



저작자표시 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#) 

2007年 8月
工學碩士學位論文

산업 폐열을 이용한 하이브리드
히트펌프 시스템에 관한 연구

朝鮮大學校 大學院
機 械 工 學 科
金 辰 洙

2007年 8月

工學碩士學位論文

산업폐열을 이용한 하이브리드
히트펌프 시스템에 관한 연구

朝鮮大學校 大學院

機械工學科

金 辰 洙

산업 폐열을 이용한 하이브리드
히트펌프 시스템에 관한 연구

*A Study on the Hybrid Heat Pump Systems using
Industrial Waste Heat*

2007年 8月 24日

朝鮮大學校 大學院

機械工學科

金 辰 滋

산업폐열을 이용한 하이브리드
히트펌프 시스템에 관한 연구

指導教授 河 鈺 男

共同指導教授 朴 成 龍

이 論文을 工學碩士學位申請 論文으로 提出함.

2007年 4月 16日

朝鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

金 辰 滋

金辰洙의 工學碩士學位論文을 認准함

委員長 朝鮮大學校 教授 工學博士 金炳哲 印

委員 朝鮮大學校 教授 工學博士 李圭泰 印

委員 朝鮮大學校 教授 工學博士 河鉦男 印

2007年 5月 30日

朝鮮大學校 大學院

목 차

Nomenclatures	iii
List of Tables	v
List of Figures	vi
Abstract	viii
제 1 장 서 론	1
1.1 연구배경	1
1.2 국내외 연구동향	1
1.3 연구목적 및 내용	3
제 2 장 이론적 고찰	5
2.1 전기사용 증기압축식 히트펌프(EHP, Electric Heat Pump)	5
2.2 흡수식 히트펌프(AHP, Absorption Heat Pump)	8
2.3 하이브리드 시스템	14
2.3.1 하이브리드 히트펌프 사이클	16
2.3.2 하이브리드 사이클의 응용 예	23
제 3 장 시스템 시뮬레이션	26
3.1 2단 압축 하이브리드 히트펌프 시스템모델링	26
3.1.1 시스템 모델링	26
3.1.1.1 흡수기(absorber)와 발생기(desorber) 모델링	26
3.1.1.2 용액열교환기 모델링	28
3.1.2 해석 결과	31
제 4 장 하이브리드 히트펌프의 성능실험	33

4.1 시스템 설계	33
4.1.1 냉매	33
4.1.2 압축기	33
4.1.3 팽창밸브	34
4.1.4 수액기	34
4.1.5 용액펌프	35
4.1.6 용액열교환기	35
4.1.7 유분리기 및 액분리기	35
4.2 실험장치의 구성 및 요소부품 선정	36
4.3 계측 및 데이터 획득	38
4.3.1 DAQ system(Agilent 34980A)	39
4.3.2 VEE 구성	39
4.4 실험방법	42
4.5 실험결과	43
제 5 장 결 론	45
<i>References</i>	47
<i>Appendix A</i>	49
<i>Recommendation for future work</i>	56

Nomenclatures

F_{int}	: overall heat transfer coefficient ratio of internal heat exchanger [%]
h	: enthalpy [kcal/kg]
\dot{m}_r	: refrigerant mass flow rate [kg/h]
\dot{m}_{cw}	: mass flow rate of cooling water at the condenser outlet [kg/h]
P	: pressure [bar]
P_{sat}	: saturated pressure [bar]
Q	: heat capacity or heat loss [kW]
T_{cw}	: cooling water temperature at the condenser outlet [°C]
T_{ch}	: chilled water temperature at the evaporator outlet [°C]
T	: temperature [°C]
v	: specific volume [m ³ /kg]
W	: compressor work [kW]

Greek Symbols

η_v	: volumetric efficiency
----------	-------------------------

Subscripts

C, E	: condenser and evaporator
in	: inlet of absorber or desorber
int	: internal heat exchanger
out	: exit of absorber or desorber
shx	: solution heat exchanger
sink	: heat sink, hot water reservoir

src : heat source, heat source

Abbreviations

BGAX : Branched GAX

COP : Coefficient of Performance

CFC : CloroFluoroCarbon

DAHX : Desorber–Absorber Heat Exchanger

EHP : Electric Heat Pump

HCFC : HydroChloroFluorCarbon

HGAX : Hybrid GAX

LGAX : Liquid GAX

GAX : Generator–Absorber heat Exchanger

GWP : Global Warming Potential

ODP : Ozone Depletion Potential

PER : Primary Energy Ratio

PGAX : GAX cycle for Panel heating

UA : Overall heat transfer coefficient Area product

VGAX : Vavour GAX

VCCSC : Vapor Compression Cycle with Solution Circuit

WGAX : GAX cycle for Waste heat recovery

List of Tables

Table 2.1	Contents of Montreal Protocol	9
Table 3.1	Each integral part suction-outlet condition of two-stage compression VCCSC hybrid heat pump	32
Table 4.1	Experimental conditions	42
Table 4.2	Experimental results	43

List of Figures

Fig. 2.1	Vapor compression heat pump	6
Fig. 2.2	Difference between absorption and compression heat pump	10
Fig. 2.3	Single effect absorption system	11
Fig. 2.4	Double effect absorption system(series and parallel)	12
	(a) Double effect absorption system(series)	
	(b) Double effect absorption system(parallel)	
Fig. 2.5	Heating and cooling cycle of absorption heat pump system	13
	(a) Heating mode	
	(b) Cooling mode	
Fig. 2.6	Various cycle of triple effect absorption system depending on the flow types of triple effect absorption cycle	15
	(a) Triple effect absorption cycle	
	(b) Various cycle of triple effect absorption system depending on the flow types	
Fig. 2.7	Schematic diagram of the compression/absorption hybrid heat pump ...	18
Fig. 2.8	Schematic diagram of the compression/absorption hybrid heat pump with two solution circuits	19
Fig. 2.9	Schematic diagram of DAHX cycle	20
Fig. 2.10	Comparison on the heat transfer characteristic of pure and mixture of refrigerant during phase change	21
	(a) Pure refrigerant during phase change	
	(b) Mixture refrigerant during phase change	
Fig. 2.11	Low temperature acquisition type absorption/compression hybrid cycle ...	22
Fig. 2.12	Schematic diagram of the process and waste water of dyeing process	25

Fig. 3.1	Two-stage compression VCCSC hybrid cycle	27
Fig. 3.2	Simulation flow chart for two-stage compression VCCSC hybrid cycle	29
Fig. 3.3	Simulation programs of two-stage compression VCCSC hybrid heat pump	30
Fig. 4.1	Photograph of the experimental apparatus	37
Fig. 4.2	Specification of data acquisition system (Agilent 34980A)	40
	(a) Front view of 34980A	
	(b) Rear view of 34980A	
Fig. 4.3	Screenshot of system monitoring VEE package software	41
Fig. 4.4	Main test process monitoring	44

ABSTRACT

A Study on the Hybrid Heat Pump Systems using Industrial Waste Heat

Kim, Jin-Hyun

Department of Mechanical Engineering, Graduate School

Chosun University

I. Objectives and Significance

A low temperature waste heat is regarded as nearly abandoned energy resources due to its poor recovery and utilization technologies, which leads to the inefficient energy use and environmental pollution. In recent decades due to environmental pollution as well as the sky rising prices of crude oil, international situations forced the scientists to pay more attention to develop the technologies that can utilize the waste heat from different energy facilities. Therefore, a clean energy supply (CES) for an urban and an industrial area by industrial waste heat recovery are urgently required for energy savings and green house gas reduction. On the other hand, a conventional system, using industrial waste hot water, can make process hot water of 60 to 70°C, while it is not possible to produce cold water at the same time. This yields a narrow range of applications and blocks the wide propagation of the systems.

Thus the prime objective of this research is to develop and study the technology

for producing the high temperature of 90°C and the low temperature simultaneously using combination of a compression - absorption cycle with waste heat source in order to recover various kinds of industrial waste heat effectively.

II. Contents and Scope of the thesis

A thermodynamic analysis of the hybrid cycle components was carried out. The 3RT-class prototype system has been installed. In this process, components were modeled in detail using mass, energy and species balances. With each component model, the entire cycle was simulated along with the determination of proper operating and experimental conditions. The 3RT-class prototype system was devised and tested in a laboratory facility. Many sorts of the reliability problems were solved and upgraded.

III. Results and Recommendations

The hybrid system is expected to be applied for producing hot water for industrial process, as the hot water (or steam) is essential in most industrial processes. The CES applications, using industrial waste heat, linking a mid-size residential land development and/or a renewable energy use, is also expected.

제 1 장 서 론

1.1 연구배경

우리나라의 에너지소비량은 연간 240억불(2000년기준) 이상으로 이중 약 97%를 수입 에너지에 의존하고 있는 실정이며, 산업화의 확산에 의한 에너지 고갈 및 온실가스 규제 등 국제적인 환경 보호 노력으로 인하여 에너지 절약에 대한 관심이 날로 증가하고 있다. 그리하여 세계 각국은 날로 고갈되어 가고 있는 지구 에너지원의 다원화, 석유 비중의 경감과 원자력과 같은 대체에너지의 개발 촉진 등 보다 적극적이고 합리적인 에너지 정책을 추구하고 있으며, 산업 분야에서의 화석연료의 사용을 절감하여 대기오염물질 및 온실가스의 방출을 억제하는 것을 주요 관심사로 하고 있다. 한편 날로 심각해져가는 지구환경 오염문제는 국제적인 규제가 날로 구체화되어가고 우리나라도 이러한 국제환경 규약에 가입하지 않을 수 없는 실정이다. 염화불화탄소(CFC)에 의한 지구오존층 파괴, 이산화탄소(CO₂, carbon dioxide)에 의한 지구온난화, 황산화물(SO_x, sulfur oxides)에 의한 산성비, 질소산화물(NO_x, nitrogen oxides)에 의한 스모그 문제 등이 별도로 규제될 것이므로, 제조업 중심의 우리나라 산업의 경우 그 공해물 배출방지 및 저감기술 마련이 계속적인 산업발전의 큰 전제조건으로 되고 있다. 따라서 산업체에서 배출되고 있는 저온폐열을 회수 이용함으로써 화석연료의 사용을 줄일 수 있도록 국가에서 적극적인 기술개발이 필요한 시기이다.

1.2 국내외 연구동향

압축/흡수 하이브리드 사이클을 구현하면 큰 에너지 절약이 가능하므로, 이를 실용화하기 위한 노력이 꾸준히 진행되어 왔다.

Lorenz(1894)가 비공비 혼합냉매를 사용하여 온도구배가 있는 열원과 열 교환 할 경우 그 성능이 카르노사이클의 성능을 능가할 수 있음을 보여준 이래, Altenkirch(1950)는 용액순환부가 달린 압축식 히트펌프(VCCSC, vapor compression cycle with solution

circuit)를 사용하여 로렌츠 사이클을 근사화 할 수 있음을 보여주고 이 사이클을 이용하면 에너지를 크게 절약할 수 있음을 보여주었다.

그 후, Stokar(1987) 등은 하이브리드 열펌프 사이클을 이용한 실험장치를 만들어 실험한 결과 기존의 증기압축식 사이클에 비해 23 %의 에너지 절약효과를 얻었으며 4.3이라는 높은 COP를 얻었다. Ahlby 등(1991)은 VCCSC 하이브리드 사이클에 대한 시뮬레이션을 실행하여 최적의 성능계수를 얻을 수 있는 흡수기의 온도구배를 찾아가 노력하였고 CFC12를 이용한 증기압축식 사이클과의 성능 비교도 수행하였다. Amrane 과 Radermacher(1994)는 성능 향상을 위한 방안으로서 예열기(preheater)와 보조 발생기(additional desorber)의 도입을 제안하였다. Rane(1991) 및 Groll and Radermacher(1994) 등은 각각 2단 용액순환회로(two-stage solution circuit) 또는 발생흡수기 열교환(DAHX, desorber absorber heat exchange) 사이클을 적용하여 성능 향상을 꾀하였으며, 오일프리컴프레서(Oil-Free Compressor)를 적용하여 사이클을 구현하였다. 최근에 Nordtvedt(2005)은 두개의 오일윤활 왕복동 압축기를 중간냉각기(intercooler)와 함께 연결하여 70°C 이상의 승온효과를 얻은 바 있다.

관련 상용 Plant를 소개하면, 스웨덴의 경우 70°C 온수 생산을 목표로 하여 설계/제작한 바 있으며, 헝가리에서는 1 MW급 출력의 대형 플랜트를 완공하기도 하였다. 또한, 노르웨이에서는 산업폐열을 이용한 하이브리드 열펌프를 개발하여 100°C 정도의 온수생산과 3.5의 성능계수(COP)를 달성하였다. 이와 관련한 선진국의 기술 개발 방향은 고효율화이며, 핵심 요소기술은 압축기 설계/제작 기술이다.

한편, 국내의 폐열 이용 히트펌프 기술은 2002 국가기술지도(NTRM, national technology roadmap) 환경에너지기술 부문의 미활용에너지분야, 2004 산자부 산업기술혁신 5개년 계획의 환경에너지분야 및 2004 산자부 에너지기술 10개년계획의 미활용에너지 이용기술분야 중 산업폐열이용 또는 산업폐수 재이용 부문과의 정책연계성을 가지고 진행되어 왔는데, 거의 대부분의 관련연구는 50 ~ 70 °C의 온수 생산을 목표로 하고 있으므로, 그 이상의 고온수 제조 기술 개발이 필요한 상태이다.

또한, 국내의 관련 기술 수준은 주로 다단 사이클 구현을 통한 시스템 COP 성능 향상

에 있으며, 대부분 프레온 계열의 작동 유체를 사용하는 연구로서, 90°C 이상의 고온수 제조에는 매우 어려움이 많은 형편이다. 특히, 암모니아 이용 시스템 관련 기술은 프레온 (freon) 계열의 작동 유체 관련 기술에 비해 활발히 연구되지 못한 것이 사실이며, 암모니아 이용 GAX(generator absorber heat exchanger) 흡수식 열펌프 상용화 시도가 있었으나, 널리 사용되지는 못하였다.

본 연구에서 개발하고자 하는 압축/흡수 하이브리드 열펌프 기술은 현재로서는 국내에서 시도된 바 없어 설계/제작/운전 등 모든 관련 분야에 있어서 축적된 기술이 없으므로, 개발 과정에서의 많은 어려움이 있으나, 그 원리적 우수성으로 인하여 선진 각국에서도 상용화에 박차를 가하고 있는 상황이므로, 향후 기술의 전망은 밝다고 사료된다.

1.3 연구목적 및 내용

산업체에서 배출하고 있는 중고온 폐수열에 대한 열회수는 구조가 간단한 폐열회수 열교환기를 사용하여 회수할 수가 있지만 50°C 이하의 저온폐수의 열회수는 기계적인 구동장치, 즉 열펌프시스템을 이용하여야만 가능하다. 그러나 세계적으로 그동안 산업체에 적용할 열펌프시스템의 보급이 매우 부진한 이유는 원유가격의 하락으로 생산제품의 가격에서 에너지의 경제성에 대한 중요성을 감소시켰고, CO₂ 배출계수가 높은 저급의 유류를 사용하여 전기료에 비해 화석연료의 가격이 매우 낮게 책정되었기 때문이며, 또 하나의 보급장애는 수백 kW인 크기에 있어서나 산업공정의 특별한 수요를 위해서나 모두 각 적용의 목적을 위해 일반적으로 설계 및 실행된 시설, 장치의 비규격화에 있다. 이것은 설계자와 설치자의 경험에 따라 신뢰성 문제를 발생시킬 수도 있고, 나아가 산업체에서 수용 가능한 투자비의 단기회수기간을 고려하면 통상적으로 설치비용을 높게 하는 결과를 가져오게 된다는 것이다.

이와 같은 장애에도 불구하고 최근의 설치 적용사례를 보면 산업용 열펌프를 설치하는 이유는 단순히 에너지절약 때문만이 아니라, 공정의 제어를 좋게 할 수 있고, 배출물의 오염감소, 폐열의 온도저감 및 냉각수이용의 절감 등과 같은 가능성 때문에 부가적인 경

제적 이득이 명백히 발생하므로 열펌프에 대한 적용이 산업체에서 점차 높아지고 있다. 최근에는 세계시장의 유가가 매우 불안정하게 움직이고 있으므로 고유가시대를 맞이하고 있어서 에너지의 절약이 매우 시급한 문제이며, 온실가스저감에 대한 국제적인 관심이 높아지기 때문에 산업체에서도 CO₂ 배출계수가 낮은 고급의 천연가스를 사용하는 경우가 늘고 있어서 에너지의 비용을 줄이기 위하여 버려지고 있는 폐열회수이용에 많은 관심을 가지고 있다.

선진국에서는 산업체의 1차 에너지소비가 전체에너지소비의 약 30 ~ 40 %이고, 이 에너지의 약 70 ~ 80 %가 공정용 열에너지로 사용되고 있다. 이러한 공정용 열의 온도범위를 파악하는 것은 매우 중요하지만 산업공정의 다양성 때문에 평가하기에는 많은 어려움이 따른다. 그러나 일반적으로 산업체 열에너지의 60 % 이상은 300°C 이하의 온도이며, 약 20 ~ 30 %는 150°C 이하이다. 열펌프의 실제적인 상한치는 150°C 이하이므로 총 에너지수요의 약 4 ~ 10 %가 산업분야에서 열펌프로 폐열회수 및 공정용 온수가열에 광범위하게 이용될 수 있다는 것이다.

유럽에서 산업용 열펌프의 산업분야 보급을 보면 낙농업과 양조업을 포함하여 56.8 %가 식품산업에 보급되고 있고, 농업에 9.9 %, 화학 및 정제에 5.4 %, 제지 및 목재에 7.8 %, 섬유 및 염색에 2.7 %, 플라스틱 2.4 % 그리고 기타 등에 15 %를 차지하고 있다. 특히 식품산업에서 열펌프의 경제성이 우수하여 널리 보급된 것이 아니라 일찍부터 이러한 분야에 열펌프의 적용이 시작되어 보급률이 높아진 것이다. 특히 섬유 및 염색업체에서 대량으로 배출되고 있는 40 ~ 50°C의 폐수열을 열펌프 시스템으로 온수를 제조하여 공정에 재이용할 경우 경제성이 매우 양호한 것으로 평가되고 있다.

본 연구에서는 이와 같이 산업체에 다량으로 분포하고 있는 저온 폐열을 효과적으로 회수, 이용하기 위한 방안으로서, 증기 압축식과 흡수식 사이클의 단점들을 보완한 하이브리드 사이클을 응용한 히트펌프의 모사실험 후 그 값을 토대로 열교환기 및 각 장치들을 규합하여 시스템을 구축한 후 성능 실험을 수행하였다.

제 2 장 이론적 고찰

전술한 바와 같이, 산업체에는 다량으로 저온 폐열이 분포하고 있으며, 이를 열원으로 이용하여 열펌프 시스템으로 온수를 제조하여 공정에 재이용할 경우 경제성이 매우 양호한 것으로 평가되고 있다. 열펌프 시스템은 그 작동원리에 따라 크게 전기사용히트펌프(EHP, electric heat pump) 및 가스엔진히트펌프(GHP, gas-driven heat pump), 흡수식(absorption heat pump), 흡착식(adsorption heat pump)등이 있으며, 가장 널리 상용화 된 것은 EHP, GHP, 흡수식 히트펌프이다. 본 연구에서는 전기 압축식과 흡수식의 원리를 조합한 하이브리드 방식의 히트펌프를 응용한 산업폐열 이용기술 개발을 수행하였다. 이와 관련하여, 하이브리드 방식의 근간이 되는 증기 압축식과 흡수식 히트펌프 사이클의 개요 및 현황에 대해 우선 간단히 소개하고자 한다.

2.1 전기사용 증기 압축식 히트펌프

일반적인 전기사용 증기압축식 히트펌프는 전기로 열펌프를 구동시켜 열에너지를 생산하는 시스템이다. 전기사용 증기 압축식 히트펌프의 원리는 일반 냉동기의 원리와 같다. 압축기, 응축기, 교축장치(팽창밸브), 증발기의 중요한 기기에 의해 냉동사이클이 구성된다. 다만, 냉방시와는 달리, 냉매의 흐름을 역으로 하여 증발기로 열원(heat source)에서 열을 흡수하고, 응축기로 열침(heat sink)에 열을 가하여 난방을 한다. 전기사용 증기압축 방식 히트펌프는 공조용으로 사용되는 대표적인 사이클로서, 냉매의 흐름을 바꾸는 기구에는 4방향 밸브를 이용하고 있다. 또한 일반적으로 실내. 실외 코일이 증발기 작동을 하는 입구측에 교축장치와 체크밸브를 각각 병렬로 설치하여, 액체냉매가 교축 장치를 통하여 증발기를 작동하는 코일에 들어가도록 하고, 응축기 작동을 하는 코일에서 나온 액체냉매가 체크 밸브를 통과하도록 하여 각 사이클의 냉매를 최적 유량을 흐르도록 조정한다. 대표적인 전기사용 증기압축식 난방 사이클을 Fig. 2.1에 나타내었다.

이러한 전기 구동 증기 압축식 히트펌프의 작동유체로서, 지금까지는 열역학적, 화학적 물성치들이 우수하고, 시스템 내에서 다른 물질들과의 호환성이 좋은 수화염화불화탄소

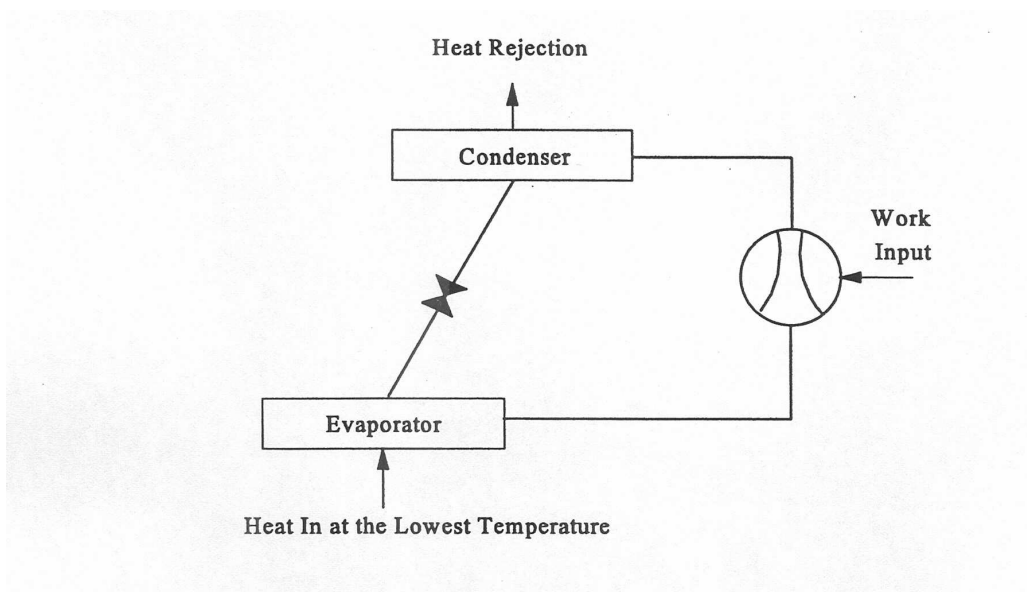


Fig. 2.1 Vapor Compression heat pump

(HCFC)계열의 R22가 상업용 및 가정용 히트펌프, 공기조화기기 등에 널리 사용되어 왔다. 그러나 최근 들어 환경 문제가 대두되면서, 과연 R22가 2010년 이후로는 사용이 금지될 예정이다.

R22는 염소와 수소의 합성 냉매로서 오존층 파괴 지수는 R11에 비해 약 5 % 정도로 상당히 낮지만, 여전히 오존층을 파괴하는 물질이다. 즉, CFC계열인 성층권에 존재하게 될 염소의 양을 더 증가시킬 것이고 결국 성층권의 오존을 고갈시킬 것이며 히트펌프 및 냉동기에 위와 같은 냉매를 사용함으로써 지구 온난화에도 직간접적인 효과가 있다. 직접 효과로서 가스 자체의 누출 등에 의해 야기되는 경우가 있는 반면에, 간접 효과는 시스템이 필요로 하는 동력을 공급하기 위해 발전소에서 연료를 연소시킴으로써 발생하는 이산화탄소에 의해 야기되는 것이다. 전기사용 증기 압축식 히트펌프 및 공기 조화기의 경우에는, 간접적인 온난화 효과가 전체의 90 ~ 95 %를 차지하므로, 직접적인 온난화 효과에 비해 상대적으로 매우 크다. 이들로 인한 온난화를 줄이려면 근본적으로 간접효과를 줄여야만 하며, 이를 위해서는 시스템의 에너지 효율이 증대되어야만 한다. 그러므로 R22의 대체물질은, 그것이 무엇이든 간에, 지구 온난화 효과를 감소시켜야 한다는 대명제 하에서, 최소한 R22만큼 효율적이어야 한다. 이처럼 환경 규제에 따른 'HCFC계열 냉매의 생산 및 사용 금지 조치'를 눈앞에 둔 상황에서 미국과 일본, 유럽의 대기업들이 이미 미국냉동공조협회(ARI, air-conditioning and refrigeration institute) 산하에 'R22 대체 냉매 평가 프로그램'이라는 컨소시엄을 구성하여 R32를 사용하는 혼합매체로 R22를 대체하려고 준비하고 있으며, 일본은 자체 내에 'R22 JAREP'이라는 프로그램을 세워서 효과적인 R22 대체를 하려고 하고 있다. 이와 같은 R22 대체 냉매의 후보군으로는, 메탄계 및 에탄계 할로카본 화합물 중에서 독성 및 가연성이 없으며, CFC가 아닌 R22, R23, R134a, R123, R124 및 R125 등 소수가 있다. 이들 중에서 R22, R123 및 R124 등은 HCFC이므로 규제 대상이며 또한 R23은 HFC이지만 열역학적 성질이 좋지 않아 냉매로 활용하기 어렵다. 이상에서 살펴본 것처럼 할로카본 중에서 대체냉매로 사용할 수 있는 HFC 순수냉매는 극히 제한되어 있다. 그러므로 2개 또는 3개의 순수물질을 적절한 조성비로 혼합하여 순수물질이 가지고 있는 단점을 보완하여 좋은 환경지수를 나타낼 수 있는 혼합냉매가 대체냉매로 많이 개발되었으며 지속적으로 연구되고 있는 실정이다.

가정용 냉장고 및 자동차 에어컨 등에 널리 사용되어온 R12를 대체할 수 있는 냉매로는 R134a, R152a 및 사이클로 프로판(RC270) 등이 있다. 저온냉매로 주로 많이 사용되고 있는 R502의 대체냉매로는 R404A 및 R507 등의 HFC 혼합냉매가 고려되고 있다. 히트펌프 및 각종 공조기기에 사용되고 있는 R22의 대체냉매로는 R32를 포함한 HFC 혼합냉매들이 고려되고 있으며 이에 대한 많은 연구가 진행 중이다. R22 대체냉매로서 고려되고 있는 주요 HFC 혼합냉매로는 R407C 와 R410A 등을 들 수 있다. 이 외에도 많은 종류의 혼합냉매 및 자연냉매에 대한 연구가 진행 중이며, 제3세대 대체냉매로 탄소, 불소, 수소가외에 산소, 질소, 요오드, 규소 등이 더 포함되어 환경친화성이 높은 화합물에 대한 연구가 활발히 진행 중이다. Table 2.1은 CFC 규제 현황으로서, 몬트리올 의정서 체결국 제 4차 회의(1992. 11)의 내용이다.

2.2 흡수식 히트펌프

가장 기본적인 형태의 흡수식 사이클은 단일효용 사이클과 물/리튬브로마이드($H_2O/LiBr$) 시스템이다. 작동 원리상으로 볼 때에 증기 압축식 사이클과 비교하면 저온저압의 냉매증기를 고온고압으로 전환시켜 주는 과정의 차이라고 볼 수 있다. 증기압축식 시스템은 증발기에서 발생한 저온저압의 냉매증기를 다시 응축시켜 냉매로써 재사용하기 위해 압축기를 이용하여 기계적인 일을 공급하여 고온고압의 증기로 바꾸어 준다. 이에 반해 흡수식에서는 기계적인 일 대신 열에너지를 사용한다.

Fig. 2.3과 Fig. 2.4는 각각 단일 효용 흡수식 시스템과 이중 효용 흡수식 사이클을 나타낸 것이다. Fig. 2.5는 흡수식 히트펌프 시스템의 난방 및 냉방 사이클을 나타내는 개념도이다. 물/리튬브로마이드 시스템에서 냉매로는 물, 흡수제로는 리튬브로마이드가 사용된다. 증발기에서 증발한 냉매증기(수증기)는 흡수기(absorber)로 유입되고 물/리튬브로마이드 희용액(weak solution)에 흡수된다. 펌프에 의해 용액열교환기(solution heat exchanger)를 거쳐 재생기(generator)로 유입된 농용액(strong solution)은 열을 공급받아 냉매가 용액으로부터 분리된다. 발생한 냉매증기는 응축기에서 응축된 후 팽창밸브를 거쳐 다시 증발기에서 열원으로부터 열을 빼앗아 증발한다.

Table 2.1 Contents of Montreal Protocol

규제 대상물질	몬트리올의정서 체결국 제4차회의(안) ('92.11)
CFC - 11 - 12 - 113 - 114 - 115	1994년 1월 1일부터 1986년비 25 %이하로 축소 1996년 1월 1일 이후 전폐
HCFC 과도물질 HCFC - 22 HCFC - 123	1996년 1월 1일 이후 : (89 CFC소비량 * 0.031) + 89 HCFC소비량 = "A" 2004. 1. 1부터 A의 65 %까지 축소 2010. 1. 1부터 A의 35 %까지 축소 2015. 1. 1부터 A의 10 %까지 축소 2020. 1. 1부터 A의 0.5 %까지 축소 2030. 1. 1이후 전폐
HFC	규제 없음

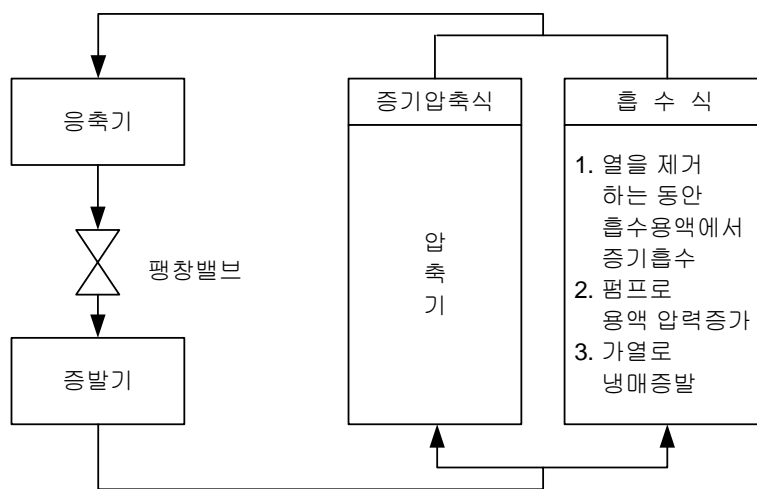


Fig. 2.2 Difference between absorption and compression heat pump

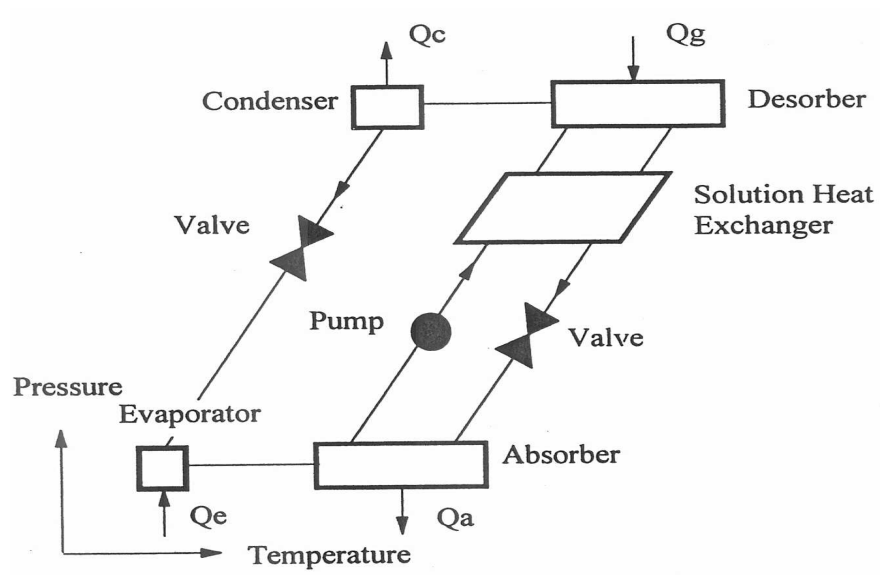
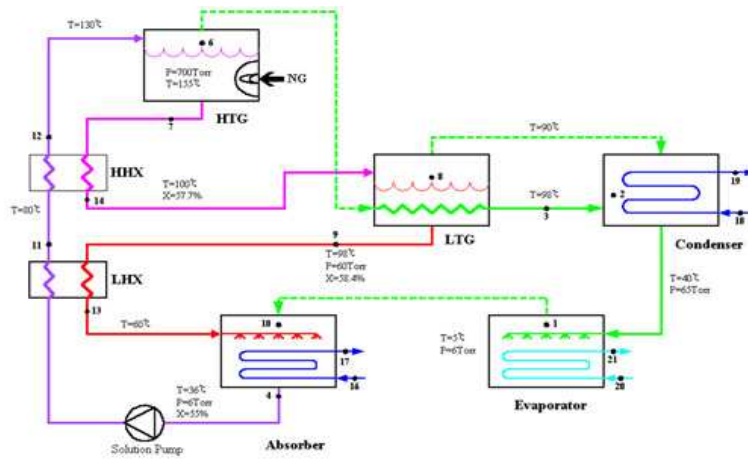
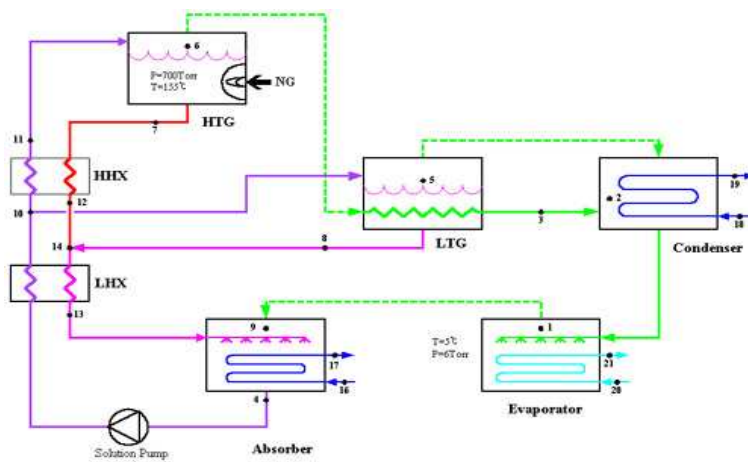


Fig. 2.3 Single effect absorption system

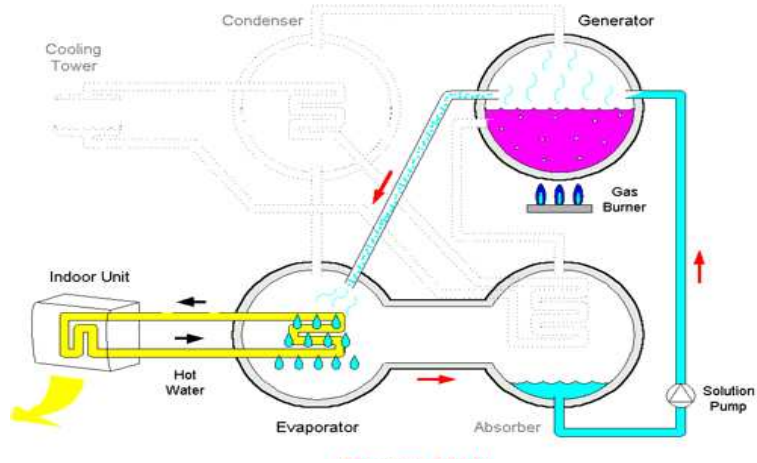


(a) Double effect absorption system(series)

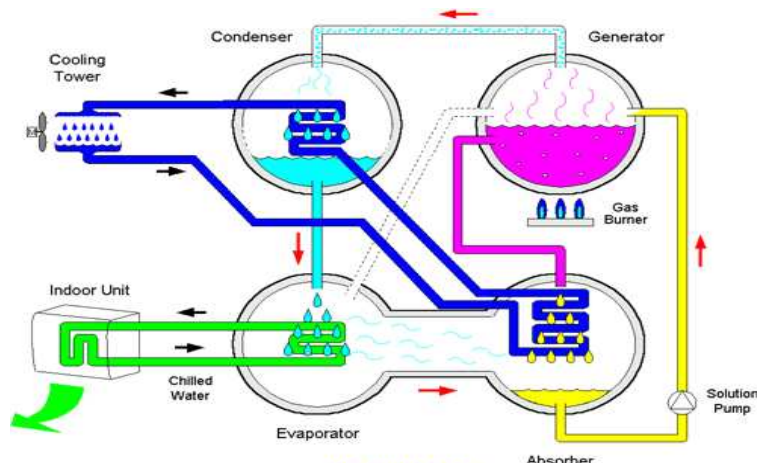


(b) Double effect absorption system(parallel)

Fig. 2.4 Double effect absorption system(series and parallel)



(a) Heating mode



(b) Cooling mode

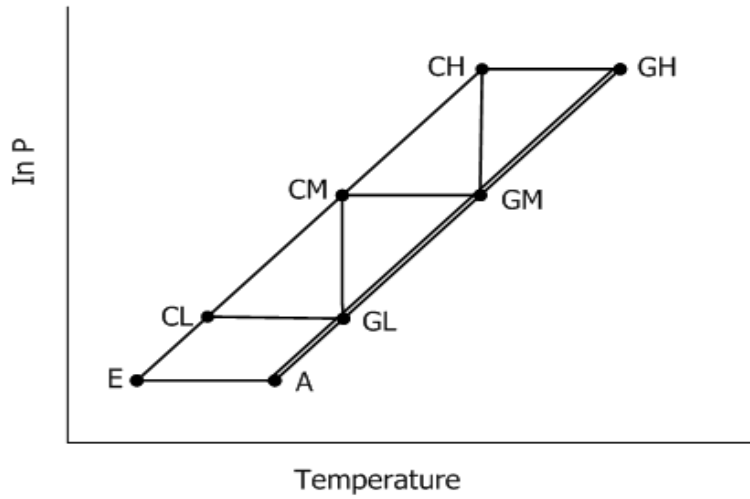
Fig. 2.5 Heating and cooling cycle of absorption heat pump system

한편, 흡수식 분야의 최신 기술 중 대표적인 신 사이클 기술은 삼중 효용 기술이다. 일반적으로 단일 효용 흡수식 시스템의 PER(primary energy ratio)은 0.7, 이중 효용 흡수식 시스템의 경우는 1.3이나, 삼중 효용 흡수식 시스템의 경우 약 1.6까지 가능한 것으로 알려져 있다. 이를 위하여 일본의 경우, 신에너지·산업기술 종합개발기구(NEDO, new energy and industrial technology development organization)가 주축이 되어 (주)히타치, (주)다이킨, (주)에바라, (주)야자키소교 등에서 제작, 실험 및 연구가 활발히 진행되고 있다. Fig. 2.6에 삼중효용 흡수식 사이클 및 이를 구현하기 위하여 일본에서 제안된 시스템의 흐름방식을 나타내었다. 참여한 4개의 업체들이 각기 다른 흐름방식을 제시하고 있다.

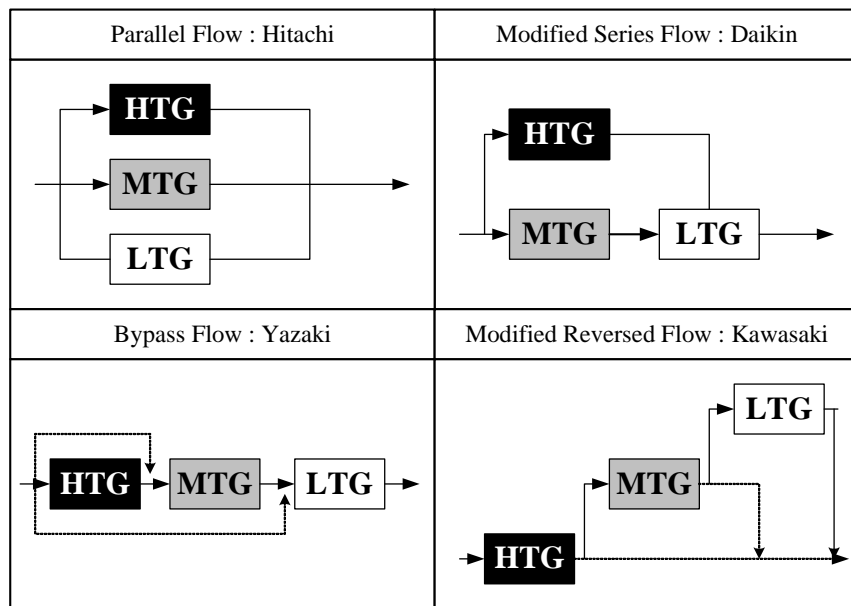
또한, GAX(generator-absorber heat exchanger) 사이클을 더욱 개량한 차세대 GAX 사이클로서, 폐열을 열원으로 사용하는 폐열구동 사이클(WGAX, GAX cycle for waste heat recovery), -50°C 까지 증발온도를 얻을 수 있는 저온용 GAX 사이클(LGAX, GAX cycle for liquid), 온돌용용 사이클(PGAX, GAX cycle for panel heating), 흡수기와 발생기 간의 열전달량 불일치의 문제를 해결하는 분지형 GAX 사이클(BGAX, branched GAX cycle), 중간압력에서 기류교환을 통해 내부열회수 효과를 얻는 GAX 사이클(VGAX, vapour GAX cycle), 흡수식 사이클에 압축기를 추가하여 성능향상 및 고온 및 저온을 획득할 수 있는 GAX 사이클(HGAX, hybrid GAX cycle) 등이 있다. HGAX에는 압축기의 장착위치에 따라 증발기와 흡수기 사이에 장치하는 E/A(evaporator/absorber) 하이브리드 사이클과 응축기와 발생기 사이에 장치하는 G/C(generator/condenser) 하이브리드 사이클이 있다. 이들은 현재로서는 상용화 되지는 못하였으나, 미래에는 일부 상용화되리라 기대된다.

2.3 하이브리드 시스템

이상과 같이 기존의 히트펌프 기술은 크게 증기 압축식과 흡수식으로 나눌 수 있다. 기존의 히트펌프 기술 중 가장 널리 활용되는 순수냉매 이용 증기압축식 사이클은 온도구배를 지닌 열원과 냉매가 열교환을 하여 응축이나 증발이 일어날 때 냉매와 열원의 온도구배가 잘 맞지 않음으로 인해 필연적으로 성능이 저하되며 흡수식 사이클에 비해 용량



(a) Triple effect absorption cycle



(b) Various cycle of triple effect absorption system depending on the flow types

Fig. 2.6 Various cycle of triple effect absorption system depending on the flow types of triple effect absorption cycle

조절이 수월하지 않다는 단점이 있다. 또한, 흡수식 사이클은 증기압축식 사이클에 비해 성능계수가 낮다는 단점이 있다.

2.3.1 하이브리드 히트펌프 사이클

하이브리드 사이클은 증기압축식과 흡수식 사이클의 단점들을 보완하고자 개발된 사이클로, 이 사이클은 보통 용액순환부를 가진 증기압축식 사이클(VCCSC, vapor compression cycle with solution circuit) 또는 압축/흡수(compression/absorption) 사이클이라고 불리며 작동유체로는 비등점 차이가 큰 냉매와 흡수제의 혼합물을 사용한다. 이 사이클을 구동하는 데 필요한 에너지는 증기 압축식 사이클에서와 같이 냉매증기를 기계적으로 압축시키는 일의 형태로 제공되는 반면 냉·난방효과는 흡수기(absorber)나 발생기(desorber)에서 냉매증기와 흡수제의 혼합물로부터 얻을 수 있다. 이러한 VCCSC 하이브리드 사이클은 다음과 같은 특징을 가지고 있다.

- (1) 낮은 압력비로 넓은 온도 구간에 걸쳐 사용 가능(예를 들어 암모니아는 58.2°C에서 포화압력이 2500 kPa이지만 물과 혼합할 경우 비슷한 압력에서 사용 가능한 온도 구간이 150 ~ 160°C까지 늘어남)
- (2) 흡수기와 발생기에서 작동유체의 온도구배를 이용함으로써 성능계수(COP) 향상
- (3) 작동유체의 농도변화를 통한 용량조절 가능

이러한 특징들로 인해 VCCSC 하이브리드 사이클을 이용하면 에너지를 많이 절약할 수 있는 가능성이 있는 것으로 밝혀졌다. 그러나 지난 반세기 동안에는 압축기 기술의 발전과 더불어 부품이 간단하면서도 성능이 좋은 증기압축식 사이클에 대한 연구 및 기술 개발이 중점적으로 이루어져 왔다. 그러나 최근 들어 CFC로 인한 오존층 붕괴 문제와 에너지 사용과 밀접한 관계가 있는 지구 온난화 문제로 인해 VCCSC 하이브리드 사이클에 대한 연구가 스웨덴을 비롯한 유럽의 몇몇 국가를 중심으로 다시 진행되고 있다.

Fig. 2.7에 압축/흡수 하이브리드 열펌프의 개념도를 나타내었으며, 작동원리는 다음과 같다. 우선, 발생기(desorber)에서는 팽창밸브(expansion valve)를 통과하여 저온, 저압이 된 암모니아-물 혼합물 중 주로 증기압(vapor pressure)이 높은 암모니아가 염색 폐수를 열원으로써 증발하게 되며, 기액분리기(separator) 내에서 용액과 증기로 분리된다. 이렇게 분리된 용액은 펌프를 통해 압축되어 고압의 용액이 되며, 증기는 압축기를 통해 압축된다. 다음, 압축된 증기와 고압 용액이 흡수기(absorber) 입구에서 만나고 흡수과정이 발생한다. 흡수기에서 증기의 흡수가 일어나는 동안 발생하는 흡수열은 공정수(90 ~ 100°C)를 제조하는 데 사용된다. 다음, 농용액은 팽창밸브를 통해 압력이 낮아지고 발생기로 다시 돌아가는 과정을 이루게 된다. 또한 용액 열교환기에서는 온도가 높은 농용액과 온도가 낮은 희용액 사이에 열교환이 이루어진다.

Fig. 2.8은 Fig. 2.7의 압축/흡수 하이브리드 열펌프에 용액회로를 하나 더 추가하여 저온 흡수기에서의 발열을 저온 발생기에 사용토록 함으로써, 승온폭을 높일 수 있도록 한 것이다. 같은 원리로, 3 개의 용액회로를 갖도록 시스템을 구성할 수도 있다.

Fig. 2.9는 발생기-흡수기 사이의 온도중첩 구간에 내부열교환을 시킴으로써, 하나의 용액펌프를 사용하면서도 Fig. 2.8과 같은 2단 사이클의 효과를 갖도록 한 것으로서 DAHX(desorber-absorber heat exchange)사이클이라 부른다. 이 사이클이 구현되면 시스템의 압력비가 감소하여 성능향상의 요인도 있으나, 내부 열교환에 따른 유량 증가가 수반되므로 응용분야에 맞는 최적 설계가 필요하다.

압축/흡수 하이브리드 열펌프는 원리적으로 열원 및 열침의 온도구배(temperature glide)가 큰 경우에 응용하면 좋다. 이는 일반적인 현열 열원 및 열침과 냉매가 열교환을 수행하는 과정에서의 비가역성과 관계되며, 이를 Fig. 2.10에 나타내었다.

한편, 흡수/압축 하이브리드 사이클을 구성할 수도 있다. Fig. 2.11은 저온 획득형 흡수/압축 하이브리드 사이클의 개략도를 나타낸다. 이는 흡수식 사이클을 기본으로 하여 보다 저온을 얻을 수 있도록 압축기를 추가하여 구성한 것이 특징이다.

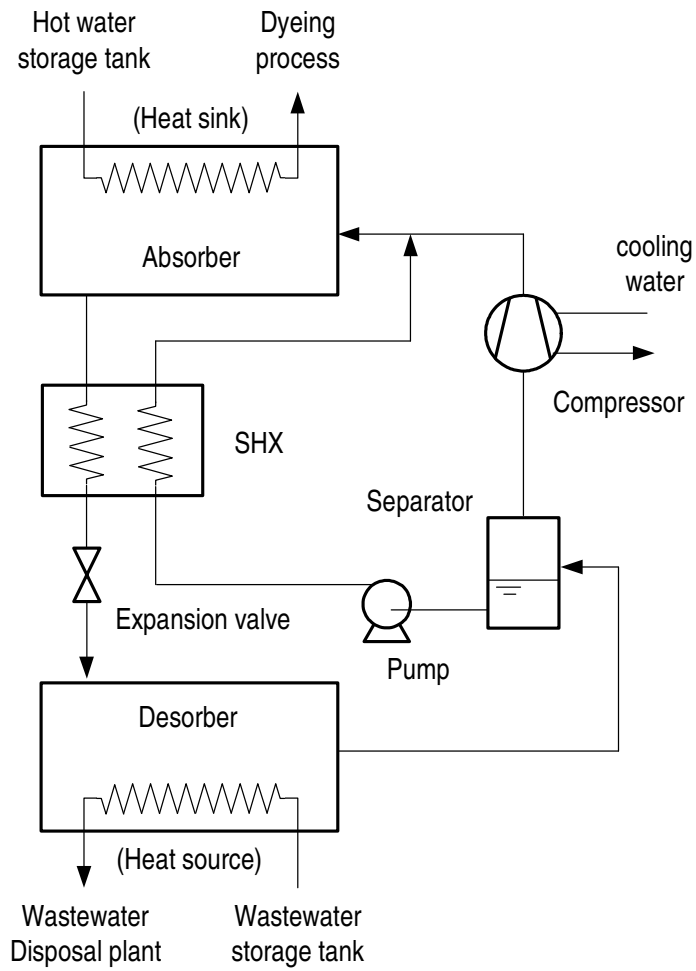


Fig. 2.7 Schematic diagram of the compression/absorption hybrid heat pump

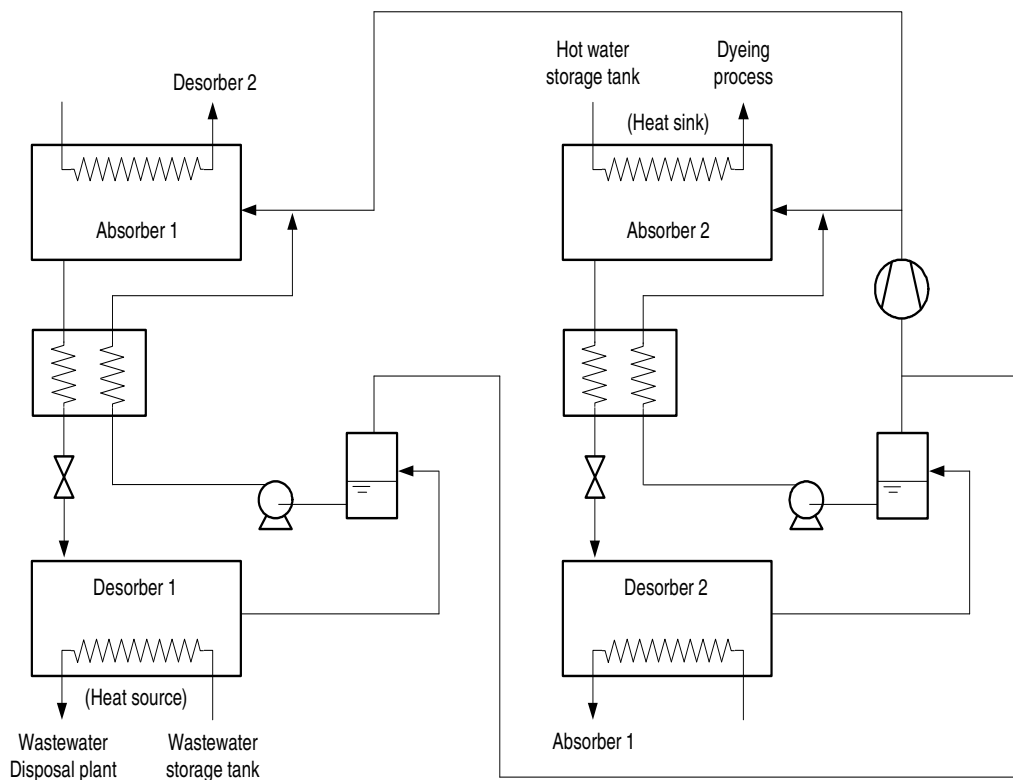


Fig. 2.8 Schematic diagram of the compression/absorption hybrid heat pump with two solution circuits

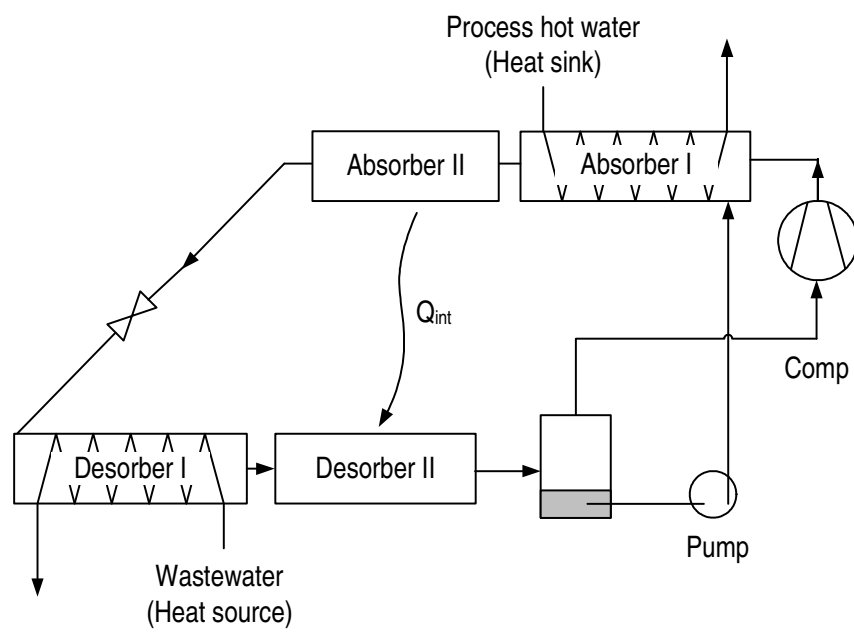
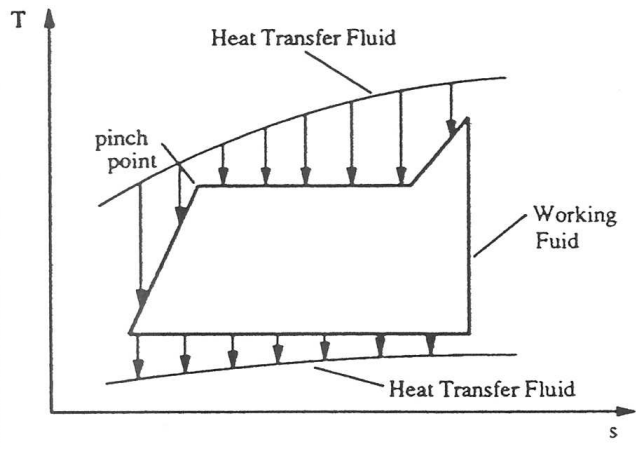
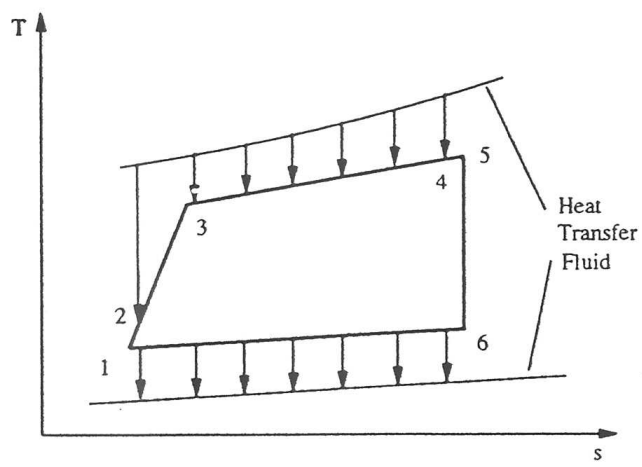


Fig. 2.9 Schematic diagram of DAHX(Desorber–Absorber Heat Exchange)cycle



(a) Pure refrigerant during phase change



(b) Mixture refrigerant during phase change

Fig. 2.10 Comparison on the heat transfer characteristic of pure and mixture of refrigerant during phase change

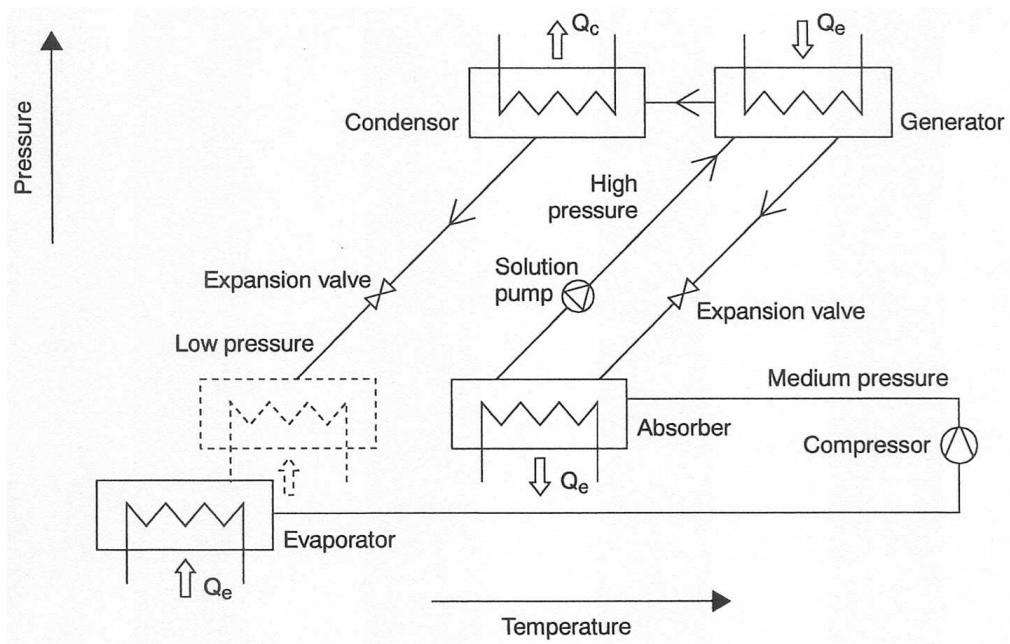


Fig. 2.11 Low temperature acquisition type absorption/compression hybrid cycle

2.3.2 하이브리드 사이클의 응용 예

전술한 바와 같이 압축/흡수 하이브리드 사이클은 원리적으로 매우 우수한 특성을 가지며, 그 대표적인 응용 예로서, 염색공정에 응용하는 경우를 생각하였다. 염색가공공정은 에너지 다소비형이며, 염색조업을 수행하는 과정에서 저온의 폐수가 다량으로 발생하고 있지만, 대부분의 업체에서 폐수의 열에너지는 미활용 되고 있을 뿐더러, 방류시 폐수 온도가 40°C를 초과할 때에는 업체에서 부과금을 지불해야 하므로, 공동폐수처리장으로 방류하기 전에 강제 냉각시키고 있는 실정이다.

따라서, 염색업체 별로 열회수 장치를 설치하여 발생하는 저온폐수열을 회수하여 공정용 온수나 급수가열 등으로 활용하면, 연료사용량을 절약함과 동시에 강제 냉각비용 또는 고온부과금 부담도 없애고 이산화탄소 배출량 감소로 환경보전에도 기여할 수 있다. 본 연구에서는 염색폐수의 저온열을 활용하여 염색공정에 이용 가능한 고온의 공정수를 제조할 수 있는 시스템으로서, 하이브리드 히트펌프 시스템을 적용하는 경우를 생각하였다.

Fig. 2.12에 염색공정의 온, 폐수 흐름의 개념도 및 암모니아-물 하이브리드 히트펌프 사이클의 개념도를 나타내었다. 기존 시스템의 경우, 염색공정에서 사용된 증기는 응축수가 되어 온수조(약 30 ~ 50°C)로 이송되며, 공업용수와 함께 보일러를 지나면서 가열되어 다시 염색공정으로 공급된다. 한편, 각 공정에서 사용되고 버려지는 폐수는 폐수조(약 35 ~ 50°C)에 모이게 되고, 폐수조에 모인 폐수는 냉각탑으로 보내어 냉각시켜서 배출한다.

이러한 시스템에 점선으로 표시된 하이브리드 히트펌프 시스템의 작동원리는 다음과 같다. 우선, 발생기에서는 팽창밸브를 통과하여 저온, 저압이 된 암모니아-물 혼합물 중 주로 증기압이 높은 암모니아가 저온의 염색폐수를 열원으로써 6→1까지의 구간에 걸쳐 증발하게 되며 이 과정에서 물도 소량 증발한다. 이렇게 생성된 증기는 압축기를 통해 압축되며(7→8) 남아 있는 회용액은 펌프를 통해 압축되어 고압의 용액이 된다(1→2). 이렇게 압축된 증기와 고압 용액이 흡수기에서 만나고 흡수과정이 발생한다(3→4). 흡수기에서 증기의 흡수가 일어나는 동안 발생하는 흡수열은 고온의 염색 공정수(약 90°C)를 제조하는 데 사용된다. 다음, 농용액은 팽창밸브를 통해 압력이 낮아지고 발생기로 다시 돌

아가는 과정을 이루게 된다. 또한 용액 열교환기에서는 온도가 높은 농용액(4→5)과 온도가 낮은 희용액(2→3) 사이에 열교환이 이루어진다. 이러한 과정을 통하여 염색폐수의 열을 공정수의 가열에 사용할 수 있다. 결국, 연료비용을 절약함과 동시에 강제 냉각비용 또는 고온부과금 부담도 없애고 이산화탄소 배출량 감소로 환경보전에도 기여할 수 있다.

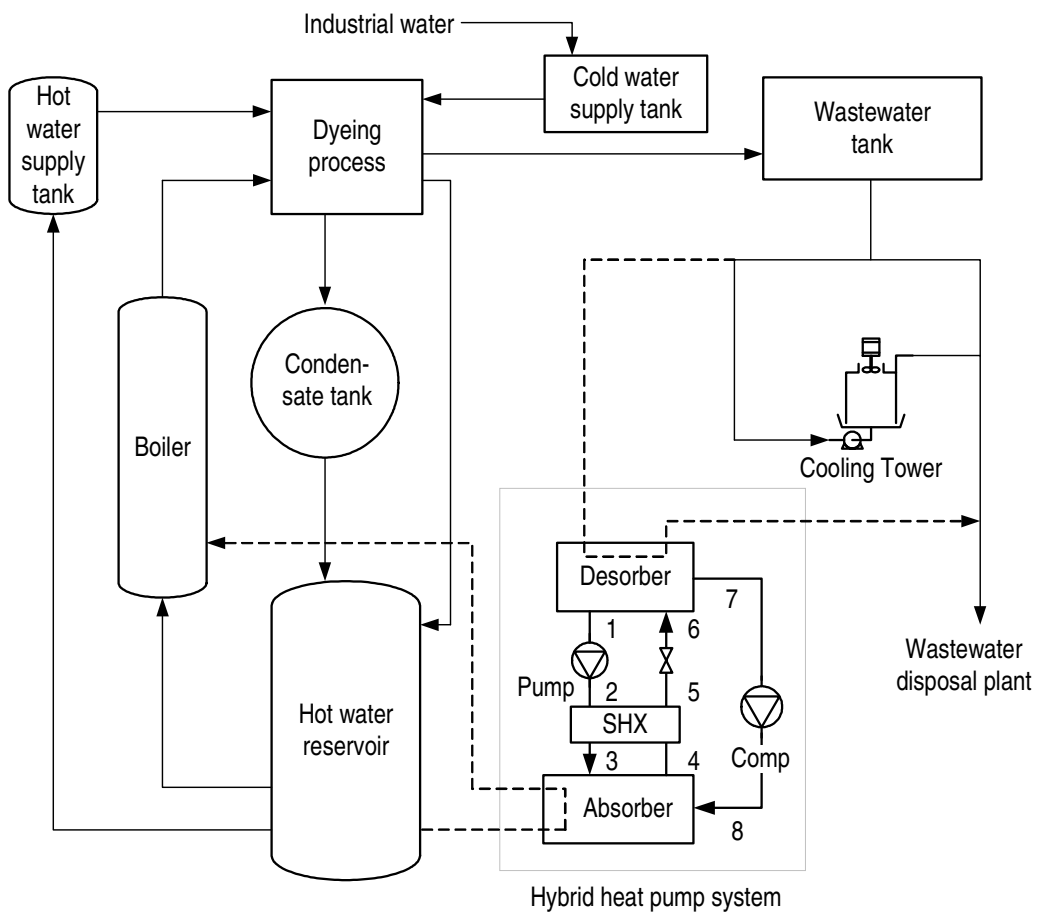


Fig. 2.12 Schematic diagram of the process and waste water of dyeing process

제 3 장 시스템 시뮬레이션

3.1 2단 압축 하이브리드 히트펌프 시스템 모델링

본 연구에서 대상으로 하는 하이브리드 히트펌프의 개략도는 Fig. 3.1과 같다. 하이브리드 히트펌프 제작을 위한 VCCSC 및 DAHX 사이클의 구현 가능성을 압축기 토출가스 온도와 냉각부하의 관점에서 고찰하였다. 시뮬레이션 결과, DAHX 사이클을 응용하여 토출가스 온도를 낮출 수 있으나, 오일-윤활 왕복동 압축기를 사용하여 시스템을 구성할 경우, 항상 운전을 보장하기 위해서는 추가적인 압축기의 냉각이 필요하며, 내부열교환기(internal heat exchanger)의 용량을 정하기 위한 총합열전달계수의 비 F_{int} 가 식 (3.1)과 같이 정의 될 수 있다. 이 때, F_{int} 을 증가시킬수록 토출가스 온도는 낮아지나, 압축 유량이 증가하여 보다 큰 압축기를 사용하여야 할 가능성이 있음이 밝혀졌다 (Baik 등(2004)).

$$F_{int} = \frac{100UA_{int}}{UA_{abs} + UA_{des}} \quad (3.1)$$

DAHX 사이클을 응용하여 하이브리드 히트펌프를 구성할 경우의 실익은 기대보다 크지 않다. 이에 대한 대응 방안으로서, 본 연구에서는 VCCSC 사이클의 기본 원리는 그대로 적용하되, 토출가스의 온도를 낮추고 동시에 효율 향상 측면에서도 유리한 2단 압축 VCCSC 하이브리드 사이클을 고려하였다.

3.1.1 시스템 모델링

3.1.1.1 흡수기(absorber)와 발생기(desorber)의 모델링

2단 압축 VCCSC 하이브리드 히트펌프의 구성요소의 열역학적 모델링에 있어서, 흡수

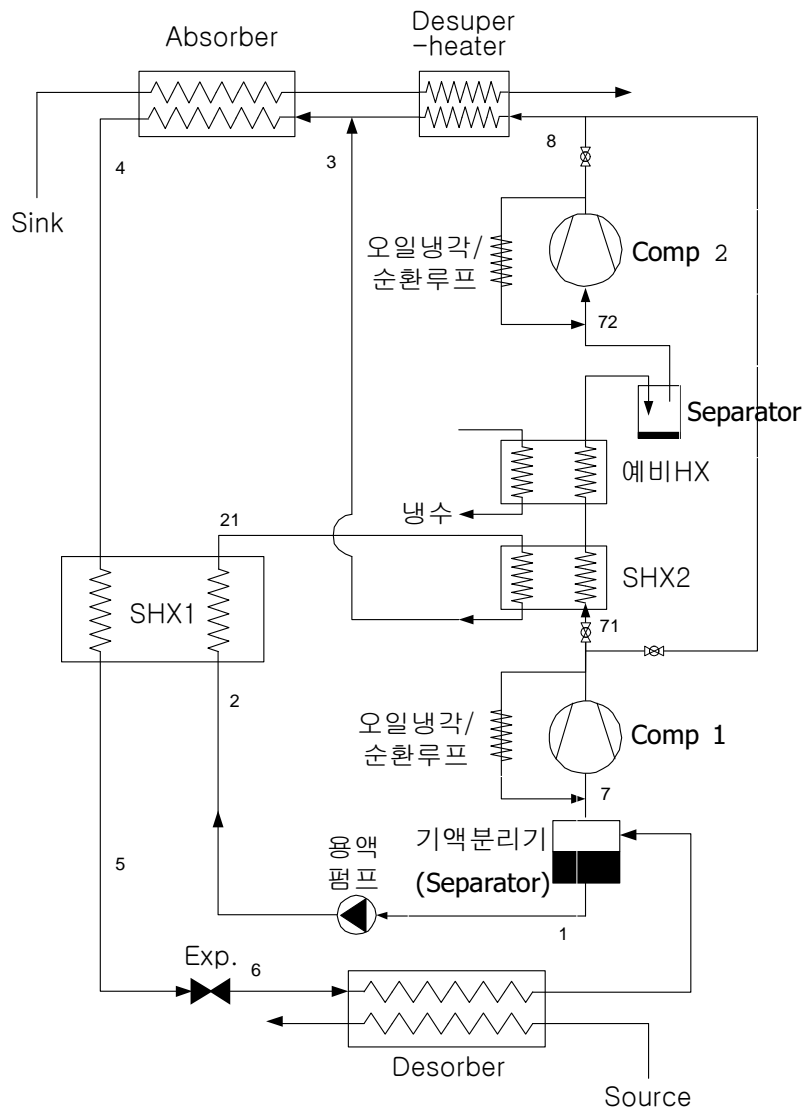


Fig. 3.1 Two-stage compression VCCSC hybrid cycle

기와 발생기의 경우, 다음과 같은 질량보존식(continuity; mass balance), 에너지보존식(the first law of thermodynamics; energy balance), 그리고 물질보존식(species balance; working fluid mass balance)을 사용하여 모델링 하였다.

$$\Sigma(\dot{m}x)_{in} - \Sigma(\dot{m}x)_{out} = 0 \quad (\text{Working Fluid Mass Balance}) \quad (3.2)$$

$$\Sigma\dot{m}_{in} - \Sigma\dot{m}_{out} = 0 \quad (\text{Overall Mass Balance}) \quad (3.3)$$

$$\Sigma(\dot{m}h)_{in} + W - \Sigma(\dot{m}h)_{out} - Q = 0 \quad (\text{Energy Balance}) \quad (3.4)$$

이 때, 흡수기와 발생기 출구는 포화상태이며, 흡수기의 처음 부분에서 용액과 증기가 서로 만나 평형상태에 도달할 때까지의 과정을 단열과정으로 가정하였다. 모든 열교환기는 대향류(counterflow)로 하여 해석하였다. 팽창밸브는 등엔탈피 과정으로 생각하였으며, 펌프와 압축기는 일정 단열효율(65%)을 갖는 것으로 가정하였다. 이상에서, 열교환기 내의 압력강하와 배관에서의 열량손실 및 압력강하는 무시하였다.

시뮬레이션 조건 설정에 있어서, 시스템 최대 허용압력 (maximum allowable system pressure) 은 안전 및 구성요소의 비용을 감안하여 1700 kPa로 하였으며, 온수가열량 Q_{abs} 는 3 RT(=10.55 kW)로 하였다. 또한, 열침(heat sink; hot water storage tank)의 온도 ($T_{sink,in}$)는 60°C, 생산 공정수의 온도 ($T_{sink,out}$)는 90°C, 열원인 폐수저장탱크의 온도 ($T_{src,in}$)는 60°C, 그리고 열원수 출구온도 ($T_{src,out}$)는 30°C의 조건을 기준으로 하여 시뮬레이션을 수행하였으며, 흡수기와 발생기 내 대수평균 온도차를 9°C로 하였다.

3.1.1.2 용액열교환기의 모델링

용액열교환기1의 경우 UA 값을 0.05로 주었으며, 용액열교환기2의 경우, 고단압축기 입구온도가 포화온도보다 5°C 높아질 수 있도록 결정하였다.

또한, 흡수기 내 온도구배 ΔT_{abs} 는 30°C로 하였다. 중간압력은 고압과 저압의 곱의 1/2

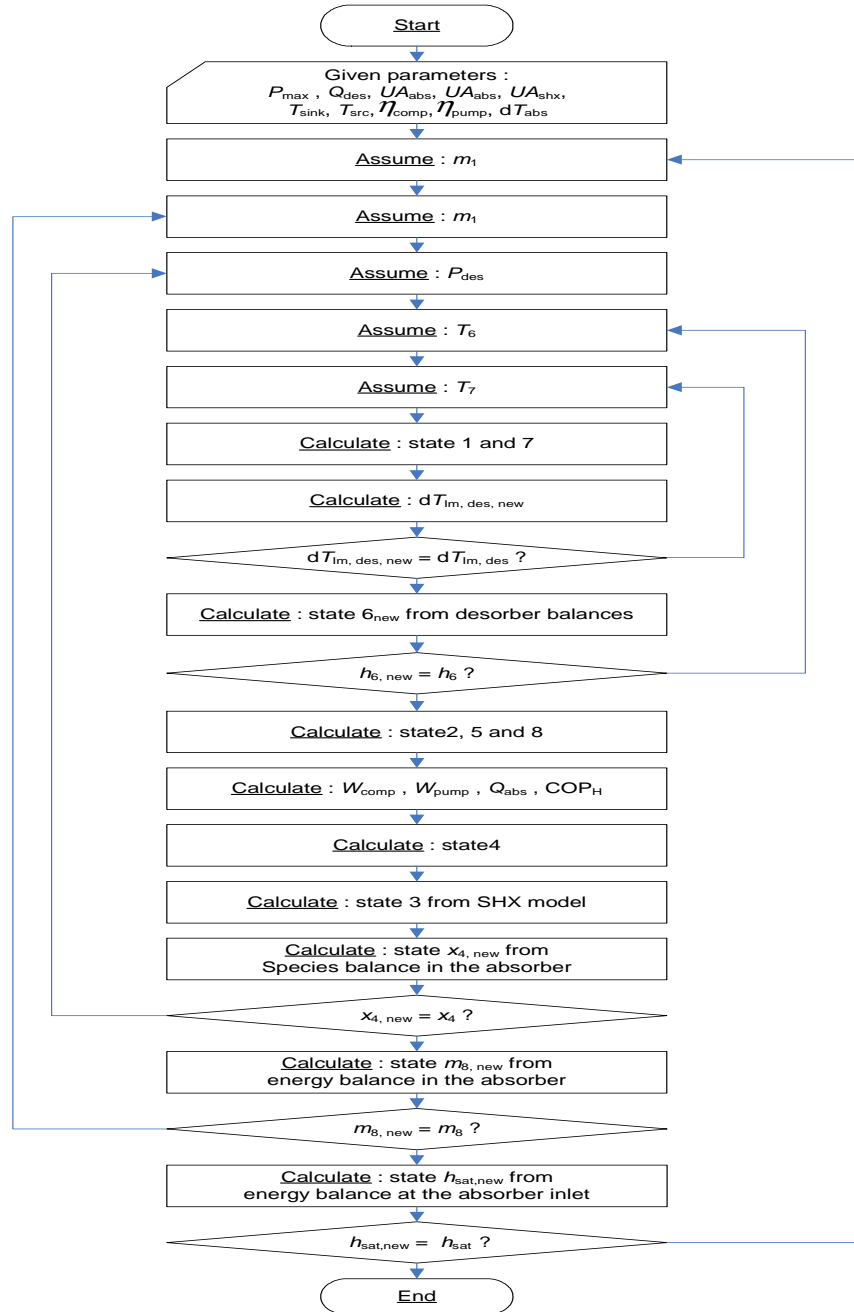


Fig. 3.2 Simulation flow chart for two-stage compression VCCSC hybrid cycle

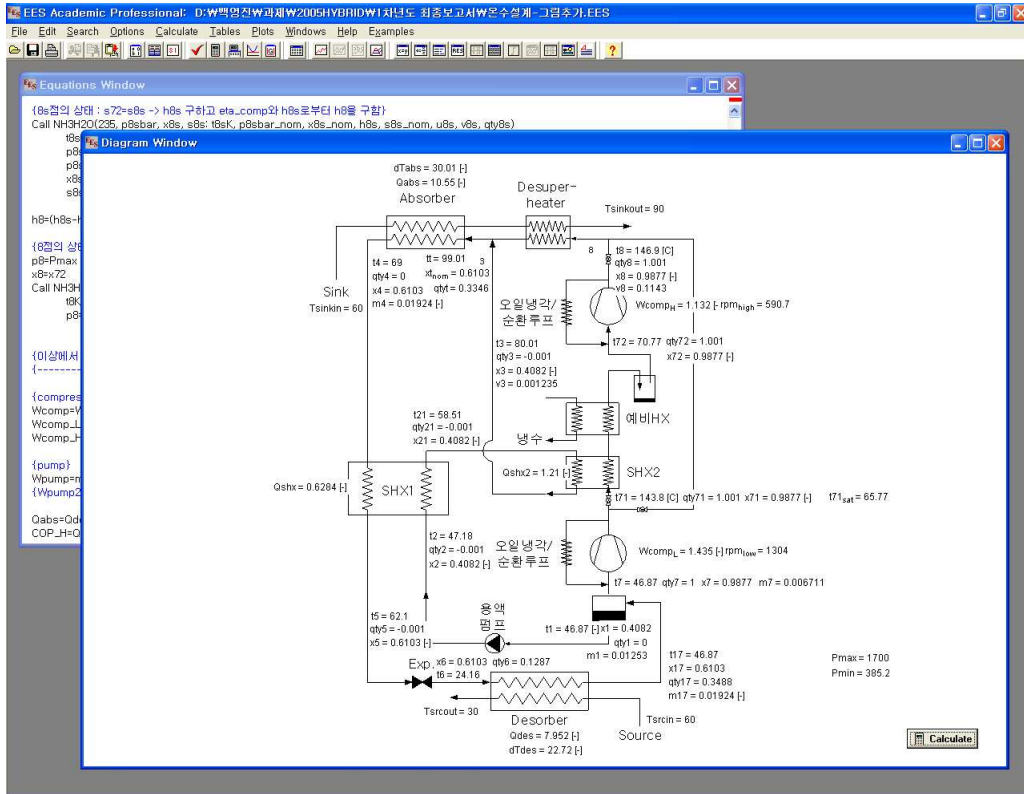


Fig. 3.3 Simulation programs of two-stage compression VCCSC hybrid heat pump

승에 적절한 상수를 곱하여 결정하였다. 2단 압축 VCCSC 하이브리드 히트펌프 시뮬레이션 프로그램은 EES (engineering equation solver) Ver. 6.646으로 작성되었으며, 그 알고리즘은 Fig 3.2와 같다. 그리고 시뮬레이션은 부록 A에 설명하였다.

시스템 모델링을 통하여 각 구성요소 입출구 상태 및 압축기, 펌프 소비동력, COP 등을 얻을 수 있다. 계산 프로그램의 실제 실행화면을 Fig. 3.3에 나타내었다.

3.1.2 해석결과

실제로 60°C 생산공정수를 이용하는 것이 본연구의 목적이므로 열원의 온도는 60°C로 설정하였다. 시스템 최대 허용압력 1700 kPa, 온수가열량 10.55 kW, 열침인 고온저장탱크의 온도 ($T_{\text{sink,in}}$)는 60°C, 생산공정수의 온도 ($T_{\text{sink,out}}$)는 90°C, 열원인 폐수저장탱크의 온도 ($T_{\text{src,in}}$)는 60°C, 그리고 열원수 출구온도 ($T_{\text{src,out}}$)는 30°C의 조건하에서 약 4.06의 난방 성능계수를 얻을 수 있을 것으로 사료된다. 이 조건하에서 계산된 각 구성요소의 입출구 상태를 Table 3.1에 나타내었다.

Table 3.1 Each integral part suction-outlet condition of two-stage compression VCCSC hybrid heat pump

	1차측 입구	1차측 출구	2차측 입구	2차측 출구
Desorber $Q_{des}=7.952$ [kW]	t6=24.16 [°C] p6=385.2 [kPa] x6=0.6103 qty6=0.1287 m6=0.01924 [kg/s]	t17=46.87 p17=385.2 x17=0.6103 qty17=0.3488 m17=0.01924	물 60°C	물 30°C
Absorber $Q_{abs}=10.55$	tt=99.01 pt=1700 xt=0.6103 qyty=0.3346 mt=0.01924	t4=69 p4=1700 x4=0.6103 qty4=0 m4=0.01924	물 60°C	물 90°C
SHX1 $Q_{shx}=0.6284$	t4=69 p4=1700 x4=0.6103 qty4=0 m4=0.01924	t5=62.1 p5=1700 x5=0.6103 qty5=-0.001 m5=0.01924	t2=47.18 p2=1700 x2=0.4082 qty2=-0.001 m2=0.01253	t21=58.51 p21=1700 x21=0.4082 qty21=-0.001 m21=0.01253
SHX2 $Q_{shx2}=1.21$	t71=143.8 p71=890.2 x71=0.9877 qty71=1.001 m71=0.006711	t72=70.77 p72=890.2 x72=0.9877 qty72=1.001 m72=0.006711	t21=58.51 p21=1700 x21=0.4082 qty21=-0.001 m21=0.01253	t3=80.01 p3=1700 x3=0.4082 qty3=-0.001 m3=0.01253
저 단 압축기 $W_{comp,L}=1.435$ eta_comp=0.65 rpm_low=1304	t7=46.87 p7=385.2 x7=0.9877 qty7=1 m7=0.006711	t71=143.8 p71=890.2 x71=0.9877 qty71=1.001 m71=0.006711		
고 단 압축기 $W_{comp,H}=1.132$ eta_comp=0.65 rpm_high=590.7	t72=70.77 p72=890.2 x72=0.9877 qty72=1.001 m72=0.006711	t8=146.9 p8=1700 x8=0.9877 qty8=1.001 m8=0.006711		
용 액 펌프 $W_{pump}=0.03004$ eta_comp=0.65	t1=46.87 p1=385.2 x1=0.4082 qty1=0 m1=0.01253	t2=47.18 p2=1700 x2=0.4082 qty2=-0.001 m2=0.01253		
팽창밸브	t5=62.1 p5=1700 x5=0.6103 qty5=-0.001 m5=0.01924	t6=24.16 p6=385.2 x6=0.6103 qty6=0.1287 m6=0.01924		

제 4 장 하이브리드 히트펌프의 성능실험

4.1 시스템 설계

3 장에서 기술한 바와 같이 컴퓨터를 이용한 시뮬레이션은 히트펌프 시스템 구성요소의 선정 및 전체 시스템의 평가에 있어서 비용 및 시간이 적게 소모된다는 이점을 지니므로 초기 단계에서 주로 이용되는 방법이지만, 실제적으로 시뮬레이션은 특성 변수들의 변화를 모두 고려한 상태에서 수행되어야 하며 각각의 변수들을 정량화 하는 것이 쉽지 않기 때문에 많은 제약이 따른다. 따라서 본 장에서는 프로그램을 이용하여 하이브리드 히트펌프의 시스템을 설계하여 실험을 수행하려고 한다.

4.1.1 냉 매

히트펌프 시스템에서 저온열을 고온열로 전달하기 위해 사용하는 작동유체인 냉매는 시스템의 성능은 물론 안전 문제와도 관계됨으로 신중히 선택되어야 한다. 일반적으로 히트펌프에 사용되는 냉매는 임계점에 높고 엔탈피 차가 커야하며 비체적은 작아야 한다. 그리고 사용 온도 범위에 있어 분해되지 않는 안정성을 가져야 하며 접촉하는 금속재료를 부식시키지 않아야 한다. 또한 인체에 무해하며 열전달 특성 또한 우수해야 한다. 이상의 냉매 선정 조건들을 종합적으로 고려한 결과 암모니아 자체의 독성과 작동압력이 고압이라는 단점이 있으나, 환경 친화적인 자연냉매이며 오존층에 영향을 주지 않고 (GWP=0), 증발잠열이 크고 열전달 성능 또한 우수한 암모니아/물($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$)을 본 연구의 작동 유체로 선정하였다.

4.1.2 압축기

히트펌프 시스템에 사용되는 압축기는 냉매 토출 온도가 높을 뿐만 아니라 40 ~ 60°C 의 큰 승온폭이 필요하다. 또한 고효율, 고 압축비를 얻으려면 배열회수에 반드시 수반하는 부하변동에 대해서도 적응성이 있어야 하고, 광범위한 조건하에서도 성능이 좋고 내구

성과 신뢰성이 높아야 한다. 일반적으로 압축기는 시스템의 작동 온도, 용량 및 사용 환경에 따라 결정되는데 크게 왕복동식, 회전식, 스크류식, 원심식, 스크롤식 등 여러 가지 형식이 사용되고 있다.

고단 압축기는 저단 압축기를 통해 압축된 암모니아 증기를 중간냉각기를 통해 과열도를 감소시킨 후, 재차 압축을 통해 원하는 토출 압력 및 온도 조건을 얻기 위한 장치이다. 또한 본 시스템의 작동시, 용량의 적절한 가변을 통해 중간압 및 저단 압축기의 토출가스 온도를 제어하기 위한 용도로서의 역할도 수행한다. 본 연구에서는 Bock 사의 개방형 왕복동 압축기인 F2-NH₃를 사용하였으며, Bock F2 모델은 배체체적은 121 cm³ 이므로, 기준 설계조건에서 저단 압축기 회전수는 약 1300 rpm, 고단 압축기 회전수는 약 600 rpm으로 예상된다.

4.1.3 팽창 밸브

팽창밸브는 크게 수동식, 자동식 팽창밸브와 모세관(capillary tube)으로 분류할 수 있다. 그 중 냉동기 및 히트펌프 시스템에 가장 일반적으로 쓰이는 것은 자동식 팽창밸브로서 그 종류도 방식에 따라 온도식, 전자식, 열전대식 등, 다양하게 나뉜다. 본 연구에 사용된 팽창밸브는 온도식으로 감온 팽창 밸브라고도 하며 구조상으로는 정압 팽창밸브에 온도 요소를 추가한 것이지만 감온통과 균압관에 의해 과열도를 검출하도록 되어있다. 이 밸브는 부하변동이 있을 때 개도를 적당히 유지하여 적절한 냉매량을 흡수기에 공급하는 기능을 가지고 있으며, 흡수기 출구에서 냉매 가스를 일정하게 유지하도록 작동하는 밸브이다.

4.1.4 수액기

수액기는 냉매액을 일시 저장하는 장치로서, 흡수기와 팽창밸브 사이에 위치한다. 이는 냉동부하가 갑자기 커졌을 때 냉매를 발생기로 많이 보낼 수 있도록 하며, 부하가 감소하게 되면 소량의 냉매를 보내고 나머지는 저장할 수 있도록 한다. 본 연구에서는 수액기를

두어 부하 변동에 대처할 수 있도록 하였다.

4.1.5 용액펌프

용액 펌프는 암모니아 수용액에 사용할 수 있는 다이어프램(diaphragm) 방식의 펌프로써, Hydra-cell사의 G3 모델을 사용하였다. 시뮬레이션 결과에 따르면 회용액의 암모니아 농도는 약 40%이며, 유량은 1 LPM 내외이다. 펌프 Head의 재질은 SUS316이며, 다이어프램은 네오프렌(neoprene)으로 하여 암모니아 수용액에 대응할 수 있도록 하였다.

4.1.6 용액 열교환기(SHX, solution heat exchanger)

흡수기, 발생기, 용액열교환기 등은 판형열교환기를 이용하여 구성하였다. 본 하이브리드 히트펌프의 작동유체는 암모니아/물($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) 혼합물이므로, Copper-Brazed Type의 판형열교환기는 사용할 수 없고, Nickel-Brazed Type의 제품을 사용하여야 한다. Nickel-Brazed Type의 판형열교환기는 스웨덴의 Alfa Laval사와 미국 Flatplate사 등에서 제조되고 있다.

4.1.7 유분리기 및 액분리기

일반적으로, 압축기 출구에는 유분리기를 설치하여 냉매 오일을 대다수 분리하여 유냉각기를 거쳐 냉각된 오일을 압축기로 재차 공급될 수 있도록 한다. 그러나 분리되지 못한 미소량의 오일이 흡수기를 지나 발생기로 냉매와 함께 혼합된다. 일반적으로 오일은 1차 그물망 등에서 분리된 후 2차 Demister를 통과 하면서 효율적인 분리가 이루어진다. 냉매와 분리된 오일은 유냉각기로 보내져 적정한 온도까지 냉각된 후 압축기로 재순환된다.

액분리기는 발생기와 압축기 사이에 설치하여 증발기에서 넘어오는 냉매 액이 압축기로 흡입되는 것을 방지하여 액 압축으로 인한 압축기 밸브 및 피스톤링의 파손 등을 방지하는 보호 장치중 하나이다. 본 연구에서는 유분리기와 액분리기를 설치하여 시스템의 안

전 운전을 도모하였다.

4.2 실험장치의 구성 및 요소부품 선정

시스템 구성요소는 크게 저단 압축기, 고단 압축기, 용액펌프, 흡수기(absorber), 발생기(desorber), 용액열교환기1, 용액열교환기2, 팽창밸브 및 기액분리기 등이다. 본 연구의 하이브리드 히트펌프의 주 작동 유체는 암모니아-물 혼합물이므로, 모든 구성요소는 암모니아와 함께 사용할 수 있는 것으로 하였다.

흡수기, 발생기, 용액열교환기 등은 판형열교환기를 이용하여 구성하였다. 본 하이브리드 히트펌프의 작동유체는 암모니아/물($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) 혼합물이므로, Copper-Brazed Type의 판형열교환기는 사용할 수 없고, Nickel-Brazed Type의 제품을 사용하여야 한다. Nickel-Brazed Type의 판형열교환기는 스웨덴의 Alfa Laval사와 미국의 Flatplate사 등에서 제조되고 있다.

팽창기구 선정에 있어서, 증기압축식의 증발기에 해당하는 발생기의 출구는 순수냉매 이용 증기압축식의 증발기 출구와는 달리 과열도가 확보되지 않으므로, 감온식 팽창밸브를 사용할 수 없다. 본 연구의 실험 장치를 Fig. 4.1에 나타내었으며 암모니아용 수동 팽창밸브를 사용하여 시스템을 구성하였다.



Fig. 4.1 Photograph of the experimental apparatus

4.3 계측 및 데이터 획득

하이브리드 열펌프시스템의 성능을 평가하기 위한 각 상태점의 측정을 위해 작동유체(냉매)의 온도, 압력, 유량과 2차 유체의 온도, 유량 및 시스템 구동에 사용된 소요동력 등의 데이터를 측정하였다.

온도측정은 25 mm(1 inch)이상의 관경의 냉매측 및 2차 유체측 모든 배관에는 기본적으로 금속도체의 전기저항이 일반적으로 온도에 따라 변화하는 성질을 이용하여 전기저항을 측정하여 온도를 측정하는 원리로 만들어진 13개의 측온저항체(RTD: resistance temperature detector)를 사용하였다. 측온저항체 소자의 양단에 2개의 도선을 접속하여 도선저항의 영향을 제거할 수 있도록 한 형식의 4선식(4-Wire, Y형식)을 사용하여 정도가 높은 계측값을 얻을 수 있도록 하였다. 측정에 사용된 측온저항체는 공칭항 100 Ω 이며, 등급은 0.5급으로 ± 0.12 Ω 의 허용오차를 가진다.

25 mm보다 관경이 작은 일부 배관에는 측온저항체의 두꺼운 외경과 측정위치 등의 문제로 인하여 15개의 T형 열전대(T-type thermocouple)를 사용하여 온도를 측정하였다. 설치 및 측정에 앞서 표준온도계로 이들을 보정한 후 사용하였다.

시스템의 작동유체에 대한 압력측정은 저단 및 고단압축기 입출구와 같이 냉매의 물리적 상태량을 변화시키는 장치나 부품의 전후지점에서 측정되었다. 각 측정점의 운전압력에 맞게 20 ~ 30 bar의 측정 범위를 가지는 총 3개(20 bar 1개, 30 bar 2개)의 압력 변환계(pressure transducer)를 사용하여 측정하였다. 측정에 앞서 모든 압력 변환계를 상급의 표준기기를 사용하여 교정하였다.

시스템 내부를 순환하는 작동유체의 순환량 측정은 발생기로 유입되는 냉매유량을 측정하기 위하여 팽창밸브 전단에 메인 유량계(main flow meter, Oval, 0 ~ 120 kg/h)를 설치하였다. 측정에 사용된 질량유량계는 코리올리 형식(coriolis type)으로 회전하는 물체에 상대적으로 작용하는 코리올리 힘에 의해 발생하는 관의 진동과 굽힘 모멘트에 의한 변형량을 질량유량 값으로 변환하는 원리로 측정된다.

열교환기(흡수기 및 발생기)에 흐르는 2차 유체인 고온수 및 저온수 유량은 페러데이

(faraday) 전자유도법칙을 응용한 마그네틱 유량계(magnetic flow meter)를 각각 설치하여 측정하였다. 설계 및 제작된 시스템이 냉매증기를 압축하기 위해 소비하는 소요동력을 측정하기 위하여 저단 및 고단 압축기에 대해서는 전력변환기(watt transducer)를 설치하여 사용하였다.

이상과 같이 설치된 각종 센서 및 측정기기로부터의 데이터는 먼저 데이터 취득 시스템(Agilent 34980A)으로 수집되며, 수집된 데이터를 퍼스널 컴퓨터와 인터페이스(interface)용 프로그램인 Agilent사의 VEE 프로그램을 이용하여 퍼스널 컴퓨터에 데이터를 출력 및 저장하였다.

4.3.1 DAQ System (Agilent 34980A)

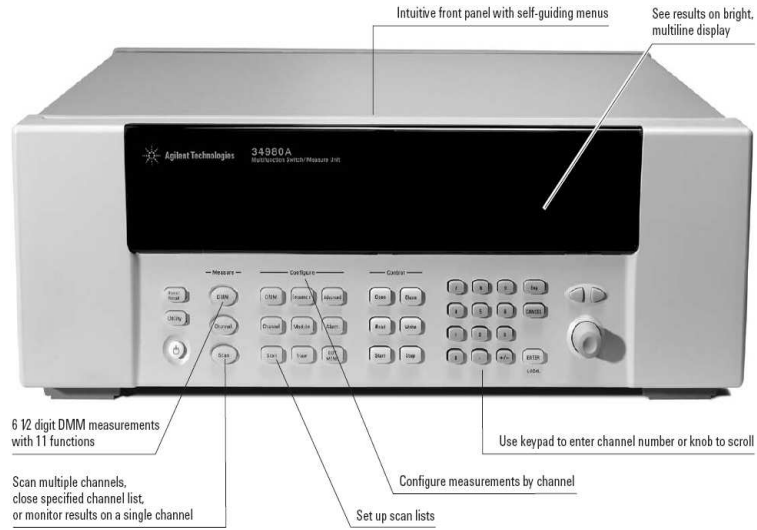
데이터 수집 장치로는 Agilent사의 34980A 및 모듈을 사용하였다. 34980A는 19개의 믹스 앤 매치 플러그 인 모듈을 갖춘 8-슬롯 메인프레임으로 구성되어 있고, 하나의 프레임 안에 최대 560개의 2-선식 멀티플렉서 채널 또는 1024개의 매트릭스 교차점을 가진다.

34980A는 6 1/2 디지털 디지털 멀티미터로 최대 2000 reading/sec의 속도로 11개의 측정을 가능하게 하며, 내장 이더넷, USB 2.0 및 GPIB(general purpose interface bus) 연결, 그리고 표준 커넥터를 제공한다. Fig. 4.2는 34980A의 전면 및 후면부의 주요 기능을 나타낸다.

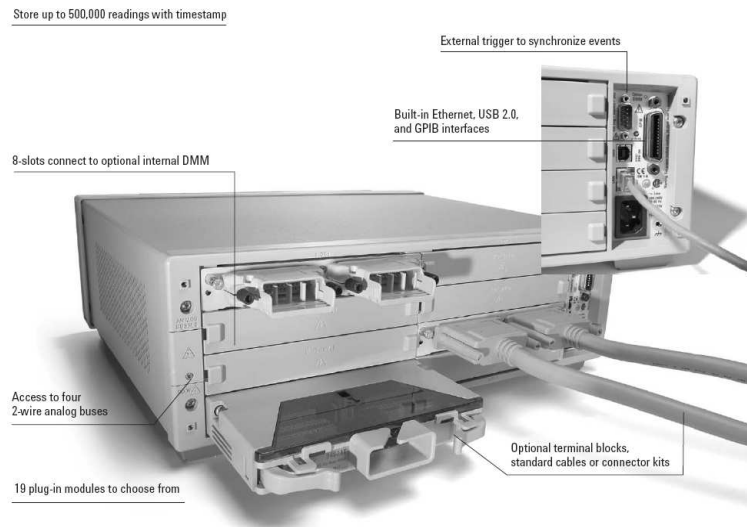
또한 34980A는 온도, AC/DC 전압, 저항, 주파수, 전류 및 기타 고유한 측정을 할 수 있는 장비로서 메인프레임의 플러그 인 모듈을 사용하여 스위칭 및 시스템 제어를 하였다.

4.3.2 VEE구성

Fig. 4.3은 데이터 획득 시스템 장비를 통하여 각 계측기로부터 취득된 데이터를 VEE을 통하여 실시간으로 출력하고 있는 것을 나타낸 것이다. 여기서 출력되는 것은 앞



(a) Front view of 34980A



(b) Rear view of 34980A

Fig. 4.2 Specification of data acquisition system(Agilent 34980A)

Starting Time	Present Time	Measuring Time	Mear(sec)	Aver(ly Mear)
11:38:40	16:31:46	16:31:41	10	10
Q_slix1	W_comp_h	COP_h	Q_abs	Q_desup
0	0	0	-1.845	7.309
Q_slix2	W_comp_l	COP_l	Q_des	
0	0	0	-8.369	

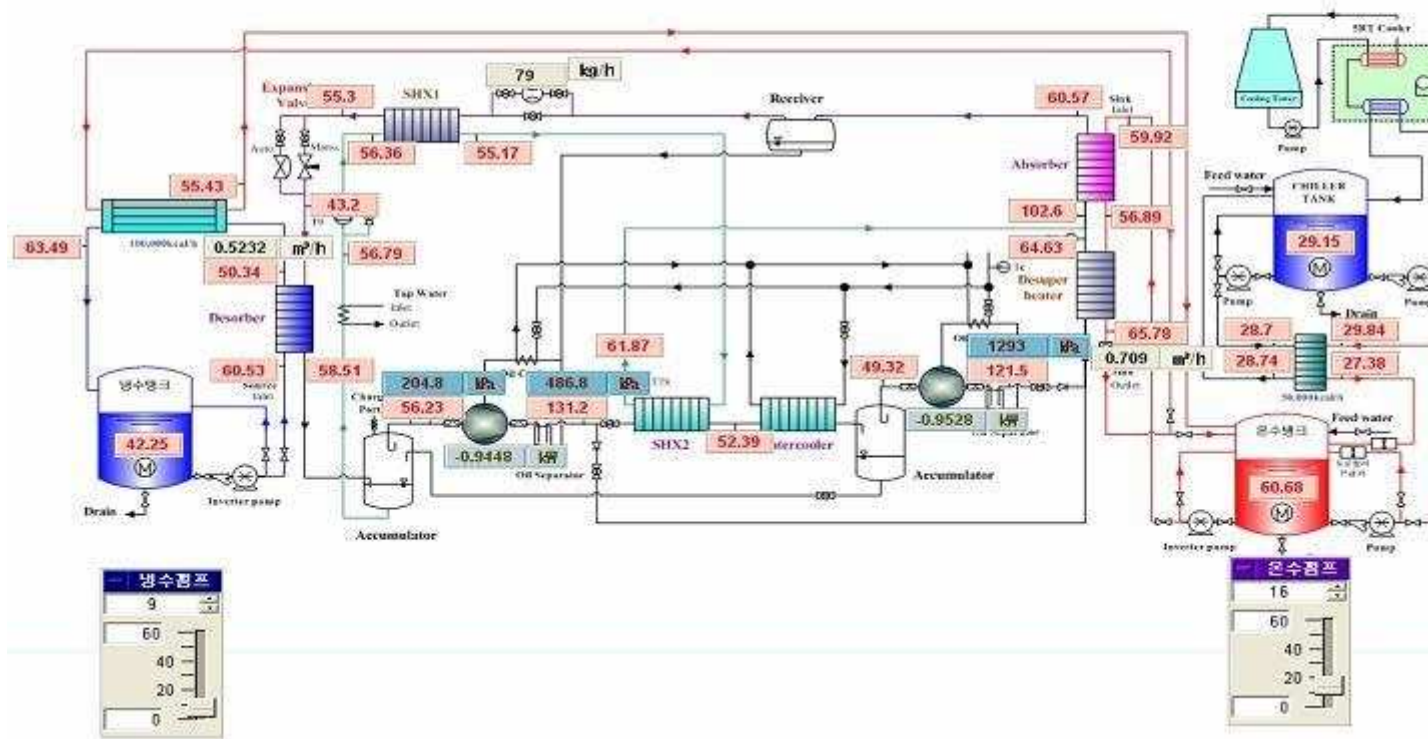


Fig. 4.3 Screenshot of system monitoring VEE package software

서 언급한 온도와 압력과 같은 각종 물리적 상태량뿐만 아니라 이 값들을 통하여 계산된 압축일량, 발생기 및 흡수기의 열량과 같은 상태량들도 표시되어 시스템이 현재 운전되고 있는 모든 상태와 시스템의 성능 및 용량 등을 모두 파악할 수 있다.

4.4 실험방법

이상과 같이 제작된 하이브리드 히트펌프 시스템의 시뮬레이션과 주어진 조건에서 정상 운전이 이루어지는지 등을 확인하기 위하여 다음과 같은 방법으로 실험을 수행하였다.

본 하이브리드 히트펌프 시스템의 성능은 시스템의 열원인 폐수의 온도 분포와 유량, 그리고 히트펌프의 냉매와 열교환하는 브라인의 온도와 유량 등에 영향을 받는다. 이러한 다양한 조건들을 고려하여 실험을 수행하였으며 Table 4.1에 실험조건을 나타내었다.

폐수 온도에 상응하는 열원의 온도는 약 30 ~ 60°C에서 변화하는 것으로 하였다. 실험 과정으로 먼저 모든 장치의 전원을 켜 후, 인버터를 제어하여 각 배관계의 설정 유량을 맞추었다. 다음, 각 열원수조의 온도가 원하는 실험조건이 되도록 조절한 후 정상 상태에 도달하였을 때 데이터를 취득하였다.

Table 4.1 Experimental conditions

	T_{in}	T_{out}	ΔT	Flow Rate	Q
	[°C]	[°C]	[°C]	[m ³ /h]	[kW]
Desorber	60.00	30.00	30.00	0.2305	7.95
Absorber	30.00	60.00	30.00	0.3058	10.55

4.5 실험 결과

Table 4.2는 본 압축/흡수식 히트펌프 시스템의 성능 평가 시험 결과를 정리한 Table이며, Fig. 4.4는 실험 시 측정 Data를 얻기 위해 VEE Pro Version 7.5를 이용하여 작성한 Monitoring 화면을 나타낸 것이다.

흡수기 측에서 수요측 물의 입구 온도는 44.02°C, 출구 온도는 81.26°C이며, 이 때 물의 유량은 0.2054 m³/h이다. 이는 8.74 kW의 열량에 해당하며, 목표치인 10.55 kW의 82.8 %에 해당하는 값이다.

온도차의 경우 목표치는 흡수기 입구 온도 60°C, 출구 온도 90°C로서 $\Delta T = 30^\circ\text{C}$ 이며, 본 System 시험 결과 $\Delta T = 37.24^\circ\text{C}$ 로 목표치를 24 % 초과 달성하였다.

발생기 측의 경우 측정 결과 수요측 물의 입구 온도는 55.63°C, 출구 온도는 28.65°C로서 $\Delta T = 26.98^\circ\text{C}$ 를 달성하였다. 목표치는 입구 온도 60°C, 출구 온도 30°C로 $\Delta T = 30^\circ\text{C}$ 이며, 본 결과는 목표치에 89.9 %까지 근접한 결과이다.

이 경우, 수요측 물의 유량은 0.2420 m³/h이며, 이는 7.52 kW의 회수 열량에 해당하고 목표치 대비 94.5 %에 해당한다.

Table 4.2 Experimental results

		T _{in}	T _{out}	ΔT	Flow Rate	Q
		[°C]	[°C]	[°C]	[m ³ /h]	[kW]
Target	Desorber	60.00	30.00	30.00	0.2305	7.95
	Absorber	30.00	60.00	30.00	0.3058	10.55
Result	Desorber	55.63	28.65	26.98	0.2420	7.52
	Absorber	44.02	81.26	37.24	0.2054	8.73

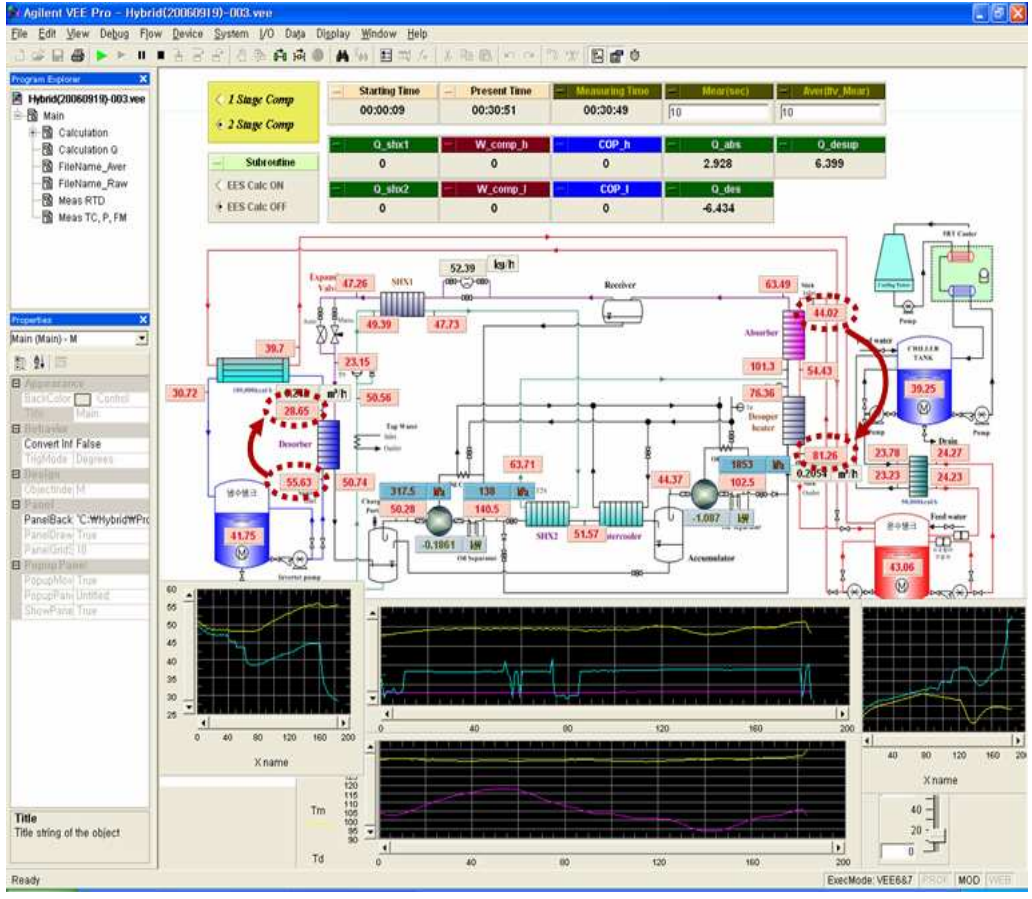


Fig. 4.4 Main test process monitoring

제 5 장 결 론

본 연구에서는 산업폐열을 열원으로 이용하는 하이브리드 히트펌프를 개발하기 위하여 구성요소 모델링과 시스템 시뮬레이션을 수행하고, 그 결과를 기반으로 성능 평가 시험을 수행하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 시스템 효율에 부정적인 영향을 미치는 엔트로피 생성(entropy generation)의 거의 대부분은 압축과정 및 압축기 냉각과정에서 발생하는데, 특히 온수 생산온도를 높일수록 총 엔트로피 생성율(total entropy generation rate) 중 그들이 차지하는 비율이 급격히 증가한다.

2. 하이브리드 히트펌프 적용 시, 산업폐수의 입·출구 온도차에 따라 변화하긴 하나 약 3 ~ 4의 System COP를 얻을 수 있을 것으로 예상되며, 이는 공정수 가열용 보일러(boiler)와 폐수 냉각용 냉방(cooling) 설비를 동시에 운영하는 기존 방식에 비해 에너지 절약효과를 가져올 것으로 기대된다.

3. DAHX 사이클의 경우, 생산온수 온도가 높을수록 내부열교환기 크기를 증가시켜 압축기 토출가스 온도를 큰 폭으로 낮출 수 있다. 그러나 약 70°C의 온수 생산시에는 VCCSC 사이클과 DAHX 사이클 간에 큰 차이를 보이지 않는다.

4. 2단 압축 VCCSC 사이클의 구성요소를 선정하고, 이를 조합하여 3 RT급 하이브리드 히트펌프 모형을 제작하였다.

5. 성능 평가 실험 중 많은 신뢰성 관련 문제가 발생하였으며, 저단 및 고단 압축기 교체, 고단 모터 교체, 용액펌프의 다이어프램 및 밸브 스프링 리테이너(valve spring

retainer)교체, Suction Filter 및 Purge Port 장착, 노즐 오리피스 수정 등 많은 부분의 개선이 있었고, 신뢰성 확보를 위한 많은 운용 기법을 습득하였다. 첫째로 오일의 점도 강하로 인한 압축기 손상을 막기 위해 압축기 입구측으로 액냉매가 넘어가지 못하도록 필터를 설치하고 압축기 입구를 높게 설계하였다. 둘째로 구동모터를 적절히 용량에 맞도록 가변조정하여 출구측의 압력을 안전치 이하로 유지하는 것이 중요하다. 셋째로 암모니아와 물($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) 혼합물이 제대로 혼합이 되지 않은 상태에서 용액펌프로 유입될 경우 다이어프램이나 리테이너 등의 펌프부품 손상을 야기 시키므로 적절한 기액분리가 중요하다는 것을 알 수 있었다.

6. 실험 결과, 흡수기 측에서 $\Delta T = 37.24^\circ\text{C}$ (목표치 대비 124%), $Q = 8.74 \text{ kW}$ (목표치 대비 82.8%), 발생기 측에서 $\Delta T = 26.98^\circ\text{C}$ (목표치 대비 89.9%), $Q = 7.52 \text{ kW}$ (목표치 대비 94.5%)의 결과를 얻을 수 있었다.

REFERENCES

Åhlby, L., Hodgett, D. and Berntsson, T., 1991, Optimization study of the compression/ absorption cycle, *Int. J. Refrig.*, Vol.14, pp. 16-23.

Amrane, K. and Radermacher, R., 1994, Second-Law Analysis of Vapor Compression Heat Pumps with Solution Circuit, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 116, pp. 453-461.

Itard, LCM, 1995, Wet compression versus dry compression in heat pumps working with pure refrigerants or non-azeotropic mixtures, *Int. J. Refrig.*, Vol.18, pp. 495-504.

Hultén, M. and Berntsson, T., 1999, The compression/absorption cycle - influence of some major parameters on COP and a comparison with the compression cycle, *Int. J. Refrig.*, Vol. 22, pp. 91-106.

Rane, M. V., 1991, Experimental investigation of two-stage vapor compression heat pump with solution circuit, in Department of Mechanical Engineering, U. of Maryland, College Park.

Groll, E. A. and Radermacher, R., 1994, Vapor compression heat pump with solution circuit and desorber/absorber heat exchange, *Proceeding of the International Absorption Heat Pump Conference*, New Orleans.

Nordtvedt, S. R., 2005, Experimental and theoretical study of a compression/absorption heat pump with ammonia/water as working fluid, Ph. D.

dissertation, Norwegian University of Science and Technology, Kjeller, Norway

Herold, K. E., 1989, Performance limits for Thermodynamic Cycles, ASME Winter Annual Meeting, San Francisco, CA.

Ibrahim, O. M. and Klein, S. A., 1993, Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures, ASHRAE Trans.: Symposia, Vol. 21, No. 2, pp. 1495-1502.

Klein, S.A. and Alvarado, F. L., 2001, EES(engineering equation solver) Ver.6.646, F-Chart Software, USA.

Y. J. Baik, S. R. Park, K. C. Chang and H. S. Ra, 2004, Simulation of Compression/Absorption Hybrid Heat Pump System using Industrial Wastewater Heat Source, J. Air-Cond. Refrig. Eng. Vol. 16 No. 12, pp. 1117-1126.

Appendix A 성능해석 프로그램

시뮬레이션 계산에 있어서 모든 물성치는 미국의 F-chart software사의 EES(engineering equation solver) Ver. 6.646을 사용하였다. Fig. 3.1에서 보면 7점과 1점은 함께 풀어야만 하며, 각 지점의 상태는 다음의 식들로 지정할 수 있다. 식들을 살펴보면 암모니아-물(NH₃H₂O) 루틴을 호출하는 것을 알 수 있는데, 이 루틴을 통하여 암모니아-물 혼합물의 물성치를 계산할 수 있다.

```
p7=Pmin
Call NH3H2O(128, t7K, p7bar, qty7: t7K_nom, p7bar_nom, x7, h7, s7,
            u7, v7, qty7_nom)
t7K=t7+273.15
p7=p7bar*100
qty7=1.00
p1=Pmin
t1=t7
Call NH3H2O(128, t1K, p1bar, qty1: t1K_nom, p1bar_nom, x1, h1, s1,
            u1, v1, qty1_nom)
t1K=t1+273.15
p1=p1bar*100
qty1=0.00
```

발생기에서의 물질보존 및 에너지보존은 다음과 같이 기술된다.

```
m6=m1+m7
m6*x6=m1*x1+m7*x7
m6*h6+Qdes=m1*h1+m7*h7
```

6점의 상태는 다음과 같다.

```
p6=p1
Call NH3H2O(123, t6K, p6bar, x6: t6K_nom, p6bar_nom, x6_nom,
            h6_new, s6, u6, v6, qty6)
t6K=t6+273.15
p6=p6bar*100
```


2점의 상태는 1점의 상태와 Pump의 단열효율로부터 계산할 수 있다. 이 과정에서 우선 1점과 같은 엔트로피량을 가지며, 압력은 고압인 점 2s의 상태를 알 필요가 있다. 2s점의 상태는 다음과 같이 기술된다.

```

Call NH3H2O(235, p2sbar, x2s, s2s: t2sK, p2sbar_nom, x2s_nom, h2s,
            s2s_nom, u2s, v2s, qty2s)
t2sK=t2s+273.15
p2s=p2sbar*100
p2s=pmax
x2s=x1
s2s=s1

h2=(h2s-h1)/eta_pump+h1

```

2점과 5점의 상태는 다음과 같이 각각 기술된다.

```

p2=pmax
x2=x1
Call NH3H2O(234, p2bar, x2, h2: t2K, p2bar_nom, x2_nom, h2_nom,
            s2, u2, v2, qty2)
t2K=t2+273.15
p2=p2bar*100

p5=pmax
x5=x6
h5=h6
Call NH3H2O(234, p5bar, x5, h5: t5K, p5bar_nom, x5_nom, h5_nom,
            s5, u5, v5, qty5)
t5K=t5+273.15
p5=p5bar*100

```

71점의 상태는 7점의 상태와 압축기의 단열효율로부터 계산할 수 있다. 이 과정에서 우선 71점과 같은 엔트로피량을 가지며, 압력은 중간압인 점 71s의 상태를 알 필요가 있다. 71s점의 상태는 다음과 같이 기술된다.

```

Call NH3H2O(235, p71sbar, x71s, s71s: t71sK, p71sbar_nom,
            x71s_nom, h71s, s71s_nom, u71s, v71s, qty71s)
t71sK=t71s+273.15

```

```

p71s=p71sbar*100
p71s=Pint
x71s=x7
s71s=s7

```

```

h71=(h71s-h7)/eta_comp+h7

```

7점의 상태는 다음과 같이 기술된다.

```

p71=Pint
x71=x7
Call NH3H2O(234, p71bar, x71, h71: t71K, p71bar_nom, x71_nom,
             h71_nom, s71, u71, v71, qty71)
t71K=t71+273.15
p71=p71bar*100

```

71점의 압력에서 포화증기의 온도는 다음으로부터 얻을 수 있다.

```

Call NH3H2O(238, p71bar, x71, qty71_sat: t71K_sat,
            p71bar_sat_nom, x71_sat_nom, h71_sat, s71_sat,
            u71_sat, v71_sat, qty71_sat_nom)
qty71_sat=1.00
t71K_sat=t71_sat+273.15

```

중간압력으로부터 72점의 온도가 결정되며, 71점과 72점의 엔탈피차와 유량의 곱으로부터 용액열교환기2의 전열량 Q_{shx2} 를 다음과 같이 얻을 수 있다.

```

t72=t71_sat+5
Qshx2=m7*(h71-h72)
Call NH3H2O(123, t72K, p72bar, x72: t72K_nom, p72bar_nom,
            x72_nom, h72, s72, u72, v72, qty72)
t72K=t72+273.15
p72=p72bar*100
p72=Pint
x72=x7

```

다음은 72점의 온도조건을 만족하기 위하여 필요한 NTU_{shx2} 를 구하는 루틴이다.

```

t72p=t21
p72p=Pint
x72p=x7
Call NH3H20(123, t72pk, p72pbar, x72p: t72pK_nom, p72pbar_nom,
             x72p_nom, h72p, s72p, u72p, v72p, qty72p)
t72pK=t72p+273.15
p72p=p72pbar*100

t3p=t71
p3p=Pmax
x3p=x1
Call NH3H20(123, t3pk, p3pbar, x3p: t3pK_nom, p3pbar_nom,
             x3p_nom, h3p, s3p, u3p, v3p, qty3p)
t3pK=t3p+273.15
p3p=p3pbar*100

Qshx2max=MIN(Q2nom1, Q2nom2)
Q2nom1=m7*(h71-h72p)
Q2nom2=m2*(h3p-h21)

Qshx2=Qshx2max*epsilon_shx2
Q2nom1=Ch2*(t71-t72p)
Q2nom2=Cc2*(t3p-t21)
Cmax2=MAX(Ch2, Cc2)
Cmin2=MIN(Ch2, Cc2)
Cr2=Cmin2/Cmax2
NTUshx2=UAshx2/Cmin2
epsilon_shx2=(1-exp(-1*NTUshx2*(1-cr2)))/(1-cr2*exp(-1*NTUshx2*(
1-cr2)))

```

고단압축기 출구상태 계산을 위하여 8s 점의 계산이 필요하며, 저단의 경우와 마찬가지로 압축기의 단열효율로부터 8점의 상태를 다음과 같이 계산할 수 있다.

```

Call NH3H20(235, p8sbar, x8s, s8s: t8sK, p8sbar_nom, x8s_nom, h8s,
             s8s_nom, u8s, v8s, qty8s)
t8sK=t8s+273.15
p8s=p8sbar*100
p8s=Pmax
x8s=x72
s8s=s72

h8=(h8s-h72)/eta_comp+h72

p8=Pmax

```

```

x8=x72
Call NH3H2O(234, p8bar, x8, h8: t8K, p8bar_nom, x8_nom, h8_nom,
            s8, u8, v8, qty8)
t8K=t8+273.15
p8=p8bar*100

```

4점의 상태는 다음과 같이 기술된다.

```

p4=pmax
Call NH3H2O(128, t4k, p4bar, qty4: t4K_nom, p4bar_nom, x4, h4, s4,
            u4, v4, qty4_nom)
t4K=t4+273.15
p4=p4bar*100
qty4=0.00
dTabs=tt-t4
Qabs=UAabs*dtlmabs

```

용액열교환기1의 진열량 Qshx 및 입출구 상태를 구하기 위한 루틴은 다음과 같이 기술된다.

```

t5p=t2
p5p=p4
x5p=x4
Call NH3H2O(123, t5pk, p5pbar, x5p: t5pK_nom, p5pbar_nom, x5p_nom,
            h5p, s5p, u5p, v5p, qty5p)
t5pK=t5p+273.15
p5p=p5pbar*100

t21p=t4
p21p=p4
x21p=x1
Call NH3H2O(123, t21pk, p21pbar, x21p: t21pK_nom, p21pbar_nom,
            x21p_nom, h21p, s21p, u21p, v21p, qty21p)
t21pK=t21p+273.15
p21p=p21pbar*100

Qshxmax=MIN(Qnom1, Qnom2)
Qnom1=m4*(h4-h5p)
m4=m6
Qnom2=m2*(h21p-h2)
m2=m1

```

```

Qshxloss=Qshxmax*(1-epsilonhx)
Qshx=Qshxmax*epsilonhx
Qnom1=Ch*(t4-t5p)
Qnom2=Cc*(t21p-t2)
Cmax=MAX(Ch,Cc)
Cmin=MIN(Ch,Cc)
Cr=Cmin/Cmax
NTUshx=UAshx/Cmin
epsilonhx=(1-exp(-1*NTUshx*(1-cr)))/(1-cr*exp(-1*NTUshx*(1-cr)))

h21=h2+epsilonhx*(Qshxmax/m2)

p21=pmax
Call NH3H2O(234, p21bar, x21, h21: t21K, p21bar_nom, x21_nom,
            h21_nom, s21, u21, v21, qty21)
    t21K=t21+273.15
    p21=p21bar*100
    x21=x2

Qshx2=m1*(h3-h21)          {Qshx2 에서의 열평형으로부터 h3 계산}
p3=Pmax
x3=x1
Call NH3H2O(234, p3bar, x3, h3: t3K, p3bar_nom, x3_nom, h3_nom, s3,
            u3, v3, qty3)
    t3K=t3+273.15
    p3=p3bar*100

```

이상과 같은 계산 수행을 위하여 본 연구에서는 우선 세가지 변수에 대한 가정을 수행한 후, 다음과 같이 흡수기에서의 물질보존식 및 에너지보존식, 그리고 흡수기 입구에서의 에너지보존식의 계산 결과로부터 수렴여부를 판별하였다. 가정한 세가지 변수 값과 새로 계산된 값들이 일치하지 않으면 재가정후 반복계산을 수행하게 된다.

```

m8*x8+m3*x3=m4*x4_new          {Absorber 에서의 물질보존식}
m8=m7
m3=m1
x4_new=x4                       {수렴조건}
m8_new*h8+m3*h3=m4*h4+Qabs     {Absorber 에서의 에너지보존식}
m8_new=m8                       {수렴조건}
m4*ht_new=m3*h3+m8*h8         {Mixer 에서의 에너지보존식}
ht_new=ht2                      {수렴조건}

```

이상의 계산을 수행하면 결과로서, 각 구성요소 입출구 상태 및 압축기, 펌프 소비동력, COP 등을 얻을 수 있다.

Recommendation for future work

산업폐열의 열회수에 대한 문제는 에너지절약의 측면뿐만 아니라 산업 현장에서의 폐열 폐기 등에 의한 환경적인 문제를 야기하므로 상당히 중요하고 가치가 있다고 사료되며 이를 시뮬레이션 행하고 성능실험을 통하여 에너지 절약적인 측면을 규명하였으나 본 연구는 시작에 불과하고 관련된 데이터들이 충분하지 않다.

다음과 같은 것들이 충분히 보완된다고 볼 때 하이브리드 히트펌프 시스템은 향후 에너지 절약에 크게 기여하리라 사료된다.

1. 압축기로 물 유입

본 하이브리드 사이클 시스템의 경우 발생기(desorber)를 지난 암모니아/물(ammonia/water) 용액은 기액분리기를 거쳐 포화상태의 액체와 기체로 분리되어, 포화액체는 용액펌프 측으로, 포화기체는 압축기 측으로 이동하게 된다. 이 때 압축기 측 배관을 지나는 소량의 수증기가 기액분리기에서 압축실까지의 배관 혹은 압축기 내부에서 냉각이 될 경우, 응축되어 액체 상태로 압축기에 유입된다. 이러한 경우는 압축기에 액압축으로 인해 심각한 손상을 받을 수 있다.

2. 펌프손상

네오프렌(neoprene)재질의 다이어프램(diaphragm)이 암모니아와의 반응에 의해 손상이 발생하여, 이에 따라 pumping이 잘 되지 않아 안정된(Steady) 시스템 조절(system control)이 불가능하게 되고, 이에 따라 여러 가지 문제점이 발생할 수 있다.

3. 암모니아/물(ammonia/water) 혼합불량

용액펌프를 통해 가압된 희용액(Weak Solution)과 압축기 측을 통해 압축된 암모니아 가스는 흡수기 전단에서 효과적인 혼합이 이루어져야 한다. 충분한 혼합에 의해 완전한

흡수(absorption)가 이루어지지 못한 상태에서 판형 열교환기인 흡수기(absorber)로 그 용액이 유입될 경우, 흡수기에 의한 발열을 제대로 회수하지 못하게 되어 시스템의 효율 저하를 야기할 뿐만 아니라 열평형상태(thermal equilibrium)를 이루지 못함으로 인해 사이클은 안정된(steady)상태에 이르지 못하고 과열되는 현상이 발생할 수 있다.