[UCI]I804:24011-200000234214

*2007*年 *2*月

工學碩士學位論文

천연냉매를 이용한 냉동장치의 성능 특성에 관한 연구

朝鮮大學校 産業大學院

機 械 工 學 科

河 炅 秀

천연냉매를 이용한 냉동장치의 성능 특성에 관한 연구

A Study on the Performance Characteristics of Refrigeration System using Natural Refrigerant

*2007*年 *2*月 *23*日

朝鮮大學校 産業大學院

機 械 工 學 科

河 炅 秀

천연냉매를 이용한 냉동장치의 성능 특성에 관한 연구

指導敎授 河 鈺 男

이 論文을 工學 碩士學位 申請論文으로 提出함.

*2006*年 *10*月 日

朝鮮大學校 産業大學院

機 械 工 學 科

河 炅 秀

河炅秀의 工學碩士學位論文을 認准함

審査委員長　朝鮮大學校 敎授　洪 錫 柱　인

審査委員　朝鮮大學校 敎授　李 圭 泰　인

審査委員　朝鮮大學校 敎授　河 鈺 男　인

*2006*年　*11*月　日

朝鮮大學校 産業大學院

목 차

Nomenclatures ····· iii

List of tables ····· iv

List of figures ····· v

List of photographs ····· vi

ABSTRACT ····· vii

제 *1* 장 서 론 ····· 1

제 *2* 장 관련이론 ····· 4

2.1 냉매의 특성 ····· 4

2.2 암모니아 냉매의 특성 ····· 8

2.3 냉동사이클 해석 ····· 10

2.3.1 이론 냉동사이클 ····· 10

2.3.2 실제 냉동사이클 ····· 12

제 *3* 장 실험장치 ····· 15

3.1 열교환기의 구조 및 특성 ····· 19

제 *4* 장 실험방법 ····· 21

제 *5* 장 실험결과 및 고찰 ····· 25

5.1 냉매 질량유량 ····· 25

5.2 압축기 흡입압력 ····· 27

5.3 응축기 냉각수 유량과 출구온도 ····· 29

5.4 응축기 방열량 ····· 32

5.5 냉각수 출구온도와 증발기 흡열량 ····· 34

5.6 소요동력 및 *COP* ····· 37

제 *6* 장 결 론 ····· 40

참고문헌 ····· 41

Nomenclatures

P_c	:	Condensing pressure [bar]
P_e	:	Evaporating pressure [bar]
P_{sat}	:	Saturated pressure [bar]
Q_e	:	Heat capacity of evaporation [kW]
Q_c	:	Heat capacity of condenser [kW]
$\dot{m}_r$	:	Refrigerant mass flow rate [kg/h]
$\dot{m}_{cw}$	:	Cooling water mass flow rate of condenser outlet [kg/h]
T_{cw}	:	Cooling water temperature of condenser outlet [℃]
T_{ch}	:	Chilled water temperature of evaporator outlet [℃]
h	:	Enthalpy [$kcal/kg$]
v	:	Specific volume [m^3/kg]
η_v	:	Volumetric efficiency
TC	:	Temperature of condensing [℃]
TE	:	Temperature of evaporating [℃]
COP	:	Coefficient of performance
GWP	:	Global warming potential
ODP	:	Ozone depletion potential

List of tables

Table 1 Characteristics of refrigerant ····· 3

Table 2 Recommended properties of an refrigerant ····· 6

Table 3 The effect of the refrigerants on the environment ····· 7

Table 4 General data of ammonia compared with R22 ····· 9

Table 5 Experimental condition ····· 24

List of figures

Fig. 1 P-h Diagrams of the theoretical and actual refrigeration cycles ····· 14
Fig. 2 Schematic diagrams of the experimental apparatus ····· 18
Fig. 3 Fixed tube sheet type ····· 20
Fig. 4 The relations of refrigerant mass flow rate and superheat temperature at each condensing pressure ····· 26
Fig. 5 The relations of suction pressure and superheat temperature at each condensing pressure ····· 28
Fig. 6 The relations of cooling water mass flow rate and superheat temperature at each condensing pressure ····· 30
Fig. 7 The relations of cooling water outlet temperature and superheat temperature at each condensing pressure ····· 31
Fig. 8 The relations of condenser heat capacity and superheat temperature at each condensing pressure ····· 33
Fig. 9 The relations of chilled water outlet temperature and superheat temperature at each condensing pressure ····· 35
Fig. 10 The relations of evaporator heat capacity and superheat temperature at each condensing pressure ····· 36
Fig. 11 The relations of power and superheat temperature at each condensing pressure ····· 38
Fig. 12 The relations of COP and superheat temperature at each condensation pressure ····· 39

List of photographs

Photo. 1 Photograph of the experimental apparatus ····· 17

ABSTRACT

A Study on the Performance Characteristics of Refrigeration System Using Natural Refrigerant

Ha, Kyeong-Soo

Advisor : Prof. Ha, Ok-Nam, Ph.D.

Department of Mechanical Engineering

Graduate School of Industry,

Chosun University

Ammonia can be used in the wide temperature range and it has quite good merits as a refrigerant due to a great COP and heat transfer rate, moreover high critical pressure and high critical temperature. But also it has the characteristic of toxicity, inflammability and explosiveness. Therefore, in this study, we will find the most suitable operating condition of Shell & Tube type heat exchanger with ammonia refrigerant. The result of performance characteristic test according to condensing pressure and superheat temperature is as following.

we found that as the condensing pressure was raised at each uniformity degree of superheat condition, the mass flow rate of refrigerant was

decreased due to increase of compression ratio and lowering of volume efficiency. At each uniformity condensing pressure condition, Shell & Tube type heat exchanger had slight change in a capacity of evaporator and capacity of evaporator was decreased according as condensing pressure and degree of superheat were getting higher. It revealed that Shell & Tube type heat exchanger was applicable to the ammonia refrigeration system, it seemed possible to have some economic profit and to solve the environment problem.

제 1 장 서 론

세계적으로 큰 문제가 되고 있는 오존파괴와 지구온난화의 환경문제로 인해 산업용 냉동장치의 냉매로 사용된 R-11, R-12, R-502등 특정 프레온계 물질은 1996년 1월 1일 기준으로 생산이 전면적으로 금지되었다. 또한, HCFC계 냉매도 지구환경을 파괴시키는 물질로 분류되어 생산 및 사용에 대한 규제를 하고 있다. 화학공정산업에서 냉동장치의 이용은 가스분리 및 액화, 혼합물질 내의 필요한 물질을 분리하기 위한 응고, 저온저장 액체의 과잉압력을 방지하기 위한 유지기능, 건조 및 반응열 제거 등에 이용되어지고 있다.[1] 이에 따라, HCFC계 대체 냉매로서 HFC계 냉매가 개발되어 상용화되고 있지만 열전달율이 낮고 냉동유 선정과 재료선택에 까다로움이 있다. 특히, 지구온난화지수(Global Warming Potential, GWP)가 높아 환경문제의 관점에서 이들 냉매의 사용은 바람직하지 않다. 이러한 환경문제 측면에서 가장 적합한 해결책은 지구상에 존재하는 무기화합물인 암모니아, 탄화수소계인 프로판, 프로필렌 등의 천연냉매를 이용하는 것이다. 이들 냉매는 공정 중 쉽게 얻을 수 있고 구입하기가 쉬우며 가격이 저렴하며 특히, 환경친화적인 특성을 가지고 있다.[2~4]

그 중에서도 암모니아 냉매는 Table 1에서와 같이 넓은 온도 범위에서 많이 사용되고 있으며 COP 및 열전달이 좋으며 임계온도 및 임계압력이 높아 냉매로서 우수한 특성을 가지고 있지만 독성과 가연성, 폭발성을 갖고 있다는 단점이 있다.[5,6]

암모니아 냉동장치에 필수적인 구성요소인 증발기는 대다수 만액식 증발기를 사용하고 있으며 열교환기 내에 냉매액을 채워 냉매의 증발잠열을 이용하여 브라인을 냉각시키는 칠러방식과 반응기 내·외부에 냉매액을 채워 운전하는 직접 냉각방식이 주로 이용되고 있다. 그렇지만, 만액식 증발기는 운전 중 외부조

건 변화의 영향으로 인해 증발기 내의 냉매액의 헌팅이 심하고 압축기로 유입되는 냉매증기의 상태변화를 정확히 판단하여 운전하기란 매우 어렵기 때문에 비효율적, 비정상적인 운전으로 인하여 에너지 손실과 운전경비 증가의 원인이 된다.

따라서, 본 연구는 암모니아 냉동장치에 대부분 적용되고 있는 Shell & Tube Type의 응축기와 만액식 증발기를 사용하여 응축압력에 따른 과열도 변화에 대한 성능 특성 실험을 하여 운전경비의 절감, 에너지 절약 효과에 대해 고찰하고자 한다.

Table 1 Characteristics of refrigerant

Refrigerant		Natural Refrigerant		HFC Refrigerant		HCFC Refrigerant	
		NH_3 Ammonia	R290 Propane	R134a	R404A	R22	R502
ODP		0	0	0	0	0.055	0.33
GWP		0	3	1300	3300	1700	5600
ASHRAE SAFTY GROUP		B2	A3	A1	A1/A1	A1	A1
TC/TE 40/0℃	q_e(kcal/m³)	884	664	495	800	795	748
	Power(kcal/m³)	153	123	90	159	143	149
	COP	5.78	5.40	5.51	5.03	5.55	5.01
TC/TE 40/-20℃	q_e(kcal/m³)	401	322	213	368	383	353
	Power(kcal/m³)	122	107	69	134	121	128
	COP	3.28	3.02	3.09	2.75	3.17	2.76
P_{sat}(bar)	-40	0.72	1.11	0.51	1.35	1.05	1.30
	-20	1.90	2.44	1.32	3.06	2.45	2.90
	0	4.29	4.74	2.92	6.07	4.98	5.70
	20	8.57	8.38	5.71	10.91	9.10	10.18
	40	15.54	13.72	10.17	18.16	15.37	16.87

제 2 장 관련이론

2.1 냉매의 특성

냉동기에서 저열원으로부터 열을 흡수하여 고열원으로 운반 및 방출하는 작동유체를 냉매라 하며, 냉매는 열을 흡수하기 위해 증발하고 열을 방출하기 위해서는 응축하는 상변화 과정을 갖으며, 액체와 기체상태에서 상변화를 반복적으로 행함으로써 그 목적을 수행할 수 있다.

냉매는 종류에 따라 임계온도, 응고점 및 증발열 등 물리적 특성이 다르지만 냉동기의 성적계수를 높일 수 있는 냉매가 좋은 냉매이며, 성적계수가 높아도 인체나 다른 물질에 해를 끼친다면 좋은 냉매라 할 수 없으므로 냉동기의 냉매는 효율적이고 경제적이며 신뢰할만한 작동조건을 유지하기 위하여 여러가지 요구조건들을 만족해야 하며 냉매로서 갖추어야 할 가장 중요한 특성은 냉동시스템 내에서의 화학적 안정성이다. 만일 냉매가 분해되거나 다른 물질과 반응해서 서로 다른 특성을 갖는 화학물질을 형성한다면 냉매의 본래 특성을 사용할 수가 없게 된다.

따라서 Table 2와 같은 조건들이 충족되어야 하는데 실제 사용되는 냉매는 이와 같은 조건을 모두 만족시키지는 못하며, 현재까지 사용해온 CFC계열의 냉매가 많은 조건을 충족시킨다고 할 수 있었다. 하지만 CFC는 너무 높은 화학적 안정성으로 인해 대기 중에 유출되면 쉽게 분해되지 않고 오존과 반응하여 오존층을 파괴하는 물질로 오히려 규제대상이 되었다.[7,8)]

따라서 이를 개선하기 위해 CFC의 염소원자를 수소원자로 치환시켜 오존층 파괴를 감소시키는 CFC와 유사한 물성을 가진 HCFC 및 HFC계열의 냉매로 대체하였다. HCFC 물질은 냉동시스템 내에서 안정된 상태를 유지하며 그 안에

포함된 수소원자에 의해 대기 중에서의 수명이 짧아 오존층 붕괴 정도는 CFC에 비하면 매우 작다. 하지만, 환경문제를 염두에 두고 열역학적 관점에서 가장 중요하게 다루어야할 인자는 냉동효율인 냉동기의 성능계수이며, 환경문제가 대두되면서 냉매가 반드시 갖추어야할 조건이 추가되었는데, 오존파괴지수는 0이어야하며, 지구온난화지수는 가능한 작아야 한다는 것이다. Table 3에서는 각종 냉매가 환경에 미치는 영향을 나타내었다.

Table 2 Recommended properties of an refrigerant

Necessary	- stability - safety (non-flammable non-toxic, environmentally benign) - excellent thermodynamic properties
Desirable for machinery reliability	- lubricant solubility - low moisture solubility - material compatibility - good transport properties - high dielectric strength
Desirable to facilitate application	- amenable to recycling - ease of leak detection - easy recharging - low cost

Table 3 The effect of the refrigerants on the environment

Refrigerant		*ODP*	*GWP*
CFC Refrigerants	CFC-11	1.0	4000
	CFC-12	1.0	85000
	CFC-13	1.0	11700
	R502	0.33	5600
HCFC Refrigerants	HCFC-22	0.055	1700
	HCFC-123	0.02	93
	HCFC-124	0.022	480
	HCFC-142b	0.065	2000
HFC Refrigerants	HFC-22	0	650
	HFC-125	0	1300
	HFC-134a	0	1300
	HFC-143a	0	3800
	HFC-152a	0	140
	R404A	0	3300
	R407A	0	1500
	R410A	0	1700
	R507A	0	3300
Natural Refrigerants	Ammonia	0	0
	Propane	0	0

2.2 암모니아 냉매의 특성

어떠한 휘발성 물질이라도 원하는 증발온도에서 액체로 존재하면 냉매로 사용이 가능하나 실제로는 독성, 가연성, 화학적 안정성, 가격 등에 의하여 제약을 받는다. 인체에 영향을 미치는 독성 정도를 TWA(Time weight average concentration)와 STEL(Short term exposure limit)로 나타내는데, TWA는 매일 8시간, STEL은 한번에 15분 동안의 노출 허용 농도를 나타낸다. 암모니아는 TWA와 STEL의 값이 커서 인체에는 위험한 물질이다.[9,10)]

암모니아는 표준 대기압과 기온에서 무색의 가스로 존재하며 화학적으로 한 개의 질소와 세 개의 수소로 구성되어 공기보다 가볍다. 물에 쉽게 용해되는 성질을 갖고 있어 암모니아는 1:1의 비율로 물에 용해될 수 있다. Table 4는 R22와 비교한 암모니아의 물성치이다. 이 표에 따르면 암모니아는 인체에 대한 독성이 있지만 환경에는 무해하고 냉매로서 우수한 성질을 갖고 있음을 알 수 있다. 암모니아의 냉매로서의 장단점은 아래와 같다.

장점

· 임계압이 높아 넓은 온도범위에서 사용 가능하다.

· 증발 잠열이 크고 열전달 성능이 우수하다.

· 분자량이 작아 교축 손실이 작다.

· 물이 침투해도 큰 문제를 일으키지 않는다.

· 값이 저렴하다.

단점

· 작동 압력이 높다.

· 동 또는 동합금 재질을 사용할 수 없다.

· 비열비가 커서 과열도가 크다.

· 독성과 가연성이 있다.

Table 4 General data of ammonia compared with R22

Characteristics	*Ammonia*	*R22*
Chemical composition	NH_3	$CHClF_2$
Molecular Weight (kg/kmol)	17.03	86.48
Ozone depletion potential	0	0
Global warming potential(100 years)	0	1700
Normal boiling point at 1.013 bar (℃)	-33.3	-40.8
Critical pressure (bar)	113.3	49.9
Critical temperature (℃)	132.3	96.2
Enthalpy of evaporation at 0℃ (kJ/kg)	1261.7	204.9
Specific heat of sat. liq. at 0℃ (kJ/kgK)	4.62	1.17
Specific heat of sat. vap. at 0℃ (kJ/kgK)	2.66	0.74
Thermal conductivity of sat. liq. at 0℃ (W/m K)	0.520	0.096
Thermal conductivity of sat. vap. at 0℃ (W/m K)	0.022	0.010
Dynamic viscosity of sat. liq. at 0℃ (10-6Pa・s)	175.8	210.1
Dynamic viscosity of sat. vap. at 0℃ (10-6Pa・s)	9.09	11.8
Density of sat. liq. at 0℃ (kg/m^3)	638.6	1281.8
Volume of sat. vap. at 0℃ (m^3/kg)	0.289	0.047
Flammable or explosive?	Yes	No
Toxic/irritating decomposition	No	Yes
Approximate relative price	0.2	1

2.3 냉동사이클 해석

2.3.1 이론 냉동사이클

암모니아 냉동장치의 작동상황을 묘사하는 사이클은 증기압축 냉동사이클로서, 증기압축 냉동사이클의 이론 냉동사이클은 다음의 가정을 포함한다 (1)압축기 및 팽창밸브를 지날 때 이외에는 압력 변화가 없다. (2)응축기, 중간냉각기 및 증발기 이외의 장소에서 열의 교환은 없다. (3)압축 및 팽창과정은 각각 등엔트로피 변화 및 등엔탈피 변화이다.

이론 냉동사이클의 P-h선도는 Fig. 1에 나타내었으며, 사이클의 각 과정은 다음과 같다.

1 → 2 과정 : 압축기에서의 단열압축과정이다

(이론 소요동력 W_c)

$$W_c = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \tag{1}$$

(순환냉매질량유량 $\dot{m}_r$)

$$\dot{m}_r = (\eta_v D) / v_1 \tag{2}$$

여기서, D는 압축기이론압축체적, v_1은 압축기입구 비체적, η_v는 체적효율을 나타낸다.

2 → 3 과정 : 응축기에서의 정압열방출 과정이다

(방열량 Q_c)

$$Q_c = Q_e + W_c \tag{3a}$$

$$\fallingdotseq \dot{m}_r(h_2 - h_3) \tag{3b}$$

$$\fallingdotseq C_p \dot{m}_{cw}(\Theta_2 - \Theta_1) \tag{3c}$$

$$\fallingdotseq KF\Delta t_m \tag{3d}$$

여기서, C_p는 냉각수의 정압비열, $\dot{m}_{cw}$는 냉각수 질량유량, Θ_1, Θ_2는 냉각수 입·출구 온도, K는 열관류율, F는 전열면적, Δt_m은 냉매와 냉각수와의 평균 온도차이다.

3→4 과정 : 팽창밸브에서의 교축팽창과정으로 $h_3 = h_4$, $s_3 < s_4$이 성립하며 단열 비가역 과정이다.

4→1 과정 : 증발기에서의 정압열흡수 과정이다.

(흡열량 Q_e)

$$Q_e = \dot{m}_r(h_1 - h_4) \tag{4a}$$

$$\fallingdotseq C_p \dot{m}_{ew}(\Theta_4 - \Theta_3) \tag{4b}$$

$$\fallingdotseq KF\Delta t_m \tag{4c}$$

여기서 C_p는 냉수의 정압비열, $\dot{m}_{ew}$는 냉수 질량유량, Θ_3, Θ_4는 냉수 입·출구 온도, K는 열관류율, F는 전열면적, Δt_m은 냉매와 냉수와의 평균온도차이다.

$h_1 - h_4$는 냉동효과 (RE : Refrigerating Effect)라 하고, 시스템의 성능을 나타내는 성능계수(Coefficient of Performance)는 다음과 같이 정의한다.

$$COP = \frac{Q_e}{W_c} \tag{5}$$

여기서, W_c는 압축기의 소요동력이며, Q_e는 증발기 흡열량이다.

2.3.2 실제 냉동사이클

실제 냉동기에 있어서는 냉매가 배관계통이나 각 장치 내를 흐를 때의 유동저항에 의하여 압력이 강하하며 외계로부터의 열침입이나 압축기에서의 마찰손실 등으로 실제 냉동사이클과 다소 다르다. Fig. 1에 P-h선도를 나타내었으며, 사이클의 각 과정은 다음과 같다.

A → B 과정 : 압축기가 냉매를 흡입하는 과정으로서 냉매는 고온실린더로부터 열을 받아 엔탈피가 증가한다.

B → D 과정 : 압축과정으로서 이론적으로는 등엔트로피 압축으로 취급되는 과정이나 실제 과정에 있어서는 실린더 벽과 냉매와의 사이에 열의 교환이 있으며 또, 마찰에 의해 발생한 열도 가해지므로 등엔트로피 변화와 다소 다른 상태가 된다.

D → E 과정 : 냉매가 압축기의 토출밸브를 통과하는 과정으로서 토출밸브의 저항에 의해서 냉매의 압력이 강하한다.

E → F 과정 : 압축기에서 응축기까지의 냉매 수송 과정으로서 관내의 저항에 의해 냉매의 압력은 약간 강하하며 또, 관벽을 통해서 외기 중으로 방열함으로서 온도도 강하한다.

G → H 과정 : 응축기에서 냉동실까지의 냉매 수송 과정으로서 냉각수의 온도가 낮고 응축기 출구에서의 냉매액의 온도가 대기온도보다 낮을 때는 수송 중에 냉매는 흡열해서 엔탈피가 증가한다. 또한, 수송관의 저항에 의해 냉매의 압력은 강하한다.

H → I 과정 : 냉동실 내의 냉매 수송 과정으로서 일반적으로 냉매의 온도보다 냉동실의 온도 쪽이 낮으므로 냉매는 냉각되어 엔탈피가 감소한다. 또한, 수송관의 저항에 의해서 압력도 강하한다.

I → J 과정 : 고압 냉매액이 팽창밸브에서 저압의 증발기로 유출해서 팽창하는 과정이다. 이론상으로는 $h_J = h_I$ 로 취급되지만 실제 과정에 있어서는 냉매는 방열하므로 $h_J > h_I$ 가 된다.

J → K 과정 : 냉매가 증발기 내에서 증발하는 과정으로서 흡열작용을 한다.

K → L 과정 : 증발기 출구에서 냉동실 벽까지의 냉매가스 수송 과정으로서 냉매는 냉동실에서 흡열하고 관의 저항에 의해서 압력은 강하한다.

L → M 과정 : 냉동실 벽에서 압축기 입구까지의 냉매 수송 과정으로서 냉매는 대기에서 흡열함과 동시에 압력은 강하한다.

M → A 과정 : 냉매가 압축기의 흡입밸브를 통과하는 과정으로서 흡입밸브의 저항에 의해서 압력이 강하한다.

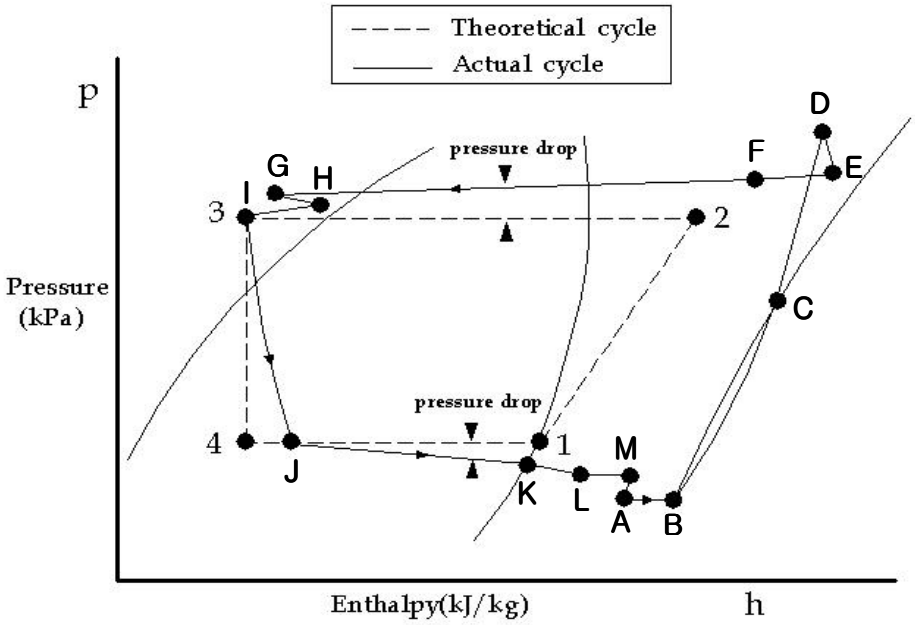


Fig. 1 P- h Diagrams of the theoretical and actual refrigeration cycles

제 3 장 실험장치

Photo.1은 실험장치의 사진이며 Fig. 1은 응축압력에 따른 과열도 변화에 대한 냉동장치의 성능 특성 연구를 위한 실험장치의 개략도를 나타내고 있다.

본 실험장치는 암모니아를 작동유체로 사용하였으며 장치는 압축기, 응축기, 수액기, 항온조, 팽창장치 및 기타 부속기기로 구성하였다. 시스템의 흐름은 작동유체인 액체 암모니아를 증발기에서 증발시켜 피냉각체인 냉수를 냉각시키고, 기화된 암모니아 기체는 압축기에서 고온, 고압의 암모니아 기체로 압축되며, 압축된 암모니아기체는 유분리기에서 오일과 분리된다. 분리된 고온, 고압의 암모니아 기체는 응축기에서 냉각수와 열교환되어 고온, 고압의 액체 암모니아로 상변화된다. 응축기에서 상변화된 고온, 고압의 액체 암모니아는 팽창밸브를 통과하면서 저온, 저압의 액체 암모니아를 증발기로 보내는 사이클로 구성되어져있다.[11)]

장치계 내는 압력손실을 최소화할 수 있도록 충분히 고려하여 실험장치를 제작하였고, 장치의 저압부는 외부온도에 의한 영향을 받지 않도록 KS 규격에 의하여 단열시공을 하였다. 시스템 내의 작동유체의 상변화를 측정하기 위해 시스템 내에 압력계, 온도계, 질량유량계, 과열도 제어기, 압력조정밸브, 파워메터를 설치하였으며, 계측기의 오차범위(온도 ±0.1℃, 압력 ±0.1 bar, 질량유량 ±0.1%, 소요동력 ±0.1%) 이내에서 관리할 수 있도록 실험실 내에 항온항습기를 설치하였다. 압축기는 일정한 부하에서 실험할 수 있도록 30 RT 용량의 스크류 개방형 압축기를 사용하였으며, 부하를 일정하게 유지시키기 위해 슬라이드변을 고정하였다.

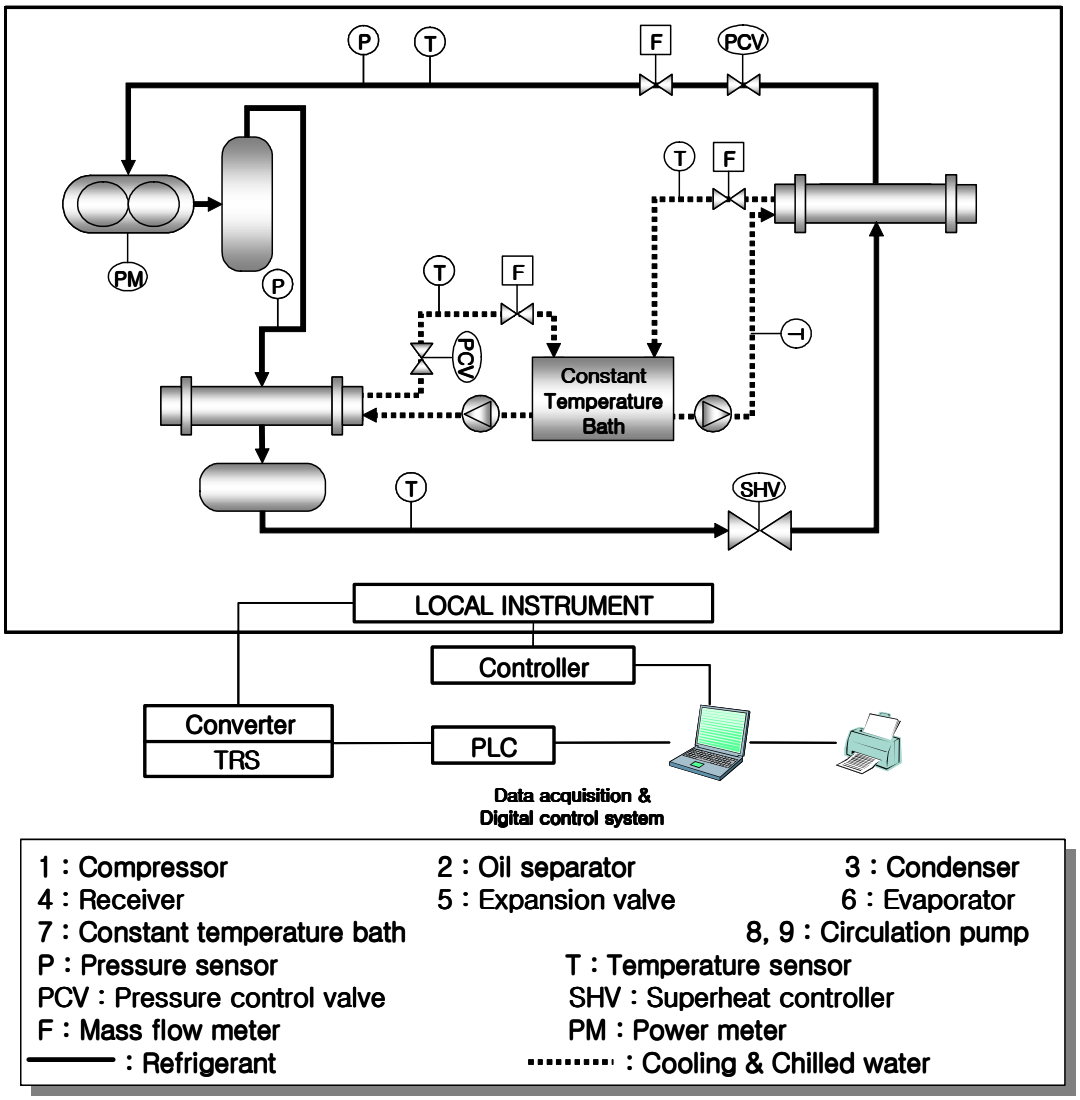
응축기와 증발기는 전열면적이 각각 8 m^2, 4 m^2인 Shell & Tube Type의 열교환기를 사용하였으며, 냉매 상변화용 유체는 물을 사용하였다. 냉매 상변화용

유체온도를 일정하게 유지시키기 위해 1kW의 히터와 3-way 유량조절변을 설치하여 온도제어기에 의해 자동제어할 수 있도록 항온조를 설치하였다.

증발기 측의 냉수유량을 일정하게 유지시키기 위해 인버터 순환펌프와 유량조절 제어밸브를 설치하였다.

과열도 제어는 수동식 팽창밸브와 증발기 출구에 취부된 각각의 센서로부터 흡입온도와 흡입압력에 따라 과열도를 계산하여 설정값이 되도록 valve 개도를 PID 제어에 의해 자동 조절하는 전자식 팽창밸브[12)]를 사용하였다. 응축압력 제어는 응축기 상부의 압력센서의 입력값을 받아 설정압력에 따른 응축기 냉각수 유량을 자동으로 조절할 수 있도록 압력 조정변을 설치하였으며, 응축기 측의 냉각수유량을 측정할 수 있도록 유량계를 설치하였다. 또한, 냉매의 질량유량을 측정하기 위하여 수액기와 증발기 출구 측에 각각 질량유량계를 설치하였다.

Photo. 1 Photograph of the experimental apparatus



1 : Compressor
2 : Oil separator
3 : Condenser
4 : Receiver
5 : Expansion valve
6 : Evaporator
7 : Constant temperature bath
8, 9 : Circulation pump
P : Pressure sensor
T : Temperature sensor
PCV : Pressure control valve
SHV : Superheat controller
F : Mass flow meter
PM : Power meter
——— : Refrigerant
····· : Cooling & Chilled water

Fig. 2 Schematic diagrams of the experimental apparatus

3.1 열교환기의 구조 및 특성

냉동 시스템에서 열에너지의 이동은 시스템 내에서 항상 이루어지고 있는 필수적인 요소이다. 양유체간에 열에너지를 전도와 대류로서 이동시키는 기기를 열교환기라 하며 열 이동에는 액체와 액체, 기체와 기체, 혹은 기체와 액체 상호의 열교환에 의해 가열되거나 혹은 냉각됨으로서 단순히 현열(Sensible heat)의 수행만이 행하여져서 온도의 상승 또는 하강이 생기는 경우와 온도의 변화 혹은 압력의 변화와 동시에 응축, 증발이라는 상(Phase)변화를 동반하는 경우가 있는데, 이를 냉동시스템 내에서는 열교환기의 형태로서 응축기와 증발기가 행하고 있다. 본 연구에서 적용된 열교환기는 Fig. 3에 나타난 바와 같이 관판을 동체의 양측에 용접 등의 방법으로 고정시킨 구조의 열교환기이다. 동체측 유체와 관측유체의 온도에 의해 전열관과 동체는 열팽창차가 생기고 그 때문에 열응력이 큰 경우에는 동체에 신축이음을 설치하여 열팽창을 흡수하는 구조가 필요하다. 이 형식은 동체측의 청소, 점검 및 보수가 곤란하므로 부식성과 오염이 적고 침전물이 생기지 않는 유체에 적당하다. 본 실험에 사용된 고정관판형의 특징은 다음과 같다.

(1) 동체의 오염이 적고, 유체에 의한 동체 및 전열관의 온도차가 작을 때 또는 열팽창차가 작을 때에는 최적의 구조이다.

(2) 종형의 관식반응기로서 용도가 넓다.

(3) 사용온도와 압력범위에 제한이 없다.

(4) 열전달 방식에는 단상, 증발 또는 비등, 응축 등이 포함된다.

(5) 크기는 소형에서 수송 상 문제점이 없을 정도의 대형까지 가능하다.

(6) 원통 측 허용압력 강하 값에 대한 제한은 원통형식의 변경과 배플 설계를 적절히 조절함으로서 해결할 수 있다.

(7) 중량이 무겁고 부피가 크기 때문에 설치 시 적정공간이 필요하다.

(8) Tube Sheet과 Tube 사이의 장기적 부식에 의한 누설이 있다.

(9) 부피가 크기 때문에 유체의 보유량이 많다.

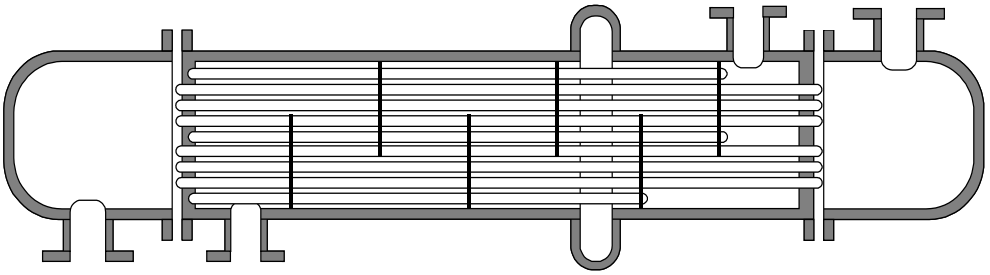


Fig. 3 Fixed tube sheet type

제 4 장 실험방법

본 실험에 사용된 냉동시스템은 실제 산업현장에서 상용화되고 있는 시스템을 적용하여 설계, 제작하였으며, 냉동 시스템을 설치한 후 장치계 내의 누설여부를 확인하기 위하여 질소가스를 장치 내에 18 kg/cm^2 압력으로 충진한 후 장치의 연결 접합부에 비눗물을 뿌려 누설여부를 확인하였고 또한, 24시간 방치하여 압력변화가 없는 것을 확인한 후 누설시험을 완료하였다. 압력시험 후 장치 내의 질소 가스는 대기 중으로 퍼지하고 장치 내의 압력이 대기압 상태일 때 진공 펌프를 이용하여 장치 내의 불응축 가스를 제거하였다. 다음으로 장치 내의 압력을 진공 400mmHg 상태에서 10시간 방치한 후 압력의 변화가 없는 것을 확인한 후 냉동유와 냉매를 충진하였다. 실험에 사용된 작동유체인 암모니아는 미국 Solkatronic Chemical 사의 제품으로서 순도는 99.999%이며 냉동유는 미네럴 광유계 ISO VG 46을 사용하였다. 실험 데이터 값은 외부 환경 조건의 영향을 받지 않도록 실험실 내에 항온항습기를 가동하였다. 실험장치의 가동 전 암모니아의 누설이 없는지 유황 시험지로 확인한 후 Table 5와 같은 조건으로 실험하였다.

응축기 냉각수 온도를 일정하게 유지하기 위하여 장치의 실험가동 전 상시 항온조 내의 냉각수 온도를 온도조절계에 의하여 일정하게 유지시켰으며 응축기의 압력은 응축기 상부측 압력 센서로부터 자동 압력 조절기에 의해 응축기 냉각수 출구측 유량을 조절한 후 정상적 실험조건에 도달하면 수동으로 유량개도를 일정하게 유지시켰다. 응축압력은 15.0 bar에서 16.0 bar까지 0.5 bar 씩 단계별로 실시하였다.

증발기 내에 흐르는 냉수 질량유량을 일정하게 유지시키기 위하여 냉동 압축기 가동 전 증발기측 냉수 순환펌프를 가동하여 증발기 냉수 출구측 질량유량

계에 지시되고 있는 질량유량값을 보면서 설정 냉수 질량유량에 근접될 수 있도록 증발기 냉수 출구측 밸브의 유량 개도를 조절하여 냉각수 질량유량을 일정하게 유지시켰다.

증발기 출구 상부측의 냉매 증기의 온도와 압력을 검지하여 암모니아 포화압력에 따른 포화 증기 온도차를 과열도로 측정하였다. 과열도는 각각의 설정 응축업력에 따라 0~10℃까지 1℃ 간격으로 단계적으로 실시하였으며 냉매 증기의 온도와 압력차를 줄이기 위하여 과열도 변화시 30분간 예비 운전으로 동일 과열도를 유지시켰다. 과열도 제어는 초기 운전시 전자식 자동 냉매 유량조절변을 사용하여 설정값에 도달시킨 후, 수동식 유량조절변을 사용하여 일정한 과열도를 유지시켰다.

소요동력 데이터 값의 정확성을 확인하기 위하여 System의 예비 운전 중에 Computer 상의 Digital 값과 실제 모터 부하에 따른 전류와 전압의 측정치에 따른 계산값이 일치하는지 여부를 측정 장비와 디지털 계기를 이용하여 확인하였다.

측정 장비에 의한 확인 방법은 전류측정장비(Hook meter)로 각 상(R,S,T)의 전류를 측정하여 평균값을 계산하고, 각 상의 전압은 Tester기로 측정한 후 평균값을 계산하여 전력값을 산출하였다. 디지털 계기에 의한 방법은 계기로 인입되는 Analog 신호를 전류 Tester기로 측정한 후 Analog 값과 Digital 수치가 일치하는지를 확인하였다.

응축압력, 증발기 냉수 질량유량, 냉각수 온도, 냉수 온도를 Table 6 실험조건과 같이 일정하게 유지시키기 위하여 압축기를 가동하여 서서히 단계적으로 압축기 부하량을 수동 조절하였으며, 설정 부하량에 도달하면 1시간 예비운전을 실시한 후 본 실험을 수행하였다.

장치의 운전에 앞서 장치에 부착된 각각의 계측기의 값과 통신으로 송신된 계측값의 오차 여부를 확인하기 위하여 표준 계측 장비에 의하여 오차를 교정

한 후 실험을 실시하였다. 냉매의 질량유량측정은 수액기 출구측과 증발기 출구측 두 곳에 Oval제 볼텍스 Type 유량계를 설치하였으며 이상기체 방정식에 의한 연산식으로 유량을 측정하였다. 냉각수와 냉수의 질량유량 측정은 응축기 냉각수 출구측과 증발기 냉수 출구측에 보정된 체적 유량계를 사용하여 측정하였다. 냉매의 압력은 증발기 출구측과 응축기 상부측에 고정도 스마트 타입 하니웰 제품을 사용하여 응축압력과 증발압력을 측정하고,. 냉매의 온도와 냉각수, 냉수 온도 측정은 T-Type 열전대 및 Thermo Couple을 사용하였다. 장치내의 모든 계측신호는 Data Acquisition System에 의해 2초 간격으로 측정되어 Computer 화면에 표시 및 열정산 프로그램에 의해 계산 저장되었다. 실험의 정확성을 도모하기 위하여 모든 작업은 Computer를 이용하여 분석하였고 실험은 3회 반복하였다.

Table 5 Experimental condition

Parameter		Experimental condition
Refrigerant	Working fluid	NH_3 (R-717)
	Charge Rate(kg)	85 / 35
	Condensing press.(bar)	15.0 ~ 16.0
	Superheating(℃)	0 ~ 10
Bath temp.(℃)		28
Ambient temp.(℃)		24
Chilled water flow rate(kg/h)		6800
Cooling & Chilled water		Demineralized

제 5 장 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 각각의 응축압력 조건에서 과열도를 0~10℃까지 1℃ 간격으로 단계적으로 변화시켜 보았을 때 응축기 방열량, 증발기 흡열량, 냉매 질량유량, 흡입압력, 응축기의 냉각수유량, 증발기 출구의 냉수온도의 변화에 따른 압축기 소요동력과 냉동능력에 대한 COP를 비교한 실험결과를 고찰하였다.

5.1 냉매 질량유량

Fig. 4는 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라 질량유량은 전체적으로 감소하는 결과를 보여주고 있다.

동일 과열도에서 응축압력이 증가하였을 때는 응축압력이 증가함에 따라 압축기의 압축비가 증가하게 되고 단위 시간 당 압축기에서 배출되는 냉매증기의 체적이 감소하여 체적유량이 감소하게 된다. 그러므로 응축압력이 상승하면 체적유량이 저하함에 따라 냉매 질량유량은 감소하게 된다.

동일 응축압력에서 과열도가 증가할 때는 증발기에서 증발되는 냉매증기의 비체적이 증가함에 따라 밀도는 감소하게 되어 압축기에 유입되는 체적유량이 저하하게 된다. 그러므로 과열도가 증가함에 따라 냉매 질량유량은 감소하게 된다.

응축압력 14.5 bar, 과열도 1℃ 조건일 때 질량유량은 가장 높게 증가했다. 또한, 과열도 1℃ 조건일 때 응축압력이 낮을수록 질량유량은 전체적으로 증가하였고, 과열도 0℃보다 1℃ 조건일 때가 질량유량이 증가한 원인은Fig. 5에서 보는 바와 같이 압축기 흡입압력이 높아 흡입증기의 밀도가 커지게 되어 압축기에 흡입되는 단위체적당 질량유량이 증가하는 것이 원인으로 나타났다.

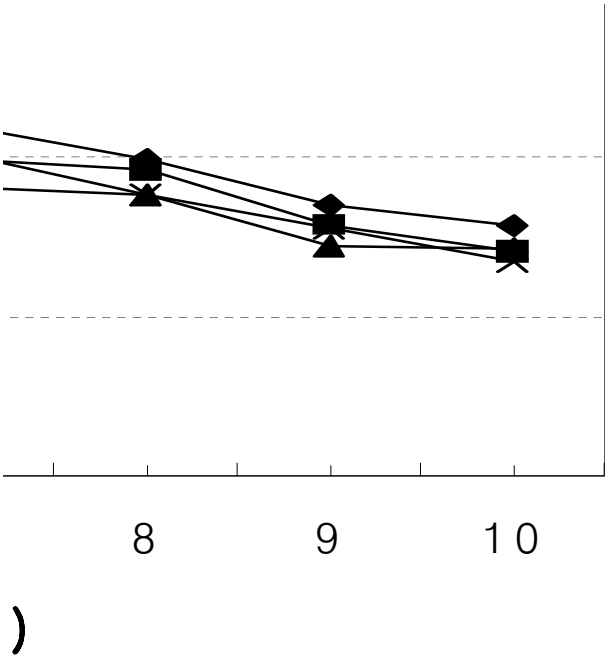


Fig. 4 The relations of refrigerant mass flow rate and superheat temperature at each condensing pressure.

5.2 압축기 흡입압력

Fig. 5는 압축기 흡입압력에 대한 실험결과이다. 응축압력, 과열도가 낮아짐에 따라 흡입압력은 전체적으로 증가함을 나타내고 있다.

흡입압력은 응축압력과 과열도가 낮아짐에 따라 전체적으로 증가하는 결과를 나타내고 있다. 이는 Fig. 4에서 보는 바와 같이 과열도와 응축압력이 증가할수록 냉매 질량유량이 감소하기 때문에 압축기의 체적유량이 저하되고 증발기 측의 평형온도가 낮아졌기 때문이다. 따라서 증발압력과 냉매 질량유량은 비례관계가 있음을 알 수 있었다.

응축압력 14.5 bar 조건에서는 과열도가 높을수록 흡입압력이 고르게 낮아졌으며 응축압력 14.5 bar 이상의 압력에서는 과열도 높아질수록 흡입압력은 전체적으로 낮아졌지만 응축압력 변화에 대한 흡입압력은 근소한 변화만 보였다. 과열도 1℃ 조건에서는 응축압력의 변화에 따라 가장 높은 흡입압력을 나타냈으며 과열도 1℃보다 과열도 0℃ 조건일 때 흡입압력이 낮은 원인으로는 증발기 튜브 외측과 냉매액이 접하는 부분에서 비등이 일어나기 때문에 기포는 튜브 외측의 좁은 구역 내에 한정되고 이들 기포는 주위의 차가운 냉매로의 열전달로 인해 튜브 외측으로부터 멀어진 후 사라지는 서브쿨드 비등이 원인인 것으로 나타났다.

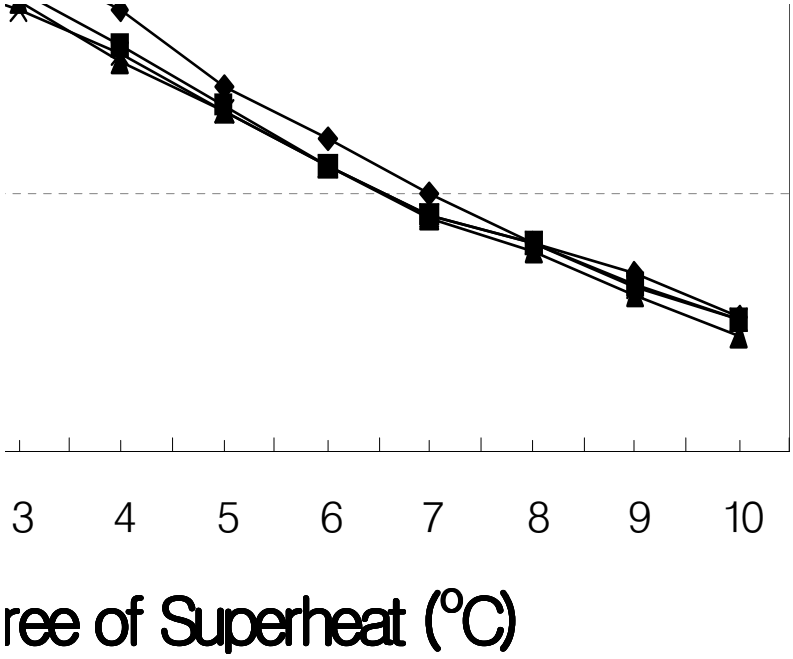


Fig. 5 The relations of suction pressure and superheat temperature at each condensing pressure.

5.3 응축기 냉각수 유량과 출구온도

Fig. 6과 Fig. 7은 응축기의 냉각수의 유량과 출구온도를 보여주고 있다. 냉각수유량과 출구온도의 관계는 냉각수량이 증가하면 냉각수 출구온도가 낮아지며, 반대로 냉각수유량이 감소하면 냉각수 출구온도는 높아지는 상반관계를 갖고 있음을 알 수 있다. 이는 응축기의 방출면적(냉각면적)의 크기와 관계가 있는 것을 보여주고 있다.

응축기 냉각수 질량유량은 과열도가 높고 응축압력이 높을수록 전체적으로 감소하였으며, 응축기 냉각수 출구온도는 과열도가 높고 응축압력이 높을수록 증가하였다. 이는 냉매의 질량유량이 증가함에 따라 냉각수 질량유량도 증가하였기 때문이다.

응축압력 14.5 bar와 16.0 bar에서는 냉각수유량과 출구온도는 과열도를 변화하여도 큰 차이가 없었다. 응축압력 15.0 bar와 15.5 bar, 과열도 0~4℃ 범위에서는 응축압력이 낮을수록 응축기 냉각수 질량유량 증가폭이 컸지만 4~10℃ 범위에서는 응축압력이 낮아져도 응축기 냉각수 질량유량 증가폭은 적었다. 이는 과열도가 높아짐에 따라 압축기에서 배출된 냉매증기의 엔탈피가 증가하기 때문에 냉각수 질량유량 증가폭이 커야 하지만 0~4℃ 범위보다 적은 원인은 응축기의 열저항면적이 넓기 때문인 것으로 생각된다.

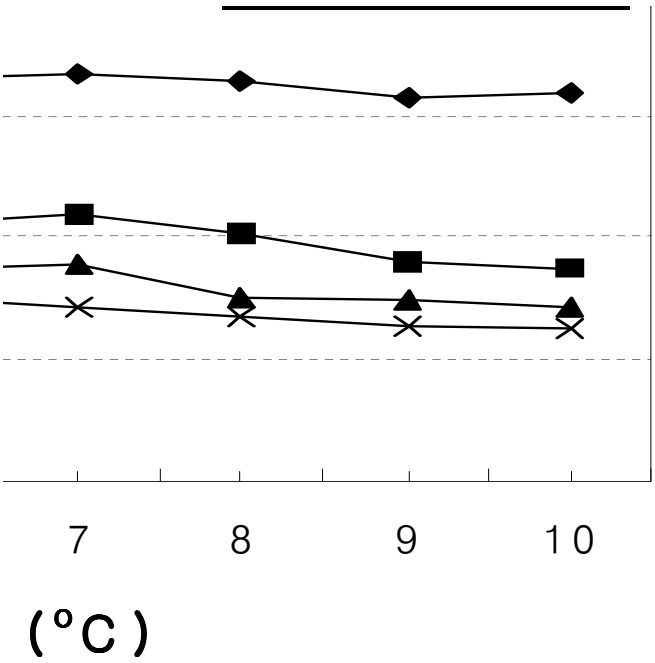


Fig. 6 The relations of cooling water mass flow rate and superheat temperature at each condensing pressure.

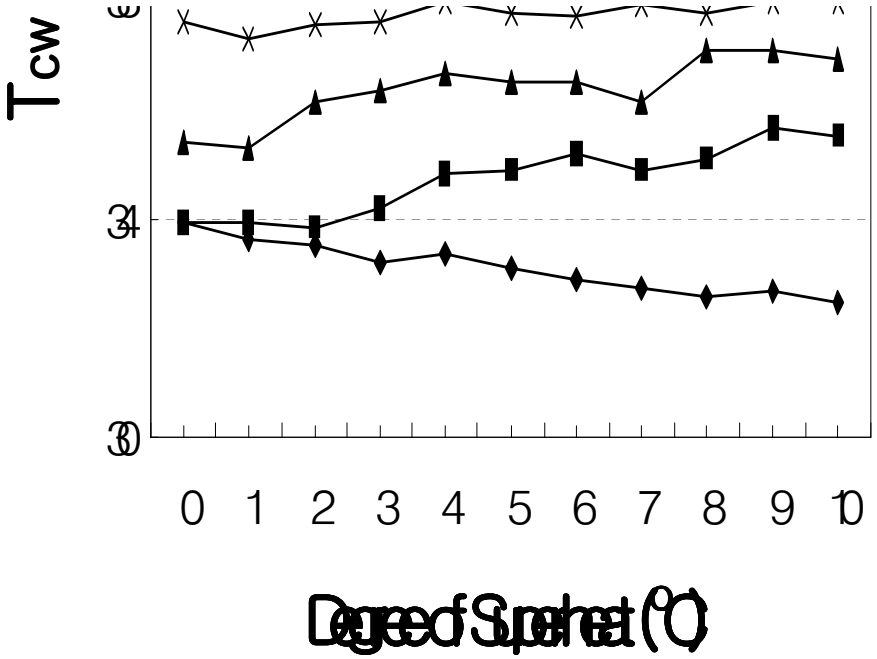


Fig. 7 The relations of cooling water outlet temperature and superheat temperature at each condensing pressure.

5.4 응축기 방열량

Fig. 8은 응축기 냉각수유량과 출구온도에 의해 방열량을 측정한 값이다. 응축기 방열량은 응축기 냉각수 질량유량과 출구온도에 의해 측정한 값으로서 Fig. 6의 응축기 냉각수 질량유량변화와 관계함을 나타내고 있다. 동일 과열도에서 응축압력이 낮을수록 응축기 방열량은 전체적으로 증가하였다. 이는 응축압력이 낮을수록 압축기의 체적효율이 상승하고 냉매 질량유량이 증가하기 때문이다.

동일 응축압력에서 과열도가 높아질 때는 응축기 방열량은 감소하는 결과를 보이고 있다. 이는 과열도가 높아짐에 따라 압축기에서 배출된 냉매증기 온도가 높아져 냉매증기의 엔탈피가 증가하므로 단위 시간당 응축기에서 제거할 현열 부하량이 증가하여 응축기 방열량은 증가하지만 이는 시스템 내에 항상 일정한 양의 냉매가 유동한다는 것을 가정했을 때의 결과 값이다.

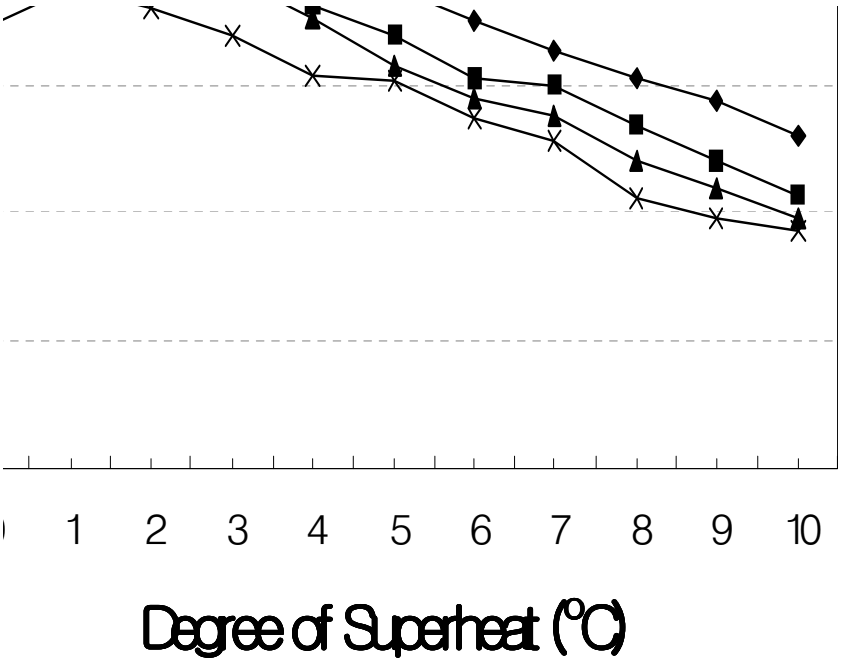


Fig. 8 The relations of condenser heat capacity and superheat temperature at each condensing pressure.

5.5 냉수 출구온도와 증발기 흡열량

Fig. 9와 Fig. 10은 증발기 냉수 출구온도와 증발기 흡열량을 나타내었다.

증발기 흡열량은 냉수 질량유량과 증발기 냉수 입출구 온도차에 의해 계산된 값으로서 본 실험에서는 냉수 질량유량을 일정하게 제어했기 했기 때문에 냉수 출구온도와 상반 관계를 갖는다.

응축압력과 과열도가 높을수록 냉수 출구온도는 높게 나타났으며, 증발기 흡열량은 낮게 나타났다. 냉수 출구온도가 높고 흡열량이 낮은 원인은 압축기의 압축비가 증가하여 압축기 체적효율이 저하하기 때문에 압축기에 유입되는 냉매 질량유량이 감소하기 때문이다.

과열도 1℃일 때 증발기 냉수 출구온도가 가장 낮았으며 이에 따라 증발기 흡열량은 가장 높은 값을 나타내었다. 이는 냉매 질량유량이 가장 많은 과열도에서 냉동효과가 커지므로 증발기 출구온도가 낮고 증발기 흡열량은 높음을 알 수 있다.

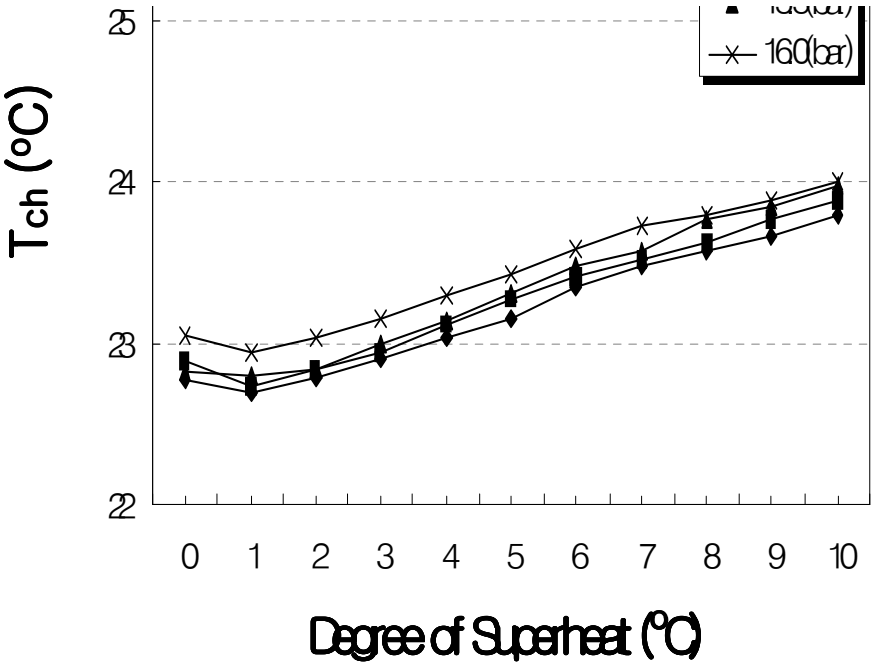


Fig. 9 The relations of chilled water outlet temperature and superheat temperature at each condensing pressure.

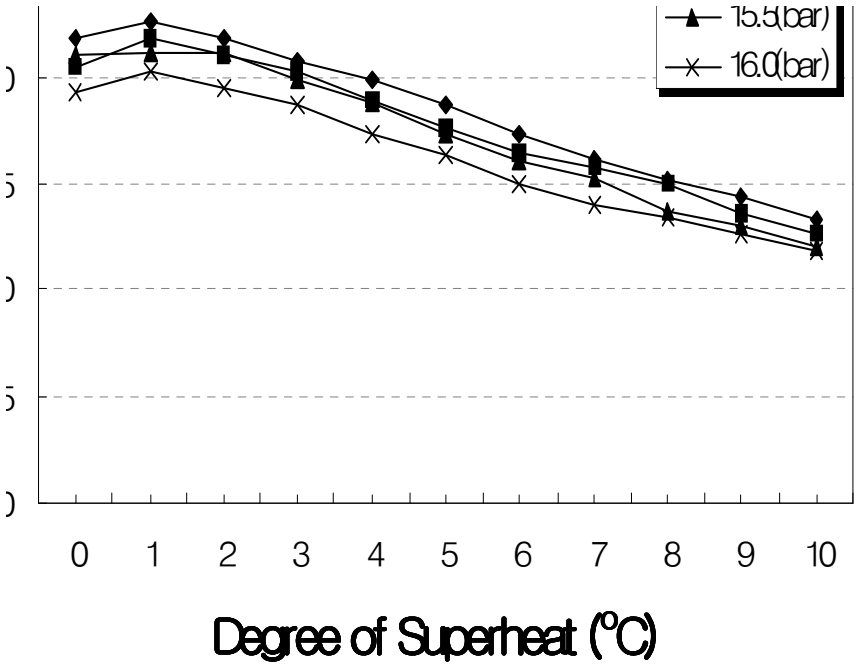


Fig. 10 The relations of evaporator heat capacity and superheat temperature at each condensing pressure.

5.6 소요동력 및 *COP*

Fig. 11과 Fig. 12는 소요동력과 COP를 나타내었다.

COP는 증발기 흡열량과 소요동력과의 비이다. 과열도와 응축압력이 높을수록 COP는 감소하였다. 이는 COP가 증발기 흡열량과 소요동력의 비로 계산된 값이기 때문에 Fig. 10에서 보는 바와 같이 응축압력이 높아짐에 따라 감소하였기 때문이다. 응축압력, 과열도가 높을수록 소요동력은 증가하였으며 소요동력의 증가는 Fig. 5의 압축기 흡입압력에 따른 압축비와의 관계이다. 응축기압력을 일정하게 유지시키고 과열도를 높일수록 증발기에서 증발하는 냉매 질량유량이 감소하게 되며 압축기에 유입되는 흡입압력도 감소하게 된다. 따라서 압축기의 압축비가 증가하므로 소요동력도 증가한다.

Fig. 12는 COP에 대한 실험결과이다. COP는 증발기 흡열량과 소요동력과의 관계이다. 응축압력, 과열도가 높을수록 증발기 흡열량은 감소하고 소요동력은 증가하였다. 과열도 4~10℃ 조건에서는 COP가 큰 폭으로 감소하였는데 이는 압축기 소요동력이 증발기 흡열량보다 증가하였기 때문이다.

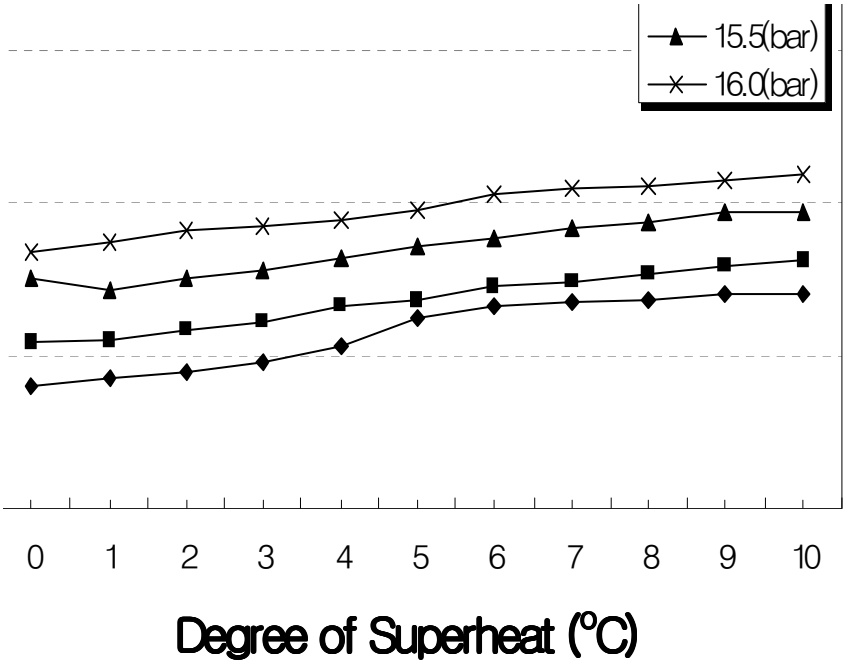


Fig. 11 The relations of power and superheat temperature at each condensing pressure.

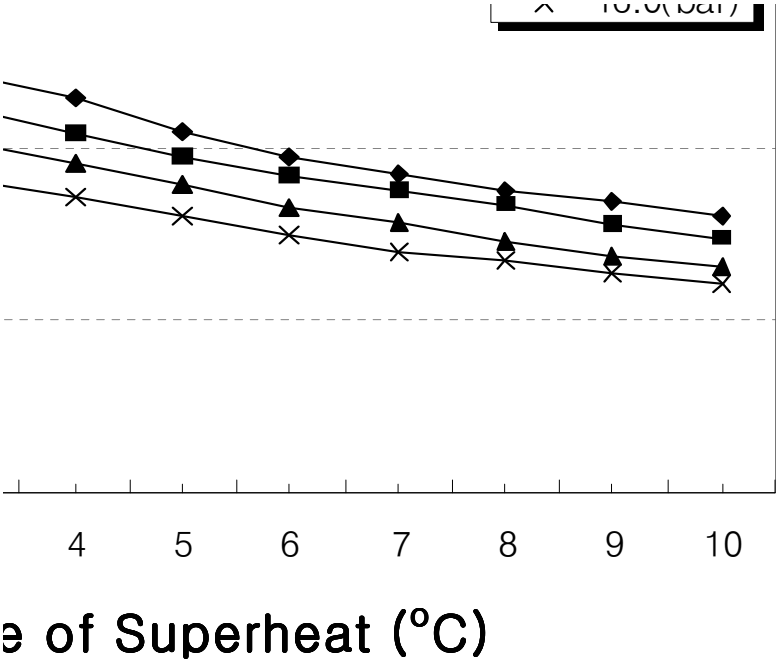


Fig. 12 The relations of COP and superheat temperature at each condensation pressure.

제 6 장 결론

응축압력에 따른 과열도 변화에 의한 암모니아 냉동장치의 성능 특성은 본 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 응축압력과 과열도가 높을수록 냉매 질량유량이 감소하여 증발기 흡열량이 감소하였다.
2. 과열도 0℃일 때 서브쿨드 비등으로 인해 냉매 질량유량과 증발기 흡열량이 과열도 1℃보다 감소함을 알았다.
3. 과열도가 높아질수록 증발기에 유입되는 냉매 질량유량이 감소하여 압축비가 커지고 동력이 증가하여 에너지 손실이 많아짐을 알 수 있었다.
4. 과열도 10℃일 때 COP가 25.6%~28.2%로 가장 크게 감소하였다.
5. Shell & Tube Type의 만액식 암모니아 냉동장치는 과열도 1℃ 조건이 에너지 절약으로 운전경비를 절감할 수 있는 최적 조건임을 알았다.

참고문헌

1) Stoecker, W.F., 1982, Refrigeration and Air Conditioning, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, pp. 1-12, 296-307.

2) E.I. du Pont de Nemours & Co. Ltd., Technical Report, 1989, Du Pont Alternative Refrigerants, Applications Testing of HCFC-123 and HFC-134a.

3) Soloman, S. and Wuebbles, D., 1994, ODPs, GWPs, and future chlorine/bromine

4) Fischer,S. et al.. "Energy and Global Warming Impact of CFC Alternative Technologies." AFEAS and DOE, 1991.

5) Fischer, S. J. Tomlinson and P. Hughes.. "Energy and Gloval Warming Impacts of Not-in kind and next Generation CFC and HCFC Alternatives" AREAS and DOE, December 1994.

6) Effect of Ammonia Refrig., Res.Found.Inform. Bull., WashingtonD.C. 1979, p.4.

7) Barthau, G.. Experimental investigation of convective boiling of ammonia at high pressure, Minsk: Heat and mass transfer source book, 5th All-union conference, Scripta publishing, 1976, pp. 106~110.

8) Altunin, V. V. et al.. Thermophysical Properties of Freons, Methane Series, Part 2, National Standard Reference Data Service of the USSR : A Series of Property Tables., Vol.9 : Hemisphere Pub. Corp., 1987, pp. 70.

9) Thermophysical Properties of Refrigerant New York: ASHRAE, 1976.

10) FuKushima, M. and N. Watanabe. Preprint of the 54th Annual Meeting of Japan Society of Chemical Engineers, 1989, p.210.

11) Yun, J. I.. Refrigerating Engineering, Seoul: Munundang, 1998, pp. 29~30.

12) Higuchi, K.. Electronic expansion valve and control, Refrigeration, Vol. 61, 1986, pp.45~52.