

# 저 착상 환과 두 대 압축기 사이클을 이용한 히트펌프 난방성능 개선에 관한 연구

황 윤 제<sup>†</sup>, 조 은 준, 정 백 영, 이 감 규\*

LG전자 디지털 어플라이언스 연구소, LG전자 디지털 어플라이언스 사업부\*

## The Experimental Study on Performance Improvement under frost conditions of the Heat Pump with Corrugate Shaped Fin and Two Compressors

Yoon-Jei Hwang<sup>†</sup>, Eun-Jun Cho, Baik-Young Chung, Gam-gue Lee

Air Conditioner Group, Digital Appliance Research Laboratory 327-23, Seoul 153-802, Korea

(Received November 10, 2004 ; revision received December 22, 2004)

**ABSTRACT:** This study presents the experimental study on improvement of frost/defrost performance in an heat pump system with newly developed fin and multiple compressors. As multiple compressors system, the variable and single speed compressor combinations has been introduced and compared with single speed 1-compressor system in a view point of improvement of frost/defrost performance. Also, newly developed corrugate shaped fin has been compared with conventional louver shaped fin. The frost/defrost performance is defined and some parameters are compared to discuss the effect of each combination. From this experimental study, it is known that if the variable and single speed compressor combination system equipped with corrugate shaped fin, the system performance has greatly improved not only for heating capacity, but also for frost performance.

**Key words:** Common accumulator(공용 어큐물레이터), Frost/defrost(착상 및 제상), Variable speed compressor(인버터 용량가변형 압축기), Corrugate shaped fin(코러게이트 환), Louver shaped fin(루버환), Two compressors(두 대의 압축기)

### 기 호 설 명

### 그리스 문자

$A_o$  : 오일리턴 홀 단면적 [ $m^2$ ]

$\rho$  : 밀도 [ $kg/m^3$ ]

$A_r$  : L-Tube 단면적 [ $m^2$ ]

### 하첨자

$\dot{m}$  : 질량유량 [ $kg/s$ ]

$P$  : 압력 [ $MPa$ ]

$V$  : 속도 [ $m/s$ ]

*oil* : 오일의 상태량

*ref* : 냉매의 상태량

(1) : 위치 (1)의 상태량

(2) : 위치 (2)의 상태량

(3) : 위치 (3)의 상태량

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-2-818-7830; fax: +82-2-856-0313

E-mail address: [hj@lge.com](mailto:hj@lge.com)

- e : 평형상태
- s : 압축기 흡입
- d : 압축기 토출

1. 서 론

공기 대 공기 증기압축 냉동사이클 방식의 에어컨에 있어서 상품화 가치를 높이고 기기의 이용 효율을 증대시키기 위한 노력으로 난방기능을 충실히 이용할 수 있는 기술이 지속적으로 개발되어 왔다. 여름철에 냉방을 위해 구매한 에어컨의 경우 겨울철에 아무런 기능을 하지 못하면서 공간을 차지한다거나 겨울철 난방을 위해 별도의 난방기를 구매하려 할 경우 추가의 공간을 확보해야하므로 히트펌프의 필요성 또한 충분히 인식되고 있다. 그러나 공기의 온도가 크게 내려가는 겨울철의 경우 낮은 공기 온도로부터 열을 흡수하여 실내에 따뜻한 공기를 공급하는 것이 어렵고 실외에 발생하는 서리 때문에 난방기능이 제한되어 히트펌프 보급의 걸림돌이 되어왔다. 착상이 발생하면 공기와 냉매의 열저항이 커지고 공기 유동 통로를 서리가 차단(Blocking)하여 대류 열전달 성능이 크게 나빠진다. 그 결과로서 증발기의 증발온도가 저하하고 냉매의 순환 유량이 감소하여 실내측에 위치한 응축기의 응축온도도 낮아져 난방이 불가능하게 된다.<sup>(1)</sup> 따라서 히트펌프가 냉방 뿐 아니라 난방 기능도 충실히 수행하기 위해서는 착상을 최대한 줄이고 이미 발생한 서리를 신속히 제거하는 기술이 필요하게 된다. 착상에 따라 저하하는 난방능력을 보상하고 신속한 제상을 돕기 위한 방법으로는 가변용량형 시스템이 일반적이다.<sup>(2)</sup> 그러나 가변용량 시스템의 대표적 형태인 인버터 방식의 경우 정속형 히트펌프와 비교하여 절전성능과 난방능력 대응은 탁월한 반면 가격이 다소 비싼 단점이 있다.<sup>(3)</sup> 이때 가격 상승의 주원인은 인버터 구동 회로인데, 인버터를 구성하는 회로부품의 가격은 인버터의 용량에 따라 크게 차이가 나는 특징이 있다. 따라서, 소용량의 인버터로부터 회로 가격을 줄이고 나머지 용량은 정속형 압축기로 구성한다면 난방시 고열량을 얻을 수 있고 냉방시 인버터 구동을 생략하여 전기소모를 줄일 수 있을 뿐 아니라 재료비를 낮추는 것이 가능하게 된다.<sup>(4)</sup> 본 연구에서는 재료비를 낮추면서 냉방시

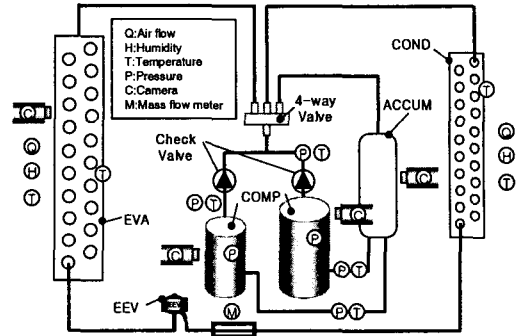


Fig. 1 Schematics of two-compressor heat pump cycle with corrugate fin.

절전성능을 높이고 난방시 충분한 열량을 확보하면서도 착제상 성능을 크게 높인 새로운 사이클을 제안하여 실험을 수행하였다.

2. 고난방 히트펌프 사이클

2.1 공용 어큐물레이터

본 연구에서는 냉방시 소비전력량을 줄이고 난방시 열량을 증대시키기 위하여 두 대의 압축기에 공용어큐물레이터와 역류방지 밸브를 채용하여 Fig. 1과 같은 새로운 사이클을 개발하였다. 두 대의 압축기를 사용하는 시스템은 압축기 운전 및 정지 때 오일을 적절히 분배하는 것이 핵심 과제이다. 오일 불균일 분배 현상이 발생하는 이유는 증발된 기체상태의 냉매가 두 대의 압축기로 나누어져 흡입될 때 환상류(annular flow)의 유동양식을 갖는데 기체상태의 냉매와 일부 오일은 관의 중심을 지나면서 압축기의 용량에 따라 분배가 가능하지만 관의 벽면을 따라 흐르는 오일은 분배기의 형상, 설치각도 및 압축기의 운전 상태에 따라 분배되는 양이 다르게 되기 때문이다. 따라서, 기체상태의 냉매와 함께 오일이 회수될 수 있도록 하기 위하여 공용 어큐물레이터를 개발하였으며 그 원리는 다음과 같다. 흡입된 액상의 냉매와 오일은 밀 부분에 쌓이고 기체 상태의 냉매만이 L형상 튜브(L-Tube) 출구를 지나 각각의 압축기로 흡입된다. 이때 밀 부분에 쌓인 오일은 오일리턴 홀을 통해 기체상태의 냉매와 함께 압축기로 회수된다. Fig. 2의 (1), (2)의 위치에서 베르누이 식을 적용하면 식 (1)과 같이 표

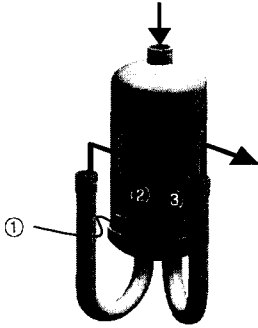


Fig. 2 Schematic diagram of the common accumulator.

시할 수 있다.<sup>(5)</sup>

$$\frac{P_{(1)}}{\rho_{oil}} + \frac{V_{(1)}^2}{2} = \frac{P_{(2)}}{\rho_{oil}} + \frac{V_{(2)}^2}{2} \quad (1)$$

식 (1)에서  $V_{(1)}=0$ 이므로 식(2)와 같이 정리할 수 있다.

$$V_{(2)} = \left( \frac{2(P_{(1)} - P_{(2)})}{\rho_{oil}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

또한, 오일리턴 홀을 통해 회수되는 오일의 양 및 L-tube를 지나는 냉매유량은 식 (3)과 식 (4)로 표시될 수 있다.

$$\dot{m}_{oil} = \rho_{oil} \times A_o \times V_{(2)} \quad (3)$$

$$\dot{m}_{ref} = \rho_{ref} \times A_r \times V_{(2)} \quad (4)$$

위의 식 (3)에서와 같이 오일리턴 홀을 통해 회수되는 오일의 양은 (2)위치에서의 냉매의 속도에 비례하며 냉매의 속도는 식 (4)에서와 같이 냉매유량이 증가함에 따라 증가하므로 오일리턴 홀을 통해 회수되는 오일의 양은 냉매의 유량이 증가함에 따라 증가하게 된다. 따라서, 공용 어큐물레이터에서의 오일회수 양은 오일리턴 홀(2) 및 (3)의 위치에서의 냉매의 유량에 따라 결정되며 각 위치에서의 냉매유량은 식 (5), 식 (6)으로 표시될 수 있다. 이 식에서의 냉매의 유량은 압축기 용량비율에 따라 결정된다. 예를 들어, 압축

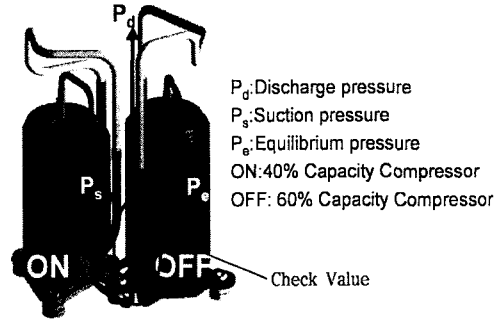
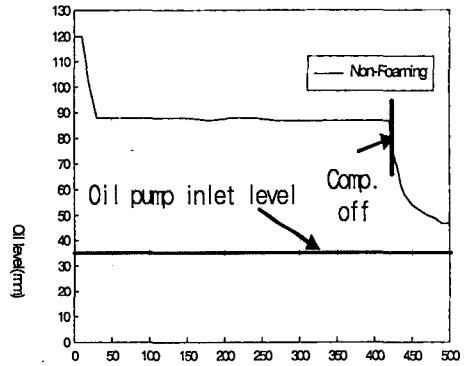
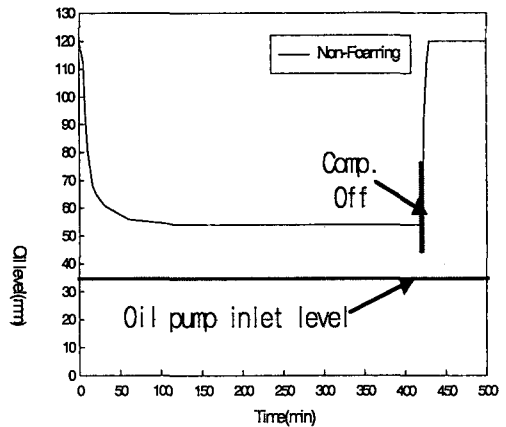


Fig. 3 The check valves equipped at compressor outlets.



(a) Without check valve



(b) With check valve

Fig. 4 The 60% compressor oil level variation with time at only 40% compressor working condition.

기의 용량비율이 6 : 4라고 가정하면 L-Tube를

$$\dot{m}_{ref,(2)} = \rho_{ref} \times A_r \times V_{(2)} \quad (5)$$

$$\dot{m}_{ref,(3)} = \rho_{ref} \times A_r \times V_{(3)} \quad (6)$$

지나는 냉매유량 비율도 6 : 4로 분배되며 냉매의 밀도 및 L-Tube의 단면적이 동일하므로 냉매의 속도 비율도 6 : 4로 이루어져 각각의 압축기 용량비율에 따라 오일회수가 가능하게 된다. 공용 어큐플레이터를 사용하면 흡입측이 서로 공유되어 있기 때문에 최소 운전시 정지되어 있는 압축기가 수액기 역할을 하여 냉매 봉입량이 증가하는 현상과 운전 중인 압축기의 냉매 일부가 정지된 압축기로 역류함으로써 냉매 순환량이 감소하는 현상이 발생한다. 이를 방지하기 위하여 압축기 토출측에 Fig. 3과 같이 역류방지 밸브를 설치하였다. 역류방지 밸브에 의해 정지 압축기의 유면이 윤활 부위 밑으로 내려가지 않게 되는 메커니즘을 Fig. 4와 함께 살펴보면 다음과 같다. ①기동초기 작은 압축기의  $P_d$ 가 토출 연결관을 통해 큰 압축기의 내부로 작용하다 보면 역류방지 밸브가 막고 있으나 흡입 측의 압력  $P_s$ 가 급격히 저하하기 때문에 정지압축기의 내부압력  $P_c$ 보다 낮아져서 흡입 측으로 유동이 발생하여 유면이 강하한다. ②역류방지밸브가 없는 경우 보다 더 유면이 강하하는 이유는 유면저하 메커니즘이 상이하기 때문이다. 역류방지밸브가 없는 것은  $P_d$ 와  $P_c$ ( $P_s$ )의 차이에 의해 유동이 발생하지만 역류방지 밸브가 있는 것은  $P_c$ 와  $P_s$ 의 차이 때문으로 이 경우의 유동 추진력이 더 크다. 역류방지 밸브가 없는 것은 오일섬프(Oil Sump) 하부에 모여 있던 오일이 흡입 측으로 빠져나가면서 오일의 농도가 낮아져 유면 자체는 높지만 농도가 낮은 상태(가시화시 백색에 가깝다)이다. 계속적인 유동이 발생하여  $P_c$ 압력이  $P_s$ 와 거의 같아져서 유동이 정지하므로 유면의 변화가 관찰되지 않는다. 유면 유지의 원인은 역류방지밸브가 없는 경우는 유량의 평형 때문이고, 역류방지 밸브가 있는 경우는 유동의 정지 때문이다. ③ 40% 압축기가 운전을 정지하면 흡입압력  $P_s$ 가 정지평형압력으로 변화되어 내부압력  $P_c$ 보다 높아지므로 흡입 측에서 지속적으로 냉매오일 혼합물이 유입되므로 유면이 상승한다. 이와 같은 원리로부터 오일의 균

Table 1 Compressor matching strategy with various loads

Item	Variable Speed		Constant Speed
	Cooling	Low load	Moderate
Rating		Off	ON
High load		Low	ON
Heating	Low load	Off	On-Off
	Rating	Low	ON
	-10℃	High	ON
	-20℃	Max	ON

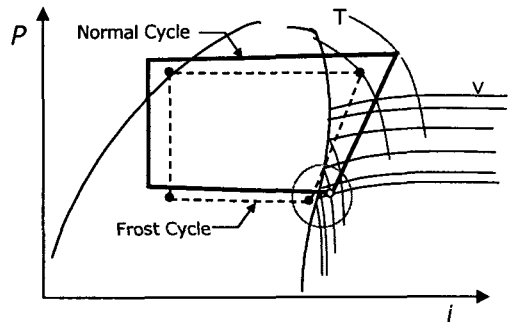


Fig. 5 P-i diagram of frost effect on cycle performance with R22.

일 회수 및 정지압축기로의 역류 방지가 가능하므로 다양한 용량가변 알고리즘으로부터 난방능력 및 착,제상 성능을 향상시키게 되었다.

### 2.2 인버터형과 정속형의 압축기 조합

본 연구에서는 두 대의 압축기 조합을 용량가변이 가능한 인버터형과 정속형의 두 가지로 조합하여 저온시 난방능력을 강화하고, 착상조건에서의 고온풍 토출 및 제상시 신속하게 서리가 제거될 수 있도록 하였다. Table 1에 나타난 바와 같이 영하 10℃ 이하에서 인버터 압축기의 주파수를 높이므로 난방열량 저하를 방지할 수 있고 특히 착상이 많이 발생하는 5~-5℃의 실외 온도 조건에서 특별히 압축기 주파수를 증가시켜 서리에 따른 열량 저하를 방지할 수 있도록 구성하였다. Fig. 5는 서리가 사이클에 미치는 영향을 나타낸 것으로 서리가 실외기에 쌓일수록 증발온도가 낮아지고 엔탈피가 감소할 뿐 아니라 응축은

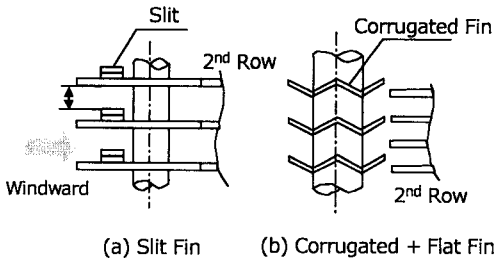


Fig. 6 Fin array to the direction of windward.

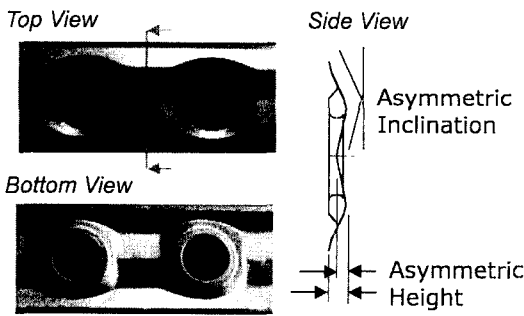


Fig. 7 Views of the corrugated fin pattern.

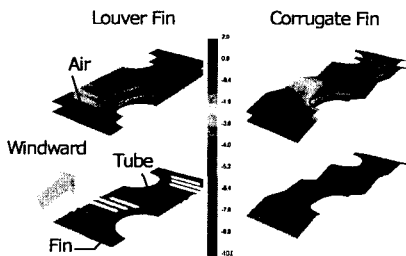


Fig. 8 Temperature distribution for air and fin surface under frost condition.

도도 저하하여 온풍온도가 낮아지게 된다.<sup>(6)</sup> 그러나, 인버터와 조합한 사이클에 있어서는 운전 초기부터 주파수를 적절한 양 만큼 증가시켰다가 감소시키는 방법으로 착상에 의한 증발온도 하강을 최대한 방지하면서 난방 토출 온도를 높이는 제어를 적용할 수 있는 가능성이 있다. 따라서, 이러한 두 대 압축기 조합 사이클은 난방 운전시 큰 장점이 있다고 할 수 있다.

### 2.3 착상 억제 흰

히트펌프에 있어서 착상을 지연시키기 위한 대

표적인 방법으로는 열교환기의 형태나 재질을 착상이 잘 안 되는 구조나 재질로 바꾸는 방법이다. 열교환기의 흰은 대류열전달을 좋게 하기 위하여 온도 경계층을 분리 또는 교란시켜 성능향상을 시도하는 슬릿 흰과 루버 흰이 기본 형상을 유지하고 있으나 루버나 슬릿은 공기의 통풍경로를 방해하고 서리의 성장을 촉진하게 되므로 주의가 필요하다. 따라서, 슬릿이나 루버가 없는 코리케이트 흰을 도입하여 사용한다. 먼저 슬릿이 있는 Fig. 6의 (a)인 경우 슬릿에 의해 흰과 흰간의 간격(화살표)이 바람 방향에 대해 좁아진 상태이므로 각 흰에서 성장한 서리가 머리를 맞대는 교각현상(Bridge effect)에 의해 쉽게 공기의 이동 경로가 막히게 된다. 그러나 (b)의 코리케이드 흰은 흰과 흰 사이의 간격이 (a)에 비해 넓어 공기의 이동 통로를 서서히 막게 되므로 유리하다. 또한 서리에 대해 후열에 있는 열교환기는 평판 흰으로 엇갈려 배치한다면 더 좋은 효과를 얻을 수 있다. 본 연구에서는 Fig. 7과 같이 측면에서 보았을 때 대칭높이(asymmetric height)가 서로 다른 구조를 갖고 있으며 이 흰을 실외 측에 적용하여 착상 성능을 평가하였다. 코리케이트 흰은 루버 흰에 비하여 흰 선단과 공기와의 온도차가 커서 착상에 유리하며, fluent를 사용하여 도시한 Fig. 8에서 보듯이 흰 표면과 공기층 온도의 공간적 분포도 상대적으로 균일하여 착상에 유리하다고 할 수 있다(이 때 입구 공기 온도 및 튜브 내면 온도는 동일한 조건임).

## 3. 실험

### 3.1 실험장치 및 방법

Fig. 1과 같이 구성된 사이클 주요 부위에 열전대와 압력계를 부착하고 열교환기 전면의 서리를 관찰하기 위한 가시화 카메라를 설치하였다.

열량 측정은 공기엔탈피 방식의 열량계를 이용하여 측정하였다. 측정에 사용된 실내의 온도 조건은 Table 2와 같은데 KS에서 지정하는 온도조건은 물론 저온 다습한 지역에서의 성능 보장을 위해 습도 100%에 가까운 조건에서 실험 하였다.

### 3.2 착상조건에서의 운전모드 실험 결과

인버터와 정속형 조합인 사이클의 경우 착상조

Table 2 Temperature conditions

Temperature (°C)		Moderate load	Heavy load
Indoor	Dry	20	10
	Wet	12	8
Outdoor	Dry	2	1
	Wet	1	1

Table 3 Test results of the operation mode under frost condition

Observing Factor	Compressor combination(variable+constant)			
	70Hz only	Constant only	35Hz +const	65Hz +const
Heating time(min.)	30			
Max. blowing temp(°C)	34.8	34.6	36.2	45.7
Min. blowing air (%)	22	25	25	25
Operating rate occupancy over 30°C(%)	23	65	69	77
Min. blow occupant rate(%)	70	49	45	41

Table 4 The specification of three test units

Specification		#1	#2	#3
Fin type	Louvered	●	●	
	Corrugated			●
Compressor combination	Constant	●		
	Const.+65Hz		●	●

건에 해당되는 온도조건에서 어떤 용량으로 운전해야 할 것인지를 결정해야만 한다. 즉 정속형의 단독 운전으로 할지 아니면 인버터와 정속형을 혼합해서 운전해야할지, 이 경우 주파수를 얼마로 설정해야 할지 결정하는 것이 필요하다. 이때 고려해야할 사항은 최고 및 최저 취출온도, 난방 운전율, 취출공기 온도가 30°C 이상 유지되는 운전율, 약풍 운전의 점유율이다. 일반적으로 착상시 운전용량을 작게 설정하면 최고 취출 온도가 40°C를 넘지 못하여 난방기능을 수행하기 어렵고 30°C이상 점유율이 낮아지며 약풍 운전이 많아진다. 반면 서리량이 상대적으로 적어져 제상때까지의 운전시간을 늘릴 수 있다. 반면 용량을 너무 크게 설정하면 최고 취출 온도가 높고 약풍 운전 점유율이 낮아지나 제상 소요시간이 길어질 우려가 있다. 본 연구에서는 정속형 단독, 인버터고주파 운전 단독 및 인버터와 정속형의 혼합 운전시 위 고려 사항에 대한 최적 운전조합을 찾는 시험을 실시하였으며 그 결과는 Table 3과 같다. 실험결과로부터 인버터 65Hz와 정속형의 조합이 착상 조건에서 성능이 우수함을 확인할 수 있다. 이때 압축기 주파수를 더 높이면 고저압의 차가 크게 벌어져 난방 토출온도는 상승하나 증발온도가 더 빨리 저하할 가능성이 있으며 특히 압축기 운전 한계 영역에 접근하여 압축기 신뢰성에 영향을 미치므로 주의해야 한다.

3.3 2-Comp사이클과 저 착상 원 적용 실험 결과

인버터와 정속형의 저 착상 원 적용 사이클로부터 얻을 수 있는 장점은 2-comp사이클로 보다 많은 냉매 유량을 확보하여 난방열량의 증대와 고압 상승 효과로 부터 난방 토출온도를 상승시

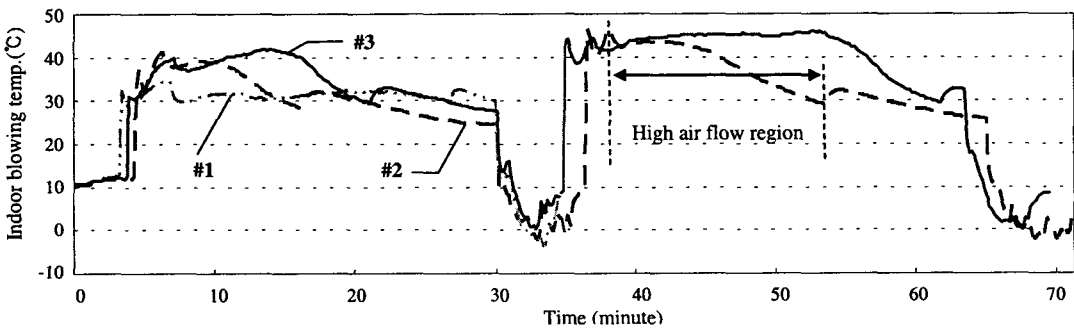


Fig. 9 Variation of indoor air blowing temperature under frost-defrost condition.

킬 수 있으며, 저 착상 흰으로부터는 2-Comp사 이클로부터 낮아진 증발온도에 의해 착상량이 증가하는 것을 방지하는 효과로부터 궁극적으로 난방성능이 개선되는데 있다. 이 효과를 증명하기 위하여 Table 4와 같이 루버 정속형, 인버터정속 루버, 인버터정속 코리케이트 흰을 부착한 사이클을 각각 비교하는 실험을 수행하였다. Table 2의 고 부하 실외 건구 및 습구온도 1/1℃(DB/WB) 조건인 상대습도 100%에서 2회의 착제상 반복운전을 실시하였으며 사이클에 따라 토출온도의 차이가 나타남을 알 수 있다. 먼저 시료1과 2를 비교하면 같은 흰을 적용하고 있으므로 인버터 정속형 사이클에 의한 효과를 알 수 있다. 인버터정속 사이클은 냉매 순환 유량이 많아 열량이 증가하고 고압이 상승하여 취출 온도가 높아졌음을 알 수 있다. 반면, 저압의 감소로 증발 온도가 낮아져 급속히 착상이 이루어지므로 20분경과 후부터 오히려 고압측 공기의 온도가 저하함을 알 수 있다. 또한 30분이 지난 후 발생하는 제상 운전애 소요되는 시간도 상대적으로 길게 나타남을 알 수 있다. 따라서, 인버터정속형의 사이클만으로는 일부 난방 성능이 개선되나 착상속도가 증가하여 큰 이점이 없음을 확인할 수 있다. 두 번째로, 시료 2, 3을 비교하여 보면 인버터정속형의 고 냉매 유량 사이클이 10분 후에도 저하하지 않고 유지됨을 볼 수 있으며 20분 후 약품 운전이 시작되더라도 난방 취출 온도가 잘 유지되고 있다. Table 2의 보통부하 조건일 경우에도 유사한 경향을 나타낸다. Table 5는 시료2, 3의 경우로서 흰의 형상을 시간에 따라 촬영한 것인데 코리케이트 흰이 같은 시간대에서 착상이 적게 됨을 알 수 있다. 25분일 때 코리케이트 흰이 더 많이 막힌 것으로 보일 수 있으나 루버 흰은 이미 얼음이 형성되어 약하게 반사되는 것을 관찰할 수 있다. 일단 얼음으로 발전되면 제상시 시간이 많이 소요되어 전체적인 운전률을 저하시키므로 적당한 시기에 제상 운전이 되어야 한다. Fig. 9의 30분과 40분 사이인 제상 때 3번 시료의 제상 시간(4분 30초)이 2번 시료의 제상 시간(6분 30초) 보다 30% 이상 감소한 것을 확인할 수 있다. 인버터와 정속형의 저 착상 흰 적용 사이클은 난방능력을 충분히 확보할 수 있으므로 Fig. 10과 같이 냉방열량을 100%로 볼 경우 난방 정격 조건에서 난방열량을 136%까지 증대할

Table 5 Frost formation of heat exchanger surface according to time

Type	Elapsed Time		
	5 min.	15 min.	25 min.
Louver			
Corrugate			

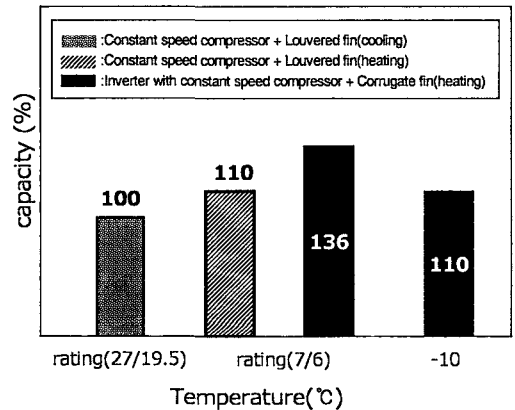


Fig. 10 Comparison of capacity at different working conditions.

수 있다. 또한, 외기온도가 저온으로 내려갈 경우 인버터 주파수를 부하에 맞게 증가시킴으로서 영하10도 조건에서 110%의 열량을 얻어 충분한 부하 대응이 가능하다. 이와 같이, 인버터와 정속형 조합 히트펌프에 있어서는 저 착상 흰인 코리케이트 흰을 조합하여 사용한다면, 착제상 성능 뿐 아니라, 난방능력을 크게 높일 수 있음을 알 수 있다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 착제상 특성을 향상시키고 동시에 -10℃ 저온 난방능력을 개선할 수 있는 새로운 제안으로서 인버터형과 정속형의 용량이 다른 두 대의 압축기를 적용하고 저착상 코리케이트 흰을 사용한 사이클의 성능을 관찰한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 착상 및 저온 난방능력 강화형 사이클을

이용하여 착제상 운전조건에서 난방 운전을 및 고온풍 토출 시간을 대폭 향상 시킬 수 있음을 알았다. 또한 제상 시간을 30% 이상 단축함으로써 쾌적감을 더욱 향상 시킬 수 있었다.

(2) 착상 및 저온 난방능력 강화형 사이클을 이용하여 난방 능력을 정격 냉방능력 대비 136%, -10℃에서 냉방정격의 110%를 달성할 수 있다.

(3) 본 연구에서 사용한 공용 어큐물레이터는 용량과 형식이 다른 압축기 끼리 연결하였을 경우에도, 압축기 내 냉매-오일 유면을 일정하게 유지함으로써 사이클의 신뢰성과 안정성을 확보할 수 있음을 알 수 있다.

### 참고문헌

1. Stoecker, W. F. 1957, How frost formation on coils affects refrigeration system, Refrigerating engineering, 43<sup>rd</sup> semiannual meeting of ASRE, pp. 42-46.
2. Tassou, S. A., Marquand, C. J. and Wilson, D. R., 1983, Comparison of the performance of capacity controlled and conventional on/off controlled heat pumps, Applied Energy, Vol. 14, pp. 241-256.
3. Ikemoto, Y., 1999, Economic/environmental aspect of modulation, refrigeration (in Japanese), Vol. 74, No. 863, pp. 63-67.
4. Ryu, Y. H., Hwang, Y. J., Kim, C. M., Cho, K. S., 2002, Benchmark performance analysis of vapor compressor system with capacity modulation compressor, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 2, pp. 98-107.
5. Kim, C. M., Hwang, Y. J., Chung, B. Y., 2003, The experimental study on uniform distribution of oil at the air conditioning system using two compressors, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 15, No. 2, pp. 103-108.
6. O'Neal, D. L., Kondepudi, S. N., 1989, Effect of frost growth on the performance of louvered finned tube heat exchangers, Int. J. of refrigeration, Vol. 12, No.3, pp. 151-158.