Trans. of Korean Hydrogen and New Energy Society, Vol. 30, No. 4, 2019, pp. 369~375
DOI: https://doi.org/10.7316/KHNES.2019.30.4.369

KHNES
pISSN 1738-7264 • eISSN 2288-7407

HFC32 냉매를 사용한 지열원 히트펌프의 성능 특성

박용정[1] · 박병덕[2,†]

[1]대한공조(주)기술연구소, [2]경북대학교 자동차공학부

Performance of the Geothermal Heat Pump Using HFC32 Refrigerant

YONG-JUNG PARK[1], BYUNG-DUCK PARK[2,†]

[1]R&D Center, Daihan Climate Control Co., 342 Doksanseong-ro, Osan 18102, Korea
[2]School of Automotive Engineering, Kyungpook National University (Sangju), 2559 Gyeongsang-daero, Sangju 37224, Korea

[†]Corresponding author : bdpark@knu.ac.kr

Received 22 July, 2019
Revised 14 August, 2019
Accepted 31 August, 2019

Abstract >> Air conditioners adopting high energy efficiency and low global warming potential (GWP) refrigerant are being developed globally. In case of commercial air conditioner, R32 with lower GWP than R410A is attracting industrial attentions. In this study, the performance of water-to-water geothermal heat pump adopting R32 is compared with that of the heat pump using R410A. By using R32 instead of R410A, heating capacity and COP in heating standard condition can be increased by 8.8% and 6.3% respectively. Also, cooling capacity and COP in cooling standard condition can be increased by 5.3% and 3.1% respectively by using R32. But in case of using R32, systemic improvements are required to decrease discharge temperature of compressor since discharge temperature rises abnormally in heating operations.

Key words : Geothermal heat pump(지열히트펌프), Heating capacity(난방능력), Cooling capacity(냉방능력), COP(성능계수), GWP(지구온난화계수), R32 (HFC32 냉매)

1. 서 론

세계적으로 환경보호의 중요성이 더해짐에 따라 화석에너지 사용을 줄이기 위하여 신재생에너지 확대 사용이 권장되고 있다. 신재생에너지를 효과적으로 사용하기 위하여 에너지 효용도가 높은 히트펌프는 다방면에서 이용되고 있다. 특히 지열원 히트펌프는 공기열원 히트펌프의 단점을 보완하는 물 대 물 히트펌프로써 열원의 특성에 따라 고온수 제조가 가능하다. 이러한 시스템의 특성을 살려 지열원 히트펌프는 가정용, 산업용 그리고 시설원예 난방설비로서 특히 적합하여 이들 시스템에 대한 기술 개발이 활발히 이루어지고 있다.

히트펌프에 사용되고 있는 냉매는 지구환경보호 규제가 강화됨에 따라 저 ozone depletion potential (ODP), 저 global warming potential (GWP) 냉매의 사용으로 전환되어 왔다. 이러한 맥락으로 HFC407C(이하 R407C), HFC410A(이하 R410A)와 같은 혼합냉매가 히트펌

2019 The Korean Hydrogen and New Energy Society. All rights reserved.

프에서 주류로 사용되고 있다. 하지만 이러한 혼합냉매는 ODP는 낮지만 누설시 재충전의 어려움이 있고 지구온난화계수가 크다는 문제로 인해 대체냉매의 사용이 요구되어왔다.

HFC32(이하 R32)는 R410A 대체냉매로서 단일냉매이며 열역학적 성능이 우수하고, GWP가 R410A의 2090 대비 675로 1/3 수준으로 낮기 때문에 냉매량이 적은 가정용 및 중소상업용으로 강력한 대체 후보가 되고 있다[1,2]. R32는 미연성 냉매로서 연소시 유독한 불화수소가스가 발생하는 문제를 가지고 있다. 하지만 R32가 가지고 있는 냉매로서의 우수한 특징으로 에너지효율이 우수하여 에너지 삭감이 가능하고 이로 인하여 온실가스 배출의 저감이 가능하다. 또한 공조기 한 대당의 냉매충진량을 적게 할 수가 있어서 열교환기 등의 제작이 콤팩트하게 가능하여 지구온난화계수를 R410A 대비 더욱 감소시킬 수 있는 장점이 있다. 이외에도 냉매의 재사용이 용이하고, 제조 코스트 상승이 현재보다 크지 않다는 이점이 있다. 이러한 이점으로 미연성 냉매인 R32가 누설시의 안전성에 대한 검토[3-5]는 근년에 들어 활발하게 이루어지고 있고 일본의 업체들은 이미 R32를 적용한 가정용 공기열원 히트펌프의 여러 제품들을 판매하고 있으며[6,7], 업무용인 멀티에어컨의 판매를 위하여 다양한 안전성과 성능 평가를 진행 중에 있다[1,8].

이러한 국제적인 추세에 따라 본 연구에서는 지열이용 히트펌프시스템에서 R410A 대비 R32의 성능특성에 대한 평가를 수행하여 사용 가능성을 검토하였다.

2. 시험장치 및 시험방법

2.1 시험장치

시험장치는 Fig. 1에 나타내는 것과 같이 압축기, 열원측 열교환기, 열부하측 열교환기, 팽창밸브로 구성된 가장 기본적인 히트펌프 회로로 구성되어있다. 압축기는 코플랜드(Copeland)사의 스크롤식(R410A용)으로 정속형이고, 열교환기는 평판형, 팽창밸브는 감온식을 사용하였다. Fig. 1에서 Ⓣ와 Ⓟ는 온도와 압력측정 위치를 나타낸다. 온도측정은 측온저항체(PT100)와 T형 열전대(직경 0.1 mm, 측정오차 ±0.1°C)를, 압력측정은 켈러(Keller)사의 압력측정 센서(측정오차 ±0.25%)를 사용하였다. 유량측정은 도시바(Toshiba)사의 유량계(측정오차 ±0.2%)를, 압축기에 들어가는 압축기입력은 요꼬가와(Yokogawa)사의 전력계(정밀도 ±0.1%)를 사용하여 측정하였다.

난방능력과 냉방능력은 신재생에너지 인증시험기준에 따라 식 (1)과 같이 계산하였고 COP는 식 (2)와 같이 계산하였다[9].

$$Q = \dot{m}_w c_p (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (1)$$

$$\mathrm{COP} = \frac{Q}{W_{comp}} \quad (2)$$

여기서 Q는 냉(난)방능력(kW), $\dot{m}_w$ (kg/s), c_p (kJ/kg K), $T_{w,out}$ (K), $T_{w,in}$ (K)은 각각 냉각수의 질량유량, 정압비열, 입구온도, 출구온도이다. COP는 성능계수(coefficient of performance)를 나타내고 W_{comp} (kW)는 압축기의 입력을 나타낸다.

2.2 시험방법

지열원을 이용한 물 대 물 히트펌프의 시험 조건은 국내의 경우 KS B ISO 13256-2에 규정하고 있으

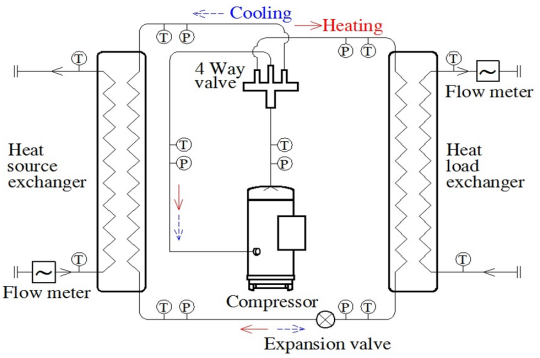

Fig. 1. Test rig

며 이를 기준으로 한 에너지관리공단의 성능평가조건 NR GT 101[9]이 있다. 본 연구에서 시험은 이를 표준 조건으로 하였고 시설원예에서 필요한 고온수의 제조가 가능한 시스템에서의 적용을 위해 표준 조건보다 온도 조건을 확대하여 시험을 수행하였다. Table 1은 본 연구에서 설정한 운전 조건을 나타낸다. 난방운전시의 열원(지열)측 입구온도는 표준 조건인 5°C와 10°C 외에 지중온도인 15°C까지를 설정하여 운전 범위를 확대하였다. 또한 난방운전시 열부하(실내)측 입구온도는 표준 조건인 40°C 외에 시설원예의 급탕이 가능한 50, 55°C까지 확대 설정하였다. 냉방운전시의 열원측 입구온도는 15°C에서 35°C로 설정하였다. 이는 지하수를 이용하는 표준 조건 15°C, 지중 루프를 이용하는 표준 조건 25°C 외에 다른 시스템에 확대 적용할 수 있는 운전 특성 시험을 위해서 35°C까지 확장하였다. 냉방시 열부하측 운전조건은 표준 조건인 12°C로 하였다[10].

냉매는 R410A (R32:R125=1:1, R32가 50%)에서 R32의 농도를 증가시켜 100%까지 실험을 수행하였다. 냉매의 충진량은 열원입구온도 5°C, 부하입구온도 40°C인 난방 표준 조건에서 최대능력의 압축기 회전수에서 팽창밸브는 증발기 출구의 과열도를 4°C가 되게 조정하였고, 팽창밸브 입구의 과냉도가 5°C가 되게 냉매혼합비율에 따라 결정하였다.

3. 시험 결과 및 고찰

3.1 최적 냉매충진량

성능시험을 하기 전에 난방 표준의 온도 조건에서 냉매별로 최대 능력이 되도록 냉매충진량을 결정시켰다. 다음에서 나타내는 성능 특성은 이렇게 결정되어 충진된 냉매량에서의 특성을 나타낸다. Table 2는 R32와 R410A의 냉매충진량의 비교이다. Table 2에 나타내는 것과 같이 R32는 R410A의 83.8%의 냉매충진량으로도 최대능력이 되었다. 따라서 R410A대비 낮은 GWP뿐 아니라 적은 냉매충진량으로 지구온난화 방지에 기여할 수 있겠다.

Table 1. Operation conditions

	Heat source water		Heat load water	
	Inlet temp. (°C)	Flow rate (m^3/min)	Inlet temp. (°C)	Flow rate (m^3/min)
Heating	5, 10, 15	0.23	40, 50, 55	0.23
Cooling	15, 25, 35	0.23	12	0.23

3.2 난방운전 특성

Figs. 2-4는 난방운전시 표준 조건인 열원측 입구온도가 5℃이고, 열부하측 입구온도는 40℃, 50℃, 55℃인 경우에 R32와 R410A를 사용한 경우의 난방 성능을 나타낸다.

Fig. 2는 압축기의 토출압력과 흡입압력을 나타낸다. Fig. 2와 같이 열부하측의 온도증가에 따라 압축기 토출압력과 흡입압력은 증가하였다. 토출압력과 흡입압력은 R32를 사용한 경우가 R410A를 사용한 경우와 비교하여 다소 높게 나타났다. 이는 R32의 비등온도(-51.6℃)가 R410A의 비등온도(-52.7℃)보다 약 1℃ 높은 냉매 특성에 따라 흡입압력이 높아짐에 따라 토출압력도 높게 나타나는 것이다.

Table 2 Optimum refrigerant charge

	R32	R410A
Weight (kg)	9.3	11.1
Rate by R410A (%)	83.8	100

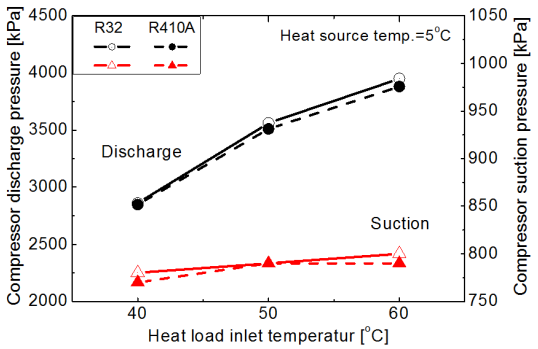

Fig. 2. Discharge and suction pressure of compressor

Fig. 3은 압축기 흡입구의 과열도와 팽창밸브 입구의 과냉도 및 압축기 토출온도를 나타낸다. Fig. 3에 나타난 것과 같이 압축기 토출온도는 R32를 사용한 경우가 R407A를 사용한 경우보다 현저하게 높다. 또한 열부하측 입구온도가 증가함에 따라 토출온도의 증가는 더 커진다. 이는 R32의 비열비가 R410보다 비열비가 크기 때문이다. Fig. 3에서 R32와 R407A의 압축기 흡입구의 과열도는 4°C 정도로 시스템의 제어목표치 4°C와 잘 일치하였다. 이때 팽창밸브 입구의 과냉도는 5°C 정도를 유지하여 시스템의 목표치와 잘 일치하였다. 동일한 운전 조건에서 R32와 R407A의 과열도의 최대 차이는 0.5도, 과냉도의 최대차이는 0.7도이다.

Fig. 4는 난방능력과 압축기입력 및 COP의 변화이다. Fig. 4와 같이 난방능력, 압축기입력, COP는 R32를 사용한 경우가 R410A를 사용한 경우보다 높게 나타났다. R32를 사용한 경우가 R410A를 사용한 경우보다 압축기입력의 증가량은 난방능력의 증가량에 비하여 작게 나타났고 이로 인해 COP도 증가하였다. 이는 R32의 분자량이 R410A에 비하여 작기 때문에 적은 냉매질량유량으로 인하여 압력손실과 압축기입력이 상대적으로 작아진 것 때문이다[1,2]. 난방능력은 R32를 사용한 경우가 R410A를 사용한 경우보다 열부하측 입구온도가 증가함에 따라 8.8%에서 12.0%로 증가하는 폭이 커진다. 하지만 COP의 상승폭은 열부하측 입구온도가 증가하여도 6.3-6.5%로 거의 일정하게 증가하는 경향을 알 수 있다. 이는 열부하측 입구온도가 증가함에 따라 난방능력의 증가와 함께 압축기의 압축비도 증가하여 압축기입력도 증가하였기 때문이다.

Figs. 5-7은 난방운전시 지중온도인 열원측 입구온도를 15°C로 고정하고, 열부하측 입구온도는 40°C, 50°C, 55°C로 난방온도를 증가시켰을 때 R32와 R410A를 사용한 경우의 난방성능을 나타낸다.

Fig. 5는 압축기의 토출압력과 흡입압력을 나타낸다. Fig. 2와 같이 물성치의 특성에 따라 토출압력과 흡입압력은 R32를 사용한 경우가 R410A를 사용한 경우와 비교하여 다소 높게 나타났다. 또한 Fig. 5는 Fig. 2와 비교하여 열원온도가 증가한 만큼 압축기의 흡입압력이 상승한 것을 알 수가 있다.

Fig. 6은 압축기 흡입구의 과열도와 팽창밸브 입구의 과냉도 및 압축기 토출온도를 나타낸다. Fig. 6에

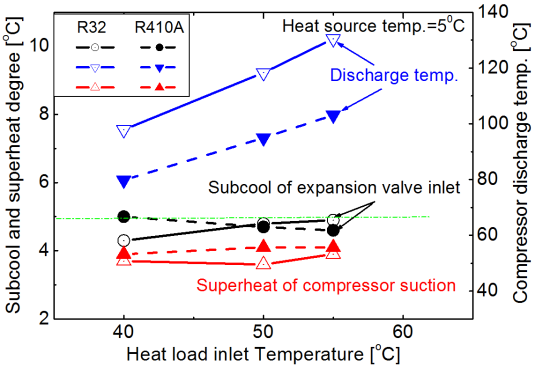

Fig. 3. Subcool on expansion valve, suction superheat and discharge temperature of compressor

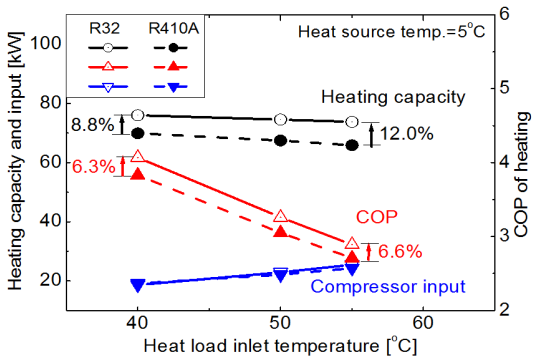

Fig. 4. Heating capacity and compressor input

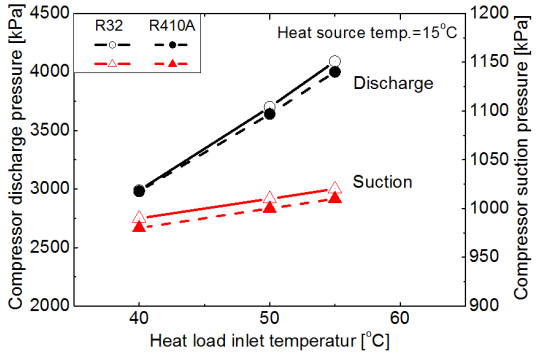

Fig. 5. Discharge and suction pressure of compressor

서도 Fig. 3과 같이 압축기 토출온도는 R32를 사용한 경우가 R407A를 사용한 경우보다 현저하게 높다. 또한 열부하측 입구온도가 증가함에 따라 토출온도의 증가는 더 커진다. 이는 R32의 비열비가 R410보다 비열비가 크기 때문이다. R32의 압축기 토출온도는 열원측 온도가 높은 Fig. 6의 온도가 Fig. 3보다 낮다. 이는 열원온도가 높아짐에 따라 압축기의 흡입압력이 높아져서 압축비가 작아짐에 따른 것이다. Fig. 6에서 압축기 흡입구의 과열도는 시스템의 제어목표치 4℃보다 높은 5℃로 제어가 되었고 이때 팽창밸브 입구의 과냉도는 6℃ 정도가 되었다. 동일한 운전 조건에서 R32와 R407A의 과열도의 최대 차이는 0.4℃, 과냉도의 최대차이는 1.1℃이다.

Fig. 3과 Fig. 6에서 나타난 것과 같이 R32는 난방운전시 토출온도가 높아서 압축기 보호의 관점에서 증기분사 등의 방법으로 토출온도를 낮추어 시스템의 신뢰성을 높여 주어야 하는 문제가 있을 것으로 사료된다. 특히 열부하측의 온도가 높은 과부하 조건에서는 더욱 주의를 요하는 것을 알 수가 있다.

Fig. 7은 난방능력과 압축기입력 및 COP의 변화를 보여준다. Fig. 7도 Fig. 4와 같이 난방능력, 압축기입력, COP는 R32를 사용한 경우가 R410A를 사용한 경우와 비교하여 높게 나타났다. 열부하측 입구온도가 증가함에 따라 R32를 사용한 경우가 R410A를 사용한 경우와 비교하여 난방열량은 6.2-10.1% 증가하였고, COP는 3.0-4.2% 증가하였다.

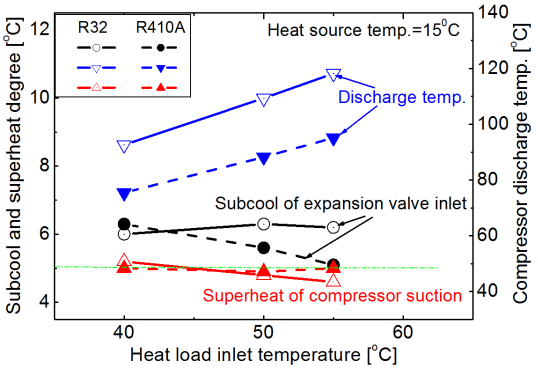

Fig. 6. Subcool on expansion valve, suction superheat and discharge temperature of compressor

Fig. 4와 Fig. 7의 비교에서 R32를 사용함에 따라 열원측 온도가 5℃인 경우(지열히트펌프 열원측 표준 온도 조건)가 15℃인 경우보다 난방능력과 COP의 증가율이 더 크다. 이는 열원온도 상승으로 인한 열원기(증발기) 내에서 R32와 R410A의 잠열엔탈피의 차이가 감소하고 압력손실이 증가하는 특성의 영향으로 사료된다.

Fig. 4와 Fig. 7에서 열부하측 입구온도가 40℃에서 55℃로 증가함에 따라 난방능력과 COP는 감소하였다. 이는 적정 압축기의 사용 조건에 비해 열부하측의 온도가 너무 증가하면 팽창변출구 냉매의 건도 증가로 난방능력과 COP가 감소하는 시스템의 특성 때문이다[11].

3.3 냉방운전 특성

Figs. 8-10은 냉방운전시의 R32와 R410A를 사용한 경우의 냉방 성능을 나타낸다. 열부하측 냉각수 입구온도는 표준 조건인 12°C이고, 열원측 냉각수 입구온도는 15°C, 25°C, 35°C이다.

Fig. 8은 압축기의 토출압력과 흡입압력을 나타낸다. Fig. 8과 같이 열원측의 온도증가에 따라 토출압력은 증가하고 이에 따라 흡입압력도 증가하였다. 이는 난방운전과 마찬가지로 R32와 R410A의 물성치의 특성에 따른 현상이다.

Fig. 9는 압축기 흡입구의 과열도와 팽창밸브 입구에서의 과냉도 및 압축기 토출온도를 나타낸다.

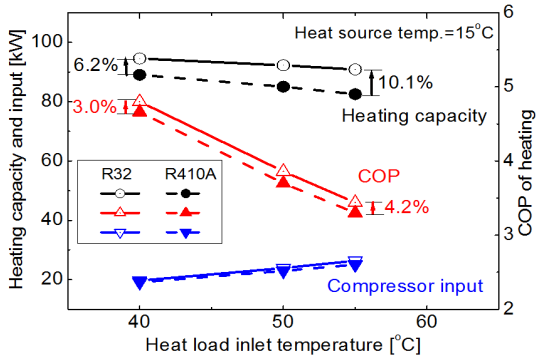

Fig. 7. Heating capacity and compressor input

Fig. 9와 같이 압축기 토출온도는 R32를 사용한 경우가 R407A를 사용한 경우보다 현저하게 높다. 또한 열원측 입구온도가 증가함에 따라 토출온도의 증가는 더 커진다. 이는 R32의 비열비가 R410보다 비열비가 크기 때문이다. 하지만 냉방운전의 경우 열원측의 온도가 35°C가 되어도 압축기 토출온도의 증가가 난방운전에 비하여 과다하지 않으므로 증기분사는 필요 없는 것을 알 수 있다. 압축기 흡입구의 과열도가 4°C가 되도록 시스템을 제어를 하였으나 Fig. 9에서 나타낸 것과 같이 R32는 5.8-4.8°C, R410A는 6.5-5.2°C로 약간 높게 나타났다. 이때 팽창밸브 입구의 과냉도는 R32가 3.7-4.5°C, R410A가 5.4-5.8°C로 거의 5°C이다. 동일한 운전 조건에서 R32와 R410A의 과열도의 최대차이는 0.7°C, 과냉도의 최대차이는 1.7°C이다.

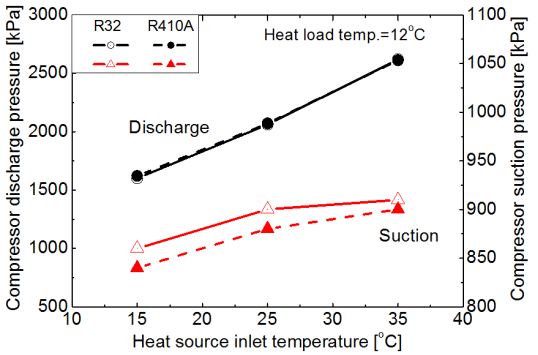

Fig. 8. Discharge and suction pressure of compressor

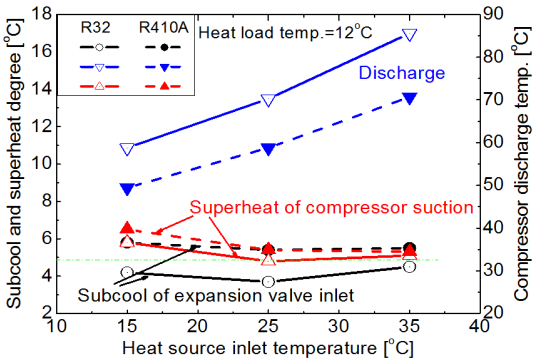

Fig. 9. Subcool on expansion valve, suction superheat and discharge temperature of compressor

Fig. 10에 냉방능력과 압축기입력 및 냉방 COP를 나타낸다. R32를 사용한 경우가 R410A를 사용한 경우와 비교하여 냉방능력은 5.3-8.2% 증가하였고, COP는 3.1-5.4% 증가하였다. R32를 사용한 경우가 R410A를 사용한 경우와 비교하여 냉방운전시에도 높은 COP를 얻을 수 있는 것을 알 수 있다.

4. 결 론

신재생에너지의 사용 의무가 확대됨에 따라 지열이용 히트펌프의 사용도 증가하고 있다. 하지만 히트펌프에 현재 사용되고 있는 R410A는 지구 온난화계수가 높은 냉매로 사용이 점차적으로 규제대상이 된다. 따라서 지구 온난화계수가 비교적 낮으며 냉매특성이 우수한 R32를 지열이용 히트펌프에 적용하여 난방운전과 냉방운전에 대한 성능평가를 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

1) 동일한 시스템에서 R32를 사용함으로써 냉매충진량을 R410A에 비하여 83.8%로 줄일 수가 있었다.

2) 난방운전에서 R32를 사용한 경우가 R410A를 사용한 경우와 비교하여 난방능력과 COP의 증가를 나타내었다. 특히 열원의 온도가 낮은 난방 표준 조건(열원온도 5℃, 열부하온도 40℃)에서 난방능력은 8.8%, COP는 6.3%의 증가를 나타내었다. 또한 열부하측의 온도가 증가함에 따라 난방능력과 COP의 증가량은 커졌다.

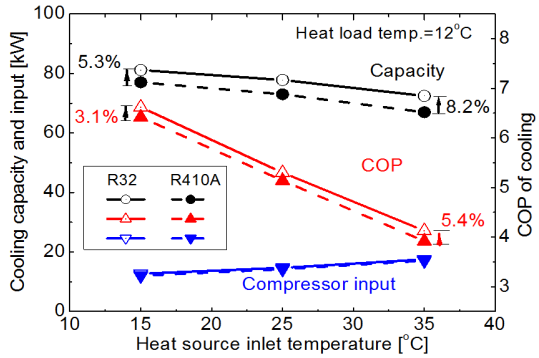

Fig. 10. Cooling capacity and compressor input

3) 냉방운전에서 R32를 사용한 경우가 R410A를 사용한 경우와 비교하여 냉방능력과 COP의 증가를 나타내었다. 냉방 표준 조건(열부하측온도 12℃, 열원온도 15℃)에서 냉방능력은 5.3%, COP는 3.1%의 증가를 나타내었다. 또한 열원측의 온도가 증가함에 따라 냉방능력과 COP의 증가량은 커졌다.

4) R32를 사용한 경우가 기존의 R410A를 사용한 경우와 비교하여 압축기 토출압력과 흡입압력은 운전에 지장이 있을 정도의 압력 변화는 없었다. 하지만 압축기 토출온도는 난방운전에서 비정상적으로 상승하여 압축기 토출온도를 낮출 수 있는 시스템적인 개선이 필요하였다.

5) 난방운전이 냉방운전보다 R32를 사용함으로써 더 큰 성능 향상을 나타내며 열원온도가 높아질수록 난방 성능 향상의 정도가 더 커져서 급탕과 시설원예와 같은 동계의 지열히트펌프 사용 범위를 넓히는데 기여할 수가 있겠다.

References

1. I. Iwata, E. Kumakura, and K. Furusho, “Evaluation of Performance of VRF Air Conditioning Systems using Low GWP Refrigerants”, Trans. of JSRAE, Vol. 35, No. 3, 2018, pp. 173-179, doi: https://doi.org/10.11322/tjsrae.18-08_OA.
2. Y. T. Kang, “Technology Trends of Next Generation Low GWP Refrigerant Development”, J. of KSME, Vol. 57, No. 9, 2017, pp. 30-53.
3. JSRAE, “Final Report of Risk Assessment of Mildly Flammable Refrigerants”, 2017. Retrieved from https://www.jsrae.or.jp/committee/binensei/final_report_2016r1_en.pdf.
4. T. Imamura, “Physical Hazard Evaluation on Mimildly-Flammable Refrigerant”, J. Refrigeration, Vol. 92, No. 1080, 2017, pp. 695-699.
5. M. Ito, C. Dang, and E. Hihara, “Oxidative Decomposition of Lower-Global-Warming-Potential Refrigerants at High Temperatures”, Trans. of JSRAE, Vol. 35, No. 3, 2018, pp. 163-171.
6. Daikin Industries, LTD., “Sustainability Report WEB version”, 2016, pp. 69-70. Retrieved from https://www.daikin.co.jp/csr/report/2016web/web_daikin_csr2016_all.pdf.
7. M. Shirota and M Kondo, “Compact Air Conditioner “Kirigamine L Series””, Mitsubishi Denki Giho, Vol. 89, No. 10, 2015, pp. 541-544. Retrieved from http://www.mitsubishielectric.co.jp/corporate/giho/1510/index.html.
8. R. Yajima, Y. Kiguchi, T. Sekine, S. Sasaki, S. Ito, K. Yamashita, and T. Hirao, “The Safety Factor of the Refrigerant Charge for VRF System with Mildly Flammable Refrigerants”, Trans. of the JSRAE, Vol. 34, No. 4, 2017, pp. 319-335.
9. KEMCO, “Water-to-Water Ground Source Heat Pump”, NR GT 101, Yongin, Korea, 2013.
10. Y. J. Park and B. D. Park, “Performance of the Geothermal Heat Pump using Vapor Injection for Hot Water”, Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society, Vol. 25, No. 3, 2014, pp. 297-304, doi: https://doi.org/10.7316/KHNES.2014.25.3.297.
11. Y. Lee and Y. Baik, “A Study on the Part-Load Performance of 2-Stage Water Source Heat Pump”, Trans. of the Korea Society of Geothermal Energy Engineer, Vol. 5, No. 1, 2009, pp. 13-17.