

트윈타입 대용량 고효율 흡수식 냉온수유닛

김기수[†], 신정관, 정봉철, 김한영, 천호준

(주)신성엔지니어링 기술연구소

1. 서론

최근 건물의 에너지절약이나 지구온난화 방지에 대한 필요성은 갈수록 고조되어 가고 있으며 건물의 냉동·공조에 있어서도 좀 더 세밀한 에너지절약 방안이 필요로 하고 있다. 또한 냉동·공조의 소비에너지 중에서 열원기기 이외의 반송에 소비되는 에너지가 절반 가까이를 점유하고 있는 것에서 반송동력을 절감해 공조시스템으로서의 에너지절약이 필요해지게 되었다. 특수한 설비를 사용하지 않고 기존의 공조기나 냉온수유닛을 대온도차화 해 초기 운영비의 절감과 함께 설비비용의 대폭적인 절감을 실현한 것이 가스흡수식 대온도차 시스템이다. 2008년 들어서 직전년 대비 냉온수유닛의 판매량은 30% 정도 감소하였지만 일반형 모델 대비 고효율 흡수식 냉온수유닛의 판매가 급격하게 성장하였으며 대용량(500usRT 이상)이 상당부분을 차지하였다. 본 논문에서는 대용량 중에서도 트윈타입(Twin-type) 고효율 흡수식 냉온수유닛의 장단점 및 경제성 분석을 통하여 향후 흡수식 냉온수유닛 시장의 적용 가능성을 판단하고자 한다.

2. 본론

당사의 고효율 흡수식 냉온수유닛의 라인업(Line up)은 그림.1 당사 냉온수유닛/냉동기 라인업에서 보는바와 같이 3.4usRT ~ 1,000usRT 이상에 이르며 경쟁사와 비교할 경우 가장 선택의

폭이 넓다고 할 수 있다.

여기서 최근의 흡수식 분야의 대용량화 경향에 따른 용량증대의 필요성이 부각되고 있으며 단일동체로 최대 냉방능력 1,000usRT를 기반으로 트윈타입으로 최대 냉방능력 2,000 usRT가 가능하게 된다.

일본의 경우 지역냉방을 위한 대규모 프로젝트에 흡수식 냉동기가 적극 반영되어 대용량 흡수식 시장에 대한 필요성이 대두되어 상당한 성과를 거두고 있다. 국내의 경우 일본과의 기술격차를 좁혀가면서 일본의 전철을 밟고 있다고 해도 과언이 아니다.



그림.1 당사 냉온수유닛/냉동기 라인업

최근의 대온도차, 고효율형 대형 냉온수유닛 영업의 활성화를 비켜볼 때 이러한 경향을 반증하고 있다. 따라서 트윈타입 고효율 흡수식 냉온수유닛의 특징, 장점 등을 분석, 홍보하여 향후 흡수식 시장의 변화에 능동적으로 대응하고자 한다.

2.1 대용량 고효율 흡수식 냉온수유닛

그림.2 고효율 흡수식 냉온수유닛 사이클 계통에서 보는바와 같이 종전모델 대비하여 추가적인

[†] Corresponding author

Tel : +82314887403, Fax : +82314887420

E-mail Address : kimgs@ishinsung.com

구성품들이 많이 구비되어 효율 향상을 위한 뒷받침이 되어야 한다. 그림.3 부위별 고효율 기여도 분석자료를 통하여 구체적으로 얼마만큼의 기술적 배경이 필요한지를 보여주고 있다.

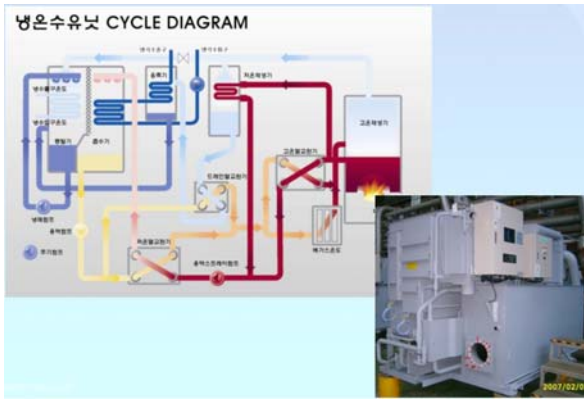


그림.2 고효율 흡수식 냉온수유닛 사이클 계통

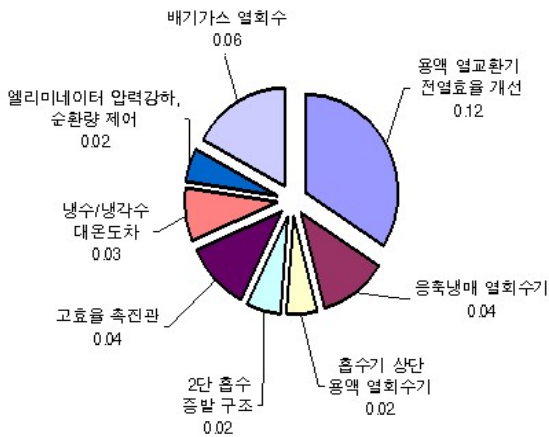


그림.3 부위별 고효율 기여도 분석

그리고 대용량화 되면서 기여도가 가장 큰 용액 열교환기의 크기증가, 냉수/냉각수 압력손실, 구조철판의 두께 및 길이 증가 등 비용상승 요인이 현저하게 발생하게 된다. 개보수 현장의 경우 종전에 사용하던 냉온수기를 제거하여 신규로 설치할 경우 냉방부하 증가, 반입구 문제, 분리반입에 따른 누설문제 등의 다양한 난관에 봉착하게 된다. 이러한 문제에 적극적으로 대응할 수 있도록 개발된 것이 트윈타입 냉온수유닛 이지만 국내에서는 보급 사례를 찾아보기 힘들다.

2.2 대용량 대온도차 시스템

대용량화 되면서 냉수/냉각수 유량이 증가하며 전열관 사양의 한계특성에 따른 압력손실이 상대적으로 증가하게 된다. 냉수펌프, 냉각수펌프 운전비용 절감을 위해서는 당연히 압력손실의 감소가 뒷받침 되어야 하며 이에 적극 대응할 수 있는 시스템이 대온도차 시스템이다. 그림.4 빌딩의 에너지소비량 분석을 통해서 살펴보면 공조용 반송동력이 빌딩 에너지소비량의 27.2%를 차지하며 대온도차 시스템 설계를 통하여 이송 동력비를 획기적으로 줄일 수 있다. 그림.5 일반온도차 VS. 대온도차 시스템 비교를 통하여 냉수, 냉각수 및 송풍계통의 대온도차 시스템 비교를 보여주고 있으며 그림.6 대온도차 방식별 비교 및 그림.7 설비비 및 운전비 경감 비교를 통하여 설비 및 기기규모 축소, 반송동력 절감, 운영비 절감의 효과를 보여주고 있다. 여기서 데이터를 살펴보면 냉수측에서 37%, 냉각수측에서 18%, 공기측에서 15%의 동력비가 절감되며 냉수, 냉각수, 덕트 배관경 또한 대용량일 경우 한단계씩 줄일 수 있어 설비비용 또한 20%~30% 절감이 가능하다.

그림.8 취출조건별 온도분포도 분석자료를 살펴보면 냉방 시 실내 상하온도 분포의 비교에서 높이가 1,100mm 이하의 거주역에서는 14℃ 취출에서도 종래 시스템과 동등한 온도분포를 나타내는 것을 보여주며 쾌적성에 전혀 문제가 없다. 또한 공조기 취출온도가 내려가면서 실내 상대습도 또한 내려가게 된다. 그림.9 유효온도 (ASHRAE) 분포도를 통하여 쾌적영역이 상승하게 되어 실내 설계조건이 상대습도 30%의 경우 27℃가 되어도 문제없다. 그림.10 공조기 취출온도별 코일열수 비교에서 보는바와 같이 취출온도 14℃일 경우 일반적 온도조건(16℃)에 비해 팬동력 절감효과가 커서 비용 증가도 없다. 그리고 냉수/냉각수 대온도차를 적용할 경우 냉동능력의 저하 없이 개보수가 가능하며 당사 냉온수유닛을 기준으로 추가적인 바닥면적의 확보가 없이도 용량증설이 용이하다. 또한 냉각탑의 용량증설이 없이 대온도차 대응이 가능하다.

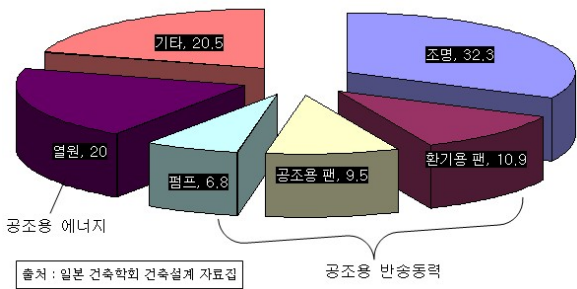


그림.4 빌딩의 에너지소비량 분석

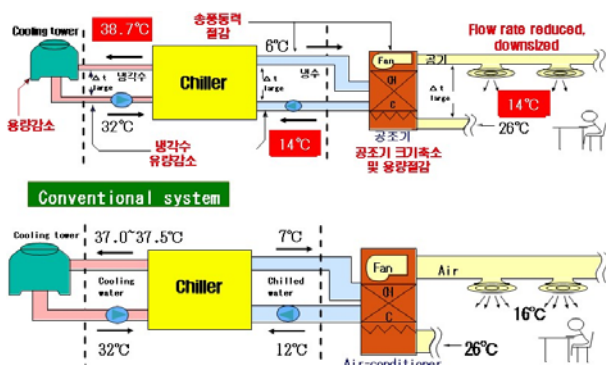


그림.5 일반온도차 VS. 대온도차 시스템 비교



그림.6 대온도차 방식별 비교

구분	기존시스템	대온도차 시스템	대온도차 시스템의 이송동력비
냉수	7 -12°C	6 -14°C	63%
공기	26 -16°C	26 -14°C	85%
냉각수	32 -37.5°C	32 -38.7°C	82%
기타	배관 및 덕트 사이즈 축소 (냉수축 37%, 냉각수축 18%, 공기축 15%)		

그림.7 설비비 및 운전비 경감 비교

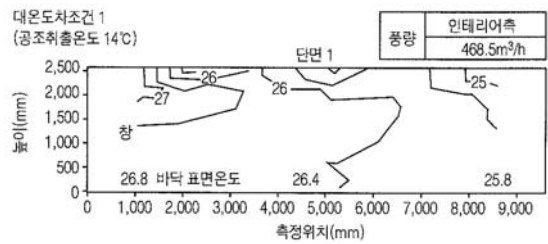
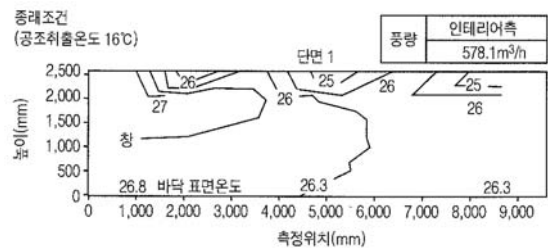


그림.8 취출조건별 온도분포도 분석

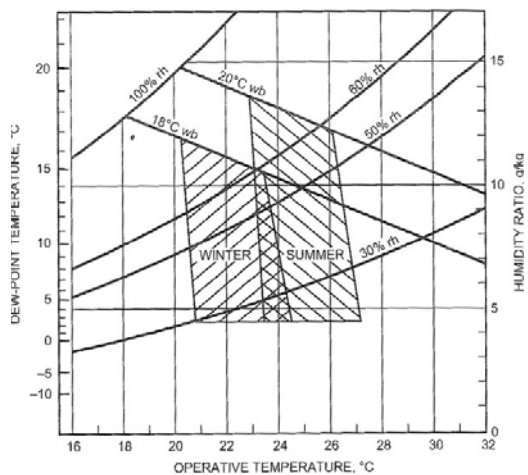


그림.9 유효온도(ASHRAE) 분포도

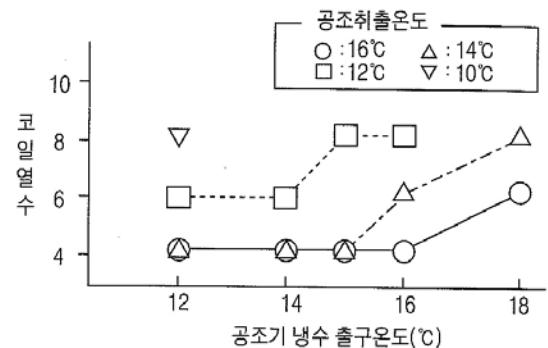


그림.10 공조기 취출온도별 코일열수 비교

2.3 트윈타입 고효율 흡수식 냉온수유닛

그림.11 흐름방식별 흡수식 냉온수유닛의 비교, 그림.12 흐름방식별 운전압력 비교를 살펴보면 병렬흐름 방식이 타 방식(직렬흐름 방식, 리버스티턴 방식) 대비하여 가장 낮은 압력과 낮은 농도로 운전할 수 있는 것을 알 수 있다. 이는 여름철 피크부하 (Peak-Load) 시 가장 안정적으로 운전이 될 수 있다는 것을 의미하며 TAC-5℃ 조건으로 설계한 경우 수요자가 피부로 체감하며 느끼는 더위를 가장 최소화 할 수 있다.

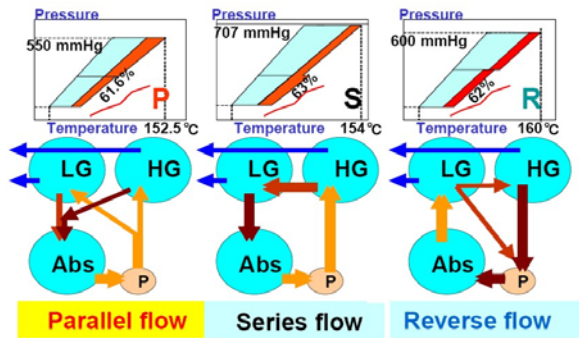


그림.11 흐름방식별 흡수식 냉온수유닛 비교



그림.12 흐름방식별 운전압력 비교

신규 또는 개보수 현장에 냉온수유닛을 설치할 경우 실질적인 문제로 접근했을 경우 가장 중요한 문제는 무엇보다도 진공의 확보일 것이다. 일반적인 조립상태에서의 허용 누설량(G)는 $2.03 \times 10^{-6} \text{ Pam}^3/\text{sec}$ (0.0152 Lusec) 으로 표시할 수 있으며 공장 내에서는 이 수치를 만족하지 못할 경우 이전 공정으로 되돌아 가게 된다. 최근의 신축건물은 공조설비 공간을 줄이고 있으며 반입구 또한 축소되고 있다. 개보수 현장 역시 반입구 크기의 한계로 인하여 대부분의 현장에서 분리반입 상태로 제품이 출고된다. 현장에서 누설포인트 최소화, 가압 상태에서의 누설검사 방식을 동

원하지만 진공상태에서의 누설검사는 진행할 수 없다. 이는 엄밀하게 이야기 한다면 허용 누설량의 보증이 힘들다는 의미이다. 이러한 문제점을 해결하고자 트윈타입 고효율 흡수식 냉온수유닛의 개발을 통해서 동체를 분리반입 하지 않고 일체형으로 반입할 수 있도록 구성할 수 있으며 공장에서 각각의 동체를 검사하고 현장에서 수배관의 최종 조립을 통해서 완성하는 시스템으로 개발을 진행하고 있다. 이를 통하여 성능 보증, 운전비 절감, 현장반입 설치비용 감소의 효과를 거둘 수 있다. 그림.13 트윈타입 누설검사 장점을 설명하였다.



그림.13 트윈타입 누설검사 장점

그림.14 트윈타입 대온도차 시스템 에너지절감 방안을 통하여 유닛1과 유닛2를 직렬로 구성하여 병렬구성 대비 6%의 추가적인 운전비 절감이 가능하다. 이는 트윈타입 대용량 고효율 흡수식 대온도차 시스템 적용에 최적화 되어 있다고 할 수 있다.

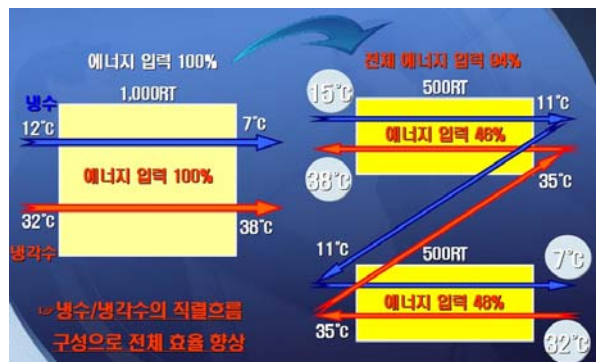


그림.14 트윈타입 대온도차 시스템 에너지절감

2.4 경제성 평가

냉방 시스템 구성 시 공조설비(공조기, 덕트설비)가 차지하는 비율은 전체의 50%를 차지할 정도로 높다. 냉동기의 저온출력을 통해서 공조기의 대온도차 구현 시 약16% 풍량 감소가 이루어져 송풍기 모터와 덕트 크기를 줄일 수 있다. 여기서 유의할 점은 저온에 의한 공기 누설 부위가 발생 시 결로현상이 쉽게 발생하기 때문에 단열에 유의해야 한다. 이러한 점을 고려할 때 저온공조를 통한 공조설비 구축비용을 약 10%정도 절감이 가능하다. 그림.15 출구온도 및 온도차별 설비비용 변화 자료를 분석해 보면 냉동기 출수 온도 하강에 따른 비용 증가는 전체 시스템 비용의 약 6% 증가가 예상되지만 대온도차 구현을 통하여 공조설비 비용의 절감을 통하여 최대 13%의 시스템 비용을 절감할 수 있다. 운전비는 구동부(냉수펌프, 냉각수펌프, 송풍모터) 소비전력을 각각 60%, 34%, 16% 절감할 수 있으며 전체 가스요금과 전력요금을 합친 운전비에서 약 15% 절감이 가능하다. 그림.16 운전비 비교에서 실제 예를 살펴보면 초기투자비(열원기기 및 설비비 포함)를 고려할 경우 투자회수 기간이 2년 이내로 나오는 것을 확인할 수 있다.

냉각수		32/37℃ (Δt=5℃)	32/38.7℃ (Δt=6.7℃)
12/7℃ (Δt=5℃)	냉동기	100	
	수배관	100	
	팬코일	100	
	냉각탑	100	
	합계	100	
15/7℃ (Δt=8℃)	냉동기		100
	수배관		80
	팬코일		110
	냉각탑		120
	합계		99.5

냉각수		32/37℃ (Δt=5℃)	32/38.7℃ (Δt=6.7℃)
11/6℃ (Δt=5℃)	냉동기	110	
	수배관	100	
	팬코일	100	
	냉각탑	100	
	합계	103.5	
14/6℃ (Δt=8℃)	냉동기		110
	수배관		80
	팬코일		100
	냉각탑		120
	합계		90.5

냉각수		32/37℃ (Δt=5℃)	32/38.7℃ (Δt=6.7℃)
10/5℃ (Δt=5℃)	냉동기	125	
	수배관	100	
	팬코일	90	
	냉각탑	100	
	합계	106.3	
13/5℃ (Δt=8℃)	냉동기		125
	수배관		80
	팬코일		90
	냉각탑		120
	합계		93.3

팬코일 사용		공기조화기사용	
냉동기	0.35	냉동기	0.35
수배관	0.35	공조기	0.20
팬코일	0.25	덕트	0.30
냉각탑	0.05	냉각탑	0.05
합계	1.00	수배관	0.10
		합계	1.00

그림.15 출구온도 및 온도차별 설비비용 변화

선택사항

선택사항	일반공조
냉방용량	1,000 RT
냉방 운전시간	4 개월
하루 운전시간	8 h
냉동기 수명	10 년
회수기간	5 년

RT당 5년간 회수비용

131,211 원

운전비 SAVING 비교자료

	A사	B사	당사	단위
냉동용량	1,000	1,000	1,000	usRT
COP(성적계수)	1.01	1.23	1.35	-
가스소비량 (at 10,500 kcal/Nm ³)	213.9	175.6	160.0	Nm ³ /h
냉방 운전시간	960	960	960	Hours
운전가스 소비량	205,307	168,585	153,600	Nm ³
여름철 가스요금	508	508	508	원/Nm ³
냉방운전 연간 가스비용	104,196,963	85,560,108	77,954,765	원
5년간 가스비용 절감액	0	93,184,276	131,210,990	원

Notes

1. 가스소비량 계산은 부하를 75% 기준으로 계산함.
2. 가스요금은 2008년 10월 현재 대구지역 여름철 냉방 가스요금 적용 (VAT 포함가격)

그림.16 운전비 비교(1,000usRT)

일반적으로 냉동기는 최대부하를 기준으로 설계되지만 실제 운전부하는 대부분 부분부하 운전이다. 이 때문에 ARI(Air-conditioning & Refrigeration Institute) Standard 560에서는 부분부하를 위한 IPLV(Integrated Part Load Value)를 다음과 같이 식 (1)에서 제시하고 있다. IPLV = 0.01A + 0.42B + 0.45C + 0.12D (1)

여기서, A : 100% 부하일 때 COP

B : 75% 부하일 때 COP

C : 50% 부하일 때 COP

D : 25% 부하일 때 COP

상기 IPLV 기준에 의하여 방식별 IPLV를 비교한 결과를 그림.17 표준모델 대비 IPLV(Integrated Part Load Value) 비교에 나타내었다. 여기서 표준모델 대비 대온도차 모델의 경우 IPLV 값이 40% 높다는 것을 알 수 있으며 운전비 산출에 있어 정격 운전 시 보다 좀 더 유리한 면이 있다는 것을 확인할 수 있다.

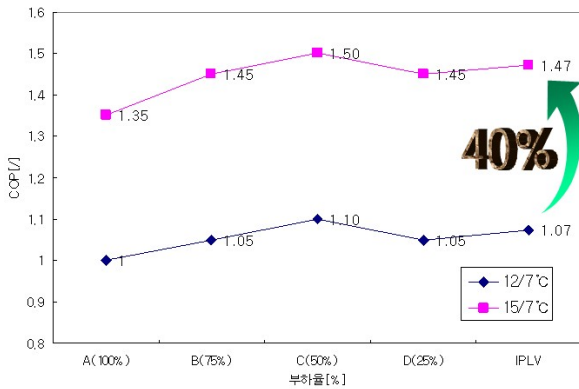


그림.17 표준모델 대비 IPLV 값 비교
 여기서, 부하비율별 냉각수 온도는 각각 29.4℃, 25.3℃, 21.1℃, 21.1℃ 임.

3. 결론

상기 내용을 바탕으로 트윈타입 고효율 흡수식 냉온수유닛을 적용할 경우 기존 냉동기와 비교 시 다음과 같은 장점들이 있다.

1. 당사의 병렬흐름 방식 트윈타입 고효율 흡수식 냉온수유닛 적용 시 여름철 피크부하 (Peak-Load) 대응력이 우수한 운전특성을 가진다.
2. 개보수 현장, 신규현장에 트윈타입 고효율 흡수식 냉온수유닛을 적용 시 반입, 설치, 관리적인 측면에서 단일동체 적용 시 보다 40%의 공간 및 비용을 절감 할 수 있다.
3. 트윈타입 고효율 흡수식 냉온수유닛의 냉수/

냉각수 흐름을 직렬로 구성할 경우 대온차시스템 적용을 통한 추가적인 6%의 에너지 절감을 이룩할 수 있다.

4. 트윈타입 고효율 흡수식 냉온수유닛을 ARI 560 부분부하 운전조건에서 평가할 경우 IPLV = 1.47이 실현되어 일반모델 대비 40%의 에너지 절감을 실현할 수 있다.

<참고문헌>

1. (주)신성엔지니어링 기술자료집, 고효율 흡수식 냉온수유닛.
2. 설비(공조·냉동·위생), 2006, 건축기계설비 설계사례, Vol. 4, pp. 34-45, 한국설비기술협회.
3. 월간설비기술, 2003, 가스흡수식 대온도차 공조 시스템, Vol. 166, pp. 84-93.
4. ARI Standard 560 Absorption Water Chilling and Water Heating Packages, 2000, pp.3-6.
5. 고효율 흡수식 냉동기 발표자료, 2007, 아이자와, pp.20-24.
6. SK-T Tower 대온도차 공조방식 적용사례, 2007, 대한설비공학회 하계학술대회 논문집, pp.229-232, Corydon Management Co.
7. Summer and Winter Comfort Zones, ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS, 2005, Section. 8.12.
8. 고효율 흡수식 냉온수기 대온도차 온도최적화, 2008, 사내기술보고서, p.3.