

## 저온수 흡수냉동기 개발

### The Development of Low Temperature Water Absorption Chiller

류진상\* 김준호\*\*  
J. S. Ryu, J. H. Kim

#### NOMENCLATURE

$K$	: 열전도도	(kcal/m.h.°C)
$K_f$	: 막온도에서의 열전도도	(kcal/m.h.°C)
$\mu_i$	: tube 내 유체의 점성계수	(kcal/m.s)
$\mu_w$	: tube 내벽에서 유체의 점성계수	(kcal/m.s)
$\mu_f$	: 막온도에서의 점성계수	(kcal/m.s)
$d_i$	: tube 내경	(m)
$d_o$	: tube 외경	(m)
$Deq$	: 등가직경	(m)
$\rho$	: 유체의 밀도	(kg/m <sup>3</sup> )
$\rho_f$	: 막온도에서의 유체의 밀도	(kg/m <sup>3</sup> )
$g$	: 중력 가속도	(m/s <sup>2</sup> )
$h$	: 증발 잠열	(kcal/kg)
$r$	: 비중량	(kgf/m <sup>3</sup> )
$n$	: tube의 수직열수	
$Tg$	: 증기의 포화온도	(°C)
$Tw$	: tube 외벽의 온도	(°C)
$h_i$	: tube 내 열전달계수	(kcal/m <sup>2</sup> .h.°C)
$h_o$	: tube 외 열전달계수	(kcal/m <sup>2</sup> .h.°C)

#### DEMENSIONLESS GROUP

$Re$	: Reynolds number (= $\rho v d / \mu$ )
$Pr$	: Prandtl number (= $\mu c / k$ )

#### 1. 서론

「리튬브로마이드」를 흡수액으로 사용하고 있는 흡수냉동기는 1945년에 미국에서 개발되었고, 그 기술이 일본으로 전해져서 현재 일본의 년 생산량이 6,000여대에 이를 정도로 발전되었다.

흡수냉동기는 순환계통으로는 1중효용식과, 효율이 우수한 2중효용식으로 분류되는데, 1중효용식은 1945년에 개발된 싸이클이 그대로 사용되는 것으로 싸이클이 단순하고 저온의 열원이(150-80°C) 사용가능하므로 산업용이나, 열병합 발전 시스템에 적용되고 있다. 그러나 성능계수가 0.6~0.7 정도로 매우 낮아 운전유지비의 경제성이 요구되는 일반 사무용 빌딩에는 거의 사용되고 있지 않다. 2중효용식은 흡수냉동기와 냉온수기 생산량의 90% 이상을 차지하고 있으며 건물공조용, 산업용등으로 광범위하게 사용되고 있다. 2중효용식의 성능계수는 1.0~1.2 정도로 높아 경제적인 운전이 가능하나, 고온의 열원(190~160°C 또는 연소열)을 사용해야 한다.

국내에는 1966년에 저압증기(포화증기압 1.0 kgf/cm<sup>2</sup> G 정도)를 열원으로 사용하는 1중효용흡수냉동기가 제작되어 합섬공장에 설치된 이후 1980년까지 그 생산량이 30대

\* 정회원, 금성전선(주) 중공업사업본부 공조설계실  
\* 금성전선(주) 중공업사업본부 공조설계실

에도 이르지 못하였으나 1983년부터 도시가스의 확대 보급으로 직화식 2중효용흡수냉온수기의 수요가 증가하기 시작하였고, 1984년의 국산 1호기부터 급속히 증가한 생산량은 현재 연간 200대를 넘고 있다.

흡수냉온수기는 기기 1대로 냉난방이 가능한 기기로 건물의 기계실 공간을 유용하게 활용할 수 있어 시설이 매우 간단해지며 수전설비 용량이 적어지고 유지격차가 있지 않아 되는 장점이 있다. 또한, 도심지 대기오염방지를 위해 병커 C 유를 사용하는 열원기기가 가스사용으로 전환되고 있는 상황에서 흡수냉온수기는 도시가스를 사용하는 냉난방 공조기로서 근래에 있어 주류를 이루고 있다.

현재 사용되고 있는 흡수냉동기의 대부분은 고온의 열원(주로 8kgf/cm<sup>2</sup> G의 증기 또는 연소열)을 사용하는 2중 효용식이나, 근래 에너지의 효율적인 이용을 목적으로 배기가스 이용 흡수냉온수기, 저온수 흡수냉동기, 1중 및 2중 흡수식 히트펌프등이 일본에서 개발되어 각종 열원 설비에 응용되고 있다. 그중 본문은 폐열이나 태양열에서 얻어낼 수 있는 80~90℃의 온수를 열원으로 사용하는 저온수 흡수냉동기의 국내 개발 경험을 소개하고자 한다.

## 2. 기본설계

저온수 흡수냉동기는 미국과 일본에서 1970년대말에 오일쇼크의 영향을 받아 태양열을 이용할 목적으로 개발된 제품으로 그 기본 사이클은 매우 단순하지만, 좁은 온도차에서 열교환을 해야 하는 어려움을 갖고 있다.

또한 생산량이 적고, 수요자의 요구용량 범위가 넓어 단독제품으로의 설계와 제작에 어려움이 따르므로 이미 설계되어 제작되고 있는 증기식 1중 효용 흡수냉동기의 구조와 부품을 대부분 그대로 적용해야 한다는 현실성이 고려되어야 한다.

여기에서는 기본적으로 외국회사가 사용한 설계방법을 분석하고, 국내에서 생산되고 있는 1중 효용 흡수냉동기에, 이제까지 분석,

또는 해석된 자료와 이론식을 적용하여 저온수 흡수냉동기의 기본구성과 열교환기의 사이즈를 결정하였다.

### 2.1 저온수 흡수냉동기의 순환계통도

저온수 흡수냉동기는 1중 효용 흡수냉동기와 같은 순환 계통으로 구성되어 있다. 그림 1은 그 계통도이다.

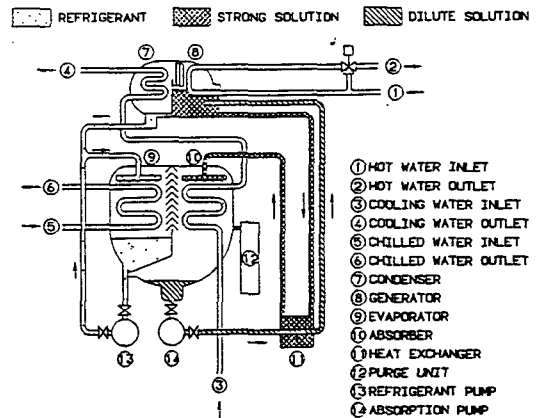


그림 1. 저온수 흡수냉동기 계통도

저온수 흡수냉동기는 증발기, 흡수기, 재생기, 응축기, 열교환기와 흡수액과 냉매를 순환시키는 흡수액 펌프, 냉매펌프, 그리고 각각의 연결배관등으로 구성되어 있다. 또한 추기장치, 용량제어장치, 각종 안전장치등이 부착되어 효율적이고 경제적인 운전을 가능하게 하고 있다.

#### 2.1.1. 증 발 기

증발기는 다량의 전열관, 냉매받이, 냉매펌프, 냉매산포장치(냉매트레이)등으로 구성되어 있으며, 전열관내에는 냉수가 통과한다.

냉매받이에 고여있는 냉매는 냉매펌프로 전열관 상부의 냉매산포장치에 보내지고 전열관에 산포되어 전열관의 외면을 타고 흘러내리면서 증발한다. 흡수냉동기 내부는 고도의 진공상태로, 운전중 증발기 압력은 약 1/100기압(7mm HgA)이고 이때 냉매는 약 6℃에서 증발한다.

그러므로 전열관 내부를 흐르는 냉수의 온도는 냉매의 증발시 흡수하는 열에 의해 8℃

정도 까지 내려간다. 증발되지 않는 냉매는 냉매받이에 고이고, 다시 냉매펌프에 의해 냉매산포장치로 이송된다.

### 2.1.2 흡수기

흡수기도 다량의 전열관, 흡수액받이, 흡수액펌프, 흡수액 산포장치(흡수액 트레이)등으로 구성되어 있으며, 전열관내에는 냉각수가 통과한다.

열교환기를 거쳐 흡수기 상부로 온 흡수액은 흡수액 산포장치를 거쳐 흡수기 전열관상부에 균등하게 산포된다. 산포된 흡수액은 농도가 짙고, 전열관 내부로 흐르는 냉각수에 의해 냉각됨으로서 증발기에서 증발되어 온 냉매가스(수증기)를 흡수한다. 예를들면 57.5%의 농액이 수증기를 흡수하여 54.0%의 34℃ 희액으로 변화한다.

이것은 「리튬·브로마이드」 수용액의 강한 흡습성을 이용한 것으로, 옥틸 알코올을 투입하여 흡습성을 촉진시키기도 한다.

흡수를 마친 흡수액은 끓게되어(희액이라고 부른다) 흡수기의 하부에 고이고 흡수액펌프에 의해 열교환기를 거쳐 재생기로 보내진다.

### 2.1.3 재생기

재생기는 다량의 전열관으로 구성되어 있고 전열관 내부로는 저온수(80~90℃정도)가 통과한다.

열교환기를 거쳐 재생기로 유입된 희액(54%)은 전열관 외면을 흐르면서 저온수에 의해 가열되어 비등하고 냉매증기를 발생하면서 57.5%의 농액으로 농축된다.

### 2.1.4 응축기

응축기는 많은 전열관으로 구성되어 있고 전열관 내에는 흡수기를 통과한 냉각수가 흐른다.

재생기에서 발생되어 온 냉매증기를 응축시켜 물을 만들어 증발기로 흘려보낸다.

### 2.1.5 열교환기

재생기로 유입되는 흡수액(희액)의 온도가 높으면 높을수록 효율은 좋고, 흡수기로 산포되는 흡수액(농액)의 온도는 낮을수록 능력이 증대된다.

이러한 희액·농액을 열교환시켜 흡수냉동

기의 효율과 능력을 상승시켜 주는것이 상기의 열교환기이고, 최근은 흡수냉동기 효율과 능력의 향상을 목적으로 열교환기용 전열관에 「코러게이트 튜브」 또는 「스파이럴 튜브」 등이 사용되고 있다.

### 2.1.6 추기장치

흡수냉동기는 진공도를 유지시키는 것이 가장 중요한 기기관리요소이다. 외부에서 공기가 누입되면, 능력이 현저히 저하되고 내부 부식이 발생하여 수명이 짧아진다. 따라서 누설을 방지하기 위해 본체의 구조는 나사이음 또는 플랜지이음 같이 누설발생 가능부분을 가능한 적게하고 있다.

그러나 내부에서 발생한 가스나 미세한 누설에 의한 공기는 방지할 수 없으므로, 정기적으로 기기 바깥으로 보내는 추기장치가 부착되어 있다. 그림 2는 추기장치의 한가지 예로서 흡수액의 분사로 공기등의 불응축 가스를 저실로 모으는 장치와 기기 바깥으로 배출시키는 진공펌프로 구성되어 있다.

분사에 의한 추기장치는 「이젝터」 효과로 흡수기내의 불응축가스를 저실에 모은다. 저실과 본체는 흡수액으로 차단되어 가스가 이동할 수 없게 되어 있어 불응축가스의 압력이 70~80mmHg가 될 때까지 모이도록 되어 있다. 모여진 불응축가스는 정기적으로 진공펌프를 운전하여 기기외부로 배출할 필요가

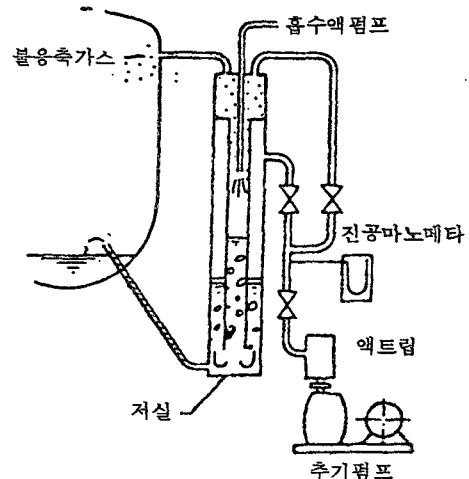


그림 2. 대형흡수냉동기의 추기장치

있다.

이러한 각부분의 온도, 압력, 교환열량, 온도차등을 계통도 위에 도시한 것이 그림 3이다. 여기에 사용된 흡수액 특성은 ASHRAE data (1)를 참고했다. 각부분의 열교환 조건을 증기식 1중효용과 비교하면, 증발기, 흡수기, 응축기의 경우 1.5~2배 정도의 전열면적 증가가 요구되고, 재생기의 경우는 약 4배 정도의 전열면적 증가가 요구됨을 파악할 수 있다.

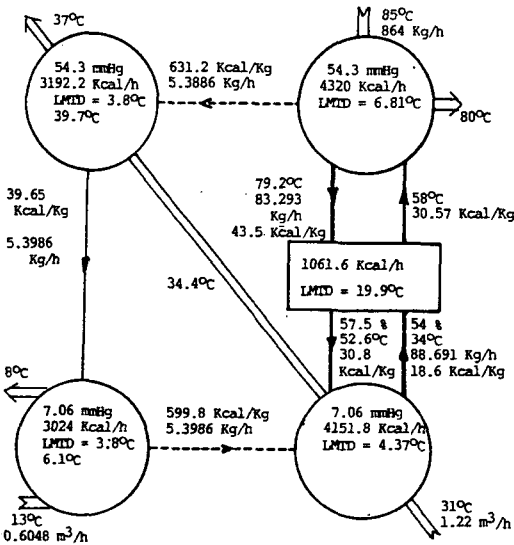


그림 3. 저온수 흡수냉동기 순환계통도

	증기식 1중효용 흡수냉동기		저온수 흡수냉동기	
	열교환량	LMTD	열교환량	LMTD
	kcal/h	°C	kcal/h	°C
증발기	3,024.0	4.55	3,024.0	3.8
흡수기	4,165.9	11.14	4,151.8	4.37
응축기	3,268.9	6.82	3,192.1	3.8
재생기	4,410.8	26.4	4,320.0	6.81
열교환기	888.9	27.0	1,061.6	19.9

그림 4. 증기식 1중효용 흡수냉동기와 저온수 흡수냉동기의 비교

## 2.2 해외제품의 설계방법

열교환기에서 열교환 열량이 같으면서, 열교

환해야 하는 유체간의 온도차가 다른 경우 열교환기 크기는 그 온도차에 반비례한다.

그리고 이미 각용량별로 설계되어 있는 냉동기의 경우 열교환 유체간의 온도차가 좁아지면(예를 들어 냉수온도가 낮거나, 냉각수 온도가 높거나 등), 전열면적이 보다 큰 상위모델을 선택하여 적용한다.

예를 들면 A-100A라는 모델이 냉수출구온도 7°C에는 100 냉동톤의 능력을 발휘하나, 5°C가 되면 80 냉동톤의 능력이 가능하므로 100 냉동톤과 5°C의 냉수출구온도에는 A-120A(표준조건에서는 120 냉동톤)라는 모델을 선정하지 않으면 안된다.

이러한 일반적인 방법을 고려하여 저온수 흡수냉동기가 증기식 1중효용 냉동기의 크기에 비해 얼마나 증가되었는가를 일본제품의 카다로그를 참고하여 조사하였다. 그결과 三洋電機는 1.4 배, 日立는 2 배, 荏原는 2.5 배가 됨을 확인하였다.

또한 외형 사이즈, 중량, 전기특성등을 비교한 결과 三洋과 日立는 기존 증기식 1중효용 냉동기 설계를 거의 그대로 적용하였음을 추정할 수 있었다.

## 2.3 수두손실에 의한 열교환기 전열면적 추정

증기식 1중효용 흡수냉동기의 표준설계를 거의 그대로 적용하였다고 하는 것은 수축의 수두손실을 분석함으로써 추정이 가능하다. 수두손실에 대한 일반식을 만들고 이식을 실제 경험치와 비교해 적용이 가능하도록 수정하고, 그 결과식으로 저온수 흡수냉동기와 증기식 1중효용냉동기의 수두손실을 분석하였다.

그 결과 三洋제품은 다음같은 방법으로 설계하였음을 확인할 수 있었다.

1) 증발기는 표준모델의 전열관과 동일한 크기와 갯수를 사용하였다.(다만 수축의 패스수만 변경시켰다)

2) 재생기는 표준모델의 전열관과 동일한 수량을 사용하였다.(단, 필요한 전열면적이 증기식에 대해 4배임을 고려하여 외측 전열면적을 4배정도 넓은 로우핀 튜브를 사용했을

것으로 추정)

3) 흡수기와 응축기는 비교결과가 일정치 않아 추정이 불가능했다.

2.4 각 열교환기의 해석과 전열면적 결정

외국회사의 카다로그 분석만으로 제품을 설계한다는 것은 불확실한 것이므로, 각 열교환기를 해석하여, 전열관 수량, 전열유체의 유속, 전열관 형상등을 확정하였다.

2.4.1 수축열전달계수

냉동기의 전열관 내부를 흐르는 물의 유속은 1m/s 이상으로 Re의 값이 크므로 평활관의 경우는 식-1를, 로우핀튜브의 경우는 식-2를 사용하였다.<sup>2,3)</sup>

$$hi = 0.027 \times \frac{k}{di} \times Re^{0.8} \times Pr^{1/3} \times \left(\frac{\mu_i}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (1)$$

$$hi = 0.033 \times \frac{k}{di} \times Re^{0.8} \times Pr^{1/3} \times \left(\frac{\mu_i}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (2)$$

2.4.2 응축열전달계수

응축기의 경우 관외면에 물이 응축되는 것이므로 수평관에 대한 응축열전달계수에 관한 식으로

$$ho = 0.725 \times \left( \frac{\rho_f^2 \times g \times h_{fg} \times k_f^3}{\mu_f \times n \times do \times (Tg - Tw)} \right)^{1/4} \dots\dots\dots (3)$$

$$ho = 0.725 \times \left( \frac{k_f^3 \times r^2 \times h_{fg}}{g \times \mu_f \times (Tg - Tw)} \right)^{1/4} \times \left( \frac{1}{Deq} \right)^{1/4} \dots\dots\dots (4)$$

여기서

$$\left( \frac{1}{Deq} \right)^{1/4} = 1.3 \times \frac{As \cdot \eta f}{Aef \cdot (Lmf)^{1/4}} + \frac{Ap}{Aef \cdot (Di)^{1/4}}$$

Deq : 등가직경 m

As : 핀부분 총면적 m<sup>2</sup>/m

Ap : 핀부분을 제외한 튜브의 외표면적

ηf : 핀효율

Aef : 유효표면적 = As × ηf × Ap (m<sup>2</sup>/m)

Lmf : 핀의 중간길이 =  $\frac{af}{Do}$  m

af : 핀의 일면의 면적 m<sup>2</sup>

Do : 핀의 외곽지름 m

Di : 핀의 저면지름 m

2.4.3 증발기의 전열면적

냉매인 물이 전열관 외면에 수직으로 산포되는 것으로, 냉매액이 수평관의 외면을 타고 흐르면서 증발한다.

관의 배열, 물의 산포방법, 물의 순환량 등의 여러가지 변수에 따라 열전달 계수가 변하나, 일반적인 수식으로 산출하는 것이 불가능하여 대부분 실험치를 사용하고 있다.

\* 「(6) 흡수냉동기」의 page 66에 의하면

$$ho = 6000 \sim 11000 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

\* 三洋냉동기의 분석결과

$$ho = 3500 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

현재 생산중인 흡수냉동기의 운전자료를 고려할 경우 상기 三洋냉동기 분석결과가 거의 일치하므로 상기의 ho = 3500 kcal/m<sup>2</sup>·h·°C를 적용하였다.

따라서 그림 3의 증발기 냉매 증발온도는 6.1°C이고, 이를 기준으로 한 요구 LMTD (log mean temperature difference)는 3.8°C임으로 이것을 기준으로 전열면적을 계산하였다. 이 계산결과 전열관내 냉수유속이 1.3~1.9m/s인 범위에서 1USRT당 전열면적은 표준모델의 1.4배 정도이면 가능한 것을 확인할 수 있었다. (외면기준 0.445m<sup>2</sup> 정도)

2.4.4 흡수기의 전열면적

흡수액이 전열관 외면에 수직으로 산포되는 것으로 흡수액이 수평관의 외면을 타고 흐르면서 냉매증기를 흡수한다.

흡수액의 농도, 흡수액 산포량, 온도차, 계면활성제의 첨가율등에 따라 열전달계수가 변하나, 이 역시 일반적인 수식으로 산출하는 것이 불가능하여 실험식을 사용하고 있다.

\* 해외논문 (7)

「G.C.Vliet, M.B.Lawson 과 R.A.Lithgow의 논문 Water-Lithium bromide double-effect absorption cooling cycle analysis」의 page 812를 참고하면,

$$ho = 1952.6 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

\* 국내논문 (8)

KAIST heat pump 논문  
(기계공학부 김영인 박사)

$$h_o = 1992 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

\* 三洋냉동기의 분석 결과

$$h_o = 1550 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

현재 사용중인 흡수냉동기에는 계면 활성제인 N-옥틸알코올 사용하고 있으며, 이것이 표면 전열계수를 30%정도 향상시키므로 이러한 것을 고려할 경우 三洋의 분석치와 해외 및 국내논문의 가정치는 2배 정도가 차이가 있음을 생각할 수 있다. 여기에서는 경험적으로 확인하였던 상기의 三洋냉동기 분석결과를 사용하고 전열면적을 산출하였다.

그림 3의 흡수기 요구 LMTD는  $4.37^\circ\text{C}$ 이고, 냉각수 유속이  $1.3 \sim 2.4 \text{ m/s}$  범위에서 변할 때, 이미 증발기의 분석결과로 확정된 1.4배의 전열관을 사용한다고 하면 평활관에서는 산출 LMTD가  $7^\circ\text{C}$  이상되어 평활관 사용이 불가함을 확인하였다. 따라서 외측 전열면적이 넓은 로우핀 튜브를 흡수기에 사용하는 것으로 확정하였다.

#### 2.4.5 응축기의 전열면적

수평관 외측에 냉매인 물이 응결되어 낙하하는 단순한 구조로 해석이 용이하였다. 초기에는 역시 로우핀 튜브를 사용하는 것으로 계산하였으나, 평활관을 사용한 것과 산출 LMTD를 비교한 결과 그차가  $1^\circ\text{C}$  정도에 불과해 평활관을 사용하였다. 전열면적은 계산결과 표준의 1.4배이면 가능함을 확인하였다.

#### 2.4.6 재생기의 전열면적

재생기의 경우 전열관 내면으로 온수가 흐르고, 외면으로 흡수액이 순환하는 구조로 외면의 전열계수에 대한 정확한 문헌이 없었다. 따라서 三洋냉동기의 재생기를 분석한 결과, 그 수치가  $1935 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ 임을 확인하였다. 물론 실험실에서 한개의 전열관으로 실험한 자료는 있었으나, 그 값이 매우 적고, 비등의 경우 튜브변들에서는 그 값이 현저하게 증가함을 고려하여 실제품에 적용할 수 없었다.

평활관의 경우는 산출 LMTD가 그림 3의 재생기 요구 LMTD인  $6.81^\circ\text{C}$ 보다 3배정도 크므로 사용이 불가능하고, 로우핀 튜브를 사용한 경우 유속범위  $1.4 \sim 2.5 \text{ m/s}$  범위에서 산출 LMTD가  $5.1 \sim 6.0^\circ\text{C}$ 로, 요구 LMTD

보다 적어 로우핀 튜브를 사용하는 것으로 확정하였다. 로우핀 튜브의 외면기준 전열면적은 1 USRT당 최소  $0.633 \text{ m}^2$  정도로 적용하였다.

### 2.5 기본설계의 확정

이제까지의 열교환기 분석결과로서 다음과 같은 기본설계의 확정이 가능하였다.

- 1) 모든 열교환기의 싸이즈는 증기식 1중효용 흡수냉동기에 비해 1.4배 정도 크게 한다.
- 2) 흡수기와 재생기는 외표면적의 확대를 위해 전열관으로 로우핀 튜브(인치당 26핀)를 사용한다.
- 3) 펌프에 의한 흡수액과 냉매의 순환량은 표준보다 커진 열교환기의 동일한 전열계수 확보를 위해 전열면적의 증가와 같은 배수인 1.4배로 증가시킨다. 따라서 희액과 농액의 농도차는 3.5~4% 정도로 유지시킨다.
- 4) 저온수 흡수냉동기의 구조는 기본적으로 증기식 1중효용 냉동기와 동일하게 한다.

## 3. 성능시험

확정된 기본설계에 따라 아래와 같은 성격의 제품을 설계, 제작하여 성능시험을 실시하였다.

- \* 냉동능력 : 150 USRT
- \* 냉수 입출구온도 :  $13 \rightarrow 7^\circ\text{C}$
- \* 냉각수 입출구온도 :  $32 \rightarrow 38^\circ\text{C}$
- \* 온수 입출구온도 :  $92 \rightarrow 87^\circ\text{C}$
- \* 기 종 : B-160AL

### 3.1 성능시험 장비

상기의 저온수 흡수냉동기를 시험하기 위해 사용된 장비는 다음과 같다.

#### A. 냉동기 시운전 설비(2호)

- \* 용량 측정 범위 :  $100 \sim 300 \text{ USRT}$
- \* 냉수 유량 : 최대  $300 \text{ m}^3/\text{h}$
- \* 냉각수 유량 : 최대  $300 \text{ m}^3/\text{h}$

#### B. 온수 발생 장치

- \* 증기 유량 : 최대  $2.7 \text{ ton/h}$
- \* 온수 제조량 : 최대  $300 \text{ m}^3/\text{h}$
- \* 온수 제조온도 :  $0 \sim 100^\circ\text{C}$

- \* 펌프 및 전원 : 220V, 3 $\phi$ , 60Hz, 30 HP

C. Hybrid recorder AA 030

- \* 30 타점 온도 기록계
- \* 온도 sensor : Pt 100  $\Omega$ , J-thermocouple

D. 기타 장비

- \* 초음파 유량계 (UFM 84P)
- \* 다이아프램 진공계 (0~760mmHg)
- \* 전류계
- \* temperature controller

3.2 성능시험결과

성능시험결과 냉동용량은 설계온도 조건에서 98% 정도의 냉동능력이 발휘되었음을 확인하였으나, 흡수액의 농도와 온도는 설계치와 시험결과치가 정확하게 일치하지 않았다. 그 이유로는 희액과 농액의 열교환을 행하는 열교환기의 전열관이 설계시의 것과 다른 것이 사용된 것에 기인한 것으로 추정되고 있다. 그 결과를 도표로 나타내면 그림 5와 같다.

항 목	설 계 치	결 과 치	비 고
냉 동 능 력	150 USRT	147 USRT	98% 용량(2%는 측정오차 및 보냉하지 않음에 의한 손실)
냉수입구온도	13 °C	13 °C	
냉수출구온도	7 °C	7 °C	
냉 수 유 량	75.6 m <sup>3</sup> /h	74 m <sup>3</sup> /h	
냉각수입구온도	32 °C	31.5 °C	0.5 °C가 설계보다 낮으나 무시 가능
냉각수출구온도	38 °C	37.5 °C	
냉 각 수 유 량	183 m <sup>3</sup> /h	189 m <sup>3</sup> /h	
온수입구온도	92 °C	92 °C	알콜 온도계로 (1 °C) 오차
온수출구온도	87 °C	88 °C	
온 수 유 량	130 m <sup>3</sup> /h	148 m <sup>3</sup> /h	초음파 유량계에 의한 측정
희액입구온도	37.4 °C	34 °C	
희액출구온도	64 °C	62.5 °C	
농액입구온도	82.8 °C	88 °C	
농액출구온도	53.1 °C	56 °C	
희 액 농 도	55.9 %	56 %	
농 액 농 도	59.4 %	61.9 %	
흡수기압력	6.94 mmHg	5.8 mmHg	증발기 제작상의 문제

- \* 상기 data는 냉동기 최대능력 발휘시의 수치임.
- \* 저온 열교환기의 효율이 부족함.

그림 5. 성능시험 결과

### 3.3 각 열교환기 및 계통에 대한 분석

항 목	시 험 결 과 에 대 한 분 석
증 발 기	냉매의 설계 증발온도는 5.84℃ 그러나 측정 증발온도는 3.3℃로서 2.5℃가 낮음. 그 원인은 측정부위가 추기장치내로 저질의 압력이 측정된 것으로 추정됨.
흡 수 기	흡수기 설계압력이 7mmHg 이나, 측정압력은 5.8mmHg 이므로 열교환 성능은 설계치보다 우수함. 그러나 설계치의 농도차는 3.5%인데 측정치는 5%임을 고려하면 약간 우수한 것임. 따라서 시제품에는 적용되지 않았으나 low fin tube 를 사용하게 되면 효율이 상승되어 일반 설계 조건인 온수온도 85~80℃가 충분히 가능함.
재 생 기	온수출구 온도와 재생기 출구 온도가 일치 또는 약 0.5℃정도 재생기 출구온도가 높은 것으로 보아 재생기 설계는 실질치와 일치하는 것으로 추정됨. (설계치는 재생기 출구온도와 온수 출구온도와의 차가 0.8℃임)
응 축 기	냉매 응축온도와 냉각수 출구온도와의 차가 약 1.3℃정도로 설계치인 2.7℃에 비해 1.4℃의 여유가 있음. 따라서 현재 사용한 low fin tube 의 사용은 불필요한 것으로 차기 제품에는 일반 seamless tube 사용예정.
흡수액 펌프	Nikkiso 제품으로 정격 5.5A에서 5.1A 흐름. 8m 양정이면 충분하나 16.5m 양정 펌프 부착함.
냉 매 펌프	Nikkiso 제품으로 정격 2.95A에서 1.8A 전류 흐름.
액 충 진 량	냉매 충전량 390 kg (중기형 표준의 경우 310 kg) 흡수액 충전량 623 kg (중기형 표준의 경우 850 kg)
각 순 환 계 통	흡수액 순환 계통 양호 냉매 순환 계통 양호
열 교 환 기	초기 설계시에는 J-tube 사용 예정이었으나 구매시 B/M의 잘못으로 corrugate tube 사용됨. 따라서 열교환기 능력은 부족한 것으로 확인되었음. 차기 설계분에서는 J-tube 사용하면 성능은 보다 향상 될 것으로 예상됨.

## 4. 결 론

흡수냉동기의 설계와 제작기술은 기술제휴를 통해 일본에서 도입한 것으로 현재까지 설계는 전적으로 기술제휴선에 의해 행해지고, 국내의 기술은 제작기술에 머무르고 있는 형편이다.

이번에 개발한 순환계통은 흡수냉동기의 가장 기초적인 1중효용 냉동사이클로서, 단순하여 고급기술의 적용에 의한 개발이라고는 할 수 없다. 그러나 순환계통과 열교환기의 해석에 의해 자체적으로 설계하고, 제작한 시제품

을 시험하여 설계치와 시험치를 비교한 것에 이번 개발의 의미가 있다고 할 수 있다. 이러한 설계와 시험결과로서 향후 흡수식 냉동기의 응용제품인 1중, 2중 히트펌프의 개발이 가능하고, 나아가서 각종 산업용 응용제품과 독자적인 모델개발이 가능할 것으로 예상된다

## 참 고 문 헌

1. ASHRAE Handbook Fundamentals, 17. 142, 1981.
2. J. P. Holman, Heat transfer, 1976. p.206.



3. J. F. Pearson & J. G. Withers, New finned configuration improves refrigerant condensing, 1969.
4. J.P. Holman, Heat transfer, 1976. p.358.
5. J.F.Pearson & J. G. Withers, New finned configuration improves refrigerant condensing, 1969.
6. 高田秋一, 吸收冷凍機, 1982, p. 66.
7. G.C.Vliet, M.B.Lawson & R.A.Lithgow, Water - Lithium Bromide double-effect absorption cooling cycle analysis, p.812.
8. 김영인, The R & D on the high-temperature absorption heat pump, 1986.