, $\text{H}_2\text{O} + \text{LiBr}$ 계를 이용한 2중효용 사이클

은 압력식과 비교하여 냉각 배열량이 크며, 또한 고온발생기의 작동압력을 대기압 이하로 억제하도록 흡수기의 흡수용액 온도를 낮게 설정해야 하기 때문에 이 효과는 매우 크다.

6. 직화식 흡수냉동기의 기술전망

6.1 고효율화

냉방 사이클효율의 개선에서는 흡수냉방 사이클에 새로운 방식을 채용하여 발생기의 열손실을 감소시킬 필요가 있다. 또, 인버트에 의한 흡수용액 순환량제어를 도입해 각 부분 부하시의 효율향상을 도모하는 것도 효과적이다. 배기가스에서의 잠열회수를 할 경우, 저온의 작동매체와 열교환할 필요가 있다. 또, 냉매를 저압·저온하에서 증발시키는 히트펌프 기능을 이용하는 방법도 있다.⁵⁾

난방할 때에는 온수 출구온도가 50°C 이상 필요하기 때문에 흡수용액의 비점 상승에 의한 히트펌프 효과를 이용한다. 증발기에서 나온 냉매액과 배기가스를 열교환하고, 냉매는 배기가스와 열교환해서 증발한다. 이 때, 냉매는 흡수기 내의 흡수용액의 농도와 온도에 의해 증발하게 되는데, 이 냉매증기는 흡수기에 보내지고 흡수용액에 흡수되어 온도가 상승하는 것이다. 냉방시에는 흡수기에서 저온발생기로 순환하는 묽은 용액과 배기가스와 열교환하며 흡수용액을 예냉하는 사이클로 구성하는 등의 사이클 개선으로 고효율화를 기할 수 있다.

6.2 조립식(Prefab)

최근의 건축동향의 하나로 공사기간의 단축과 복잡한 현장작업의 단순화가 요구되고 있다. 즉, 조립식 간이 시공형 공조기가 있다. 여기서 흡수냉온수기에 있어서도 설치 면적의 축소, 현장공사의 단순화 등의 개선이 필요하다. 조립식 흡수냉온수기는 종래 열원기기와 보조기기를 빌딩의 옥상 등에 별도로 설치되어 있던 것을 축소시키고, 설치시공정을 개선함과 동시에 신속성을 향상시킨 시스템이다.⁶⁾

6.3 급탕겸용 열회수형

사무소 빌딩에 비해 호텔·식당에서는 급탕 부하가 크다. 이 급탕기능부는 흡수냉온수기와 급탕기가 같이 조립되어 있고, 냉방운전시, 37℃~38℃의 냉각수의 열을 급수예열에 이용하는 열회수형이다. 급탕기는 흡수냉온수기와 같이 진공식의 온수히터를 이용하기 때문에 취급이 용이하다. 최대 회수열량은 냉방 취득열의 50%로 예측되지만, 하기 급수온도 20℃, 냉각수 출구온도 38℃인 경우, 냉방 취득열의 약 30% 정도는 회수할 수 있다.⁷⁾

6.4 운전제어 기술

운전중의 효율향상을 목적으로 한 몇 개의 기술개발을 생각할 수 있다. 하나는 마이크로 컴퓨터에 의한 흡수용액 순환량을 제어하는 방법이다. 부하에 대해서 흡수용액 순환량을 감소시키면 고온발생기에서의 농축과정에 있어서 현열량의 감소와 각 열교환기의 온도효율의 향상으로 연결된다.

두번째는 캐스케이드에 의한 방법이다. 이 캐스케이드 제어는 부하상태를 검출하고, 냉수 출구온도를 필요 이상으로 저하시키지 않는 것을 목적으로 하는 에너지제어 절약방법이다.

세번째는 축냉효과를 이용한 제어방법이 있다.

6.5 대수제어 및 기타 제어기기

제어기능은 주프로그램에 의한 자동 정지제어, 최적기동·정지제어, 과거의 운전개시 할 때의 실측부하에 의해 예측 연산하는 시동시 대수제어, 부하의 연산(열량 또는 온수차 방식)과 기기의 동특성을 고려해서 운전 대수제어를 판단하는 대수제어, 냉수 출구온도의 캐스케이드제어와 외기온도 보상제어에 의해 구성되는 송수 온도제어, 부하에 의해 동력감소를 목적으로 한 냉온수량, 냉각수량의 가변제어 등이 있다.

유지관리에서는 고장이 생기기 전에 사전대책을 할 수 있도록 제어와 지시표시가 필요하다. 또한 기본 흡수냉동 사이클에서의 편차를 보고

예측신호를 보낸다. 예를 들면, 냉각수 오염도의 경우, 응축기내 냉매의 응축온도와 냉각수 출구온도의 온도차와 냉각수 입구온도차(냉방부하)와의 관계에서 냉각수관리의 예방지시를 보내게 할 수 있다.

7. 맺음말

1. 이상으로 공냉식 흡수냉동장치를 중심으로한 제반 문제점과 해결하여야 할 사항 그리고 그 유용성과 전망 등에 대해 중요한 사항들을 요약하였다. 물-리튬브로마이드계의 흡수 냉동기는 계속적인 기술혁신에 의해 계속 발전되는 것이 확실하고, 시스템 히트펌프화의 흐름에 따르기 위해서 공기열원 흡수 히트펌프(air source absorption heat pump, AS-AHP)의 연구개발이 기대되고 있다. 이 흡수 히트펌프에는 제2종 사이클과 제1종 사이클이 있지만, 제2종 사이클은 사이클 효율이 높아져 에너지절약 측면에서 우수하다.

공냉식 흡수 히트펌프에 의한 응축온도 및 흡수온도의 상승 등 제반 문제점들은 위에서 언급한 사항을 해결함으로써 수냉식 냉방 사이클에 가까워지는 것이 가능하다. 그러나, 열교환기의 성능향상에는 기술적인 한계가 예상되는 단점이 있다.

2. 우리나라의 장기적인 에너지 수급 사정이나 현재의 전기에너지 사정을 고려해 볼 때 직화식 흡수냉동장치의 보급은 해마다 확대될 것으로 예상되며, 이를 뒷받침 하기 위해서는 흡수식 냉동장치의 공냉화는 보다 이상적인 냉매·흡수제계의 개발과 더불어 반드시 이룩하여야 할 최대과제 중의 하나라고 생각된다. 연구자, 냉동기 제작업자는 물론 이용자 여러분들도 이 분야의 선도적 기술개발과 응용기술 향상을 위한 보다 깊은 관심이 있었으면 하는 생각이다.

참고문헌

1. 박기원, 1985, 흡수식 냉동기의 냉매-흡수제계에 따른 혼합열 추정, 석사학위 논문, 부산수산대학 냉동공학과, pp.3~4.
2. 오후규, 1990, 승온 흡수식 열펌프의 응용.

- 설화 제3집, 부산수산대학 냉동공학과, pp. 28~29.
3. 高田秋一, 1982, 吸収冷凍機, pp.1~3, 日本冷凍協會, 東京.
 4. Kurosawa, S., Sugiyama, T., Fujimaki, S., 1981, Proc. of the 1981, Int. Gas Research Conf., pp.1277~1287, Los Angeles, U.S.A.
 5. Kurosawa, S., Yoshida, A., Ogawa, M., 1989, 海外における吸収ピートポンプ 研究開発に関する調査報告書, ピートポンプ技術開発センター, 東京.
 6. 黒澤茂吉, 平塚昭市, 須 義裕, 1986, 第20回 空気調和・衛生工學會 學術講演會 講演 論文集, pp.145~149.
 7. 黒澤茂吉, 1987, 冷凍, Vol. 62, No. 711, pp.12~18.