

냉매 가열식 대용량 VRF 히트펌프 사이클 설계를 통한 극한랭지 난방 성능 평가

이 상 현, 최 송*, 김 병 순, 이 재 근**, 이 광 호***†

LG전자 CAC연구소, *LG전자 AE연구소, **부산대학교 기계공학부

Heating Performance Evaluation of the VRF Heat Pump System with Refrigerant Heating Cycle for the Extreme Cold Region

Sanghun Lee, Song Choi*, Byengsoon Kim, Jaekeun Lee**, Kangho Lee***†

CAC R&D Laboratory, LG Electronics, Gyeongnam 641-711, Korea

*AE R&D Laboratory, LG Electronics, Seoul 153-802, Korea

**Department of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan 609-735, Korea

(Received February 21, 2011; revision received July 31, 2011)

ABSTRACT: Heat pump systems for commercial building with variable refrigerant flow(VRF) are expanding a market due to high energy efficiency, lower maintenance cost and easy installation comparing with the conventional heat pump with the constant refrigerant flow. In general, heat pump systems degrade the energy efficiency in the extremely low temperature regions. In this study, VRF heat pump system with refrigerant heating is experimentally investigated to overcome the low heating performance in the extremely low temperature regions. VRF heat pump system with refrigerant heating is found out the sufficient heating performance in the -25 degree temperature condition comparing with the conventional heat pump system and is obtained more than 2,500 kPa high pressure in the evaporator at low temperature.

Key words: VRF(Variable Refrigerant Flow : 냉매유량가변), Refrigerant heating(냉매 가열), Building Multi(빌딩 멀티), R410A(냉매 R410A), BLDC Inverter(BLDC 인버터), Burner(버너), Heat source(열원)

기 호 설 명

T_{out} : 실외온도 [°C]
 Q_h : 난방능력 [kW]
 Q_m : 실내기 풍량 [m^3/min]
 t_{a1} : 실내기 흡입 공기 건구온도 [°C]
 t_{a2} : 실내기 취출 공기 건구온도 [°C]
 v_n : 공기 비체적 [m^3/kg]

x_n : 공기 절대습도 [kg/kg']
 v_n : 실내기 풍량 [m^3/min]
 C_{pa} : 습공기 정압비열 [$kcal/kg\ ^\circ C$]
 F_{oil} : 연료 소모량 [liter/hr]
 Q_{oh} : 연료 순발열량 [$kcal/liter$]
 COP_h : 난방 성능계수 [W/W]
 COP_{hh} : 복합난방 성능계수 [W/W]

1. 서 론

최근 몇 년간 국내에 냉방 및 난방 운전이 가능한 히트 펌프 뿐만 아니라 냉방과 난방이 동시운전까

† Corresponding author
Tel.: +82-51-510-2455; fax: +82-51-582-6368
E-mail address: cheeky81@pusan.ac.kr

지 가능한 VRF형 멀티 에어컨디셔너 제품이 본격적으로 출시되면서 중대형 건물의 개별공조 시스템으로 각광을 받고 있다. 또한 기존의 중앙 공조 시스템(Chiller) 대비 에너지 소비량 저감과 쉬운 설치와 유지보수를 장점으로 국내는 물론 전 세계적으로 급속한 성장세를 이어가고 있으며, 더욱이 유가 급등 및 환경보존의 문제로 기존 중앙 공조 시스템을 대체하기 위해 인버터 압축기 및 인버터 시스템을 기반으로 한 고효율화와 실내기 실외기간 고저차 설치성 향상을 위한 초고층화, 시스템의 대용량화가 새로운 화두로 대두되고 있다.

VRF형 멀티 에어컨디셔너는 일반 에어컨디셔너와는 달리 냉방 뿐 아니라 난방운전이 가능하고 난방 운전은 최대 -20°C 에서도 가능한 히트 펌프 냉동 사이클 시스템이다. 그러나 실제 사이클 특성상 실외온도가 -15°C 아래로 내려가면 증발온도 저감에 의해 난방능력이 급격히 떨어지는 특성을 가지고 있다. 이를 극복하기 위해 열교환기 사이즈를 키우는 등 냉방부하 대비 저외기온 난방 부하시 난방 저온 성능 확보를 위해 비정상적으로 시스템을 크게 설계하는 경우가 있으나 이런 경우에도 냉매 특성상 -20°C 이하에서는 충분한 난방능력 확보가 불가능하다. 따라서 아직까지도 VRF형 멀티 에어컨디셔너가 겨울철 혹한 지역에서 주난방용 기구로 사용하는데 한계가 있기 때문에 기존의 각종 열원의 보일러 제품을 병행하여 사용하고 있는 실정이다.

이러한 일반 히트 펌프의 한랭지 난방능력을 보완하기 위해 현재까지 진행된 연구들을 살펴보면 Yoshihazu Nishihara⁽¹⁾는 히터를 사용하여 제상운전을 억제하고 연속난방을 가능하게 하는 방법을 제시하였고, Kim and Park⁽²⁾은 일반 소용량 히트 펌프에 냉매가열기를 부착하여 실외열교환기의 과열도 제어가 시스템의 신뢰성 향상에 주요 인자임

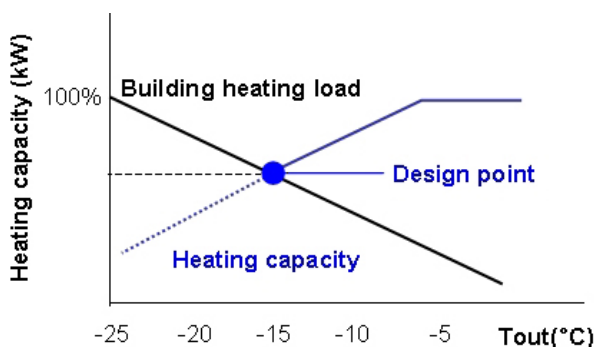


Fig. 1 Low temperature heating load of heat pump system design.

에 대해서 연구하였고, Y.C.Park et al.⁽³⁾은 냉매 가열식 히트 펌프에서 소비전력을 줄이기 위한 방법을 연구하였으며, Yamakasi et al.⁽⁴⁾는 냉매 가열식 버너를 개발하여 -20°C 의 혹한기후에서 난방능력이 가능함을 연구하였고, Ma Guoyuon⁽⁵⁾은 -15°C 의 한랭지역에서도 고효율 운전을 하기 위해 스크롤 압축기에 중간압을 이용한 사이클 시스템을 제안하였다.

기존 연구들은 대부분 실외온도 -15°C 이상조건에서의 난방 성능 및 효율향상을 위한 방안을 제시하였으나 기존 연구자들 역시 실외온도가 -15°C 이하로 내려가면 대체냉매인 R410A의 냉매 물성 특성상 증발압력이 200 kPa 이하로 떨어지게 되므로 압축기의 냉매순환 유량이 감소하게 되고 압축기는 낮은 저압으로 운전 제한 영역에 들어가게 되므로 난방 능력 및 효율이 급격히 떨어지게 되므로 Fig. 1과 같이 외기온이 내려갈수록 필요 건물 난방 부하가 커지나 실제 히트 펌프 시스템에서 공급 가능한 난방부하는 크게 모자라서 설계 포인트 이하의 외기온도 조건에서는 거의 난방이 불가능하다고 할 수 있다. 따라서 대한민국과 같이 동계 시즌에 한랭지 기후 특성을 뚜렷하게 나타내는 대부분의 국가에서는 이런 일반 히트 펌프를 주난방 기구로 사용하지 못하고 있다. 또한 이런 국가들의 한랭지 지역의 상업용 및 가정용 건물은 아직도 보일러를 주난방 기구로 사용하고 있으므로 전 세계적인 글로벌 저탄소 정책 및 에너지 절감 노력에도 한계를 드러내고 있다.

게다가 지금까지의 연구 및 제품들은 소용량 에어컨디셔너에 한정되어 있었고, 실제 상업용으로 적용하기에는 너무 많은 제품 초기 투자비 때문에 적합하지 않았다. 따라서 상업용으로 적용하기 위해서는 VRF형 멀티 에어컨디셔너에 적용이 되어야 하는데 실제 상업용 VRF형 멀티 에어컨디셔너는 대부분 최소 23 kW 이상의 대용량 제품에 많은 수의 실내기가 접속이 되므로 이런 -20°C 이하의 극한랭지 조건에서 운전을 위해서는 대용량 히터나 버너 등의 기타 열원과 조합하여 냉매를 가열시킬 수 있는 신개념 사이클의 고안이 필요하며 VRF형 멀티 에어컨디셔너 사이클 제어와 연동할 수 있는 제어 알고리즘 및 냉매 가열을 최소화 하면서 난방을 해야 하는 운전비용의 경제성 측면의 고려도 필요하다.

따라서 본 연구에서는 -20°C 이하의 실외조건에서도 작은 가정용 건물이 아닌 대형 상업용 건물에서도 주난방 기구로 사용이 가능하도록 VRF형 멀

터 에어컨디셔너 냉매 가열식 히트펌프 사이클 및 시스템을 제안하고 이에 대한 성능을 실제 평가를 통해 검증하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치의 구성

본 논문의 시험을 위해서 난방 정격용량 35 kW급 히트 펌프 VRF 멀티 에어컨디셔너 기본 실외기, 열원 공급용 실외기 및 실내기를 Fig. 2와 같이 구성하였다.

메인 VRF 에어컨디셔너 실외기는 R410A 냉매를 사용하고 있으며, 압축기는 주파수가 가변 가능한 BLDC 인버터 스크롤 압축기와 정속 압축기를 하나씩 사용하였으며, 실외기 팬모터 역시 주파수가 가변 가능한 BLDC 인버터 팬모터를 사용하였다. 난방운전 기준 증발기인 실외측 열 교환기는 핀-튜브 방식의 와이드 루버형 열교환기를 사용하였다. 보조 열원 공급용 실외기는 기본 실외기측의 냉매와 열교환을 위해 추가적인 서비스 밸브와 냉매 배관 사이클 및 판형방식의 열교환기로 설계하였고 이 판형방식의 열교환기에서 기본 실외기로의 보조열을 공급하기 위해 오일버너와 유체 순환을 위한 펌프 및 버너열을 축열할 수 있도록 팽창탱크를 구성하였다. 각각의 실외기에는 난방 시 냉매유량이 조절가능 하도록 전자 팽창밸브(EEV : Electronic Expansion Valve)를 구성하였으며 적절한 냉매 흐름을 조절하기 위해 다수의 솔레노이드 밸브 및 이방 밸브를 구성하였고, 난방 뿐 아니라 난방운전이 가능한 히트펌프 사이클 구

성을 위해 사방 밸브(4way valve)도 구성되어 있다. 실내기 역시 운전 주파수가 가변 가능한 BLDC 팬 모터를 적용하였고, 핀-튜브 방식의 루버형 열교환기를 사용하였으며 실내기별 냉매유량 조절을 위해 전자팽창밸브(EEV)를 적용하였고 팬은 터보팬이 적용된 4방향 바람이 취출 가능한 카세트형 실내기를 적용하였다.

2.2 실험 조건

일반적으로 한랭지 조건이라고 하면 -15°C 의 실외 온도로 규정하고 있고 극한랭지 조건이라 함은 -20°C 이하의 실외온도로 규정한다. 본 실험은 -20°C 이하에서의 주난방 기구로 사용이 가능하도록 사이클을 고안하고 평가를 하기 위해, 극한랭지 난방 실험을 위해 실외온도가 -30°C 까지 유지 가능한 58 kW급의 항온 항습 챔버를 이용하여 수행하였고, 버너가 장착된 보조 열원공급용 실외기의 운전을 위해 실외 챔버 내에는 별도의 배기장치를 설치하였다. Table 1은 실험조건과 주요 부품 사양을 기술하였는데 본 실험 및 평가를 위한 제품은 히트 펌프 사이클로 구성된 실외기 유닛과 보일러 등유를 열원으로 하는 오일버너가 장착된 보조 열원의 두 개 실외기 유닛으로 구성되어 있다.

본 연구의 주 목적인 -20°C 이하의 극한랭지 실외조건에서의 VRF 에어컨디셔너 히트 펌프의 성능 평가 조건을 선정하기 위해 대한민국 주요 도시의 2008년 동계 시즌 3개월의 월간 최저온도를 확인하여 Table 2와 같이 정리하였다. 이 주요 도시는 대한민국 북부지방이거나 내륙지방으로 기후의 대표

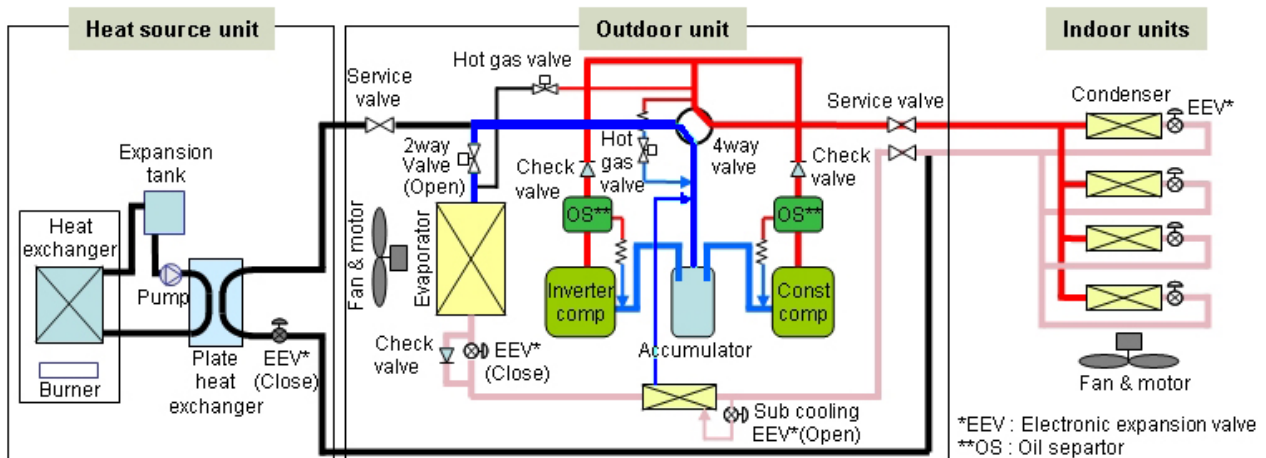


Fig. 2 Schematic diagram of the VRF heat pump with refrigerant heating unit(normal operation).

Table 1 Test condition and system specification

Item	Condition/Specification	Note
Indoor temperature	10/8°C	DB/WB
	20/15°C	
Outdoor temperature	7/6°C	DB/WB
	-15°C	DB
	-25°C	
Power supply	3 P, 380 V	
	60 Hz	
Outdoor unit capacity	35 kW	VRF type air conditioner
Heat source unit capacity	23.2 kW	Burner capacity
Indoor unit capacity	7.2 kW×5set	4way cassette indoor unit
Inverter compressor	Output 5.1 kW	BLDC scroll type
Constant speed compressor	Output 5.9 kW	scroll type
Fan motor	Output 0.75 kW	BLDC type
Air flow rate	190 CMM	
Refrigerant	R410a	
Burner Fuel	Kerosene	

Table 2 Minimum temperature of Korea major city in 2008[°C]

City	December	January	February
Seoul	-13.1	-11.1	-10.1
Incheon	-11.4	-10.5	-8.5
Munsan	-13.5	-17.4	-17.1
Icheon	-13.6	-14.3	-14.2
Cheorwon	-15.5	-19.1	-18.7
Chuncheon	-13.6	-16.2	-15.1
Wonju	-12.9	-13.5	-13.7
Inje	-14.9	-19.9	-17.6
Hongcheon	-14.5	-17.7	-14.9
Daegwallyeong	-18.1	-18.6	-17.5
Teabaek	-15.6	-18.9	-17.5
Jecheon	-14.9	-17.7	-15.9

성이 있는 12개 지역을 선정하였고 분석 결과 대부분 -15°C에서 -20°C의 온도가 최저온도로 조사되었다. 이 도시들 가운데 가장 온도가 많이 떨어지는

Table 3 Minimum temperature of Daegwallyeong in recent year[°C]

Year	December	January	February	Average
2005	-20.8	-18.6	-19.2	-19.5
2006	-21.8	-18.5	-23.5	-21.3
2007	-14.2	-15.4	-17.3	-15.6
2008	-18.1	-26.2	-24.1	-22.8
2009	-18.1	-18.6	-17.5	-18.1

대관령의 최저 온도를 Table 3과 같이 최근 3개년 간 상세히 분석하여 평균치를 구한 결과 -25°C 외기온도를 본 시스템을 평가하기 위한 최저 실외온도 조건으로 선정하였다. 그러나 일반 히트 펌프와의 비교시험을 위해서는 -25°C는 너무 낮은 증발온도 때문에 비교시험이 불가하므로 일반 히트 펌프도 운전이 가능한 -15°C 외기온도를 또 하나의 비교 평가 실외온도 조건으로 선정하였다. 그리고 평가를 위한 실내온도 설정도 중요한데, 실내온도는 KS C 9306 에어컨디셔너 규격에 의하면 난방 저온 시험 시 건구 및 습구 온도를 20°C 및 15°C로 설정하여 일반적으로 평가하나 실외온도가 -15°C 이하임을 감안하고 일반적으로 실내 측 건물 부하설계와 사람의 부하를 감안하여 더 악조건에서 평가하기 위해 평가 실내 온도는 건구 및 습구온도를 10°C 및 8°C로 선정하였다. 실외 온도가 -15°C로 고정된 상태에서 실내 온도가 20°C에서 10°C로 낮춰진다는 것은 실내측 응축 부하가 커지면서 압축기가 해야하는 일이 증가되어야 하나 동일 시스템 기준 -15°C 조건에서는 압축기의 용량한계가 있어서 시스템 내 순환유량이 줄어들고 이로 인해 응축온도 및 증발온도가 낮아지게 된다. 따라서 압축기는 고압축비가 되어 압축기 부하는 커지고 효율은 감소하게 된다. 즉 시스템 전체 측면에서는 20°C 실내 조건보다 10°C 조건보다 저압축 증발온도 하강으로 인해 응축온도 역시 떨어지게 되어 제품 성능 측면에서는 악조건이 된다.

2.3 구현 방법 및 실험 방법

냉매 가열식 히트 펌프 사이클을 구현하기 위해서는 일반 히트 펌프 메인 실외기 유닛과 보조열원 유닛이 하이브리드된 시스템에서 외기온도 및 부하에 따라서 운전 모드를 전환하면서 최적 운전을 하는 게 중요하다. 즉 약 -15°C로 춥지 않은 외기온도

조건에서는 Fig. 2의 일반 히트 펌프 사이클과 동일하게 메인 실외기측 응축기만을 가지고 운전을 하다가 고압 및 저압이 낮아 열량이 부족할 경우 보조 열원을 가동 시켜서 버너측 열량을 냉매측으로 공급시켜 냉매측 압력을 올려서 운전시키는 운전 알고리즘을 구현하였다. 이 때 보조열원을 이용할 경우 Table 4와 같이 각종 밸브들 및 버너를 절환 및 제어하도록 시스템을 구현하였고 이때의 냉매 사이클 다이어그램은 Fig. 3과 같이 구성된다.

이와 같이 보조열원 절환 운전 알고리즘을 구현한 뒤 먼저 -15℃ 조건에서 시스템을 장시간 방치하여 냉매가 실외기 열교환기측으로 몰려있는 상태에서 일반 히트 펌프의 성능을 확인하기 위해서는 보조열원 공급 유닛을 운전시키지 않고 메인 실외기의 압축기 및 팬을 이용한 일반 공랭식 운전 상태를 먼저 확인하여 그 성능을 평가한다. 그리고 비교를 위해 동일한 -15℃ 조건 시스템 장시간 방치 상태에서 보조열원을 냉매 가열식으로 운전시키면서 전체 시스템을 운전하여 시스템의 고압과 저압 비교, 이때의 압축기 운전 주파수 및 실내기측 난방 온도를 비교 평가 하고자 한다. 이 데이터는 VRF 멀티 에어컨디셔너 시스템에 있는 고압센서 및 저압센서, 실내기 및 실외기의 각종 온도센서를 이용하여 PC에서 데이터를 받아서 처리하였다. 또한 실외온도 -25℃ 조건에서 장시간 방치 상태에서 저온 난방 능력 및 효율 시험을 하여서 극한랭지 저외기 온 이하이며 실제 대한민국의 최저온도라고 할 수 있는 외기조건인 -25℃ 상태에서 난방 성능 및 효율 확인과 더불어 충분한 신뢰성 확보를 위한 시험을 진행하였다.

Table 4 Valve and burner operation for normal and heat source unit operation

	Normal heat pump operation	Heat source unit operation
2way valve	Open	Close
Outdoor unit EEVs	Open	Open
Heat source unit EEV	Close	Open
Burner	Off	On

3. 실험결과 및 고찰

3.1 -15℃ 난방 저온 시험 결과

Fig. 4는 실제 난방저온 사용 조건을 모사하기 위해 장시간 실내온도 건구 및 습구온도를 10℃ 및 8℃, 실외온도 -15℃ 조건에서 시스템을 방치하였다가 Fig. 2와 같이 일반 히트 펌프 실외기만으로 운전하였을 경우와 Fig. 3과 같이 냉매 가열용 보조열원 유닛을 같이 운전하였을 경우의 시간에 따른 고압과 저압의 변동을 비교하여 나타낸 것이다.

VRF 멀티 에어컨디셔너 시스템에서는 정밀한 난방 및 난방성능 제어를 위해 시스템에 있는 고압센서 및 저압센서를 통해 받은 압력값으로 제어를 하고 있다.

본 평가 시험의 경우 일반 난방 저온 시험 조건보다 실내측 온도를 10℃를 낮추어서 시험을 진행했기 때문에 일반 히트 펌프의 경우 고압은 1,750 kPa, 저압은 200 kPa 이어서 응축온도 및 증발온도로 환산

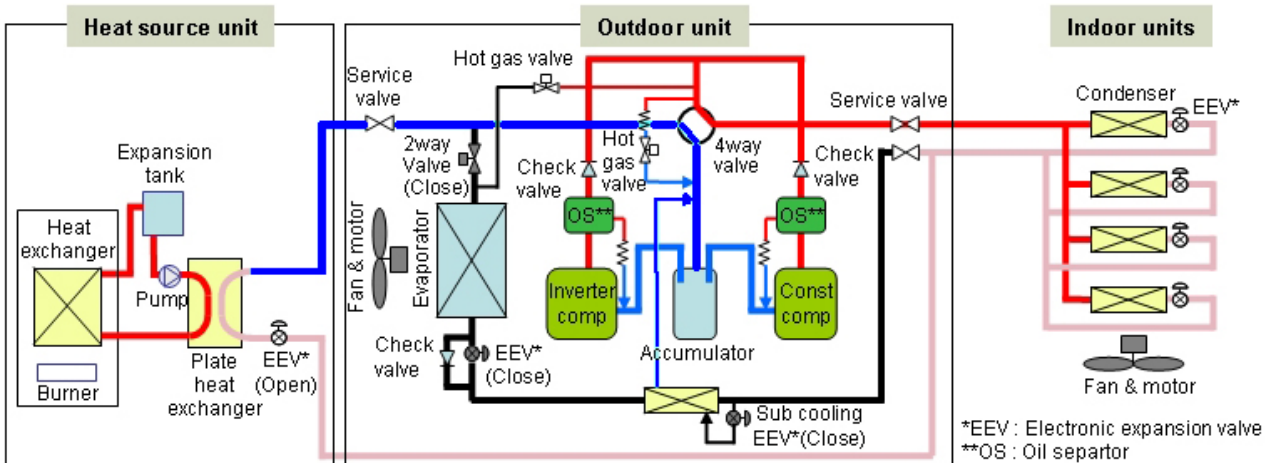


Fig. 3 Schematic diagram of the VRF heat pump with refrigerant heating unit operation.

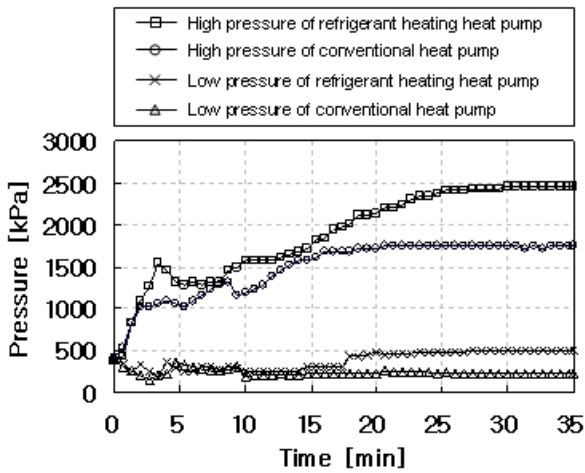


Fig. 4 Comparison of high pressure and low pressure of system.

하였을 경우 27℃, -37℃ 밖에 되지 않아 정상적인 난방이 어려운 수준임을 확인하였고, 이에 비해 보조 열원 유닛을 같이 운전하였을 경우는 고압은 2,500 kPa, 저압은 500 kPa 이상 수준으로 상승하였다. 이러한 고압과 저압의 상승은 보조 열원 운전시 버너의 열량을 이용하여 시스템의 냉매를 가열한 효과로 저압이 500 kPa대까지 올라가서 전체적인 시스템의 압력을 상승시킨 결과이다. 저압 500 kPa로 높아진 것은 압축기의 압축비가 낮추어 시스템의 고효율 운전이 가능하게 되고 일반적인 스크롤 압축기의 저압 제한 운전 영역인 200~300 kPa 보다 충분히 높은 저압범위가 되므로 정상적인 연속 난방 운전이 가능하다.

이로 인해 응축 및 증발온도가 42℃, -14℃ 수준으로 응축온도는 15℃, 증발온도는 23℃ 상승하였다. 이는 응축 성능을 나타낼 수 있는 응축온도 기준으로 기존 시스템 대비하여 80% 가량 상승한 것으로 동급 일반 히트펌프에 약 80% 가량의 히트 펌프 시스템을 추가한 효과를 가지는 것이고 결국 이는 시스템 투자 비용 절감의 효과로 연결된다고 볼 수도 있다. 또한 Fig. 3에서 고압의 상승 속도를 보면 실내측 난방 속도를 판단할 수 있는데 저온에서 장시간 방치되어 있던 기준이기는 하나 기존 시스템은 30분 이상의 시간이 경과해도 고압이 1750 kPa 수준으로 응축온도 30℃를 넘어서지 못하나 냉매 가열 히트 펌프 시스템은 제품의 시동후 15분 이내에 1900 kPa 이상 상승하여 응축온도 30℃를 넘어서 실내에 충분한 난방 열량을 공급할 수 있어 사용자가 느끼는 난방 속도가 매우 빠르다고 할 수 있다.

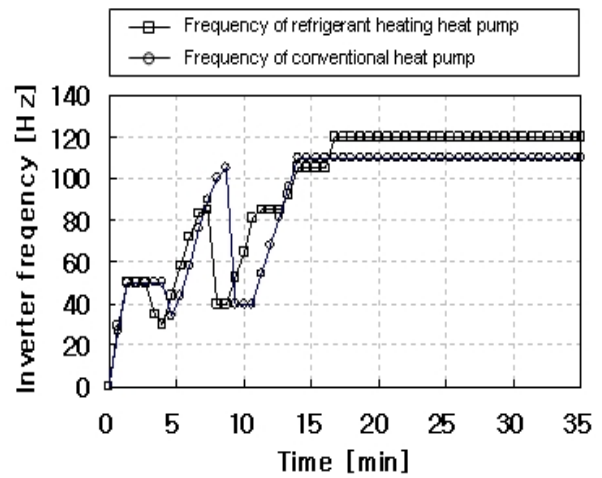


Fig. 5 Comparison of BLDC inverter scroll compressor frequency of system.

일반적으로 인버터 압축기가 장착된 VRF 멀티에어컨디셔너 시스템에서는 저외기온 조건에서 인버터 압축기는 정속 압축기와 달리 난방 부하가 증가할수록 고주파수로 운전을 하면서 난방 운전범위를 더 확대할 수 있는 장점이 있다. 따라서 같은 온도조건에서 인버터 압축기가 고주파수로 운전이 될 수 있다면 시스템의 난방능력이 더 클을 의미한다.

Fig. 5는 히트 펌프 내의 인버터 압축기의 운전 상태를 주파수로 나타낸 것으로 위와 같은 논리로 난방 성능을 상대적으로 유추하여 시스템 성능을 평가할 수 있다. 일반 히트 펌프만을 운전하였을 경우 인버터 압축기는 실외온도가 낮아 압축기를 보호하기 위한 저압 제한에 걸려서 압축기 주파수를 110 Hz 이상 올리지 못하고 있고 시간이 지나도 더 이상의 주파수 상승이 없이 유지되고 있음을 알 수 있다. 일반 압축기의 저압 제한 압력이 200~300 kPa 이하로 설정되어 있기 때문에 이 압력대 이하에서는 압축기 보호를 위해 압축기 주파수 상승을 억제하는 운전 알고리즘을 가지고 있다. 압축기가 최대 주파수인 120 Hz는 아니지만 110 Hz로 고속운전을 하고 있어도 압축비가 큰 상태이므로 시스템 성능 및 효율도 좋지 못함을 알 수 있다.

반면에 보조열원 유닛을 동시에 운전하였을 경우 버너를 이용하여 냉매를 가열하기 때문에 시스템 내 고압 및 저압을 상승시켜서 Fig. 4의 시험 결과에서 알 수 있듯이 저압이 500 kPa 이상을 유지하고 있기 때문에 시스템의 저압 제한 영역에 들어가지 않아 인버터 압축기 주파수를 본 시스템의 인버터 압축기의 최대 운전 주파수인 120 Hz까지 최대로 운

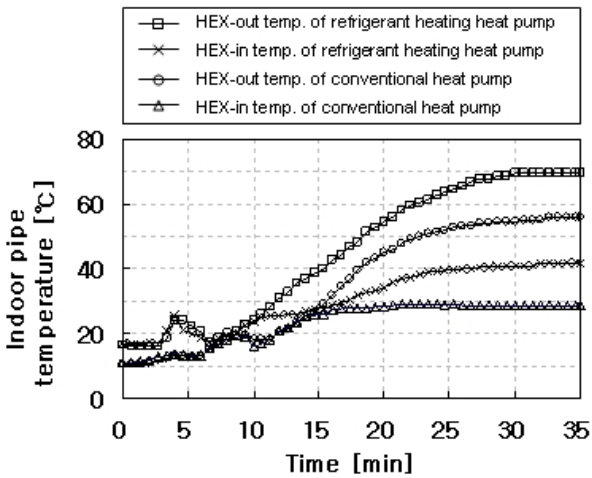


Fig. 6 Comparison of indoor unit heat exchanger pipe in and out temperature.

전하고 있음을 알 수 있고 비록 10 Hz의 압축기 운전 주파수 차이이나 상대적으로 훨씬 난방성능이 높고 고효율 운전을 하고 있다고 평가할 수 있다.

Fig. 6은 실내기 배관온도를 나타낸 것으로 실내기의 난방 성능을 평가하는 취출 온도를 유추하여 알 수 있으므로 제품의 난방 능력 평가가 가능하다. 실내측 흡입 온도가 10°C이므로 실내측 공기와 냉매가 열교환을 하기 전후의 냉매측 배관 온도를 보았을 때, 일반 히트 펌프는 응축기 배관 입구 온도가 56°C, 출구 온도가 30°C 수준으로 실내측 난방 취출 온도가 35°C 수준인 반면, 냉매 가열식 히트 펌프는 배관 입구 온도가 70°C, 출구 온도는 42°C 수준으로 실제 실내측 난방 취출 온도는 47°C 이상이다. 따라서 실내측 온도가 10°C임을 감안하였을 경우 일반 히트 펌프는 취출 공기온도와 흡입 공기온도 차가 22°C로 난방 열량이 상대적으로 부족한 편이나 냉매 가열식 히트 펌프는 취출 공기온도와 흡입 공기온도 차이가 37°C로 난방능력 환산 비교 시 68% 가량 난방 능력이 향상되어 충분한 열량을 내고 있음을 알 수 있다. 또한 기존 히트 펌프는 15분이 지나도 배관 입구 온도가 30°C 수준이나 냉매 가열식 히트 펌프는 40°C를 넘어서므로 실내측 난방 속도 역시 훨씬 빠름을 알 수 있다.

3.2 -25°C 난방 저온 능력 시험 결과

Fig. 7은 외기 온도에 따른 일반 히트 펌프와 냉매 가열식 히트 펌프와의 난방 능력을 비교 시험한 결과이다. 저온 난방 능력 시험조건은 KS C 9306

표준에 의해 실내온도는 건구온도 20°C, 습구온도 15°C이고, 실외온도는 난방 표준 조건인 7°C와 저외기온 조건인 -15°C 및 -25°C 조건에서 각각 측정하였다.

멀티 에어컨디셔너의 능력 측정은 에어컨의 챔버의 흡입 및 토출 공기의 엔탈피 차이와 그 때의 풍량을 측정하여 능력을 산출하는 방식(Psychrometric type)으로 본 시험의 난방능력(kW)은 다음과 같은 칼로리미터 시험 데이터로 계산되었다.

$$Q_h = \frac{60 Q_m C_{pa} (t_{a2} - t_{a1})}{\nu_n (1 + x_n)} \quad (1)$$

여기서 Q_m 는 시험용 실내기 풍량 측정값(m^3/min)이고 t_{a2} 는 실내기 취출 공기 건구온도(°C), t_{a1} 는 실내기 흡입 공기 건구온도(°C), ν_n 는 풍량 측정 위치에서의 공기 비체적(m^3/kg), x_n 는 풍량 측정 위치에서의 공기 절대습도(kg/kg'), C_{pa} 는 습공기의 정압비열($kcal/kg^\circ C$)로써 하기와 같이 계산되어 진다.

$$C_{pa} = 0.240 + 0.441x_n \quad (2)$$

비교 시험 결과 기존 히트 펌프는 -15°C까지는 33.6 kW의 난방 능력으로 난방 표준 대비 약간의 능력만 저하가 되나 -25°C 온도 조건에서는 너무 압력이 낮아 압축기가 기동을 하지 못하던가 최소 운전 주파수로만 운전이 가능한 수준이어서 시스템 특성상 측정이 불가능할 정도였다. 이에 비해 냉매 가열식 히트 펌프는 7°C에서는 보조열원이 동작하지 않음

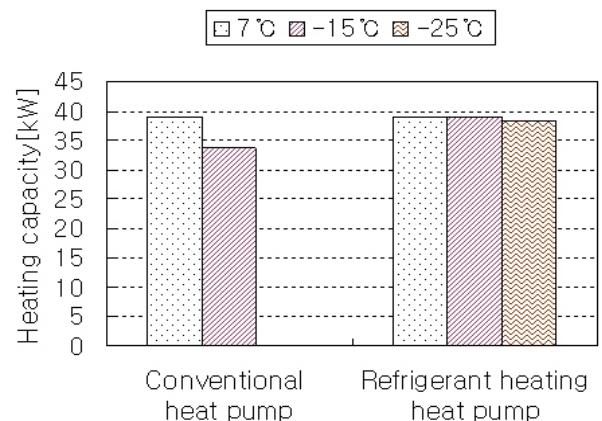


Fig. 7 Comparison of heating capacity at the outdoor temperature ranged from 7°C to -25°C.

나 -15℃는 물론 -25℃까지 시험시에는 온도가 하강하면 일반 히트 펌프 사이클의 증발기에서 부족한 열량을 보조열원의 버너에서 열량을 공급하여 시스템의 고압과 저압을 높여 난방 표준 조건인 7℃의 외기온도에서 측정된 난방능력과 동일 수준의 난방능력이 나오는 것을 확인하였고, 이로 인해 -25℃의 극한랭지 이하 조건에서도 주난방 기구로써도 충분한 성능을 가지고 있음을 확인할 수 있었다.

3.3 시스템 별 난방 성능계수(COP) 비교

히트 펌프 시스템의 평가를 위해서는 Fig. 7의 난방 능력 뿐 아니라 시스템의 난방 성능계수인 난방 COP(Coefficient of Performance)를 평가하여야 경제성 평가가 가능하다. 히트 펌프 시스템의 압축기 및 팬모터 등의 소비전력을 W(kW)라 하며, 일반적으로 난방 COP는 식(3)과 같이 계산되어진다.

$$COP_h = \frac{Q_h}{W} \tag{3}$$

그러나 본 연구에서는 일반 난방 COP의 평가 방법과 달리 식(3)의 히트 펌프 시스템의 소비전력에다가 냉매가열을 위한 보조열원 운전에서 사용된 연료량을 실제로 측정하여 실제 연료 소모량을 F_{oil} (liter/hr)로 나타냈고 이 연료의 순발열량인 Q_{oh} (kcal/liter)와 곱하여 시스템상 에너지 공급입력으로 같이 고려하여 식(4)와 같은 복합난방 성능계수인 COP_{hh} 로 정의 하였다.

$$COP_{hh} = \frac{Q_h}{W + F_{oil} \times Q_{oh}} \tag{4}$$

여기에서 본 시스템에 사용된 보일러 등유의 순발열량 Q_{oh} 는 8,350 kcal/liter이다. 본 순발열량은 고위 발열량의 연소가스 중에서 수증기의 증발열을 뺀 저위 발열량으로 통상 고체나 액체 연료의 경우 저위 발열량을 기준으로 한다.

Fig. 8은 일반 히트 펌프와 냉매 가열식 히트 펌프를 보일러의 난방 성능계수와 온도별로 비교한 것이다. 보일러의 난방 성능계수는 보통 80%대이나 본 시스템과 비교를 위해 성능계수가 높은 86%의 오일 보일러를 비교 대상으로 선정하였다. 여기서 비교 대상 히트 펌프 시스템과 동일 용량대인 35 kW

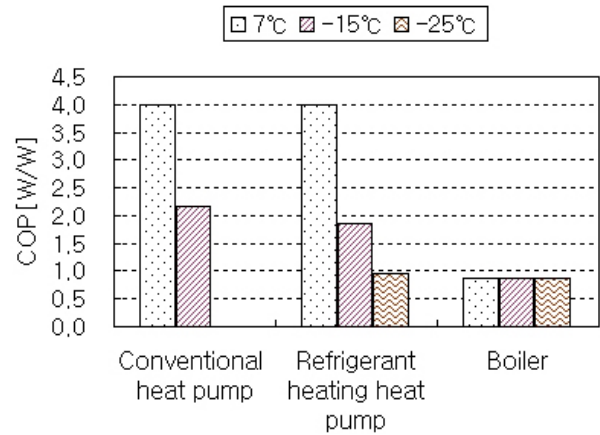


Fig. 8 Comparison of COP at the outdoor temperature ranged from 7℃ to -25℃.

급의 대용량 보일러나 전기히터를 운전하였을 경우 난방능력 및 난방 성능계수는 외기조건에 관계없이 동일한 0.86의 난방 COP를 가진다. 일반 히트 펌프 시스템은 난방표준 조건 대비 -15℃ 조건에서는 난방 능력을 내기위해 압축기의 전기입력이 많이 들어가 난방 COP가 감소가 되나 -25℃에서는 앞선 시험 결과와 같이 난방능력이 거의 나오지 않아 COP 측정이 불가하였다. 이에 비해 냉매 가열식 히트 펌프는 난방표준 조건 및 -15℃ 조건에서는 1.86으로 일반 히트 펌프와 유사 수준의 난방 COP를 나타냈고 보일러 대비 116% 높은 난방 COP를 나타내었다. 이는 본 시스템이 효율이 높고 부하에 따라 고주파수이자 고난방 운전이 가능한 BLDC 인버터 스크롤 압축기 및 시스템의 특성을 그대로 가지고 있기 때문이다. -25℃ 조건에서는 동일한 난방능력을 내기 위해 기존 히트 펌프의 전기 입력에 보조열원의 공칭 난방성능인 23.2 kW가 아닌 시험에 의해 측정되어진 실제 공급 열입력량인 25.5 kW의 열량이 추가로 공급했다고 가정하여 식(4)에 의해 계산된 복합 난방 성능계수가 0.98로 측정되어 보일러 대비 14% 가량 효율이 높음을 확인하였다. 이때 사용된 연료량은 1시간 시험시 줄어든 연료량을 측정된 결과 2.63 liter/hr였다. 이를 종합해 봤을때 가장 악조건의 외기온도에서도 보일러보다는 높은 난방 COP를 가지며, 연간 난방시즌 외기온도를 감안했을 때 -15℃보다 높은 외기온도에서는 일반 히트펌프로 사용하면서 외기온도가 내려갈 경우 보조열원을 활용하여 난방을 하면 되므로 훨씬 더 경제적인 시스템임을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 일반 히트 펌프에 냉매 가열식 열원유닛을 하이브리화 시킨 신개념 대용량 VRF 히트펌프 사이클을 제안하였고, 각종 극한랭지 조건에서 난방 성능 평가를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 한랭지 온도인 -15°C 이하 조건 뿐 아니라 극한랭지 이하 조건인 -25°C 환경 조건에서 중소, 대규모 빌딩에서 대용량 VRF 에어컨디셔너를 주난방 기구로 사용하기 위해 기존 히트 펌프 사이클에 오일 버너를 사용한 보조 열원의 열량을 받아 연동 절환 운전이 가능하도록 보조 열원 사이클을 구성하였고 온도 및 부하조건에 따라 자동 최적 절환 운전 알고리즘을 구현시킨 신 히트펌프 사이클을 제안하였다.

(2) 실제 VRF 멀티 에어컨디셔너 시스템에서 충분한 한랭지 및 극한랭지 난방성능을 가지는지 확인하기 위해 -15°C 및 -25°C 까지 각종 조건에서 실 사용 조건을 모사한 평가 시험을 수행하였고 시스템을 장시간 방치 후 제품을 운전시켜서도 인버터 압축기 주파수를 빠른 시간내에 정상적으로 상승시키면서 시스템 저압을 500 kPa 까지 확보하는 등의 시스템의 저온 난방 운전 신뢰성까지 확보하였다.

(3) 냉매 가열식 히트 펌프 시스템에서 -15°C 이하의 조건에서도 저압제한 영역에 들어가지 않고 2,500 kPa 이상의 고압측 압력 확보와 고효율로 운전이 가능한 500 kPa 이상의 저압을 유지하여 압축기의 압축비를 낮춰 고효율 운전을 가능하게 하였고 인버터 압축기의 최대 주파수 상승 뿐 아니라 실내측 취출 온도 비교시에도 일반 시스템 대비 68%가 상승된 충분한 난방능력 확보가 가능하여 시스템 투자비용도 줄일 수 있는 경제적인 시스템임을 확인하였다.

(4) 7°C 및 -15°C , -25°C 의 조건에서의 난방 능력 비교 시험을 통해 냉매가열 방식의 히트 펌프 사이클은 저외기온 압축기 기동 뿐 아니라 정상적인 난방이 가능함을 확인하였고 기존 히트 펌프 시스템과 보일러와의 난방 COP 평가를 본 연구의 평가에 적합한 복합 난방 성능계수로 비교하여 저온에서도 뛰어난 난방 성능과 난방 COP를 가지고 있음을 확인하였고 대한민국 연간 평균 기온까지 고려하면 어떤 지역에서도 사용가능한 더욱더 고난방이면서

도 고효율 시스템임을 결론 내릴 수 있다. 따라서 본 냉매 가열식 VRF 멀티 에어컨디셔너 시스템이 VRF 멀티 에어컨디셔너의 속성을 그대로 가지고 있으면서도 소형 건물뿐 아니라 중대형 건물의 극한랭지 사용 조건에서도 효율이 나쁘고 탄소배출량이 높은 보일러를 대체할 수 있는 친환경적이면서도 고효율의 경제적인 주난방 기구로 사용 가능한 시스템임을 확인하였다.

참고문헌

1. Yoshihazu Nishihara, 2007, The Room Air-conditioner of the nonstop heating with a heater type refrigerative heater, Japanese Journal of Refrigeration, Vol. 82, No. 952, pp. 8-13.
2. Kim, S. H. and Park, Y. C., 2006, An experimental study on the performance of a heat pump with a refrigerant heating device, Korean Journal of Air conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 18, No. 9, pp. 707-713.
3. Park, Y. C., Kim, S. H. and Kim, J. Y., 2008, Performance of a refrigerant heating type heat pump by changing of driving devices and heat exchangers, Korean Journal of Air conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 20, No. 1, pp. 49-56.
4. Yamakasi, K., Okata, A., Maeno, M., and Ito, C., 1998, Development of burner for room air conditioner, Mitsubishi Juko Giho : Air Conditioning and Refrigeration, Vol. 35, No. 2, pp. 96-99.
5. Ma Guoyuan, Chai Qinhu and Jiang Yi, 2003, Experimental investigation of air-source heat pump for cold regions, International Journal of Refrigeration, Vol. 26, pp. 12-18.
6. Lubliner, M., Andrews, J. and Baylon, D., 2005, Heating with residential heat pumps, ASHRAE Journal, Vol. 47, No. 10, pp. 36-40.
7. Byun, J. S., Lee, J. H. and Jeon, C. D., 2008, Frost retardation of an air-source heat pump by the hot gas bypass method, International Journal of Refrigeration, Vol. 31, pp. 328-334.
8. KATS, 2010, KS C 9306 Air Conditioner Standard.