

공학석사 학위논문

해수 열원 열펌프 압축기의
액분사 효과에 대한 실험연구

An Experimental Study of Liquid Injection
into the Compressor Cylinder of a Heat Pump
Utilizing Sea Water as Heat Source

지도교수 방 광 현

2002 년 8 월

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과

김 선 식

목 차

Abstract

기호설명

표목차

그림목차

제 1 장 서 론	1
제 2 장 선행연구 고찰	3
제 1 절 미활용 에너지를 이용한 열펌프에 관한 연구	4
제 2 절 열펌프 성능향상에 대한 연구	8
제 3 절 열펌프 압축기의 액분사 효과에 관한 연구	9
제 4 절 요약	12
제 3 장 실험장치 및 방법	14
제 1 절 실험장치	14
1. 해수의 온도 특성	15
2. 설계조건	15
3. 실험장치	16
가. 압축기	17
나. 해수 열교환기 및 배관	17
다. 액 분사부	20
라. 데이터 취득장치	21
제 2 절 실험방법	22
1. 최적 충전량 실험	22

2. 액분사 효과 실험	23
제 4 장 실험결과 및 고찰	33
제 1 절 냉매 충전량에 따른 열펌프 성능 변화	33
제 2 절 액분사 효과 실험	35
제 5 장 결론	46
참 고 문 헌	48

기 호 설 명

Alphabet

A	전열면적 [m^2]
COP_H	열펌프 성적계수
d	직경 [mm]
Q	열전달량 [W]
T	온도
ΔT_{LM}	대수평균온도 [$^{\circ}C$]
U	총괄열전달계수 [W/m^2k]
W	압축기 소요동력

하첨자

Hex	열교환기
i	관내측
o	관외측
r	냉매
wi	입구측 해수
wo	출구측 해수

표 목 차

표 2.1 미활용에너지원의 특성	13
표 3.1 열펌프 설계조건	25
표 3.2 Cupronickel의 물성치	25
표 3.3 구간 별 길이	25
표 3.4 시스템 요소의 체적 및 예상 냉매 분포	26
표 4.1 충전량에 따른 시스템 성능 결과 (1)	38
표 4.2 충전량에 따른 시스템 성능 결과 (2)	39

그림 목 차

그림 3.1 부산 월별 평균 해수 표면 수온 및 대기 온도	27
그림 3.2 일중 해수 표면 수온 변화	27
그림 3.3 압축기 냉각 능력 곡선	28
그림 3.0 압축기 소요 동력 곡선	28
그림 3.0 압축기 질량 유량 곡선	29
그림 3.6 실험장치의 개략도	30
그림 3.7 열교환기 단면도	31
그림 3.8 열교환기 도면	31
그림 3.9 장착된 해수 열교환기	31
그림 3.10 액분사부	32
그림 4.1 충전량에 따른 응축 압력 및 증발 압력	40
그림 4.2 충전량에 따른 응축 온도 및 증발 온도	40
그림 4.0 충전량에 따른 방열량	41
그림 4.0 충전량에 따른 성적계수 및 압축기 동력	41
그림 4.0 충전량에 따른 액온도, 흡입온도, 압축기 토출 온도	42
그림 4.0 충전량에 따른 과열도	42
그림 4.7 노즐 분사 광경	43
그림 4.8 분사량에 따른 응축압력	43
그림 4.9 분사량에 따른 증발압력	44
그림 4.10 분사질량에 따른 압축기 토출온도	44
그림 4.11 분사량에 따른 응축기 방열량	45
그림 4.12 분사량에 따른 압축기 동력 및 성적계수	45

An Experimental Study of Liquid Injection
into the Compressor Cylinder of a Heat Pump
Utilizing Sea Water as Heat Source

Sun-Sik Kim

*Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering
Graduate School, Korea Maritime University*

Abstract

An experimental investigation on the effect of refrigerant liquid injection into the heat pump compressor on the system performance has been carried out. The heat pump in the present study is designed to draw heat from sea water and equipped with a 3-hp reciprocal compressor. The compressor head cover and valve plate has been machined to accomodate two 0.58 mm-I.D. injection nozzles. When the liquid injection mass is increased up to 7.2 % of the refrigerant mass in the cylinder, the discharge gas temperature drops by 39 K. The liquid injection causes the rise of condensing pressure and accordingly compressor power. The COP, however, increases slightly and then decreases, indicating the existence of an optimum injection rate.

제 1 장 서 론

석유파동과 화석연료 자원의 한계, 또한 그 연료의 연소에서 발생하는 탄산가스의 배출이 지구의 온난화 문제를 발생하는 요인임을 인식하는 가운데, 소득증가로 인한 생활환경의 향상 욕구 및 고층화, 대형화된 사회 전반적인 시설로 인해 에너지 소비의 규모가 가속화되고 있다. 이에 따라서 각국은 에너지 절약과 대체 에너지 개발을 위한 다각적인 방법을 모색해 오고 있으며 소형화, 경량화를 달성하면서도 향상된 성능을 발휘하는 고효율의 장치를 고안하는 것뿐 아니라 효율적으로 에너지를 사용하는데 촉각을 곤두세우고 있다. 그중 한 분야로 해수나 하수, 폐열 등과 같은 경제적, 기술적으로 회수하기 힘들었고 석유에너지에 밀려 관심 밖이었던 미활용 에너지의 활용 방안에 대해 많은 관심을 가지게 되었다. 대부분 35°C 이하인 저온의 에너지를 난방에 적합한 에너지로 활용하기 위해서는 열펌프가 필요하며 열원의 특성에 따라 열회수 방법에 대한 다양한 연구가 집중되고 있다. 이러한 열펌프가 매우 유용한 장치로 인식이 되고는 있지만 동절기에 증기압축식 열펌프를 사용하여 60°C 이상의 난방용 온수를 얻고자 하는 경우에는 높은 승온폭으로 인해 압축기 토출가스 온도의 상승과 낮은 성능계수(COP)에 따른 경제성 저하 등의 문제가 발생하게 된다.

이러한 문제를 해결하기 위한 방안으로 다단 압축이나 이코노마이저를 이용한 연구와 압축기에 직접 냉매액을 분사하는 액분사 압축기에 대한 연구가 수행되어져 왔다. 이 가운데 압축기에 액을 분사하는 기술은 토출가스 온도 제어를 목적으로 오래 전부터 개발되어 왔으며, 냉동기 뿐만 아니라 공기압축기에도 많이 적용된 바 있다. 증기압축식 냉동기의 압축기 실린더 내부에 냉매 액을 분사하면 분사된 액이 증발하면서 압축기 내부의 증기 온도를 감소시키게 된다. 분사된 냉매액으로 인한 압축기 내부의 질량증가는 소요동력을 증가시키나, 압축과정에서의 온도감소는 승온

폭이 클 때 발생하는 오일의 열화를 방지할 수 있으며, 일반 압축기보다 높은 승온폭의 압축과정을 수행할 수 있다. 이 같은 열펌프 시스템에 액분사 압축기를 적용한 구체적인 연구로는 Holtzaple(1989), Yanagisawa et al.(1997)과 Kim et al.(2000)이 열펌프의 성능계수 향상을 목적으로 수행한 액분사 사이클 해석이 있다. 또한 Heo(2002)는 압축기 내부의 천이 상태 유동해석을 통해 실험 및 설계에 필요한 기초적 자료를 제공하였다.

본 연구의 목적은 미활용 에너지인 해수를 열원으로 한 열펌프를 구성하고, 높은 승온폭의 압축과정을 통해 60℃ 이상의 고온수 공급 시스템에서 압축기 액분사에 의한 냉매 및 냉동유의 열화 방지 효과 및 열펌프의 성능에 대해 실험적으로 고찰하여 향후 해수를 열원으로 하는 대형 시스템 설계의 기초자료를 제공함에 있다.

본 논문은 제2장에서 미활용 에너지 연구 사례, 열펌프의 고효율화 및 액분사 압축기에 관한 기존의 연구결과를 검토하였다. 제3장에서는 열펌프의 설계 및 제작, 실험방법 등에 대하여 기술하였고, 제4장에서는 실험 결과 및 이에 관한 고찰을 기술하였으며, 제5장에 본 연구의 결론을 서술하였다.

제 2 장 선행연구 고찰

열펌프는 광의의 의미로 본다면 저온의 열원으로부터 열을 흡수하여 고온 열원으로 열을 방출시키는 장치로서 공급되는 에너지를 유용한 열에너지의 형태로 변환시키는 열기관이며 열역학적으로는 열의 흡수 및 방출이 동시에 일어난다. 이러한 광의의 의미로의 열펌프는 열의 방출에 목적을 둔 열펌프, 열의 흡수에 목적을 둔 냉동기를 포함하나 작동 온도 범위만을 뿐 동일한 사이클로 구성되어 있다. 또한 협의의 의미로의 열펌프는 열의 방출에 목적을 두어 저온의 열원에서 흡수한 열과 압축일에 해당하는 열을 난방을 위한 공간으로 공급하는 장치로 해석할 수 있다. 저열원과 고열원의 매체에 따라서 공기 대 공기, 공기 대 물, 물 대 공기 및 물 대 물 방식이 있으며, 크게 증기압축식 열펌프와 흡수식 열펌프로 구분할 수 있다.

열펌프를 이용한 고온수기는 가열, 냉각 및 냉온수 동시 제조 운전이 가능하므로 높은 에너지 효율과 안정성, 취급용이성 등의 장점이 있으므로 수요 및 보급이 급증하는 추세이다. 그러나 열펌프 고온수기의 경우 연소를 이용하는 보일러에 비해 온수 온도가 낮고 온수의 온도를 높이는 데 한계가 있다. 특히 겨울철에 외기 온도저하는 난방부하를 증가시키는 반면 압축기 흡입 증기 비체적이 증가하여 냉매 질량 유량이 감소하고 토출온도는 증가하지만 가열능력은 저하하여 난방능력을 저하하는 문제가 발생한다(Kim, 1995). 열펌프로 끌어올릴 수 있는 온도 폭, 즉 승온폭은 열펌프의 형태, 작동유체인 냉매의 종류에 따라 차이는 있으나, 스크류 압축기의 경우에는 50~60℃까지의 승온폭을 얻을 수 있으며, 왕복동식 압축기를 이용하는 경우, 냉매를 R22, R502를 이용한다면 최고 허용 응축온도를 60℃까지 높일 수 있는 것으로 알려져 있다. 실제적으로 최고온도는 55℃정도이며 공급온수 온도는 50℃정도이다(Park, 1989). 이것은 R22와 R502의 임계온도가 각각 96℃, 82.2℃로 응축온도가 60℃보다 높아져 임

계온도에 가깝게 되는 경우 증발잠열의 저하로 열펌프의 성적계수가 떨어진다. 특히 토출온도가 임계온도보다 높아질 경우, 프레온계 냉매는 100℃ 이상에서는 화학적으로 불안정해며 유힬에 필요한 유힬유이 열화가 발생하기 때문이다.

위와 같은 문제들을 해결함과 동시에 성능향상을 도모하기 위해 동계에도 유힬경이 공기보다 안정적이고 높은 해수, 하천수나 생활하수와 같은 미유힬 에너지를 저온열원으로 사용하거나, 다만 압축을 이용하는 방법, By-pass 밸브를 장착하는 방법, 이코노마이저의 이용, 액분사 압축기를 사용하는 열펌프 등에 관한 연구가 수행되어져 왔다.

제 1 절 미유힬 에너지를 이용한 열펌프에 관한 연구

미유힬 에너지는 국내·외 문헌을 종합하여 정의한다면 에너지로서 가치가 있음에도 불구하고 경제적, 기술적, 제도적 장애요인으로 인해 널리 유힬되지 못하고 방치되거나 버려지고 있는 에너지를 통칭하는 말로서 일반적으로는 냉난방, 급탕열원으로 이용가능한 에너지이다.

미유힬 에너지는 100℃ 이상의 고온열원을 발생할 수 있는 쓰레기 조각장 폐열을 제외하고는 대부분 35℃ 이하의 저온열원이며, 냉난방·급탕 열량을 공급하기 위해서는 열펌프를 이용한 열변환이 필요하다. 또한 열발생지와 수요지가 시간적, 공간적으로 일치하지 않는 경우가 대부분이므로 축열조 및 에너지 이송 네트워크 시스템 구축이 필요하다. 미유힬 에너지원의 특성은 표 2.1과 같다.

미유힬 에너지를 이용한 시스템은 기존 냉난방시스템에 비해서 에너지 절약뿐만 아니라 이산화탄소(CO₂) 발생량을 40%~60% 정도 줄일 수 있고, 질소산화물(NO_x)의 생성을 60%~80% 정도 줄일 수 있으며 또한 축열식 열펌프를 이용하면 전력부하 평준화 효과도 기대할 수 있다(Park, 1998).

Choyu Watanabe et al.(1996)은 하천수를 이용하고, 시스템 시뮬레이션을 통해 super heat pump를 이용한 초고효율 건물 공조 열펌프 시스템의 실험결과를 검증하였다. 시스템은 나고야 시의 호리카와 강의 하구로부터 약 2 km정도 상류인 강변에 설치되었고, 실험은 1994년 1월부터 1995년 9월까지 수행되었으며 총면적 약 14,000 m²의 사무실 건물(Chubu 전력회사 본부의 별관)의 축열조에 냉수와 온수를 공급하였다. 이 열펌프는 여름철에 건물에서 발생한 열을 흡수하여 강으로 배열하며, 겨울철에는 그 역으로 작동한다. 자동 스트레이너(auto-strainer)를 통과한 하천수는 잠겨진 펌프(immersed pump)에 의해 티타늄 판형 열교환기에서 알루미늄 부식방지제가 섞인 에틸렌 글리콜 수용액과 열교환을 한다. 또한 열교환기를 출입하는 하천수의 온도차를 여름 및 겨울철 각각 5℃로 일정하게 유지하기 위해 인버터에 의해 펌프 유량을 조절하였다. 스크류 압축기를 사용하였고 증발기 및 응축기로 사용한 열교환기는 고성능 알루미늄 판형 열교환기였으며, 사용한 냉매는 HCFC22/HCFC142b(79/21mol%)이다. 하천수는 주로 해수와 일부 처리된 하수로 구성되어 있다. 여름철 하천수의 온도는 19℃에서 최대 29℃로 변화하였고, 외부 공기와의 온도차는 8월 초순에 최대 13℃까지 기록되었다. 겨울철의 경우, 19℃에서 9℃로 변화하였고, 외부 공기와의 차는 12월 초순에 최대 16℃까지 기록되었다. 각각의 경우, 전체 시스템 및 super heat pump의 성적계수는 해수의 온도에 영향을 받아 각각 6.7~5.2 그리고 7.8~5.8, 겨울철의 경우, 6.4~4.4 그리고 5.3~4.4로 나타났다. 또한 저자는 하천수를 이용하는 시스템의 에너지 절약 효과를 비교하기 위해 냉각탑을 이용하는 시스템 및 공기열원 직접 이용하는 시스템에 대하여 시뮬레이션을 행하였다. 실험기간동안, 냉각탑과 기존의 공기열원 열펌프를 사용하던 시스템보다 냉방시 13%, 46.2%, 난방시 30.7%, 38.4%로 각각 높게 나타났다.

Sin H. J. et al.(1997)은 하수열원을 이용한 열펌프 시스템의 성능 및 경제성을 평가하기 위한 모델개발에 중점을 두고 하수처리장의 하수열 열

특성 조사 및 적용 타당성 검토, 자동세척장치의 적용 타당성 검토, 하수 열원 열펌프 시스템의 설계·제작 및 설치를 통한 성능실험 분야에 관해 연구를 수행하였다. 하수처리장에서 배출되는 하수의 열특성조사에서 온도는 겨울철 8~12℃, 여름철 20~25℃로서 열펌프의 열원으로서 훌륭한 조건을 갖추고 있으며 외기온과 비교할 때 온도의 안정성 측면뿐만 아니라 온도수준에서 볼 때 겨울철에는 열원으로, 여름철에는 냉각수로 사용한다면 공기열원에 비해 월등히 성능이 향상된 열펌프 시스템을 구성할 수 있음을 보여주었다. 50 RT규모의 시스템을 설치하여 냉방기에 운전을 실시한 결과 4.2~4.5의 비교적 안정된 성능계수를 나타내어 에너지절약형 냉난방시스템으로의 보급이 가능할 것으로 판단하였다.

설계조건으로는 하수처리 사업소내의 관리동과 아파트를 열공급대상으로 선정하였으며, 냉방부하는 1,490,000 kcal/day(TAC 2.5%), 축열조를 사용하여 냉방부하의 50%를 감당할 수 있는 용량으로 하였다. 또한 출구온도와 환수온도를 냉방시 7℃, 12℃, 난방시 45℃, 40℃로 설정하였다. 압축기는 반밀폐형 스크류식이고 증발기와 응축기는 shell & tube형으로 전열관은 Thermoexel-C형을 사용하였다. 응축기는 전열관의 내부로 냉각수 또는 온수가 흐르고 냉매는 shell 측에서 응축되도록 하였다. 폐수열교환기 전열관의 내부에는 냉·난방기에 항상 하수가 통과하도록 되어 있다. 증발기는 만액식으로 하였고 냉매는 전열관의 외부인 shell측에서 증발이 일어나도록 하고 냉수나 열원인 하수는 전열관 내부를 유동하면서 방열되도록 하였다. 하수처리장에서 배출되는 배출수는 각종 오염성분이 처리되어 방류수의 수질기준에 맞게 배출되지만 머리카락, 섬유부스러기 등의 고형물질과 Ca, Si, Mg 등 퇴적물을 형성하는 물질들을 많이 포함하고 있으므로 전처리설비로 자동 strainer와 세척장치를 설치하였다.

Oh J. T. 등 (1999)은 육상수조 양식을 위한 해수온도 자동조절 열펌프를 개발하였는데 이 열펌프는 양식수조의 해수적정온도를 항시 유지하고 에너지 다소비형인 기존의 보일러보다 에너지 비용이 저렴하면서도 동력

원으로 청정에너지(전기)를 사용하여 수온을 자동조절 시킬 수 있는 고성능 열펌프 시스템이다. 기존의 양식장을 모델 시험장으로 하여 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 최고의 성적계수를 산출, 설계프로그램을 활용해 시스템을 제작, 설치, 시운전 행하였고 정상가동 시켜 문제점을 분석검토 하였다. 이 열펌프는 여수대학교 수산증양식 연구센터 양식장에 설치되었고 시간당 40 Ton의 해수를 양식에 필요한 온도로 수조에 공급시킬 수 있는 능력을 가지고 있다. 시스템 설계는 다음과 같은 방식으로 시스템 성능을 최적화시킬 수 있었다. 양식수조의 온도를 18℃로 유지하기 위해, 난방시 바다로부터 공급된 여수연안 최저 4℃의 해수와 양식장에서 사용된 오염된 16℃의 폐해수를 티타늄 관형 열교환기를 통해 열교환 시켜, 신선한 해수는 12.6℃로 승온 시켜 응축기로 공급해 냉매와 열교환 후 수조로 18℃로 공급하고, 7.4℃로 냉각된 폐해수는 증발기 열원으로 사용했고, 난방시 최대 30℃의 해수와 18℃의 폐해수를 열교환 시켜, 21.2℃와 26.8℃로 각각 냉각 및 승온되고 이를 증발기와 응축기로 보내어 18℃의 신선한 해수를 수조로 공급하고 응축기 열원으로 사용하였다. 이러한 설계를 바탕으로하여 운전한 결과, 성적계수는 난방시 증발온도에 따라 최고 14에서 최저 6.1로 나타났고, 냉방시 6.1로 일반시스템보다 상당히 높은 성적계수를 나타냈다. 이것은 폐열을 회수시킨 다음 바다로 버리는 열원을 다시 열펌프에 이용하기 때문이며, 동절기 7개월 동안 보일러를 사용해 가열을 시킨 시스템보다 에너지가 15배정도 절약되었고, 하절기 5개월 동안 사용한 전기료는 동절기의 50%정도로 나타나 에너지 절약뿐만 아니라 공해 및 환경오염 방지에도 큰 역할을 할 것으로 기대하고 있다.

제 2 절 열펌프 성능향상에 대한 연구

Kim et al.(1995)은 HCFC 및 HFC 냉매들을 단일 또는 혼합냉매로 사용하고, 스크류 압축기, 두 개의 이코노마이저(Economizer),

SLHX(Suction Line Heat Exchanger) 등으로 구성된 수퍼 히트펌프의 냉방성능 시뮬레이션을 통해 시스템 구성요소의 추가에 따른 시스템의 성능 변화와 최적 냉매 선정을 위한 연구를 수행한 바 있다. 일반적으로 냉매에 관계없이 SLHX, 이코노마이저 등이 추가로 설치될수록 성적계수가 증가되었고, 각 구성요소들에 대한 성능계수를 비교하여 혼합냉매, 증발기 측의 물의 온도차, 이코노마이저, SLHX 순으로 성능계수에 영향을 미치는 것을 확인하였다. 혼합냉매의 온도구배 차이와 2차 유체의 온도구배가 성능계수에 미치는 영향을 조사하였으며, CFC12와 HCFC22 각각의 대체냉매로는 VCR (Volumetric Capacity for Refrigeration)을 고려하여, 40%HCFC22/60%HCFC 142b와 25%HFC32/75%HFC134a를 제안하였다.

Hasegawa et al.(1996)은 TCCH(Two-stage Compression Cascade Heating Heat Pump) 사이클에 대한 연구에서 저단압축된 증기로부터 30~40℃의 물로 예열하고, 최종적으로 65℃의 온수를 공급하고자 하였다. 초기 실험결과, 성능계수는 3.44로 설계치보다 약 5% 작게 나타났으며, 예열에 사용되는 열교환기의 과도한 전열면적과 구조적 취약성에 기인하는 압력강하를 그 이유로 들었다. 저자는 이와 같은 문제를 해결하기 위해 셸-튜브형 열교환기로 교체하여 성능계수를 3.73으로 향상시킬 수 있었다.

국내에서도 Lee et al.(1998)이 다단 압축시스템을 사용하는 열펌프 시스템에 대한 연구를 수행한 바 있다. 열원으로는 50℃의 물을 이용하고, 공급하는 온수의 온도는 85℃ 정도로 이 때의 성능계수가 7.0 이상이 되는 3단 압축 열펌프 시스템에 대한 연구를 수행하였다. 비분기식의 경우에는 1단부터 3단까지의 압축단계 증가에 따라 성능계수가 향상되는 것으로 나타났으며, 사용되는 냉매에 대한 비교에서는 R123의 경우에 성능계수가 40%정도 향상되는 것으로 나타났다. 분기식과 비분기식에 대한 성능계수를 비교하여 분기식의 경우에 성능계수가 10% 정도 향상되는 결과를 얻었다.

제 3 절 열펌프 압축기의 액분사 효과에 관한 연구

압축기는 냉동시스템에서 냉매를 압축하여 순환시키는 중요한 구성요소로써 압축비가 큰 경우에는 토출온도가 증가하여 압축기의 파손이나 냉매의 열화를 가져올 수 있다. 이와 같은 현상을 방지하기 위한 목적으로 냉매나 물, 오일을 사용하는 액분사 압축기에 대한 연구가 오래 전부터 이루어져 왔으며, 왕복동식 압축기, 로터리 압축기, 스크류 압축기 등의 다양한 종류의 압축기에 적용되어 왔다(Rouleau(1946), Harry et al.(1966), Moody et al.(1974)).

Holtzapple(1989)는 R12와 암모니아의 냉매 특성을 비교하면서 암모니아의 냉매적 특성에 주목하였다. 즉, 암모니아는 천연냉매로 환경오염을 유발하지 않으며, R12에 비해 작은 고압전열면적을 필요로 하는 장점을 가지고 있는 반면에, 높은 과열증기 온도로 인해 냉매가 열화되는 단점이 있다. 이러한 암모니아의 단점을 극복하기 위해 응축기로부터 냉매액을 압축기의 토출구에 분사시켜 토출온도를 낮추는 방안과 냉매액을 압축과정에 분사시켜서 토출온도를 낮추는 방안에 대해 연구하였다. 암모니아를 압축과정에 분사시키는 경우 에너지 효율이 최대 약 10~15% 향상되는 것으로 나타났으며, 냉매의 증발잠열에 따라 영향을 받는 결과를 얻었다.

Yanagisawa et al.(1997)은 에너지 절약과 성능향상을 위한 목적으로 액분사 압축기에 대한 연구를 수행하였으며, 압축기와 응축기에 대해 수학적 모델을 사용하여 사이클 시뮬레이션을 수행하였다. 압축기는 스크롤 압축기를 모델링하였다. 액분사를 이용해 압축기로부터의 토출온도가 감소되면 응축기로 유입되는 증기의 과열도를 낮추게 되고 질량유량은 커지게 된다. 이로 인해 이상영역이 증가되면 열전달 계수가 높아져 응축기의 성능이 향상되므로 전체 시스템의 성능이 향상된다. 압축기로는 스크롤 압축기를 대상으로 선정하였고, 단열조건 대신에 주위와의 열교환을 고려한 에너지 평형방정식을 사용하였다. 압축과정은 혼합 전단계, 혼합단계,

혼합 후단계의 3단계로 구분하여 모델링하였다. 혼합 전단계는 액분사 압력에 도달하기 전까지의 과정으로 등엔트로피 압축과정으로 가정하였다. 혼합단계에서는 분사된 냉매액 가운데 포화증기 상태인 경우에만 압축기 내부의 증기와 혼합되는 모델을 사용하였다. 혼합 후단계에서의 혼합증기에 대해서는 등엔트로피 압축을, 냉매액에 대해서는 비압축성 유체에 대한 압축일을 고려하였다. 응축기에 대해서는 과열증기영역, 이상영역, 액체영역으로 구분하여 모델링하였다. 액분사 효과로 인한 토출온도의 감소는 분사질량에 거의 비례하여 감소하는 것으로 나타났으나, 분사질량이 흡입량의 40% 이상에서는 큰 차이가 없는 것으로 나타났다. 분사된 액으로 인해 압축기 내부의 질량이 증가하므로 소요동력은 증가하는 것으로 나타났으나, 압축기 온도감소로 인한 비체적의 감소는 소요동력을 감소시켜 효율은 증가하는 것으로 나타났다. 성적계수는 분사질량이 많을수록 높게 나타났으며, 냉방의 경우보다 난방의 경우에 더 향상되는 것으로 나타났다.

Kim et al.(2000)은 액분사 압축기를 사용한 열펌프 시스템에 대한 연구를 수행한 바 있다. 사이클 해석에 사용된 액분사 압축기에 대해서는 등엔트로피 압축과정으로 가정하였으며, 분사질량이 0%에서 30%로 증가함에 따라 등엔트로피 효율은 0.7에서 0.58로 감소한다고 가정하였다. 또한, 분사된 냉매액은 압축기 내부의 증기와는 단열 혼합된다고 가정하였다. 액분사 압력비와 분사질량의 두 가지 변수에 대한 성능변화를 조사하여 액분사 시점의 가스온도가 압축기의 토출온도와 동일한 수준이 되는 0.5~0.6을 최적 액분사 압력비로 제안하였다. 분사질량이 증가할수록 압축기의 토출가스 온도는 감소하나, 압축일이 증가되어 열펌프의 성능은 감소하는 것으로 나타났다. 저자는 냉매오일을 열화 시키지 않을 정도인 10~15%의 분사질량을 최적치로 제시하였다.

Heo(2002)는 왕복동 압축기내 액분사 효과의 수치해석적 연구를 수행하였다. 화학 반응과 분무 액적의 거동을 포함한 내연기관의 열유체 유동

해석에 사용되는 KIVA-II(Amsden 등, 1989) 프로그램을 냉동시스템의 왕복동식 압축기의 해석에 적합하도록 필요한 부분을 수정 및 보완하여 사용하여 압축기 내부의 천이상태 유동해석을 통해 기존의 사이클 해석으로는 얻을 수 없는 냉매액 분사량, 분사시점, 분사시간, 액적의 크기 등의 변수들이 압축기 내부의 온도와 압력변화에 미치는 영향을 압축기 내부의 유동현상과 함께 고찰하여, 향후 실험적 검증조건의 설정이나 설계조건의 추정에 사용될 수 있는 기초적 자료를 제공하였다. 냉매로는 R22를 사용하였으며, 압축기의 운전조건은 Yanagisawa(1997)의 운전조건을 대상으로 설정하였다. 증발압력과 응축압력은 각각 625, 2146 kPa이며, 과열도와 과냉도는 각각 27.8, 8.3 K이다. 계산의 모델로 사용한 압축기는 Copeland사의 3 HP 압축기로, 실린더의 직경과 행정거리는 각각 5.72 cm, 3.65 cm 이고 간극비는 0.09이다. 분사 질량은 초기 압축기 내부의 증기 질량의 5%, 10%, 15%를 분사한 결과를 분석하였다. 액분사 질량이 증가할수록 토출증기 온도는 감소하는 경향을 보였으나, 이와는 반대로 압력은 증가하는 경향을 보였다. 액적이 모두 증발한 경우의 질량평균온도 감소는 분사질량 5%, 10%, 15%에 대하여 각각 8.5 K, 15.7 K, 21.9 K에 달하는 것으로 나타났다. 액분사 시점이 온도감소에 미치는 영향은 없는 것으로 나타났으며, 분사시점에 따라 온도 감소와 압력증가 시점만 달라지는 것으로 나타났다. 또한, 액적을 충분히 증발시킬 수 있는 시점에서 분사하여야 하며, 분사시점을 앞당길 경우에는 그만큼 압력증가로 인한 소요동력이 증가하게 되므로 적절히 분사시점을 결정해야 한다고 제안하였다.

제 4 절 요약

이상에서 서술한 바와 같이 열펌프의 성능향상은 열환경이 공기보다 안정적이고 높은 해수, 하천수나 생활하수와 같은 미활용 에너지를 저온열원으로 사용하거나, 시스템 요소의 개선을 통해 성능을 향상시키는 방향

으로 연구가 수행되어져 왔다. 그 중 냉동기 압축기의 액분사 효과에 대한 연구는 주로 사이클 해석을 통한 열역학적 관점으로 주로 이루어졌으며, 분사된 액이 압축기 실린더 내에서의 과열 및 열·물질 전달에 대한 전달현상 관점도 이루어졌으나 실험을 통해 시스템의 성능 향상을 검증한 연구사례는 거의 없는 상황이다.

표 2.1 미활용 에너지원의 특성

미활용 에너지 구분		에너지원	온도	안정성	활용가능성
온도차 에너지		해수	여름은 대기보다	언제나 이용가능	대규모시스템에 활용가능
		하천수 (호수)	낮고, 겨울은 대기보다	거의 언제나 이용가능	중규모시스템에 활용가능
		하수처리수	높다.	"	수요지와 근접성 양호
도시 배열	저온 배열	지하철폐열	연간을 통해 대기보다 높다	거의 언제나 이용가능하지만 계절·시간에 따라 변동	소규모시스템에 활용
		변전소폐열			수요지와 원거리
		발전소 온배수			
	고온 배열	폐기물 소각열	100℃	"	수요지와 근접성 양호

제 3 장 실험장치 및 실험방법

제 1 절 실험장치

증기 압축식 열펌프는 저온저압의 기상 냉매를 압축하여 실내 공기의 온도 혹은 공급수의 온도보다 높은 온도의 고압 기체로 만들어 응축기에서 실내 공기나 공급수로 열을 방열한다. 방열 후 작동유체인 냉매는 고압의 액체가 되며 팽창밸브 혹은 모세관과 같은 팽창장치를 통해 감압되며, 저온 저압의 2상 상태의 냉매가 된다. 이러한 저온 상태의 냉매는 증발기에서 외기나 지열, 우물물, 하천수, 해수 등의 저온 열원으로부터 열을 흡수하여 저온, 저압의 증기가 되며, 이를 다시 압축기로 보내면 결과적으로 증발기에서 흡수한 열에 압축일을 더한 만큼 응축기에서 방열하는 열펌프 사이클을 이루게 된다. 물 펌프가 낮은 곳의 물을 높은 곳으로 이송하는 것처럼 열펌프의 압축기는 저온에서 흡수한 열을 고온으로 이송하는 역할을 한다. 이러한 압축과정을 통하여 토출되는 냉매는 응축온도가 임계온도(R-22 경우 96℃) 부근까지 높아질 경우 화학적으로 불안정해지거나 윤활유의 탄화가 발생하므로 압축기 토출온도를 낮추기 위해 압축과정 중인 압축기 내에 냉매 액 또는 증기를 분사하거나 저온의 윤활유를 분사하는 등의 방법을 사용하고 있다. 본 연구에서는 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 얻은 선행연구내용(Heo, 2002)을 바탕으로 R-22를 이용한 해수 열원 열펌프에 냉매 액을 분사하였을 때의 운전 특성을 실험적으로 고찰하였다.

본 실험에 사용된 해수열원 열펌프는 미활용 에너지인 해수온도차 열을 이용하는 실험장치로, 바닥면적이 76 m²인 실험실을 냉난방 할 수 있는 규모로 구성되어 있었다. 이미 이 장치는 1998년에 제작되어 해수열원 열펌프 운전특성을 연구하는데 사용되어 왔으며, 본 연구의 목적인 겨울철 난방시 액분사를 통한 열펌프 성능 특성을 연구하기 위해 시스템 설계를

변경하였다.

1. 해수의 온도 특성

먼저 열펌프의 열원으로 사용하기 위해서는 사용될 해수의 계절에 따른 온도분포와 온도차의 안정성 평가가 수행되어야 하며 사용할 수 있는 해수의 부존량이 산정되어야 한다. 이미 Bang et al.(1998)의 연구에서 국내 7개 도시에 대한 부존량을 산출하였고 해수 열에너지는 냉난방 공급 열원으로서 우수한 장점을 가지고 있음을 보였다. 본 실험에서도 선행 연구에서와 같이 해수온도는 한국해양자료센터(KDOC)에서 측정한 값들을 사용하였다. 그림 3.1에서 부산의 월 평균 해수 표면 온도와 대기 온도를 보여주고 있다. 해수 데이터는 1986부터 1995년까지 10년 동안의 평균치이며, 부산에서는 8월에는 해수가 대기보다 10℃차고, 1월에는 7℃ 따뜻함을 보여주고 있다. 여기서 보여주고 있는 값들은 매일 오전 10시에 측정한 값이다. 그림 3.2에서는 24시간 동안 매 5분마다 해수 표면 온도 변화를 실측한 결과를 보여주고 있으며, 하루 동안 해수 표면의 온도 변화가 1℃미 만임을 보여주고 있다. 하루 중 거의 일정한 해수 표면 온도는 열펌프의 안정적인 운전에 유리하다고 볼 수 있다.

2. 설계조건

1998년에 제작되었던 해수열원 열펌프의 설계조건은 바닥 면적이 76 m² 이고, 높이가 3.6 m인 실험실의 냉난방을 실험실의 부하계산은 실내 조건이 난방시 20℃, 냉방시 26℃, 상대습도 55%, 외기 조건이 난방시 -7.1℃, 냉방시 31.6℃, 상대습도 62.7 %로 계산하였고, 외기 조건은 부산의 TAC 2.5%를 참고하였다. 결과는 난방 부하 11,200 kcal/h, 냉방 부하 7,700 kcal/h 이다. (Bang et al. 1998)

본 연구에서는 이전에 제작되었던 열펌프의 설계조건과는 달리 보다 높은 온도의 공급수 제공을 위한 온도를 설정하고 압축기 제조사에서 제공하는 자료를 활용하였다. 압축기 선도는 그림 3.3 ~ 그림 3.5이며, 그 결과를 표 3.2에 요약했다.

3. 실험장치

그림 3.6 에서 증기 압축식 열펌프의 개략도를 보여주고 있다. 시스템은 압축기, 해수 열교환기, 두 개의 실내 열교환기, fan-coil unit, 액분사부로 구성되어 있고 작동유체는 R-22이다. 해수가 공급되는 실외 열교환기는 특별히 설계, 제작되었다. 압축기는 3 마력, 반밀폐형, 왕복동식이며, 실내 열교환기는 두 개의 상업용 원통다관 열교환기이며, 각각 냉방과 난방에 분리되어 사용된다. 열 방출 장치는 두 개의 fan-coil unit와 펌프이다. 난방과 냉방 사이클의 변환은 적절히 배치되어 있는 shut-off 밸브를 조절하므로써 가능하고, 냉매의 온도는 압축기 입구 및 출구, 리시버 출구에서 각각 측정하며, 압력은 압축기 입구, 리시버 출구에서 측정할 수 있게 만들었다. 열 방출 장치에서는 실내 열교환기 입구와 출구쪽에서 순환수의 온도를 측정하고, 시스템의 열량을 계산하기 위해 순환수량을 측정할 수 있게 하였다. 냉매의 온도는 sheathed T-type 열전대를 파이프 fitting을 통해 튜브에 삽입하여 측정하였고, 압력은 상용 Bourdon gage 및 Omega 사의 Pressure transducer를 이용해 측정하였다. 또한 순환수량을 측정하기 위해 rotameter를 사용하였으며, 열펌프 시스템은 펌프 다운 모드와 RTD센서를 이용한 온도 컨트롤러에 의한 온-오프 컨트롤로 작동한다. 액분사부에서는 국내 Unicell사의 R-22전용 rotameter를 이용하여 액 냉매 분사량을 측정하였고 분사량은 볼 밸브를 통해 조절하였다. 분사부로 들어간 액 냉매는 최종적으로 직경 1.58 mm, 내경 0.58 mm인 Stainless steel 튜브로 제작된 노즐을 통하여 실린더 내로 분사된다.

가. 압축기

본 실험에 사용된 압축기는 Copeland사의 공기조화용 3 마력급 증온용 압축기로서 모델은 3RA1-0310이다. 실린더 직경(bore)은 55.6 mm, 행정(stroke)은 34.9 mm, 2개의 실린더, 회전수는 1750 RPM이다. 본 모델은 증온용으로 Copeland사에서 제시하는 compressor map을 사용하여 증발 온도 범위 $-20^{\circ}\text{C} \sim -10^{\circ}\text{C}$ 에서 2차 Polynomial fit을 통해 계산한 압축기 성능자료를 설계의 근거로 사용하였으며 그림 3.3~그림 3.5와 같다.

나. 해수 열교환기 및 배관

해수 열교환기는 난방시 증발기, 냉방시 응축기로 각각 냉매회로의 절환에 따라 역할이 바뀌며 해수로 인한 부식을 고려하여 설계되었다. 본 해수열원 열펌프에 장착된 열교환기는 국내 대일에이스(주)사의 해수 냉각용 열교환기로서 내관은 직경 25.4 mm의 cupronickel(Cu80%, Ni20%)관이고, 외관은 39.5 mm의 copper관이며, 환상부에는 두께 1 mm의 aluminum fin 16 개가 방사상으로 장착되어 있어서 냉매의 유로가 4각 채널(channel)과 유사한 형태의 이중관식 열교환기다. 내관으로 해수가 흐르고 환상부에 냉매가 흐르게 되어 있으며 그림 3.7와 같다. 해수를 공급하기 때문에 부식에 약한 copper관은 적당치 못하고, 우수한 부식저항과 열전달 능력을 가지고 있는 aluminum brass, titanium, cupronickel, 316 - stainless steel, 6% 몰리브덴을 함유한 austenitic stainless steel (SR-50A) 중 경제성을 고려한 cupronickel 관을 채택하였다. 해수에 대한 cupronickel의 일반적인 부식율은 년당 0.0025~0.025 mm이며, 황화물이나 biofouling에 강한 내부식성을 가지고 있으므로 다양한 분야에서 사용되고 있다. 표 3.3에서는 cupronickel의 주요 물성치를 나타내었다.

다음은 해수 열교환기의 설계조건들이다.

<u>Duty</u>	<u>Heating cycle</u>	<u>Cooling cycle</u>
	(evaporator)	(condenser)
Annular side fluid	R-22	R-22
Inner side fluid	seawater	seawater
Working fluid temp.	5℃	32.2℃
Seawater inlet temp.	12℃	21℃
Thermal duty(kcal/h)	8,943	14,980

해수 열교환기의 tube 길이는 다음과 같은 열전달 해석을 통해 결정하였다.

$$Q = UA\Delta T_{LM} \quad (3.1)$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{wi} - T_r) - (T_{wo} - T_r)}{\ln[(T_{wi} - T_r)/(T_{wo} - T_r)]} \quad (3.2)$$

$$U = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_i} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2\pi k_w} + \frac{1}{h_o}} \quad (3.3)$$

해수의 입출구 온도차는 5℃, 그리고 공급되는 유량은 30 ℓ pm으로 정하고, tube내의 냉매의 응축 열전달 계수는 2,500 W/m²K로 평균치를 사용하였다. 응축 열전달 계수가 증발 열전달 계수보다 적고 방출해야할 응축 열량이 크기 때문에 응축기로 쓰일 경우, 이중관의 전체길이가 더 길어진다. 이점을 고려한 열 해석에서 응축기로 쓰일 경우, 대수 평균 온도차는 7.42℃, 총괄 열전달 계수는 2,035 W/m²K이고, 필요한 tube 길이는 14 m이다. 그림 3.8에서 열교환기의 크기, 그림 3.9에서는 장착된 열교환기의 사진을 보여주고 있다. 그림 3.9에서와 같이 길이 7 m인 이중관 열교환기 2개를 2-circuit으로 연결하였고 냉매의 원활한 분배를 위해 분배기를 사용하였다.

본 실험실이 위치한 곳은 해안으로부터 가까운 거리의, 4층 건물의 4층에 위치하고 있어서, 간단한 배관으로 해수 배관을 연결할 수 있었다. 배관의 총 길이는 건물의 옥상에 위치해 있는 실외기를 거쳐 열교환 후 다시 바다로 배수되며 총길이는 약 203 m이다. 배관은 펌프에서 배수되는 곳까지 32A Excel Pipe(내경 : 26 mm)로 구성되어 있고, 단열되어 있다. 양수를 위한 펌프는 건물에서 취수구 방향쪽 1층에 위치하고 있으며, 고층상수도용 및 간이상수도용으로 사용되는 2 마력급 웨스코형 펌프를 사용하였다. 열펌프 제작 후부터 사용하던 펌프는 케이싱 내부에 부식이 심하고 모터가 노후되어 유량공급을 원활히 수행하지 못하여, 동일모델로 교체하였고, 실측한 결과 48 ℓpm의 해수를 공급하였으며, 이는 열해석에서 사용한 설계유량 30 ℓpm보다 많다. 각 구간 별 길이는 표 3.4에서와 같다.

다. 액 분사부

액 분사 시스템을 현재 본 해수열원 열펌프에 사용중인 상용 압축기에 장착하는 방법을 고안하는데 상당한 어려움을 겪었다. 압축기가 반밀폐형이므로 구동부가 압축기 케이싱 내부에 완전히 밀봉되어있고 개조를 통해 기계적인 분사시스템을 장착하거나, 크랭크축에 회전수를 측정할 수 있는 장치를 설치해서 전기적으로 노즐의 개폐를 조절할 수 있는 장치를 고안하는 것은 매우 힘든 일이다. 디젤엔진에서는 기계적으로 노즐의 개폐가 이루어져 분사량 및 분사시점 등을 조절할 수 있다. 그러나 본 실험에서는 응축기에서 응축된 냉매 액을 팽창밸브 전에서 분기를 시켜 압축기 흡입행정 시 실린더 내부와의 압력차에 의해서 분사되게 하였다.

냉매 유로 및 고압, 저압 밸브 위치가 구조적으로 복잡함으로 노즐을 장착하기 위해 다각도로 위치를 선정된 결과 흡입 유로 부분에 1/16" NPT male connector를 체결할 수 있는 작은 공간이 있음을 확인하고 압

축기 케이싱과 헤드커버 사이의 고압 밸브가 마운팅된 두께 7 mm인 steel 판과 헤드 커버를 가공하여 직경 1.58 mm, 내경 0.58 mm의 stainless steel 튜브를 1/16" NPT male connector를 이용하여 수직으로 연결하였다. 총길이 72 mm인 튜브는 오리피스 형태의 단공 노즐로 간주할 수 있으며, 노즐의 위치가 실린더의 원주쪽에 치우쳐 있기 때문에 실린더 내로 액적이 고루 분포되게 하기 위해서 그 끝을 행정체적의 대각선 방향으로 구부렸다. 또한 액분사부를 개방하지 않을 경우, 액분사부의 배관 내의 공간은 차단을 하지 않으면 압축기의 간극체적을 증가시켜 압축비가 커질수록 흡입유량이 감소된다. 그렇기 때문에 노즐로 사용될 튜브의 길이를 가능한 줄여 fitting이 구성될 수 있는 최소길이만큼만 사용하였고 튜브의 끝단에 밸브를 설치하여 공간을 최소화시켰으며, 그림 3.10에 액분사부를 나타냈다.

라. 데이터 취득장치

실험데이터의 취득은 6개의 열전대 온도 데이터와 2개의 pressure transducer, 압축기의 소요동력을 측정하기 위한 power meter에서 나오는 아날로그 출력을 Data Acquisition system에서 취득한다. 사용한 Data Acquisition System은 Keithley사의 500A로 A/D변환을 통하여 컴퓨터로 데이터들을 전송하며, 이 데이터들은 Labtech사의 Notebook·pro 소프트웨어를 통해 모니터로 실시간 측정치들을 나타내며, 파일로 저장한다.

제 2 절 실험방법

1. 최적 충전량 실험

압축기로 액을 분사하는 실험에 앞서 냉매 최적 충전량을 예측하여 시스템이 고효율 운전 조건을 찾고자 하였다. 적정 냉매의 충전은 시스템의 성능뿐만 아니라 시스템의 안전에도 큰 영향을 주기 때문이다. 만약, 냉매가 적정량보다 적게 충전된 경우, 압축기 구동전류는 감소하지만, 압축기 흡입 냉매 증기가 과열되고, 토출가스 온도가 상승하여 압축기 내의 오일의 열화 및 탄화를 유발하며, 체적효율 감소로 냉, 난방능력이 저하하는 문제가 생긴다. 반면 시스템 내에 냉매가 적정량보다 많게 충전된 경우 응축압력이 과도하게 높아지며 따라서 압축소요동력이 증가하여 성적계수를 떨어뜨리게 된다(Lee, 2000).

최적 냉매 충전량을 예측해 보기 위해 시스템의 전체 배관 및 요소에 대한 체적을 조사해 보았으며, 실제 운전 상태였던 응축온도 43℃, 증발온도 6℃에 대한 물성치로 질량분포를 계산하여 표 3.5에 나타내었다.

상태가 액으로 표현된 곳은 포화액, 기로 표현된 곳은 포화증기로 가정하였고, 응축기는 Lee(2000)의 연구로부터 응축기 체적 중 액이 차지하는 분율을 추정해 본 결과 응축기 체적의 28%가 액이었다. Lee(2000)가 사용한 응축기 모델과 본 실험에서 사용한 원통다관형 응축기는 다르므로 응축기에 액이 차지하는 부피는 최소 10%, 최대 30%의 범위로 가정하였다. 수액기의 경우는 내부의 유출관이 바닥에서 5 mm 떨어져 있고 유입관은 바닥에서 200 mm 높이에 위치하므로 액의 수위는 최소 10 mm, 수액기 체적의 50%를 최대로 가정하였다. 해수 열교환기의 증발기 부분은 Homogeneous model을 이용하여 건도가 0.0에서 1.0까지 0.1씩 증가할 때에 따른 기공율을 건도의 함수로 나타낸 후 평균밀도를 계산하여 길이에 따라 적분하였다. 또한 어큐플레이터에는 포화증기가 차있다고 가정하고

계산하였다. 이러한 이론적 예측 결과 시스템 내에 충전할 최적 냉매량은 4.8 kg 정도이었다.

시스템으로 냉매를 충전하고, 추가하는 방법은 다음과 같다. 시스템 내의 모든 밸브를 개방한 후, 열펌프 시스템 냉매회로의 누설시험(leak test)을 질소를 사용하여 0~1.5 Mpa의 압력범위에서 수행하였다. 누설이 없음을 확인한 후, 진공펌프를 사용하여 시스템 내의 냉매회로 내에 진공을 형성한 후, 수액기에 1 kg의 냉매를 충전하였다. 충전 후 30분 정도가 지난 후, 충전된 냉매가 기화하여 냉매회로 내부에 일정하게 분포되었다고 추정하고 냉방시 사용되는 밸브를 닫으면 난방 사이클 회로를 구성하게 된다. 해수 순환 펌프 및 실내 순환수 펌프, fan-coil unit를 가동한 후 압축기를 가동하면서 압축기의 흡입포트의 저압부 서비스 밸브를 개방하여 증기상태의 냉매를 전자저울을 이용하여 필요한 양을 충전하였다.

2. 액분사 효과 실험

압축기 실린더 내로 분사할 냉매량은 압축기 배제체적에 흡입가스의 밀도를 곱한 값을 냉매 질량유량으로 계산하여 그 값에 대한 5%~15% 범위로 결정하였다. Kim et al.(2000)은 압축기 내부 증기의 10~15%를 최적치로 제시한 바 있고, Heo(2001)의 결과로부터 토출가스의 온도가 약 10 K, 20 K, 28 K 감소되는 것을 실험을 통해 검증해 보기 위함이다. 또한 과도한 분사는 실린더 내부의 질량증가로 인한 소요동력 증가와 함께 액적이 모두 증발하지 못하고 잔류할 수 있는 가능성을 높이기 때문에 더 큰 질량비에 대하여서는 실험을 행하지 않았다.

액분사 실험은 시스템이 정상상태로 운전될 때, 팽창밸브 전에 액관을 분기한 곳에 설치된 밸브를 개방시키어 액분사부로 냉매가 유입될 수 있게 한다. 압축기 상단의 노즐과 열결된 밸브를 개방시키고 유량계 후단에 설치된 유량을 조절하기 위한 밸브를 이용해 유량을 조절하였다.

실험은 냉매의 유량 및 압력과 온도가 일정하게 유지되는 정상 상태 하에서 입구온도 및 시험부의 온도를 10초 간격으로 데이터 취득장치에 의하여 기록하게 된다.

표 3.1 열펌프 설계조건

Duty	Heating cycle	Cooling cycle
Seawater inlet temp.	12℃	21℃
condensing temp.	60℃	32.2℃
Evaporating temp.	5℃	5℃
Compressor Power	5,106 W	3,026 W
Compressor Capacity	8,943 kcal/h	12,378 kcal/h
Condenser heat rate	13,333 kcal/h	14,980 kcal/h

표 3.2 Cupronickel의 물성치

Typical specification	UNS No. C96200
Composition	Cu 88, Ni 10, Fe 2, Mn 1 wt %
Specific gravity	8.9
Thermal conductivity	45 W/mK at 20℃
Coefficient of thermal expansion	$17 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$
Specific Heat	$376 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
Tensile Strength	320 N/mm ²

표 3.3 구간 별 길이

Upstream		Downstream	
구간	길이(m)	구간	길이(m)
해수흡입구→펌프	44.5	열교환기→실험실입구	9.8
펌프→1층피트	17	실험실입구→4층피트	39.7
1층피트→4층피트	13.6	4층피트→1층피트	13.6
4층피트→실험실입구	37.9	1층피트→펌프	17
실험실입구→열교환기	9.8		
총길이(m)	122.8		80.1
전체길이(m)	202.9		

표 3.4 시스템 요소의 체적 및 예상 냉매분포

구간	압력	상태	관경	내경 (mm)	길이 (m)	부피(ℓ)	전체체적에 대한 비(%)	질량 (kg)
압축기 → 유분리기	고압	기	16 mm 1/2"	14.6 10.92	0.5 0.2	0.084 0.019	0.39 0.09	0.0084
유분리기 → 응축기		기	1/2" 16 1/2"	10.92 14.6 10.92	1.16 7.2 0.55	0.109 1.21 0.052	0.51 5.68 0.24	0.1119
응축기		기→액	응축온도 43℃ - 저장용량 4.4 kg 그 때의 부피 = 4.918 ℓ 총 부피 = 4.918/0.8 = 6.418 ℓ				30.12	0.717 ~ 2.152
응축기 → 수액기		액	3/8"	8	1.6	0.008	0.04	0.0089
수액기		액	총부피 = $\pi D^2/4 \times H = \pi * 0.15^2/4 \times 0.28/1000 = 4.948 \ell$				23.22	0.126 ~ 1.643
수액기 → 팽창변		액	3/8"	8	11	0.55	2.58	0.6148
팽창변 → 열교환기		저압	액+기	3/8"	8	1.4	0.07	0.33
해수 열교환기	액+기 →기		총부피 = $Ac \times (No.ch) \times L \times 2 = 0.0194 \times 10^{-3} \times 16 \times 7 \times 2 \div 1000 = 4.35 \ell$ (아래참조)				20.41	0.1332
열교환기 → 어큐물레이터	기		5/8"	14.5	1.9	0.31	1.45	0.0079
어큐물레이터	기		$\pi D^2/4 \times H = \pi * 0.12^2/4 \times 0.26/1000 = 2.94 \ell$				13.80	0.0751
어큐물레이터 → 압축기	기		5/8"	14.5	1.45	0.24	1.13	0.0061
합 계						21.3		1.8978 ~ 4.8498

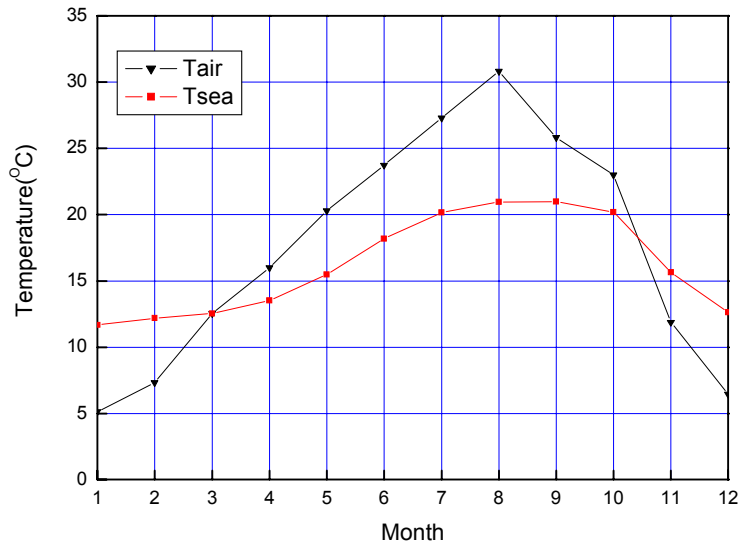


그림 3.1 부산 월별 평균 해수 표면 수온 및 대기 온도

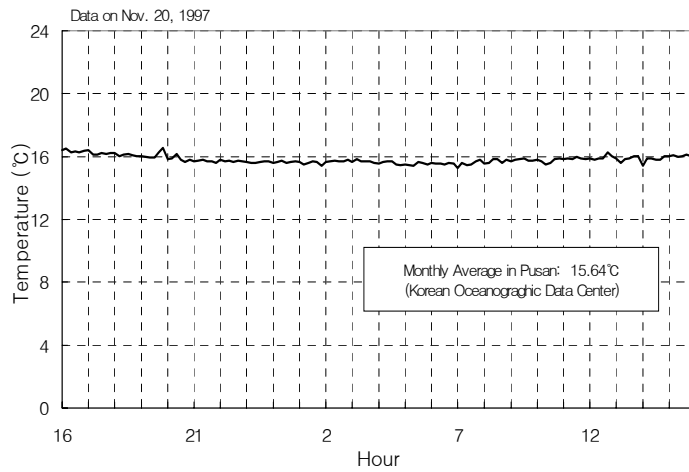


그림 3.2 일중 해수 표면 수온 변화

3RA1-0310 CAPACITY MAP

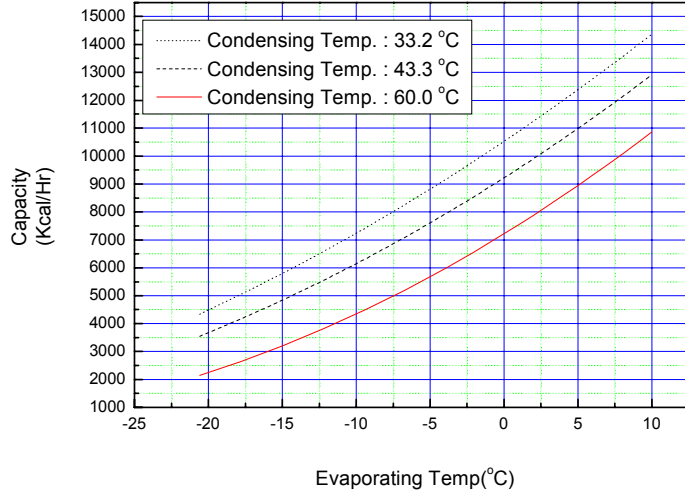


그림 3.3 압축기 냉각 능력 곡선

3RA1-0310 POWER MAP

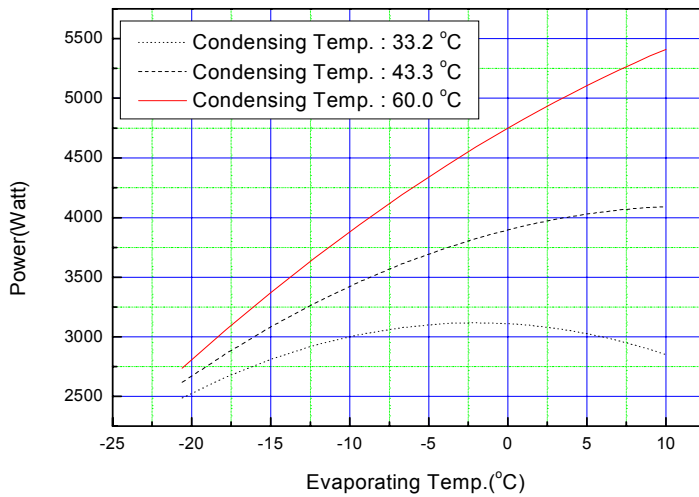


그림 3.4 압축기 소요 동력 곡선

3RA1-0310 MASS MAP

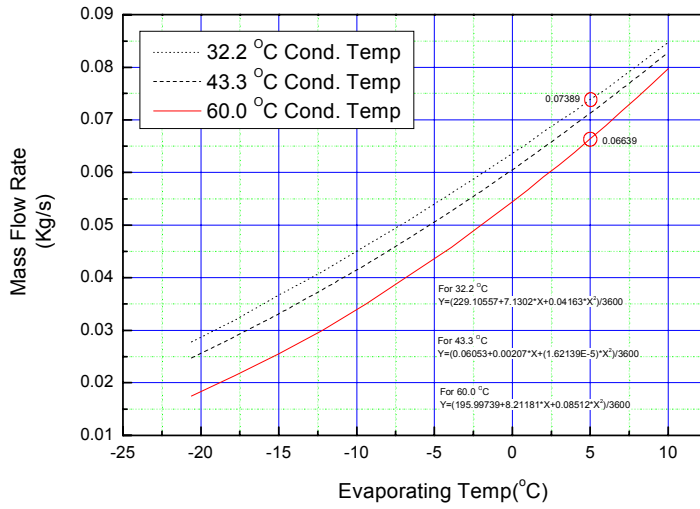


그림 3.5 압축기 질량 유량 곡선

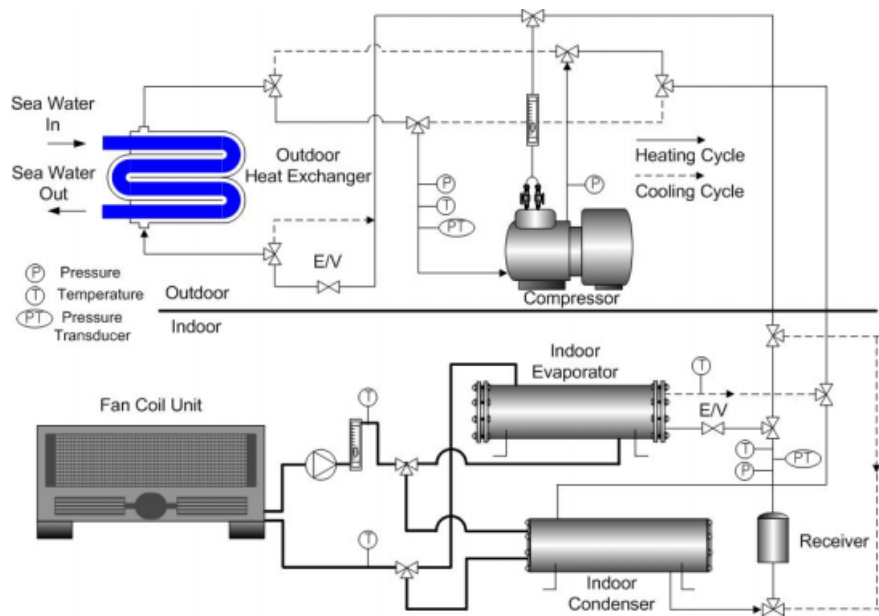


그림 3.6 해수열원 열펌프의 개요도

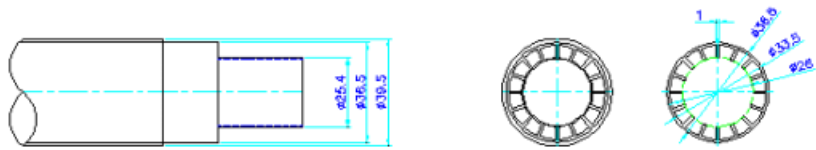


그림 3.7 열교환기 단면도

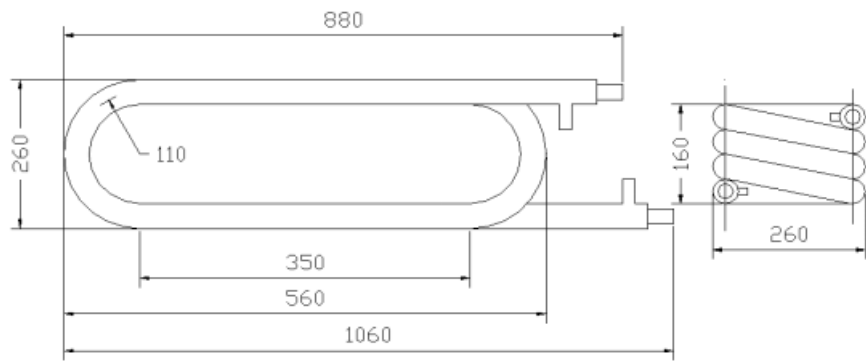


그림 3.8 열교환기 치수



그림 3.9 장착된 해수 열교환기

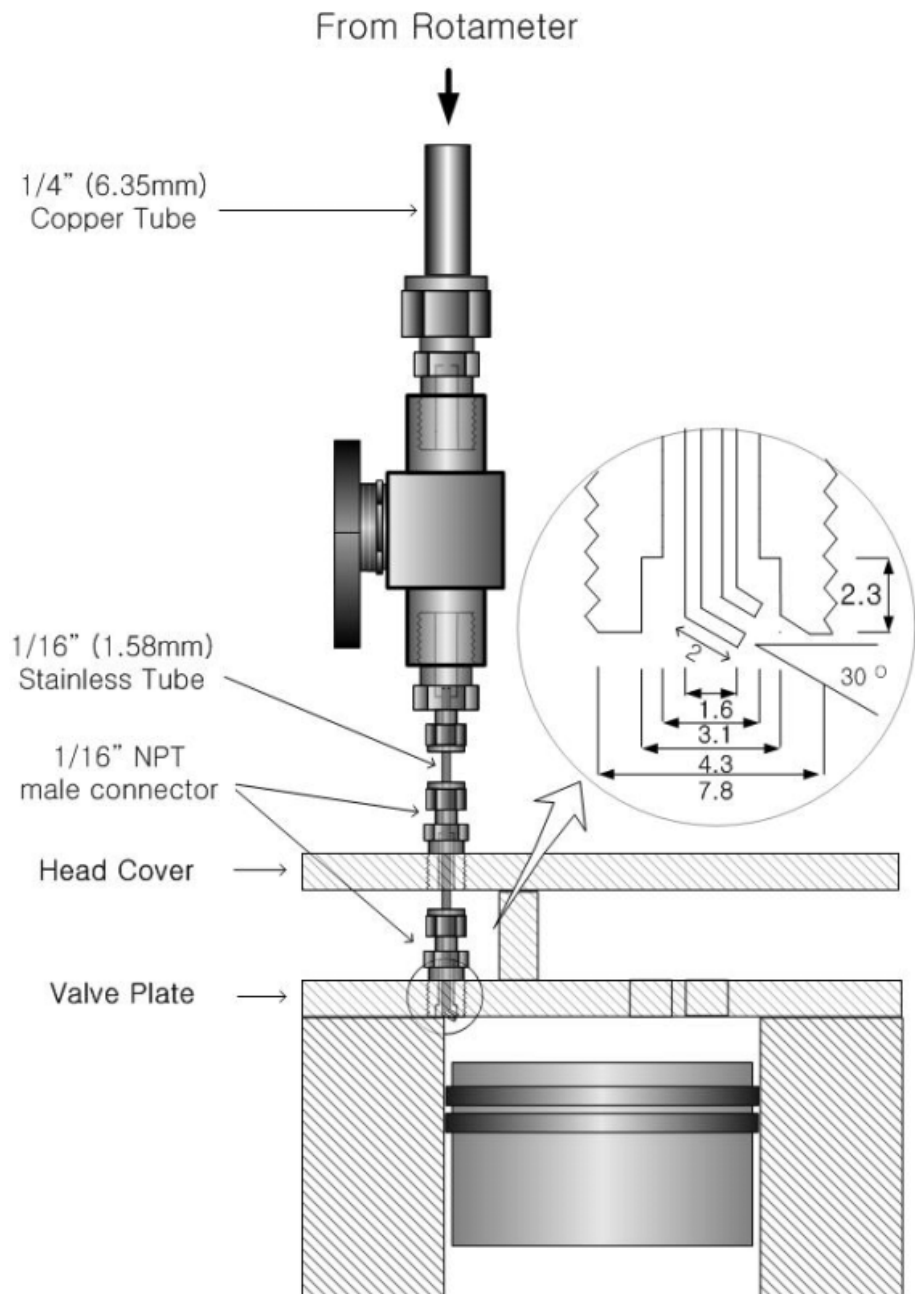


그림 3.10 액분사부

제 4 장 실험결과 및 고찰

제 1 절 냉매 충전량에 따른 열펌프 성능 변화

시스템을 설계하고 몇 가지 가정을 통해 예측한 냉매 충전량에 따라 응축 및 증발압력의 변화, 응축기 방열량, 압축기 소요동력 및 성적계수, 과열도의 변화에 대하여 고찰하고 최적 충전량을 결정하고자 하였다. 냉매 충전량은 최저 2.5 kg부터 최대 5.5 kg까지 0.5 kg간격으로 실험을 수행하였다. 또한 실험은 주로 4월중 주간 및 야간에 행하여졌으며 해수온도는 최저 13.9℃에서 최대 15.0℃로 약 1℃정도의 변화가 있었다. 데이터는 설정 실내온도 25℃에 시스템이 정상상태로 운전되는 동안 약 2분에 해당하는 데이터를 평균한 값으로 표 4.1 및 표 4.2에 나타내었다. 그 결과를 이용하여 충전량에 따른 응축 및 증발압력의 변화, 응축기 방열량, 압축기 소요동력 및 성적계수, 과열도의 변화를 그림 4.1에서부터 그림 4.6까지 나타내었다.

시스템의 고압과 저압, 그에 따른 포화 온도의 변화를 살펴보면, 그림 4.1 및 그림 4.2와 같다. 일반적으로 충전량이 증가하면 시스템 내의 냉매 유량이 증가하여 응축압력과 증발압력이 증가하게 된다. 그러나 본 실험에서는 충전량이 증가함에 따라 4.0~4.5 kg를 기준으로 이보다 작은 영역에서는 급격한 증가를 보이나 그 후로는 변화가 거의 없다. 이는 고압측의 리시버 탱크와 저압측의 어큐뮬레이터가 설치되어 있기 때문이라 사료된다. 일반적으로 리시버가 없는 경우, 냉매량이 증가하게 되면 응축기 내에 과도한 량의 액 냉매가 존재하게 되어 응축 전열면적을 감소시켜 응축압력 상승을 초래하는 반면, 본 실험에서는 초과되는 액 냉매는 리시버 탱크로 모이게 되어 응축기에는 일정한 양의 냉매가 수위를 유지하기 때문이라 사료된다. 또한 증발기 내에서 미처 증발하지 못한 냉매가 어큐뮬

레이터에 남게 되어 일정량의 증기만 압축기 흡입 시 압축기로 흡입되는 것으로 사료된다. 따라서 그림 4.1과 그림 4.2에서와 같이 충전 냉매량 4.0~4.5 kg 이전에서는 충전 냉매량이 증가함에 따라 응축압력과 온도가 상승하다가 4.0~4.5 kg 이후에서는 변화가 없는 것으로 사료된다.

그림 4.3에서는 냉매 충전량에 따른 응축기 방열량을 나타내고 있다. 그림 4.1 및 그림 4.2에서와 비슷한 양상을 띄고 있는데 이는 냉매 충전량이 4.0~4.5 kg 이전에서는 냉매량이 부족하기 때문에 응축 및 증발 압력이 낮으며 그에 따라 방열량 또한 낮으나 충전량이 증가함에 따라 방열량도 증가하며 4.0~4.5 kg에 이르러 일정한 응축 수위가 유지됨에 따라 방열량은 약 8000 kcal/hr에서 더 증가하지 않는 것으로 보인다.

일반적으로 냉매 유량이 증가하는 경우나 응축압력이 높아질 때, 압축기 소요동력이 증가한다. 그림 4.4에서 압축기 소요 동력 및 성적계수를 보이고 있는데 압축기 소요동력은 4.0~4.5 kg 이전에서는 큰 폭으로 증가하다가 그 이후에는 증가량이 감소하였다. 이로 인해 성적계수는 충전량이 증가함에 따라 증가하였다가 4.0~4.5 kg부근에서 최대가 되고, 그 이후에서는 감소하게 된다.

그림 4.5 및 그림 4.6을 보면 위의 기술한 내용을 뒷받침한다. 응축기를 나온 액냉매 온도의 경우, 표 4.1, 표 4.2에서 볼 수 있듯이 거의 과냉도가 없는데 이는 응축기에서 냉매가 열교환하지 않고 바로 리시버 탱크로 빠져 나오기 때문으로 사료된다. 또한 증발기를 통과한 압축기 흡입 증기의 온도도 4.0 kg 이후부터는 거의 과열도가 0°C에 가까운데 이것은 냉매 충전량이 증가해도 증발하지 못하고 증발기를 나온 액 냉매가 어큐물레이터에 적체되고 있다고 사료된다. 이것은 그림 4.6에서처럼 과열도가 4.0 kg 부근에서 거의 0에 머무르고 있는 사실이 뒷받침 해 준다. 그러나 토출 가스의 온도를 보면 냉매량이 증가함에 따라 계속 감소하고 있는데 이것은 액압축이 일어나고 있을 가능성도 배제하지 않을 수 없다고 사료된다. 상기된 사실을 종합적으로 볼 때, 본 시스템의 최적 충전량은 4.5 kg이라

볼 수 있다.

제 2 절 액분사 효과 실험

액분사 효과 실험에 앞서 노즐을 통해 분무되는 액 냉매 제트의 형상을 관찰하기 위해 대기 중에서 냉매를 분무시키는 실험을 행하였다. 노즐을 밸브 판에 설치하고 냉매용기와 메니폴드 게이지를 이용해 냉매액을 대기 중에 분무시켰다. 그림 4.7는 압력 0.75 Mpa의 냉매액이 대기 중으로 분무되는 사진이다. 그림에서와 같이 수평방향에서 시계방향으로 40°하향으로 분무되는 것을 볼 수 있는데 이는 피스톤이 하사점에 도달할 때 행정체적의 대각선 방향과 근접하게 하였다. 이는 액분사부의 설치 공간의 한계로 노즐의 위치가 실린더의 원주쪽에 치우쳐 있기 때문에 실린더 내로 액적이 고루 분포되게 하기 위해서 그 끝을 행정체적의 대각선 방향으로 구부렸다.

시스템을 가동하고 정상 운전되고 있다고 판단이 되는 시점부터 실험실 옥외에 설치된 액분사부의 밸브를 개방하여 노즐로 냉매액을 분사 시켰다. 처음 밸브를 개방하면 rotameter 유량계에서 관찰되는 유량이 불안정하다가 시스템이 과도상태를 지나 정상화되면 유량계의 float도 안정화되었으며, 시스템이 정상화 될 때의 고압 및 저압부의 포화압력에 근거하여 분사량 계산을 하였다. 당초 계획했던 선도 상의 유량에 근거한 조건을 맞추려 했지만 조건을 만족하기가 어려워 임의로 증발압력을 낮추어 압축기로 흡입되는 과열도를 크게 높여 토출온도를 높였으며, 분사부 밸브의 개방정도를 조정하여 분사유량을 조절하면서 실험을 행하였다. 분사 질량은 선행 연구자들이 제시한 5%~15%의 조건에 대해 분사실험을 행하여 데이터를 비교하려 했으나 유량제어가 기대에 미치지 못해 3%~7.1%의 유량에 대하여서만 실험을 행하였다. 본 실험장치의 액분사부는 응축압력과 실린더 내의 압력 간의 차압에 의해 분무되므로, 압축과정 중

피스톤이 상사점 부근에 도달할 때는 분무액의 상태인 응축압력보다 압력이 더 높으므로 노즐 내부의 액은 역류하게 되어 분사유량 7.1%가 한계였다.

분사질량에 따른 응축압력과 증발압력의 변화를 그림 4.8과 그림 4.9에 나타내었다. 분사질량이 커질수록 응축압력이 1.68 Mpa에서 1.8 Mpa로 증가하는데 비해 증발압력의 변화는 0.3 Mpa에서 0.34 Mpa로 변화폭이 적다. 일반적으로 압축기 흡입질량이 증가하면 응축압력이 높아지고 그에 따라 증발압력도 증가한다. 액분사에 의해 유량이 증가하여 응축압력 상승이 일반적인 경우처럼 나타났지만 증발기측의 경우 압력상승 변화가 적은 이유는 분사부쪽으로 분기되는 냉매량이 증가해 증발기쪽으로 유량이 감소되고, 피스톤 하향 시 실린더 내의 압력이 분사부 압력보다 낮아질 때부터 냉매액이 분사되기 시작하기 때문에 분사된 냉매팽창에 의한 흡입 냉매유입이 방해받기 때문에 양단간에 차이를 빚는 것으로 사료된다.

토출온도의 경우, 그림 4.10에서 액분사가 없는 정상운전에서는 토출온도가 133.5℃였으나 분사질량이 증가함에 따라 실험상의 최고 분사량인 7.12%에서 94℃까지 선형적으로 감소됨을 볼 수 있다. 이는 Yanagisawa et al(1997)과 Heo(2002)의 해석조건과 본 실험조건에서의 차이가 있긴 하지만 선형적으로 온도가 감소하는 경향은 같다.

방열량 경우도 마찬가지로 분사질량에 따라서 그림 4.11에서와 같이 증가하는 경향을 보였다. 증가하는 요인은 방열량을 열교환기 측면에서 분석해 봄으로서 밝힐 수 있다. 열교환기의 방열량은 총괄열전달계수 U 를 이용하면 $Q = UA\Delta T_{LM}$ 로 표시된다. 액분사가 없을 때와 액분사 7.1%일 때의 방열량을 비교하면 액분사를 한 경우 14%증가했는데, 순환수 온도 및 응축온도를 통해 분석해 본 결과 이 14% 중 10%는 응축압력 상승에 따른 대수평균온도차의 증가분이고, 나머지 4%는 U 값의 증가분이라고 판단된다. 결국 방열량의 증가는 액분사에 의한 응축기 내 질량유량의 증가에 따른 응축온도상승이 주된 요인이라 판단이 되고, 토출가스의 온도

가 감소됨으로 인해 과열된 냉매가 포화상태로 응축하는데 까지 냉각되는 시간차가 줄어들므로 실제적으로 응축기 내에서 증기 상태의 영역이 줄어들고, 단상의 증기영역보다 훨씬 큰 열전달계수를 갖는 2상 영역이 차지하는 면적이 증가했기 때문으로 사료된다.

소요동력도 실린더로 분사된 냉매질량에 비례하여 그림 4.12에 나타난 대로 거의 선형적으로 증가한다. 그러나 그림 4.11에서 응축기 방열량이 선형적으로 증가하지 못하고 열량의 증가율이 서서히 감소함에 따라 응축기 방열량 대 압축기 소요동력의 비인 성적계수는 질량비 6%~7%정도에서 최대점에 도달하며, 그 때의 토출온도는 약 39 K 감소한다. 이상의 분사량에 대하여서는 토출온도의 감소는 기대할 수 있으나 성적계수가 감소하기 때문에 냉매 및 오일의 열화를 막을 수 있는 범위인 분사질량 6%~7%정도를 유지하는 것이 바람직하다고 판단된다. Kim et al.(2000)에서도 용량의 증가보다 압축기 소요동력의 증가 분이 더 크게 되어 최적의 분사질량은 10%~15%로 제시하고 있는데 본 실험 결과와 비교하면 최적 분사량은 시스템의 종류 및 운전조건에 따라 다를 수 있다고 판단된다. Heo(2002)의 결과는 분사를 할 경우 성적계수는 계속 감소하는 것으로 나타났는데 이것은 액분사로 인해 응축기를 포함한 시스템 전체의 영향을 고려한 것이 아니라 압축기 자체에만 고려되었기 때문으로 사료된다.

표 4.1 충전량에 따른 시스템 성능 결과 (1)

		2.5 kg		3.0 kg	3.5 kg		4.0 kg		
P _{High}	Mpa (gage)	1.4777	1.5003	1.6488	1.7020	1.7123	1.7056	1.7404	1.6674
	Tsat(°C)	41.2	42.0	45.5	46.8	47.05	47	47.7	45.95
P _{Low}	Mpa (gage)	0.4745	0.4816	0.5487	0.5563	0.5606	0.5645	0.5593	0.5486
	Tsat(°C)	4.54	4.87	8.46	8.84	9.01	9.3	9.01	8.45
T _{liquid} [°C]		41.95	42.54	46.32	47.79	48.03	47.63	48.03	46.92
과냉도 [°C]		0	0	0	0	0	0	0	0
T _{suction} [°C]		12.10	13.21	9.35	9.03	9.19	9.34	9.29	8.39
과열도 [°C]		7.65	8.34	0.89	0.19	0.18	0.04	0.28	0
T _{Hex-in} [°C]		36.56	37.08	39.83	41.01	41.11	40.18	41.35	39.76
T _{Hex-out} [°C]		38.65	39.20	42.29	43.58	43.75	42.95	44.08	42.44
T _{room} [°C]		25.22	25.11	25.20	25.26	25.22	24.83	25.00	25.07
Power(kW)		1.44	1.47	1.66	1.80	1.86	1.85	1.83	1.87
COP		4.95	4.90	5.04	4.85	4.84	5.11	5.07	4.88
Q _{heat} (kcal/hr)		6128	6178	7210	7488	7727	8122	7973	7859
T _{comp-out} [°C]		131.44	133.63	124.34	103.70	106.80	91.57	91.22	84.67
sea water in [°C]		13.9	13.9	14.2	14.4	14.6		14.8	14.1
sea water out [°C]		12.7	12.7	12.9	13.1	13.3		13.4	12.7

표 4.2 충전량에 따른 시스템 성능 결과(2)

		4.5 kg			5kg		5.5kg		6.0kg	
P _{High}	Mpa (gage)	1.6650	1.6969	1.7118	1.6434	1.6872	1.6668	1.6780	1.7132	1.7188
	Tsat (°C)	45.9	46.7	47	45.37	46.43	45.94	46.21	47.04	47.18
P _{Low}	Mpa (gage)	0.5562	0.5615	0.5609	0.5359	0.5473	0.5398	0.5512	0.555	0.5623
	Tsat (°C)	8.8	9.1	9.1	7.8	8.39	8.01	8.59	8.78	9.19
T _{liquid} [°C]		46.78	47.59	47.86	46.46	47.15	46.84	47.42	47.77	48.19
과냉도 [°C]		0	0	0	0	0	0	0	0	0
T _{suction} [°C]		8.93	9.22	9.11	8.14	8.54	8.21	8.63	8.99	9.22
과열도 [°C]		0.13	0.12	0.01	0.34	0.15	0.2	0	0.21	0.03
T _{Hex-in} [°C]		39.2	40.08	40.46	39.1	39.7	39.42	39.96	40.29	40.77
T _{Hex-out} [°C]		42.04	42.86	43.18	41.85	42.5	42.15	42.59	43.09	43.53
T _{room} [°C]		22.31	24.99	24.93	25.21	25.04	24.9	25.12	25.26	25.22
Power(kW)		1.82	1.8	1.91	1.81	1.87	1.86	1.88	1.9	1.94
COP		5.3	5.24	4.86	5.16	5.03	4.98	4.96	4.87	4.85
Q _{heat} (kcal/hr)		8319	8145	7962	8033	8075	7963	7988	8011	8086
T _{comp-out} [°C]		83.07	84.76	84.76	74.56	78.01	72.75	74.71	64.39	64.44
sea water in [°C]		14.5	14.7	15.0	14.0	14.0	13.8	14.3	14.6	14.5
sea water out [°C]		13.3	13.2	13.6	12.4	12.5	12.4	12.9	13.2	13.2

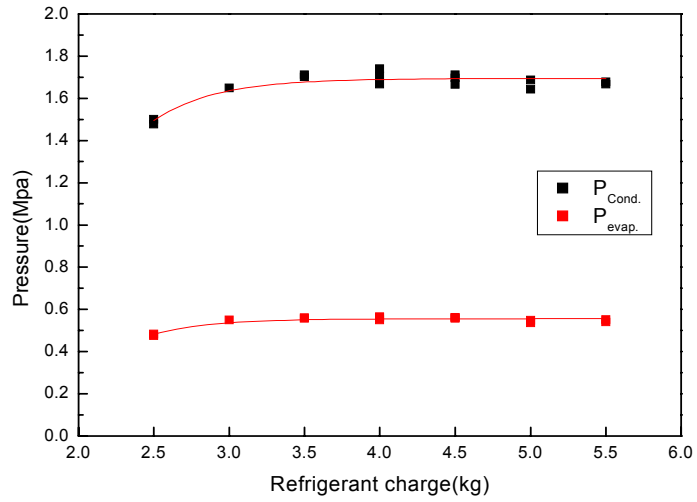


그림 4.1 충전량에 따른 응축 압력 및 증발 압력

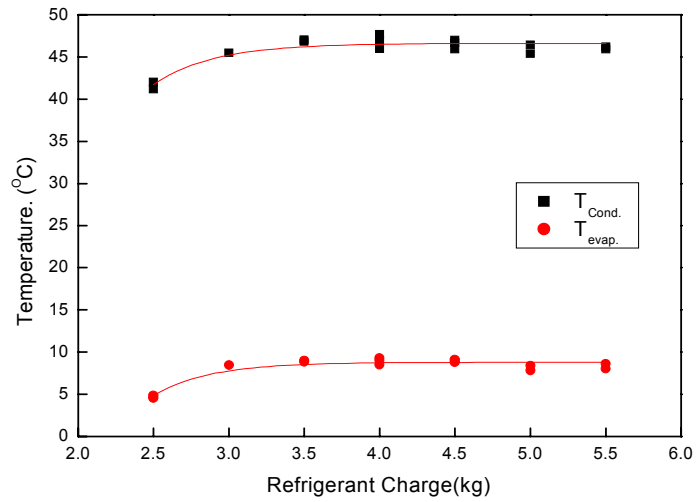


그림 4.2 충전량에 따른 응축 온도 및 증발 온도

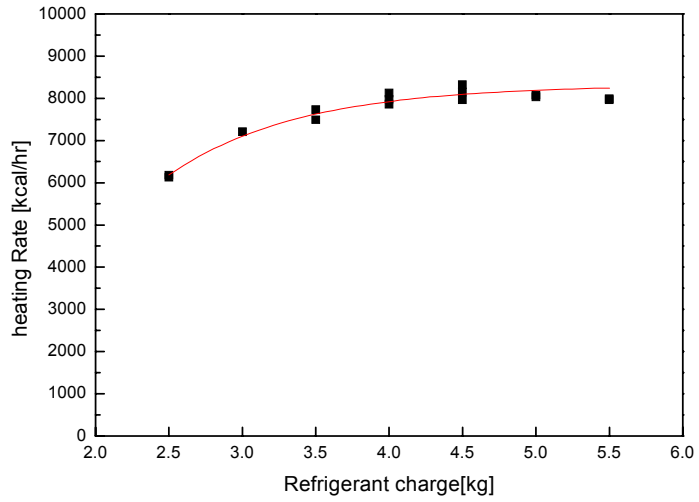


그림 4.3 충전량에 따른 방열량

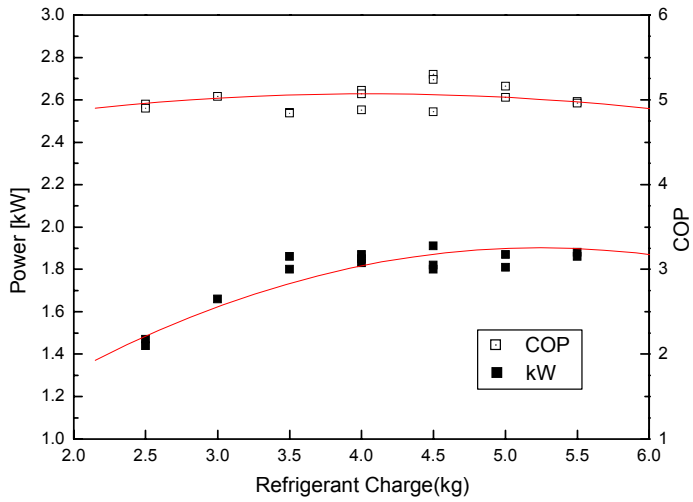


그림 4.4 충전량에 따른 성적계수 및 압축기 동력

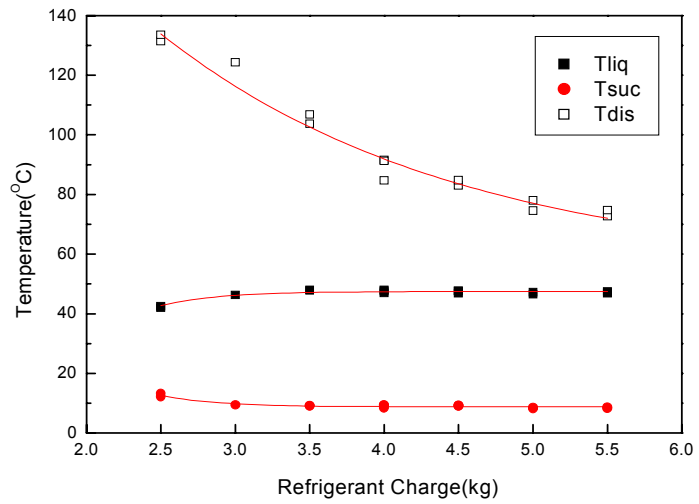


그림 4.5 충전량에 따른 액온도, 흡입온도, 압축기 토출 온도

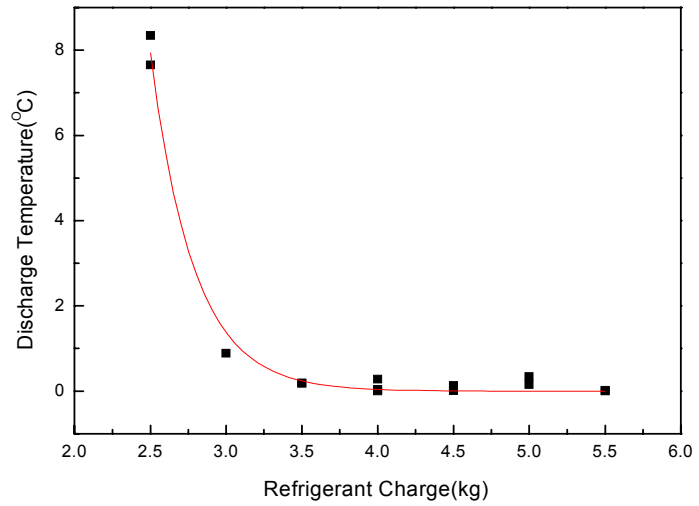


그림 4.6 충전량에 따른 과열도

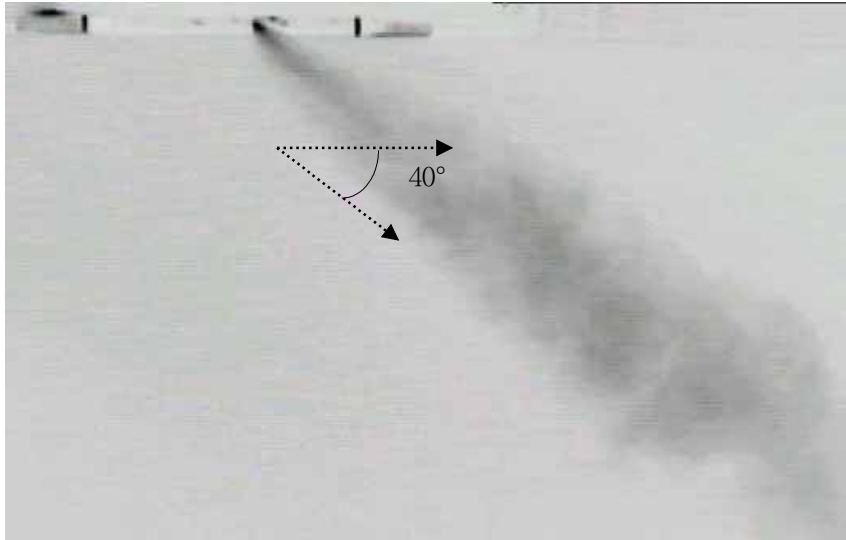


그림 4.7 노즐 분사 광경

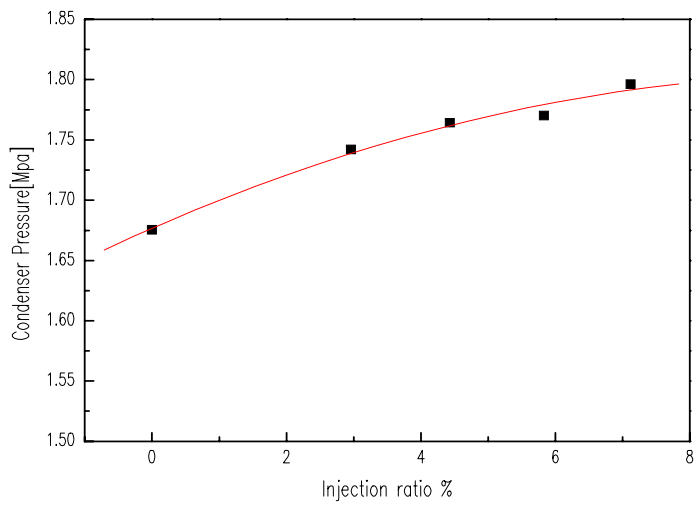


그림 4.8 분사량에 따른 응축압력

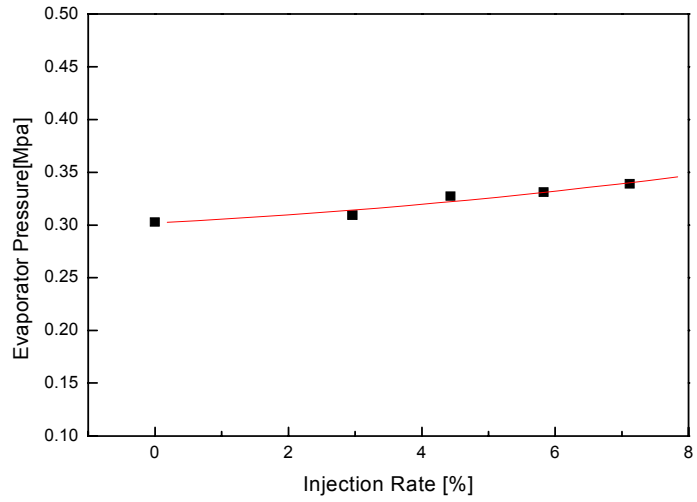


그림 4.9 분사량에 따른 증발압력

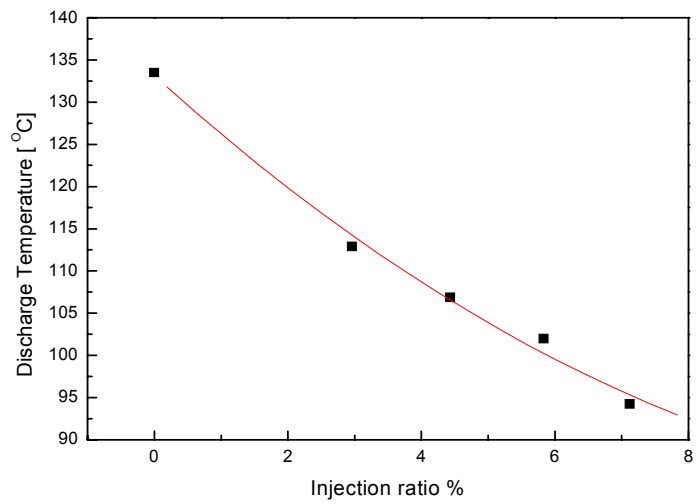


그림 4.10 분사질량에 따른 압축기 토출온도

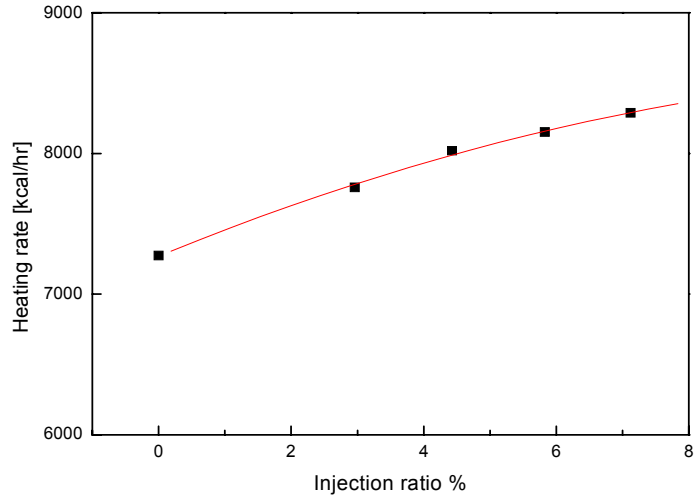


그림 4.11 분사량에 따른 응축기 방열량

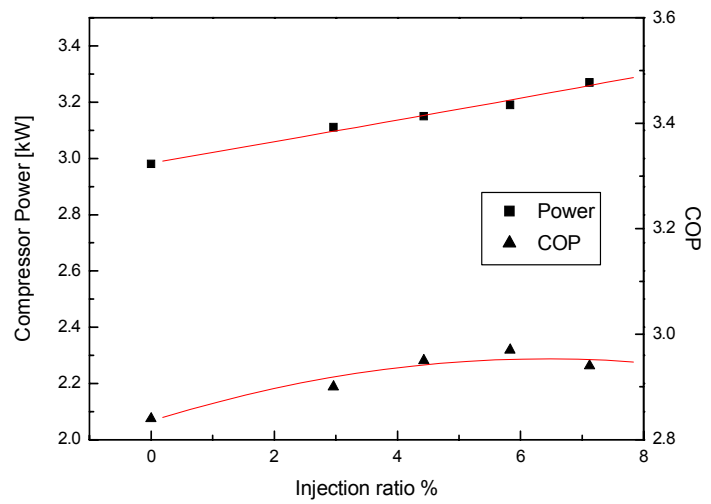


그림 4.12 분사량에 따른 압축기 동력 및 성적계수

제 5 장 결론

본 연구에서는 미활용 에너지인 해수를 열원으로 하는 열펌프 압축기에 냉매 액을 분사할 경우 시스템의 성능향상에 대해 연구하였다. 열펌프는 바닥면적이 76 m²인 실험실을 공조할 수 있는 장치로 구성되어 있으며, 겨울철 난방시 액분사를 통하여 고온수를 공급하는 시스템을 구성하였다. 구성 실험장치는 3마력급 압축기, shell & tube 열교환기, 팽창변, 증발기로 사용하는 이중관식 해수용 열교환기로 구성되며, fan-coil unit을 통하여 실내를 난방하는 시스템이다. 냉매 충전량에 따른 성능 변화를 파악하여 액분사 시스템을 가동할 적정 냉매 충전량을 산정하였고, 액분사 시스템을 적용하였을 때 나타나는 성능상의 변화들을 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 시스템의 고압과 저압은 일반적인 경우와 달리 충전량이 증가함에 따라 4.0~4.5 kg를 기준으로 전에는 급격한 증가를 보이나 후로는 변화가 둔화되었다.

(2) 응축기 방열량 및 압축기 소요 동력은 충전량이 4.0~4.5 kg 이전에서는 충전량이 증가함에 따라 증가하며, 4.0~4.5 kg에 이르러 방열량은 증가하지 않았으나 압축기 소요 동력은 증가가 둔화되어 성적계수는 충전량이 증가함에 따라 증가하였다가 4.0~4.5 kg부근에서 최대가 되고, 그 이후에서는 감소하게 된다.

(3) 본 해수열원 열펌프의 최적 충전량은 4.0~4.5 kg 정도이며, 이 영역에서 냉방능력과 성적계수는 최대값을 가진다.

(4) 분사량이 증가할수록 토출온도는 133.5°C에서 94°C까지 선형적으로 감소하였고, 응축 압력은 증가하여 최고 124 kPa만큼 증가하였다.

(5) 응축기 방열량의 경우 응축온도 상승에 따른 평균 온도차 증가와 응축기 내에서 2상 영역이 차지하는 면적의 증가로 방열량이 증가한다.

(6) 소요동력은 선형적으로 증가하지만, 성적계수는 증가율이 감소함을 볼 수 있다. 이는 응축기 방열량이 분사 질량 4.5% 이후에서는 둔화되기 때문이다.

(7) 액분사 최적량이라고 판단이 되는 질량비는 5~6% 정도이며, 분사비가 증가하면 과열도는 낮아지지만 성능계수는 감소할 것으로 판단된다.

본 실험에 사용된 액분무부는 단공형 노즐인 튜브로 피스톤의 흡입압력과 응축압력 차에 의해 액이 분무되어 경제적인 방법으로 판단되지만 보다 정밀한 액분사 효과를 검증하기 위해 기계적 혹은 전기적인 방법으로 액분사량, 시점, 및 시간 등을 조절하는 시스템을 고안한다면 보다 나은 실험결과를 기대할 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

- Bang, K-H, Cho, S-H, Lee, K-J, Park, J-T, 1998, A Study on the Ocean Thermal Energy Resource, Proceedings of the SAREK '98 Summer Annual Conference, Vol. II, pp. 861~866.
- Bang, K-H, Lee, K-J, Kim, K-Y, Design and Performance Evaluation of Heat Pump System utilizing Ocean Thermal Energy, Advanced Fluids Engineering Research Center Report, AFR-98-B, pp149-162, 1998.
- Hasegawa, H., Saikawa, M., Hashimoto, K., Iwatsubo, T., 1996, Development of Two-Stage Compression and Cascade Heating Heat Pump System for Hot Water Supply, ASHRAE Trans., pp. 248-254.
- Holtzapple, M. T., 1989, Reducing Energy Costs in Vapor-Compression Refrigeration and Air Conditioning Using Liquid Recycle-Part I, II, III, ASHRAE Trans., pp. 179-205.
- Huh, K-Y, 2000, Recent Trends in Numerical Simulation of Liquid Sprays, J. ILASS-Korea, Vol. 5, No. 4, pp. 12-32.
- Heo, J-K, 2001, A Experimental Study of Liquid Injection into the Compressor Cylinder of a Heat Pump, A Master's thesis, Korea Maritime Univ.
- Kim, H-J, Jung, D-S, Kim, J-B, Ha, K-Y, 1995, Computer Simulation of a Super-Heat Pump System, J. SAREK, Vol. 7, No. 2, pp. 234-248.
- Kim, M-S, 1995, Heat Pumps and Rational Utilization of Energy,

Magazine SAREK, Vol. 24, No. 4, pp. 397-408.

Kim, O-J, Hong, Y-J, Nam, L-W, Kang, W-I, Kong, Y-S, 2000, Cycle Simulation of an Air Source Heat Pump Using Liquid Injection, Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, 12, 3, pp. 244-250, pp. 244-250.

Korean Oceanographic Data Center, Coastal Oceanographic Data, 1986-1995.

Lee, K-J, 2000, A Theoretical Study on the Optimum Refrigerant Charge in a Vapor-Compression Air-Conditioner, A Master's thesis, Korea Maritime Univ.

Lee, Y-H, Jung, D-S, Kim, J-B, 1998, Computer Simulation of a Three-Stage Condensation Heat Pump, J. SAREK, Vol. 10, No. 2, pp. 303-314.

Moody, Jr. et al., 1974, Injection cooling of screw compressors, US Patent No. RE30499.

Oh, J-T. et al., 1999, Development of Heat Pump for Seawater Temperature Automatic Control of Indoor Culture System, final Report, Ministry of Maritime Affairs & Fisheries

Park, I-H, 1989, Vapor Compression Heat Pump for Air Conditioning, Magazine SAREK, Vol.18, No.4, pp. 347-357.

Ranz, W. E. and Marshall, W. R., 1952, Evaporation from Drops, part I and part II, Chem. Eng. Prog. 48.

Rouleau, W. J., 1946, Air Compressor, US Patent No. 2404660.

Wu, P.-K., Tseng, L.-K., Faeth, G.-M., 1992, "Primary Breakup in Gas/Liquid Mixing Layers for Turbulent Liquids", *Atomization and Sprays*, Vol. 2, No. 3, pp. 295-317.

Yanagisawa, T., Fleming, J. S., Dutta, A. K., and Fukuta, M., 1997, A Study of a Refrigeration Cycle Driven by a Liquid Refrigerant Injected Compressor, AES-Vol.37, Proc. Advanced Energy Systems Division, ASME. pp. 295-302.

감사의 글

어렵게만 느껴지던 모든 일들이 지나가고 부끄러움 가득하지만 한 편의 논문으로 만들어지기까지 저에게 힘 되어주신 많은 분들을 기억하며 작은 지면을 통해 이렇게 감사의 마음을 전합니다.

언제나 지식의 아버지 혹은 인생의 선배로서 물심양면으로 지도해 주시고 배려를 아끼지 않으셨던 방광현 지도교수님께 감사드립니다. 밝고 더 높은 생각을 품게 해주셨던 그 은혜 평생 잊지 않겠습니다.

10년에 가까운 대학 생활동안 부족했던 저에게 자신감과 지식의 상아탑을 쌓게 해 주시고 논문의 심사까지 맡아주신 윤상국 교수님, 김동혁 교수님과 도덕희 교수님께도 감사드립니다.

무더위 속에서 함께 비지땀을 흘렸고, 혹한 속에서도 함께 추위를 이겨내 주었던 열전달 실험실 식구들께도 감사의 글을 전합니다. 同居同樂 했던 많은 얼굴들이 생각납니다. 바쁜 회사 생활 중에도 친 형님처럼 도와주시고 감싸주셨던 재경 형님, 먼저 사회생활의 길을 떠나셨던 기용 형님, 경중, 진만, 성화 그리고 手足처럼 움직여 주어서 지금의 논문이 있게 도와준 자랑스런 후배 경수, 종명, 원호, 영아. 이 모든 분들의 건강과 꿈꾸는 모든 일들이 이루어지길 빕니다.

언제나 친형처럼 대해주고 도와주신 room mate였던 지능로봇 실험실의 친구 영식, 대원, 경식, 정민, 창렬, 유신, 정재 그 외 여러분에게도 감사드립니다.

외로울 때 힘이 되어준 나의 친구들 승기, 태호, 창식, 돈수, 자명, 민규, 은지, 진영에게도 고마움을 전하며, 기도해 주신 하영복 목사님, 박형주 전도사님, 전광민 목사님께도 감사드립니다.

끝으로 뒤에서 아낌없는 격려로 힘을 주었던 知垠, 사랑하는 누나, 무엇보다도 저를 세상 누구보다도 사랑해 주시고 기도해 주셔서 장성한 아들로 있게 해주신 부모님께 이 논문을 바칩니다.