



일반원고

# 하이브리드 지열히트펌프의 기술 및 적용효과

김 영 득  
인덕대학 기계자동차과 교수  
이 주 성  
고려대학교 대학원 기계공학과  
나 도 백  
한국과학기술정보연구원

## 1. 서론

세계 제 1차 산업혁명 이후 사용되어온 화석에너지는 그 매장량이 한정되어 있을 뿐 아니라 그 사용으로 지구온난화 등의 환경에 나쁜 영향을 미치는 문제가 발생하기 때문에 지속적으로 사용하기가 어렵다. 그래서 전 세계적으로 지속적으로 사용이 가능하고 환경오염이 적은 대체에너지 개발에 대한 요구가 커지고 있으며 이에 따라 각국은 에너지 문제의 해결책으로서 신재생에너지의 기술개발 및 보급확대에 힘쓰고 있다.

대표적인 신재생에너지원으로는 지열, 태양열, 태양광 및 풍력 등이 있는데, 그 중에서도 지열에너지는 주·야간 및 기후조건에 따라 제약을 받는 태양열이나 태양광 그리고 풍력 에너지에 비해 지속적이고 안정적으로 그 사용이 가능하다. 지열을 이용한 지열히트펌프는 상업적으로 이용이 가능한 지하 100 ~ 300 m 깊이의 지열원을 이용하여 여름에는 실내의 열을 흡수하여 지중으로 방출하여 냉방운전을 하고, 겨울에는 지중의 열을 흡수하여 실내로 방출함으로써 실내를 난방운전을 하는 기기이며, 현존하는 냉·난방시

스템 중 가장 효율적이고 환경 친화적이며 운전비용의 절감이 가능하다는 평가를 받고 있다. 반면에 초기투자비용이 높다는 단점이 있어 그 단점을 해결할 수 있는 방안으로서의 하이브리드 지열히트펌프의 기술 및 적용효과에 대해 기술하고자 한다.

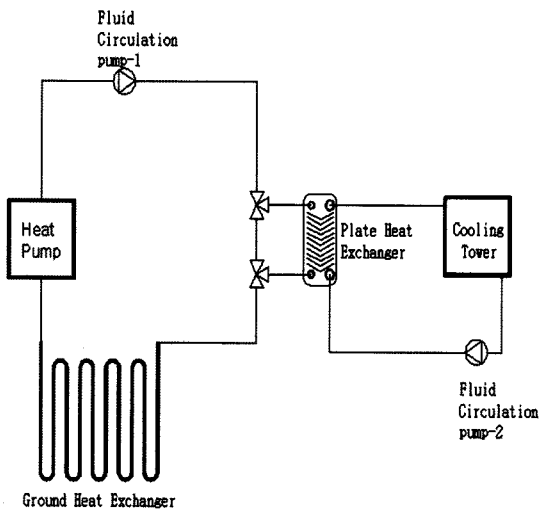
## 2. 본론

### 2.1 하이브리드 지열히트펌프의 필요성

전 세계에는 연중 냉방부하가 연중 난방부하보다 상대적으로 큰 기후조건인 지역이 상당수 존재하며, 이러한 부하의 불균형은 히트펌프의 장시간 운전을 통해 지중 열축적(heat buildup)으로 인한 지중온도의 상승은 시스템 성능을 저하시킨다. 이 문제점은 지중 열교환기의 크기를 증가시키거나 지중 열교환기의 보어홀(bore hole)의 간격을 증가시키는 방법을 통해 해결할 수 있으나, 단지 지중 열교환기의 크기를 증가시킬 경우 지열히트펌프의 초기투자비용이 커져 단기적인 경제성을 악화시킨다. 국내의 경우 정부보조금이 없

으면 지열히트펌프의 보급이 극히 제한될 수 밖에 없는 실정이다. 또한 국내의 경우 지중 열교환기를 설치하기 위한 공간이 제한적이기 때문에 지중 열교환기의 보어홀의 간격을 증가시키기 어려운 실정이다.

하이브리드 지열히트펌프는 이러한 지열히트펌프의 단점을 보완하는 경제적이고 실용적인 대안으로 여겨지고 있다. 그림 1은 하이브리드 지열히트펌프의 개략도이다. 그림에서와 같이 하이브리드 지열히트펌프는 히트펌프 유닛과 지중 열교환기, 그리고 지중열원을 보충하는 보조기기로 구성되어 있으며, 보조기기는 판형 열교환기를 사이로 지중루프와 분리시키는 것이 일반적이다. 그리고 가장 일반적인 보조기기는 냉각탑이며, 최대부하 운전조건에서 지중 열환경이 악화되었을 경우 히트펌프로부터 토출된 물이 판형 열교환기에서 일차적으로 열을 방출하고 지중 열교환기로 유입된다. 따라서 하이브리드 지열히트펌프는 최대부하 시 지중 열교환기의 부하를 감소시킴으로써 설계 시 지중 열교환기의 크기를 줄여 초기투자비용을 감소시킬 수 있다. 하지만 하이브리드 지열히트펌프는 보조기기의 추가로 인해서 기기의 구성과 제어가 복잡해진다는 단점이 있다.

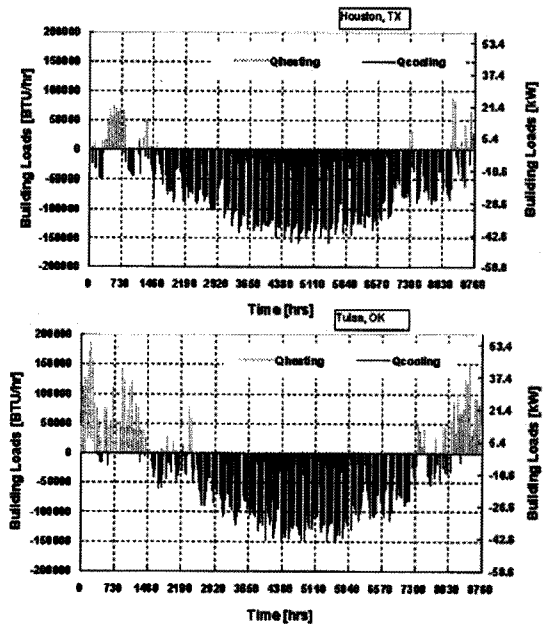


[그림 1] 하이브리드 지열히트펌프 시스템 개략도

## 2.2 연구동향

하이브리드 지열히트펌프에 관한 현재까지의 연구동향을 살펴보면, 보조기기의 용량산정, 경제성 평가 및 다양한 보조기기의 제어전략을 통한 성능특성에 관한 내용이 대부분이다.

ASHRAE(1995)는 하이브리드 지열히트펌프 시스템에서 지중 열교환기의 요구면적과 초기비용 절감효과에 대해 기술하였고, Kavanaugh와 Rafferty(1997)는 하이브리드 지열히트펌프의 보조기기의 용량은 냉난방 최대부하의 차이에 의해 설계되어야 한다고 보고하였다. Yavuzturk와 Spitler(2000)는 하이브리드 지열히트펌프의 보조기기의 작동을 위한 다양한 제어전략의 장점과 단점을 비교하여 제어전략을 통한 효율향상 방안을 제시하였다. Man(2010) 등은 수월원 지열히트펌프에 냉각탑을 보조열원으로 적용하고 지중루프와 보조루프를 직렬로 배열하여 성능특성을 시뮬레이션 한 결과, 하이브리드 시스템은 지중의 열축적에 대한 문제를 해결하고, 공기열원 히트펌프와 비교해서는 운전비용을 감소시킬 수 있다고



[그림 2] 연간 시간에 대한 건물부하(Houston, Texas와 Tulsa, Oklahoma)

보고하였다. 국내의 경우 하이브리드 지열히트펌프에 관한 연구가 상대적으로 부족한 실정이며, 국내 적용 가능성에 대한 연구가 요구되는 시점으로 판단된다.

### 2.3 적용효과

Yavuzturk와 Spitler (2000)는 하이브리드 지열히트펌프를 각각 다른 기후조건인 두 지역 Houston, Texas와 Tulsa, Oklahoma(두 지역 모두 연중 냉방부하가 상대적으로 크다)의 소형건물에 적용하여 다양한 보조기기의 제어전략을 통해 20년 동안 하이브리드 지열히트펌프를 운전하였을 때 소비된 비용을 비교하였다. 그림 2는 두 지역의 연간 건물부하를 시간단위로 나타낸 것으로 상대적으로 Tulsa, Oklahoma에 비해 Houston, Texas가 연간 냉방부하가 크다는 것을 알 수 있다.

### 2.4 제어전략

제어전략을 다음과 같이 5가지 경우에 대해 적용하였다. 즉,

Base case: 보조기기 없이 지중 열교환기를 설계한 지열히트펌프 운전

Case 2: 지중 열교환기를 보조기기의 사용을 고려하여 작게 설계, 하지만 보조기기는 사용되지 않는 지열히트펌프 운전

Case 3: 보조기기는 히트펌프 입구와 출구온도가 설정온도 이상 증가할 경우 작동

3a) 히트펌프 입구온도 > 35.8℃

3b) 출구온도 출구온도 > 35.8℃

Case 4: 지열히트펌프 입구 혹은 출구온도와 대기 습구온도를 변수로 다음 3가지의 제어전략의 운전

4a) 히트펌프의 입구온도와 대기 습구온도의 차이가 2.0℃보다 클 경우 보조기기는 운전되고, 1.5℃보다 작을 경우 보조기기는 정지한다.

4b) 히트펌프의 입구온도와 대기 습구온도의 차이가 8.0℃보다 클 경우 보조

기기는 운전되고, 1.5℃보다 작을 경우 보조기기는 정지한다.

4c) 히트펌프의 출구온도와 대기 습구온도의 차이가 2.0℃보다 클 경우 보조기기는 운전되고, 1.5℃보다 작을 경우 보조기기는 정지한다.

Case 5: 야간에 6시간동안 보조기기 운전을 통해 장기간 운전을 하여 지중온도의 상승을 피하고 지중열원을 회복시키기 위한 다음 3가지 제어전략의 운전

5a) 보조기기는 12:00a.m부터 6:00a.m까지 단독으로 운전되며, 추가로 보조기기는 히트펌프 입구온도가 35.8℃ 이상 증가할 경우 운전된다.

5b) 이 제어전략은 5a와 유사하며, 보조기기의 야간운전을 겨울철 3개월만 운전한다.

5c) 이 제어전략 역시 5a와 유사하며, 보조기기의 야간운전을 여름철 3개월만 운전한다.

### 2.5 비용분석

표 1과 표 2는 Houston과 Tulsa에서 각각의 경우에 대한 설비 및 전력소비 비용을 나타낸 것이다. 하이브리드 지열히트펌프는 연중 냉방부하에 비해 냉방부하가 클수록 지중 열교환기 크기를 줄임으로서 초기투자비를 줄일 수 있는 것으로 나타났으며, 모든 경우에서 하이브리드 적용효과도 큰 것으로 나타났다.

또한 하이브리드 지열히트펌프에서 보조기기를 히트펌프 출구온도와 대기 습구온도의 차이가 2.0℃를 넘을 때 작동하고, 1.5℃보다 작을 때 정지하는 제어전략(Case 4c)으로 운전할 경우 가장 효과적인 것으로 나타났다.

## 3. 결론

국내의 경우도 최근 건축물의 에너지 절감을 위한 기술적인 노력이 연구소와 기업 부설 연구소

<표 1> Houston, Texas의 각각의 제어전략에 대한 비용분석 요약

	Base Case "optimum design"	Case 2	Case 3a	Case 3b	Case 4a	Case 4b	Case 4c	Case 5a	Case 5b	Case 5c
Number of Boreholes	6 × 6	3 × 4	3 × 4	3 × 4	3 × 4	3 × 4	3 × 4	3 × 4	3 × 4	3 × 4
Total Length of Loop Installation (ft)	9000	2400	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000
Total Cost of Loop Installation (\$)†	\$54,000	\$18,000	\$18,000	\$18,000	\$18,000	\$18,000	\$18,000	\$18,000	\$18,000	\$18,000
Savings in Boreholes and Loop Installation (\$)			\$36,000	\$36,000	\$36,000	\$36,000	\$36,000	\$36,000	\$36,000	\$36,000
Max. Heat Transfer in the Cooling Tower (Btu/h)			267,762	290,280	154,036	186,268	134,294	97,763	133,061	143,365
Max. Heat Transfer in the Cooling Tower (tons of cooling)			22.31	24.19	12.84	15.52	11.19	8.15	11.09	11.95
Max. Flow Rate (gpm)	108	36	36	36	36	36	36	36	36	36
EWT Max. during 20 Years of Operation (°F)	96.6	126.6	96.3	97.6	90.9	94.3	80.5	96.0	97.8	97.6
EWT Min. during 20 Years of Operation (°F)	71.3	67.3	67.3	67.3	39.9	41.3	40.5	54.1	52.5	67.2
Design Capacity of the Cooling Tower (tons of cooling)	n/a	n/a	22.5	24.5	13.0	15.5	11.5	8.5	11.5	12.0
First Cost of Cooling Tower + Plate Heat Exchanger incl. Controls (\$)‡	n/a	n/a	\$7875	\$8575	\$4550	\$5425	\$4025	\$2975	\$4025	\$4200
Cost of Auxiliary Equipment (\$)‡	n/a	n/a	\$787	\$857	\$455	\$542	\$402	\$297	\$402	\$420
Total First Cost of Equipment (\$)‡	n/a	n/a	\$8662	\$9432	\$5005	\$5967	\$4427	\$3272	\$4427	\$4620
Present Value of 20-Year-Operation (includes CT fan + Circ. Pump Elec. Cons. for Cases 2 through 5) (\$)***	\$32,062	n/a	\$23,671	\$24,841	\$21,224	\$22,013	\$20,375	\$24,874	\$25,248	\$25,592
Present Value of Total Cost(\$)	\$86,062	n/a	\$50,333	\$52,274	\$44,229	\$45,980	\$42,803	\$46,146	\$47,676	\$48,212

\* Estimated as \$6.00 per ft of borehole, including horizontal runs and connections.  
 † Estimated as \$330.00 per ton of cooling, including controls.  
 ‡ Estimated as 10% of the first cost.  
 \*\*\* \$0.07 per kWh is assumed for cost of electricity. A 6% annual percentage rate is used for life-cycle cost analysis.

<표 2> Tulsa, Oklahoma의 각각의 제어전략에 대한 비용분석 요약

	Base Case "optimum design"	Case 2	Case 3a	Case 3b	Case 4a	Case 4b	Case 4c	Case 5a	Case 5b	Case 5c
Number of Boreholes	4 × 4	3 × 3	3 × 3	3 × 3	3 × 3	3 × 3	3 × 3	3 × 3	3 × 3	3 × 3
Total Length of Loop Installation (ft)	3840.00	2160.00	2160.00	2160.00	2160.00	2160.00	2160.00	2160.00	2160.00	2160.00
Total Cost of Loop Installation (\$)†	\$23,040	\$12,960	\$12,960	\$12,960	\$12,960	\$12,960	\$12,960	\$12,960	\$12,960	\$12,960
Savings in Boreholes and Loop Installation (\$)			\$10,080	\$10,080	\$10,080	\$10,080	\$10,080	\$10,080	\$10,080	\$10,080
Max. Heat Transfer in the Cooling Tower (Btu/h)			202,942	224,423	139,962	153,646	131,825	62,580	74,631	78,509
Max. Heat Transfer in the Cooling Tower (tons of cooling)			16.91	18.70	11.66	12.80	10.99	5.22	6.22	6.54
Max. Flow Rate (gpm)	48	27	27	27	27	27	27	27	27	27
EWT Max. during 20 Years of Operation (°F)	96.4	121.8	96.9	98.2	93.2	94.7	79.0	97.9	98.5	97.7
EWT Min. during 20 Years of Operation (°F)	50.2	39.9	39.8	39.9	24.3	24.5	24.2	39.2	38.8	39.9
Design Capacity of the Cooling Tower (tons of cooling)	n/a	n/a	17.0	19.0	12.0	13.0	11.0	5.5	6.5	7.0
First Cost of Cooling Tower + Plate Heat Exchanger incl. Controls (\$)‡	n/a	n/a	\$5950	\$6650	\$4200	\$4550	\$3850	\$1925	\$2275	\$2450
Cost of Auxiliary Equipment (\$)‡	n/a	n/a	\$595	\$665	\$420	\$455	\$385	\$193	\$228	\$245
Total First Cost of Equipment (\$)‡	n/a	n/a	\$6545	\$7315	\$4620	\$5005	\$4235	\$2118	\$2503	\$2695
Present Value of 20-Year-Operation (includes CT fan + Circ. Pump Elec. Cons. for Cases 2 through 5) (\$)***	\$21,587	n/a	\$19,254	\$20,360	\$19,003	\$19,424	\$18,248	\$20,814	\$20,863	\$20,978
Present Value of Total Cost(\$)	\$44,627	n/a	\$38,759	\$40,635	\$36,583	\$37,389	\$35,443	\$35,892	\$36,325	\$36,633

\* Estimated as \$6.00 per ft of borehole, including horizontal runs and connections.  
 † Estimated as \$330.00 per ton of cooling, including controls.  
 ‡ Estimated as 10% of the first cost.  
 \*\*\* \$0.07 per kWh is assumed for cost of electricity. A 6% annual percentage rate is used for life-cycle cost analysis.

를 통하여 부단히 이루어지고 있다. 그 중에서도 건물공조에 대한 에너지 소비가 건축물 에너지 소비량의 30 ~ 40%를 차지하고 있어 에너지 절감에 효과적인 지열히트펌프에 대한 기술적 진전이 이루어지고 있지만, 과도한 초기투자비로 인해 국내 보급의 활성화가 어려운 실정이다.

따라서 하이브리드 지열히트펌프의 국내 적용 가능성을 시범사업 등을 통해 제어전략 및 그 밖의 시스템 구성과 최적화 설계를 검토하여 보다 현실적인 대안을 마련, 지열히트펌프의 보급을 활성화시켜 에너지 소비를 절감시키는 것이 요구된다.

## 참고문헌

1. ASHRAE, 1995, Commercial/institutional ground-source heat pump engineering manual, American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning., inc..
2. Kavanaugh S. P., and Rafferty K., 1997, Ground-source heat pumps: design of geothermal system for commercial and institutional buildings, American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning., inc..
3. Man Y., Yang H., and Wang J., 2010, "Study on hybrid ground-coupled heat pump system for air-conditioning in hot-weather areas like Hong Kong," Applied Energy, Vol, 87. pp. 2826~2833.
4. Yavuzturk C., and Spitler J. D., 2000, "Comparative study of operating and control strategies for hybrid ground-source heat pump systems using a short time step simulation model," ASHRAE Trans., Vol. 106. part2. pp. 192~209.
5. Juseong Lee, 2011, " An Experimental on the erformance Characteristics of a Hybrid ground source heat pump with a Variation of Supplemental System Arrangement", 고려대학교 기계공학과 석사 학위논문. 