creative commons

COMMONS DEED

저작자표시-비영리-동일조건변경허락 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.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:

저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.

동일조건변경허락. 귀하가 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공했을 경우에는, 이 저작물과 동일한 이용허락조건하에서만 배포할 수 있습니다.

- 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

dCollection

[UCI]I804:24011-200000234313

2007年 8月
教育學碩士(機械·金屬教育)學位論文

NH_3와 HFC-134a를 사용한 냉동장치의 성능특성 연구

朝鮮大學校 教育大學院

機械·金屬 教育 專攻

金 載 根

NH_3와 HFC-134a를 사용한 냉동장치의 성능특성 연구

The Study on Comparison of Performance Characteristics in Refrigeration using NH_3 and HFC-134a

2007年 8月

朝鮮大學校 敎育大學院

機械·金屬 敎育 專攻

金 載 根

NH_3와 HFC-134a를 사용한 냉동장치의 성능특성 연구

指導敎授 河 鈺 男

이 論文을 敎育學碩士(機械·金屬 敎育)學位
請求論文으로 提出합니다.

2007年 4月

朝鮮大學校 敎育大學院

機械·金屬 敎育專攻

金 載 根

金載根의 敎育學 碩士學位 論文을
認准합니다.

審査委員長 朝鮮大學校 敎授 工學博士 洪 錫 柱

審査委員 朝鮮大學校 敎授 工學博士 尹 聖 雲

審査委員 朝鮮大學校 敎授 工學博士 河 鈺 男

2007年 6月

朝鮮大學校 敎育大學院

목 차

Nomenclatures iii

List of Tables iv

List of Figures v

List of Photographs vi

Abstract vii

제1장 서 론 1

제2장 관련이론 3

2.1 냉매의 특성 3

2.1.1 냉매가 갖추어야 할 성질 4

2.2 암모니아(NH_3, R717)의 특성 7

2.3 HFC-134a의 특성 10

2.4 냉동사이클 해석 12

2.4.1 이론 냉동사이클 12

2.4.2 실제 냉동사이클 14

제3장 실험장치 17

제4장 실험방법 22

제5장 실험 결과 및 고찰 26
5.1 냉매 질량유량과 압축기 흡입압력 26
5.2 응축기 냉각수 질량유량과 냉각수 출구온도 31
5.3 응축기 방열량과 소요동력 35
5.4 증발기 냉수 출구온도와 흡열량 39
5.5 COP 43

제6장 결 론 45

참고문헌 46

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 [kg/h]
T_{cw}	:	Cooling Water Temperature of Condenser [℃]
T_{ch}	:	Chilled Water Temperature of Evaporator [℃]
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 5

Table 2 Recommended properties for an alternative refrigerant 6

Table 3 The effect of the refrigerants on the environment 9

Table 4 Equipment specification of refrigereration system for experimental 21

Table 5 Experimental condition 25

List of Figures

Fig. 1 P-h Diagrams of the theoretical and actual refrigeration cycles. 15
Fig. 2 The schematic diagrams of refrigeration system. 20
Fig. 3 The relations of suction mass flow rate and superheat temperature at each condensing pressure. 28
Fig. 4 The relations of suction pressure and superheat temperature at each condensing pressure. 30
Fig. 5 The relations of cooling water mass flow rate and superheat temperature at each condensing pressure. 32
Fig. 6 The relations of cooling water outlet temperature and superheat temperature at each condensing pressure. 34
Fig. 7 The relations of condenser heat capacity and superheat temperature at each condensing pressure. 36
Fig. 8 The relations of power and superheat temperature at each condensing pressure. 38
Fig. 9 The relations of chilled water outlet temperature and superheat temperature at each condensing pressure. 40
Fig. 10 The relations of evaporator heat capacity and superheat temperature at each condensing pressure. 42
Fig. 11 The relations of COP and superheat temperature at each condensing pressure. 44

List of Photographs

Photo. 1 Photograph of the experimental apparatus 19

ABSTRACT

The Study on Comparison of Performance Characteristics in Refrigeration using NH_3 and HFC-134a

Jae-Geun Kim
Advisor : Prof. Ok-nam Ha Ph.D.
Major in Mechanical & Metallurgical Education
Graduate School of Education, Chosun University

Nowadays CFC refrigerants has been restricted because it cause destruction of an ozone layer and global warming. In this aspect of environmental problem, the best solution is to use the natural refrigerant in the world such as ammonia of mineral compounds and propane, propylene of hydrocarbon. The natural refrigerants easy and cheap to obtain as well as environmental.

Therefore, this experiment apply the NH_3 and HFC-134a to the study of performance characteristic though the superheat control and compare the energy efficiency of two refrigerants from the high performance.

The result of performance characteristic test according to condensing pressure and superheat temperature is as following.

1. As the mass flow rate, NH_3 has steady than HFC-134a in condensing pressure and superheat temperature. Also NH_3 was operated double the

operating load than HFC-134a, that the condensing pressure was decreased.

As the result, NH_3 will apply to a small size refrigerating system than HFC-134a.

2. As the condensing pressure was raised, the COP was decreased due to increase of compression rate and power.

3. The COP of the was refrigerant NH_3 was higher than HFC-134a, in case of NH_3, the most suitable operating when the superheat temperature 1℃ at each condensing pressure.

4. If NH_3 applies to the HFC-134a refrigerating system in the field of industry, it is posible to have economic profit and to solve the environment problem.

   Therefore, the NH_3 is suitable as the alternative refrigerant of the HFC-134a.

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 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. 유기화합물인 NH_3, 탄화수소계인 프로판, 프로필렌 등은 자연냉매로서 쉽게 얻을 수 있고, 구입이 쉽고, 가격이 저렴하며 특히, 지구환경에 저촉을 받지 않는 환경친화적인 냉매이다. 그중에서 NH_3는 넓은 온도범위에서 우수한 특성을 가지고 있어 화학공정 중에 많이 사용되고 있으며 앞으로도 선호하는 좋은 냉매로 이용될 것이다.[3)]

일반적으로 NH_3는 효율과 가격 면에서 상당한 설득력이 있고 식품과 음료 공정 및 냉동보관 창고 설비에서 가장 널리 사용되는 냉매이다. 그러나 독성에 대한 염려로 인해 쾌적 시설용 시스템에 사용하는 것을 기피하여 왔다. 그럼에도 불구하고 NH_3는 자연 냉매로서 환경친화적이며 효율 면에서도 좋은 것으로 알려져 있다.[4)]

HFC-134a의 경우는 현재 상용화되었고 열역학적 안정성을 구비하고 있으며, 오존층을 파괴하는 염소(Cl) 대신 수소(H)가 결합되어 생태학적으로 오존층 파괴지수(Ozone Depletion Potential, ODP)가 거의 0이라 국내에서는 1994년부터 사용되어 성능을 최적화하기 위해 윤활제, 컴프레셔, 건조제, 증발기 및 콘덴서 등의 많은

구성부품을 설계변경 하여야 했다.

냉동장치는 자동차, 선박, 고층건물, 잠수함 그리고 화학플렌트에 이르기까지 산업 전반에 걸쳐 광범위하게 이용되고 있다. 특히 화학공정산업에서는 가스의 분리 및 액화, 혼합물질내의 필요한 물질을 분리하기 위한 응고, 저온저장 액체의 과잉 압력을 방지하기 위한 유지공정, 건조와 반응열 제거 등에 이용되어 지고 있으며, HFC-134a를 냉동장치에 이용하는 연구들이 활발히 이루어지고 있다.

따라서 본 연구는 NH_3와 HFC-134a를 냉매로 하여 응축압력에 따른 과열도 변화에 대한 장치의 성능특성 시험을 통해 냉매에 따른 성능을 비교하여 NH_3와 HFC-134a의 특성을 나타내고자 한다.

제 2 장 관련이론

2.1 냉매의 특성

냉동기에서 저열원으로 부터 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.

Table 1에 각종 냉매의 특성에 대하여 나타내였다. 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 한다. 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.

환경문제를 염두에 두고 열역학적 관점에서 가장 중요하게 다루어야 할 것은 냉동효율인 냉동기의 성능계수(COP)이며 환경문제가 대두되면서 냉매가 반드시 갖추어야 할 조건이 있는데 오존파괴지수(ODP)는 0 이어야 하며, 지구온난화지수(GWP)는 가능한 작아야 한다는 것이다.

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 규제 대상이 되었다.[5,6] Table 2에서는 각종 냉매가 환경에 미치는 영향을 나타내었다.

2.1.1 냉매가 갖추어야 할 성질

2.1.1.1 열역학적 성질

· 증발잠열이 클 것

· 응고 온도가 낮을 것

· 임계온도가 상온보다 충분히 높을 것

· 저온에서도 증발압력이 대기압 이상일 것

· 응축압력이 가급적 낮을 것

2.1.1.2 물리적 성질

· 냉매증기의 전기저항이 클 것

· 열전달 특성이 좋을 것

· 윤활유에 대한 용해도가 적절할 것

· 흡습성이 낮을 것

2.1.1.3 화학적 특성

· 화학적으로 안정되고 변질되지 않을 것

· 불활성이고 부식성이 없을 것

2.1.1.4 안전 및 환경적 성질

· 인화 및 폭발성이 없을 것

· 독성 및 자극성이 없을 것

· 누설되어도 냉동 및 냉장품에 손상을 주지 않을 것

· 가격이 싸고, 누설을 쉽게 감지할 수 있을 것

· 환경에 대한 친화성이 있을 것

Table 1 Characteristics of refrigerant

Refrigerant		Natural Refrigerant		HFC Refrigerant	
		R717	R290	R134a	R404a
ODP		0	0	0	0
GWP		0	3	1300	3300
ASHRAE SAFETY GROUP		B2	A3	A1	A1/A1
TC/TE 40/0℃	$q_{e(kcal/m^2m^2)}$	884	664	495	800
	$Power_{(kcal/m^2m^2)}$	153	123	90	159
	COP	5.78	5.40	5.51	5.03
TC/TE 40/-20℃	$q_{e(kcal/m^2m^2)}$	401	322	213	368
	$Power_{(kcal/m^2m^2)}$	122	107	69	134
	COP	3.28	3.02	3.09	2.75
P_{sat}(bar)	-40	0.72	1.11	0.51	1.35
	-20	1.90	2.44	1.32	3.06
	0	4.29	4.74	2.92	6.07
	20	8.57	8.38	5.71	10.91
	40	15.54	13.72	10.17	18.16

The theoretical refrigeration cycle and saturated properties are based on the NIST REFPROP ver.6.0.

Table 2 The effect of the refrigerants on the environment

Refrigerant		ODP	GWP
CFC Refrigerants	CFC - 11	1.0	400
	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(NH_3, 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 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.[7)]

어떠한 휘발성 물질이라도 원하는 증발온도에서 액체로 존재하면 냉매로 사용이 가능하나 실제로는 독성, 가연성, 화학적 안전성, 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.[8,9)]

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 3는 134a와 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.

· 가격이 저렴하다.

단점

· 작동 압력이 높다.

· 동 또는 동합금 재질을 사용할 수 없다.

· 비열비가 커서 과열도가 크다.

· 독성과 가연성이 있다.

Table 3 General data of Ammonia compared with HFC-134a

Characteristics	Ammonia	HFC-134a	HCFC-22
Chemical composition	NH_3	HFC-134a	CHClF2
Molecular Weight (kg/kmol)	17.03	102.031	86.48
Ozone depletion potential	0	0	0
Global warming potential(100 year)	0	1300	1700
Normal boiling point at 1.013 bar (℃)	-33.3	-26.06	-40.6
Critical pressure (bar)	113.3	40.65	49.9
Critical temperature (℃)	132.3	101.08	96.2
Enthalpy of evaporation at 0℃ (kJ/kg)	1261.7	198.6	204.9
Specific heat of sat. liq. at 0℃ (kJ/kgK)	4.62	0.98	1.17
Specific heat of sat. vap. at 0℃ (kJ/kgK)	2.66	0.8518	0.74
Thermal conductivity of sat. liq. at 0℃ (W/m K)	0.520	0.0796	0.096
Thermal conductivity of sat. vap. at 0℃ (W/m K)	0.022	0.0134	0.010
Dynamic viscosity of sat. liq. at 0℃ (10-6Pa・s)	175.8	201.9	210.1
Dynamic viscosity of sat. vap. at 0℃ (10-6Pa・s)	9.09	12.41	11.8
Density of sat. liq. at 0℃ (kg/㎥)	638.6	1206.0	1281.8
Density of sat. vap. at 0℃ (㎥/kg)	0.289	32.249	0.047
Flammable or explosive?	Yes	No	No
Toxic/irritating decomposition	No	No	Yes
Approximate relative price	0.2	-	-

2.3 HFC-134a(CH_2F-$CF3_3$, 134a)의 특성

오존층 파괴 물질로 규정된 염소(Cl)을 포함하고 있는 CFC와 HCFC 계열의 냉매가 규제를 받게 되면서, 오존층을 파괴하는 염소(Cl) 대신 수소(H)가 결합되어 생태학적으로 오존층 파괴지수 (Ozone Depletion Potential, ODP)가 0 인 프레온 가스(R-12) 대체물질인 HFC-134a가 개발되었으며, 1989년부터 미국을 중심으로 냉동기가 개발 완료되어 자동차 에어콘 및 냉장고 대체냉매로 사용중에 있다.

HFC-134a는 비등점과 빙점이 HCFC-22, CFC-12에 비해 높아 초저온용으로는 사용하기 어려우나 일반 냉동, 냉방용으로는 충분히 사용할 수 있으며, 또한 HCFC-22와 CFC-12 냉매의 물성치가 비슷해 기존 HCFC-22 냉동기에 사용이 가능하다.

HFC-134a는 표준 대기압과 기온에서 무색의 가스로 존재하며 Table 3은 암 NH_3와 비교한 HFC-134a의 물성치이다. 이 표에 따르면 HFC-134a는 인체에 대한 독성이 없으며 환경에도 무해하고 냉매로서 우수한 성질을 갖고 있지만 지구온난화지수(GWP)가 높아 유럽연합 등 일부 국가에서 사용규제를 받고 있는 실정이다. HFC-134a의 냉매로서의 장단점은 아래와 같다.

장점

· 오존층 파괴지수(ODP)가 0 이고 독성이 전혀 없어 안정성이 보장되고 환경친화적이다.
· 공기와 혼합되어도 인화 폭발의 위험이 없는 불연성 가스이다.
· 오존층을 파괴하는 물질인 염소를 포함하고 있지 않으므로 사용규제를 받지 않는다.
· 고압의 냉매로 추기장치가 필요 없다.

단점

· 작동 압력이 높아 고압가스 안전관리법규 및 ASME Code에 적용을 받는다.

· 고압설계로 별도 자격자와 안전검사가 필요하다.

· 대기중에 노출되면 즉시 증발하므로 냉매 추출 보관시 별도의 추출저장장치가 필요하다.

· 지구온난화지수(GWP)가 높아 유럽연합 등 일부 국가에서 사용규제를 받고 있다.

· 고압냉매로 설비에 사용시 안전밸브 등 별도의 안전장치가 필요하다.

2.4 냉동사이클 해석

2.4.1 이론 냉동사이클

암모니아 냉동장치의 작동상황을 묘사하는 사이클은 증기압축 냉동사이클로서 증기압축 냉동사이클의 이론 냉동사이클은 다음의 가정을 포함한다. (1)압축기 및 팽창밸브를 지날 때 이외에는 압력변화가 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 나타내였으며, 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 체적효률을 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_2 는 냉각수 입·출구 온도, K는 열관류율, F 는 전열면적, Δt_m은 냉매와 냉각수와의 평균온도차이다.

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

4→1 과정 : 증발기에서의 정압열흡수 과정이다.

(흡열량 Q_e)

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

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

$$\fallingdotseq KF\Delta t_m \quad (4c)$$

여기서, C_p는 냉수의 정압비열, $\dot{m}_{ew}$는 냉수 질량유량, Θ_3, Θ_4 는 냉수 입·출구 온도, K는 열관류율, F 는 전열면적, Δt_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.

$$\mathrm{COP} = \frac{Q_e}{W_c} \quad (5)$$

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 나타내였으며, 사이클의 각 과정은 다음과 같다.

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

B→D 과정 : 압축과정으로서 이론적으로는 동엔트로피 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 도출밸브를 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 외기중으로 방열함으로서 온도도 강하한다.

G→H 과정 : 응축기에서 냉동실까지의 냉매 수송 과정으로서 냉각수의 온도가 낮고 응축기 출구에서의 냉매액의 온도가 대기온도보다 낮을 때는 수송중에 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 취급되자만 실제 과정에 있어서는 냉매는 방열하므로 $h_J > h_I$ 가 된다.

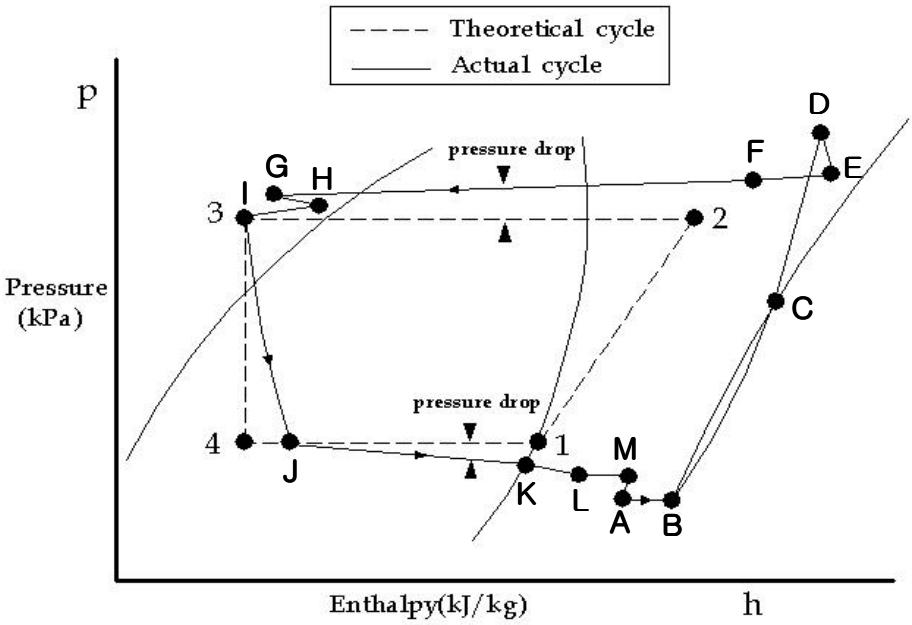
J→K 과정 : 냉매가 증발기 내에서 증발하는 과정으로서 흡열작용을 한다.

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 흡열밸브를 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. 2은 압축압력에 따른 과열도 변화에 대한 냉동장치의 성능 특성 연구를 위한 실험장치의 개략도를 나태내고 있다.

본 실험장치는 암모니아와 HFC-134a를 작동유체로 사용하였으며 장치는 Table-4와 같이 압축기, 응축기, 수액기, 항온조, 팽창밸브 및 기타 부속기기로 구성하였다. 시스템의 흐름은 작동유체인 액체 냉매를 증발기에서 증발시켜 피냉각체인 냉수를 냉각시키고, 기화된 냉매 기체는 압축기에서 고온, 고압의 냉매 기체로 압축되며, 압축된 냉매 기체는 유분리기에서 오일과 분리된다. 분리된 고온, 고압의 냉매 기체는 응축기에서 냉각수와 열교환되어 고온, 고압의 액체 냉매로 상변화된다. 응축기에서 상변화된 고온, 고압의 액체 냉매는 팽창밸브를 통과하면서 저온, 저압의 액체 냉매를 증발기로 보내는 사이클로 구성되어져 있다.[10)]

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

응축기와 증발기는 전열면적이 각각 8㎡, 4㎡인 Shell & Tube Type의 열교환기를 사용하였으며, 냉매 상변화용 유체는 물을 사용하였다. 냉매 상변화용 유체온도를 일정하게 유지시키기 위해 1kW의 히터와 3-way 유량조절밸브를 설치하여 온도제어기에 의해 자동 제어 할 수 있도록 항온조를 설치하였다.

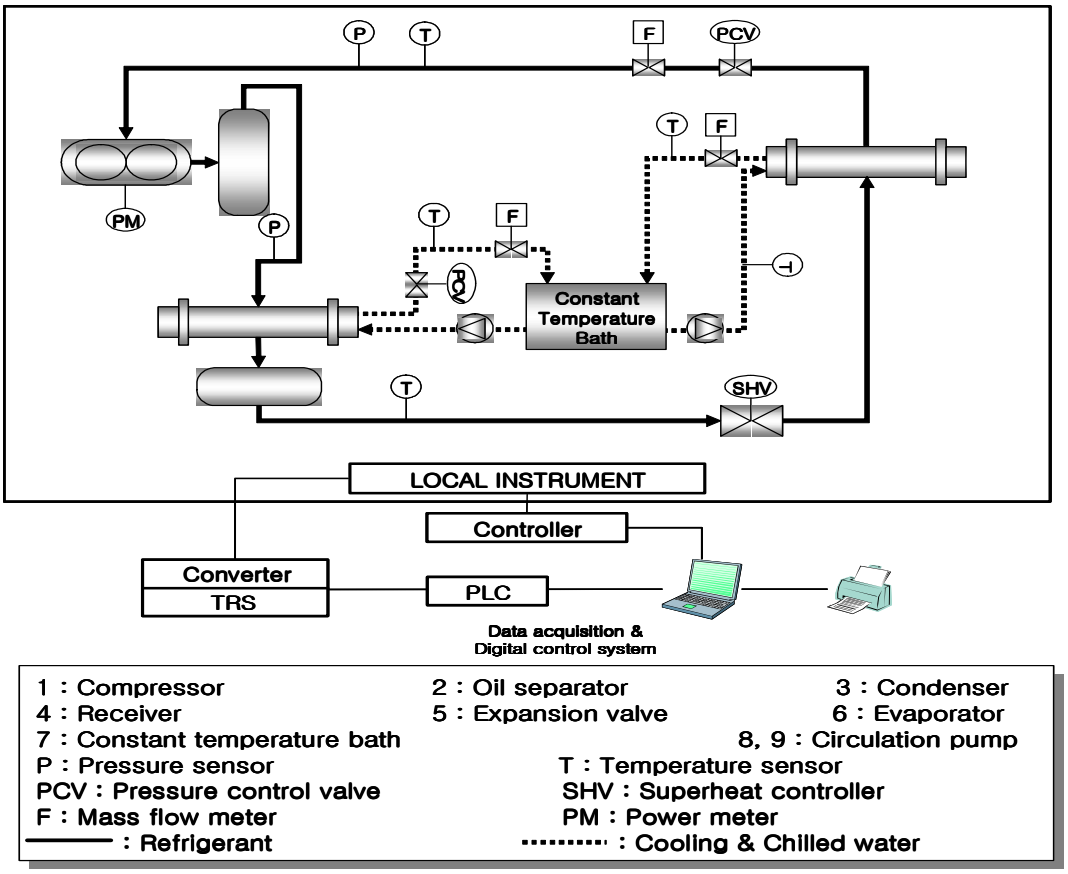
증발기 측의 냉수유량을 일정하게 유지시키기 위해 인버터 순환펌프와 유량조절

제어밸브를 설치하였다.

과열도 제어는 수동식 팽창밸브와 증발기 출구에 부착된 각각의 센서로부터 흡입온도와 흡입압력에 따라 과열도를 계산하여 설정값이 되도록 밸브 개도를 PID 제어에 의해 자동 조절하는 전자식 팽창밸브[11,12]를 사용하였다. 응축압력 제어는 응축기 상부의 압력센서의 입력값을 받아 설정압력에 따른 응축기 냉각수 유량을 자동으로 조절할 수 있도록 압력 조정밸브를 설치하였으며, 응축기 측의 냉각수유량을 측정할 수 있도록 유량계를 설치하였다. 또한, 냉매의 질량유량을 측정하기 위하여 수액기와 증발기 출구 측에 각각 질량유량계를[13] 설치하였다.

Photo. 1 Photograph of the experimental apparatus

Fig. 2 The schematic diagrams of refrigeration system.



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

Table 4 Equipment specification of refrigereration system for experimental

Equipment	MODEL & TYPE	specification
Compressor	Screw / Open	118 ㎥/h
Main moter	TEFC	15 kW
Oil cooler	Shell and Tube	7.0 ㎡
Condenser	Shell and Tube	8.0 ㎡
Evaporator with knock out drum	Shell and Tube	4.0 ㎡
Bath tank	Rectangle	1 ㎥

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㎏/㎠ 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 상태일때 진공 펌프를 이용하여 장치 내의 불응축 가스를 제거하였다. 다음으로 장치내의 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 냉매의 누설이 없는지 유황 시험지로 확인한 후 Table 5와 같은 조건으로 실험하였다.

응축기 냉각수 온도를 일정하게 유지하기 위하여 장치의 실험가동 전 상시항온조 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 1500 kPa에서 1600 kPa까지 50 kPa 씩 단계별로 실시하였다.

증발기 내에 흐르는 냉수 질량유량을 일정하게 유지시키기 위하여 냉동 압축기 가동 전 증발기측 냉수 순환펌프를 가동하여 증발기 냉수 출구측 질량유량계에 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 냉매 포화압력에 따른 포화 증기 온도차를 과열도로 측정하였다. 과열도는 각각의 설정 응축압력에 따라 0~5℃ 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 유량조절밸브를 사용하여 설정값에 도달시킨 후, 수동식 유량조절밸브를 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. Digital 계기에 의한 방법은 계기로 인입되는 Analog 신호를 전류 Tester기로 측정한 후 Analog 값과 Digital 수치가 일치하는지를 확인하였다.

응축압력, 증발기 냉수질량유량 냉각수 온도, 냉수온도를 Table 5 실험조건과 같이 일정하게 유지시키기 위해서 압축기를 가동하여 서서히 단계적으로 압축기 부하량을 수동 조절하였으며, 설정 부하량에 도달하면 1시간 예비훈령을 실시한 후 분석실험을 수행하였다.

장치의 운전에 앞서 장치에 부착된 각각의 계측기의 값과 통신으로 송신된 계측값의 오차 여부를 확인하기 위하여 표준 계측 장비에 의하여 오차를 교정한 후 실험을 실시하엿다. 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 응축

압력과 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	NH_3 (R-717) / HFC-134a
	Charge Rate(kg)	85 / 35
	Condensing press.(kPa)	1500~ 1600
	Superheating(℃)	0 ~ 5
Bath temp.(℃)		28
Ambient temp.(℃)		24
Chilled water flow rate(kg/h)		6800
Cooling & Chilled water		Demineralized

제 5 장 실험결과 및 고찰

응축압력에 따른 과열도를 변화시켜 보았을 때 응축기 방열량, 증발기 흡열량, 냉매 질량유량, 흡입압력, 응축기의 냉각수 질량 유량, 증발기 출구의 냉수온도의 변화에 따른 압축기 소요동력과 냉동능력에 대한 COP를 비교한 실험결과를 고찰하였다.

5.1 냉매 질량유량과 압축기 흡입압력

Fig. 3은 압축기 흡입증기 질량유량에 대한 실험 결과이다.

NH_3와 HFC-134a에서 HFC-134a는 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라 질량유량은 감소하는 결과를 보여주고 있으며, NH_3는 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라서 질량유량은 약간 감소하는 결과를 보이고 있다.

냉매에 따라 비교해 보았을때 NH_3는 과열도 1℃ 조건일 때 질량유량이 가장 높았으며, 그 원인은 과열도가 0℃ 일때, 증발기 튜브 외측과 냉매액이 접하는 부분에서 비등이 일어나기 때문으로 기포는 튜브 외측의 좁은 구역 내에 한정되고 이들 기포는 주위의 차가운 냉매로의 열전달로 인해 튜브 외측으로부터 멀어진 후 사라지는 서브쿨드 비등[14,15]이 원인인 것으로 판단된다. 이에 따라 과열도에 상당한 냉매 포화 증기량이 감소하게 되어 질량유량도 감소하게 된다.

HFC-134a는 과열도가 0℃ 일때 질량유량은 가장 높게 증가했으며 과열도 2℃에서는 1500 kPa와 1550 kPa과는 거의 같은 질량유량으로 운전 되었으나, 전반적으로 질량유량의 변화에서는 응축압력이 높을수록, 과열도가 증가함에 따라 점차적으로 질량유량이 감소하였다.

동일 과열도에서 응측압력이 증가함에 따라 압축기의 압축비가 감소하게 되고 단위시간당 압축기에서 배출되는 냉매증기의 체적이 감소하여 체적유량도 감소하게 된다. 동일 응축압력에서 과열도가 증가할 때도 증발기에서 증발하는 냉매증기의 비체적이 증가함에 따라 밀도는 감소하게 되어 압축기에 유입되는 체적유량이 저하하게 된다.

두 종류의 냉매를 보면 HFC-134a는 NH_3에 비해 질량유량의 차이가 있으며, 기울기도 NH_3는 완만하나 HFC-134a는 경사가 크게 나타났으며 이는 HFC-134a 보다 NH_3가 안정적임을 나타낸다

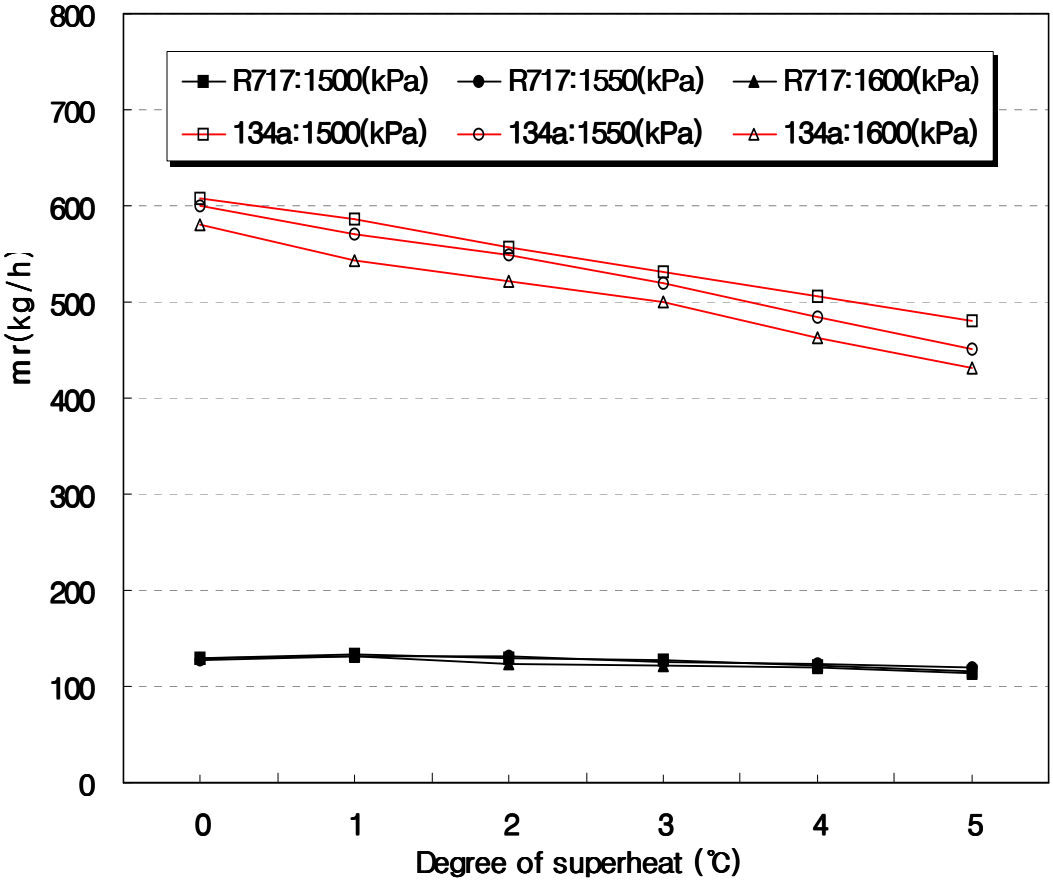


Fig. 3 The relation of suction mass flow rate and superheat temperature at each condensing pressure

Fig. 4는 압축기의 흡입압력에 대한 실험 결과이다.

NH_3와 HFC-134a에서 응축압력이 변화함에 따라 압축기 흡입압력은 냉매에 따라 별로 차이가 나지 않도록 결과를 나타냈고 과열도가 높을수록 흡입압력은 전반적으로 감소하는 결과를 보여주고 있다.

냉매에 따라 비교해 보았을 때, NH_3는 과열도 1 조건일 때 흡입압력이 가장 높았으며 과열도 0℃ 일때 나타나는 서브쿨드 비등[17,18)]이 원인인 것으로 판단된다. 과열도 5℃ 일때 응축압력이 1500 kPa ~ 1600 kPa에서 거의 일치하는 것을 볼 수 있다. HFC-134a는 응축압력에 따른 압축기 흡입압력은 과열도가 높을수록 흡입압력은 낮아졌다. 이는 응축압력이 높을수록 응축되는 냉매량이 줄어들어 냉매순환량이 감소하게 되므로 압축기로 유입되는 압축기 흡입증기 질량유량도 감소하게 된다. 과열도 4℃ 일 때 응축압력이 1500 kPa ~ 1600 kPa에서 흡입압력이 별차이 없이 일치하는 것을 볼 수 있다.

과열도에 따른 압축기 흡입압력은 과열도가 높을수록 압축기 흡입증기 질량유량이 감소하였기 때문에 흡입압력은 낮아지게 된다.

두 종류의 냉매를 보면 NH_3의 경우 질량유량의 감소는 적은데 비해 흡입압력의 감소가 크게 나타났는데, 이는 냉매의 열물성치에 따른 것으로 냉매의 상변화에 따른 비체적의 증가가 HFC-134a에 비해 크기 때문에 질량유량의 변화에 대해 흡입압력은 더 민감하다고 할 수 있다.

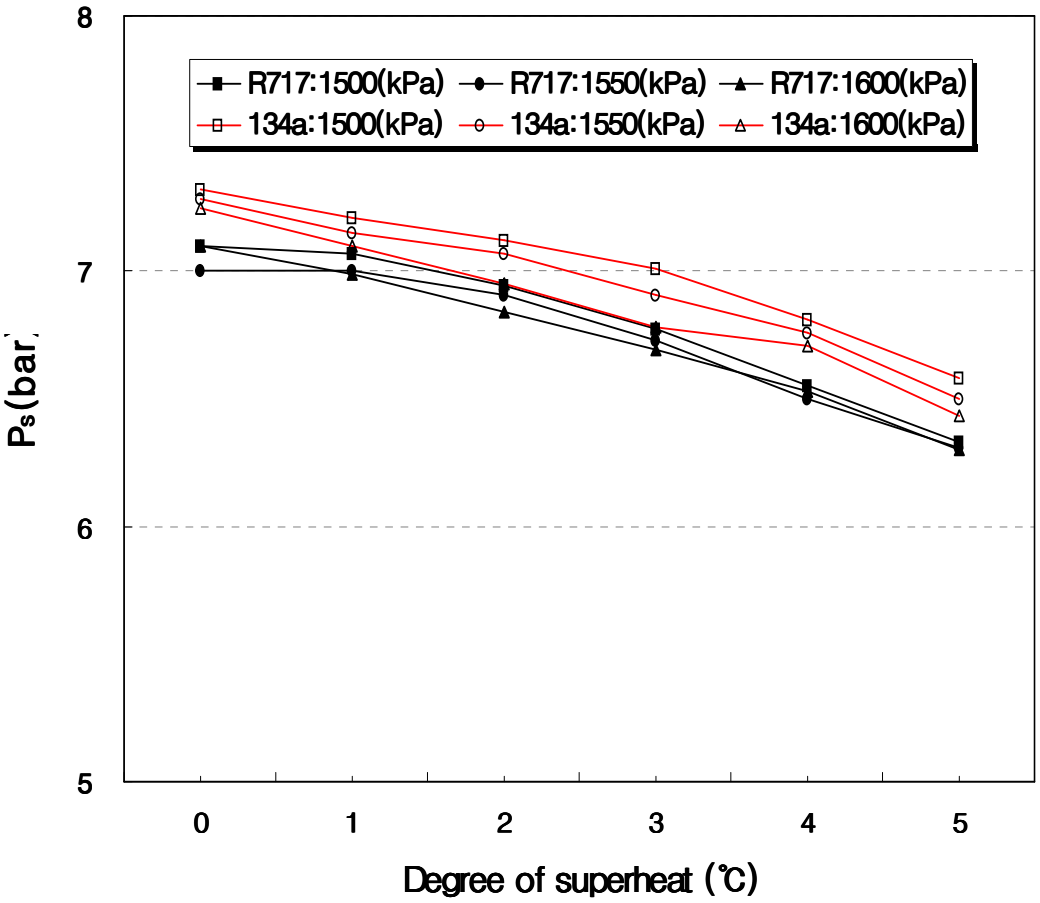


Fig. 4 The relation of suction pressure and superheat temperature at each condensing pressure

5.2 응축기 냉각수 질량유량과 출구온도

Fig. 5는 응축기 냉각수 질량유량에 대한 실험 결과이다.

NH_3와 HFC-134a에서 응축압력이 변화함에 따라 차이가 많이 나는 결과를 나타냈고, 과열도가 높을수록 응축기 냉각수 질량유량은 전반적으로 감소하는 결과를 보여주고 있다.

냉매에 따라 비교해 보았을 때 NH_3는 과열도 1℃ 조건일 때 응축기 냉각수 질량유량이 높게 나타났으며 특히 과열도 0~2℃ 범위에서 불규칙한 변화를 보이는데, 이는 과열도가 0℃ 일 때 증발기 튜브 외측과 냉매액이 접하는 부분에서 비등이 일어나는 서브쿨드 비등[14,15)]이 원인인 것으로 판단된다. HFC-134a의 경우는 과열도가 증가할수록 완만한 기울기를 가지고 응축기 냉각수 질량유량이 감소하고 있다.

두 종류의 냉매를 보면 동일 과열도에서 NH_3는 HFC-134a에 비해 응축기 냉각수 질량유량이 높게 나타났으며, 과열도가 높을수록 불규칙적이지만 HFC-134a는 비교적 일정하게 안정적으로 응축기 냉각수 질량유량이 감소함을 보여 주고 있다.

HFC-134a가 NH_3 보다 냉각수량이 적은데, 그 이유는 압축기 부하의 차이에 따른 것으로 NH_3가 HFC-134a의 두 배의 부하로 운전되기 때문이다.

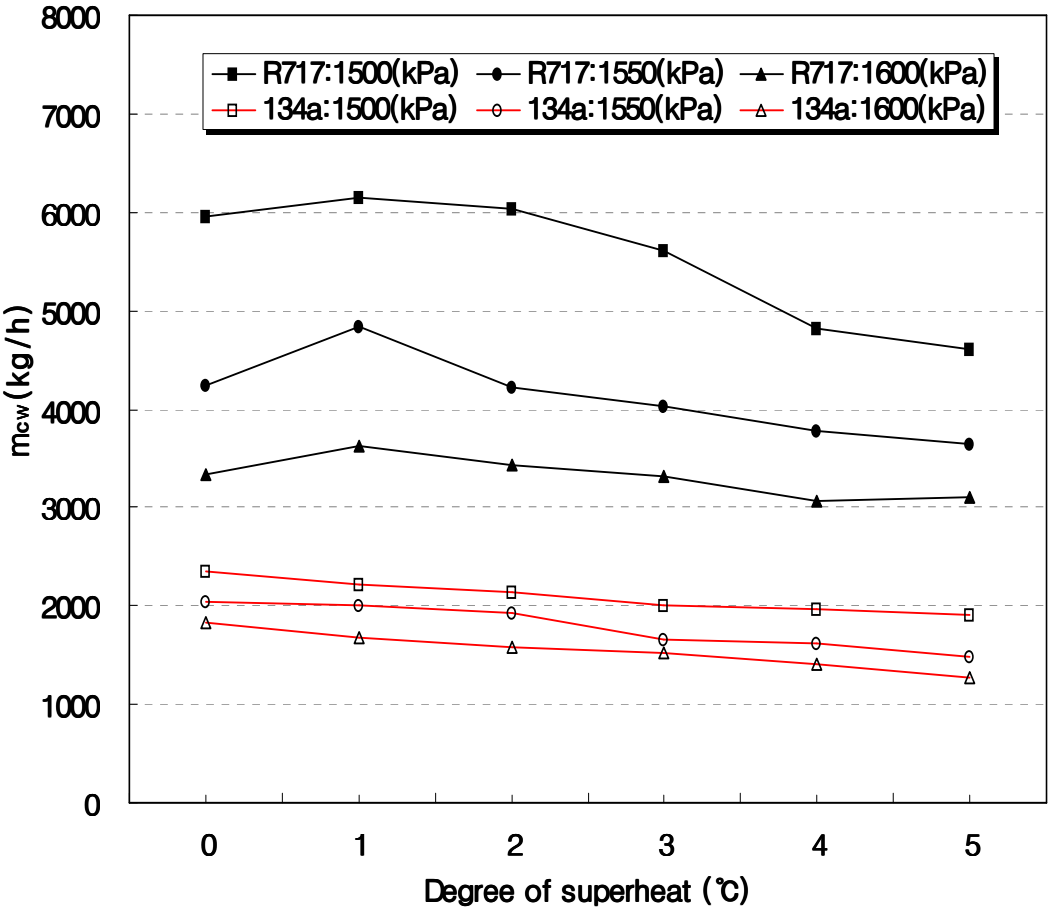


Fig. 5 The relations of cooling water mass flow rate and superheat temperature at each condensing pressure

Fig. 6은 응축기 냉각수 출구온도에 대한 실험 결과이다.

NH_3와 HFC-134a에서 응축압력이 변화함에 따라 응축기 냉각수 출구온도는 응축압력에 따라 크게 온도차이가 나지 않은 것으로 나타났다. 과열도가 높을수록 출구온도는 전반적으로 상승하는 결과를 보여주고 있다

냉매에 따라 비교해 보았을 때 NH_3 보다 HFC-134a가 약간 높게 나타났으며 특히 NH_3의 경우는 과열도 1℃ 이고 응축압력이 1500 kPa에서 가장 낮았으며 HFC-134a에서도 1500 kPa에서 낮게 나타났다.

두 종류의 냉매를 보면 전반적으로 동일 응축압력이며 과열도가 같을 때는 약 1℃ 정도 차이가 나타났으며 동일 응축압력에서 과열도가 높아짐에 따라 압축기에서 배출된 냉매증기의 엔탈피가 증가하기 때문에 냉각수 질량 유량 증가폭이 커야 하지만 완만하게 증가하는 현상은 응축기의 냉각면적이 넓기 때문에 엔탈피 증가에 대한 충분한 냉각이 이루어지기 때문으로 판단된다.

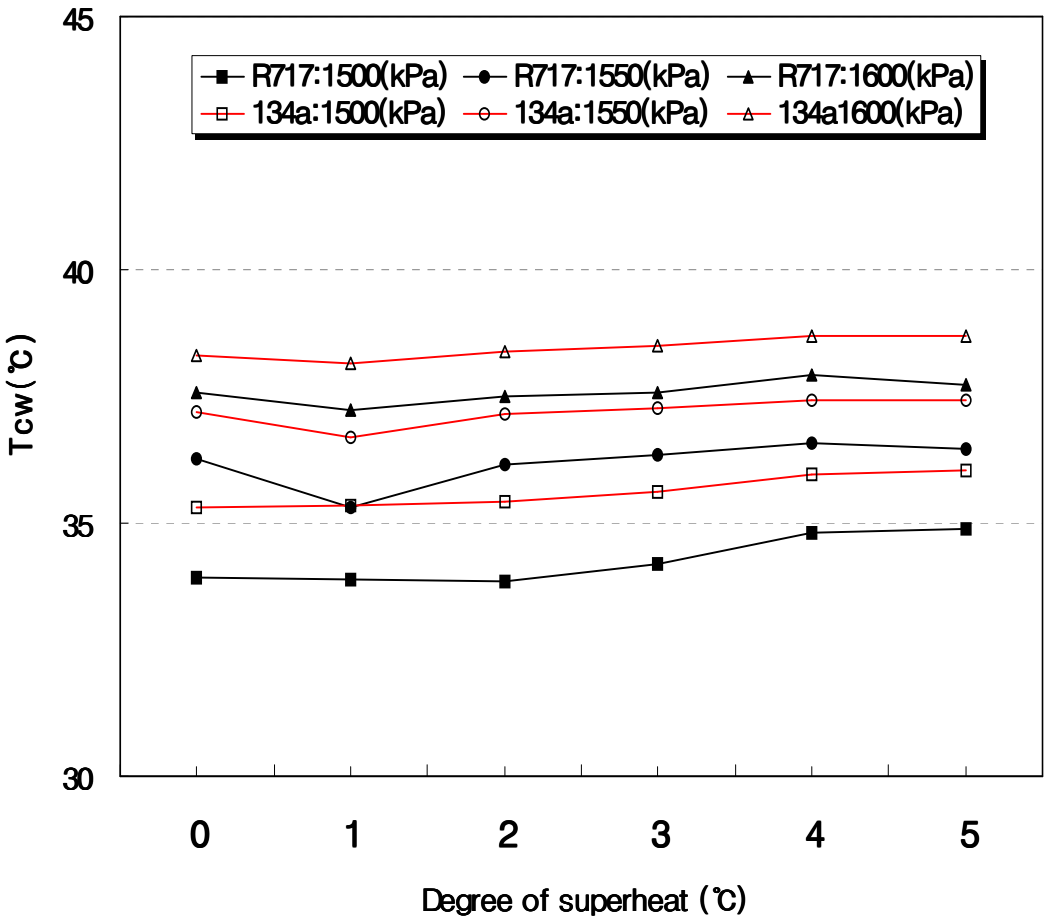


Fig. 6 The relations of cooling water outlet temperature and superheat temperature at each condensing pressure

5.3 응축기 방열량과 소요동력

Fig. 7은 응축기 방열량에 대한 실험 결과이다.

NH_3와 HFC-134a에서 응축압력이 변화함에 따라 응축기의 방열량은 응축압력에 따라 크게 온도 차이가 크게 난 것으로 나타났다. 과열도가 높을수록 응축기 방열량은 전반적으로 감소하는 결과를 보여주고 있다.

냉매에 따라 비교해 보았을 때 NH_3가 HFC-134a 보다 약 20kW 정도가 높게 나타났으며 응축기 냉각수 유량과 출구온도에 의해 측정한 값이다. NH_3의 경우 과열도 0 에서 서브쿨드 비등[14,15]으로 인해 과열도 1℃ 보다 응축기 방열량이 낮았으나 HFC-134a는 과열도 0℃ 에서 응축기 방열량이 가장 높았으며 과열도가 증가할수록 완만한 기울기를 가지고 응축기 방열량이 감소하고 있다.

두 냉매 모두 방열량의 양상은 감소하지만 부하의 차이로 인한 방열량의 차이는 다른 그림과 동일하게 나타나고 있다. 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라 응축기에서의 냉매 응축량이 감소하게 되고, 이에 따라 냉매의 순환량이 감소하게 되므로 응축기 방열량도 감소한다.

즉, 응축기 방열량은 냉매 질량유량이 많을수록, 흡입압력이 높을수록 냉매순환량이 많아져 응축기의 냉각면적이 넓어지므로 응축기 방열량도 비래하여 증가하였다. 이는 냉매 질량유량과 흡입압력이 응축기 방열량 변화에 영향을 주는 요소임을 나타내고 있다.

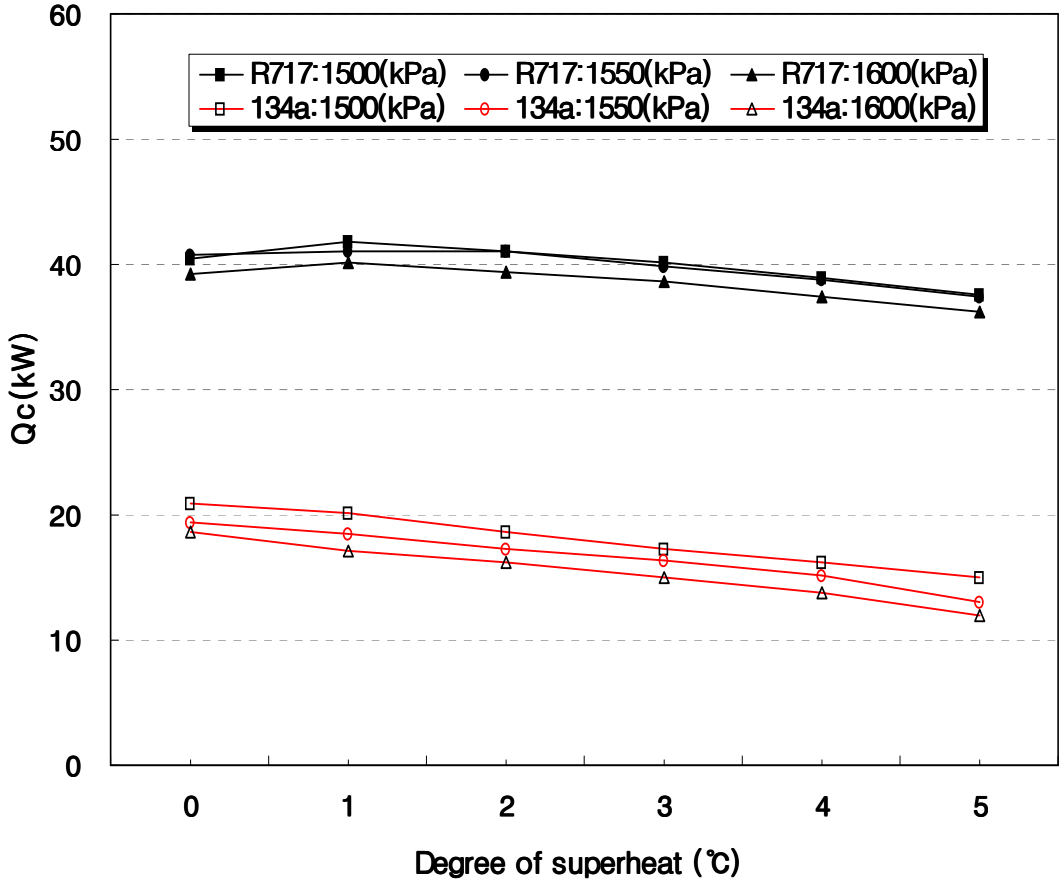


Fig. 7 The relations of condenser heat capacity and superheat temperature at each condensing pressure

Fig. 8은 압축기 소요동력(COP)에 대한 실험 결과이다.

NH_3와 HFC-134a에서 응축압력과 과열도가 높을수록 소요동력은 전반적으로 증가하는 결과를 보여주고 있다.

냉매에 따라 비교해 보았을 때 NH_3는 HFC-134a 보다 배정도의 소요동력이 높았으며 두 냉매 모두 과열도 0℃ 일 때 소요동력이 가장 낮았음을 알았다.

응축기 압력을 일정하게 유지시키고 과열도를 높일수록 응축기 내부의 흡입압력은 높아지고, 냉매 응축량이 감소하여 증발기에서 증발하는 냉매 질량유량이 감소하게 된다. 이에 따라 증발기에서의 증발압력이 감소하게 되어 압축비가 상승하므로 소요동력은 증가하게 된다.

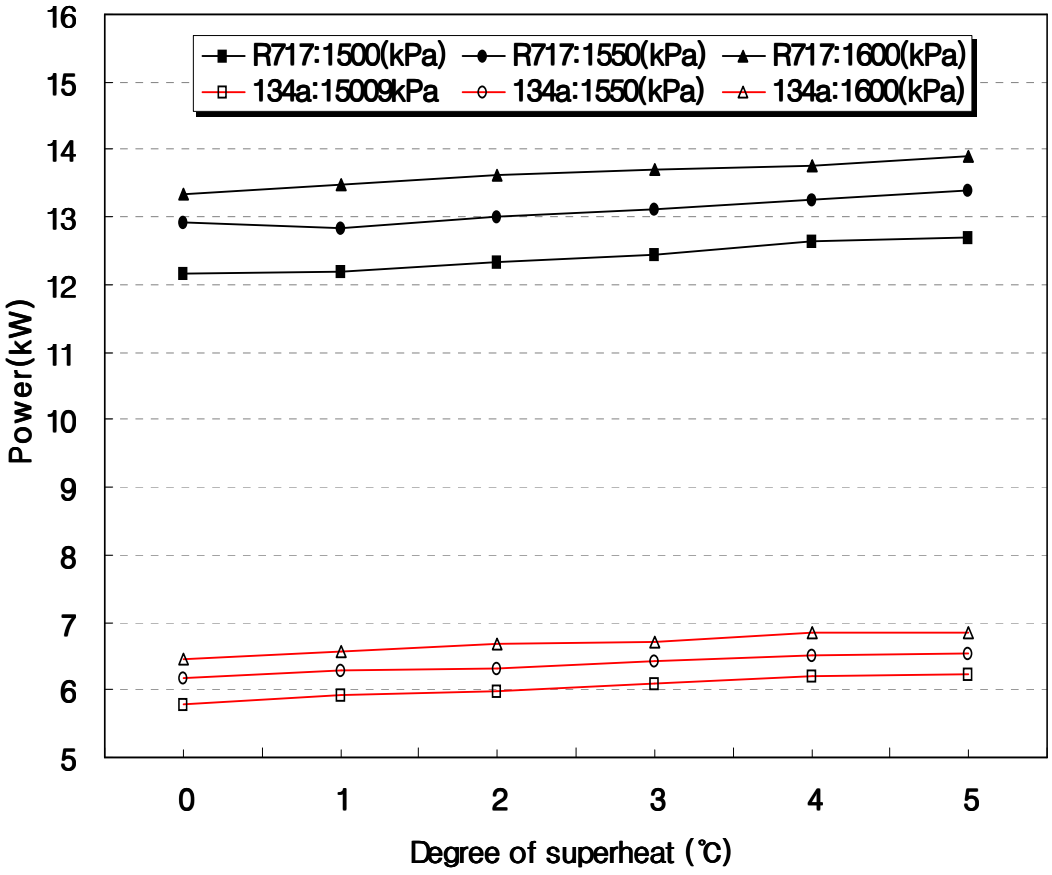


Fig. 8 The relations of power and superheat temperature at each condensing pressure

5.4 증발기 냉수 출구온도와 흡열량

Fig.9는 증발기 냉수 출구온도에 대한 실험 결과이다.

두 냉매 모두 응축압력과 과열도가 높을수록 증발기 냉수 출구온도가 증가하여 냉매 질량유량이 감소하게 되므로 냉수 출구온도가 높게 나타났다.

냉매에 따라 비교해 보았을 때 NH_3는 과열도 1℃에서 동일 응축압력하에서 제일 낮으며 과열도 및 응축압력이 상승할수록 증발기 냉수 출구온도도 증가하였다. HFC-134a는 동일 응축압력 일때 과열도 0℃ 에서 가장 낮았으며, 점차적으로 과열도 증가에 따라 상승하였으나 과열도 4~5℃ 에서는 응축압력 1500 kPa과 1600 kPa이 바뀌어지는 현상이 보였다.

두 냉매를 보면 NH_3는 HFC-134a 보다 약간 낮은 상태로 상승함을 보이며 응축압력이 높을수록 증발기 냉매의 포화압력은 높아지게 되고 이에 따라 냉동효과는 줄어들게 된다. 두 냉매 모두 응축압력에 따라 약간 불규칙한 변화를 보이고 있는데 이유는 실험 시 외부수온의 영향으로 보이며, 냉수의 입출구 온도차에 의해 큰 영향을 주지 않은 것으로 본다. 이는 냉수의 과열도에 관해서 냉매 질량유량의 저하가 그 원인이라 할 수 있겠다.

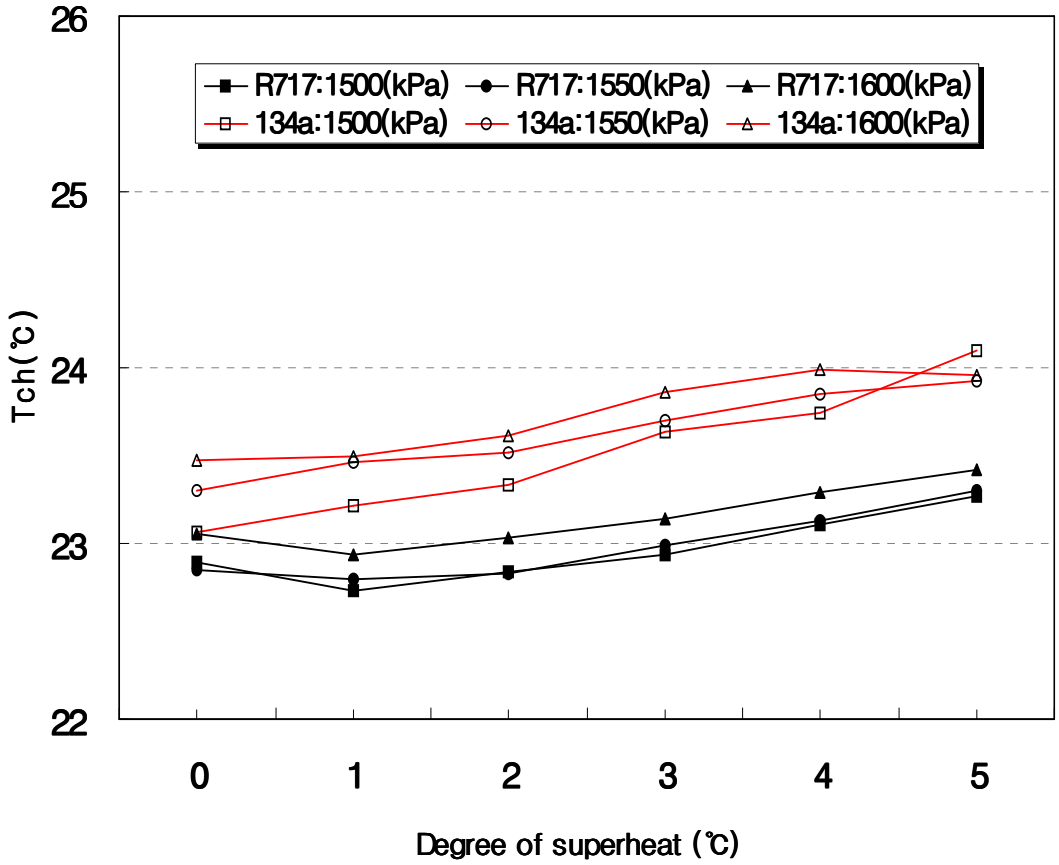


Fig. 9 The relations of chilled water outler temperature and superheat temperature at each condensing pressure

Fig.10은 증발기의 흡열량에 대한 실험 결과이다.

두 냉매는 응축압력이 낮을수록 과열도가 증가할수록 증발기의 흡열량이 감소하는 결과를 보여주고 있다.

냉매에 따라 비교해 보았을 때 NH_3는 과열도 1℃ 에서 가장 높았으며 점차적으로 감소함을 나타냈으며 HFC-134a는 과열도 0℃ 일 때 가장 높았으며 과열도가 클수록 감소하였다.

두 종류는 증발기 흡열량이 낮으며 흡열량이 적다는 것은 그만큼 냉동효과가 적다는 것을 의미한다.

한편, 응축기 방열량과 증발기 흡열량을 비교하였을 때 열량이 거의 비슷한 것을 볼 수 있다. 일반적으로 응축기 방열량이 압축기 소요동력 만큼의 열량이 증발기에 비해 커야하는데도 이러한 결과가 나온 것은 장치 내 유분리기에서 나온 순환냉동기유의 방열이 원인으로 보여진다.

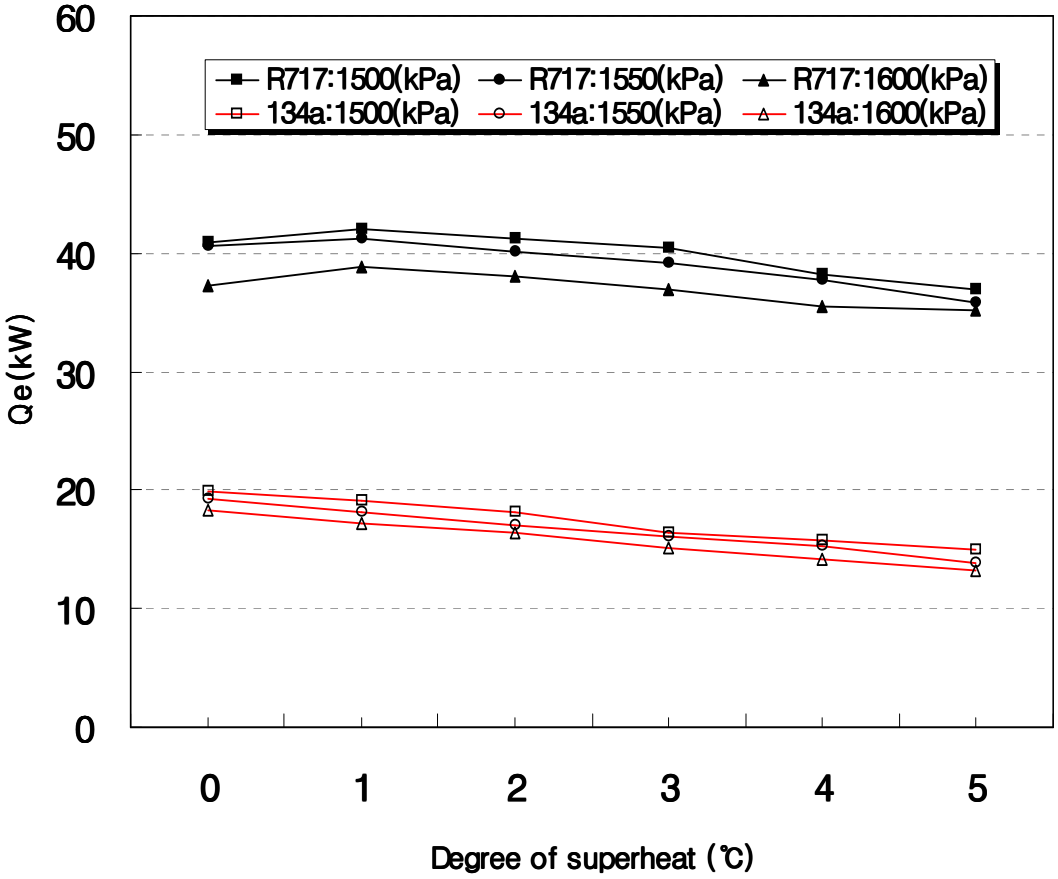


Fig. 10 The relations of evaporator heat capacity and superheat temperature at each condensing pressure

5.5 성능계수(COP)

Fig. 11은 냉동기의 성능계수(COP)에 대한 실험 결과이다.

COP는 증발기 흡열량과 소요동력과의 관계이다. 응축기 압력을 일정하게 유지하고 과열도를 높일수록 증발기에서 증발하는 냉매 질량유량이 감소하게 되며, 증발압력이 감소하기 때문에 압축비가 상승하여 소요동력은 증가하게 된다.

두 냉매 모두 응축압력, 과열도가 높을수록 증발기 흡열량은 감소하고 소요동력은 증가하였다. NH_3의 경우 과열도 0 에서 1℃ 까지는 서브쿨드 비등[14,15]의 영향으로 HFC-134a가 높았지만, 과열도 1℃ 이상에서는 전체적으로 HFC-134a 보다 NH_3가 더 높았다.

각 냉매 선도의 기울기로 비교해 보았을 때, NH_3 는 HFC-134a에 비해 과열도에 따라 안정적인 COP를 보여주고 있다. 또한 두 배의 부하임에도 NH_3 는 HFC-134a 보다는 높은 COP로 나타났다. 따라서 동일 부하에서 측정한다면 NH_3가 더 높은 COP를 나타낼 것으로 판단된다.

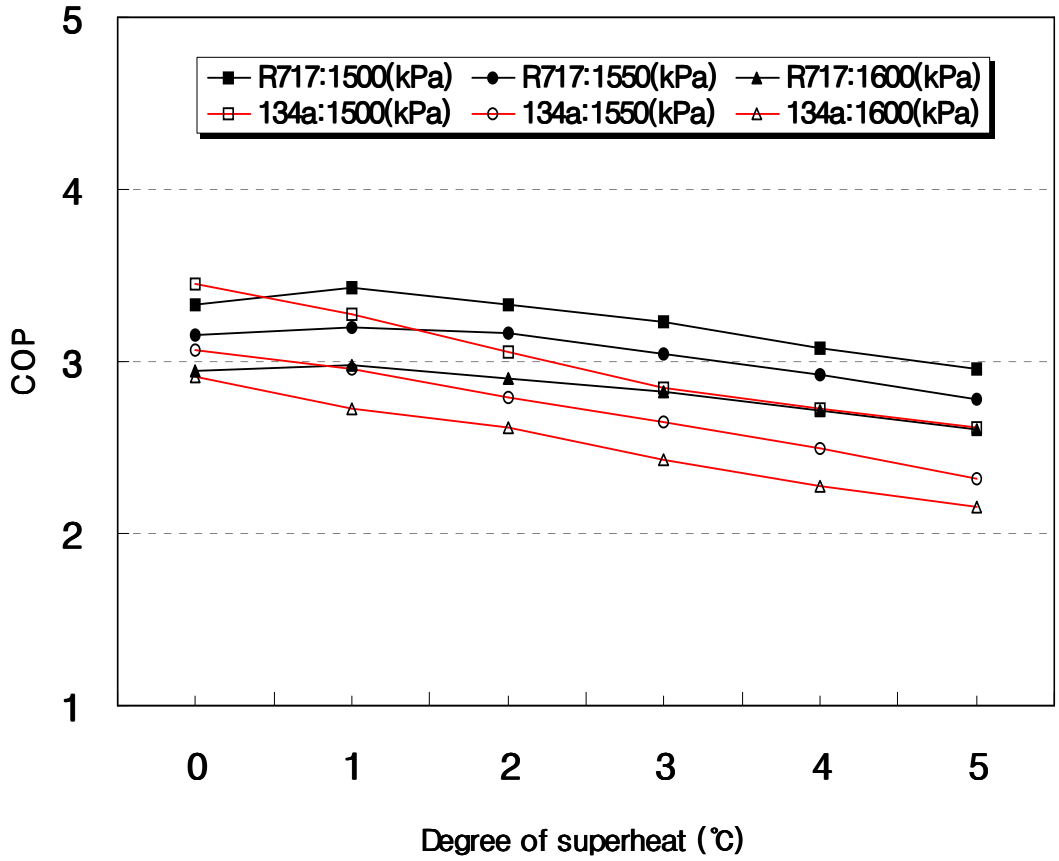


Fig. 11 The relations of COP and superheat temperature at each condensing pressure

제 6 장 결 론

HFC-134a와 NH_3 를 사용한 냉동장치의 성능 특성 비교를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 냉매 순환량은 NH_3가 HFC-134a에 비해 응축압력과 과열도의 변화에 대해 안정적이며, NH_3는 HFC-134a에 비해 2배의 부하로 운전했음에도 냉매순환량은 약 1/4이었고 흡입압력도 낮았다. 이를 통해, NH_3가 냉동장치의 소형화에 있어서 HFC-134a에 비해 우수함을 확인할 수 있다.

2. 과열도가 높아질수록 증발기에 유입되는 냉매 질량유량이 감소하여 압축비가 커지고 동력이 증가하여 COP가 감소하므로 에너지 손실이 많아짐을 알았다.

3. COP는 NH_3가 전체적으로 HFC-134a에 비해 높아짐을 보였다. 따라서 동일부하로 운전한다면 NH_3를 냉매로 사용했을 경우, 더 좋은 성능을 나타낼 것임을 알 수 있다. NH_3의 경우, 과열도 1℃ 조건이 에너지 절약으로 운전경비를 절감할 수 있는 최적 조건으로 나타났다.

4. NH_3는 자연냉매로서 현재 개발하여 사용중 이지만 지구온난화지수가 높아 일부 국가에서 규제를 받고 있는 HFC-134a에 비해 경제적, 환경적인 측면에서 뿐만 아니라, 향후 부속장치의 개발에 따른 효율과 안정성의 보환이 이루어진다고 볼 때, HFC-134a의 대체 냉매로서 적합할 것으로 보인다.

참고문헌

1) Stoecker, W, F., Refrigeration and Air conditioning, 2nd ed., New York: McGraw-Hill, 1982, pp296-307.

2) Nonaka, M. et al., Performance and reliability of room Air conditioner using R410A, The Int. Symp. on HCFC Alternative Refrigerants, 1998, pp111-116.

3) Han, J. S. Youn, J. G. and Won, S. P.. "A study on performance characteristic of new alternative refrigerant replacing HFC-134a". The Society of Air conditioning and Refrigerating Engineers of Korea. Proceedings of the SAREK '99 Summer Annual Conference(Ⅰ) : pp219-224, 1999.

4) Mclinden, M.. Klein, S.. lemmin, E.. and Peskin, A.. NIST Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures(REFP.) Version 6.0 : National Institute of Standards and Technology, 1998.

5) 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, pp70.

6) Bullard, C.W. and Radermacher, R.. "New Technologies for Air conditioning and Refrigeration" Annu. Rev. Energy Environ. 19 : pp113-152, 1994.

7) 『설비공학편람』, 대한설비공학회, Vol. 3, 2001, pp.1.2-23.

8) FuKushima, M., T. Kaminura and N. Watanabe. Preprint of the 30th High Pressure Conference of Japan, 1989, pp350.

9) JSME. "Thermophysical Properties of Fluids, Japan Soc. of Mech. Enger." JSME Data Book : 326, 1982.

10) Yun, J. I.. Refrigerating Engineering, Seoul : Munundang, 1998, pp29-30.

11) Higuchi, K.. Electronic expansion valve and control, Refrigeration, Vol. 61, 1986, pp45-52.

12) 『설비공학편람』, 대한설비공학회, Vol. 3, 2001, pp.1.2-2.

13) ASHRAE, Refrigeration systems and application." ASHRAE handbook, 1994.

14) W., Front. G., S. Dzakowic. An extension of the method of predicting incipient boiling on commercially finished surfaces : ASME/AIChe Heat Transfer Conference, paper 67-ht-61, 1967, pp.1-8.

15) A.E. Bergles and W.M. Rohsenow. "The determination of forced-convection surface-boiling heat tranfer." Journal of Heat Transfer 86C : 365~372, 1964.

감사의 글

주변의 많은 분들이 격려와 도움을 주셔서 오늘의 결실을 얻을 수 있게 되어 매우 영광스럽게 생각합니다.

3년간의 대학원 생활과 12년째 접어드는 직장생활에 있어서 많은 분들의 관심과 배려가 저에게는 큰 힘이 되었기에 지면을 빌어 모든 분들께 말씀을 전합니다. 특히, 학위를 받도록 지도해 주신 윤성운 교수님, 하옥남 교수님, 홍석주 교수님께 진심으로 감사드리며, 저를 아껴주시는 모든 기계공학과 교수님들께 감사드립니다.

전기를 생산하는 발전소에 근무하면서 공기조화시스템에 대해 많은 궁금증을 가지고 있던 차에 학문적인 지식을 실험을 통해 연구할 수 있는 계기를 만들어 주었고 직장인으로서 어려운 여건임에도 불구하고 학업을 할 수 있도록 배려를 해주시고 논문의 결실을 맺도록 격려해 주신 김영진 과장님, 한길동 과장님, 김성안 과장, 신영철 과장, 김권태 과장과 신동열 대리에게 감사의 말씀을 드립니다.

또한 학업중 용기와 격려를 아끼지 않았으며, 많은 도움을 준 신동현 후배, 황온 후배, 김미현 후배, 김종길 후배, 김진현 후배 그리고 많은 동기와 후배들에게도 감사드립니다.

오늘이 있기까지 끝없는 사랑과 관심으로 묵묵히 지켜보시고 물심양면으로 많은 도움과 격려를 해주신 아버님과 장인·장모님께 진신으로 감사를 드리며, 항상 관심을 보여 주시고 힘이 되어 주신 완도 형님, 형수님, 모든 조카들 그리고 처가 식구들에게도 진심으로 감사의 말씀을 전합니다.

무엇보다 끝가지 학업에 충실할 수 있도록 용기를 주고 어려운 여건에서도 든든한 기둥이 되어준 아내 미선이와 사랑스런 딸 현진이, 그리고 아들 민준에에게 사랑과 감사의 말을 전하며, 이제는 자상한 남편과 아빠가 되어주리라 다짐해 봅니다.

끝으로 제가 알고 있는 모든 분들과 이 기쁨을 공유하고 함께 했으면 합니다.

2007년 8월

김 재 근

저작물 이용 허락서

학 과	기계·금속교육	학 번	20048212	과 정	석사
성 명	한글: 김 재 근 한문: 金 載 根 영문: Jae-Geun kim				
주 소	광주광역시 서구 치평동 라인대주@ 202-1803				
연락처	E-MAIL: kjk@khnp.co.kr				
논문제목	한글 : NH_3와 HFC-134a를 사용한 냉동장치의 성능특성 연구 영문 : The Study on Comparison of Performance Characteristics in Refrigeration using NH_3 and HFC-134a				

본인이 저작한 위의 저작물에 대하여 다음과 같은 조건 아래 조선대학교가 저작물을 이용할 수 있도록 허락하고 동의합니다.

- 다 음 -

1. 저작물의 DB구축 및 인터넷을 포함한 정보통신망에의 공개를 위한 저작물의 복제, 기억장치에의 저장, 전송 등을 허락함
2. 위의 목적을 위하여 필요한 범위 내에서의 편집・형식상의 변경을 허락함. 다만, 저작물의 내용변경은 금지함.
3. 배포・전송된 저작물의 영리적 목적을 위한 복제, 저장, 전송 등은 금지함.
4. 저작물에 대한 이용기간은 5년으로 하고, 기간종료 3개월 이내에 별도의 의사표시가 없을 경우에는 저작물의 이용기간을 계속 연장함.
5. 해당 저작물의 저작권을 타인에게 양도하거나 또는 출판을 허락을 하였을 경우에는 1개월 이내에 대학에 이를 통보함.
6. 조선대학교는 저작물의 이용허락 이후 해당 저작물로 인하여 발생하는 타인에 의한 권리 침해에 대하여 일체의 법적 책임을 지지 않음
7. 소속대학의 협정기관에 저작물의 제공 및 인터넷 등 정보통신망을 이용한 저작물의 전송・출력을 허락함.

2007년 6 월 15일

저작자: 김재근 (서명 또는 인)

조선대학교 총장 귀하