

## 터보냉동기의 특징 및 관련기술 - 압축기를 중심으로 -

이 현 구\*

### 1. 서론

터보냉동기(centrifugal chiller)는 증기압축식 냉동기의 일종으로 원심압축기를 사용하여 높은 효율(COP 5 이상)로 대유량의 냉매를 압축할 수 있기 때문에 흡수식 냉동기(absorption chiller)와 더불어 중앙공조용으로 널리 사용되는 냉동기이다(그림 1). 압축기의 구동에 주로 모터를 사용하기 때문에 가스나 스팀을 구동원으로 저압에서 물의 흡수현상을 이용하는 흡수식 냉동기와는 구동원과 작동원리에서 크게 대별되는 것이 특징이다. 냉동기의 용량은 통상 냉통톤(refrigeration ton)으로 표시하며 1 RT는 3,024 kcal/hr로서 약 10평 규모의 실내 냉방용량으로 볼 수 있다. 중앙공조용 터보냉동기는 150~1500 RT까지 주로 사용되며 산업용을 중심으로 대용량화하는 추세이다.

터보냉동기는 냉매를 작동유체로 하여 증발-압축-응축-팽창과정의 냉동사이클을 이용하기 때문에 에어컨과 같은 원리로 동작하지만 1) 용적식이 아닌 대유

량의 원심압축기를 사용하고, 2) 냉매로 R123 혹은 R134a를 사용하며, 3) 증발기 및 응축기(열교환기)에서 물(공기가 아닌)과 냉매가 열교환하기 때문에 개별공조용 에어컨과는 기반기술에 큰 차이가 있다. 터보냉동기 개발을 위한 요소기술로 압축기설계, 열교환기설계, 기어 및 베어링을 포함하는 동력전달부의 설계, 모터설계기술 등이 필요하고 시스템 기술로 사이클설계 및 냉동기 제어기술등이 필요하다.

터보냉동기는 구동원으로 전기모터를 사용하기 때문에(드물게 가스엔진이나 터빈을 사용하기도 함) 사용자가 소비전력에 민감하게 되어 있다. 더구나 한국에서는 법규상으로도 도심의 중앙공조용으로 전기식을 제한하고 있기도 하다. 터보냉동기의 수명이 20년 정도에 이르는데다 구입비가 다소 비싸더라도 효율이 좋은 기계는 수년 내에 투자비 회수가 가능하기 때문에 시장에서는 가격보다 효율이 중요한 구매인자로 되어 있다. 전기비는 냉동기의 효율, 즉 성적계수에 직결되며 냉동기의 성적계수는 압축기의 설계기술의 우열에 따라 크게 좌우된다. 냉동기의 성적계수에 영향을 주는 다른 인자들로 열교환기 성능, 모터효율, 기계적효율 등이 있지만 그 영향이 적거나 기술적 우열의 차이가 작은 반면 압축기 설계기술은 업체간 우열의 차이가 크고 이에 따른 냉동기의 소비전력도 25% 정도까지 차이가 나기 때문이다.

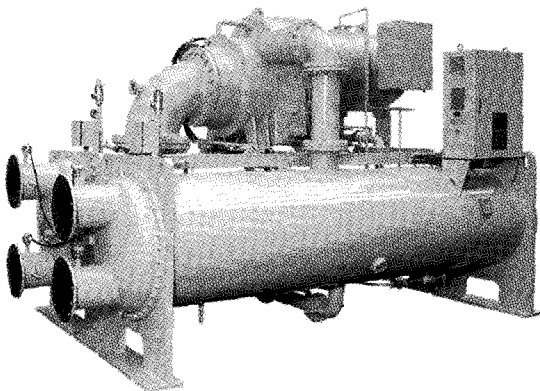


그림1 R134a 터보냉동기

### 2. 터보냉동기의 특징 및 시장환경

#### 2.1 용도별, 사용냉매별 특징

터보냉동기를 요구하는 수요자는 용도에 따라 냉동용량, 냉수온도조건, 냉각수 온도조건 및 모터전압 등의 기본사양을 메이커에 통보하여 사양을 확정한다. 메이커에서는 이런 기본정보 위에 설계팀에서 내부적

\* LG전선(주) 기계연구소  
E-mail : hkool@lgmach.co.kr

표 1 터보냉동기의 용도별 분류

용도	냉동용량 (RT)	냉수출구 온도	기타
일반공조용 (常用)	150~1,000	7℃	KSB6270
산업용	800~3,000	5~13℃	LCD, 반도체, 화학공장 등
빙축열용 (저온용)	100~500	-5~-6.2℃	보통 냉각수입구 온도가 낮음 (30℃이하)
원전용	400~1,000	6~7℃	보통 냉각수입구 온도가 높음 (43℃이상)

으로 압축기 상세사양, 열교환기 상세사양, 모터상세사양들을 확정, 관련부서에 통보하면 구매팀에서 소모자재와 부품을 발주하고, QA(Quality Assurance)팀에서 입고된 부품을 검사하여 생산팀에서 제작에 들어간다. 이러한 수주제작기간은 짧게는 20일에서 길게는 3개월 정도 소요된다.

대형냉동기를 요구하는 시장은 크게 빌딩용 일반공조시장과 산업용 시장으로 양분되며 용도별로 보다 자세히 분류해보면 표 1과 같다.

일반 빌딩공조용 냉동기(혹은 상용냉동기라고도 함)의 규격은 한국공업규격<sup>(1)</sup>으로 제정되어 있으며 냉수는 입출구온도가 각각 12℃, 7℃, 냉각수는 입출구 온도가 각각 32℃, 37℃로 정해져 있다. 국내시장에서 요구하는 용량은 지하철역, 백화점, 사무용빌딩 등을 중심으로 150 RT에서 1000 RT정도이다. 편의상 400~800 RT까지 중형, 800 RT이상은 대형, 400 RT 이하는 소형으로 분류하기도 한다. 산업용은 반도체, LCD, 화학공장 등 제조공정에 필요한 온도제어에 사용되는데, 냉수 출구온도조건으로 5℃가 가장 많이 사용되고 있으며, 공정에 따라 최고 13℃를 요구하기도 한다. 냉수출구온도 조건은 압축기의 압축부하, 즉 양정에 직결되며 KS규격인 7℃에 비해 5℃인 경우 압축 요구양정이 약 10% 정도 커진다. 공장라인이 대형화되면서 요구되는 냉동기 용량이 커지고 연중 가동되기 때문에 효율에 아주 민감한 시장이다. 빙축열용 냉동기(혹은 저온용 냉동기)는 하절기 심야전력을 이용한 빙축열 시스템에서 제빙용으로 작동한다. 따라서, 냉각수 온도 조건은 일반공조용에 비해 낮지만 냉수출구온도가 -5℃ 이하를 요구하여 압축기의 요구양정이 일반공조용에 비해 40% 이상 높고 냉동기의 소비전력이 일반공조용에 비해 많으나 심야운전의 특성으로 수요자의 효

율민감도는 덜하다. 원전용 냉동기는 냉각탑 대신에 해수 등을 끌어들여 냉각수와 열교환하기 때문에 냉각수 입구온도가 43℃ 이상으로 높으며 일반 냉동기보다 기계적, 전기적 신뢰도를 엄격하게 요구하고 있다.

터보냉동기의 사용냉매로는 R11, R12, R123, R134a 등이 있는데, 오존층 파괴문제로 인한 프레온가스 규제에 의해 현재 HCFC계열의 R123냉매와 HFC계열의 R134a 냉매가 사용되고 있다. R11, R123 냉동기는 냉동사이클이 대기압 근방에서 작동하고 증발기 압력이 대기압보다 낮기 때문에 저압 터보냉동기라고도 한다. 한국 냉동기 메이커들이 과거 70년대에 R11 냉동기 기술로부터 출발했기 때문에 비슷한 운전환경을 가진 R123 냉동기 위주 시장으로 형성되어 왔다. 저압냉매로서 관리가 수월한 반면 냉매의 비체적이 커서 저속, 대형 임펠러를 사용하여 압축기의 크기가 상대적으로 크다. 현재 미국의 1개사 만이 R123냉동기를 주력으로 생산하고 있으나 몬트리올 의정서에 의한 HCFC냉매 규제에 따라 다른 메이저 회사들은 주력제품을 모두 R134a 냉동기로 선회하였다.

R134a 냉매는 압축기 입구에서 밀도가 공기의 13배 이상이고 음속이 공기의 절반 이하이며 이상기체와 동떨어진 실제기체이다. R134a는 지구온난화 지수가 높다는 단점에도 불구하고 비CFC계열의 냉동기용 냉매로서 유일하게 각광받고 있다. 냉동사이클이 대기압보다 상당히 높게 형성되기 때문에 고압 터보냉동기라고 부르기도 하며 국내에서는 고압가스 규제에 의해 별도의 관리인력이 필요하다. 냉매의 비체적이 작아 압축기가 고속에서 효율적이기 때문에 별도의 증속장치가 필요하고 기존 저압냉매와는 물성이 크게 다르기 때문에 압축기가 새로이 설계되어야 한다. 미국의 메이저 업체들이 80년대 새로운 냉매용 압축기 기술개발을 완료하여 90년대 냉동기 시장이 급격히 R134a용으로 움직이면서 저압냉매용 냉동기만을 생산하던 한국의 후발 업체들에게 신냉매용 압축기는 높은 기술장벽으로 작용했다. 다행히 수년전 국내기술로 R134a 원심압축기가 개발되면서 한국 터보냉동기 시장도 빠르게 R134a 용으로 넘어가고 있다.

## 2.2 ARI규격과 KS규격

터보냉동기에 대한 규격으로 미국의 ARI에서는 냉동기의 온도조건, 물 유량, 부분부하, 시험기준 등을 상세히 규정하고 있다<sup>(2)</sup>. 미국 기준은 자국내 사용되는

표 2 ARI와 KS규격의 차이 (상부하)

	KSB6270	ARI550/590
냉수 입구온도	12℃	(12.2℃)
냉수 출구온도	7℃	6.7℃
냉수 유량	(RT당 0.605 m <sup>3</sup> /hr)	RT당 2.4 gpm
냉각수 입구온도	32℃	29.4℃
냉각수 출구온도	37℃	(34.7℃)*
냉각수 유량	-	RT당 3 gpm
압축기의 설계양정**	2,100m (압력비로 2.7수준)	(1,980m)

주\*) 냉동기 COP5.0 가정할 때 냉각수유량으로부터 구한 출구온도임.  
주\*\*) 열교환기의 LTD=1℃일 때 Mallen-Saville 정의에 따른 압축기의 total-to-static 폴리트로픽 양정<sup>(3)</sup>

냉동기를 기준으로 한 것이기 때문에 한국규격과는 약간의 차이가 있다(한국, 일본, 중국은 동일한 기준을 갖고 있음). KS에는 단지 전부하 조건(압축기 100% 설계유량 운전)을 기준으로 냉수 및 냉각수의 입출구 온도를 각각 지정하고 있으며 입출구 온도차가 5℃로 고정되어 있다. ARI에서는 냉수출구온도, 냉각수 입구온도와 냉수, 냉각수 유량으로 규정하고 있다. 한편, 터보냉동기를 많이 사용하는 대만의 경우 냉수 입출구 온도조건은 KS와 같고 냉각수 입출구온도만 2℃ 낮게 각각 30℃, 35℃로 규정되어 있다. 전부하시 터보냉동기 기준에 대한 자세한 내용은 표 2에 정리한 바와 같다.

### 2.3 압축기 설계의 중요성

터보냉동기에서 가장 핵심인 부품은 압축기이다. 앞서 서론에 언급한 바와 같이 시스템에서 유일한 구동부이며 회사에 따라 기술의 편차가 큰 부분이다. 압축기의 효율을 결정하는 부분은 크게 세 부분으로 나뉘는데 첫번째가 임펠러, 디퓨저등 공력부품의 효율, 두번째는 베어링 및 기어의 동력전달부 기계효율, 세번째는 모터의 전기적 효율이다. 현재 국내의 기술수준으로 동력전달부의 효율은 98% 이상으로 포화되어 있으며 모터는 93~95% 효율을 나타내고 있다. 따라서 압축기의 폴리트로픽 효율은 거의 공력설계에 따라 결정되며 보통 75%~80% 수준이고 최신 압축기들은 82% 이상의 효율을 나타낸다.

그림 2에는 전형적인 1단 터보냉동기용으로 설계된 임펠러와 디퓨저의 한 종류를 나타내었다. 냉매의 밀도가 높아 압축이 잘 되기 때문에 공기압축기보다 저속으로, 임펠러에 걸리는 원심력이 크지 않기 때문에 임펠러 재질로 알루미늄 합금이 사용된다. 임펠러의

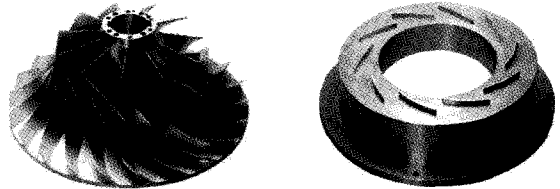


그림 2 터보냉동기용 임펠러와 디퓨저

가공에는 5축가공이나 정밀주조가 사용된다. 5축가공은 가공품질이 우수하지만 비용과 시간이 많이 들고 주조는 양산가격이 매우 저렴하지만 제작 후 고속도시험을 거쳐야하고 표면이 다소 거친 단점이 있다.

그림에는 임펠러의 블레이드가 개방된 개방형 임펠러를 나타내었지만 쉬라우드가 있는 쉬라우드형 임펠러가 더 많이 쓰이고 있다. 개방형 임펠러는 가공에 유리하지만 팁 누설을 줄이기 위해 커버와 조립공차가 작아 조립이 불편한 단점이 있고, 쉬라우드형은 임펠러 조립시 편리한 장점이 있지만 임펠러에 걸리는 원심력이 크기 때문에 블레이드가 다소 두꺼워지고 생산시 가공보다는 주물에 의존해야 하므로 소량생산이나 소소한 설계변경에 불리하다.

디퓨저는 비교적 운전범위 확보에 유리한 베인리스 디퓨저나 낮은 소리디터의 베인 디퓨저(그림 2)가 많이 쓰인다. 어떤 회사들은 자사의 특허기술로 파이프 디퓨저나 가변디퓨저도 사용하고 있다.

냉동기의 효율을 나타내는 방법으로 시장에서는 COP의 역수개념인 냉동톤당 소비전력, 즉 kW/RT를 사용하고 있다(1kW/RT=COP로 3.516). 표 3은 냉동기 소비전력에 영향을 주는 3개 인자인 압축기효율, 열교환기 성능, 모터효율(기계적손실은 3%로 동일하다고 가정)에 따른 소비전력차이를 냉동사이클 시뮬레이션으로부터 정리한 것이다.

LTD(Leaving Temperature Difference)는 증발기 및 응축기에서 냉매의 포화온도와 물 출구온도와의 차이를 나타내는 것으로 열교환기의 성능 및 전열관의 개수와 관련된 변수로서 LTD가 클수록 압축기의 부하(즉, 양정)가 증가하고 냉동기 소비전력이 증가한다. 현재 많은 냉동기 회사들이 열교환기의 LTD를 1℃ 수준으로 설계하고 있다. 열교환기의 LTD가 2℃, 증발포화온도 5℃, 응축포화온도 39℃일 때와 LTD가 1℃(증발포화온도 6℃, 응축포화온도 38℃)일 때의 요구양정의 차이는 200m 정도(10% 차이)이며 표 3에 나타낸 바와 같이 같은 압축기를 사용할 경우 0.04~0.06 kW/RT의 차이를 나타낸다.

표 3 압축기 효율, 열교환기 LTD 및 모터효율에 따른 냉동기 소비전력 변화

냉동기 소비전력 변화 (kW/RT)		압축기 효율** (모터효율 93%)		압축기 효율*** (모터효율 95%)	
		77%	82%	77%	82%
LTD**** (증발기, 응축기 각각)	1℃	0.71	0.67	0.69	0.64
	2℃	0.77	0.72	0.72	0.69

주\*) 냉동기의 운전조건은 KS기준 전부하 조건임.  
 주\*\*) 기계손실 3%, 응축기 출구 냉매의 과냉도는 1℃임.  
 주\*\*\*) 기계손실 3%, 응축기 출구 냉매의 과냉도는 2℃임.  
 주\*\*\*\*) LTD는 증발기 및 응축기에서 각각 냉매포화온도와 물(냉수, 냉각수)의 출구온도 차이로서 LTD가 클수록 압축기 부하가 증가함.

모터와 압축기의 효율은 시스템의 COP에 직접 관계되어 있어 그 효율 차이만큼 소비전력이 그대로 차이가 나게 된다. 모터의 효율편차는 그리 크지 않지만 압축기는 설계 우열에 따라 편차가 많이 나기 때문에 기술력의 가능자가 되고 있다. 압축기의 효율차이에 의한 비용을 가능해보자. 운전시간이 연중 70%인 1,000 RT급 산업용 터보냉동기 1대를 예로 들어보자. 소비전력이 0.71 kW/RT인 냉동기의 가격이 2억이고 대당 3억인 어떤 냉동기는 압축기의 효율이 더 좋아 냉동기의 소비전력이 0.64 kW/RT라면 어떤 냉동기가 더 경제적인가? 이 두 냉동기의 RT당 소비전력차는 0.07 kW/RT이다. 후자의 고효율 냉동기의 가격이 전자의 냉동기에 비해 초기구입비용이 1.5배나 크지만, 경제성 평가(국내산업용 전기요금의 수준으로)를 해보면 4년 이내에 초기투자비 회수가 가능하다. 터보냉동기의 수명이 20년 정도임을 감안해 보면 이 계산 예는 시장에서 냉동기의 효율경쟁이 치열해지는 단적인 증거가 된다. 더구나 압축기 공력설계라는 것이 원가의 증가없이(순전히 형상설계의 우열임) 가능한 것이므로 메이커에서 이 분야의 기술개발에 집중할 만하다.

압축기 설계기술은 세계 시장을 장악하고 있는 미국의 글로벌 업체들이 가장 기술이전을 꺼려하는 부분으로 R134a 터보냉동기의 경우 아직도 냉동기 완제품 판매 이외의 압축기만의 부품판매나 설계기술이전을 하지 않고 있다.

## 2.4 부분부하

일반공조용 냉동기의 경우 사용자는 년중 가장 부하가 큰 하절기 피크부하를 기준으로 전 부하선정을 하게 된다. 그러나, 8월의 며칠을 제외하고는 대부분의

표 4 ARI의 IPLV 규정

부하	100%	75%	50%	25%
냉수입구온도**	12.2℃	10.9℃	9.5℃	8.1℃
냉수출구온도	6.7℃			
냉각수입구온도	29.4℃	23.9℃	18.3℃	
냉각수출구온도**	34.7℃	27.7℃	20.9℃	19.6℃
COP가중치	1%	42%	45%	12%
IPLV (COP)	0.01*COP(100%) + 0.42*COP(75%) + 0.45*COP(50%) + 0.12*COP(25%)			

주\*) 부분부하시 냉수출구온도는 고정, 100%~50%부하까지는 냉각수입구온도가 전부하 규정온도에서 18.3℃까지 선형적으로 감소함. 50%부하 이하에서는 냉각수입구온도를 18.3℃로 고정함.  
 주\*\*) ARI에서는 냉수출구온도, 냉각수 입구온도, 냉수유량(2.4gpm/RT), 냉각수유량(3.0gpm/RT) 으로 규정하고 있으나 여기서는 편의상 냉수/냉각수 입,출구온도로 환산한 것임.

운전시간에 냉동기는 부분부하 운전을 하게되어 있다. 1998년 미국의 ARI에서는 미국 내 지역별 냉동기 운전데이터를 기준으로 부분부하 운전 및 효율에 대한 종전의 규정을 개정하여 새로운 기준을 만들었다(표 4).

이 기준에 의하면 전부하 운전가중치는 1%인 반면 75% 부분부하 및 50% 부분부하 운전가중치는 각각 42, 45%로 중요해졌고 25% 부분부하까지 안정된 운전을 요구하고 있다. 즉, 실제 냉동기는 50~75%까지 부분부하 운전이 빈번하다는 것이다. 50% 이하의 부분부하시 냉각수 입구온도는 18.3℃로서 외기온도가 낮은 비하절기 운전도 고려한 것이다. 냉동기의 부분부하 성적계수도 이 가중치에 따라 규정하고 IPLV(Integrated Part Load Value)라 칭하고 있다.

아직 한국규격에서는 냉동기의 부분부하효율을 규정하고 있지 않지만 점차 그 중요성이 부각되고 있다. ARI에서는 냉수, 냉각수 온도조건이 표준과 다른 경우 NPLV(Non-standard Part Load Value)라 하여 규정하고 IPLV와 마찬가지로의 부하별 가중치를 적용한 부분부하효율을 규정하고 있다. 이 경우에도 50% 이하의 부분부하시 냉각수 입구온도는 18.3℃로 정하고 있다.

냉동기는 이러한 부분부하 규정을 만족할 수 있도록 압축기의 유량과 양정을 효율적으로 제어할 수 있어야 한다. 전통적으로 압축기의 유량제어에 구조가 간단한 입구 가이드 배인이 사용되고 있으며, 부분부하 효율개선을 위해 인버터를 이용한 가변속제어나 가변디퓨저의 장작이 늘어나는 추세이다.

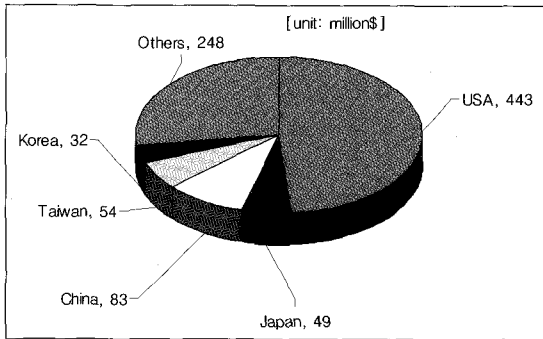


그림 3 세계 터보냉동기 시장 (JARN, 2001)

## 2.5 시장환경

터보냉동기 시장은 미국, 일본, 한국을 중심으로 세계적으로 약 9억불 시장(15,000대 추산)을 형성하고 있다(그림 3). 터보냉동기는 냉동공조시장이 성숙된 미국, 일본을 중심으로 중국, 한국, 대만 등 5개국의 시장이 전체의 75%를 차지한다. 특히 중국시장은 상당한 성장 잠재력을 가지고 있어 향후 세계시장의 성장을 견인할 것으로 보이며 미국의 글로벌 업체들이 모두 현지에 자체공장 혹은 합작형태로 진출해 있다.

세계시장에서 냉동공조기술의 중주국인 미국의 4대 메이커(Carrier, Trane, York, McQuay)가 시장을 주도하고 있으며, 일본에서는 3개사(MHI, Hitachi, Ebara), 한국에서 3개사(LG전선, 센추리, 범양)가 자체설계 혹은 도입기술을 바탕으로 터보냉동기를 생산하고 있다. 중국의 로컬업체들도 최근 1~2년 사이에 빠른 속도로 기술을 확보하고 있는 실정이다.

한국시장은 연간 300대 정도 수요가 있고 빌딩공조 용과 산업용이 거의 5:5 시장을 이루고 있다. 반도체, LCD공장을 중심으로 산업용의 대형, 고효율 냉동기 수요가 늘어나고 있으나 장기 경기침체와 GHP(Gas engine Heat Pump), 소위 시스템 에어컨으로 불리는 EHP(Electric Heat Pump)등의 멀티공조 붐으로 대형 공조시장은 완전히 정체되어 있다.

## 3. 터보냉동기에 필요한 기술

### 3.1 원심압축기 관련기술

#### 3.1.1 압축기 공력설계 기술

압축기의 공력설계에 있어 주된 부분(가장 널리 사

용되는 단단 압축기의 경우)은 주어진 설계 유량과 양정에 맞는 임펠러와 디퓨저의 3차원 유포형상(즉, 블레이드 형상)을 결정하는 것이다. 터보냉동기의 역사가 유구함에도 불구하고 소수의 업체만이 기술을 독점하고 있기 때문에 공기압축기와 달리 공개된 설계자료 등이 거의 없는 실정이다. 다행히 최근 상용 설계프로그램(COMPAL등) 및 상용 CFD 프로그램(TASCFlow, Fluent)들이 공력설계나 유동해석 패키지에 냉매물성치를 포함하고 있어 이들이 압축기 설계에 유용하게 사용될 수 있기 때문에 선진기술을 쫓아가야 하는 후발 업체들에게 큰 도움이 되고 있다. 특히 상용 설계프로그램들은 준 3차원 유동해석 코드를 내장하여 블레이드 프로파일의 설계시 수분내에 유동해석 결과를 화면에 뿌려줌으로서 공력설계가 매우 신속하고 정확하게 이뤄질 수 있도록 해준다. 그러나, 압축기 내 각종 손실예측, 다양한 설계의 튜닝이 시뮬레이션 만으로 완벽하게 이뤄지지 않기 때문에 1~2%의 효율경쟁을 하는 현실에서는 실험을 통한 임펠러, 디퓨저의 튜닝이 필수적이다. 결국, 신제품개발을 위해 유동해석 프로그램에 의한 공력설계, 임펠러 구조강도 해석, 압축기 시험, 임펠러 및 디퓨저 튜닝, 냉동기 프로토타입 테스트 등 일련의 과정이 체계적이고 필수적으로 수행되어야 한다.

#### 3.1.2 가변 디퓨저 설계기술, 단단 압축기 설계기술

부분 부하조건 혹은 탈설계 운전시 압축기 효율적 운전을 위해 가변 디퓨저를 적용하는 경우도 있다. 가변 디퓨저는 디퓨저의 폭을 가변하거나 베인의 각도를 조정하는 방식으로 이뤄지는데 각 운전조건별로 최적의 모양을 결정하기 위해서는 풍부한 실험 데이터에 기초한 설계가 필요하다. 가변 디퓨저는 단지 IGV만을 용량조절기구로 이용할 때보다 운전범위를 효율적으로 넓게 쓸 수 있고 가변속 제어를 위한 인버터 등과 같은 고가장비보다 경제적이기 때문에 엄격해지고 있는 부분부하요구에 당분간 각광을 받을 전망이다. 가변디퓨저의 구조와 제어방식은 근래 터보냉동기 관련 국내의 특허에 빈번하게 등장하고 있다.

한편, 단단압축방식을 채택하면 이코노마이저를 사용하여 증발기 입구의 냉매건도를 떨어뜨려 유효한 증발잠열을 증대시킬 수 있어 냉동기 고효율화를 위해 단단 압축기를 적용하기도 하는데, 이 경우에는 여러 개의 임펠러가 들어가 입출구 유동조건이 연계되며 리턴채널등으로 내부 유로가 복잡해져 공력설계가 더욱

까다로워지며 압축기의 제조가격(원가)도 올라가게 된다. 2001년 일본의 2개 업체에서 2단 압축식 R134a 터보냉동기를 출시하였으나 아직은 고속 1단 압축방식이 시장에서 지배적이다.

### 3.1.3 회전체 설계기술, 고속기어/베어링 설계 기술

터보냉동기의 수명은 약 20년 정도로서 장시간 사용에 대한 기계적 신뢰성을 확보해야 한다. 이를 결정하는 중요한 설계는 베어링 및 기어를 포함한 동력전달부의 설계이다. 특히 R134a 터보냉동기와 같이 고속 압축기를 사용하는 경우 고속베어링, 고속 증속기어의 신뢰성 있는 설계가 매우 중요하며 고속회전에 대한 공진을 피하기 위해 회전체 동력학 설계를 통해 작동 안정성을 확보해야 한다. 큰 부하에 대한 안정성 때문에 압축기에 저널베어링을 주로 사용하고 있으나, 베어링 기술발달로 마찰손실이 적은 볼 베어링도 일부 냉동기에 적용되고 있다.

### 3.1.4 고효율 모터 설계기술

압축기의 구동원이 되는 모터로는 개방형 혹은 냉매 냉각방식의 반밀폐형 유도전동기가 주로 사용되는데, 용량이 크고 효율이 좋다. 한국산 냉매냉각식 모터는 가격대비 성능이 좋아 일본 냉동기 업체들도 아웃소싱해 갈 정도이다. 현재 국내산 모터의 효율수준은 공기중에서 성능평가지 92~95%로 선진제품의 효율(93~95%)에 근접한 수준이다. 하지만, 치열한 효율경쟁에서 모터의 1% 효율차도 중대한 기술격차로 작용하며 모터설계시 필요한 실제 운전데이터(공기중이 아닌 냉매환경에서 운전시)도 얻어내기 어려운 애로사항이 있다.

## 3.2 열교환기 설계기술

터보냉동기에서 열교환기는 쉘-튜브 열교환기를 사용하고 있으며 관 내측에 물이 흘러가고 관 외측에 냉매가 차있는 형태로서 공기와 열전달하는 핀-튜브 에어컨 열교환기와는 많은 차이가 있다.

### 3.2.1 전열관 설계기술

증발기에서 전열관은 냉매에 잠긴채 비등열전달에

의해 열교환이 이뤄지기 때문에 핵비등을 촉진하도록 전열관 외측의 핀 형상설계가 가장 중요하다. 응축기의 전열관은 관외측에서 응축이 잘 이뤄지고 응축액이 잘 흘러내리도록 핀을 설계한다. 이 분야에 많은 형상특허가 존재하며 냉매의 종류, LMTD(Log Mean Temperature Difference), 관 내외측 조건에 따른 다양한 실험 데이터 베이스로부터 전열관의 설계가 이뤄진다. 증발 전열관의 경우 조건에 따라 나타나는 비등의 복잡한 히스테리시스 현상까지 고려한 설계가 이뤄져야 한다.

### 3.2.2 관군 및 열교환기 설계기술

열교환기의 성능은 냉동기의 사이즈와 압축기의 압축부하에 직접 관련되어 있기 때문에 중요하다. 열교환기의 성능을 올리는 방법으로 단위 전열관의 효율(성능)을 올리는 방법이 있고, 이러한 전열관군을 어떻게 배치하고 쉘에 냉매를 얼마나 충전하는가 하는 관군최적화 역시 중요한 기술이다.

## 3.3 냉동기의 시스템기술

터보냉동기는 압축기, 열교환기 및 기타 요소와 제어장치(마이컴)를 가지고 있는 하나의 시스템이다. 따라서, 단품의 성능이 우수하더라도 이들을 잘 조합하고 제어해주지 않으면 우수한 성능을 낼 수 없다. 시스템 매칭이 잘못된 경우, 즉 냉매의 양이 과다하거나 모자란 경우 혹은 팽창밸브의 교축비 설정이 잘못되는 경우 시스템의 효율이 크게 떨어지는 경우도 종종 있다. 우수한 냉동기의 설계를 위해서는 시스템 혹은 기타 요소에 관련하여 압축기와 다음과 같은 설계기술이 필요하다.

#### - 싸이클 설계기술

새로운 냉동기의 설계시 가장 선행되어야 할 부분으로 사용자가 요구하는 냉동부하에 따라 증발온도, 응축온도를 결정하고 열교환기 LMTD, 모터 냉각방식, 압축기 양정, 목표 효율, 과냉, 과열도 등을 결정해야 한다.

#### - 시스템 제어기술

현대의 냉동기는 기동-운전-정지, 부하조절, 안전기능, 비상시 정지기능 등 냉동기의 모든 운전을 CPU가

내장된 제어기에서 제어하게 만들어져 있다. 메이커들은 제어 알고리즘 개발을 통하여 냉동기가 건물의 부하가 심하게 변동하더라도 되도록 정지-제기동을 최소화하여 효율적으로 운전이 가능하도록 하고 있다. 아울러, 다수의 냉동기 혹은 다수의 압축기를 연계, 제어할 수 있도록 통신기능까지 강화하여 사용자 편의성을 높여나가고 있다.

- 부분부하 운전을 위한 용량 제어기술

앞서 언급한 바와 같이 ARI의 부분부하 규정에서는 25% 부하까지 규정하고 있지만, 수요자의 저부하 요구치는 심한 경우 10%까지 떨어지기도 한다. 실제 시장에서도 부분부하 요구치는 갈수록 엄격해지고 있으며 극단적 저부하 운전방안인 압축기의 Hot gas by-pass (토출가스 일부를 증발기로 다시 되돌려 보냄)없이 안정된 운전과 더불어 고효율, 저부하 운전을 요구하는 추세이다.

냉동기의 용량제어장치로 가장 일반적인 것은 입구 IGV(Inlet Guide Vanes)이다. IGV는 유량을 제한하는 댐퍼 역할과 임펠러 입구 선회유동을 만들어 속도삼각형을 효과적으로 변화시킨다. IGV의 설계는 구조적 강도, 베인의 크기, 단면의 형상, 어셈블리의 기구설계 등이 포함된다. 부분부하 효율이 중요해지면서 인버터에 의한 모터 회전수 제어방식도 늘어가는 추세이다. 회전수 제어는 압축기 서지를 피해 넓은 범위에서 압축기 운전이 가능하게 된다.

- 오일회수기술, 액흡입 방지기술

공조시스템에 사용되는 모든 압축기는 대소를 막론하고 구동부에 오일이 공급되어야 하고 오일의 일부는 시스템 내부에 흘러 들어가 시스템의 성능을 저하시키는 요인이 된다. 따라서, 냉동기의 설계자에게 오일공급과 회수문제는 골치 아픈 난제이다. 터보냉동기의 압축기에서는 저속(모터) 및 고속(피니언축)축 배어링, 증속기어에 오일이 공급되는데, 일부의 오일은 모터 내부를 통해 일부는 오일탱크에서 증발해 압축기 입구를 통해 시스템 내부로 혼입된다. 열교환기로 넘어간 오일은 전열관 표면에 유막을 형성하여 열전달을 방해하며 윤활부에서 소량이 오일이 계속 열교환기로 넘어가게 되고, 이를 회수하지 않으면 윤활에 필요한 오일이 고갈되어 계속적인 운전이 불가능하게 된다. 한편, 터보냉동기는 압축기 입구에서 별도의 과열 없이 포화냉매가스를 그대로 흡입하기 때문에 증

발기로 넘어간 오일에 의한 오일포밍(oil foaming)시 다량의 액적이 압축기로 유입되는 액흡입(wet compression)이 발생하게 된다. 용적식 압축기와는 달리 소량의 액흡입은 압축기에 기계적으로 별 문제가 되지는 않지만 임펠러 부하증가로 모터의 소비전력이 상당히 증가하게 된다.

오일회수는 주로 증발기 및 압축기 입구에서 이뤄지는데, 그 구조와 방법에 있어 메이커 별로 조금씩 다른 독자설계가 적용되고 있으며 각사의 특허망이 잘 형성되어 있다. 골치아픈 오일회수 문제를 근원적으로 해결한 무오일 터보냉동기가 작년에 개발되어 세간의 관심을 끌기도 했지만 저속, 저압, 저용량의 터보냉동기였으며 아직까지 일반적으로 오일없는 냉동기(즉, 구동부 윤활에 오일을 쓰지 않는 냉동기)는 불가능하다.

- 냉매의 특성, 부하변동에 대응한 팽창밸브 설계기술

냉동기의 구성부품 중 가장 간단하면서 싸이클 구성에 중요한 요소가 팽창밸브이다. 가장 단순한 구조의 팽창밸브는 고정식 오리피스 타입으로 요구되는 압력강하량과 유량에 따라 설계가 이뤄진다. 오리피스의 설계는 상당히 실험의존적이다. 고정식 오리피스는 변동하는 냉동기 운전조건에 따라 시스템 안정화(압력차, 통과유량, 증발기와 응축기의 액 레벨유지)에 대응하기 어려운 점이 있기 때문에 가변식 팽창기구를 사용하기도 한다. 기계식 가변 팽창기구로서 대표적인 플로우트 챔버(float chamber)가 있고, 전자식으로 전자제어 밸브를 사용하는 방식도 있다. 전자식 팽창기구는 운전조건에 따라 액튜에이터를 제어해야 하기 때문에 제어기 설계가 더욱 까다롭다.

3.4 시험평가 및 가공기술

3.4.1 냉동기/압축기 시험평가 기술

터보냉동기는 설치 현장에서 혹은 이러한 부하를 줄 수 있는 대형 시험설비에서만 시험이 가능하다. 터보냉동기 제작업체에서는 생산설비의 일부로 냉동기 시운전 설비를 운용하고 있지만, 생산품의 합격여부를 판단하는 목적이 아닌 개발용 설비로서 다양한 부분부하 조건에서 시험하기에는 한계가 있다. 이러한 단점을 극복하기 위해 냉동기 메이커들은 별도의 개발용 시험설비나 압축기 전용 시험설비를 갖추고 설계에 필요한 중요한 시험을 수행하고 있다. 설비의 구축

뿐만 아니라 센서의 선정, 정확한 계측방법, 데이터 수집 및 분석에 관련된 냉동기 및 압축기의 시험평가기술이 필수적이다. 국내에서는 제작사가 아닌 공인된 제3의 기관에서 별도의 대형냉동기 시험설비를 갖추고 있지 않기 때문에 완성품의 성능과 효율에 대해 객관적으로 비교, 평가할 수 있는 시스템은 아직 없는 실정이다.

### 3.4.2 가공기술

압축기가 고속, 고정밀화 되어감에 따라 부품의 가공기술이 뒤따라 와야 한다. 임펠러는 정밀 5축가공 혹은 정밀주조로 만들어져야 하고 베어링은 정밀가공 및 연마가 필요하며, 전열관은 정교한 핀 가공이 필요하다. 다행히 한국에서는 90년대 항공산업의 기술개발 붐에 따라 터보기계 관련 많은 중소기업이 생겨나 자체기술의 축적이 이뤄졌다. 터보냉동기 역시 터보기계의 일종으로 많은 기반기술을 항공산업과 공유하기에 지금까지 이러한 중소 정밀가공업체의 가공기술을 바탕으로 모든 기계가공 부품의 국산화를 이룰 수 있었으며 국산 냉동기의 가격경쟁력에 매우 중요한 기여를 하고 있다. 향후 복잡해지고 더 정교해지는 부품의 설계를 따라올 수 있는 가공기술의 개발이 필수적이다.

## 4. 결론

터보냉동기는 80년이 넘는 역사와 확립된 터보기계 기술기반 위에 기술적, 상업적으로 성숙기에 들어서 있는 산업기계이다. 하지만, 냉매라는 작동유체의 특수성과 소수 선진업체 위주의 기술독점으로 인해 시장에서 후발주자인 한국업체들이 독자적인 냉매 원심압축기 기술을 개발하기 힘들었던게 사실이다.

반면, 항공산업을 필두로 90년대부터 본격화된 산업체 자체 기술개발 노력, 부품가공 전문중소기업 성장, 대학, 연구소의 터보기계 기술인력양성에 따라 터빈, 압축기, 터보냉동기등을 국내에서도 독자 개발할 수 있었다. 한국은 세계 4대 냉동공조시장 중 하나로서 산, 학, 연의 꾸준한 기술개발과 정부의 관심을 통해 터보냉동기 뿐만 아니라 냉동공조기계, 유체기계 분야에서 기술선진국으로 도약할 수 있기를 희망한다.

## 참고문헌

- (1) 한국공업규격 KSB6270, 1985, 한국표준협회.
- (2) ARI550/590-98, 1998, Air-Conditioning & Refrigeration Institute.
- (3) Aungier, Ronald H., 2000, Centrifugal Compressors, ASME Press, p.18.