

부하추종형 고효율 지열히트펌프 시스템에 관한 연구 (1)

고득용*, 김옥중, 최상규, 장기창

A Study on the High Efficiency Ground Source Heat Pump System (1)

Deuk Yong Koh, Ook Joong Kim, Sang Kyu Choi, Ki Chang Chang

Abstract Cycle simulation of Ground Source Heat Pump(GSHP) system was carried out to determine the design specification of basic components such as turbo compressor and heat exchangers. Part load operation characteristics of the designed GSHP system was estimated using the compressor and heat exchanger performance data. A 50RT class turbo compressor for GSHP system is now under development, in which R134a refrigerant is adopted as working fluid. The compressor with variable cascade diffusers is designed to work both in cooling and heating modes so that it can actively keep up with the climate change with high efficiency. The normal running speeds of the compressor are 59000rpm for heating mode and 70000rpm for cooling mode respectively. It has two identical impellers at both ends of the rotor so as to minimize aero-induced thrust force effectively. GSHP system was coupled with a vertical type heat exchanger, and heat gain and heat loss from ground were evaluated per a bore hole. For the optimal integration of the heat pump system, its header for circulating fluid was combined with the ground heat exchangers in parallel and series configuration.

Key words Ground Source Heat Pump(GSHP, 지열히트펌프), Cycle Simulation(사이클 시뮬레이션), Turbo Compressor(터보 압축기), Ground Heat Exchanger(지중열교환기)

* 한국기계연구원
 ■ E-mail : dykoh@kimm.re.kr ■ Tel : (042)868-7422 ■ Fax : (042)868-7335

1. 서론

지열히트펌프는 현존하는 공간냉난방 시스템 중에서 가장 효율이 높고, 환경친화적이며, 비용을 절감하는 시스템이라고 미국의 EPA는 밝히고 있으며, 공기열원 히트펌프에 비해 40% 이상의 에너지 절감이 가능하고, 전열기를 이용한 난방과 에어컨을 사용하는 경우에 비하면 70%의 에너지를 절감할 수 있으므로 이에 대한 국내 적용기술 개발이 필요한 실정이다. 이렇듯에도 불구하고 국내의 지열히트펌프 시장은 산업기반이 취약

하여 거의 모든 기술을 선진 외국기술에 의존하고 있으며, 초기설치비용이 매우 높은 편이고 국가의 정책적인 지원이 부족하여 보급에 장애를 받고 있다. 하지만 현재 우리나라에서도 대체에너지기술개발과 보급에 많은 관심을 갖고 있기 때문에 이에 대한 산업기반을 갖출 수 있도록 국내 여건에 맞는 지열히트펌프 기술개발이 필요하게 되었다.

따라서 본 연구과제는 부분부하 대응성이 우수한 고효율 터보압축기와 모듈화된 지중열교환기를 조합하여 패키지화함으로써 국내 실정에 적합한 표준형 지열히트펌프 시스템을 개발

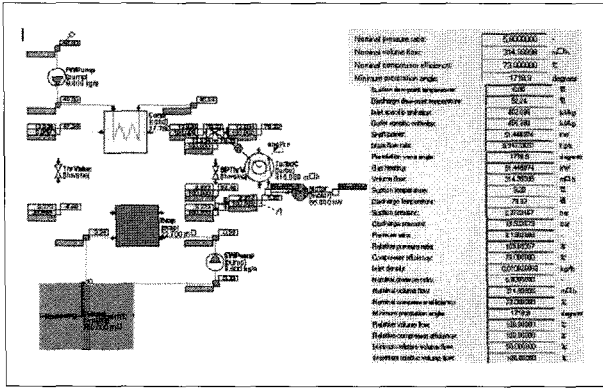


Fig. 1 Result of cycle simulation (heating mode)

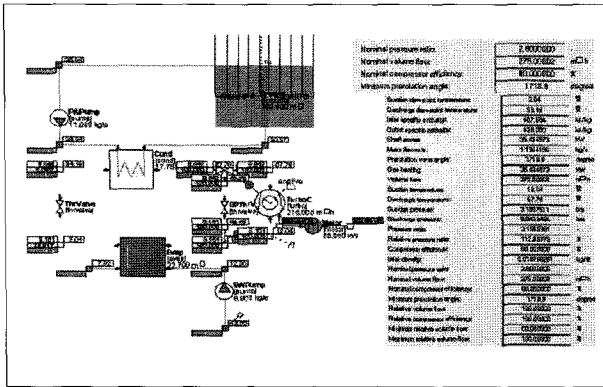


Fig. 2 Result of cycle simulation (cooling mode)

하고자 한다.

2. 사이클 시뮬레이션

50 RT급 지열히트펌프 시스템의 주요 규격(압축기의 설계 점, 응축기 및 증발기의 용량 등) 결정을 위하여 사이클 시뮬레이션을 수행하였다. 사이클 시뮬레이션은 FrigoSim⁽¹⁾을 이용하였으며 난방과 냉방 조건에 대하여 각각 그림 1과 그림 2와 같은 결과를 얻었다. 히트펌프 시스템은 R134a를 작동 매체로 사용한 것으로 설정하였으며 난방과 냉방의 조건은 ISO 13256-2⁽²⁾의 "Ground-loop heat pumps" 정격 시험 조건을 이용하였다. 이와 같은 시뮬레이션을 통하여 열펌프 시스템의 용량과 성능에 결정적인 영향을 미치는 압축기와 응축기, 증발기의 규격은 각각 다음의 표와 같이 결정하였다.

응축기와 증발기의 주요 사양은 판형 열교환기 제조사인 SWEP사와의 협조를 통하여 최종적으로 결정한 것이며 표에

Table 1. Specification of Compressor

	냉방	난방
회전수(rpm)	59,600	70,000
압축비	3.16	6.13
효율	80.0	73.0
체적유량(m ³ /h)	275.0	315.0

Table 2. Specification of Evaporator

Condition	Side 1(R134a)	Side 2(Brine)
Inlet temp.(°C)	2.4	12.0
Outlet temp.(°C)	0.6	7.0
Mass flow rate(kg/s)	1.061	9.8
Capacity(kW)	177.9	
Heat transfer area(m ²)	22.7	
Overall heat transfer coefficient(W/m ² · K)	1150	1110
Operating pressure(bar)	2.99	
Pressure drop(kPa)	26.3	47.4

V57 × 138H / 1P

Table 3 Specification of Condenser

Condition	Side 1(R134a)	Side 2(Brine)
Inlet temp.(°C)	56.0	25.0
Outlet temp.(°C)	36.0	30.0
Mass flow rate(kg/s)	1.1	11.0
Capacity(kW)	205.3	
Heat transfer area(m ²)	17.78	
Overall heat transfer coefficient(W/m ² · K)	2361	1075
Operating pressure(bar)	9.6	
Pressure drop(kPa)	0.024	52

B200 × 142H / 1P

는 제품의 모델명과 판의 수가 나타나 있다. 터보 압축기의 기본 설계 사양은 냉방과 난방에 대해 제시하였으며 이 데이터를 이용하여 기본 설계된 압축기의 성능 Map을 이용하여 부분 부하에서의 작동 상태를 조사하였다.

그림 3은 난방의 부하에 따라 요구되는 온수의 유량과 히트펌프의 용량을 나타낸 것으로서 45°C의 일정한 온수 출력을 위해서는 부하에 따라 온수 유량은 약 9kg/s에서 5kg/s로, 난방 능력은 약 180kW에서 100kW 정도로 감소해야 함을 알 수 있다. 이 때 그림 4에 보인 바와 같이 압력비는 크게 변화하지 않은 상태에서 냉매의 유량은 그림 5에 보인 바와 같이 약 0.95

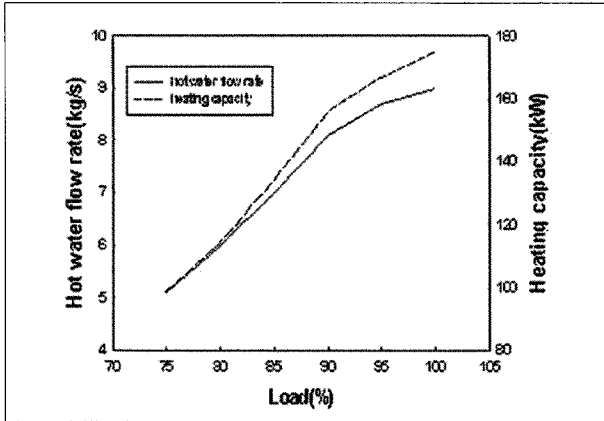


Fig. 3 Hot water flow rate and heating capacity vs. load (heating mode)

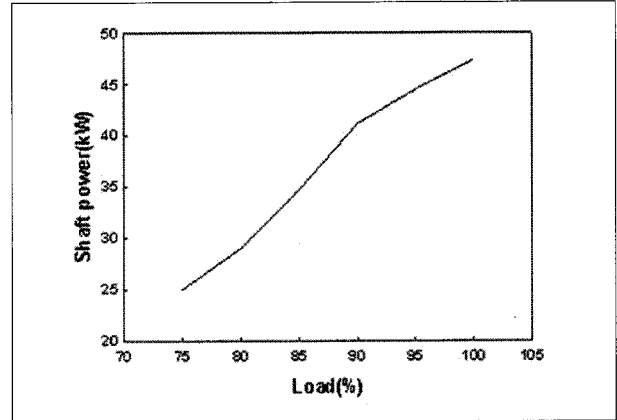


Fig. 6 Shaft power vs. load (heating mode)

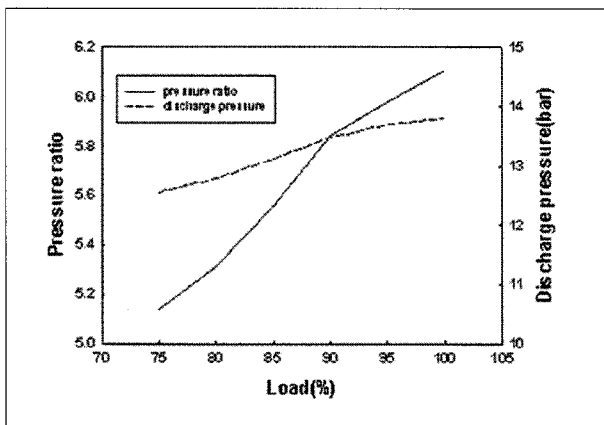


Fig. 4 Pressure ratio and discharge pressure vs. load (heating mode)

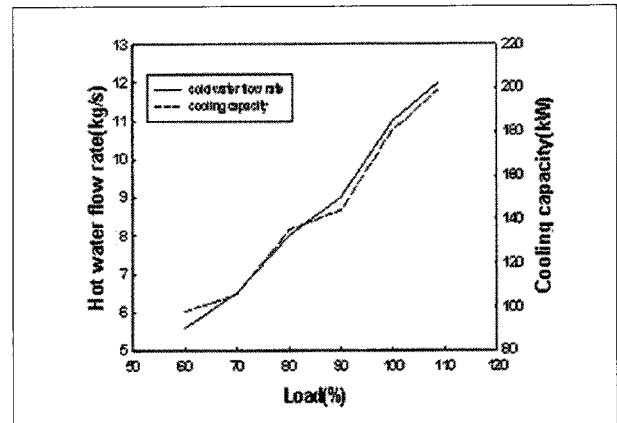


Fig. 7 Cold water flow rate and cooling capacity vs. load (cooling mode)

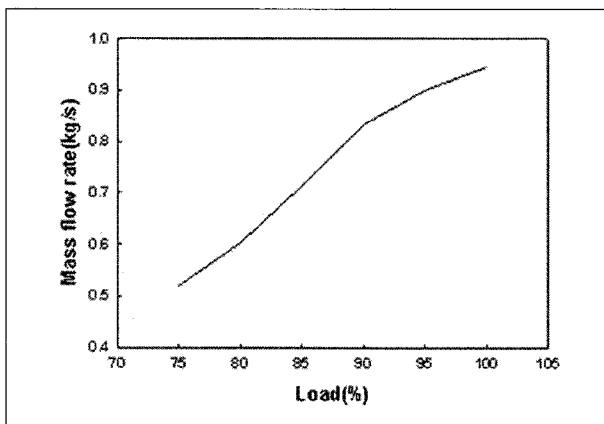


Fig. 5 Mass flow rate vs. load (heating mode)

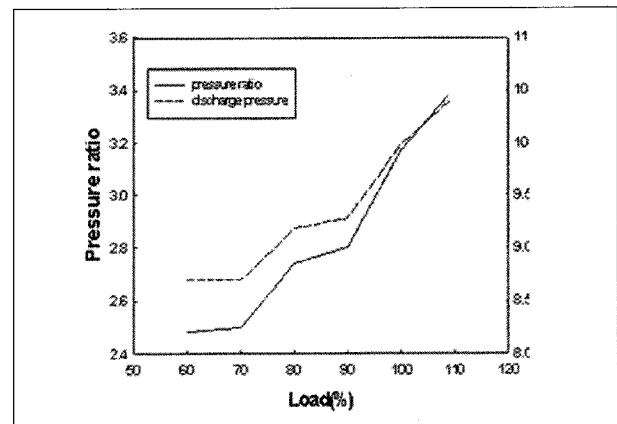


Fig. 8 Pressure ratio and discharge pressure vs. load (cooling mode)

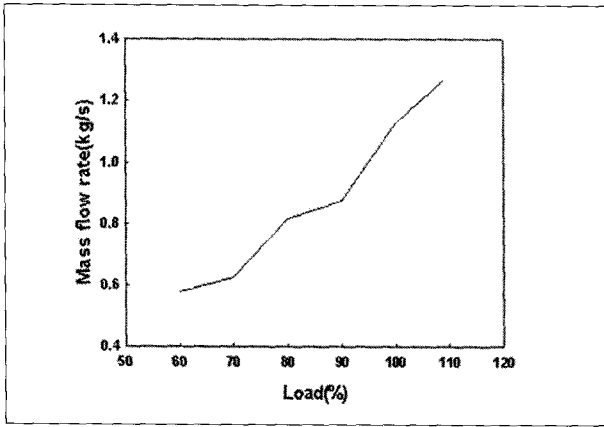


Fig. 9 Mass flow rate vs. load (cooling mode)

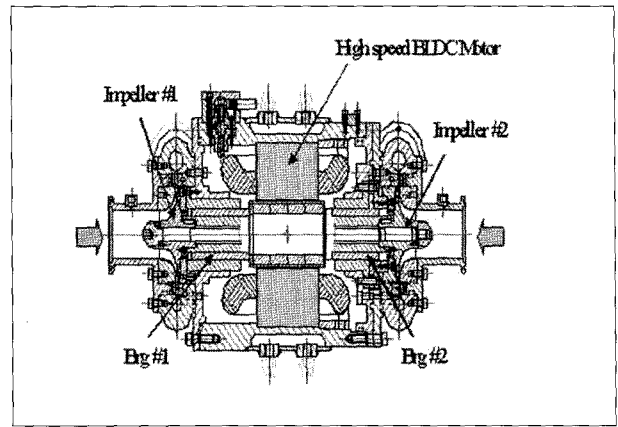


Fig. 11 Drawing of 50RT turbo compressor

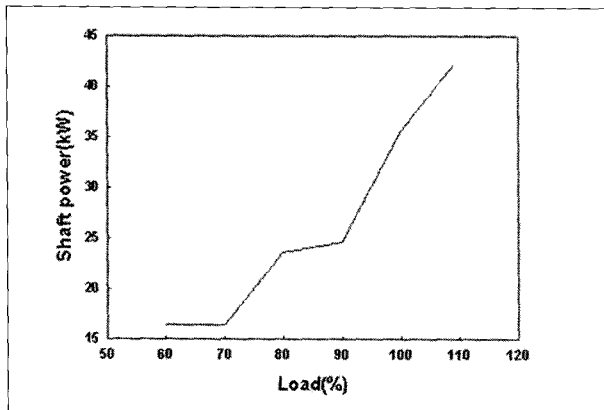


Fig. 10 Shaft power vs. load (cooling mode)

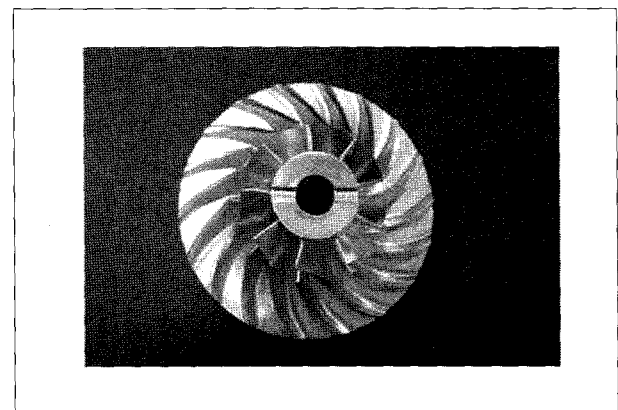


Fig. 12 Impeller

kg/s에서 0.5 kg/s로 감소하며 이에 따라 압축기 소요 동력 역시 그림 6에 보인 바와 같이 75%의 부하에서는 전 부하에 비해 약 1/2정도로 감소함을 예측할 수 있었다.

그림 7 ~ 그림 10은 냉방 운전시의 부분 부하 운전 특성을 보인 것으로 부분 부하의 범위가 110%로부터 60%까지 확대가 가능하며 난방 운전시에 비해 압력비, 토출 압력 및 압축기 소요 동력이 낮거나 작은 값을 가짐을 알 수 있다.

3. 압축기

지열 히트펌프 시스템의 핵심 부품인 압축기는 일반적으로 소형(30RT 이하)의 경우 왕복동식, 로터리식, 스크롤식이 사용되고 중형(30RT 이상 200RT 이하)의 경우에는 스크루식이 주로 사용된다. 본 연구에서 개발하고자 하는 50RT급 히트펌프의 경우 스크루 또는 왕복동식의 압축기를 채택하는 것이 일반

적이거나 현재의 스크루나 왕복동 압축기는 구조상 난방 및 냉방 부하의 계절적 변화에 능동적으로 대처할 수 없을 뿐만 아니라 본 연구에서 목표로 하는 oil-free운전을 실현하기 위해서는 왕복동 압축기의 경우에는 기술개발이 불가능하며 스크루 압축기의 경우에도 상당한 난이도의 기술개발이 필요하다. 현재 oil-free 스크루형 압축기는 작동유체가 공기인 경우에만 개발되어 있으며, 스크롤 압축기의 고효율화를 위해서는 매우 높은 가공 정밀도를 요하게 되므로 제작단가 및 유지보수 비용이 증가한다. 이에 비해 터보형 냉매 압축기는 냉매를 윤활제로 하는 가스 베어링과 가스베어링으로 지지되어 저온, 저압의 가스 냉매를 압축시키는 고속의 1단 원심형 임펠러 및 원심 임펠러 구동을 위한 시스템 내장형 고효율 전동기로 구성된 시스템이다. 이와 같은 터보 압축기는 기존에 사용되고 있는 용적형 압축기에 비해 고효율이며, 가공 정밀도가 낮고 부품수가 작아 제작 단가, 유지, 보수비용이 상대적으로 낮고 또한 냉매의 팽창 시에 소모되는 에너지를 부분적으로 회수 할 수 있는 터빈

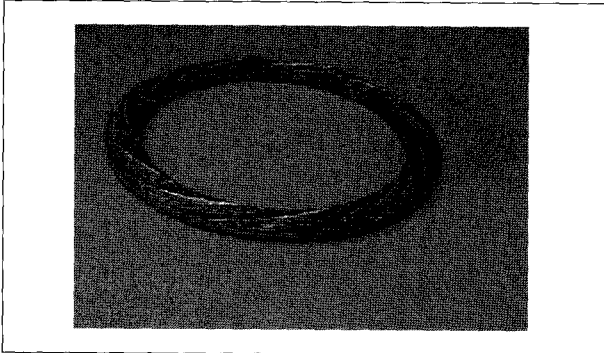


Fig. 13 Cascade diffuser

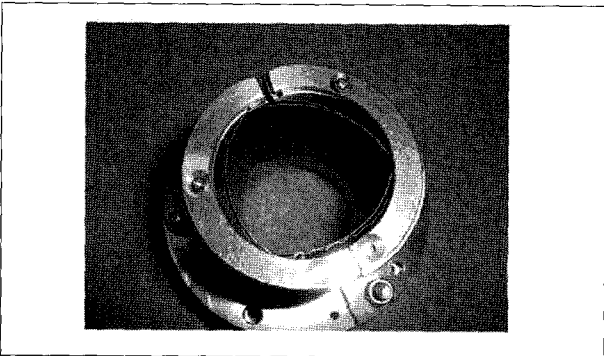


Fig. 14 Gas bearing

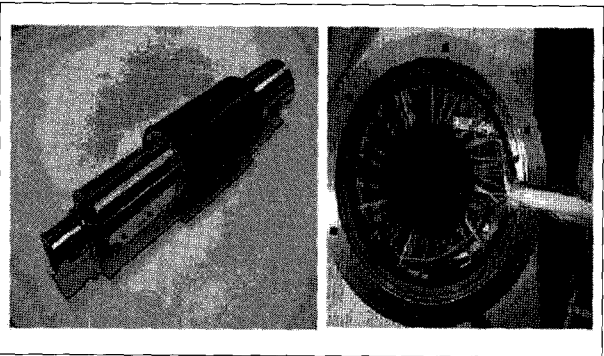


Fig. 15 BLAC Synchronous motor

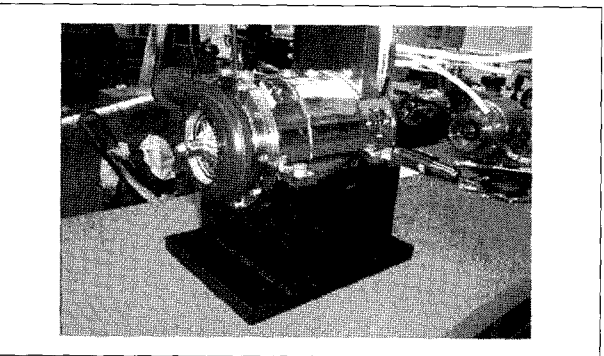


Fig. 16 50RT oil-free turbo compressor

을 활용하여 에너지의 절감을 도모할 수 있다.

그림 11은 현재 개발이 진행 중인 가스 베어링으로 지지되고 있는 50RT급 Oil-free 터보 냉매압축기의 개략도이다.

압축기는 회전축의 양단에 Back to Back 형태로 동일한 형상의 임펠러(그림 12)를 배치하여 축 추력 문제를 해결하고자 하였으며 난방시 약 59000rpm, 냉방시 약 70000rpm의 정격 운전속도일 때 각각 81%, 79%의 압축효율을 갖도록 하였다. 난방과 냉방 모드를 동시에 만족하기 위해 가변 cascade형 diffuser(그림 13)를 고안, 현재 특허출원 중에 있다.

회전축은 가스 베어링(그림 14)으로 지지, 작동유체인 R134a 냉매를 윤활제로 함으로써 일반적으로 사용되는 구름 베어링에서 사용되는 베어링 윤활용 Oil 또는 그리스를 사용하지 않는 Oil-free 운전을 할 수 있도록 하였다. 가스 베어링을 사용하는 Oil-free 운전은 시스템의 열교환 효율을 향상시킬 뿐만 아니라 유지 보수를 용이하게 함으로써 초기 투자비의 조기 회수를 가능하게 하는 매우 중요한 시스템 특성이다.

개발 중인 50RT급 터보 냉매 압축기는 냉난방시 정격 부하가 각각 35.5kW(@59000rpm), 47.9kW(@70000rpm)로서 고속에서의 이러한 부하특성을 만족하기 위해 영구자석을 이용한 Brushless AC 동기 전동기(그림 15)를 개발하였다.

현재 이러한 50RT급 터보 냉매 압축기의 각 핵심요소 부품들을 개발 완료하여 그림 16과 같은 시작품을 조립, 성능평가를 위한 준비작업을 수행하고 있다.

4. 50RT 히트펌프 연계 지중열교환기

지중열교환기를 설치하고자 하는 지역의 면적, 지질구조, 천공비용 등을 고려하여 수평형 또는 수직형 지중열교환기를 선택하게 된다. 학교의 운동장 또는 넓은 주차장을 구비한 공공 건물 등에서 소규모로 설치할 때 수평형 지중열교환기를 고려할 수가 있지만 국내에서는 설치공간이 제한적이고 건물의 냉난방부하가 크기 때문에 대부분 수직형 지중열교환기를 설치하게 된다. 따라서 본 연구개발에서 50RT 히트펌프와 연계할 지중열교환기는 수직형을 선택하고, 하나의 보어홀에 대한 지중으로의 열취득 및 방출열량을 평가하여 이를 50RT 히트펌프의 용량에 연계시킬 수 있는 순환유체의 헤더와 각각의 지중열교환기 연결을 직렬과 병렬을 혼합하여 최적의 운전특성을 확보할 수 있는 지중열교환 시스템을 구성하고자 한다.

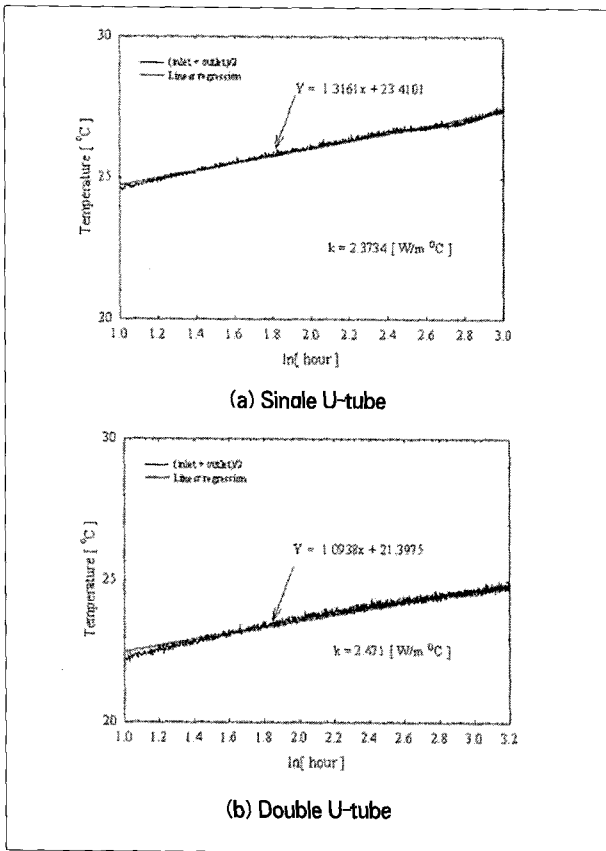


Fig. 17 Temperature response with respect to natural logarithm of elapsed time

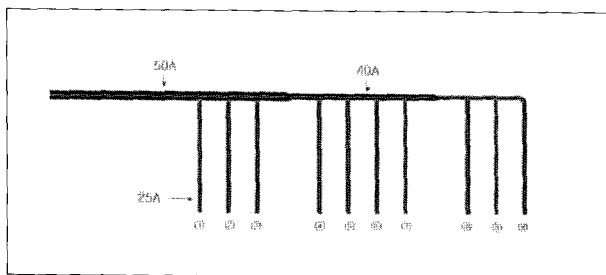


Fig. 18 Header design for GSHP ground coils

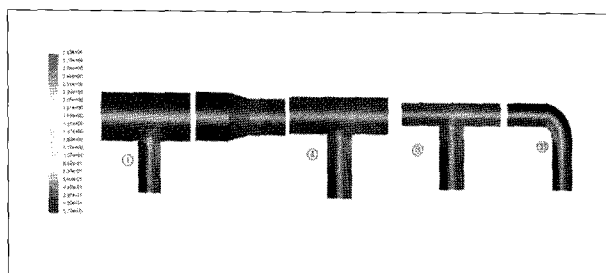


Fig. 19 Velocity distribution of header

4.1 수직형 지중열교환기 열응답 테스트

보어홀의 성능평가를 위해서 Single U-tube와 Double U-tube 두가지 수직형 지중열교환기를 제작하여 열응답 테스트를 실시하였으며, 하나의 직선으로 가정하여 해석하였다. 열전도 해석 방법이 비교적 단순한 라인소스 모델은 지중열교환기의 입출구 온도 변화를 대수시간에 대한 평균온도 변화 곡선으로 나타내고, 그때의 기울기를 구하여 열전도도를 계산할 수 있게 된다. 순환유체의 용량을 0.91m³/hr, 1.36m³/hr로 설정하고, 열입력을 8kW와 3.5kW, 3kW로 변화시켜가면서 초기 온도 상온에서 지중열교환기 입구와 출구에서의 온도를 측정하였다. 그림 17은 입출구 온도변화에 대한 대수시간 그래프이다. 각각의 조건에서 열응답 테스트 결과 Single U-tube의 경우 평균유효열전도도가 약 2.347W/mK이며, Double U-tube의 경우 약 2.548W/mK로 Single U-tube 지중열교환기보다 약 8.6% 높은 열전도도를 가진 것으로 나타났다.

4.2 순환유체 병렬시스템 헤더

다수의 지중열교환기에 순환유체가 일정하게 흐르도록 하기 위해서 헤더의 설계를 위해 전산해석을 통한 헤더 내부의 유동장과 각 열교환기로 공급되는 유량을 계산하였다. 그림 18은 설계한 헤더의 형상으로 헤더의 주관은 50A이고, 각 지중열교환기로 가는 분지관의 지름은 25A이다. 그림 19는 헤더 내부의 속도분포를 나타낸 것으로 T형 분지관에서 큰 와류가 발생하는 것을 확인할 수 있다. 전체적으로 113.4lpm의 순환유체가 공급된다고 가정했을 때 각 분지관으로 평균 0.189kg/s의 브라인이 공급되고, 가장 멀리 설치된 10번 분지관은 약 0.184 kg/s의 브라인이 공급되며, 이는 평균과 비교하여 약 2.6% 적게 공급되는 것이다.

4.3 지중열교환 직렬 및 병렬 배치도

히트펌프의 용량에 따라서 보어홀의 깊이 및 수가 결정되면 히트펌프의 실외기에 순환되는 유체의 온도차를 결정하여 다수의 지중열교환기에 대한 직렬 및 병렬을 혼합하여 연결하게 된다. 일반적으로 히트펌프의 실외기 순환유체의 입출구온도차는 약 3~5℃를 유지하도록 설계하고, 지중열교환기의 파이

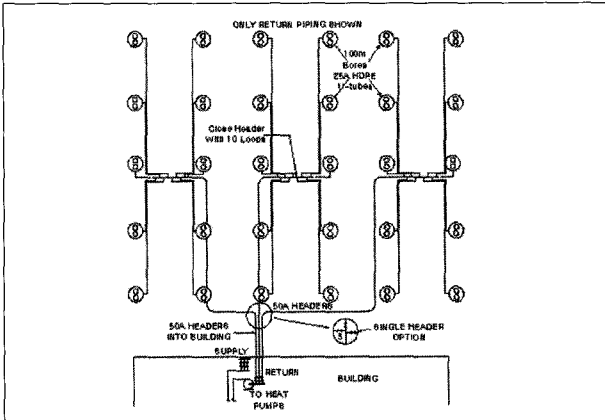


Fig. 20 Plan and details of ground heat exchanger layout

프의 크기가 25A인 경우 22.7lpm의 순환유체가 흐르도록 하고 있다. 따라서 하나의 지중열교환기의 열전달율이 평가되면 그림 20과 같이 지중열교환기를 직렬 및 병렬을 혼합하여 배치도를 구성함으로써 히트펌프가 최적의 운전조건을 가지고 가동될 수가 있다.

5. 결론

본 연구과제는 부분부하 대응성이 우수한 고효율 터보압축기와 모듈화된 지중열교환기를 조합하여 패키지화함으로써 국내 실정에 적합한 표준형 지열히트펌프 시스템을 개발하고자 주관연구기관인 한국기계연구원과 3개의 참여기업, 위탁연구기관인 한국에너지기술연구원 및 충남대학교, 경상대학교 등의 긴밀한 연구협력을 바탕으로 연구를 수행하고 있으며, 현재 각 구성품별로 단품제작을 완료하여 성능시험을 수행중이며, 추후 전체 시스템을 조립하여 지열히트펌프의 성능시험을 수행할 예정이다.

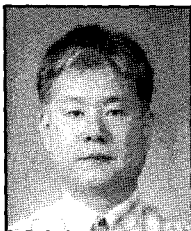
References

(1) Thorbergsen, E., 1997, FrigoSim Instruction Manual.
 (2) ISO 13256-2, 1998, Water-source heat pumps - Testing and rating for performance - Part2: Water-to-water and brine-to-brine heat pumps
 (3) k.Y Lee, Y.S Choi and W. J Park, 2003, "Numerical

Study on Tip Clearance Effect on Performance Characteristics of a Centrifugal Compressor for R134a Turbo-Chiller," Proceeding of the KFMA Annual Meeting, pp. 451-456.

(4) Y. D Lee, J. J Jeong, H. K Lee, P. H Yoon and K. Y Kim, 2004, "Development of the Centrifugal Compressor for a R134a Turbo- Chiller: Part 1 : Design of the Centrifugal Compressor," Journal of Fluid Machinery, Vol.3, No. 4, pp. 44-51.
 (5) AEA Technology Engineering Software Inc., CFX-Bladegen, Version 4.1.
 (6) AEA Technology Engineering Software Inc., CFX-TASCflow, Version 2.11.1.
 (7) NIST, National Institute of Standards Technology, U.S.A., REFPROP v7.0.
 (8) Kavanaugh, P. and Rafferty, K., 1997, Ground-source heat pumps : Design of geothermal systems for commercial and institutional buildings, ASHRAE.
 (9) Shon, B. H., Cho, C. S., Shin, H. J. and An, H. J., 2004, Heat exchanger performance of vertical u-tube ground heat exchangers, Proceedings of the SAREK 2004 Summer Annual Conference, pp. 1323-1328.
 (10) Yavuzturk, C., 1999, Modeling of vertical ground loop heat exchangers for ground source heat pump system, Doctor of Philosophy Thesis, Oklahoma State University.
 (11) Mogensen, P., 1983, Fluid duct wall heat transfer in duct system heat storage, Proceedings of International Conference on Subsurface Heat Storage in Theory and Practice, Stockholm, Sweden, pp. 652-657.

고득용



1982년 한양대학교 기계공학과 공학사
1985년 한양대학교 기계공학과 공학석사
2000년 한양대학교 기계공학과 박사과정 수료

현재 한국기계연구원 에너지기계연구센터 센터장, 책임연구원
(E-mail : dykoh@kimm.re.kr)

김옥중



1983년 아주대학교 기계공학과 공학사
1985년 한국과학기술원 기계공학과 공학석사
1998년 한국과학기술원 기계공학과 공학박사

현재 한국기계연구원 에너지기계연구센터 책임연구원
(E-mail : ojkim@kimm.re.kr)

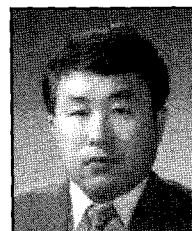
최상규



1983년 한양대학교 기계공학과 공학사
1988년 Texas A&M 대학교 기계공학과 공학석사
1992년 Texas A&M 대학교 기계공학과 공학박사

현재 한국기계연구원 정보장비연구센터 책임연구원
(E-mail : skchoi@kimm.re.kr)

장기창



1983년 한국항공대학교 기계공학과 공학사
1987년 충남대학교 기계공학과 공학석사
1999년 충남대학교 기계공학과 공학박사

현재 한국에너지기술연구원 미활용에너지연구센터 책임연구원
(E-mail : kcchang@kier.re.kr)