



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 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](#)

공학석사학위논문

혼합냉매를 적용한 초저온 냉동기의
냉매충전량 최적화에 관한 연구



2024년 2월

국립부경대학교대학원

냉동공조공학과

최찬호

공학석사학위논문

혼합냉매를 적용한 초저온 냉동기의
냉매충전량 최적화에 관한 연구

지도교수 윤 정 인

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함.

2024년 2월

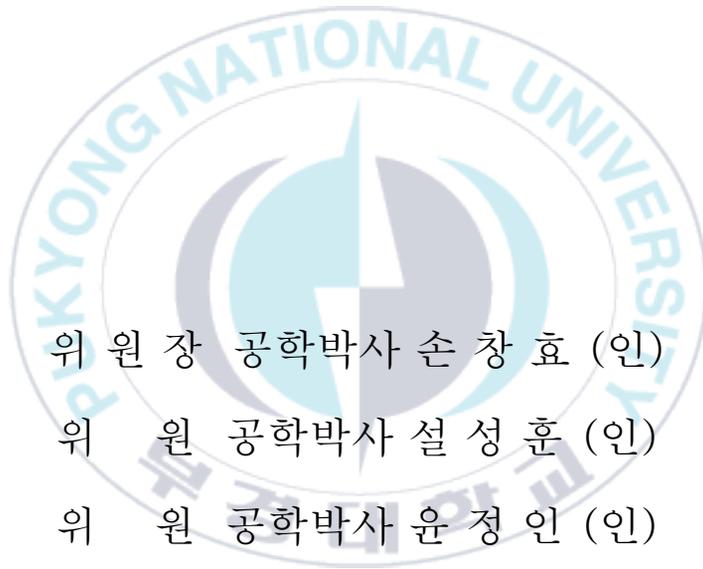
국립부경대학교 대학원

냉동공조공학과

최 찬 호

최찬호의 공학석사 학위논문을 인준함.

2024년 2월 16일



위원장 공학박사 손창효 (인)

위원 공학박사 설성훈 (인)

위원 공학박사 윤정인 (인)

Contents

LIST OF FIGURES	III
LIST OF TABLES	V
ABSTRACT	VI
NOMENCLATURES	VIII
제1장 서론	1
1.1 연구배경 및 목적	1
1.2 종래 연구	3
제2장 냉동사이클 시뮬레이션 분석	6
2.1 캐스케이드 MR 줄-튐슨 사이클의 작동원리	6
2.2 단단, 캐스케이드 MR 냉동사이클 성능 비교	8
2.3 작동 유체	11
2.3.1 선정 방법	11
2.3.2 3성분, 4성분계 냉동사이클 성능비교	13
제3장 MR 줄-튐슨 냉동기의 성능실험	16
3.1 실험장치 및 방법	16
3.1.1 실험장치 및 구성 기기	16
3.1.2 실험 방법	18
3.2 실험 조건	19
3.3 실험 결과 및 고찰	22
3.3.1 Charge level 무차원 수	22
3.3.2 브라인 목표 온도에서 charge level에 따른 실험 결과	24
3.3.3 Charge level 최적값의 타당성 확인	38
제4장 결론	45

참고문헌..... 47



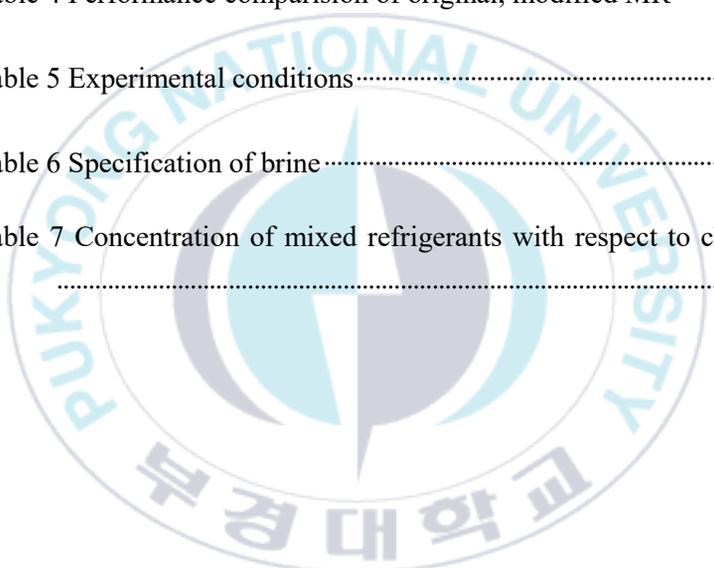
List of figures

Figure 1 Schematic diagram of cascade MR J-T cycle.....	7
Figure 2 P-h diagram of cascade MR J-T cycle.....	7
Figure 3 Schematic diagram of single MR J-T cycle	10
Figure 4 Schematic diagram of triple cascade J-T cycle	10
Figure 5 P-h diagram of modified cascade MR J-T cycle.....	15
Figure 6 Experimental apparatus	17
Figure 7 Temperature experimental results of charge level 7.74%	25
Figure 8 Pressure experimental results of charge level 7.74%.....	26
Figure 9 Compressor discharge pressure and temperature of brine outlet temperature.....	27
Figure 10 Compressor suction pressure and temperature of brine outlet temperature.....	28
Figure 11 Cascade HX pressure drop and refrigerant mass flow of brine outlet temperature	29
Figure 12 Cooling time and IHX outlet quality of brine outlet temperature	31
Figure 13 Evaporator inlet pressure and temperature of brine outlet temperature.....	32
Figure 14 IHX outlet pressure and temperature of brine outlet temperature	

.....	33
Figure 15 P-h diagram of charge level 7.74, 9.03%	34
Figure 16 Cooling time capacity and lowest reached temperature of brine outlet temperature	35
Figure 17 Compressor discharge and suction pressure of charge level 14.18%	37
Figure 18 Compressor discharge pressure and temperature of different brine outlet temperature	40
Figure 19 Compressor suction pressure and temperature of different brine outlet temperature	41
Figure 20 Cooling time and IHX outlet quality of different brine outlet temperature	42
Figure 21 Evaporator inlet pressure and temperature of different brine outlet temperature	43
Figure 22 Cooling capacity and refrigerant mass flow of different brine outlet temperature	44

List of tables

Table 1 Simulation conditions for performance comparison with respect to cycle figuration.....	9
Table 2 Specification of refrigerants [9].....	12
Table 3 Simulation conditions	13
Table 4 Performance comparison of original, modified MR	15
Table 5 Experimental conditions.....	20
Table 6 Specification of brine.....	21
Table 7 Concentration of mixed refrigerants with respect to charge level	23



Optimization study on refrigerant charging amount of ultra-low temperature refrigerator using mixed refrigerant

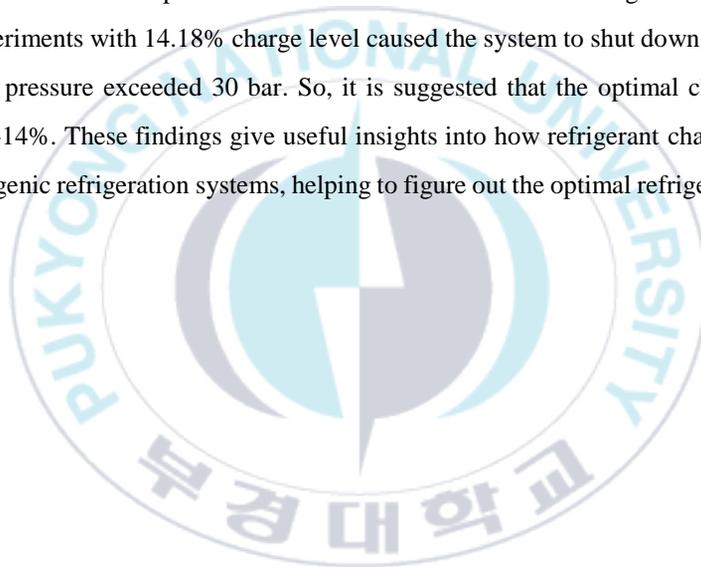
Chan-Ho Choi

Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, The Graduate School,
Pukyong National University

Abstract

Semiconductors, representing primary export of South Korea, are set to further expand their industry, reaching an estimated market size of \$564 billion by 2024. The growing semiconductor market anticipates an increased demand for ultra-low temperature refrigeration, a crucial element in semiconductor production processes. Ultra-low temperature refrigeration plays a vital role throughout various stages of semiconductor manufacturing. Specifically, it is utilized to dissipate the cutting heat generated during wafer fabrication, a process known for inducing tool wear and contributing to soldering phenomena. Moreover, in the etching process, excess material post-photo processing is removed, generating additional heat. Recognizing the impact of this heat on semiconductor defect rates, refrigeration becomes essential. Additionally, it finds applications in post-processing stages for reliability testing. Beyond semiconductors, there is a rising demand for ultra-low temperature refrigeration in diverse fields, including frozen food preservation, vaccine storage, and the BOG liquefaction process. This study focuses on analyzing the performance characteristics of an ultra-low temperature chiller utilizing the cascade MR-Joule-Thomson cycle. Also, the composition of mixed refrigerant is based on minimum compressor displacement for compactness purposes. The study presents a comprehensive analysis about the refrigeration system performance variations with respect to refrigerant charge quantity within the same composition. First, when more refrigerant was added, the pressure where the mixed refrigerant discharge increased, but the temperature went down. This happened

because, in the limited space, there was more refrigerant, making the whole system's pressure go up. The drop in discharge temperature when adding refrigerant could be explained by the suction pressure going up more than the discharge pressure, showing that the compression ratio went down. Additionally, the research showed that adding more refrigerant made cooling capacity big. This is because the amount of refrigerant circulating increased, which happened because of the higher suction pressure when adding more refrigerant, making the refrigerant specific volume less on the suction side. The study also found that adding more refrigerant reduced cooling time needed to reach the target temperature. This happened because, with more refrigerant, there was low quality of intermediate heat exchanger outlet and the evaporator inlet temperature needed for the brine to reach the target temperature went up. But experiments with 14.18% charge level caused the system to shut down unexpectedly because the pressure exceeded 30 bar. So, it is suggested that the optimal charge level is between 13-14%. These findings give useful insights into how refrigerant charging amount affects cryogenic refrigeration systems, helping to figure out the optimal refrigerant charging amount.



Nomenclatures

MR	: Mixed refrigerant	[-]
J-T	: Joule-Thomson	[-]
H.X	: Heat exchanger	[-]
I.H.X	: Intermediate heat exchanger	[-]
COP	: Coefficient of performance	[-]
GWP	: Global warming potential	[-]
ODP	: Ozone depletion potential	[-]
R	: Refrigerant	[-]
Q	: Heat capacity	[W, kW]
m	: Mass flow rate	[kg/s]
c	: Specific heat	[J/kgK]
T	: Temperature	[°C]
ΔT	: Temperature difference	[°C]

Greek symbols

ρ	: Density of fluid	[kg/m ³]
v	: Volumetric flow rate	[L/min]

Subscript

p	: Constant pressure
in	: Inlet
out	: Outlet
h	: High stage

l : Low stage
g : Gauge
min : Minute



제1장 서론

1.1 연구배경 및 목적

반도체는 우리나라의 1위 수출 품목으로 앞으로 관련 산업 시장은 더욱 커질 전망이다. 2024년 기준 반도체 산업 시장 규모는 대략 5,640억 달러에 이를 예정이다. 초저온 냉동기의 경우, 반도체 생산 과정에서 발생하는 열을 제거하기 위한 필수 장비인데 반도체 산업 시장이 커지는 만큼 저온 냉동기의 수요 또한 앞으로 증가할 예정이다.

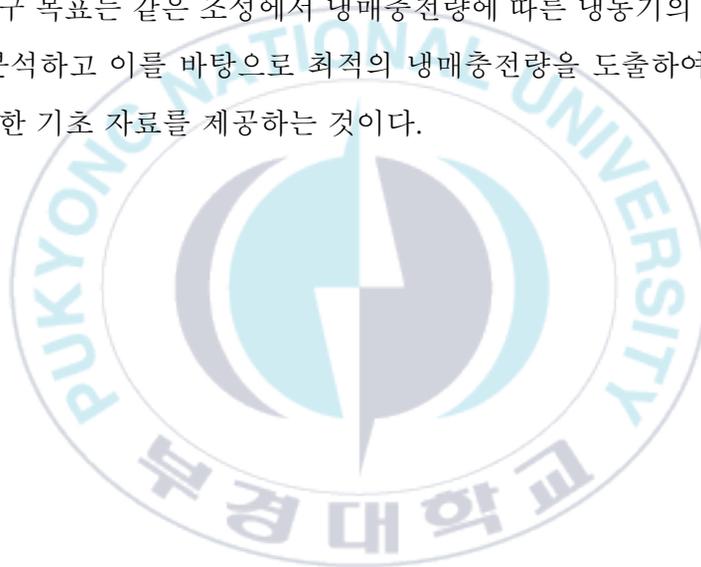
저온 냉동기는 반도체 생산의 다양한 공정에서 사용되는데, 대표적으로 웨이퍼 제조 공정 중 발생하는 절삭열을 제거하기 위해 사용된다. 참고로 절삭열은 공구 마멸을 초래할 뿐 아니라 용착 현상의 원인이 된다. 다음으로, 식각 공정 단계에서 포토 공정 이후의 회로 패턴을 제외한 불필요 부분을 제거하는 과정에서 식각열이 발생하는데 이 식각열은 반도체 불량률을 높힐 수 있기 때문에 냉동기가 반드시 사용되는 공정이라 할 수 있다. 또한, 후처리 공정에서 신뢰성 테스트를 위한 용도로 사용되기도 한다. 반도체 공정 외에도 식품 동결 건조, 백신 저장 및 BOG 재액화 공정을 포함한 다양한 분야에서 초저온 냉동기에 대한 수요가 증가하는 추세이다.

하지만, 이러한 상황에도 불구하고 제품의 65% 이상을 해외에서 수입하고 있는 실정이고 따라서 국내 제품의 경쟁력 강화를 위해 제품 고성능 및 고정밀화를 위한 연구 개발이 반드시 필요하다고 볼 수 있다.

그러므로 본 연구에서는 캐스케이드 MR 줄-톰슨 냉동사이클을 적용한 초저온 칠러의 성능 특성에 관해 분석하였는데 목표 온도는 -70°C 이하로 정하였고 소형화를 위해 가장 낮은 압축기 토출량을 기준으로 냉매 혼합비를 선정하였다. 단일 냉매를 사용하지 않는 이유는 단일 냉매를 사용할 경우

초저온의 브라인을 생성하기 위해 3원 냉동사이클을 적용할 수밖에 없는데, 단점은 구성품이 너무 많아져 경제성 문제 및 장비의 비대화를 포함하여 부하 변동에 따른 각 사이클의 제어 체계가 복잡해지기 때문에 제외하였다. 하지만, 혼합냉매를 사용할 경우 단단이나 이원 냉동사이클만으로도 냉매를 저온의 상태까지 하강시킬 수 있기 때문에 혼합냉매를 사용하였다. 참고로 줄-톱슨 냉동기는 구조가 간단하고 압축기를 제외한 나머지 구성품에 기계적인 요소가 없기 때문에 높은 신뢰성을 가진다. 따라서 다른 냉동사이클에 대한 고려는 하지 않았다.

최종 연구 목표는 같은 조성에서 냉매충전량에 따른 냉동기의 성능특성을 정리 및 분석하고 이를 바탕으로 최적의 냉매충전량을 도출하여 향후 제품 설계를 위한 기초 자료를 제공하는 것이다.



1.2 종래 연구

1.1절에서 언급한 내용처럼 국내 제품의 경쟁력 강화를 위해 고성능 및 고정밀 제품을 위한 연구 개발은 필요한 상황이며, 현재 진행된 국내외 관련 종래연구는 다음과 같다.

Lee et al. [1]는 대략 100K의 목표 온도를 갖는 비가역 MR 줄-톰슨 냉동기를 열역학적으로 분석하였다. 비가역성 냉매들로 이루어진 3성분 MR (Ar, R14 및 R218) 및 4성분 MR (N₂, Ar, R14 및 R218)의 냉동기 성능을 비교 및 분석하였다. 또한, 사이클 구성에 따른 효율을 검토하기 위해 SMR 줄-톰슨 냉동기와 캐스케이드 MR 줄-톰슨 냉동기의 성능을 비교하였습니다. 4성분 및 캐스케이드 MR 줄-톰슨 냉동기가 가장 효율이 높았고 이 때, COP는 0.216로 계산되었다.

Sreenivas et al. [2]는 냉매 혼합물의 순환비와 충전비는 동일하지 않다는 연구 결과를 발견하였다. 액체 냉매 공급 (LRS) 및 기체 냉매 공급 (GRS) 모드에서 운전하는 줄-톰슨 냉동기를 통해 얻은 실험 데이터를 바탕으로 순환비와 충전비 간의 관계식을 정립하였다. 실험 결과, 두 운전모드 모두 관계식을 적용했을 때 관계식이 성립됨을 확인되었다.

Park et al. [3]은 SMR 냉동기의 작동 압력 변화에 따른 성능 특성에 관한 연구를 하였다. 압축기 토출 압력에 따른 냉동기의 성능 변화를 관찰하였는데, 토출 압력이 높을 때 쿨링 타임은 훨씬 단축되었고 냉동능력은 상승하는 모습을 보였다. 비록, 압축비 증대에 따라 소비 동력이 증가하였으나 COP 또한 상승하는 모습을 보였다.

Park et al. [4]은 SMR 냉동기의 증발기 입구 압력 및 애프터쿨러 출구 온도에 따른 냉동기의 성능 변화를 관찰하였는데, 증발기 입구 압력이 상승하면 냉동능력은 증가하나 목표 온도 도달을 위한 cooling time에는 악영향이 보임을 확인하였다. 또한, 애프터쿨러 출구 온도를 감소시키면 냉동능력이 증가되는 경향을 관측하였다. 마지막으로, 애프터쿨러 출구 온도가 냉동능력에

가장 큰 영향을 미치는 인자로 결론을 내렸다.

Yoon [5]은 캐스케이드 MR 줄-튐슨 냉동기를 이용하여 냉각효과가 큰 탄화수소계 냉매를 포함한 가연성 혼합냉매의 조성비에 따른 성능변화 실험을 진행하였고 가연성 냉매인 고비점 냉매를 대체하여 R134a와 R218을 각각 적용하여 조성비 변화 실험을 진행하였다. 결과적으로, 탄화수소계냉매 2종 R290과 R600a의 혼합냉매를 적용했을 때 냉각능력은 증가하고 더 빠른 냉각이 가능한 모습을 보였다. 다만, 두가지 냉매 모두 가연성 냉매로 누설 및 화재 시 폭발의 위험이 있다. 비가연성 냉매인 R218은 가연성 냉매의 대체는 가능하지만 냉각능력이 낮아지며 장치의 구성기기가 커지는 단점이 있다. 또한, R134a는 어는점 온도가 -103.3°C 로 브라인 온도를 -100°C 로 공급하는데 있어 사용이 부적합하다 판단하였다.

Lee et al. [6]는 혼합냉매의 고, 중, 저비점의 조성비에 따른 줄-튐슨 냉동기의 성능 특성에 관하여 연구하였다. 본 연구에서는 R600a, R23, 그리고 R14의 세 가지 냉매를 사용하여 각 냉매의 조성 비율에 따른 시스템 성능 변화를 조사하였다. 결과적으로 고비점 냉매의 비율이 증가함에 따라 토출 및 흡입온도가 감소하는 경향을 관측하였다. 중비점 냉매의 비율이 증가함에 따라 응축 압력이 감소하고 따라서 팽창 밸브의 입구 온도 또한 감소함을 확인하였다. 마지막으로, 저비점 냉매의 비율이 증가함에 따라 냉동능력이 증가한다고 결론을 지었다.

Lee et al. [7]는 HTS 케이블 냉각을 목표로 70K에서 냉각할 수 있는 사이클 3종류(J-T 냉동기, Stirling 냉동기, Brayton 냉동기)에 관한 성능 비교를 하였다. 또한, 줄-튐슨 냉동기의 경우에는 열교환기 channel 수에 따른 성능 비교도 하였는데 multi channel의 열교환기 COP가 더 높음을 확인하였다. 사이클 중에서는 Stirling 냉동기가 0.065로 COP가 가장 우수했으며, Brayton 냉동기가 0.05로 가장 낮은 모습을 보였다. J-T 냉동기의 경우 0.058로 중간 정도의 성능을 보여줬으나, 시스템의 단순함과 고신뢰성을 이유로 HTS

케이블 냉각 시스템으로써 잠재성이 있음을 주장하였다.

Podtcherniaev et al. [8]은 비가연성 냉매를 작동유체로 하여 이원 캐스케이드 및 혼합냉매 (MR) 냉동기에 대한 성능 비교를 하였다. 분석 결과, -80°C 미만의 온도에서 MR 시스템은 더 높은 COP를 보였고 캐스케이드 시스템보다 작은 압축기 토출량이 계산됨을 보였다. 또한, 증발온도가 -80°C 이하일 시, 혼합냉매(MR) 냉동기가 캐스케이드 시스템의 COP보다 더 우수함을 관측하였다.

이상의 종래 연구들을 요약하자면, 냉동기의 사이클 구성이나 냉매 조성수에 따른 COP 변화 분석, 비가연성 냉매와 가연성 냉매와 같이 작동유체의 가연성 여부에 따른 냉동기의 특성 비교, 냉매 순환비와 충전비의 관계 등에 따른 성능특성에 관한 연구가 진행되었다. 이외에, 혼합냉매를 적용한 초저온 냉동기의 냉매충전량 최적화 연구가 진행되었으나 대부분 시뮬레이션 연구로 진행됨을 확인하였다. 냉동시스템 운용 과정에서 수많은 변수가 있기 때문에 실험을 통해 그 최적점을 찾고자 결정하였다. 이를 목표로, 각 충전량에 따른 성능 변화를 비교하여 현 장비의 최적 충전량을 도출하였다.

제2장 냉동사이클 시뮬레이션 분석

2.1 캐스케이드 MR 줄-튐슨 사이클의 작동원리

브라인 온도 -70°C 이하로 얻기 위한 방법에는 총 3가지 사이클(혼합 냉매를 적용한 단단 줄-튐슨 냉동방식, 혼합냉매를 적용한 2원 줄-튐슨 냉동방식 그리고 단일 냉매를 적용한 3원 냉동방식)이 존재한다. 본 연구에서는 혼합냉매를 적용한 2원 줄-튐슨 냉동방식을 택하고자 한다. 이에 대한 근거는 2.2절에 설명하였다. 줄-튐슨 냉동사이클의 기본적인 원리는 팽창밸브에 의해 팽창되면서 줄-튐슨 계수만큼 온도와 압력이 하강하고, 이후 냉매는 저압 상태에서 저온의 증발온도를 형성하여 피냉각물을 냉각시키는 방식이다. 또한, 증발기를 나온 냉매는 압축기에 의해 순환하게 된다.

Figure 1은 캐스케이드 혼합냉매 줄-튐슨 사이클의 개략도를 나타낸다. 사이클은 고단과 저단으로 나누어지며, 고단측은 일반적인 냉동사이클(압축기, 캐스케이드 열교환기, 팽창밸브, 응축기)로 이루어져 있고, 저단측의 경우 기본 냉동사이클에 중간열교환기가 추가된 구조로 이루어져 있다. 혼합냉매의 경우 비점이 다른 냉매들을 혼합해서 사용하기 때문에 습증기 영역에서 등온선이 온도구배를 가지는 특징이 있다. 다음의 Figure 2는 캐스케이드 MRJ-T 냉동사이클의 P-h 선도이다. 따라서 고압측의 냉매가 액화되는 과정에서 온도는 점점 낮아지게 되어, 일반 증기-압축식 냉동사이클보다 더 낮은 온도를 가지는데 이 역할을 하는 것이 중간열교환기라 할 수 있다. 캐스케이드 열교환기를 통과한 냉매는 높은 건도값을 가지고 줄-튐슨 팽창에 의해 온도는 강하하는데 이 후 중간열교환기에서 저압 및 고압측의 냉매가 상호 열교환함으로써 고압의 냉매는 응축과 동시에 이전보다 온도가 낮아지게 된다. 최종적으로 이러한 반복과정을 통해 초저온의 상태가 된다.

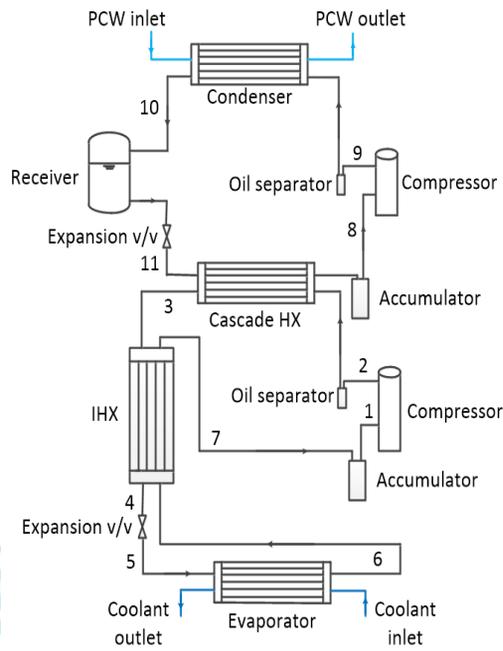


Figure 1 Schematic diagram of cascade MR J-T cycle

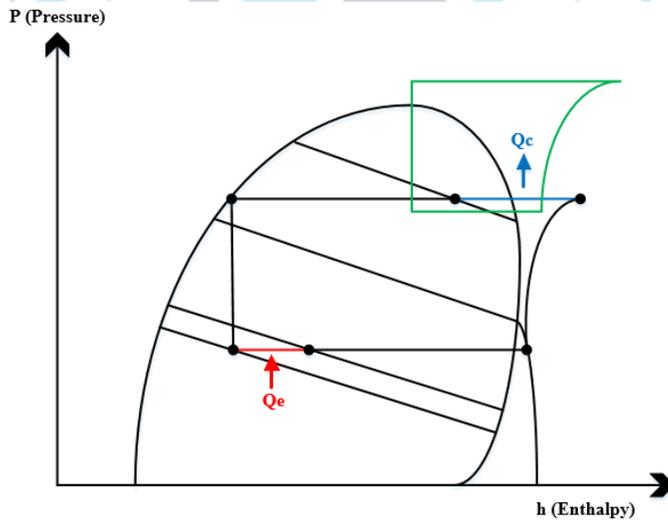


Figure 2 P-h diagram of cascade MR J-T cycle

2.2 단단, 캐스케이드 MR 냉동사이클 성능 비교

혼합냉매를 선정하기 전, 가장 효율적인 사이클을 모색하기 위해 Table 1의 조건으로 단단 및 캐스케이드 MR J-T 사이클을 비교했다. 냉매 증발기 입구는 -80°C 로 설정하였고, 고단측의 냉매는 산업 현장에서 흔히 사용되며 비가연성 냉매인 R1로 택하였다. 저단측은 고, 중, 저비점 냉매로 구성된 임의의 혼합냉매를 사용하였다. Table 1에 관한 자세한 설명은 뒷장의 2.3.1절에 설명하였다.

시뮬레이션 결과 단단 MR J-T 사이클의 COP는 0.2176이고 캐스케이드 MR J-T 사이클의 COP는 0.3988로, 캐스케이드의 경우가 약 2배 이상 높은 결과가 나왔다. 이러한 차이는 애프터쿨러 출구 건도의 영향 때문이라 판단하였다. 단단의 경우, 애프터쿨러의 출구 지점은 과열증기 영역에 있는 반면에 캐스케이드 MR J-T의 경우 습증기 영역에 있다. 따라서, 같은 중간열교환기를 사용할 때 단단에 비해 캐스케이드 중간열교환기 출구 지점이 더 낮은 건도값을 가지며 증발기에서 증발할 수 있는 냉매액이 증가하기 때문에 위와 같은 결과가 도출되었다고 생각된다.

3원 냉동사이클의 경우, 단일 냉매를 사용하기 때문에 냉매 선정 시 제약이 없을 뿐 아니라, 압축기를 비롯한 열교환기의 선정이 쉬워지는 장점이 있다. 하지만, 구성품이 너무 많아져 경제성 문제나 장비가 거대해지는 단점이 있고 부하 변동에 따른 각 사이클의 용량 제어를 통하여 밸런스를 맞춰야 하기 때문에 제외하였다. 참고로 줄-톱슨 냉동기는 구조가 간단하고 압축기를 제외한 나머지 구성품에 기계적인 요소가 없기 때문에 높은 신뢰성을 가진다. 따라서 다른 냉동사이클에 대한 고려는 하지 않았다. Figure 3과 4는 혼합냉매를 적용한 단단 줄-톱슨 냉동사이클과 단일냉매를 적용한 3원 냉동사이클의 개략도이다.

따라서, 단단 MR J-T 냉동사이클 대비 시스템 제어 및 콤팩트화 측면에서

는 다소 불리하지만 냉각능력 면에서 훨씬 유리한 캐스케이드 MR J-T 사이클을 채택하였다.

Table 1 Simulation conditions for performance comparison with respect to cycle figuration

Parameter	Value	Unit
Cooling water inlet temperature	-	°C
Condensation temperature	-	°C
Condensation pressure	-	bar
Mass flow rate	-	kg/s
Degree of superheat	-	°C
High stage evaporation temperature	-	°C
High stage refrigerant	R1	-
Low stage refrigerant	R2, R3, R4	-

R1~4는 냉매의 종류를 뜻하며, 지식재산권 관련 상세 내용은 저자 문의

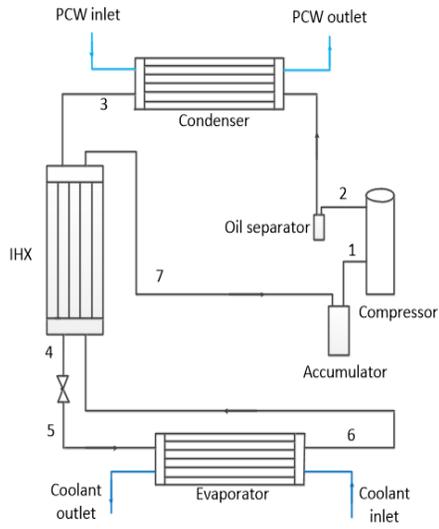


Figure 3 Schematic diagram of single MR J-T cycle

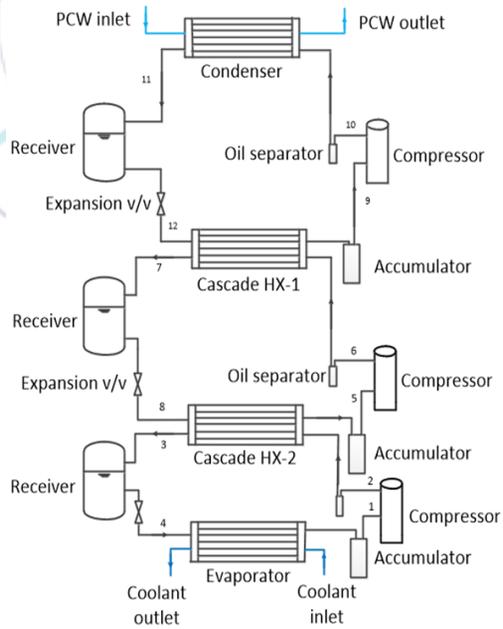


Figure 4 Schematic diagram of triple cascade J-T cycle

2.3 작동 유체

2.3.1 선정 방법

Table 2는 저단 사이클의 작동 유체 후보군으로 고, 중, 저비점 냉매 총 8정에 대한 안전등급(Safety group), 표준 비점(Normal boiling point), 오존파괴지수(ODP), 지구온난화지수(GWP) 및 몰 질량(Molecular weight)을 ASHRAE 2021 [9]를 참고하여 나타낸 표이다. 산업 현장을 고려하여 비가연성 냉매만을 선정하였고 ‘몬트리올 의정서’ 발효를 이유로 오존층 파괴를 야기하는, 즉 ODP가 0이 아닌 냉매는 후보군에서 제외하였다.

Table 3은 연구 주제 목표인 브라인 공급 온도 -70°C 이하를 생성하기 위한 시뮬레이션 조건을 나타낸 것이다. 2.2절에서 단단 및 캐스케이드 MR J-T 사이클을 비교한 결과, 후자의 COP가 더 높았기 때문에 캐스케이드 냉동 사이클을 택하였다. 브라인 목표 온도에 도달하기 위해 증발기 입구 온도는 브라인 공급 온도보다 낮은 온도로 설정하였고, 압축비의 과도한 증가를 막기 위해 저단측의 고압은 20 bar로 설계하였다. 또한, 압축기 액압축을 막기 위해 고, 저단 과열도는 10°C 로 하였다. 고단 측 냉매의 경우 주변에서 흔히 구할 수 있는 R1로 선정하였고 저단 측의 경우 Table 3의 조건으로 Matlab 프로그램을 이용하여 혼합냉매를 정하였다.

장치 소형화를 목표로, 구성부품(압축기)의 크기를 줄이기 위해 동일 열량에서 토출량이 가장 낮은 값을 가지는 냉매의 종류 및 구성비를 색출하였고 시뮬레이션 결과, 3성분으로 이루어진 혼합냉매가 가장 적합한 냉매로 판명되었다. 더하여, 압축기 토출량의 경우 비체적과 냉매 충전량에 의해 결정되는데 고단측의 증발온도가 -15°C 일 때 가장 작은 것을 확인하였다. 이를 근거로 고단측 증발온도는 -15°C 로 설정하였다. 식 (1)은 압축기 토출량을 계산하는 식이다. 마지막으로, Aspen 사의 Hysys 프로그램을 이용하여 실현

성을 검증해보았다.

$$V = \frac{\dot{m} \times v}{\eta_v} \quad (1)$$

이 식에서 \dot{m} 은 냉매 순환량, V 는 압축기 토출량, v 는 비체적, 그리고 η_v 는 체적효율을 뜻한다.

Table 2 Specification of refrigerants [9]

Type	Refrigerant	Safety group	Normal boiling point	ODP	GWP	Molecular weight
-	-	-	-	-	-	-

지식재산권 관련 상세 내용은 저자 문의

Table 3 Simulation conditions

Parameter	Value	Unit
Cooling water inlet temperature	-	°C
Condensation temperature	-	°C
High stage evaporation temperature	-	°C
Low stage condensation pressure	-	bar
Degree of superheat	-	°C
High stage refrigerant	R1	-

R1은 냉매의 종류를 뜻하며, 지식재산권 관련 상세 내용은 저자 문의

2.3.2 3성분, 4성분계 냉동사이클 성능비교

장치 소형화를 목표로 냉매 조성수에 따른 토출량 변화를 분석하기 위해, Table 3의 조건에서 3, 4성분계 혼합냉매의 토출량을 비교하였다. Table 4와 같이 2.3.1절에서 선정한 3성분계와 냉매를 추가로 혼합시킨 4성분계를 비교하였는데, 시뮬레이션 결과 4성분계 혼합냉매의 고, 저단 토출량이 모두 작은 것을 확인하였다. 특히, 저단 측의 토출량이 많이 감소하였는데 이와 같은 이유는 이슬점의 영향 때문이라 판단하였다. 3성분계와 비교하여 4성분계에서 고비점의 냉매 비중이 높았고, 이는 동일한 압력에서 이슬점이 더 높다는 뜻이 된다. 이슬점이란, 기체가 응축하기 시작할 때의 온도로 이슬점이 높을수록 캐스케이드 출구 지점의 건도는 낮아지게 된다. 따라서, 고비점의 비중이 더 많은 4성분계 혼합냉매의 캐스케이드 출구 건도가 더 낮고 그만큼 중간열교환기 내 엔탈피 차는 작아지게 된다. Figure 5는 4성분계 혼합냉

매의 P-h 선도이다. 증발기 입구 지점에서 출구까지의 냉각효과는 더 크고 동일한 열량일 시, 냉매 순환량은 그만큼 감소하게 되어 압축기 토출량은 낮아진다. 최종적으로 3성분계와 비교했을 때 토출량이 더 작은 4성분계 혼합냉매를 작동유체로 최종 선정하였다. 다만, 이는 조성비에 따라 다를 수 있으므로 이 점을 고려하여 작동유체를 선정해야 한다.



Table 4 Performance comparison of original, modified MR

	Original MR	Modified MR	Unit
Composition	-	-	-
Dew point	-	-	°C
High stage displacement	-	-	m ³ /h
Low stage displacement	-	-	m ³ /h

지식재산권 관련 상세 내용은 저자 문의

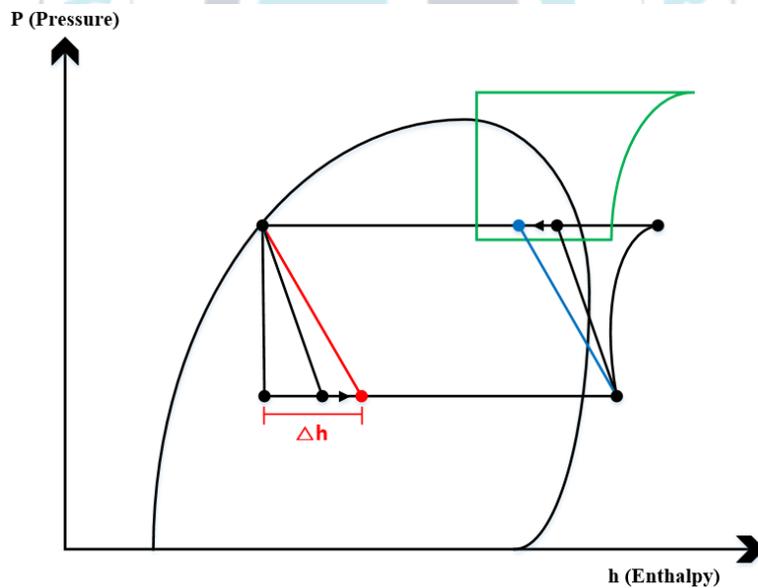


Figure 5 P-h diagram of modified cascade MR J-T cycle

제3장 MR 줄-톰슨 냉동기의 성능실험

3.1 실험장치 및 방법

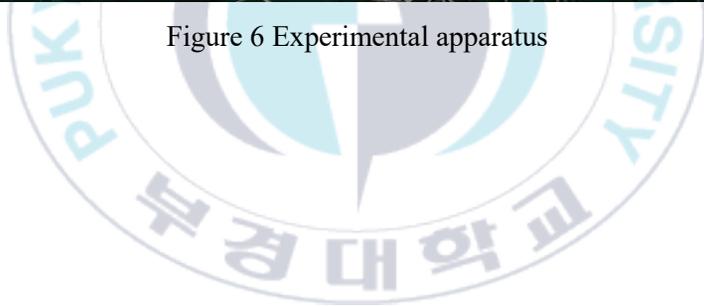
3.1.1 실험장치 및 구성 기기

실험 장치는 고, 저단으로 나누어지며 고단 사이클은 캐스케이드 열교환기와 팽창밸브, 응축기, 압축기로 사이클이 구성되며 저단 사이클의 경우 압축기와 중간열교환기, 증발기, 팽창밸브, 캐스케이드 열교환기, 바이패스 밸브, 압축기 인버터로 사이클이 구성된다. 냉각수 측은 항온조, 냉각수 탱크와 펌프로 구성되어있고, 냉각수 볼 밸브 개도 조절을 통해 유량을 제어하였다. 또한, 브라인 측은 브라인 펌프, 인버터, 히터 및 브라인 탱크로 구성되어있고 냉각수와 달리 인버터를 통해 브라인 유량을 제어하고 브라인 탱크 내 히터로 부하를 조절하였다.

Figure 6은 실제 실험 장치의 모습을 나타낸다. 혼합 냉매의 조성비 파괴 방지와 더불어 오일 적체 문제를 해결하기 위해, 저단 측에 액분리기 및 수액기를 설치하지 않았다. 우선, 혼합냉매 특성상 비점의 차이가 존재하기 때문에 조성비가 깨질 위험이 높는데 혼합냉매인 만큼 조성비가 파괴될 경우, 원하는 냉각능력이 나오지 않을 뿐 아니라 데이터 분석에 어려움을 주게 된다.



Figure 6 Experimental apparatus



3.1.2 실험 방법

실험 방법은 다음과 같다. 우선, 냉매를 충전할 경우 혼합냉매를 구성하는 각 냉매의 표준 비점은 다른 값을 가지는데 이 때 표준 비점이 높은 냉매일 수록 상온에서의 포화 압력은 낮은 값을 띄기 때문에 냉매 주입 순서는 표준 비점이 높은, 고비점 냉매부터 실시한다.

충전 후에는 냉각수 펌프를 가동하여 응축기로 냉각수가 순환되게 하였으며 냉각수 탱크 온도를 유지하기 위해 항온 장치를 사용하였다. 브라인 측 또한 저단 측의 증발기로 순환이 되도록 펌프를 가동하였다. 냉각수와 브라인의 순환이 이루어지면 고단 측의 압축기를 가동하고 고단 사이클의 증발온도가 일정 온도에 도달하면 저단 측의 압축기를 가동하였다.

끝으로 브라인 공급 온도가 목표 온도에 도달 시, 쿨링타임을 체크하고 이후 브라인 탱크 내 삽입된 히터를 작동 및 조절하며 정상상태의 여부를 파악한 뒤 냉각능력을 계산하였다.

3.2 실험 조건

본 연구에서는 캐스케이드 MR J-T 냉동기를 Table 5의 조건으로 실험을 진행하였다. 우선, 냉각수 탱크 온도를 20℃로 유지하기 위해 항온 장치를 사용하였다. 압축기는 브라인 목표 온도를 고려하여 저온용 압축기로 선정하였으며 증발기 입구 압력은 2 bar 이하가 되지 않도록 하였다. 이유는 증발기와 중간열교환기의 압력 강하를 고려할 때, 진공 상태가 될 수 있다는 점을 염두하였기 때문이다. 대기압 보다 압이 낮아질 경우 수분 또는 이물질이 유입될 가능성이 높고 이는 냉동기의 성능을 저하시키는 원인이 될 수 있다.

또한, 토출 온도가 과도하게 고온이 될 경우 압축기 오일 탄화를 유발하거나 모터 고장에 영향을 줄 수 있기 때문에 압축기 토출 온도는 100℃로 제한을 걸었다. 같은 이유로 압축기 손상을 막기 위해, 최대 토출 압력은 30 bar로 제한을 걸었다. 액 압축을 방지하기 위해 과열도는 7~8℃를 유지하였다. 마지막으로 고단축 증발온도는 2.3절에서 혼합냉매를 선정할 때의 분석 조건인 -15℃로 정하였다.

냉각능력은 아래 식 (1) ~ (3)과 같이 증발기로 유입되는 브라인의 질량 유량, 비열 및 입·출구 온도차를 이용하여 계산하였다.

$$Q_e = m \times C_p \times \Delta T \quad (1)$$

식 (1)에서 m 은 질량 유량을 뜻하며 아래 식 (2)를 이용하여 체적 유량인 V 에 밀도 ρ 를 곱하여 구할 수 있다. 마지막으로 ΔT 는 저단 사이클의 증발기에서 브라인 측의 입·출구 온도 차를 의미하며 식 (3)과 같다. 그 외의 다른 물성치 값들은 실험에서 얻어진 각 지점의 온도 및 압력을 통하여 구하였다.

$$m = \frac{0.001V}{60} \times \rho \quad (2)$$

$$\Delta T = T_{in} - T_{out} \quad (3)$$

Table 6은 실험에 사용된 브라인의 물성치 표이다.

Table 5 Experimental conditions

Parameter	Value	Unit
Cooling water inlet temperature	-	°C
Cooling water volume flow	-	L/min
Brine volume flow	-	L/min
High stage evaporation temperature	-	°C
Compressors discharge pressure constraint	-	bar
Compressors discharge temperature constraint	-	°C
Compressor_L suction pressure constraint	-	bar

지식재산권 관련 상세 내용은 저자 문의

Table 6 Specification of brine

Temperature [K]	Density [kg/m ³]	Thermal conductivity [W/m•K]	Specific heat [J/kg•K]



지식재산권 관련 상세 내용은 저자 문의

3.3 실험 결과 및 고찰

3.3.1 Charge level 무차원 수

같은 조성에서 냉매충전량에 따른 냉동기의 성능 특성을 파악하기 전에, charge level이라는 무차원 수를 도입하였다. 이는 실험자마다 냉동시스템 체적이 달라서 실험한 냉매량의 절대적인 수치는 판단의 근거가 되지 못하기 때문이다. 식 (4)는 charge level을 계산하는 식이며, 분모는 현재 장비 체적에 혼합냉매가 액으로 가득 차 있는 상황을 가정하여 밀도를 곱해 질량 단위로 변환한 값이고 분자는 충전한 냉매의 절대적인 질량이라 할 수 있다. 장치 체적의 경우, 배관의 부피는 길이와 구경을 측정하여 구하였고 열교환기는 해당 모델의 사양서를 참고하여 계산하였다. Table 7은 같은 조성에서 저단 측의 charge level을 기준으로 분류한 표로써, 총 5가지 Case에 관한 실험 데이터를 비교 및 분석하였다.

실험 결과는 브라인 공급 온도가 목표 온도에 도달하였을 때 쿨링타임을 체크하고 이 후 브라인 탱크 내 히터 부하를 조절하여 브라인 공급 온도를 일정시간 유지하는데, 10 min 이상 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 의 상태를 정상상태로 판단하고 데이터를 획득하였다.

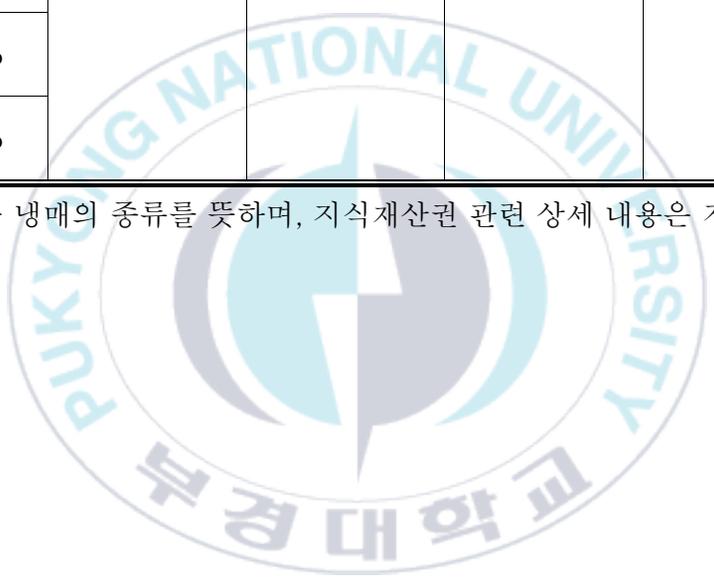
Charge level(%)

$$= \frac{\text{Refrigerant charge amount (kg)}}{\text{Experimental apparatus volume (m}^3\text{)} \times \text{Liquid density } \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)} \times 100 \quad (4)$$

Table 7 Concentration of mixed refrigerants with respect to charge level

	R2	R3	R4	R5
7.74%				
9.03%				
10.31%	-	-	-	-
12.89%				
14.18%				

R2~5는 냉매의 종류를 뜻하며, 지식재산권 관련 상세 내용은 저자 문의



3.3.2 브라인 목표 온도에서 charge level에 따른 실험 결과

Figure 7와 8은 초기 charge level 7.74% 일 때의 혼합냉매 실험 결과를 나타내는데 Figure 7은 압축기 토출 및 흡입, 캐스케이드 출구, 중간열교환기 출구, 증발기 입구, 브라인 공급 온도의 그래프이고 Figure 8은 압축기 흡입 및 토출 압력의 그래프이다. 이러한 데이터를 기반으로 3.2절에서 설명한 실험 조건과 함께 브라인 목표 온도를 기준으로 charge level에 따른 실험 결과들을 비교하였다.

먼저, Figure 9는 브라인 출구 온도에서 냉매 충전량에 따른 압축기의 토출 압력과 토출 온도를 나타내는 그래프이다. 냉매 충전량이 많을수록 토출 압력은 상승하였으나 토출 온도는 감소하는 경향을 보였다. 먼저, 토출 압력의 경우 한정된 체적 내에서 냉매량이 증가하였기 때문에 시스템의 전체적인 압력이 높아진 것으로 사료된다.

Figure 10은 냉매 충전량에 따른 압축기의 흡입 압력과 온도를 나타내는 그래프이다. 냉매를 충전할수록 토출 압력 대비 흡입 압력의 증가폭이 큰 것을 알 수 있고 흡입 온도의 경우 흡입 압력의 상승과 함께 비체적이 작아져 냉매 순환량이 증가하였기 때문에 중간열교환기에서 고압과 저압측의 열교환량이 커져 온도가 상승한 것을 확인할 수 있다. 또한, 저압이 증가함에 따라 이슬점 또한 높아졌기 때문에 액 압축을 방지하는 과정에서 팽창밸브를 조절한 점도 영향을 준 요인이라 사료된다.

Figure 11은 냉매 충전량에 따른 캐스케이드 열교환기 입, 출구 전후의 압력 차이와 냉매 순환량을 나타내는 그래프이다. 냉매 충전량이 많을수록 열교환기 내의 압력 강하는 소폭 증가하였는데, 이 또한 시스템 내의 냉매 순환량이 증가하였기 때문으로 사료된다.



Figure 7 Temperature experimental results of charge level 7.74%

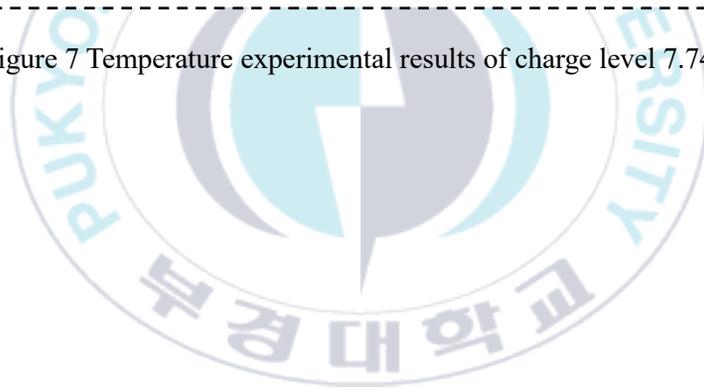
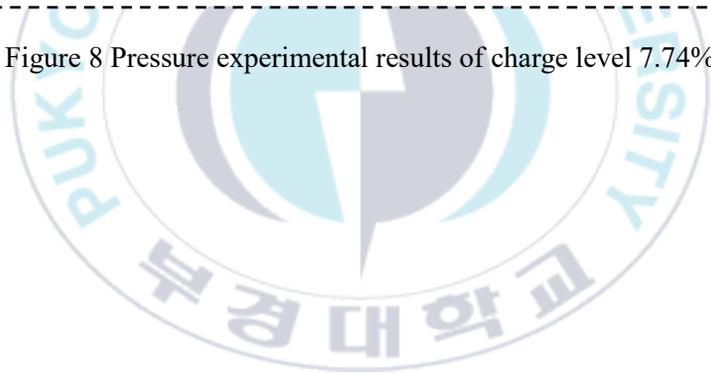




Figure 8 Pressure experimental results of charge level 7.74%



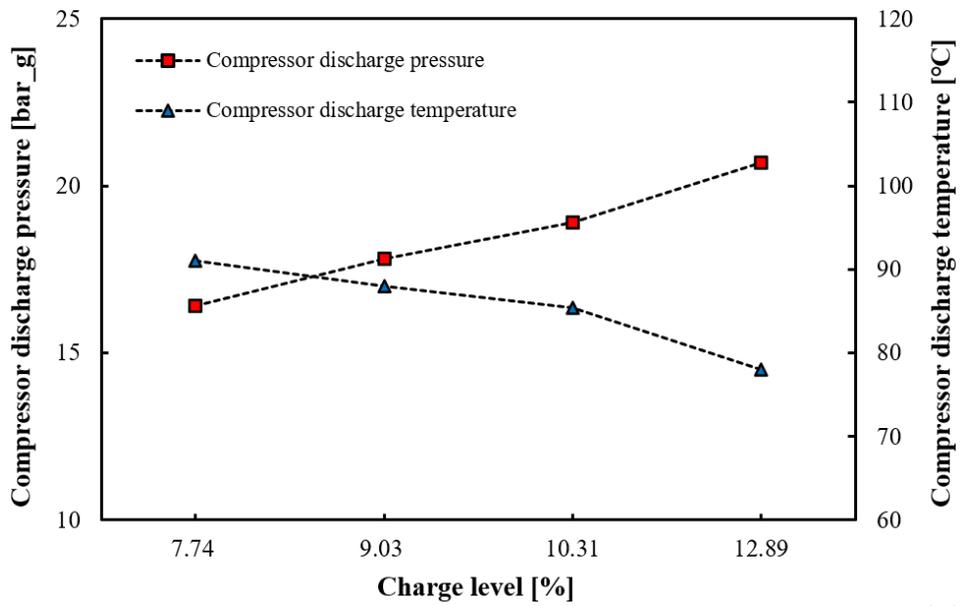
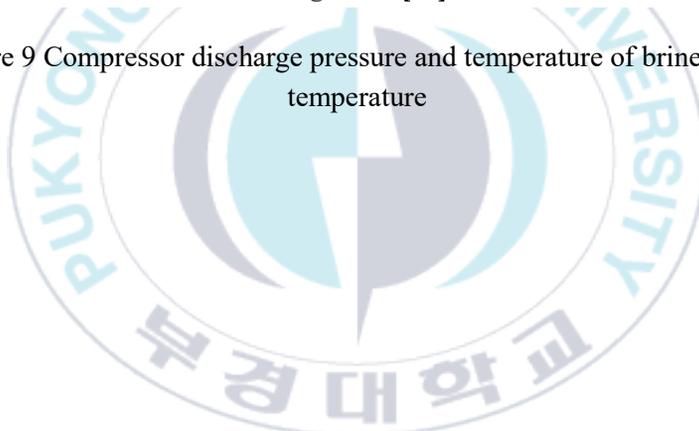


Figure 9 Compressor discharge pressure and temperature of brine outlet temperature



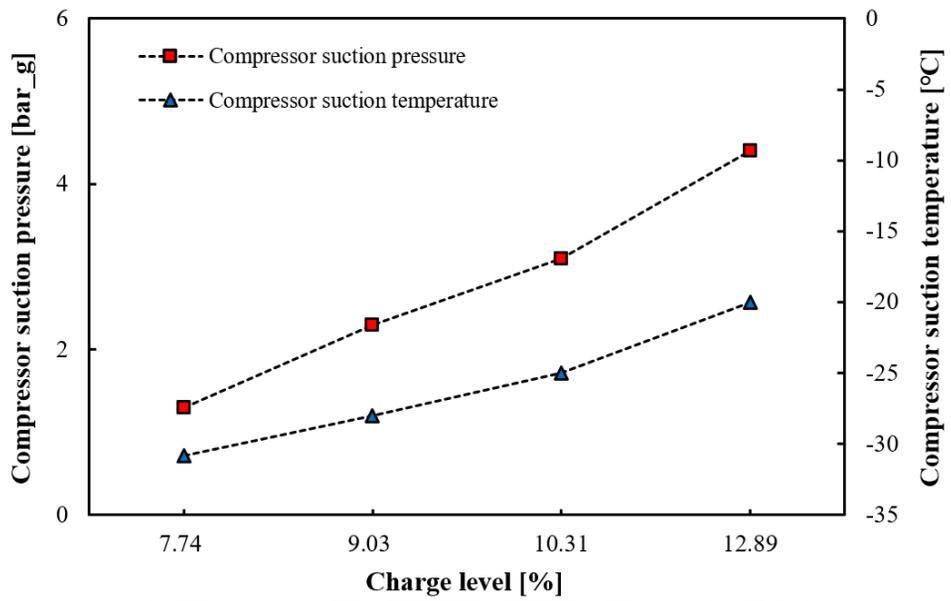
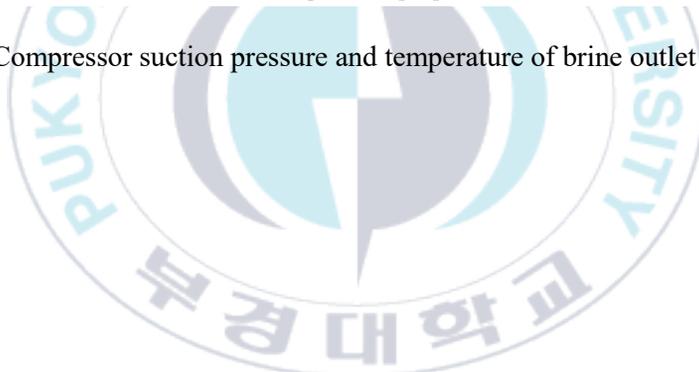


Figure 10 Compressor suction pressure and temperature of brine outlet temperature



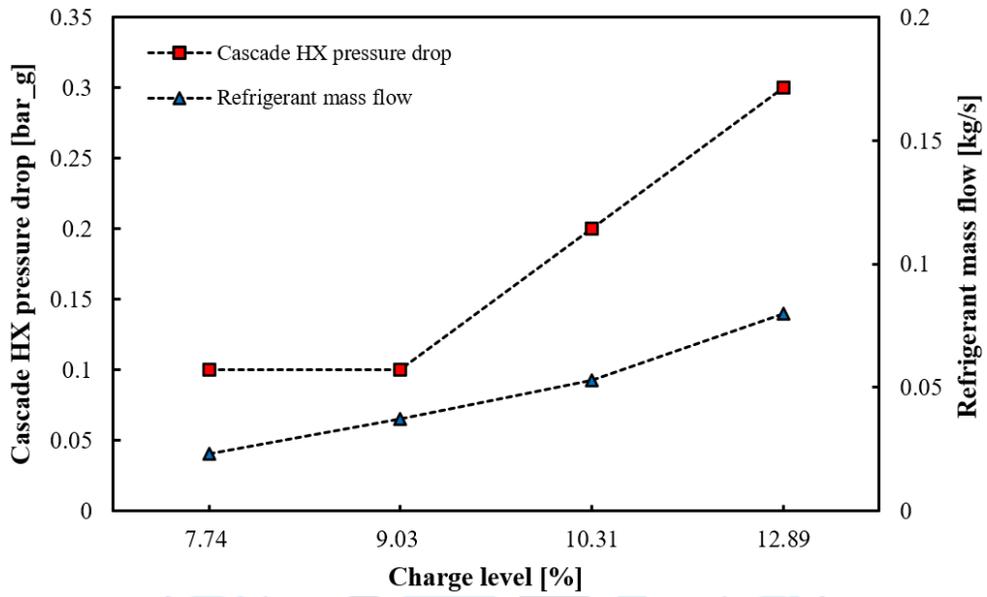


Figure 11 Cascade HX pressure drop and refrigerant mass flow of brine outlet temperature

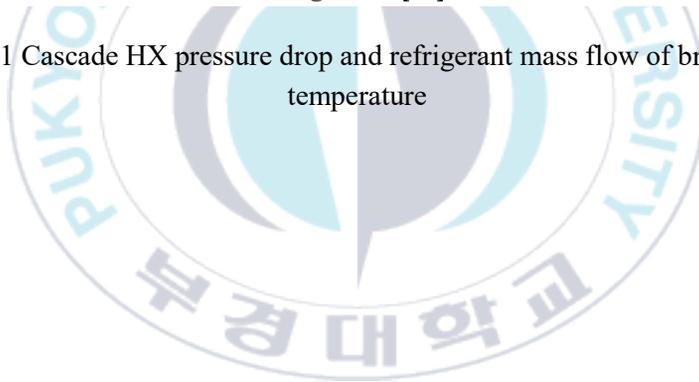


Figure 12는 브라인 출구 온도를 기준으로 냉매 충전량에 따른 쿨링타임과 중간열교환기 출구 건도를 나타내는 그래프이다. 냉매를 충전할수록 쿨링타임이 감소하였는데, 감소에는 2가지 이유가 있다 판단하였다. 첫 번째는 중간열교환기 출구 건도의 차이 때문이라 생각하는데, 냉매 충전량이 증가할수록 중간열교환기 출구 건도가 감소한 것을 확인할 수 있었다. 건도란 습증기 영역에서 전체 질량에 대한 기체의 양으로써 포화액과 포화증기의 각 비율을 나타내는 수치인데, 건도가 낮다는 것은 상대적으로 포화액이 많아 줄-뜸승 팽창과정에서 증발할 수 있는 냉매액이 많다는 뜻이 된다. 따라서, 냉매 충전량이 증가할수록 건도가 감소하여 쿨링타임이 감소한다 판단하였다. 두 번째 이유는 증발기 입구 온도의 차이 때문인데, Figure 13을 통해 그 경향을 확인할 수 있다. 브라인 목표 온도를 생성하기 위해 필요한 증발기 입구 온도는 냉매 충전량이 증가할수록 상승하는데 이는 장치 내의 냉매 순환량이 증가하여, P-h 선도상의 증발기 입, 출구 엔탈피차가 그만큼 줄어들기 때문으로 사료된다. 결과적으로, 저온의 브라인을 생성하기 위해 필요한 증발기 입구 온도는 냉매 충전량이 많을수록 더 높은 수치를 보이기 때문에 이에 도달하는데 걸리는 시간은 단축되는 것으로 확인된다. 증발 압력의 경우, 압축기 토출 및 흡입 압력과 같이 한정된 체적 내에서 냉매량이 많아졌기 때문에 상승한 것으로 판단된다.

Figure 14는 충전량에 따른 중간열교환기 출구 압력과 온도를 나타내는 그래프이다. 압축기 토출압력과 같이, 중간열교환기 출구 압력은 냉매가 충전될수록 상승하는 모습을 보인다. 반면에 출구 온도는 감소하는데 이는 장치 내의 냉매 순환량이 증가하여 중간열교환기 출구 온도가 증발기 출구 온도에 근접해지기 때문이다. Figure 15는 charge level 7.74, 9.03% 일 때의 P-h 선도를 나타낸 것으로 냉매 충전량이 증가할수록 고압부의 압력은 상승하고 중간열교환기 출구 온도는 하강하기 때문에 중간열교환기 출구 건도는 감소하는 것으로 사료된다.

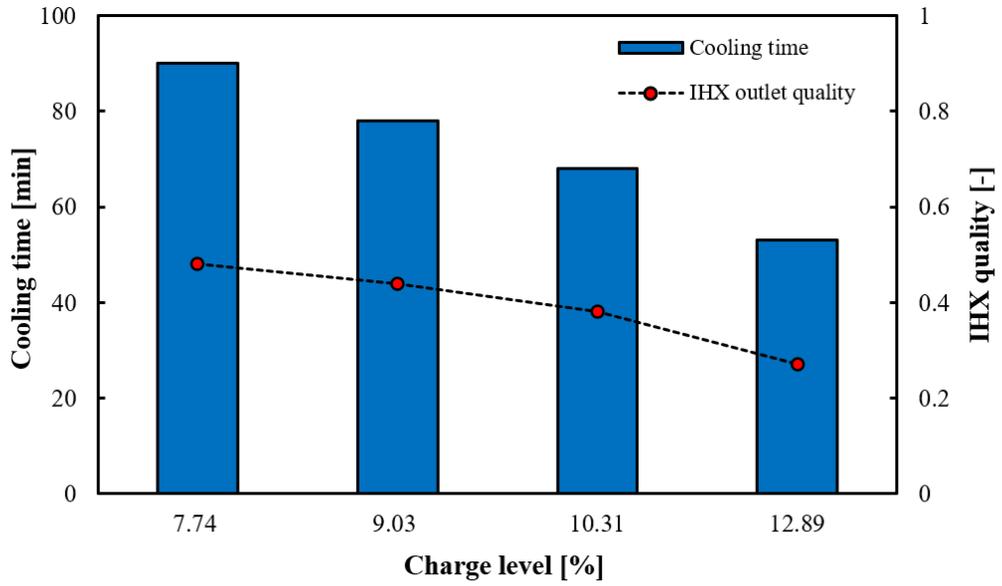


Figure 12 Cooling time and IHX outlet quality of brine outlet temperature



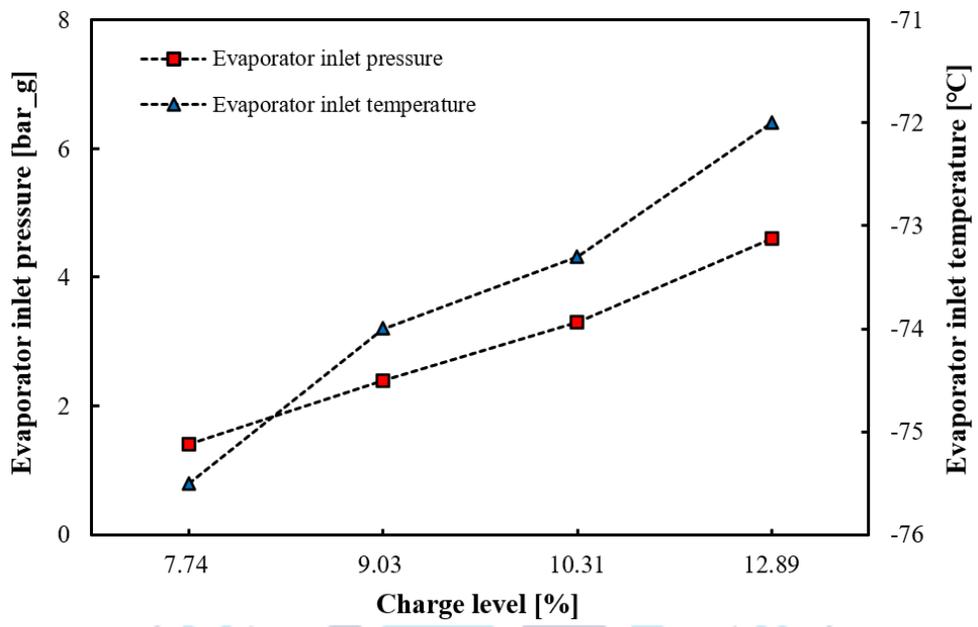
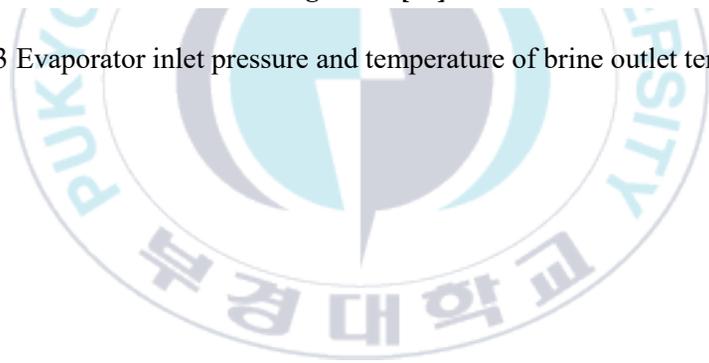


Figure 13 Evaporator inlet pressure and temperature of brine outlet temperature



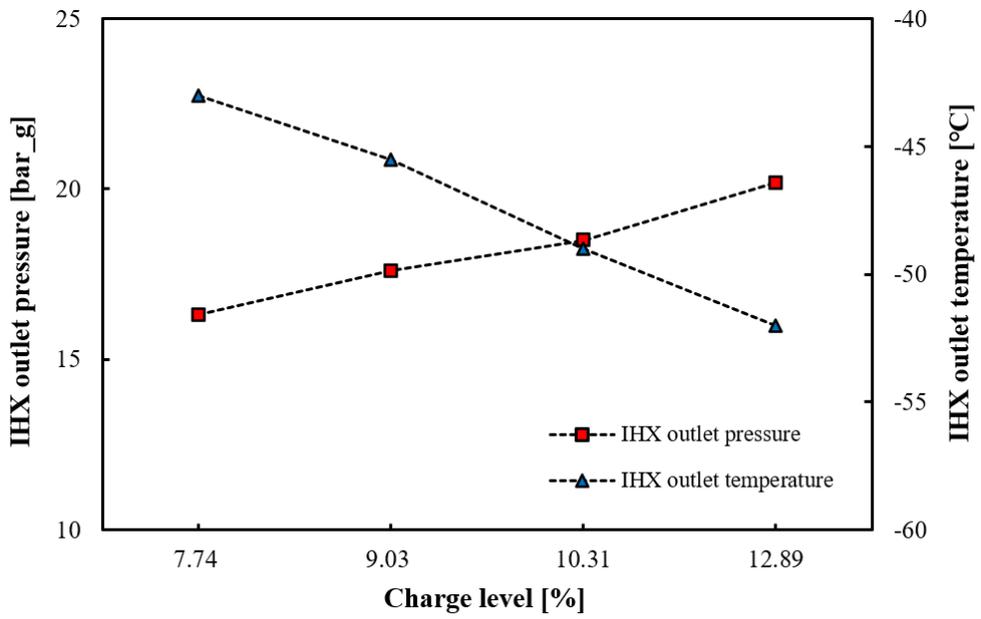
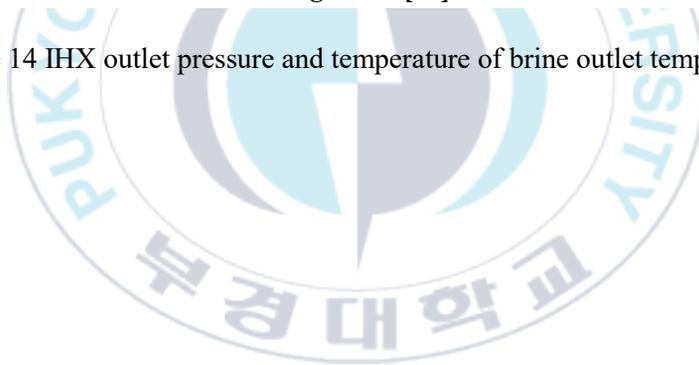


Figure 14 IHX outlet pressure and temperature of brine outlet temperature



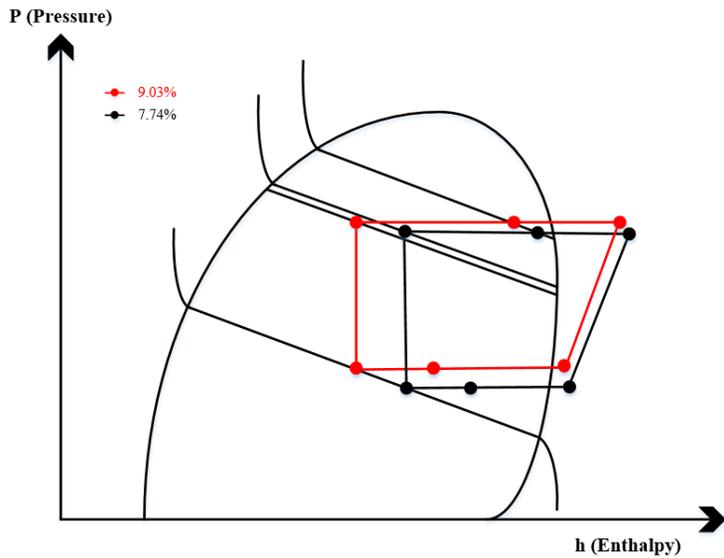


Figure 15 P-h diagram of charge level 7.74, 9.03%

Figure 16은 브라인 출구 온도에서 충전량에 따른 냉각능력과 최저 도달 온도를 나타내는 그래프이다. 냉매 충전량이 증가할수록, 냉각능력은 상승하였는데 총 2가지 이유가 있다 판단하였다. 첫 번째는 압축기 흡입 압력의 상승과 함께 비체적 감소로 인한 냉매 순환량 증가 때문이고, 두 번째는 증발기 입구 건도의 차이로 판단되는데 Figure 15를 통해 냉매 충전량이 많을수록 건도가 낮은 것을 확인할 수 있다. 따라서, 증발기를 통과하는 냉매액이 많아져 증발 잠열량이 커지기 때문으로 사료된다. 참고로 무부하 기준, 최저 도달 온도 또한 하강하는데 위의 이유와 동일하다 생각된다.

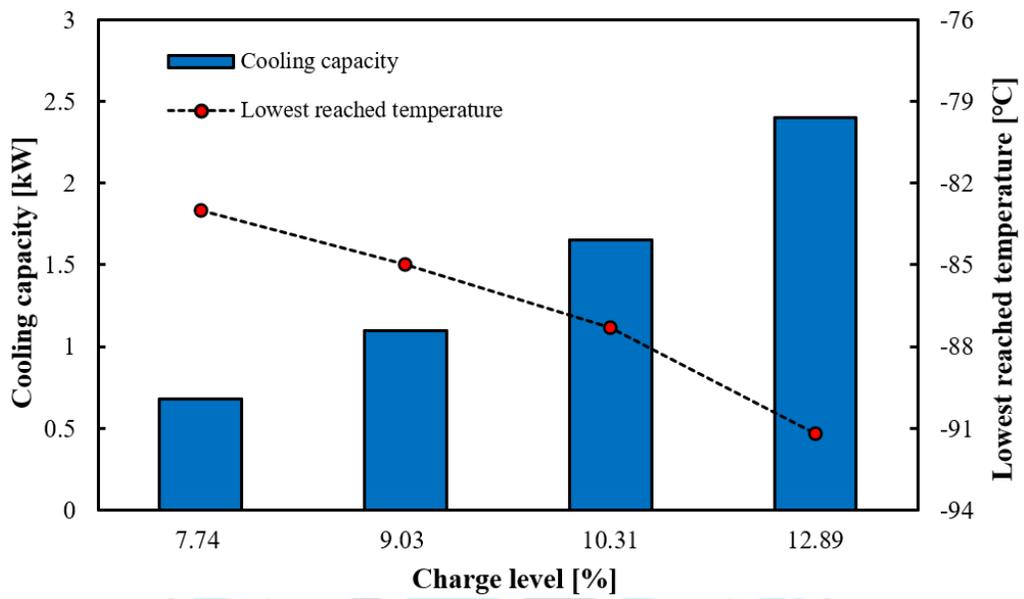
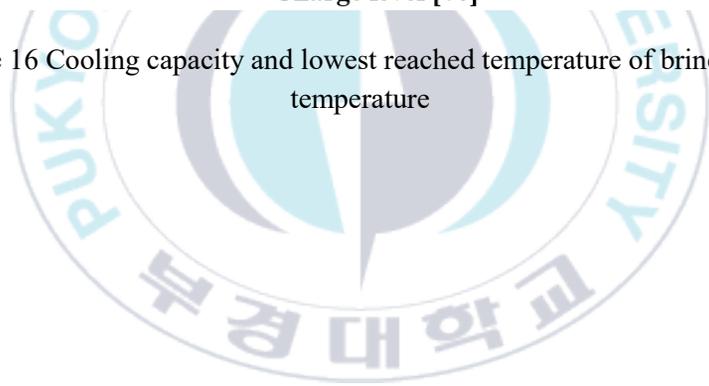


Figure 16 Cooling capacity and lowest reached temperature of brine outlet temperature



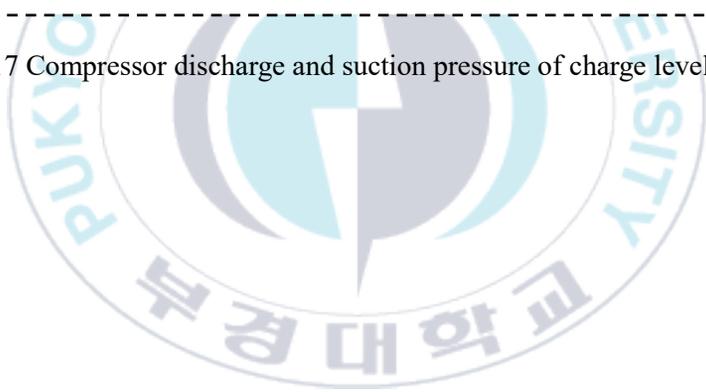
Charge level 14.18% 실험 결과, Figure 17과 같이 고압이 30 bar를 초과하여 HPS(High pressure switch)에 의해 장치가 꺼지는 현상이 발생하였다. 본래 초저온 냉동기의 특성 상, 저비점 냉매로 인해 상온에서 평압이 높다는 단점이 존재하기 때문에 초기 기동시 바이패스 밸브나 인버터를 사용하여 과도한 압상승을 방지한다. 참고로 이번 실험에서 사용한 R5의 경우 1기압에서의 비점이 매우 낮은 것으로 확인된다.

바이패스 밸브 개도를 100% 열거나 인버터를 이용하여 압축기 회전수를 최소한으로 낮추었음에도 불구하고 여러 번의 실험 모두 가동하지 않았다. 이는 charge level 14.18%에서 평압이 21 bar_g로, 장치 체적에 비해 이미 냉매가 과충전되었기 때문으로 사료된다. HPS를 30 bar로 설정한 이유는 저온용 압축기의 경우 최대 허용 압력이 32 bar이기 때문에 압축기를 보호하기 위해 위와 같은 수치로 설정하였다. 결과적으로, 14.18%는 한계 charge level이라 볼 수 있으므로 최적의 charge level은 13~14%으로 사료된다.

냉매충전량이 많을수록 쿨링타임은 줄어들고 냉각능력은 증가하는 것은 위의 3.3.2절을 통해 파악하였다. 다만 냉매를 추가로 충전하기 위해서는 초기의 과도한 기동압을 방지해 줄 목적으로 팽창탱크를 사용할 수밖에 없는 데, 팽창탱크를 사용할 경우 조성비가 파괴될 뿐 아니라 장치의 구성기기가 커지는 단점이 있기에 이 점 또한 고려할 필요가 있다 생각된다.



Figure 17 Compressor discharge and suction pressure of charge level 14.18%



3.3.3 Charge level 최적값의 타당성 확인

앞선 3.3.2절에서 브라인 목표 온도를 기준으로 냉매 충전량에 따른 초저온 냉동기의 성능 비교를 통해 13~14%이 최적의 charge level임을 도출하였다. 이번 절에서는 charge level 최적값의 타당성을 확인하고자 기존 브라인 목표 온도가 아닌 다른 온도에서의 냉매 충전량에 따른 초저온 냉동기의 성능을 비교하였다.

Figure 18은 브라인 출구 온도에서 냉매 충전량에 따른 압축기의 토출 압력과 토출 온도를 나타내는 그래프이다. 냉매 충전량이 많을수록 토출 압력은 상승하였으나 토출 온도는 감소하는 경향을 보였다. 이는 위에서 서술하였듯이 토출 압력의 경우 시스템 내에서 냉매의 절대적인 양이 증가하였기 때문에 압력이 높아진 것으로 사료된다. 또한, 토출 온도는 냉매를 충전할수록 감소하였는데 토출 압력 대비 흡입 압력의 상승으로 인해 압축비가 작아짐에 따라 감소한 것으로 판단된다.

Figure 19는 냉매 충전량에 따른 압축기의 흡입 압력과 온도를 나타내는 그래프이다. 냉매를 충전할수록 흡입 압력과 흡입 온도는 증가하는 경향을 보였는데 흡입 압력은 토출 압력과 같이 정해진 체적 내에서 냉매량이 증가하였기 때문으로 사료되고 흡입 온도의 경우 순환량이 증가하였기 때문에 중간열교환기에서 고압과 저압측의 열교환량이 커져 온도가 상승한 것으로 판단된다. 또한, 순환량이 증가한 이유는 흡입 압력의 상승과 함께 압축기 흡입측의 냉매 비체적이 작아졌기 때문으로 생각된다.

Figure 20은 브라인 출구 온도를 기준으로 냉매 충전량에 따른 쿨링타임과 중간열교환기 출구 건도를 나타내는 그래프이다. 기존 브라인 출구 온도 때와 같이 냉매를 충전할수록 쿨링타임이 감소하였는데, 이는 냉매 충전량이 증가할수록 중간열교환기 출구 건도의 감소로 인해 팽창밸브의 교축과정에서 더 큰 잠열로 온도를 떨어뜨릴 수 있었기 때문으로 판단된다. 또한, Figure 21을 통

해 냉매를 충전할수록 저온의 브라인을 생성하기 위해 필요한 증발기 입구 온도가 상승하는 것을 볼 수 있는데, 이 역시 쿨링타임을 단축시키는 한가지 요인이 되는 것으로 사료된다.

마지막으로 Figure 22는 냉매 충전량에 따른 냉각능력과 냉매 순환량을 나타내는 그래프이다. 냉매 충전량이 증가할수록 냉각능력과 냉매 순환량 모두 상승하는 경향을 보였다. 냉매를 충전할수록 시스템 내의 전체적인 압력 상승과 함께 압축기 흡입측의 비체적 감소로 인해 냉매 순환량은 증가하는데, 이로 인해 냉각능력 또한 커지는 것으로 판단된다.

브라인 출구 온도를 기준으로 실험한 결과, 그래프의 경향성 모두 기존 브라인 출구 온도일 때와 일치하는 것을 확인하였다.



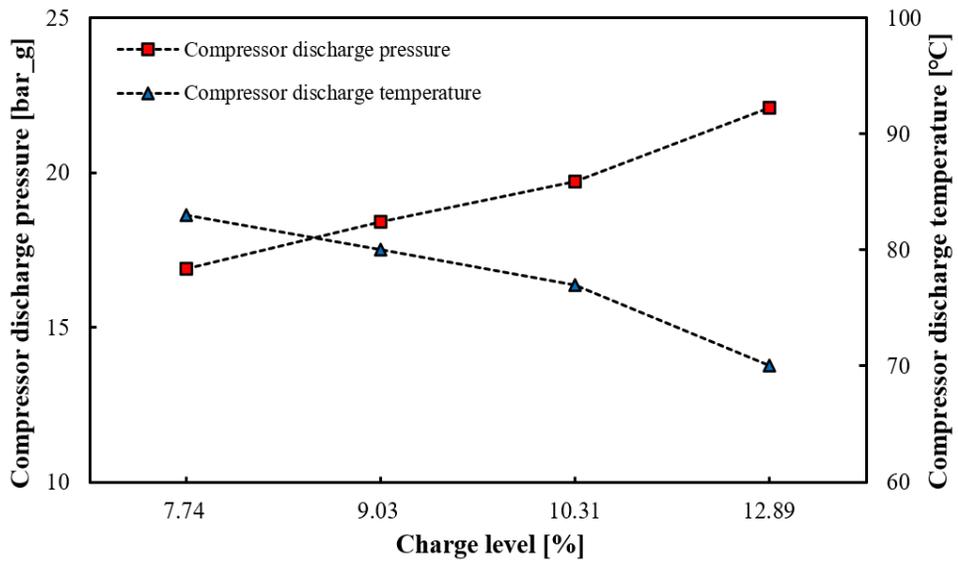
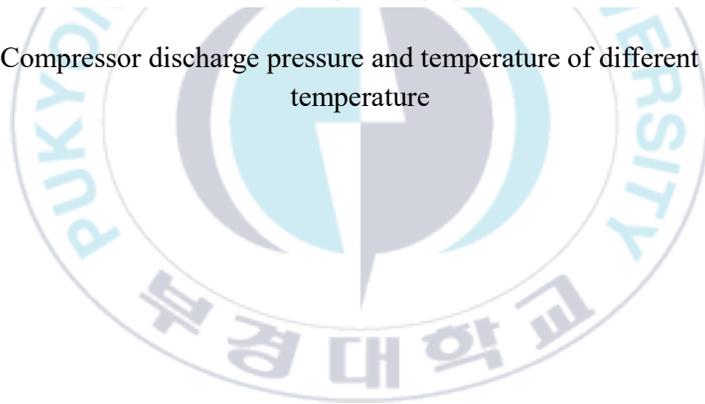


Figure 18 Compressor discharge pressure and temperature of different brine outlet temperature



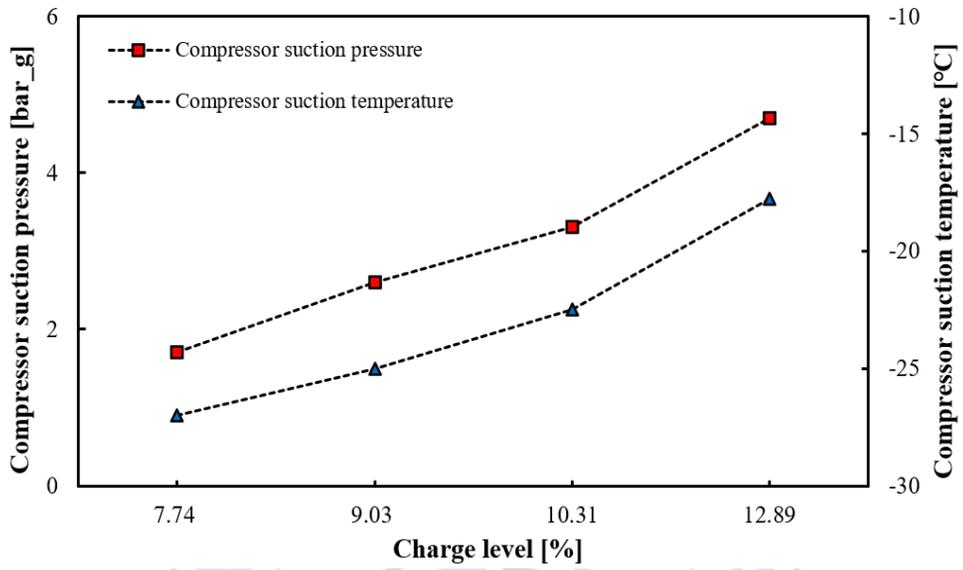
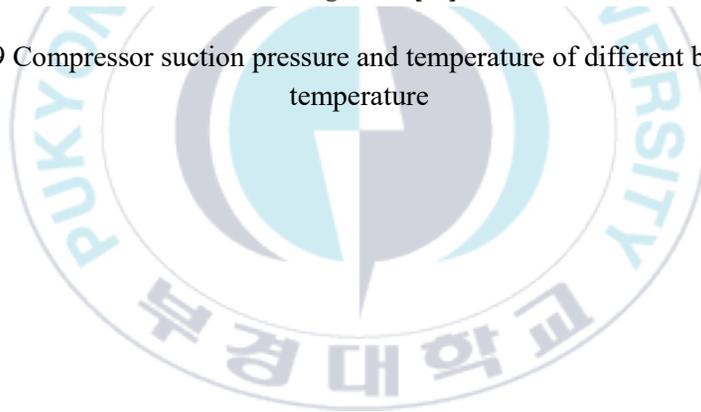


Figure 19 Compressor suction pressure and temperature of different brine outlet temperature



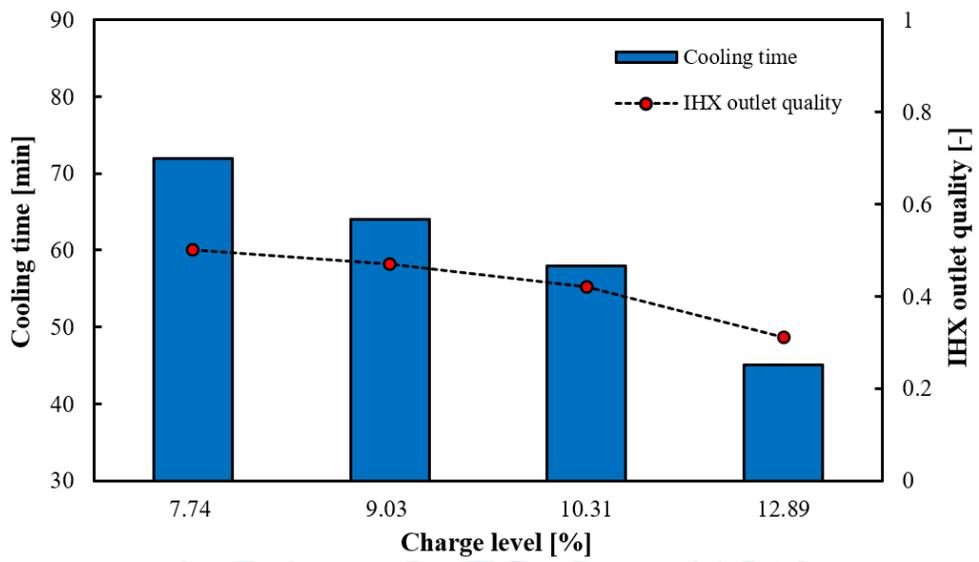


Figure 20 Cooling time and IHX outlet quality of different brine outlet temperature



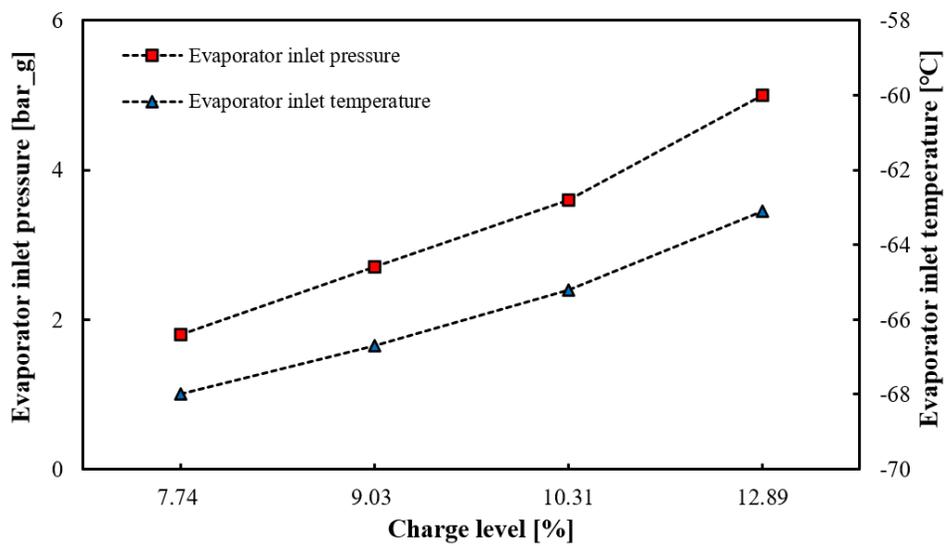
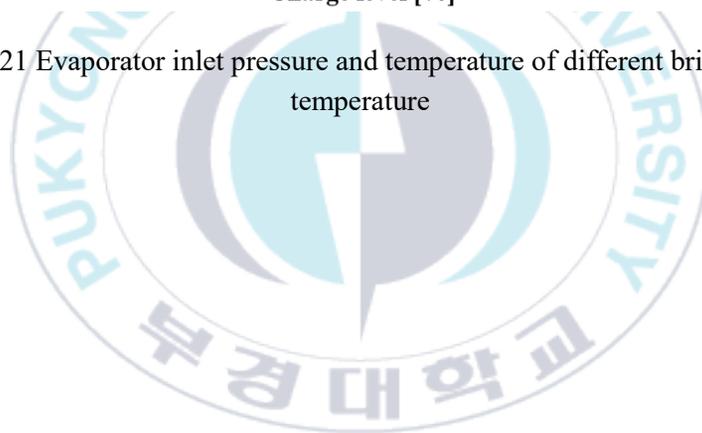


Figure 21 Evaporator inlet pressure and temperature of different brine outlet temperature



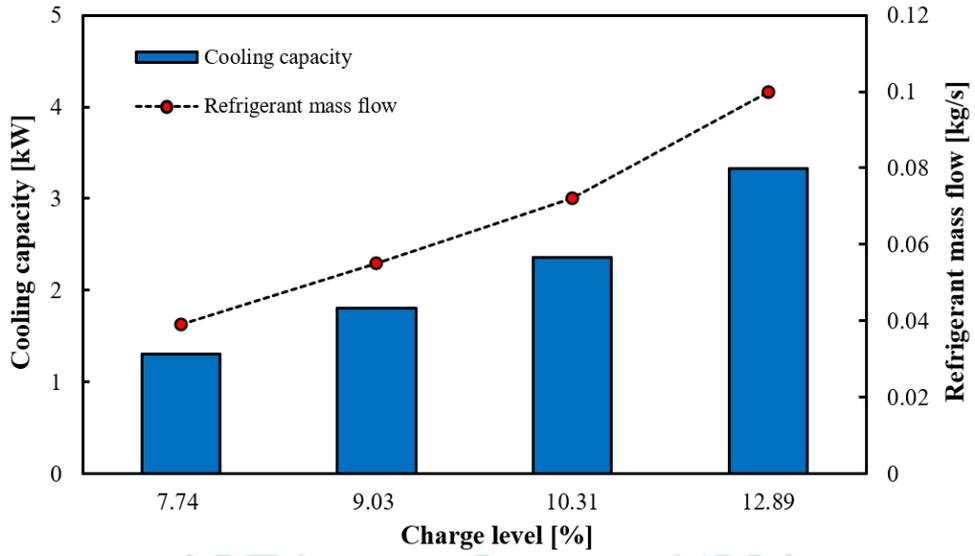
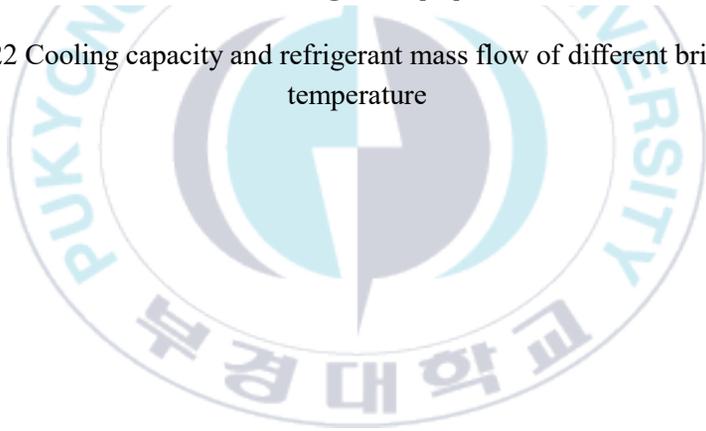


Figure 22 Cooling capacity and refrigerant mass flow of different brine outlet temperature



제4장 결론

본 연구에서는 혼합냉매의 조성이 같을 때 냉매 충전량에 따른 초저온 냉동기의 성능특성을 분석하였으며, 이를 통해 얻은 연구 결과를 정리하면 다음과 같다.

1) 냉매 충전량이 많을수록 토출 압력은 상승하였으나 토출 온도는 감소하였다. 토출 압력의 경우 한정된 체적 내에서 냉매의 절대량이 증가하였기 때문에 시스템의 전체적인 압력이 높아진 것으로 생각되고 토출 온도의 감소는 냉매를 충전할 경우 토출 압력에 비해 압축기 흡입 압력의 증가폭이 컸기 때문에, 즉 압축비가 감소하였기 때문으로 사료된다.

2) 냉매를 충전할수록 냉각능력은 상승하는 경향을 보였는데 이는 충전량에 비례하여 냉매 순환량이 증가하였기 때문으로 사료된다. 또한, 냉매 순환량이 증가한 이유는 냉매 충전량이 많아짐에 따라 압축기 흡입 압력의 상승으로 인해 흡입측의 냉매 비체적이 작아졌기 때문으로 판단된다.

3) 냉매를 충전할수록 목표 온도에 도달하기 위한 쿨링타임은 감소하였는데, 2가지 이유가 있다고 판단하였다. 첫 번째는 냉매 충전량이 증가할수록 중간열교환기 출구 건도가 감소한 것을 확인할 수 있는데, 이로 인해 줄-틈스 팽창과정에서 증발할 수 있는 냉매액이 많아졌기 때문으로 사료된다.

두 번째 이유는 브라인이 목표 온도까지 하강하기 위해 필요한 증발기 입구 온도가 점차 상승하였기 때문에 쿨링타임은 감소하는 것으로 생각된다. 또한 증발기 입구 온도의 상승 원인으로, 장치 내 냉매 순환량이 증가하여 P-h 선도상의 증발기 입, 출구 엔탈피차가 그만큼 줄어들었기 때문으로 사료된다.

4) Charge level 14.18% 실험 결과, 고압이 30 bar를 초과하여 HPS(High pressure switch)에 의해 장치가 꺼지는 현상이 발생하였다. 이는 charge level 14.18%에서 평압이 21 bar_g로, 장치 체적에 비해 이미 냉매가 과충전되었기 때문으로 사료된다. 따라서, 14.18%는 한계점으로 볼 수 있으므로 최적의 charge level은 13~14%이라 할 수 있다. 위와 같은 결과로부터, 냉매 충전량이 혼합냉매를 적용한 초저온 냉동기에 어떠한 영향을 미치는지를 확인하였고 이를 바탕으로 최적의 냉매 충전량을 도출할 수 있었다.



참고문헌

- [1] Lee, C., Jin, L., Park, C., & Jeong, S. (2017). Design of non-flammable mixed refrigerant Joule-Thomson refrigerator for precooling stage of high temperature superconducting power cable. *Cryogenics*, 81, 14-23.
- [2] Sreenivas, B., Nayak, H. G., & Venkatarathnam, G. (2017). Relationship between composition of mixture charged and that in circulation in an auto refrigerant cascade and a JT refrigerator operating in liquid refrigerant supply mode. *Cryogenics*, 81, 42-46.
- [3] Park (2021). Performance Characteristics according to the Change in Operating Pressure of the SMR Refrigerator
- [4] Park (2022). Performance Characteristics of Mixed Refrigerant Joule-Thomson Refrigerator with Respect to Operating Conditions
- [5] Yoon (2022). Performance characteristics of cascade Joule-Thomson refrigeration cycle with mixed refrigerants composition
- [6] Lee, K. S., Yoon, J. I., Son, C. H., Lee, J. H., Moon, C. G., Yoo, W. J., & Lee, B. C. (2021). Performance Characteristics of a Joule–Thomson Refrigeration System with Mixed Refrigerant Composition. *Heat Transfer Engineering*, 42(13-14), 1087-1096.
- [7] Lee, J., Hwang, G., Jeong, S., Park, B. J., & Han, Y. H. (2011). Design of high efficiency mixed refrigerant Joule–Thomson refrigerator for cooling HTS cable. *Cryogenics*, 51(7), 408-414.
- [8] Podtcherniaev, O., Boiarski, M., & Lunin, A. (2002). Comparative performance of two-stage cascade and mixed refrigerant systems in a temperature range from–100C to–70C.
- [9] ASHRAE 2021