

대온도차 지열히트펌프 시스템의 성능 최적화

김진상
(사)한국지열에너지기술지원센터

1. 서론

전 세계적인 관점으로 보면 건물에서 사용하는 에너지의 양은 산업부문이나 운송부분이 소비하는 에너지 양보다 훨씬 많다. 최근에 기후변화에 대한 관심의 증가로 인하여 건물부분에 대한 온실가스 배출 절감의 필요성이 크게 부각되고 있으며, 국내에서도 구체적인 방안이 추진되는 시점에 이르렀다.

생활 수준 향상으로 쾌적한 실내환경의 요구가 증가하여 냉난방 부하가 증가하는 경향이 보이고 있다. 또한 지구 온난화로 기인한 평균 기온이 계속 상승하고 있는데, 이로 인하여 건물의 냉방부하가 날이 갈 수록 증가하는 경향이 뚜렷하다.

여러 가지 냉난방 방식 중에서 지열을 이용한 냉난방은 가장 효율적이라고 인식되고 있다. 국내에서 지열히트펌프는 신재생에너지로 분류되고 있으며, 보급사업 및 공공건물의 의무적용으로 인하여 보급이 급격하게 늘어나고 있다.

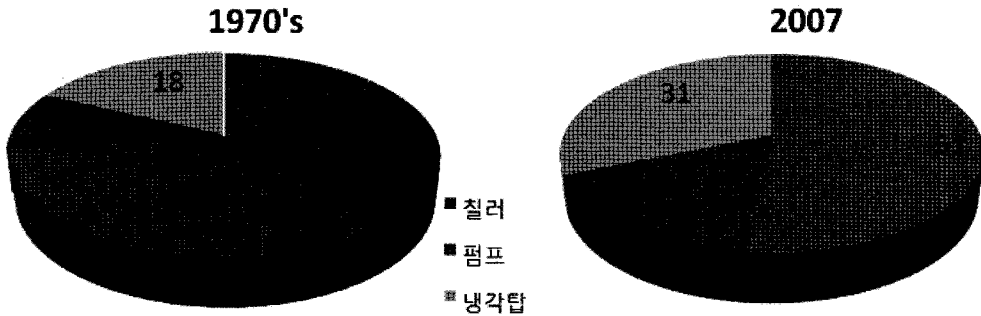
중소용량의 히트펌프 유니트가 널리 보급되고 있는 국내 지열히트펌프 업계에서도 시스템 효율 향상의 필요성이 부각될 것으로 예상되며, 이를 위하여 펌프의 소비동력을 크게 절감하여 시스템 효율을 향상시킬 수 있는 대온도차 시스템의 적용이 증가할 것으로 예상된다. 본 기고문은 히트펌프 유니트를 직렬로 배치하는 물-물 지열히트

펌프 시스템에서 성능을 비교 검토하고 성능을 최적화할 수 있는 방안을 제시하고자 한다.

2. 지열히트펌프 시스템 성능 최적화

지난 수십년 동안 활발한 연구개발을 통하여 냉동기나 히트펌프 분야에서는 성능이 향상되어 왔으나, 펌프나 냉각탑 분야의 성능은 큰 변화 없이 그대로 유지되고 있다. 대표적인 냉동기회사중의 하나인 트레인사의 자료에 의하면 1970년대와 2007년도의 냉동기/VAV시스템의 구성요소 별로 소비하는 에너지 비율을 보면 냉동기의 비중이 크게 줄고, 펌프와 냉각탑의 비율이 증가하였다. 그림 1에 의하면 1970년대의 냉동기/VAV시스템에서 펌프와 냉각탑이 27%를 차지하고 있지만 2007년도에 자료에 의하면 49%에 달하고 있으며, 이와 상대적으로 냉동기의 비중이 73%에서 51%로 감소하였다. 지열히트펌프 시스템에서 냉각탑의 역할을 지중열교환기가 맡고 있으며 이를 순환시키는 펌프시스템이 포함되어 있으므로, 지열히트펌프 시스템에서는 히트펌프 유니트와 펌프로 구성되어 있으며 그 중에서 비중이 크게 증가되어 있음을 알 수 있다.

최근 냉난방시스템에서 온실가스 배출절감을 위하여 1차 에너지 소비 절감에 대한 관심이 크게 증가하고 있다. 이를 위하여 효율이 높은 히트펌프, 냉동기와 같은 열원기기를 도입하는 것과 함



[그림 1] 냉동기/VAV시스템의 요소별 전력소비 비율

계 시스템의 최적화가 필요하다. 최근에 냉동기 분야에서 시스템 효율향상을 위하여 가장 많이 이용되는 기법에는 저유량/대온도차 시스템과 변유량 시스템 그리고 냉수온도조정(Chilled Water Reset)이 있다.[1, 2, 3] 지열을 이용하여 냉난방을 수행하는 지열히트펌프 시스템에서도 효율이 높은 히트펌프 유닛을 적용하는 것과 더불어 시스템의 효율을 향상시키기 위하여 저유량/대온도차 시스템과 변유량 시스템 그리고 냉수온도조정이 사용될 수 있다.

3. 대온도차 시스템

대온도차 시스템의 보급이 증가하면서 대온도차가 가능한 히트펌프의 보급이 증가하고 있으나, 주로 대용량 히트펌프에 국한되고 있다. 대용량을 주로 담당하는 원심식 압축기를 채택한 터보 히트펌프에서는 원통다관형 열교환기의 내부경로(Path)수를 변화시켜서 유닛 자체에서 대온도차가 가능한 유닛을 선정하는 옵션이 보편화되어 있다. 동일한 용량의 열교환기에 적은 유량을 통과시켜서 열교환기내의 경로(Path) 수를 늘려서 열교환기에 유입과 토출 사이의 높은 온도차를 얻을 수 있는 것이다. 원심식 압축기 이외에도 스크류 압축기 등의 용적식 압축기를 사용하는 중소용량 히트펌프 유닛에서도 대온도차를 옵션으로 선택할 수 있는 히트펌프 유닛이 출

시되어 있으나 일부에 국한되어 있다.

이러한 대온도차 히트펌프를 적용하는 경우에는 시스템에서 히트펌프를 병렬로 연결하여 원하는 용이하게 높은 온도차를 유지할 수 있다. 기존의 일반적인 히트펌프 유닛을 사용하는 경우에는 히트펌프 유닛을 직렬로 연결하여 시스템에서 대온도차를 얻을 수 없다. 예를 들면, 원활하게 얻을 수 있는 온도차가 7℃인 히트펌프 유닛을 병렬로 연결한 지열히트펌프 시스템에서 유닛에서 얻을 수 있는 온도차보다 높은 10℃의 시스템 온도차를 달성할 수 없다. 기존의 일반적인 낮은 온도차 히트펌프 유닛을 직렬로 연결하여 한대의 히트펌프 유닛이 얻을 수 있는 온도차보다 높은 온도차를 얻을 수 있어서 대온도차 히트펌프 시스템에 이용할 수 있다.

4. 직렬배열 시스템

직렬로 히트펌프 유닛을 배치하면 히트펌프 유닛 한 대가 낼 수 있는 온도차보다 큰 온도차를 얻을 수 있어서 대온도차 시스템에 매우 유리하다.[2] 중소용량인 경우에는 대온도차 히트펌프 유닛을 적용할 수 없는 경우가 많다. 기존에 널리 사용되는 낮은 온도차 물-물 히트펌프 유닛을 직렬로 배열하여 적용하는 지열히트펌프 시스템은 대온도차를 얻을 수 있는데, 여기에는 두 가지 배열형상으로 구분할 수 있다. 첫 번째로, 부

하 측의 냉수 또는 온수를 직렬로 연결하고 지중층의 지중순환수를 병렬로 연결하는 방식이다. 두 번째로는 부하 측의 냉수 또는 온수를 직렬로 연결하고 지중순환수 또한 직렬로 연결하는 방식이다. 후자 중에서 부하측 냉수/온수의 유동 방향과 지중층 순환수의 유동 방향이 반대인 경우 대항식(Counterflow) 직렬배열이라 부르며, 본 기고는 대항식 직렬배열에 국한하여 성능을 비교한다.

4.1 시스템 검토 조건

성능의 비교하기 위한 검토 조건은 난방조건에 국한하며 그 조건은 다음과 같다. 지중층 입수온도(EWT, Entering Water Temperature)는 5°C이며, 부하측 출수온도(LLT, Leaving Load Temperature)는 54°C로 설정하였으며, 부하측 입수온도를 40°C로 설정하여 부하측 순환수의 온도차(ΔT)는 14°C로 정하였다(사례 I, II, III). 대온도차 시스템의 장점을 기존의 낮은 온도차 시스템과 비교하기 위하여 부하측 순환수 온도차 7°C인 시스템(사례 IV)과 비교하였다.

지열히트펌프 시스템은 히트펌프 유닛을 6개로 구성하였다. 6개를 병렬로 배열하는 사례(사례 I, 사례 IV), 그리고 2개씩 직렬로 연결하고 2개씩 연결한 3개의 그룹을 병렬로 연결한 사례(사례 II), 그리고 3개씩 직렬로 연결하고 3개씩 연결한 2개의 그룹을 병렬로 연결한 사례(사례 III)의 성능을 비교 검토한다.

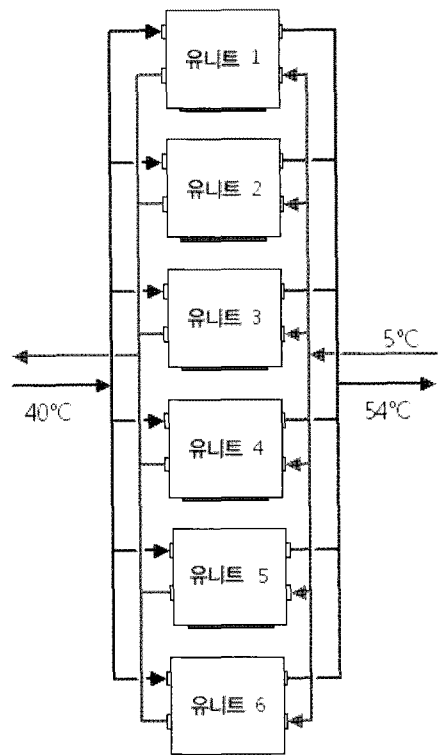
히트펌프 유닛의 성능데이터는 순환유체를 물로 근거로 한 Florida Heat Pump사 WP420모델의 성능데이터를 적용하였다.[4] WP420모델은 스크롤압축기를 채택하고 있으며, R22냉매를 사용하는 물-물 히트펌프 유닛이며 제조사는 이를 35RT모델로 칭한다. 순환유체로 물 대신에 부동액 적용되며 이 경우에는 각 부동액에 해당되는 보정계수를 반영하나, 여기서는 보정 없이 그대로 사용한다.

본 검토에서는 지열히트펌프 시스템에서 지중열교환기에서의 순환동력은 모든 사례에서 동일하

다고 가정하여 본 검토에서는 제외하였다. 일반적으로 대온도차를 적용하는 지열히트펌프 시스템에서 일반적인 낮은 온도차를 이용하는 지열히트펌프에 비하여 지중열교환기에서 순환동력이 훨씬 작다. 그러므로, 지중열교환기의 순환동력을 함께 고려하면 대온도차 지열히트펌프 시스템의 성능차이가 본 기고문에 제시된 차이보다 더 증가한다.

4.2 사례 1: 병렬배열 ($\Delta T = 14^\circ\text{C}$)

첫 번째로 사례 I은 여섯 개의 히트펌프 유닛을 병렬로 연결하는 지열히트펌프 시스템으로 각각의 히트펌프 유닛이 시스템이 필요한 온수 온도차 14°C로 운전한다. 대당 작용하는 온도차가 크고, 응축기를 통과하는 유량은 가장 작은 지열히트펌프 시스템이다. 대온도차 히트펌프 유닛을 적용하는 경우에 적용할 수 있는 시스템이다.



[그림 2] 병렬배열(사례 I)

4.3 사례 II : 2대 직렬배열 ($\Delta T = 14^{\circ}\text{C}$)

두 번째로 사례 II는 여섯 대의 히트펌프 유닛을 2대씩 직렬로 연결하고 이를 다시 병렬로 연결하는 경우로서, 시스템이 필요로 하는 온도차 14°C 를 2대의 히트펌프 유닛으로 만들어 낸다. 히트펌프 유닛에 적용되는 온도차는 사례 I에 비하여 온도차가 절반 가량이며 유량은 약 두 배에 달한다.

4.4 사례 III : 3대 직렬배열 ($\Delta T = 14^{\circ}\text{C}$)

다음으로 사례 III은 여섯 대로 구성된 히트펌프 시스템에서 히트펌프 유닛을 3대씩 직렬로 연결하고 이를 다시 병렬로 연결하는 경우로서, 시스템이 필요로 하는 온도차 14°C 를 3대의 히트펌프 유닛으로 만들어 낸다. 대당 작용하는 온도차는 "사례 I"에 비하여 약 $\frac{1}{3}$ 정도 이고 사례 II에 비하면 약 $\frac{2}{3}$ 정도이므로, 대당 작용하는 유량은 사례 I의 약 3배 그리고 사례 II의 약 1.5배에 달한다.

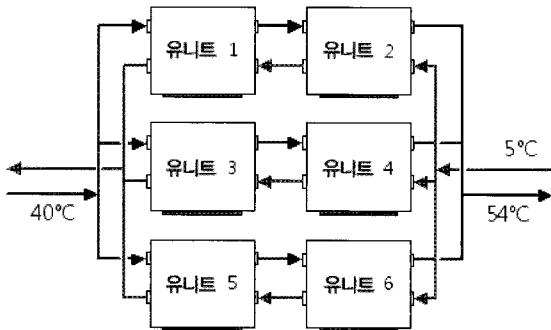
4.5 사례 IV : 병렬배열 ($\Delta T = 7^{\circ}\text{C}$)

마지막으로 사례 IV는 사례 I과 같은 히트펌프 유닛의 배열을 가지고 있으나, 시스템의 온도차를 7°C 로 설정하였다. 이 경우에는 히트펌프 유닛에 작용하는 온도차는 사례 I의 절반이며, 사례 II와 비슷하다. 히트펌프 유닛에 작용하는 유량은 사례 I의 두 배이며, 사례 II와 비슷하다.

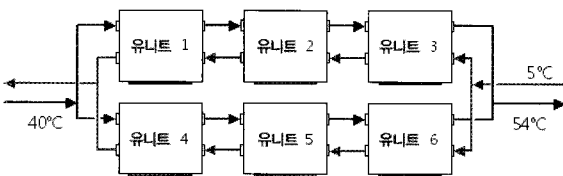
4.5 분석 내용

위에서 설명한 4가지 사례중에서 사례 I은 대온도차 히트펌프 유닛을 적용하는 경우이며, 나머지 사례 II, III, IV는 일반적인 낮은 온도차 히트펌프 유닛을 적용할 수 있다. 운전조건 중에서 응축기 출수온도와 증발기 입수온도와 응축기와 증발비물 유량을 정리하면 다음에 제시된 표 1과 같다.

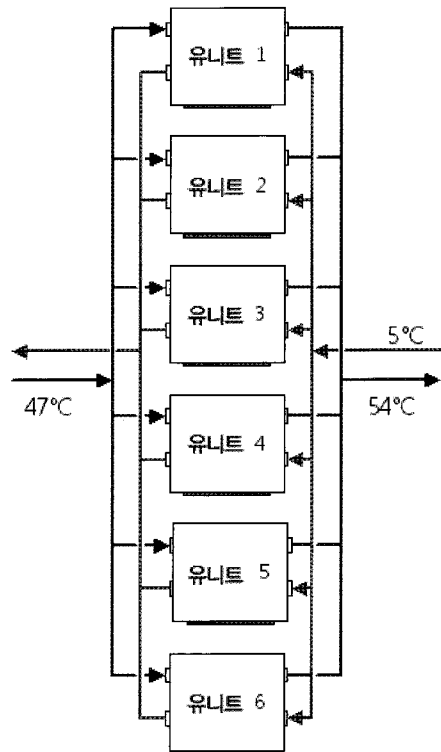
위에서 정해진 운전조건으로 히트펌프 시스템이 운전되는 경우에 히트펌프 유닛의 성능을



[그림 3] 2대 직렬배열(사례 II)



[그림 4] 3대 직렬배열(사례 III)



[그림 2] 병렬연결 (사례 IV)

Florida Heat Pump사의 WP420모델의 데이터를 이용하여 구하고, 주요 성능항목을 요약하면 표 2와 같다.

앞서서 계산된 히트펌프 유니트의 성능을 히트펌프 시스템의 성능분석에 사용하기 위하여 히트펌프 시스템의 4가지 사례에 대한 히트펌프 및 순환계통의 소비동력을 계산하면 다음에 제시된 표 3과 같다.

4.5 분석 결과

히트펌프 유니트내의 열교환기인 증발기와 응축기에서 발생하는 압력강화로 인한 소비동력을 비교하면 다음 그림 6과 같다. 열교환기에서 발생하는 압력강하는 히트펌프 유니트의 모델에 따라 달라지며 WP420모델의 관련 데이터는 표2에 제시되어 있으며, 6개의 히트펌프 유니트의 열교환기 순환동력(kW)을 합산한 값이다.

열교환기 순환동력은 유량에 비례하게 되며, 히트펌프 유니트 열교환기에 작용하는 유량이 많을 수록 순환동력이 증가하게 된다. 사례 III에서 가

<표 1> 사례별 히트펌프의 운전조건 비교표

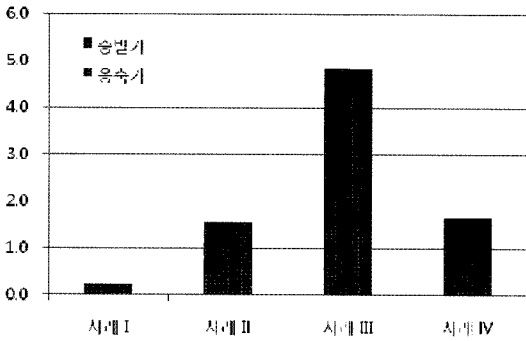
사례	히트펌프 유니트	응축기 물 유량 (리터/초)	증발기 물 유량 (리터/초)	응축기 출수온도 (°C)	증발기 압수온도 (°C)
I	1	1.6	2.0	54.0	5.0
II	2	3.2	4.0	54.0	5.0
II	1	3.2	4.0	46.7	1.3
III	3	4.8	6.0	54.0	5.0
III	2	4.8	6.0	49.1	2.5
III	1	4.8	6.0	44.4	0.1
IV	1	3.3	4.1	54.0	5.0

<표 2> 사례별 히트펌프 유니트의 성능 비교표

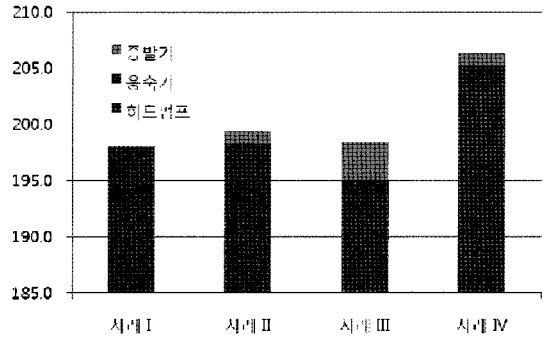
사례	히트펌프 유니트	온수열량 (kW)	난방성능 (COP)	응축기 압력손실 (kPa)	증발기 압력손실 (kPa)
I	1	93.575	2.830	4.1	8.0
II	2	97.045	2.743	14.2	27.7
II	1	98.018	2.930	14.7	28.4
III	3	98.232	2.709	29.2	57.3
III	2	93.437	2.841	29.9	58.2
III	1	88.585	2.960	30.6	59.1
IV	1	97.119	2.735	15.0	29.0

<표 3> 사례별 소비동력 비교

소비전력 (kW)	사례 I	사례 II	사례 III	사례 IV
히트펌프	197.9	197.9	193.6	204.7
응축기	0.1	0.4	1.4	0.5
증발기	0.2	1.1	3.4	1.2
주변배관	0.8	0.8	0.8	14.2



[그림 6] 배열별 단위 열교환기 순환동력 비교



[그림 7] 배열별 소비동력 비교(히트펌프 포함)

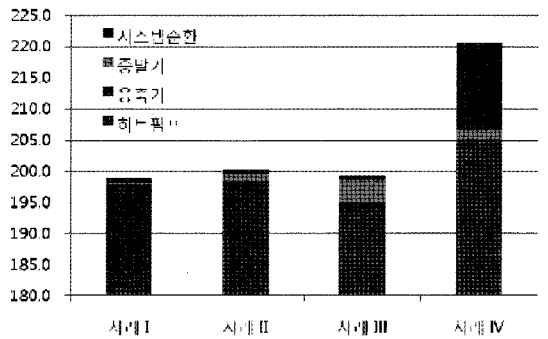
장 높은 히트펌프 유닛 열교환기에 의한 순환 동력을 볼 수 있으며, 사례 II와 사례 IV에서는 비슷한 순환동력이 소비되며, 사례 I에서 가장 낮은 순환동력이 소비된다.

히트펌프 유닛에서 압축기가 주로 동력을 소비하는데, 히트펌프 유닛의 소비동력과 히트펌프 유닛 열교환기의 순환동력(kW)을 함께 고려하여 비교하면 다음 그림 7과 같다.

히트펌프 유닛의 소비동력은 사례 I과 사례 II가 비슷하며, 사례 III가 가장 낮고, 사례 IV가 가장 높다. 이러한 경향은 스크롤압축기를 적용한 히트펌프 유닛의 특성으로 볼 수 있으며, 다른 타입의 압축기를 채택한 히트펌프 유닛은 이와 다른 경향을 보일 수도 있다. 순환 동력을 포함하면 사례 I, 사례 III, 사례 II, 및 사례 IV의 순이다.

시스템 배관에서 압력강하로 인한 효과를 고려하기 위하여 부하측 배관시스템에 5m의 양정으로 가정하였다. 주변배관의 순환동력을 고려하면 대유량 히트펌프 시스템의 효율이 더욱 우수해진다. 이를 포함한 소비동력(kW)의 비교는 다음과 같다.

대온도차 히트펌프 시스템이 일반적인 낮은 온도차 시스템 보다 소비동력이 훨씬 작음을 알 수 있다. 여기에 지중열교환기 순환동력을 포함하는 경우에는 그 차이가 훨씬 더 현저하게 증가한다. 여기에 사용된 순환동력은 유량과 양정에 근거하여 계산된 값으로서, 실제 펌프 유닛을 선정하



[그림 8] 배열별 소비동력 비교(시스템 순환 포함)

는 경우에는 더욱 증가하게 된다. 펌프 유닛수가 모델 수가 제한되어 있으므로 이론 적인 값보다 더 큰 능력을 가진 펌프가 적용되는 것은 피할 수 없으며, 이외에도 과설계되는 관행이 널리 퍼져있다. 이러한 경우에 펌프와 관련된 순환동력은 훨씬 크게 증가하게 된다.

5. 결론

본 기고문의 결과는 스크롤 압축기를 채택한 히트펌프 유닛의 성능을 근거로 계산한 결과이다. 대온도차 지열히트펌프 시스템이 일반적인 낮은 온도차 지열히트펌프 시스템에 비하여 소비동력이 낮음을 보여주고 있다. 대온도차 지열히트펌프 시스템의 배열은 히트펌프 유닛이 허용하는 유

량을 고려하여 최적의 배열을 선정하게 된다. 히트펌프 유니트의 열교환기 사양을 근거로 최소 유량을 유지하여야 무리없이 운전할 수 있으며, 유량이 증가하면 순환소비동력이 증가하게 되므로, 대온도차 배열 사례 I, II, III중에서 안전한 운전범위 내에서 소비동력이 낮도록 선정한다. 히트펌프 유니트의 특성에 따라서 사례 I과 같은 히트펌프 유니트에 적은 유량이 흐르는 경우에는 유니트가 허용하는 히트펌프 유니트의 최소유량을 안전하게 확보할 수 있는 지 여부를 검토해야 하며, 사례 III과 같이 히트펌프 유니트에 많은 유량이 흐르는 경우에는 히트펌프 유니트의 허용 최대유량보다 작은지 그리고, 히트펌프 유니트의 순환 소비동력이 과도한지를 판단하여 결정한다. 일

반적인 낮은 온도차 히트펌프 유니트를 적용하는 대온도차 시스템에서는 사례 II 또는 사례 III과 같은 배열 중에서 히트펌프 유니트의 허용유량과 소비동력을 고려하여 결정한다.

참고문헌

1. Fundamentals Handbook, ASHRAE, 2005
2. McQuay Engineering Newsletter, Ed. 10, Jan. 2002
3. Trane Engineering Newsletter, Vol. 32 No. 4, 2003
4. WP420 Performance Data, Florida Heat Pump Co. 