2007年 2月 碩士學位論文

$Shell\ and\ Disk\ type$ 형 열교환기에 적용한 R_{22} 와 NH_3 의 특성에 관한 실험적 연구

朝鮮大學校 大學院

機械工學科

丁 松 泰

$Shell\ and\ Disk\ type$ 형 열교환기에 적용한 R_{22} 와 NH_3 의 특성에 관한 실험적 연구

An Experimental Study on the Characteristics of R_{22} and NH_3 in Shell and Disk Type Heat Exchangers

2007年 2月 23日

朝鮮大學校 大學院

機械工學科

丁 松 泰

$Shell\ and\ Disk\ type$ 형 열교환기에 적용한 R_{22} 와 NH_3 의 특성에 관한 실험적 연구

指導教授 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 大學院

機械工學科

丁 松 泰

丁松泰의 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

委 員 朝鮮大學校 教授 工學博士 李 圭 泰

委 員 朝鮮大學校 教授 工學博士 河 鈺 男

2006年 11月 日

朝鮮大學校 大學院

목 차

Nomenclaturesiii
List of tablesiv
List of figuresv
List of photographs with the control of the control
ABSTRACTvii
제 1 장 서 론1
제 2 장 관련이론4
2.1 냉매의 특성4
2.2 NH₃(R717)의 특성 ···································
2.3 R22의 특성9
2.4 냉동사이클 해석12
2.4.1 이론 냉동사이클12
2.4.2 실제 냉동사이클14
제 3 장 실험장치17
3.1 Shell & Disk Type 열교환기의 구조 및 특성 20

제 4 장 실험방법22
제 <i>5</i> 장 실험결과 및 고찰25
5.1 냉매 질량유량25
5.2 압축기 흡입압력27
<i>5.3</i> 응축기 냉각수 질량유량29
<i>5.4</i> 응축기 냉각수 입출구 온도차31
5.5 응축기 방열량
5.6 증발기 냉수 입출구 온도차 ······35
5.7 증발기 흡열량
5.8 소요동력
<i>5.9 COP</i> 41
제 <i>6</i> 장 결 론43
참고문헌44

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 [$^{\circ}$]

h: Enthalpy [kcal|kg]

v: Specific volume $[m^3/kg]$

 η_{ν} : Volumetric efficiency

TC : Temperature of condensing $[\mathcal{C}]$

TE : Temperature of evaporating [C]

COP : Coefficient of performance

GWP : Global warming potential

ODP : Ozone depletion potential

List of tables

Table 1	Characteristics of refrigerant
Table 2	Recommended properties of an refrigerant6
Table 3	The effect of the refrigerants on the environment7
Table 4	General data of ammonia compared with R22 ······11
Table 5	Experimental condition24

List of figures

Fig.	1	P-h Diagrams of the theoretical and actual refrigeration
		cycles16
Fig.	2	Schematic diagrams of the experimental apparatus18
Fig.	3	Details of flow direction in the Shell & Disk Type heat
		exchanger. ————————————————————————————————————
Fig.	4	Mass flow rate of suction gas at various degree of
		superheat and condensing pressure26
Fig.	5	The relations of suction pressure and degree of superheat at
		each condensing pressure28
Fig.	6	The relations of cooling water mass flow rate and degree of
		superheat at each condensing pressure30
Fig.	7	The relations of cooling water temperature difference and
		degree of superheat at each condensing pressure32
Fig.	8	Heat capacity of evaporator at various degree of superheat
		and condensing pressure34
Fig.	9	The relations of chilled water temperature difference and
		degree of superheat at each condensing pressure36
Fig.	10	The relations of evaporator heat capacity and degree of
		superheat at each condensing pressure38
Fig.	11	Power at various degree of superheat and condensing
		pressure40
Fig.	12	COP at various degree of superheat and condensing
		pressure ·······42

List of photographs

Photo.	1	Photograph	of	the	experimental	apparatus	•••••	19	9
--------	---	------------	----	-----	--------------	-----------	-------	----	---

ABSTRACT

An Experimental Study on the Characteristics of R_{22}

and NH₃ in Shell and Disk Type Heat Exchangers

Jung, Song-Tae

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

Department of Mechanical Engineering

Graduate School of Chosun University

Nowadays HCFCs refrigerant are restricted because it cause depletion of

ozone layer. However, natural gases such as ammonia as an organic compound,

propane and propylene as hydrocarbon are easy and cheap to obtain as well as

environmental. Accordingly, this experiment apply the NH₃ and R22 to study the

performance characteristic from the superheat control and compare the energy

efficiency of two refrigerants from the high performance. The condensing

pressure of refrigeration system is increased from 15bar to 16bar and degree of

superheat is increased from 0 to 10°C at each condensing pressure.

This study conducted the comparative analysis of performance of refrigerating

systems using NH₃ and R22 with respect to the change in condensing pressure

and superheat and the results are presented as follows.

- vii -

- 1. The mass flow rate for NH_3 was more comfortable for a change of the condensing pressure and the degree of superheat than R22. We found that NH_3 is more superior than R22 for miniaturization of refrigerator.
- 2. As the condensing pressure and the mass flow rate is changed, we found that NH_3 is easier than R22 for the mass flow control of cooling water.
- 3. When the degree of superheat temperature is above 4° C, the COP of NH_3 was higher than R22. If it operates by the same load, NH_3 will be more superior than R22.
- 4. We found that NH₃ is suitable for substitution of R22.

제 1 장 서 론

20세기에는 듀퐁사가 프레온이라는 상표명으로 염화불화탄소, 소위 CFC를 생산하면서 냉동과 공기조화에서 커다란 진보가 있었다. 이제 금세기를 마감하면서 프레온 냉매가 오존층을 파괴하는 문제로 인하여 CFC를 대체하는 혁명이 산업계에서 일어나고 있다.¹⁾ 특히 화학 공정산업에서 냉동장치는 가스의 분리 및 액화, 혼합물질내의 필요한 물질을 분리하기 위한 응고, 저온저장 액체의 과잉압력을 방지하기 위한 유지 공정, 그리고 건조와 반응열 제거 등에 이용되어지고 있다.²⁾

국내외적으로 냉동기기의 에너지 효율향상과 언급한대로 프레온의 대체냉매 개발이 현안으로 떠오르고 있는 가운데 대체냉매에 대하여도 엄격한 에너지 소비규제가 적용되고 있으며, 이러한 에너지 소비규제에 대응하기 위하여 대체냉매를 이용한 공조기기의 설계기술 확립에 대한 연구가 국내외적으로 활발히 진행되고 있다. 그 중에서도 R22에 대한 대체냉매의 연구는 필수불가결하다고 할 수 있다. 3~5)

R22는 염화불화탄화수소(HCFC)라는 종류의 화학물질 중 하나로써 오존층 파괴물질에 대한 Montreal 의정서라는 환경보호를 목적으로 하는 국제 협정에 따라서 단계적으로 폐지되고 있다. 그렇지만, 유기화합물인 NH₃, 탄화수소계인 프로판, 프로필렌 등은 자연냉매로서 쉽게 얻을 수 있고 구입하기가 쉬우며 가격이 저렴하며특히, 지구환경에 저촉을 받지 않는 환경친화적인 냉매이다. 그중에서 NH₃는 넓은 온도범위에서 우수한 특성을 가지고 있어 화학공정 중에 많이 사용되고 있으며 앞으로도 선호하는 좋은 냉매로 이용될 것이다.⁶⁾

일반적으로 NH₃는 효율과 가격 면에서 상당한 설득력이 있고 식품과 음료 공정 및 냉동보관 창고 설비에서 가장 널리 사용되는 냉매이다. 또한 시장규모는 작지만 산업용 냉동장치의 R22 대체냉매로 적합하다. 그러나 독성에 대한 염려로 인해 쾌적 시설용 시스템에 사용하는 것은 지지부진하다. 그럼에도 불구하고 NH₃는 자연 냉매로서 환경친화적이며 효율 면에서도 좋은 것으로 알려져 있다.⁷⁾ Table 1에 최근 여러 분야에서 사용하고 있는 각 냉매의 특성을 나타내었다.

냉동장치의 열교환기는 여러 종류가 있지만, 그 중에서 암모니아 냉동장치에 대부분 적용되고 있는 열교환기는 Shell & Tube Type의 응축기와 만액식 증발기가사용되고 있다. 하지만 Shell & Tube Type 열교환기는 중량이 무거우며 장치의대형화로 인하여 설치공간이 넓어지고 장치의 부식으로 인한 냉매의 누설과 장치중에 냉매의 충진량이 많다는 문제점을 가지고 있다. 이러한 문제점을 해결할 수있는 방법으로 장치 내의 냉매량을 최소화하고 냉매의 누설이 적고 초소형 경량인 Shell & Disk Type의 열교환기를 적용해 볼 수 있다.

따라서 본 연구는 R22와 R717을 냉매로 하여 응축압력에 따른 과열도 변화에 대한 장치의 성능 특성 실험을 통해 셸앤디스크형(Shell and Disk Type) 열교환기에서 냉매에 따른 성능을 비교하여 각 냉매의 특성을 분석하고 이를 통해 R22의 대체냉매로서 R717의 우수성을 밝히고자 한다.

Table 1 Characteristics of refrigerant

Refri	gerant	NH_3	R290	R134a	R404A	R22	R502
ODP		0	0	0	0	0.055	0.33
G	WP	0	3	1300	3300	1700	5600
	E SAFTY OUP	B2	А3	A1	A1/A1	A1	A1
	Qe (kcal/m³)	884	664	495	800	795	748
TC/TE 40/0°C	Power (kal/m³)	153	123	90	159	143	149
	COP	5.78	5.40	5.51	5.03	5.55	5.01
	Qe (kcal/m³)	401	322	213	368	383	353
TC/TE 40/−20°C	Power (kal/m³)	122	107	69	134	121	128
	СОР	3.28	3.02	3.09	2.75	3.17	2.76
	-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
P _{sat} (bar)	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 인체나다른 물질에 해를 끼친다면 좋은 냉매라 할 수 없으므로 냉동기의 냉매는 효율적이고 경제적이며 신뢰할만한 작동조건을 유지하기 위하여 여러 가지 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 2과 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. 8,9)

따라서 이를 개선하기 위해 CFC의 염소원자를 수소원자로 치환시켜 오존층파괴를 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 다루

어야할 인자는 냉동효율인 냉동기의 성능계수이며, 환경문제가 대두되면서 냉매가 반드시 갖추어야할 조건이 추가되었는데, 오존파괴지수는 0이어야하며, 지구온난화 지수는 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 recyclingease of leak detectioneasy recharginglow cost

Table 3 The effect of the refrigerants on the environment

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

2.2 NH3(R717)의 특성

암모니아는 우수한 열역학적 특성 및 높은 효율을 지닌 냉매로서 제빙, 냉동, 냉장 등 산업용의 증기압축식 및 흡수식 냉동기 작동유체로 널리 사용되어 왔다. 작동압력이 다소 높고 인체에 해로운 특성 및 높은 효율을 지닌 냉매로서 제빙, 냉동, 냉장 등 산업용의 증기압축식 및 흡수식 냉동기 작동유체로 널리 사용되어 왔다. 작동압력이 높고 인체에 해로운 특성을 지니고 있으므로 관리 인력이 상주하는 산업용 대용량 시스템에 주로 사용되어 왔으며, 소형에는 특수목적에만 이용되었다. 암모니아를 소형 시스템에 적용하기 위해서는 수냉식이나 공랭식 시스템을 개발해야 하는데, 최근 들어 CFC/HCFC 냉매의 규제로 인하여 암모니아에 대한 대체냉매 연구가 많이 수행되고 있다.10)

어떠한 휘발성 물질이라도 원하는 증발온도에서 액체로 존재하면 냉매로 사용이가능하나 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 값이커서 인체에는 위험한 물질이다. 11,12)

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.
- · 냉동유로 광유를 사용할 수 있다.
- ·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.

2.3 R22의 특성

HCFC는 구성 원자 중에 최소한 수소가 한 개 이상 포함되어 있는 '수소화염화불화탄소'로서 R22, R123, R124, R141b 및 R142b 등이 여기에 포함된다. 성흥권의 오존을 파괴하는 주요 인자가 염소임을 감안하면 CFC의 오존층 붕괴지수가 이들 중에서 가장 높음을 쉽게 알 수 있다. 염소의 일부를 수소로 대체한 HCFC의 경우에는 CFC에 비해 오존층붕괴지수는 작지만 여전히 염소가 존재하므로 성층권 오존을 파시키지 않는 것은 아니다. 할로카본은 개발되자마자 냉동/공조기의 냉매로 거의 독점적으로 사용되어 왔으며, 특히 미국의 듀퐁사에서 자체적으로 '프레온'이라는 이름을 붙여 '프레온 가스'로 널리 알려져 왔지만 현재에는 여러 회사가 동일한 냉매들을 제조하여 다양한 상품명으로 시장에 내고 있다. 13)

CFC/HCFC 화합물은 우수한 열역학적, 화학적 성질과 높은 안정성 등으로 인해지난 반세기 동안 여러 분야에서 다양하게 사용되었다. 그런데 1974년 Rowland 및 Molina가 CFC계 화합물이 성층권의 오존층을 붕괴한다는 이론을 발표한 이래, 이

러한 가설을 증명하는 항공관측이 이루어 졌으며 국제환경기구인 UNEP를 중심으로 1987년에 몬트리얼 의정서를 제정하여 전세계적으로 CFC의 사용 및 생산의 규제에 대한 법적인 기준의 틀을 마련하였다. 14 1992년 11월 코펜하겐에서 열린 제 4차 몬트리얼 의정서 가입국 회의에서 CFC의 소비 및 생산규제의 일정을 앞당겼고, 경과물질로 규정한 HCFC도 규제대상에 포함시켰다. 그결과 선진국의 경우에는 1996년 1월 1일 이후로 CFC의 생산이 중단되었고, 개발도상국은 10년간의 유예기간을 갖고 CFC를 전폐하게 되었다.

Table 4 General data of ammonia compared with R22

Characteristics	NH_3	R22
Chemical composition	NH ₃	CHCIF 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 (°C)	-33.3	-40.8
Critical pressure (bar)	113.3	49.9
Critical temperature (°C)	132.3	96.2
Enthalpy of evaporation at 0°C (kJ/kg)	1261.7	204.9
Specific heat of sat. liq. at 0°C (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°C (W/m K)	0.520	0.096
Thermal conductivity of sat. vap. at 0°C (W/m K)	0.022	0.010
Dynamic viscosity of sat. liq. at 0°C (10-6Pa⋅s)	175.8	210.1
Dynamic viscosity of sat. vap. at 0°C (10-6Pa⋅s)	9.09	11.8
Density of sat. liq. at 0°C (kg/m ³)	638.6	1281.8
Volume of sat. vap. at 0°C (m ³ /kg)	0.289	0.047
Flammable or explosive?	Yes	No
Toxic/irritating decomposition	No	Yes
Approximate relative price	0.2	1

2.4 냉동사이클 해석

2.4.1 이론 냉동사이클

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

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

1→2 과정 : 압축기에서의 단열압축과정이다

(이론 소요동력 W_c)

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

(순환냉매질량유량 $m_{\star \star})$

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

여기서, D는 압축기이론압축체적, v_1 은 압축기입구 비체적, \mathfrak{n}_v 는 체적효율을 나타낸다.

2→3 과정 : 응축기에서의 정압열방출 과정이다

(방열량 Q_c)

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

$$\stackrel{\cdot}{=} m_r (h_2 - h_3) \tag{3b}$$

$$\stackrel{\cdot}{=} C_{p} \stackrel{\cdot}{m}_{cw} (\Theta_{2} - \Theta_{1}) \tag{3c}$$

여기서, C_{ρ} 는 냉각수의 정압비열, m_{cw} 는 냉각수 질량유량, Θ_1,Θ_2 는 냉각수입·출구 온도, K는 열관류율, F는 전열면적, Δt_m 은 냉매와 냉각수와의 평균온도차이다.

 $3 \to 4$ 과정 : 팽창밸브에서의 교축팽창과정으로 $h_3 = h_4$, $s_3 < s_4$ 이 성립하며 단열비가역 과정이다.

 $4 \rightarrow 1$ 과정 : 증발기에서의 정압열흡수 과정이다.

(흡열량 Q_e)

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

$$\stackrel{\cdot}{=} C_{\rho} \, m_{ew} (\Theta_4 - \Theta_3) \tag{4b}$$

$$\stackrel{.}{=} KF^{\Delta} t_m \tag{4c}$$

여기서 C_{ρ} 는 냉수의 정압비열, \dot{m}_{ew} 는 냉수 질량유량, Θ_3,Θ_4 는 냉수 입 \cdot 출구온도, K는 열관류율, F는 전열면적, Δ_{f_m} 은 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_c 는 압축기의 소요동력이며, Q_e 는 증발기 흡열량이다.

2.4.2 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, 사이클의각 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 등엔트로피변화와 다소 다른 상태가 된다.
- D→E 과정 : 냉매가 압축기의 토출밸브를 통과하는 과정으로서 토출밸브의 저 항에 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 저 항에 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.
- $I \to I$ 과정 : 고압 냉매액이 팽창밸브에서 저압의 증발기로 유출해서 팽창하는

과정이다. 이론상으로는 $h_J = h_I$ 로 취급되지만 실제 과정에 있어서는 냉매는 방열하므로 $h_I > h_I$ 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.

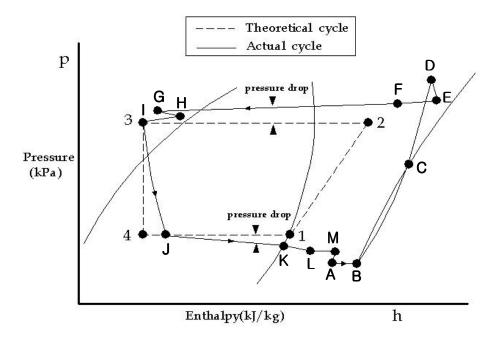


Fig. 1 P- h Diagrams of the theoretical and actual refrigeration cycles.

제 3 장 실험장치

Fig. 2는 응축압력에 따른 과열도 변화에 대한 냉동장치의 성능 특성 연구를 위한 실험장치의 개략도를 나타내고 있다.

본 실험장치는 R22와 NH₃을 작동유체로 사용하였으며 장치는 압축기, 응축기, 수액기, 항온조, 팽창장치 및 기타 부속기기로 구성하였다. 장치계 내의 압력손실을 최소화할 수 있도록 충분히 고려하여 실험 장치를 제작하였고, 장치의 저압부는 외부온도에 의한 영향을 받지 않도록 KS규격에 의하여 단열 시공을 하였다. 시스템내의 작동유체의 상변화를 측정하기 위해 시스템 내에 압력계, 온도계, 질량유량계, 과열도 제어기, 압력조정밸브, 파워미터를 설치하였으며, 계측기의 오차범위(온도±0.1℃, 압력 ±0.1 bar, 질량유량 ±0.1%, 소요동력 ±0.1%)이내에서 관리할 수 있도록 하였다. 압축기는 일정한 부하에서 실험할 수 있도록 스크류 개방형 압축기를 사용하였으며, 부하를 일정하게 유지시키기 위해 슬라이드변을 고정하였다.

응축기와 증발기는 쉘앤디스크형의 열교환기를 사용하였으며, 상변화용 유체(냉각수, 냉수)는 물을 사용하였다. 상변화용 유체 온도를 일정하게 유지시키기 위해 1 kW의 히터와 3-way 유량 조절변을 설치하여 온도 제어기에 의해 자동 제어할 수있도록 항온조를 설치하였다.

증발기 측의 냉수 질량유량을 일정하게 유지시키기 위해 인버터 순환펌프와 유량조절 제어밸브를 설치하였다. 과열도 제어는 수동식 팽창밸브와 증발기 출구에 취부된 각각의 센서로부터 흡입온도와 흡입압력에 따라 과열도를 계산하여 설정값이되도록 valve 개도를 PID 제어에 의해 자동 조절하는 전자식팽창밸브(8)를 사용하였다. 응축압력 제어는 응축기 상부의 압력센서 입력 값을 받아 설정압력에 따른 응축기 냉각수 유량을 자동으로 조절할 수 있도록 압력 조정변을 설치하였으며, 응축기 측의 냉각수 질량유량을 측정할 수 있도록 질량유량계를 설치하였다. 또한, 냉매의 질량유량을 측정하기 위하여 수액기와 증발기 출구 측에 각각 질량유량계를 설치하였다.

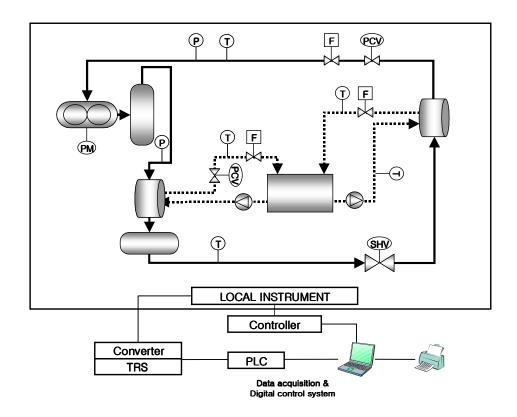


Fig. 2 Schematic diagrams of the experimental apparatus.



Photo. 1 Photograph of the experimental apparatus.

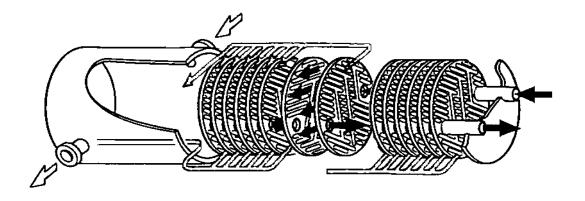
3.1 Shell & Disk Type 열교환기의 구조 및 특성

Shell & Disk Type 열교환기의 전열판은 기존의 판형열교환기와 다른 형상인 원 형 형태의 구조로서 전열판을 용접하여 고온·고압에 견딜 수 있도록 되어있다. 이 러한 구조는 Fig. 3과 같이 Shell Side 안쪽으로 원형의 얇고 주름진 여러 장의 전 열 판으로 구성된다. 전열 판을 겹친 후 두 판의 Port사이를 용접한다. 이렇게 용접 된 Port Hole사이로 제1유로가 형성되며 용접된 각 쌍의 판을 적층하여 최외각 부 를 용접하여 Shell Side로 제2유로가 형성되도록 하여 조립하였다. 이러한 구조는 전열 판 사이에 Gasket을 사용하지 않으므로 고온(450℃까지)·고압(100 bar까지) 에 견딜 수 있는 구조로 되어있다. 유체의 흐름은 셀 사이드와 Port holes사이드로 2개의 유체가 흐를 수 있는 유로가 형성되며 , 유체가 고온·고압에 누설되지 않도 록 씰링해 주는 역할을 한다. 이러한 유로를 통하여 2개의 유체가 대향류를 이루며 통과하게 되면 강한 난류에 의한 와류현상으로 급속하게 열교환이 이루어지게 된 다. Fig. 3은 Shell & Disk Type 열교환기의 유체 흐름 방향을 나타내는 개략도를 나타내고 있다. 본 실험에 적용된 Shell & Disk Type 열교환기는 Fig. 3에서 보는 바와 같이 응축기로서 적용될 때는 열교환기 내의 유체의 흐름은 A Side에 냉각수 가 B Side에는 고온·고압의 냉매 가스가 흐르는 구조로 되어 있으며 증발기로 적 용될 때는 A Side에 냉수가 흐르고, B Side에는 액체냉매와 냉수가 열교환하여 상 (Phase)을 변화시켜 증발잠열을 이용하는 구조로 되어 있다.

다음은 본 실험에 사용된 Shell & Disk Tube Type의 열교환기의 특징이다.

- (1) 구조가 간단하며 소형경량이다.
- (2) 다른 열교환기에 비해 열전달계수가 높다.
- (3) 부식으로 인한 누설이 적다.
- (4) 온도 근접성이 우수하다.
- (5) 오염계수값이 적다.
- (6) 유체의 보유량이 적다.

(7) 사용압력, 온도범위가 넓다.



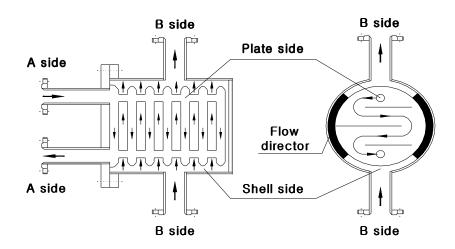


Fig. 3 Details of flow direction in the Shell & Disk Type heat exchanger.

제 4 장 실험방법

응축기 냉각수 온도를 일정하게 유지하기 위하여 장치의 실험가동 전 상시 항온 조 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 압축기가동 전 증발기측 냉수 순환펌프를 가동하여 증발기 냉수 출구측 질량유량계에 지시되고 있는 질량유량값을 보면서 설정 냉수 질량유량에 근접될 수 있도록 증발기냉수 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 온도와압력차를 줄이기 위하여 과열도 변화시 30분간 예비 운전으로 동일 과열도를 유지시켰다. 과열도 제어는 초기 운전시 전자식 자동 냉매 유량조절변을 사용하여 설정 값에 도달시킨 후, 수동식 유량조절변을 사용하여 일정한 과열도를 유지시켰다.

소요동력은 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 일치하는

지를 확인하였다. 각 냉매에 따라 동일한 실험 조건을 위해 장치가 허용하는 범위 내에서 R22는 NH₃의 50%의 크기로 부하를 결정했다.

응축압력, 증발기 냉수 질량유량, 냉각수 온도, 냉수 온도를 Table 5의 실험조건 과 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 계측 값의 오차 여부를 확인하기 위하여 표준 계측 장비에 의하여 오차를 교정한 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. 장치 내의 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
	Working fluid	NH ₃ (R-717), R22
D.C.	Charge Rate(kg)	85 / 35
Refrigerant	Condensing press.(bar)	15.0 ~ 16.0
	Degree of Superheat(℃)	0 ~ 10
В	ath temp.(℃)	28
Am	bient temp.(°C)	24
Chilled w	vater flow rate(kg/h)	6800
Cooling	g & Chilled water	Demineralized
	Load (%)	73.0(NH ₃), 36.5(R22)

제 5 장 실험결과 및 고찰

5.1 냉매 질량유량

Fig. 4는 압축기 흡입증기 질량유량을 나타낸 것이다. 응축압력과 과열도가 높아 짐에 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.

냉매에 따라 비교해 보았을 때, R22는 응축압력 15 bar, 과열도가 없을 때 질량유량은 가장 높게 증가했다. 그러나 NH₃는 과열도 1℃ 조건일 때 질량유량이 가장높았다. 그 원인은 과열도가 없을 때, 증발기 튜브 외측과 냉매액이 접하는 부분에서 비등이 일어나기 때문에 기포는 튜브외측의 좁은 구역 내에 한정되고 이들 기포는 주위의 차가운 냉매로의 열전달로 인해 튜브 외측으로부터 멀어진 후 사라지는 서브쿨드 비등¹⁵⁾이 원인인 것으로 판단된다. 따라서 과열도에 상당한 냉매 포화증기량이 감소하게 되어 질량유량은 감소하게 된다.

전체적으로 보면 NH_3 는 R22에 비해 상당히 완만한 기울기를 갖고 있고 이는 NH_3 가 응축압력과 과열도의 변화에 안정적임을 나타낸다.

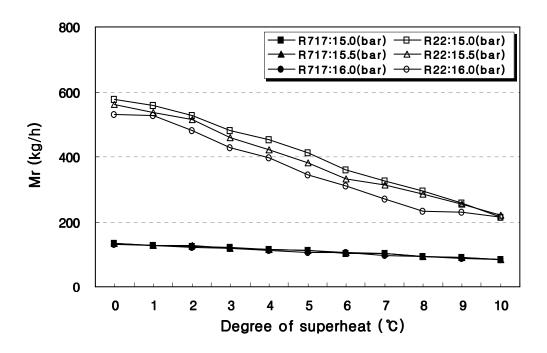


Fig. 4 Mass flow rate of suction gas at various degree of superheat and condensing pressure.

5.2 압축기 흡입압력

Fig. 5는 압축기 흡입압력에 대한 실험 결과이다. 응축압력이 변화함에 따라 압축기 흡입압력은 냉매에 따라 서로 다른 결과를 나타냈고, 과열도가 높을수록 흡입압력은 전체적으로 낮아졌다.

응축압력에 따른 압축기 흡입압력은 NH₃의 경우에 거의 변화가 없었다. 하지만 R22는 응축압력이 높아질수록 상승하였다. Fig. 4에서 보듯이 응축압력이 높을수록 압축기 흡입증기 질량유량이 감소하게 된다. 따라서 압력도 감소되어야 하지만 전체적인 사이클에서 볼 때 응축압력의 증가는 고압을 상승시키고 일정한 과냉도를 갖으며 이에 따라 저압을 상승시키게 되므로 질량유량의 감소량에 비해 저압의 상승이 더 크게 작용한 것으로 판단된다. NH₃의 경우에는 부하가 R22의 2배 이므로 저압의 상승에 비해 압축비의 상승에 따른 실제 냉매 질량유량의 저하가 더 크게 작용했을 것으로 판단된다.

과열도에 따른 압축기 흡입압력은 과열도가 높을수록 Fig. 4에서처럼 압축기 흡입증기 질량유량이 감소하였기 때문에 흡입압력은 낮아지게 된다. NH₃의 경우 질량유량의 감소는 적은 데 비해 흡입압력의 감소가 크게 나타났는데, 이는 NH₃냉매의 열물성치에 따른 것으로 냉매의 상변화에 따른 비체적의 증가가 R22에 비해 크기 때문에 질량유량의 변화에 대해 흡입압력은 더 민감하다고 할 수 있다.

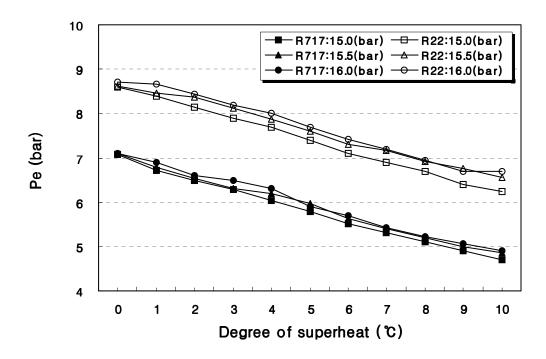


Fig. 5 The relations of suction pressure and degree of superheat at each condensing pressure.

5.3 응축기 냉각수 질량유량

Fig. 6은 응축기의 냉각수의 유량을 보여주고 있다. 응축압력이 높고 과열도가 높아질수록 응축기 냉각수 질량은 감소하였다.

응축압력에 따른 응축기 냉각수 질량유량은 두 냉매모두 응축압력이 높아질수록 질량유량은 감소하였다. 과열도가 높고 응축압력이 높을수록 전체적으로 감소하였 으며, 응축기 냉각수 출구온도는 과열도가 높고 응축압력이 높을수록 증가하였다. 이는 냉매의 질량유량이 증가함에 따라 냉각수 질량유량도 증가하였기 때문이다.

NH₃의 경우, 냉각수 유량은 과열도를 변화하여도 큰 차이가 없었다. 그렇지만, R22의 경우에서는 과열도의 변화에 따라서 기울기가 더 큰 폭으로 나타났다. 이는 R22의 경우, 냉매 질량유량의 증가로 인한 응축기에서 처리해야할 열량의 증가폭이 NH₃의 그것에 비해 크기 때문으로 생각된다. 4℃~10℃범위에서는 응축압력이 높아져도 응축기 냉각수 질량유량 감소 폭은 적었다. 이는 동일 응축압력에서 과열도가 높아짐에 따라 압축기에서 배출된 냉매증기의 엔탈피가 증가하기 때문에 냉각수 질량 유량 증가폭이 커야 하지만 0~4℃ 범위보다 적은 원인은 응축기의 냉각면적이 넓기 때문에 엔탈피 증가에 대한 충분한 냉각이 이루어지기 때문으로 판단된다.

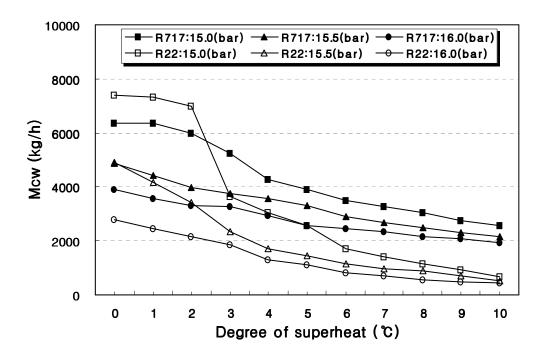


Fig. 6 The relations of cooling water mass flow rate and degree of superheat at each condensing pressure.

5.4 응축기 냉각수 입출구 온도차

Fig. 7은 응축기의 입구와 출구에서 냉각수의 온도를 측정하여 그 차이를 나타낸 것이다. 냉각수의 온도차는 응축기의 방열량을 산출할 수 있는 중요한 요소이다.

이 그림에서는 과열도의 변화에 대해 R22가 NH₃에 대해 더 많은 영향을 받았음을 알 수 있다. 온도차가 크다는 것은 냉매가 그만큼 많은 열을 냉각수에 방출했다는 뜻이다. 동일 압력에서 과열도가 상승할수록 R22는 압력을 맞추기 위하여 질량 유량이 줄어들게 되고 온도는 상승하게 된다. 따라서 응축기에서의 입출구 온도차는 점점 증가하게 되는 것이다. NH₃의 경우 R22에 비해 기울기가 적은 이유는 더적은 냉매 변동으로 응축압력을 유지할 수 있기 때문으로 사료된다. 이는 다음에 기술한 응축기 방열량에 상당한 영향을 주게 된다.

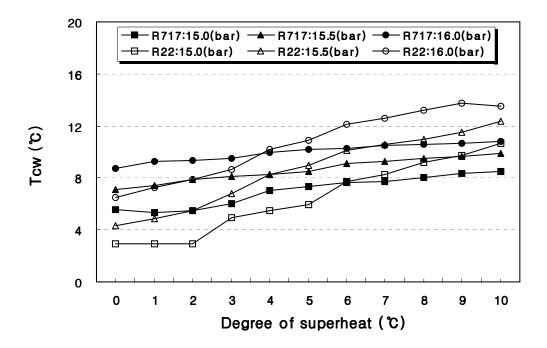


Fig. 7 The relations of cooling water temperature difference and degree of superheat at each condensing pressure.

5.5 응축기 방열량

Fig. 8은 응축기 냉각수 유량과 냉각수 입출구 온도차에 의해 방열량을 측정한 값이다. 응축기 방열량은 응축기 냉각수 질량유량과 입출구 온도차에 의해 측정한 값으로서 Fig. 6의 응축기 냉각수 질량유량변화와 관계함을 나타내고 있다. 동일 과열도에서 응축압력이 낮을수록 NH₃와 R22 모두 응축기 방열량은 전체적으로 증가하였다. 이는 응축압력이 낮을수록 압축기의 체적효율이 상승하고 냉매 질량유량이 증가하기 때문이다.

동일 응축압력에서 과열도가 높아질 때는 NH₃와 R22 모두 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 항상일정한 양의 냉매가 유동한다는 것을 가정했을 때의 결과이다.

NH₃의 서브쿨드 비등으로 인한 것 외에는 두 냉매 모두 방열량의 양상은 동일했다. 부하의 차이로 인한 방열량의 차이는 다른 그림과 동일하게 나타나고 있다.

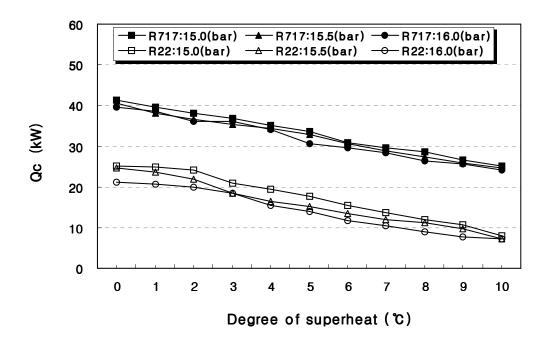


Fig. 8 Heat capacity of evaporator at various degree of superheat and condensing pressure.

5.6 증발기 냉수 입출구 온도차

Fig. 9는 증발기의 입구와 출구에서 냉수의 온도를 측정하여 그 차이를 나타낸 것이다. 냉수의 온도차는 증발기의 흡열량을 산출할 수 있는 중요한 요소이다.

이 그림에서는 과열도의 변화에 대해 R22와 NH₃가 동일한 양상으로 나타났다. 동일 압력에서 과열도가 상승할수록 온도차가 감소하였다. 이것은 과열도를 증가시 켰을 때 과열도를 맞추기 위한 냉매 질량유량이 감소하고, 이때 증발기에서는 효율 이 저하되어 입출구 온도차는 적어지는 것이다. 이는 다음에 기술한 증발기 흡열량 에 영향을 주게 된다.

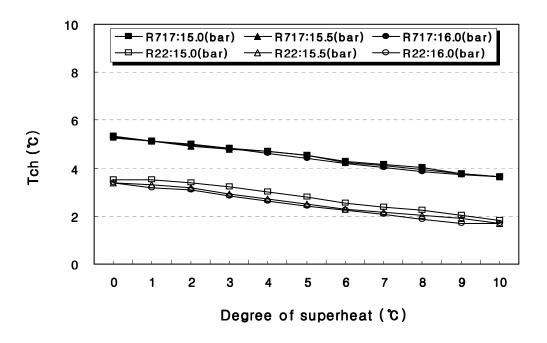


Fig. 9 The relations of chilled water temperature difference and degree of superheat at each condensing pressure.

5.7 증발기 흡열량

Fig. 10은 증발기 냉수 유량과 냉수 입출구 온도차에 의해 흡열량을 측정한 값이다. 두 냉매 모두 응축압력과 과열도가 높을수록 냉수 출구온도는 높게 나타났으며, 증발기 흡열량은 낮게 나타났다. 냉수 출구온도가 높고, 증발기 흡열량이 적다는 것은 그만큼 냉동효과가 적다는 것이다. 응축압력이 높을수록 증발기 냉매의 포화압력은 높아지게 되고 이에 따라 냉동효과는 줄어들게 된다.

동일 과열도에서 응축압력이 증가할수록 두 냉매 모두 응축압력이 증가함에 따라 전체적으로 감소하였지만 변화폭은 미소하였다. 감소폭이 미소한 원인으로는 응축압력이 높아짐에 따라 실제 냉동효과가 감소하므로 증발기 흡열량은 따라서 감소하게 되는데 감소의 차는 아주 미소하고 응축압력이 높을수록 응축기 출구 측냉매액 온도가 높아지지만 응축기 출구 측 냉매액 온도차가 아주 미소한 것으로생각된다. 따라서 냉매액 엔탈피 차가 미소하여 냉수 출구온도와 증발기 흡열량의변화가 미소함을 나타내었다. 응축기 출구 측 냉매액 온도차가 미소한 결과는 압축기에서 배출된 냉매증기가 응축기에서 상변화 후 열교환 길이가 길어짐에 따라 응축기 출구 측 냉매액은 과냉각되어 응축기 냉각수 입구온도와 근접하였기 때문이라고 생각된다.

또한, 응축기 방열량과 증발기 흡열량을 비교하였을 때 열량이 거의 비슷한 것을 볼 수 있다. 일반적으로 응축기 방열량이 압축기 소요동력만큼의 열량이 증발기에비해 커야하는데도 이러한 결과가 나온 것은 장치 내 유분리기에서 나온 순환냉동기유의 방열로서 설명된다.

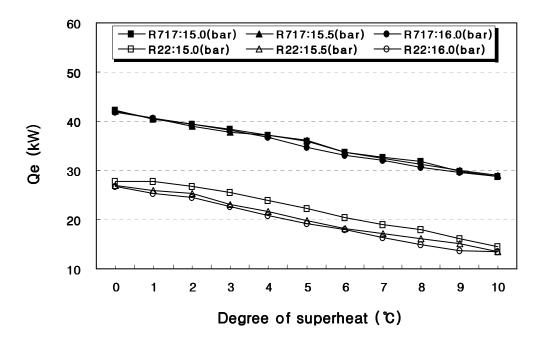


Fig. 10 The relations of evaporator heat capacity and degree of superheat at each condensing pressure.

5.8 소요동력

Fig. 11은 소요동력을 나타낸 그림이다. 두 냉매 모두 응축압력, 과열도가 높을수록 소요동력은 증가하였다. 응축 압력을 일정하게 유지시키고 과열도를 높일수록 증발기에서 증발하는 냉매 질량유량이 감소하게 되며 증발압력이 감소하기 때문에 압축비가 상승하여 소요동력은 증가하게 된다. 과열도를 일정하게 하고 응축압력을 높일수록 압축비가 커지므로 소요동력은 증가하게 된다.

압축기 소요동력은 두 냉매 모두 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라 전체적으로 증가하였으나, 냉매 질량유량, 증발압력, 응축기 냉각수 질량유량, 응축기 방열량에 비해 변화폭이 적음을 나타내었다.

동일 응축압력에서 과열도가 높을수록 증발기에서 증발하는 냉매 질량유량이 감소하게 되며 증발압력이 감소하기 때문에 평행온도가 낮아져 비체적은 커지게 되며 압축기에 유입되는 냉매증기의 체적유량은 저하되어 소요동력은 증가하게 되지만, 소요동력의 증가폭은 냉매 질량유량 감소폭에 비하여 적음을 나타내었다.

이는 과열도가 높을수록 압축기에서 방출되는 냉매증기의 엔탈피가 증가되고 압축기의 소요동력이 증가하므로 소요동력의 증가는 냉매 질량유량 감소에 비해 적음을 알 수 있다.

또한, 동일 과열도에서 응축압력을 변화시켰을 때를 살펴보면 응축압력이 증가할 수록 압축비가 증가하게 되어 소요동력은 증가함을 나타내었다.

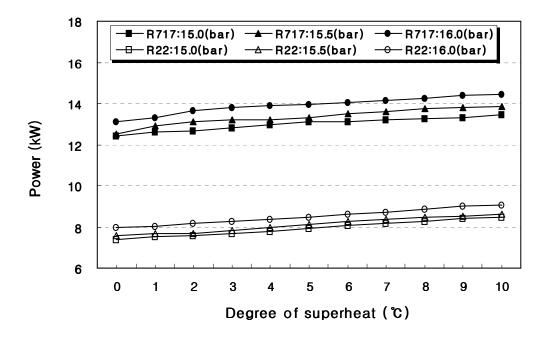


Fig. 11 Power at various degree of superheat and condensing pressure.

5.9 COP

Fig. 12는 COP에 대한 실험결과이다. COP는 증발기 흡열량과 소요동력과의 관계이다.

동일 응축압력에서 과열도가 높아질 때는 두 냉매 모두 COP가 전체적으로 감소하는 결과를 나타내었다. 이는 Fig. 10에서 보는 바와 같이 과열도가 높아짐에 따라 증발기 흡열량은 감소하고 Fig. 11에서 보는 바와 같이 소요동력은 증가하기 때문이다.

동일 과열도에서 응축압력이 높아짐에 따라 두 냉매 모두 COP는 감소하였다. 하지만, R22가 NH₃보다 감소량이 크게 나타났다.

응축압력, 과열도가 높을수록 증발기 흡열량은 감소하고 소요동력은 증가하였다. 과열도 0에서 4° C까지는 R22가 더 높았고, 과열도 4° C이상에서는 NH_3 가 점차적으로 더 높아짐을 보였다.

각 냉매 선도의 기울기로 비교해 보았을 때, NH₃는 R22에 비해 과열도에 따라 안정적인 COP를 보여주고 있다. 또한 두 배의 부하임에도 NH₃는 R22와 거의 동일 한 COP로 나타났다. 따라서 동일 부하에서 측정할 때 평균적으로 NH₃가 더 좋은 COP를 나타낼 것으로 사료된다.

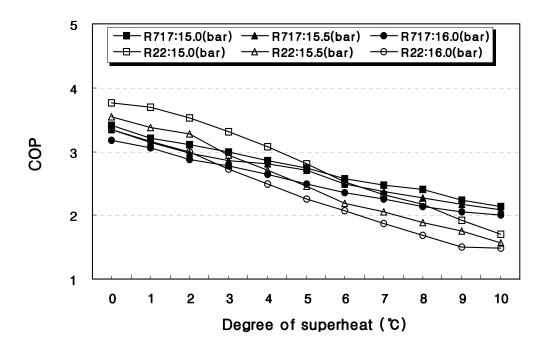


Fig. 12 COP at various degree of superheat and condensing pressure.

제 6 장 결 론

R22와 NH_3 를 사용하여 셸앤디스크형 열교환기를 적용한 냉동장치의 성능 특성비교를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1. 냉매순환량은 NH₃가 R22에 비해 응축압력과 과열도의 변화에 대해 안정적이며, NH₃는 R22에 비해 2배의 부하로 운전했음에도 냉매순환량은 R22의 약 25%였으며, 흡입압력도 훨씬 낮았다. 이를 통해, NH₃가 냉동장치의 소형화에 있어서 R22에 비해 우수함을 확인할 수 있었다.
- 2. 과열도가 높아질수록 증발기에 유입되는 냉매 질량유량이 감소하여 압축비가 커지고 동력이 증가하여 에너지 손실이 많아짐을 보였다.
- 3. 응축압력과 냉매유량의 변화에 따라 NH₃가 냉각수 유량제어에 대해 R22에 비해 더 용이함을 알았다.
- 4. COP는 동일 부하로 운전한다면, NH₃가 R22에 거의 근접하거나 더 높은 성능을 나타낸다고 사료되며, 셸앤디스크형 열교환기의 성능과도 연관이 있으므로 이 부분 에 대해서 실험 장치 개선을 통한 추가적인 연구가 필요함을 알았다.
- 5. NH_3 는 자연냉매로서 현재 규제대상이 되어있는 R22에 비해 경제적, 환경적인 측면에서 뿐만 아니라, 향후 부속장치의 개발에 따른 효율과 안정성의 보완이 이루어진다고 볼 때, R22의 대체 냉매로서 적합할 것이다.

참고문헌

- 1) Ha, O. N., 2004, The newest Air conditioning, Jinyoung publisher, Seoul, p. 3.
- 2) Stoecker, W. F., *Refrigeration and Air conditioning*, 2nd ed., New York: McGraw-Hill, 1982, pp.296~307.
- 3) Nonaka, M. et al., *Performance and reliability of room air conditioner using* R410A, The Int. Symp. on HCFC Alternative Refrigerants, 1998, pp.111~116.
- 4) Nakayama, M. et al., *Room A/C*, Ref., Vol. 72, No. 835, 1997, pp.60~64.
- 5) Akutsu, M. et al., "RAC with alternative refrigerant R410A", Sanyo Technical Review, Vol. 30, No. 1, 1998, pp.20~26.
- 6) Effect of Ammonia, Refrig., Washington, D.C.: Res. Found. Inform. Bull., 1979, p.4.
- 7) James M. and Piotr A. Domanski, "Alternative circumstances for R-22", Magazine of the SAREK, Vol. 34, No. 1, 2005, pp.60~69.
- 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) 『설비공학편람』, 대한설비공학회, Vol. 3, 2001, p.1.2~23.
- 11) FuKushima, M. and N. Watanabe., *Preprint of the 54th Annual Meeting of Japan Society of Chemical Engineers*, 1989, p.210.
- 12) "JSME. Thermophysical Properties of Fluids, Japan Soc. of Mech. Engrs.
 ", JSME Data Book, 1982, p.326.
- 13) 『설비공학편람』, 대한설비공학회, Vol. 3, 2001, p.1.2~2.
- 14) "Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer" *United Nations Environment Programme*, Final Act, 1989.
- 15) Cengel, Y. A., *Heat Transfer*, New York: McGraw-Hill, 2002, pp.461~505.