



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](#)

博士學位論文

열회수 이젝터를 적용한
냉동시스템의 성능특성에 관한 연구

濟州大學校 大學院

機械工學科

高 光 秀

2021年 2月

열회수 이젝터를 적용한 냉동시스템의 성능특성에 관한 연구

指導教授 朴 潤 鐵

高 光 秀

이 論文을 工學 博士學位 論文으로 提出함

2020年 12月

高光秀의 工學 博士學位 論文을 認准함

審査委員長 현 명 택 (印)

委 員 김 남 진 (印)

委 員 장 기 창 (印)

委 員 원 중 필 (印)

委 員 박 윤 철 (印)

濟州大學校 大學院

2020年 12月

A Study on the Performance Characteristics of the Ejector Refrigeration System for Heat Recovery

Gwang Soo Ko

(Supervised by Professor Youn Cheol Park)

A thesis submitted in partial fulfillment of the requirement for the degree
of Doctor of Mechanical Engineering.

2020. 12.

This thesis has been examined and approved.

Youn C. Park

Thesis director, Youn Cheol Park, Prof. of Mechanical Engineering

Myung Taek Hyun

M.T. Hyun

Nam Jin Kim

Nam Jin Kim

Ki Chang Chang

K.C. Chang

Jong Phil Won

J.P. Won

(Name and signature)

2020. 12.

Date

Department of Mechanical Engineering

GRADUATE SCHOOL

JEJU NATIONAL UNIVERSITY



목 차

1. 서 론	1
1.1 연구 배경 및 필요성	1
1.2 국내외 연구동향	3
1.2.1 국내 연구동향	3
1.2.2 국외 연구동향	9
1.3 연구 내용 및 목적	19
2. 이젝터 냉동시스템의 성능인자 연구	21
2.1 열회수 이젝터	21
2.2 실험장치 및 실험조건	33
2.2.1 이젝터 냉동시스템	33
2.2.2 이젝터와 Converging Tee 비교 시스템	37
2.2.3 냉매 충전량 최적화를 위한 시스템	39
2.2.4 열원온도 최적화를 위한 시스템	41
2.3 성능특성에 관한 실험결과 및 고찰	43
2.3.1 이젝터 냉동시스템 성능	43
2.3.2 이젝터와 Converging Tee 성능	49
2.3.3 냉매 충전량 실험	51
2.3.4 열원온도의 영향	55
3. 열회수 이젝터 냉동시스템의 성능실험	58
3.1 압축기 용량변경 실험장치 및 실험조건	58
3.2 증발기 용량증가 실험장치 및 실험조건	62
3.2.1 액상냉매를 재생기로 공급하는 시스템	62
3.2.2 기상냉매를 재생기로 공급하는 시스템	66
3.3 운전환경 및 측정방법	69

4. 열회수 이젝터 냉동시스템의 성능실험	74
4.1 압축기 용량변경 시스템의 운전 및 성능특성	74
4.1.1 압축기 용량변경 시스템의 운전특성	74
4.1.2 압축기 용량변경 시스템의 성능특성	81
4.2 증발기 용량증가 시스템의 운전 및 성능특성	85
4.2.1 액상냉매를 재생기로 공급하는 시스템의 운전 및 성능특성	85
4.2.2 기상냉매를 재생기로 공급하는 시스템의 운전 및 성능특성	110
5. 열회수 이젝터 냉동시스템의 성능평가	124
5.1 냉동탑차용 이젝터 냉동시스템의 설계	124
5.2 실험조건 및 실험방법	128
5.3 결과 및 고찰	132
6. 결 론	139
참 고 문 헌	142
감사의 글	147

LIST OF FIGURES

Fig. 1.1 Schematic of experimental apparatus	6
Fig. 1.2 Schematic view of petal nozzle(6-bed petal nozzle)	6
Fig. 1.3 Exit configurations of circular and petal nozzle	6
Fig. 1.4 Schematic of ejector driven refrigerator and pressure-enthalpy	7
Fig. 1.5 Schematic of two-phase ejector CO ₂ refrigerant cycle and pressure-enthalpy	7
Fig. 1.6 Schematic of two-phase ejector	7
Fig. 1.7 Schematic of ejector-pump OTEC and pressure-enthalpy	8
Fig. 1.8 Schematic diagram of ejector and vapor injection cycle and pressure-enthalpy	8
Fig. 1.9 Schematic of heat source driven refrigeration system using ejector	12
Fig. 1.10 Schematic of Chen's ejector refrigerant cycle	12
Fig. 1.11 Schematic of Xing's ejector refrigerant cycle	13
Fig. 1.12 Schematic of ejector expansion system	13
Fig. 1.13 Schematic of Ejector base geometry and system	14
Fig. 1.14 Schematic diagram of refrigerant separator	15
Fig. 1.15 Schematic diagram of test beds	16
Fig. 2.1 Variation in vapor pressure and velocity as a function of location along the ejector	21
Fig. 2.2 Photograph of ejector.	32
Fig. 2.3 Schematic diagram of ejector refrigeration system	35
Fig. 2.4 Schematic diagram of comparison system of ejector and Converging Tee.	38
Fig. 2.5 Schematic diagram of an ejector refrigeration system for the refrigerant charge amount	40
Fig. 2.6 Schematic diagram for optimizing generator heat source temperature system	42

Fig. 2.7	Variation of ejector discharge pressure and temperature according to evaporator inlet temperature	46
Fig. 2.8	Variation of evaporator, compressor motive and condenser pressure according to evaporator inlet temperature	46
Fig. 2.9	Variation of refrigerant temperature of ejector refrigeration system according to evaporator inlet temperature	47
Fig. 2.10	Variation of cooling capacity and compressor power consumption according to evaporator inlet temperature and ejector motive flow rate	47
Fig. 2.11	Variation of generator capacity and COP according to evaporator inlet temperature	48
Fig. 2.12	Variation of discharge temperature and discharge pressure of an ejector and Converging Tee	50
Fig. 2.13	Variation of power consumption and COP of an ejector refrigeration system and Converging Tee	50
Fig. 2.14	Variation of refrigerant flow rate and the flow ratio of evaporator and ejector motive according to the refrigerant charge amount	53
Fig. 2.15	Variation of cooling capacity and compressor power consumption according to the refrigerant charge amount	53
Fig. 2.16	Variation of COP refrigerant charge amount	54
Fig. 2.17	Variation of refrigerant flow rate and the flow ratio of evaporator and generator inlet heat source temperature	56
Fig. 2.18	Variation of ejector motive temperature of generator inlet heat source temperature	56
Fig. 2.19	Variation of cooling capacity, power consumption and COP according to the generator inlet heat source temperature	57
Fig. 3.1	COP variation of according to evaporator refrigerant flow rate and motive refrigerant flow rate	59
Fig. 3.2	Schematic diagram of an experimental device for changing compressor capacity	59
Fig. 3.3	Picture of experimental device for changing compressor capacity	60

Fig. 3.4 Schematic diagram of a system that supplies liquid refrigerant to the generator	63
Fig. 3.5 Picture of a system that supplies liquid refrigerant to the generator	63
Fig. 3.6 Schematic diagram of system that supplies vapor refrigerant to the generator	67
Fig. 3.7 Schematic diagram of receiver tank and refrigerant flow chart	67
Fig. 3.8 Data aquisition of the refrigerant side temperature and pressure	72
Fig. 3.9 Data aquisition of the water side temperature	72
Fig. 3.10 Power and mass flow rate measurement	73
Fig. 4.1 Variation of condenser temperature and generator inlet temperature by an ejector	77
Fig. 4.2 Variation of ejector motive temperature and flow rate by an ejector	77
Fig. 4.3 Variation of ejector discharge temperature and flow rate by an ejector	78
Fig. 4.4 Variation of compressor inlet temperature and evaporator inlet temperature by an ejector	78
Fig. 4.5 Variation of generator inlet pressure and flow rate by an ejector	79
Fig. 4.6 Variation of ejector motive pressure and heat source temperature by an ejector	79
Fig. 4.7 Variation of evaporator inlet pressure and ejector discharge pressure by an ejector	80
Fig. 4.8 Variation of evaporator pressure and compressor inlet pressure by an ejector	80
Fig. 4.9 Variation of refrigerant flow rate of ejector motive and evaporator by an ejector	83
Fig. 4.10 Variation of cooling capacity by an ejector	83
Fig. 4.11 Variation of compressor power consumption by an ejector	84
Fig. 4.12 Variation of COP by an ejector	84

Fig. 4.13	The error rate of the flow rate ratio with operating conditions and the experimental device	90
Fig. 4.14	Variation of condenser discharge pressure according to an ejector and flow rate ratio	91
Fig. 4.15	Variation of receiver tank discharge temperature according to an ejector and flow rate ratio	92
Fig. 4.16	Variation of generator inlet temperature according to an ejector and flow rate ratio	93
Fig. 4.17	Variation of motive temperature according to an ejector and flow rate ratio	94
Fig. 4.18	Variation of ejector discharge temperature according to an ejector and flow rate ratio	95
Fig. 4.19	Variation of compressor inlet temperature according to an ejector and flow rate ratio	96
Fig. 4.20	Variation of condenser pressure according to an ejector and flow rate ratio	97
Fig. 4.21	Variation of generator inlet pressure according to an ejector and flow ratio	98
Fig. 4.22	Variation of motive pressure according to an ejector and flow rate ratio	99
Fig. 4.23	Variation of ejector discharge pressure according to an ejector and flow rate ratio	100
Fig. 4.24	Variation of evaporator refrigerant flow rate according to an ejector and flow rate ratio	104
Fig. 4.25	Variation of motive refrigerant flow rate according to an ejector and flow rate ratio	105
Fig. 4.26	Variation of generator capacity according to an ejector and flow rate ratio	106
Fig. 4.27	Variation of cooling capacity according to an ejector and flow rate ratio	107
Fig. 4.28	Variation of compressor power consumption according to an ejector and flow rate ratio	108

Fig. 4.29 Variation of COP according to an ejector and flow rate ratio	109
Fig. 4.30 The error rate of the flow rate ratio with operating conditions and the experimental device	112
Fig. 4.31 Variation of generator inlet temperature according to an ejector and flow ratio	113
Fig. 4.32 Variation of motive temperature according to an ejector and flow rate ratio	114
Fig. 4.33 Variation of ejector discharge temperature according to an ejector and flow rate ratio	115
Fig. 4.34 Variation of evaporator refrigerant flow rate according to an ejector and flow rate ratio	118
Fig. 4.35 Variation of motive refrigerant flow rate according to an ejector and flow rate ratio	119
Fig. 4.36 Variation of generator capacity according to an ejector and flow rate ratio	120
Fig. 4.37 Variation of cooling capacity according to an ejector and flow rate ratio	121
Fig. 4.38 Variation of compressor power consumption according to an ejector and flow rate ratio	122
Fig. 4.39 Variation of COP according to an ejector and flow rate ratio	123
Fig. 5.1 Schematic diagram of the heat recovery ejector refrigeration system for refrigerated truck	126
Fig. 5.2 Photo of the heat recovery ejector refrigeration system for refrigerated truck	126
Fig. 5.3 Refrigerated truck's internal and external temperature measurement locations	130
Fig. 5.4 Variation of temperature of refrigerated truck's inside and outside according to operating time of the heat recovery ejector refrigeration system and vapor compression system	134

Fig. 5.5 Variation of evaporator refrigerant flow rate and motive refrigerant flow rate ratio according to operating time of the heat recovery ejector refrigeration system and vapor compression system	135
Fig. 5.6 Variation of compressor suction according to operating time of the heat recovery ejector refrigeration system and vapor compression system	136
Fig. 5.7 Variation of cooling capacity and power consumption according to operating time of the heat recovery ejector refrigeration system and vapor compression system	137
Fig. 5.8 Variation of COP according to operating time of the heat recovery ejector refrigeration system and vapor compression system	138
Fig. 5.9 Diagram of heat recovery ejector refrigeration system and pressure-enthalpy	138

LIST OF TABLES

Table 1.1 Summary of literature studies on ejector design and performance	17
Table 2.1 Ejector efficiencies used in the correlations	28
Table 2.2 The constant number	28
Table 2.3 Ejector design specification	29
Table 2.4 Geometric parameter of the ejector	29
Table 2.5 Geometric parameter of the diffuser	30
Table 2.6 Geometric parameter of the ejector nozzle	31
Table 2.7 Specification of ejector refrigeration system	35
Table 2.8 Test conditions of ejector refrigeration system	36
Table 2.9 Test conditions of ejector and Converging Tee	38
Table 3.1 Specifications of experimental device for changing compressor capacity	60
Table 3.2 Test conditions for experimental device for changing compressor capacity	61
Table 3.3 Specifications for the system supply of liquid refrigerant to the generator	64
Table 3.4 Specifications for the device supply of liquid refrigerant to the generator	65
Table 3.5 Test conditions for the system supplies vapor refrigerant to the generator	68
Table 3.6 Specifications of measurement device	71
Table 5.1 Heat recovery ejector refrigeration system specifications for refrigerated truck	127
Table 5.2 Heat recovery ejector refrigeration system specifications for refrigerated truck	130
Table 5.3 Specifications of measurement device	131

Nomenclature

m_p	: Mass flow rate of motive (g/s)
m_e	: Mass flow rate of evaporator (g/s)
m_c	: Mass flow rate of ejector outlet (g/s)
w	: Entrainment ratio(%)
P_c	: Pressure of ejector outlet(MPa)
P_e	: Pressure of evaporator(MPa)
P_p	: Pressure of motive(MPa)
C_r	: Compression ratio(%)
E_r	: Expansion ratio(%)
M_{p2}	: Mach number of motive
M_{e2}	: Mach number of suction chamber
M^*	: Ratio between the local fluid velocity to the velocity of sound at critical condition(%)
P_2	: Pressure of 2 point
γ	: Isentropic expansion coefficient
η_n	: Nozzle efficiency(%)
η_d	: Diffuser efficiency(%)
A	: Area(m^2)
T_r	: Torque($N\cdot m$)
ERS	: Ejector Refrigeration System
VCS	: Vapor Compression System

SUMMARY

In this study, an analysis of a new form of refrigeration mechanism that added a regenerator and an ejector to the current vapor compression refrigeration system was undertaken as a new way of utilizing waste heat. An ejector which is suitable for the heat recovery ejector refrigeration system was developed in the performance factors analysis of the ejector refrigeration system. And a study on the operation and performance characteristics of the ejector refrigeration system was performed by applying the designed ejector. As results, compressor capacity was found to be a significant factor in the heat recovery ejector refrigeration system, and the probability of enhancing the performance of the system was confirmed by optimizing the compressor capacity and the size of the system's ejector nozzle.

In the study of the performance factor of the ejector refrigeration system, the power consumption decreased as the pressure of the refrigerant discharged to the ejector outlet was higher than the ejector mounted a converging tee system. The COP of the system with the ejector installed was 25% higher, and as the ejector was installed in the system, it was found that it can help to improve the performance of the system.

An analysis on the ejector refrigeration system's operation and performance characteristics according to the temperature of the heat source supplied to the regenerator found that the optimum temperature of the heat source provided to the regenerator is 80 to 90°C. In optimizing the refrigerant charge amount of the ejector refrigeration system, the refrigerant supplied from the regenerator was charged to a gaseous state, the flow rate of the refrigerant flowing through the ejector motif increased as the amount of refrigerant increased, and as the flow rate of the refrigerant flowing to

the evaporator decreased, the COP was at most 1.1. In the case of charging the refrigerant to a liquid state, the COP was at most 1.5. Based on the results derived from the research on the ejector refrigeration system's performance factors, a study was performed on the system's operation and performance characteristics according to the heat recovery ejector refrigeration system's operating environment.

According to the change of compressor capacity, the operation and performance characteristics according to the ejector nozzle size applied to the refrigeration system were analyzed. When the ejector nozzle size is smaller than the system capacity, the temperature and pressure of the refrigerant discharged due to a pressure drop in the nozzle were lower than the inlet pressure of the evaporator. Among the ejector nozzle sizes, the refrigeration capacity increase rate of the ejector with a nozzle size of 1.8 mm was the highest, and the COP was the highest with nozzle size 3.6 mm.

Besides, when the system increasing the evaporator's capacity to utilize the waste heat, the state of the refrigerant supplied to the regenerator was in the form of liquid and gas. As results, in the regenerator system in which the state of the refrigerant is supplied to a liquid state, the temperature and pressure of the refrigerant discharged from the ejector increase as the flow rate increases, When the state of the refrigerant supplied from the heat recovery ejector refrigeration system to the regenerator was liquid, it was found that the supplying system had a 26% higher COP than the gaseous supply system.

Based on the results of the heat recovery ejector refrigeration system, the system was applied to the refrigerated truck. The performance comparison with the vapor compression refrigeration system has been conducted under the same experimental conditions. The COP shows that 26% higher in the heat recovery ejector refrigeration system than the vapor compression system.

1. 서론

1.1 연구 배경 및 필요성

현대 산업이 발달함에 따라서 현대사회는 생활수준의 향상으로 농·수산물의 Cold chain시장이 빠르게 형성되고 있다. 이에 따라 온라인과 오프라인을 이용한 냉동·냉장식품의 수요가 증가하고 있으며, 냉동·냉장식품의 수송을 담당하는 냉동탑차는 전 세계적으로 100만대 이상 등록되어 있고 해마다 증가하는 추세를 보이고 있다. 냉동탑차에서 냉동·냉장식품의 보관 온도유지를 위해서 자동차의 엔진을 이용하여 압축기를 구동하는 냉각 방식이 주로 사용되고 있으며, 이로 인해서 냉동탑차의 출력저하 및 연비의 감소로 운전비용이 증가하는 문제점이 발생되고 있으며, 이와 더불어 냉동탑차의 출력저하 및 연비저하로 인한 이산화탄소 발생 증가로 인한 환경적인 문제도 동시에 발생하고 있는 실정이다. 냉동탑차에서 사용되는 냉동기는 증기 압축식 냉동시스템과 동일한 냉동사이클로 구성되어 있으며, 증기 압축식 냉동시스템의 사이클의 성능향상에 대한 연구 중 이젝터를 적용한 증기 압축식 냉동사이클에 관한 연구들이 전 세계적으로 많이 진행 중에 있다.

일반적으로 이젝터(Ejector)는 압력이 높은 유체를 이용하여 이젝터에 설치된 노즐에서 분출시켜 노즐을 통과하는 유체의 압력에너지를 속도에너지로 변환시켜 주변의 저압의 유체와 혼합하여 저압의 유체를 높은 압력까지 압축시킬 수 있는 장치이다. 이젝터의 구성은 크게 고압의 유체를 이용하는 부분인 모티브(Motive)와 노즐(Nozzle), 저압유체가 흡입되는 흡입부(Suction) 및 고압의 유체와 저압의 유체가 혼합되는 혼합부(Mixing Chamber)가 있으며, 혼합된 유체의 압력보상을 위한 디퓨저(Diffuser)로 구성되어 있다. 이젝터는 기계적으로 작동되는 부분이 없어 고장이 적고, 소형부터 대형까지 제작이 가능하여 용량의 제약이 없는 특징을 가지고 있다 [1-3].

증기 압축식 냉동시스템에서 이젝터의 활용 방안 중 팽창밸브에서 감압팽창 과정에서 발생하는 추력손실(Expansion loss)을 압력에너지로 회수하여 압축기

입구에서의 압력을 상승시켜 사이클의 COP를 상승시키는 방안이 주로 사용되고 있으며, 본 연구에서는 압축기로 흡입되는 작동유체의 입구압력 및 온도를 상승시키는 방안으로 엔진에서 버려지는 폐열을 활용하여 압축기에서 소비되는 동력을 감소시키고, 작동유체의 유량을 증가시켜 냉동시스템의 냉동능력 증가를 통한 시스템의 COP를 상승시킬 수 있는 성능인자 도출에 대한 연구를 진행하였다.

1.2 국내외 연구동향

1.2.1 국내 연구동향

국내 연구동향을 살펴보면 구동노즐의 형상, 작동 압력비, 이젝터 목 면적비 등의 변화가 이젝터 시스템에 미치는 영향을 연구한 논문이 많으며, Lee(2006)는 Fig. 1.1과 같은 이젝터의 실험 장치를 설계하여 이젝터 구동노즐의 형상 변경으로 인한 시스템의 성능변화에 대한 연구를 진행하였다.

실험에서는 구동노즐의 형상을 원형인 경우와 페탈(Petal)형인 경우에 대하여 연구를 수행하였고, 구동노즐로부터 방출되는 제트유동의 상태가 각각 아음속 및 초음속의 경우, 또한 이젝터의 사용목적이 진공펌프 또는 추기펌프로 사용되는 경우에 최고의 효율을 나타낼 수 있는 페탈 구동노즐의 형상을 제시하였다. 실험을 위해 설계된 구동노즐의 형상 및 사이즈는 Fig. 1.2와 Fig.1.3과 같으며, 구동노즐이 설치되는 사이즈는 Fig. 1.2와 같이 동일한 사이즈로 설계 후, 이젝터 노즐이 토출되는 방향으로 Fig. 1.3과 같은 여러 형상의 노즐팁(Tip)을 교체하면서 실험을 진행한 결과, 이젝터의 작동 압력비는 4-lobed 페탈 노즐에서 성능이 가장 높게 나타났고, 1차 유동이 아음속 상태인 경우의 작동 압력비는 8-lobed 페탈 노즐의 성능이 가장 높게 나타났다 [4].

Kim et al.(2000)은 이젝터를 이용한 열구동 냉동시스템에 있어서, 기존의 냉매로 주로 사용되었던 포화압력이 낮은 R11, R12, R113 및 R114 대신에 천연냉매인 이소부탄(R600a)을 이용하여 열구동 냉동시스템에 적용가능성을 살펴보는 연구를 진행하였고, 이젝터 열구동 냉동기는 Fig. 1.4와 같이 시스템에 고온의 열을 공급하는 보일러, 작동유체의 압력 및 유동을 위한 펌프 및 이젝터로 구성되어 있고, 시스템 운전시의 열구동 사이클의 P-h 선도를 같이 나타내었다. 연구 결과 이젝터 사이클은 증기 압축식 냉동시스템에 비해 약 5%의 압축일이 감소하고, 그에 따라서 성능계수는 3~6%정도 증가하는 것으로 나타났다 [5].

Lee(2005)는 CO₂를 작동유체로 사용할 수 있는 이젝터 냉동시스템에 대한 연구를 진행하였고, Fig. 1.5는 CO₂를 작동유체로 사용한 이젝터 냉동시스템에

대한 개략도 및 사이클 선도를 나타낸 것이다. Fig. 1.6은 시스템에 사용된 이젝터의 형상을 나타낸 것이다. 연구내용으로는 2상류 이젝터를 적용한 CO₂ 냉동사이클의 성능특성을 파악하고 이젝터 설계를 위한 지침을 얻기 위해, 간단한 2상류 이젝터 유동모델을 이용하는 사이클 해석을 통해 이젝터의 형상이 사이클 성능에 미치는 영향을 검토하였다. 그 결과, 이젝터내의 팽창, 혼합과정을 등엔트로피 변화로 가정했을 경우, 2상류 이젝터 CO₂ 냉동사이클의 COP는 팽창밸브를 이용하는 사이클에 비해 최대 24% 상승하였다. 또한, 속도 비평형이 존재하는 이젝터 유동을 고려한 경우, COP가 큰 폭으로 상승하는 구동류와 흡입류의 혼합거리가 존재하며, 구동류와 흡입류 사이의 유속차를 감소시켜 압력회복을 증가시키기 위해서는 혼합부 단면적을 작게 할 필요가 있음을 알게 되었다 [6].

Yoon et al.(2016)은 이젝터를 해양온도차발전에 적용할 수 있는 시스템에 대한 연구를 진행하였고, 이젝터를 적용한 해양온도차 발전을 위한 시스템의 개략도는 Fig. 1.7에 나타내었다. 이젝터를 적용한 해양온도차발전 시스템의 효율은 이젝터의 성능과 작동유체의 물성치에 따라 시스템의 성능은 크게 변화하였고, 연구에서는 5종(R32, R134a, R152a, R507, R717)의 작동유체를 적용하여 이젝터-펌프 온도차발전시스템의 성능비교를 하였으며, 이젝터-펌프 온도차발전시스템에 적용할 수 있는 적절한 작동유체의 선정과 이젝터 유량비에 대한 최적화 연구를 진행하였다. 해석결과 작동유체에 따른 펌프 소모동력은 최대 3배 이상의 차이를 보이며 작동유체에 따라 크게 변화됨을 확인하였으며, 작동유체에 따른 이젝터의 유량비 조건에서 각각의 작동유체를 적용한 시스템의 효율은 약 5% 내외의 대체로 유사한 값을 보였다. [7]

Lim et al.(2019)은 Fig. 1.8과 같이 이젝터와 가스 인젝션이 결합된 복합 사이클의 실험장치를 이용하여 압축기가 수용할 수 있는 가스 인젝션 양에 대한 수치 해석적 모델을 제시하고, 이를 복합 사이클 전체의 성능해석에 적용함으로써 복합 히트펌프 사이클 성능에 대한 정확한 해석결과를 제시하고자 하는 연구를 진행하였다. 그 결과, 차량용 R134a 히트펌프 사이클에서 성능 향상을 위해 적용되는 이젝터, 가스 인젝션, 그리고 이들이 복합된 사이클에 대한 성능해석에서 인젝션 적정 압력은 압축기가 수용할 수 있는 인젝션 유량과 플래시 탱크에

서 생산하는 가스량이 같아지는 지점에서 인젝션 압력이 결정되며, COP의 경우는 기본 사이클 대비 난방에서는 0.22~0.33, 냉방에서는 0.44~0.52 더 높게 나타났다 [8].

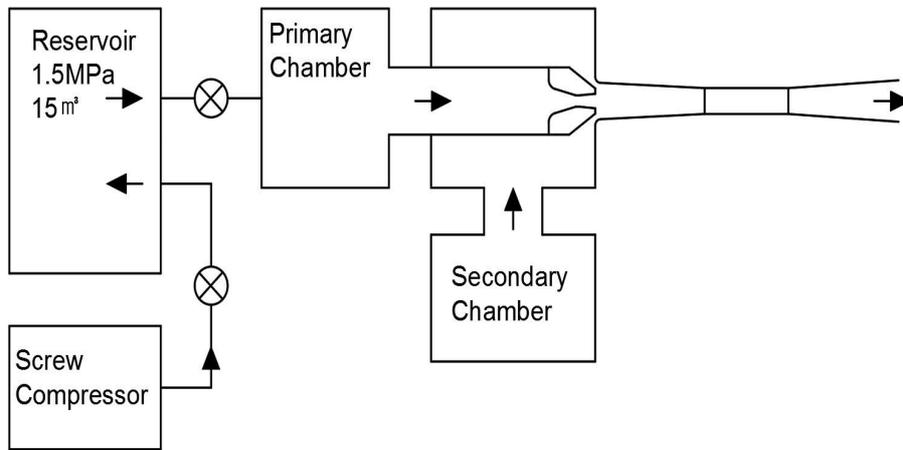


Fig. 1.1 Schematic of experimental apparatus.

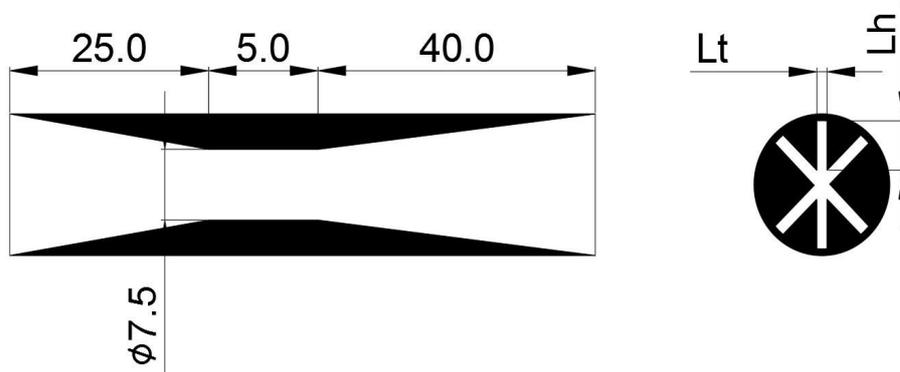


Fig. 1.2 Schematic view of petal nozzle(6-bed petal nozzle).

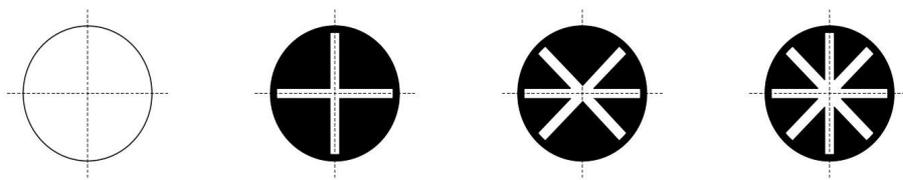


Fig. 1.3 Exit configurations of circular and petal nozzle.

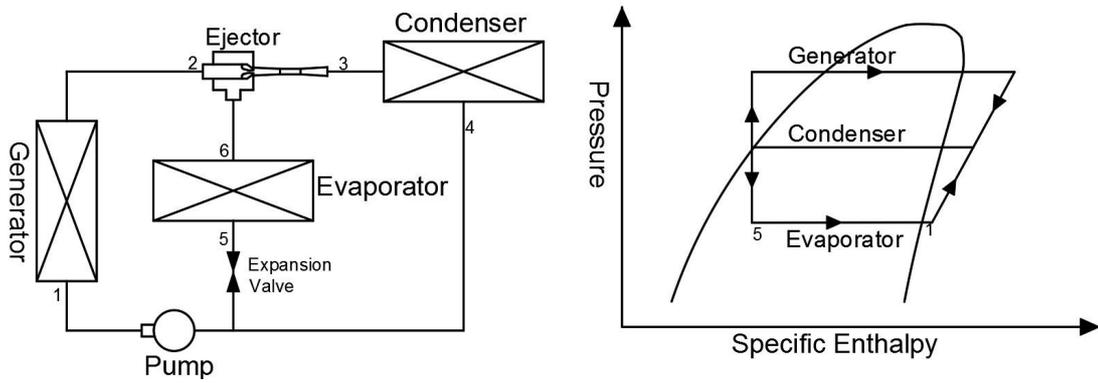


Fig. 1.4 Schematic of ejector driven refrigerator and pressure-enthalpy.

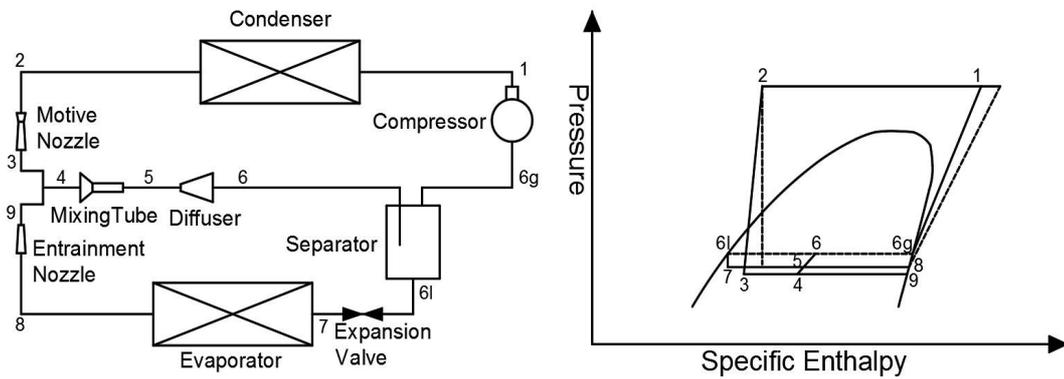


Fig. 1.5 Schematic of two-phase ejector CO₂ refrigerant cycle and pressure-enthalpy.

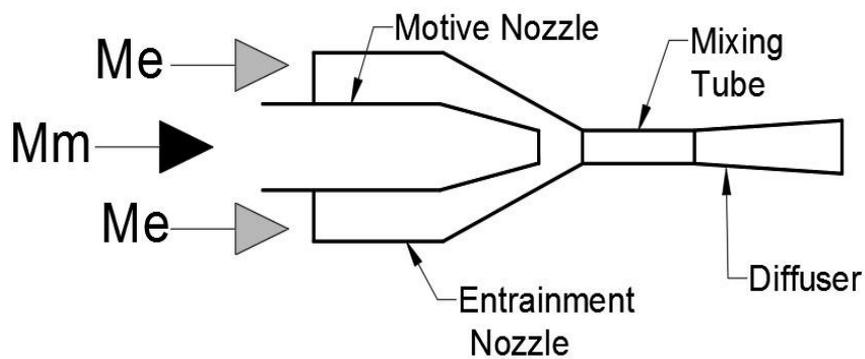


Fig. 1.6 Schematic of two-phase ejector.

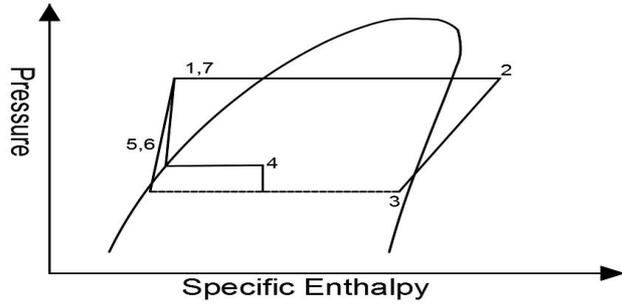
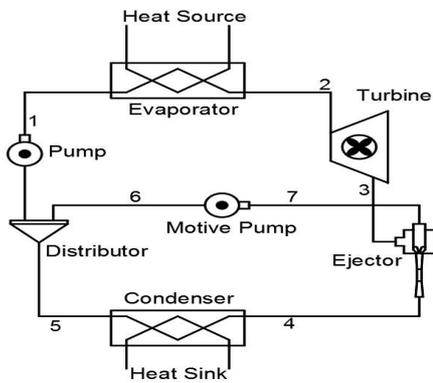


Fig. 1.7 Schematic of ejector-pump OTEC and pressure-enthalpy.

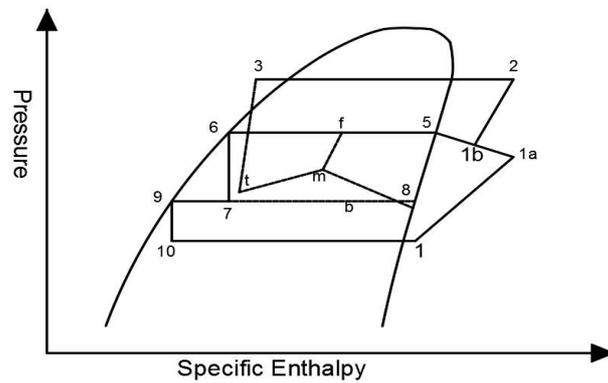
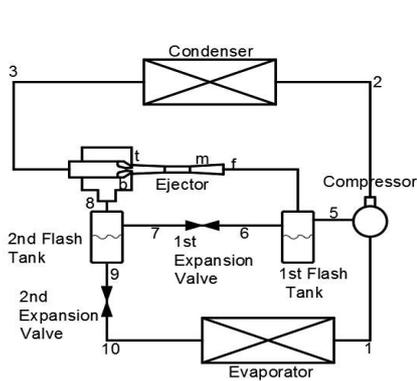


Fig. 1.8 Schematic diagram of ejector and vapor injection cycle and pressure-enthalpy.

1.2.1 국외 연구동향

이젝터를 적용한 냉동시스템의 국외 연구동향은 국내 연구보다 다양하고 상세한 연구들이 많이 진행되었다. 국외 연구동향을 살펴보면 이젝터를 냉동사이클의 어떤 목적으로 사용되는지에 따라 연구 방향이 달라진다. 이젝터가 적용된 냉동시스템의 종류는 몇 가지로 나눌 수 있으며, 이젝터의 역할에 따라서 이젝터를 팽창장치로 사용하는 팽창시스템, 압축기의 입구 압력을 상승시키기 위한 냉동시스템, 이젝터의 압축비를 이용하는 열원구동 냉동시스템 등이 있으며, 이외에 다수의 연구에서 이젝터를 적용한 냉동시스템에 관한 연구가 진행되었고, 이젝터 냉동시스템에 영향을 끼치는 인자에 대한 연구도 같이 진행되었다. 국외의 연구동향에서 이젝터를 적용한 냉동 시스템에 대한 연구를 다음과 같이 정리하였다.

Gay(1931)는 이젝터를 적용한 냉동사이클 시스템에서 열원구동 냉동시스템을 제안하였고 Fig. 1.9는 제안한 열원구동 냉동시스템의 개략도를 나타낸 것으로 써 그림에서 알 수 있듯이 열원으로 태양열 집열기를 설치하여 태양열을 이용할 수 있도록 하였고, 시스템의 운전은 응축기에서 토출된 액상(Liquid Phase) 상태의 냉매를 펌프, 태양열 집열기 및 이젝터를 이용하여 압축기와 동일한 효과를 나타낼 수 있도록 시스템을 구성하였다. 응축기에서 토출된 액상 상태의 냉매는 펌프에서 압력을 상승시키고, 태양열 집열기에서 열교환이 된 냉매는 고온-고압상태로 이젝터 모터브로 유입되고, 이젝터 노즐을 거치면서 초음속상태가 되며, 초음속이 된 냉매는 압력이 하강되어 증발기의 냉매를 흡입하게 되어 시스템의 운전이 되는 시스템을 제안하였다 [9].

Figure 1.10은 Chen et al.(2015)의 연구에서 제안한 시스템의 개략도이며 이젝터 및 냉동사이클 구성요소들의 적용 위치와 숫자를 다양하게 하여 이런 인자들이 사이클 성능에 미치는 연구를 분석하여 이젝터 설치가 냉동사이클의 성능향상에 효과적이며, 다목적으로 적용할 수 있음을 확인하였다 [10].

Xing et al.(2015)가 제안한 시스템의 개략도는 Fig. 1.11과 같이 응축기에서 토출된 냉매액을 펌프와 증발기로 분기되는 냉동사이클이며, 제안된 이젝터 냉

동시스템에 사용되는 작동유체를 두 가지 냉매를 적용하여 이젝터 시스템 성능에 미치는 연구를 진행하였고, 기존의 증기 압축식 냉동시스템과 성능을 비교한 결과 작동유체를 R404A 냉매를 사용한 경우는 10%, R290 냉매를 사용한 경우는 7% 정도의 COP가 향상된다는 것을 확인하였다 [11].

Sun et al.(1995)은 이젝터를 팽창장치로 사용하는 이젝터 팽창시스템에 대한 연구를 진행하였으며, 연구에서 적용된 사이클은 Fig. 1.12와 같으며, 연구를 통하여 이젝터를 팽창장치로 사용함에 따라 팽창손실을 저감시킬 수 있고, 이에 따라 압축기 입구에서의 압력을 보상하여 압축부하를 줄일 수 있는 장점이 있다는 것을 밝혀내었다 [12].

J.A.Exposito Carrillo(2019)는 CFD를 이용하여 냉각 사이클의 열역학적 모델을 해석하여 이젝터를 설계하였고, 설계된 이젝터의 사양은 Fig. 1.13과 같으며, 설계된 이젝터 사이클은 Fig. 1.13과 같이 3가지 모형의 이젝터 냉동 시스템에 적용하여 성능계수 및 계절별 에너지 성능비율에 대한 연구를 진행하여 기존 증기 압축식 냉동사이클에 비해 성능계수는 13%, 에너지 성능비율은 23%의 상승효과가 있음을 제시하였다 [13].

Chen Lin et al.(2019)는 이젝터 냉동시스템의 구성요소 중 이젝터 1차측과 2차측으로 작동유체를 분리할 수 있는 냉매 분리기를 Fig. 1.14와 같이 4개를 설계하여 각각의 냉매 분리기가 사이클에 미치는 성능에 대한 연구를 진행하였고, 냉매 분리기의 상세한 형태의 첫 번째(a)는 기본적인 냉매 분리기 형상으로 이젝터에서 토출된 냉매가 유입되는 부분이 상부에 설치되어 있고, 액체 상태로 증발기 측으로 흐르는 냉매는 하단에 설치되어 있으며, 기체 상태로 압축기로 흐르는 냉매는 상단에 배관이 연결되어 있으며, 두 번째(b) 냉매 분리기는 이젝터에서 유입되는 냉매배관이 45°로 흡입되도록 설치되었으며, 세 번째(c) 냉매분리기의 경우는 두 번째 냉매분리기에서 냉매분리기 내부에 Baffle을 설치하여 압축기로 유입되는 냉매의 상태를 완전기체 상태로 할 수 있도록 하였다. 네 번째(d) 냉매분리기의 경우는 압축기 유입되는 배관을 냉매 분리기 내부에 삽입하여 압축기로 흡입되는 냉매의 상태가 완전기체 상태로 들어갈 수 있는 구조로 하였다. 형태가 다른 4개의 냉매 분리기가 설치된 이젝터 냉동시스템의 개략도는 Fig. 1.15와 같으며, 사용된 작동유체는 R-290 냉매를 사용하였다.

4가지 모형의 냉매 분리기를 설계하여 각각의 실험을 진행한 결과 내부에 배관이 삽입된 경우의 냉매 분리기가 냉동능력이 가장 좋게 나타났으며, 증발온도 -30℃ 조건하에서 증기 압축식 냉동사이클보다 COP 상승율이 16.7%로 나타났다 [14].

Lucas et al.(2014)는 CO₂를 이용한 이상(2-Phase) 이젝터 냉동시스템을 CFD를 이용하여 흡입부 유량이 없는 상태와 흡입부 유량이 있는 상태에서 이젝터 내에 발생하는 압력손실을 분석하였고, 흡입부 유량이 있을 때 이젝터 내부의 혼합된 유체에서 발생하는 손실을 해석적으로 분석하여 정확한 해석이 가능하도록 하는 연구를 진행하였다 [15].

Li and Groll(2005) 또한 CO₂ 사이클에서 이젝터를 팽창장치로 이용하였을 때 사이클 성능 향상에 대해 열역학적인 분석을 진행한 결과 이젝터를 적용하였을 때 기존 사이클 대비 16%의 성능이 향상됨을 제시하였다 [16].

Ersoy and Sag(2014)는 R134a를 이용하여 기존 냉동 시스템과 동일한 조건에서 이젝터를 적용한 냉동 시스템의 성능실험을 실시한 결과 압축기에서 소비되는 전력은 14-17% 정도 감소하였고, 이로 인해서 이젝터 냉동 시스템의 COP는 6.2-14.5% 정도 향상됨을 확인하였다 [17].

Sarker(2010)는 암모니아(R717), 프로판(R290) 및 이소부탄(R600a)과 같은 자연냉매를 이용하여 이젝터 냉동시스템의 자연냉매에 따른 성능특성에 관해 열역학적으로 해석을 진행하였다. 그 결과 이소부탄을 이용한 이젝터 냉동시스템은 21.6% 성능향상을 나타내었고, 프로판과 암모니아는 각각 17.9%, 11.9%의 성능 향상을 가져오는 것을 확인하였다 [18].

Yadav and Patwardhan(2008)은 CFD를 이용하여 이젝터의 흡입 챔버의 형상에 대한 최적화 연구를 진행하였고 해석결과 흡입 챔버의 직경이 커질수록 흡입되는 유량이 증가하는 것을 확인하였으며, 또한 흡입 챔버에서 흡입부로 들어가는 각도는 5°에서 15° 사이에서 최적의 값을 가지는 것을 확인하였다 [19].

Hisham et al.(2002)는 이젝터를 냉동시스템에 적용하기 위하여 작동유체를 할론 카본계열의 냉매를 이용하여 이젝터 냉동시스템에 적용하는 연구를 수행하였으며, 이젝터를 적용한 냉동시스템의 작동유체를 할론 카본계열의 냉매를 이용한 이젝터 냉동기의 연구동향 및 결과를 Table 1.1에 제시하였다 [20].

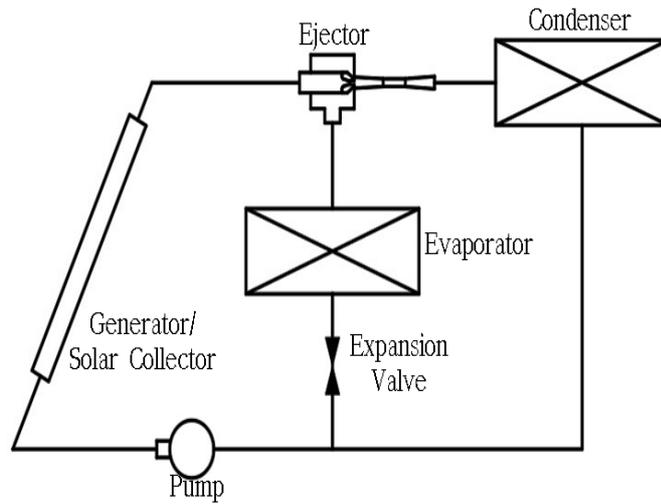


Fig. 1.9 Schematic of heat source driven refrigeration system using ejector.

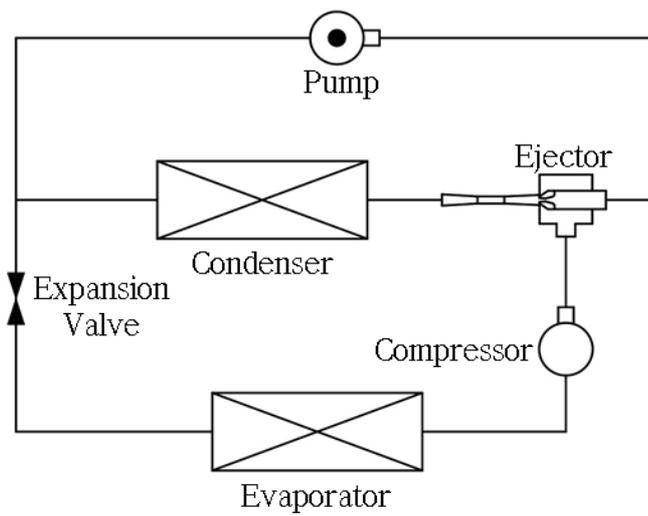


Fig. 1.10 Schematic of Chen's ejector refrigerant cycle.

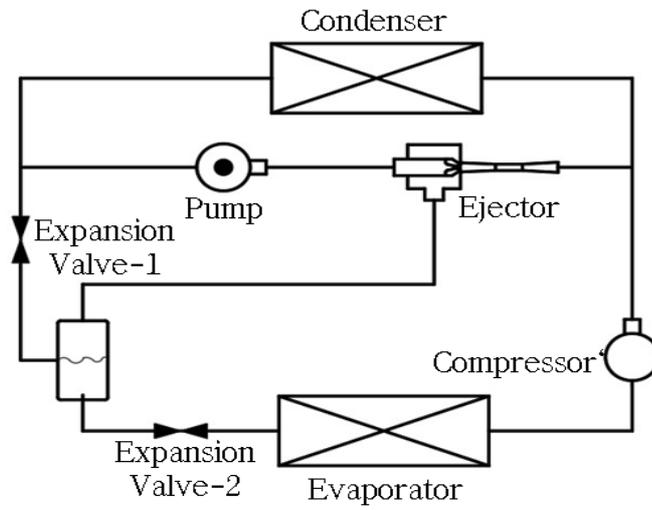


Fig. 1.11. Schematic of Xing's ejector refrigerant cycle.

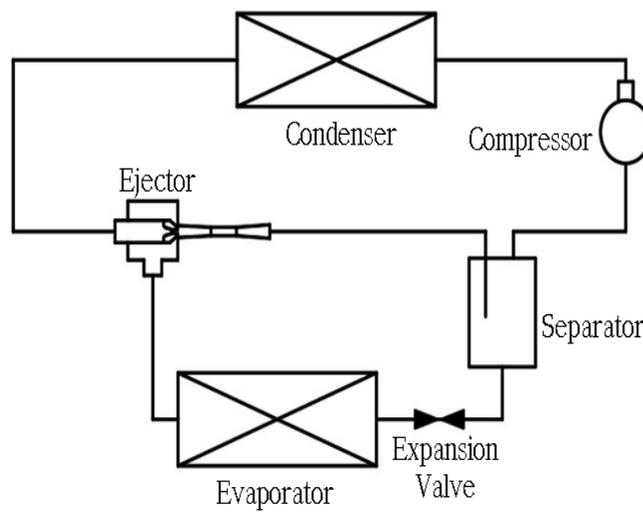
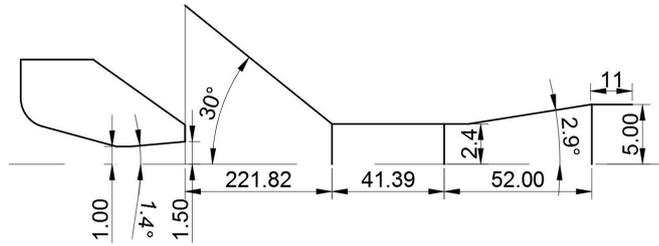
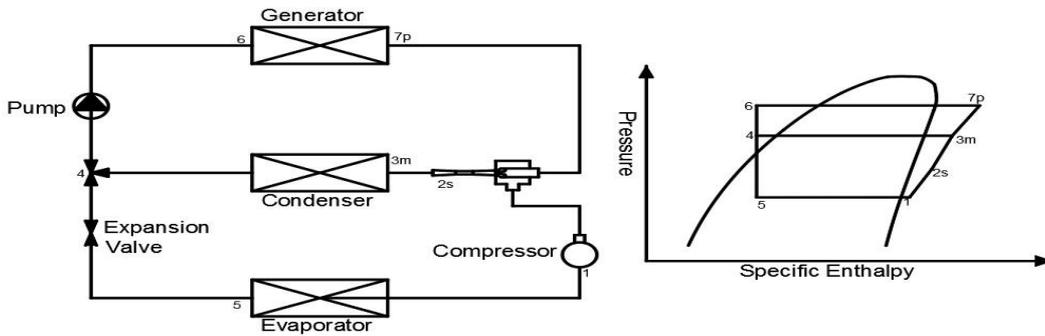


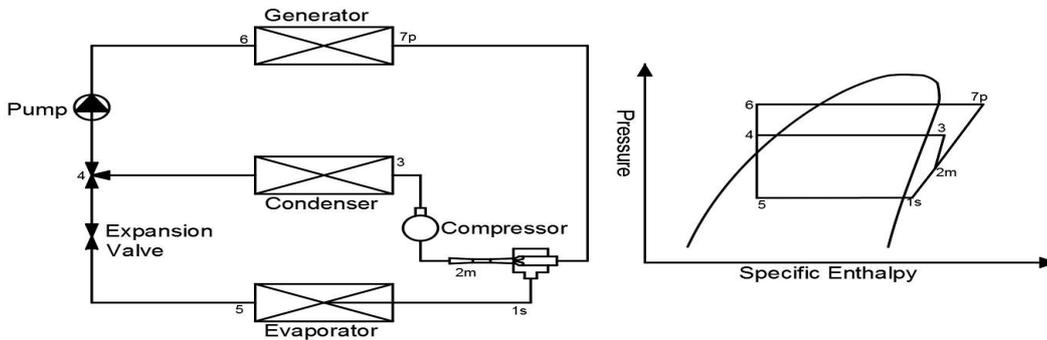
Fig. 1.12 Schematic of ejector expansion system.



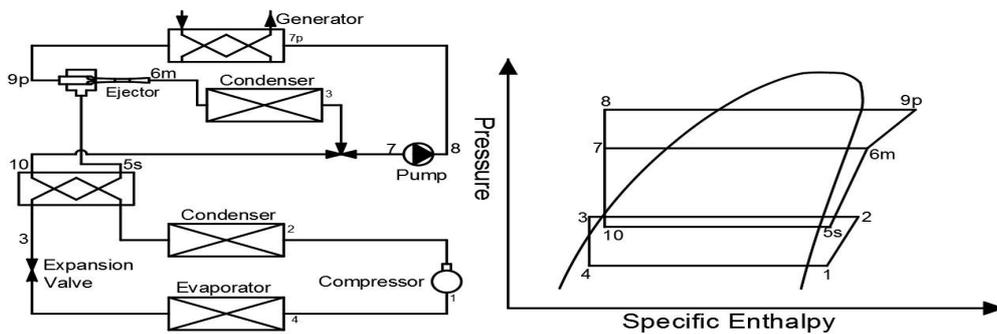
(a) Diagram of ejector.



(b) Ejector compression cycle and pressure-enthalpy.

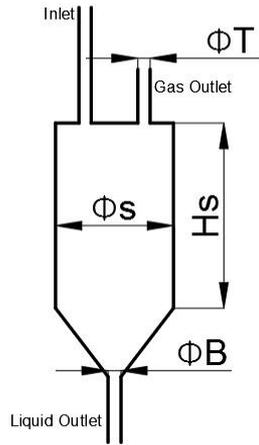


(c) Ejector booster compression cycle and pressure-enthalpy.

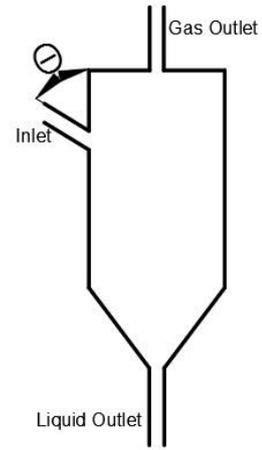


(c) Thermally driven sub-cooling cycle and pressure-enthalpy.

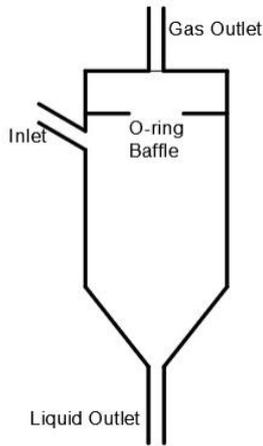
Fig. 1.13 Schematic of ejector base geometry and system.



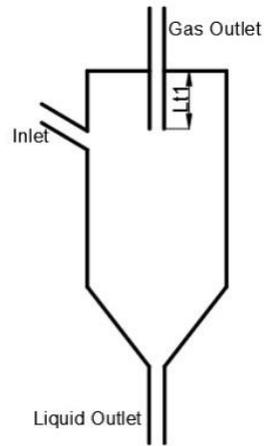
(a) Basic type of refrigerant separator.



(b) 45° Inflow refrigerant separator

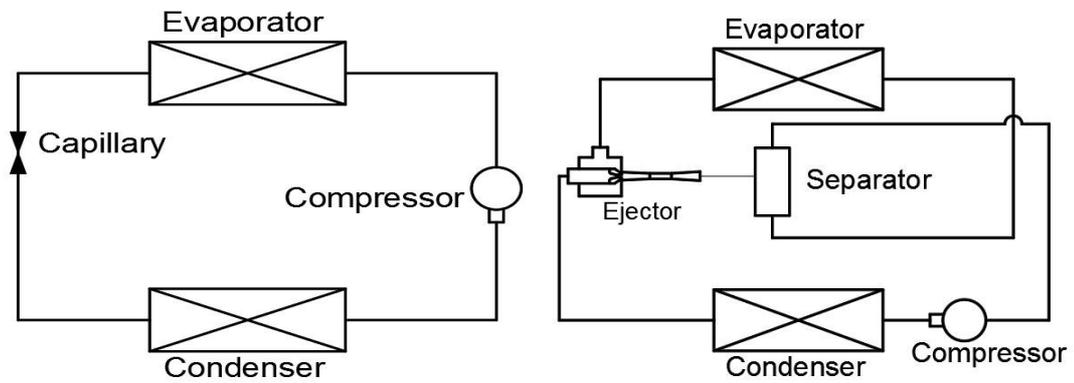


(c) Refrigerant separator with baffle installed



(d) Refrigerant separator with pipe inserted

Fig. 1.14 Schematic diagram of refrigerant separator.



(a) Basic cycle test bed

(b) Ejector cycle test bed

Fig. 1.15 Schematic diagram of test beds.

Table 1.1 Summary of literature studies on ejector design and performance.

Reference	Fluid	Boiler/evaporator/ condenser temperature(°C)	Conclusion
21	R-113	60~100/5~18/40~50	태양열을 이용한 이젝터 냉동시스템으로써 냉매는 R-113을 사용하였고, 보일러를 이용하여 열구동에 필요한 열원을 공급하였으며, 증발온도와 응축온도에 따른 이젝터 냉동시스템의 성능향상을 위한 목적으로 이젝터 냉동시스템에 대한 연구를 진행하였음.
22	R-113, R-114, R-142b, R-718	80~95/5~13/25~45	이젝터를 이용한 이젝터 냉동시스템과 증기 압축 사이클에 대한 성능비교에 관한 연구이며, 습증기 조건에서 등엔트로피 팽창 과정에서 작동유체의 상변화가 발생되어 이젝터의 손실이 발생되었고, 작동유체 중에서 R-113을 사용한 경우가 성능이 가장 좋게 나타났고, R-142b를 사용한 경우가 가장 낮은 성능을 보였음.
23, 24	R-114	86/-8~30	기계적 압축 부스터를 사용하여 이젝터 성능향상에 관한 연구를 진행하였음.
25	Water	120~140/5~10/30~65	혼합 챔버에 유입된 유체가 초음속일 때 시스템에 미치는 영향에 관한 연구이며, 임계유속에서 최대의 COP를 갖는다는 결과를 얻었음.
26	Water	120~140/5~10/30~60	작동조건에 따라서 노즐위치에 따라 COP 및 냉각 용량이 100% 증가한다는 결과를 얻음.
27	R-113	70~100/6~25/42~50	증발온도가 저온인 운전조건에서 응축기의 온도는 응축기로 유입되는 냉매의 비율에 따라 영향을 받는다는 연구결과를 얻었음.

Reference	Fluid	Boiler/evaporator/ condenser temperature(°C)	Conclusion
28	R-11	82.2~182.2/10/43.3	이젝터의 노즐 사이즈에 의한 작동유체의 흡입량은 보일러 온도에 비례하여 증가한다는 결과를 얻었음.
29, 30	R-114	90/4/30	태양열 재생기와 이젝터 냉동기가 결합된 시스템에 관한 연구이며, 시스템 효율을 향상시키기 위해서는 멀티 이젝터 시스템과 냉열을 저장할 수 있는 장치가 필요하다라는 결과를 얻었음.
31	R-134a	-/-15/30	이젝터의 모터브에 설치된 노즐에 따른 시스템 성능에 관한 연구이며, 이젝터를 사용하면 고압의 모터브의 압력을 이용할 수 있어서 팽창밸브에서 손실되는 압력을 보상할 수 있다는 결과를 얻었음.
32	R-11,R-113, R-114	93.3/10/43.3	보일러, 응축기, 증발기 온도에 따른 이젝터에서 흡입되는 양에 대한 해석을 진행하고 실험을 통해서 이를 측정할 연구이며, 연구결과 이젝터 설계범위에서 벗어나면 흡입량은 감소하고, 흡입량을 증가시키기 위해서는 2단의 이젝터 시스템이 필요하다라는 결과를 얻었음.
33	R-134a	5/-12,-18/40	이젝터와 압축기를 이용한 가정용 냉장고에서는 효율 향상률이 7-12.4% 증가하고, 최적의 노즐 사이징은 냉동 온도에 따라 결정된다는 결과를 얻었음.
34	R-11; HCFC-123	80/5/30	HCFC-123의 성능은 이젝터 냉동에서 R-11의 성능과 비슷하고, 다양한 운전조건 하에서 이젝터 형상을 변경하여 최적의 성능을 도출할 수 있는 연구를 진행하였음.

1.3 연구 내용 및 목적

이젝터 냉동시스템은 이젝터의 적용방법에 따라 재생기와 펌프를 이용하여 고온·고압의 냉매를 이젝터의 모티브에 공급하여 이젝터를 압축기의 역할을 할 수 있도록 하는 열구동 이젝터 냉동시스템과 이젝터를 팽창밸브로 사용하여 교축 작용시의 에너지 손실을 줄이고 응축기에서 토출되는 냉매를 활용하여 압축기로 들어가는 냉매의 온도 및 압력을 상승시켜 압축기에서 소비되는 동력을 줄이는 이젝터 팽창 냉동시스템으로 크게 나눌 수 있다.

그러나 열구동 냉동시스템은 시스템의 용량을 소형으로 제작하기가 어렵고 냉동시스템의 운전을 위해서 펌프에서 소비되는 동력이 많이 필요하여 증기 압축식 냉동시스템보다 성능이 낮을 뿐만 아니라 재생기로 공급되는 열원 온도가 불안정하면 시스템의 운전이 불가능하다는 단점을 가지고 있다.

그리고 이젝터 팽창 냉동시스템은 이젝터의 모티브로 흐르는 냉매가 시스템 내에 설치된 응축기에서 토출되어진 냉매를 사용함으로써 인해서 이젝터 팽창 냉동시스템의 운전구간에 제약이 발생하는 단점을 가지고 있다.

본 연구는 열구동 냉동시스템과 이젝터 팽창 냉동시스템의 장점만을 활용하여 새로운 형태의 이젝터 냉동시스템에 대한 연구를 진행하였으며, 열회수 이젝터 냉동시스템에 설치된 재생기의 안정적인 열원 공급을 위해서 엔진폐열을 이용하도록 하였고, 이젝터 모티브의 열원을 엔진에서 버려지는 폐열을 활용함으로써 운전구간에 대한 제약도 해결할 수 있도록 하였다.

본 연구에서는 앞에서 언급한 시스템들의 단점을 해결하고 폐열을 활용할 수 있는 새로운 방안으로 기존 증기 압축식 냉동시스템에 재생기와 이젝터를 적용한 새로운 형태의 냉동시스템에 대한 연구를 진행하였고, 이젝터 냉동시스템의 성능인자 연구에서 열회수 이젝터 냉동시스템에 적합한 이젝터를 설계하였으며, 설계된 이젝터를 적용하여 이젝터 냉동시스템에 운전 및 성능특성에 관한 연구를 진행하였다.

그리고 이젝터 냉동시스템의 성능인자 연구에서 이젝터와 Converging Tee의 비교 시스템을 통하여 이젝터가 시스템에 설치됨에 따라 시스템의 성능향상에

도움을 줄 수 있다는 결과를 얻었으며, 재생기로 공급하는 열원 온도에 따른 이젝터 냉동시스템의 운전 및 성능특성 연구를 통하여 열원 온도의 최적온도를 확인하였고, 이젝터 냉동시스템의 냉매 충전량의 최적화를 위한 시스템을 통하여 재생기로 공급되는 냉매의 상태량에 따라 시스템의 성능이 변화된다는 것을 확인하였다.

그리고 이젝터 냉동시스템의 성능인자 연구에서 도출된 연구결과를 기초로 하여 열회수 이젝터 냉동시스템의 운전환경에 따른 시스템의 운전 및 성능특성에 관한 연구를 진행하였다. 먼저, 압축기 용량변경에 따른 열회수 이젝터 냉동시스템의 연구에서는 냉동시스템에 적용한 이젝터 노즐사이즈에 따른 운전 및 성능특성에 관한 연구를 진행하였고, 증발기 용량증가를 위한 연구에서는 폐열을 활용할 수 있도록 열회수 이젝터 냉동시스템에 설치한 재생기로 공급하는 냉매의 상태를 액체 상태의 냉매와 기체 상태로 공급하여 각각의 냉매 상태량에 따른 운전 및 성능특성에 관한 연구를 진행하였고, 열회수 이젝터 냉동시스템에 설치된 재생기로 공급되는 냉매의 유량을 조절하여 유량비에 따른 재생기의 공급열량 및 이젝터의 토출압력 및 온도에 대한 연구를 진행하였다.

그리고 열회수 이젝터 냉동시스템의 연구결과를 이용하여 냉동탑차에 열회수 이젝터 냉동시스템을 적용하여 동일한 실험조건에서 증기 압축식 냉동시스템과의 성능비교를 진행하였다.

2. 열회수 냉동시스템의 성능인자 연구

2.1 열회수 이젝터

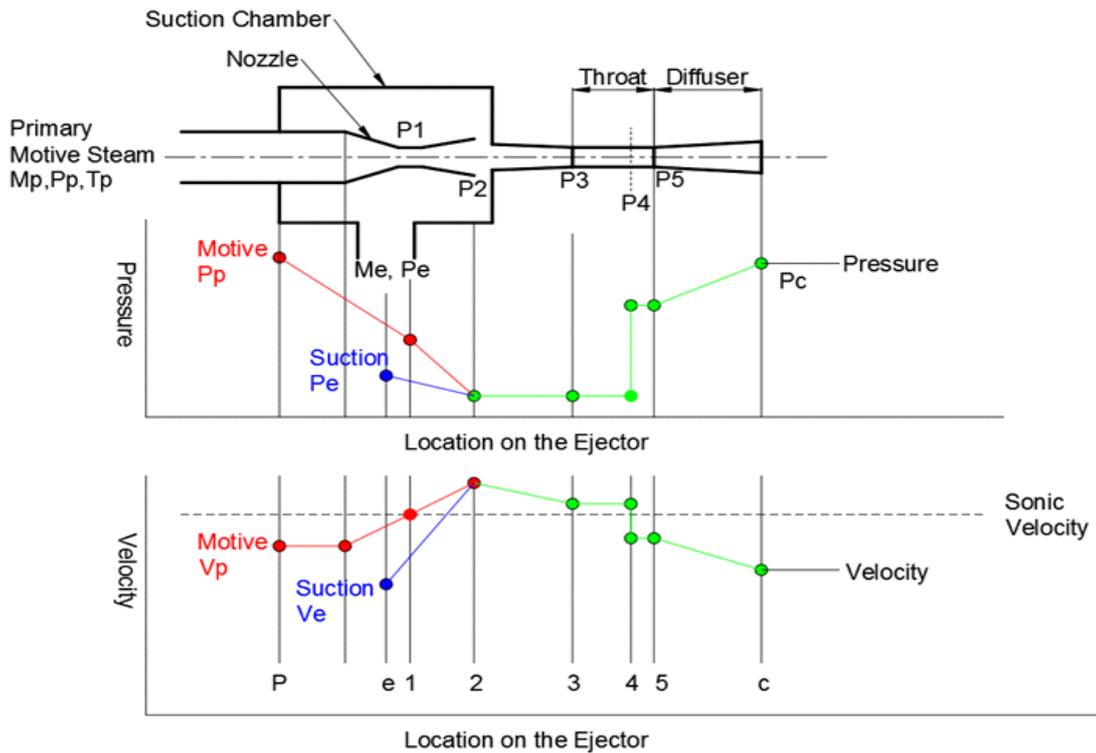


Fig. 2.1 Variation in vapor pressure and velocity as a function of location along the ejector.

본 연구에서 사용될 이젝터의 설계를 위해 이젝터 해석에서 일반화된 Vapor 이젝터의 설계이론을 이용하여 이젝터 설계를 진행하였으며, 이젝터의 설계를 위한 수학적 해석을 위해서는 해석상의 몇 가지 가정이 필요하다. 이젝터의 설계를 위하여 가정한 것은 모티브(Motive)에서 유입되는 유체는 등엔트로피(Isentropic)이며, 혼합된 모티브 증기(Vapor)상태의 유체와 흡입된 증기는 디퓨저(Diffuser)에서 등엔트로피(Isentropic)상태이다. 이젝터 모티브의 유체와 흡입된 증기는 포화증기이며, 속도는 무시된다. 이젝터에서 토출되는 압축 혼합된 속도는 중요한 해석요소가 아니며 일정한 등엔트로피 팽창지수는 이상기체 상

태인 것으로 가정한다. 이젝터 모티브에서의 증기상태의 유체와 흡입된 가스는 흡입챔버(Suction chamber)에서 혼합되고, 유체의 흐름상에서 외부와의 열교환이 없다고 가정한다. 이젝터의 노즐(Nozzle), 디퓨저(Diffuser)와 혼합챔버(Mixing chamber)의 등엔트로피 효율은 마찰손실로 정의하였고, 이젝터 모티브에서의 증기상태의 유체와 흡입챔버에 흡입된 증기는 분자량과 비열비가 동일하다고 가정한다. 또한, 이젝터의 흐름은 1차원이며, 모두 정상상태에서 수학적 해석이 진행된다. Fig. 2.1은 수학적 해석을 위해서 이젝터의 위치에 따른 압력 및 속도를 나타낸 것이며, 이젝터의 수학적 해석을 위해서는 전체적인 상태방정식이 필요하며, 전체 상태방정식은 수식(2-1)과 같이 이젝터 모티브 유량과 흡입(Suction)유량의 합은 토출유량과 같다. 이젝터를 통한 모티브와 흡입측의 압축비는 수식(2-2)에 의해서 정의되며,

$$m_p + m_e = m_c \dots\dots\dots (2-1)$$

이젝터에 흡입되는 흡입비율(Entrainment ratio)은 수식(2-2)와 같이 모티브의 유량에 대한 흡입된 유량의 비로 정의된다.

$$w = \frac{m_e}{m_p} \dots\dots\dots (2-2)$$

이젝터 모티브의 압력과 흡입 압력의 압축비(Compression ratio)는 수식(2-3)으로 정의 된다.

$$C_r = P_c/P_e \dots\dots\dots (2-3)$$

이젝터에서 토출되는 유체의 팽창비율(Expansion ratio)은 수식(2-4)와 같이 정의된다.

$$E_r = P_p/P_e \dots\dots\dots (2-4)$$

이젝터 내부에 설치된 노즐의 1차측 유체의 등엔트로피 팽창은 수식(2-5)에서 제시한 것과 같이 마하수(Mach Number)로 나타내며,

$$M_{p2} = \sqrt{\frac{2\eta_n}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_p}{P_2} \right)^{(\gamma-1/\gamma)} - 1 \right]} \dots\dots\dots (2-5)$$

등엔트로피 팽창과정중의 흡입챔버(Suction chamber)내의 흡입되는 유체의 마하수의 수식은 수식(2-6)과 같이 된다.

$$M_{e2} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_e}{P_2} \right)^{(\gamma-1/\gamma)} - 1 \right]} \dots\dots\dots (2-6)$$

혼합된 유체의 연속식 운동량 및 에너지방정식은 수식(2-7)과 같이 1차식으로 표현되며, 이 수식은 혼합된 Fig. 2.1의 5번 지점의 마하수와 1차측 유체와 흡입된 유체의 2번 지점의 마하수로 정의된다.

$$M_4^* = \frac{M_{p2}^* + \omega M_{e2}^* \sqrt{T_e/T_p}}{\sqrt{(1+\omega)(1+\omega T_e/T_p)}} \dots\dots\dots (2-7)$$

여기서, M과 M^* 는 수식(2-8)에 제시한 것과 같이 이젝터 위치의 관계로 정의되어지며, 수식(1-8)은 M_{e2}^* , M_{p2}^* , M_4 를 이용한다.

$$M^* = \sqrt{\frac{M^2(\gamma+1)}{M^2(\gamma-1)+2}} \dots\dots\dots (2-8)$$

이젝터의 노즐을 통과한 유체의 shock wave 이후의 혼합된 마하수는 수식(2-9)과 같이 정의되며,

$$M_5 = \frac{M_4^2 + \frac{2}{(\gamma-1)}}{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)}M_4^2 - 1} \dots\dots\dots (2-9)$$

이젝터 내부의 4지점의 shock wave에 따른 압력증가 수식은 수식(2-10)으로 표현된다.

$$\frac{P_5}{P_4} = \frac{1 + \gamma M_4^2}{1 + \gamma M_5^2} \dots\dots\dots (2-10)$$

여기서 Fig. 2.1의 2번 지점과 4번 지점의 압력은 등압으로 가정, 그러므로, $P_2 = P_3 = P_4$ 이다.

이젝터를 통과해 혼합된 유체 디퓨저(Diffuser)의 압력상승 수식은 수식(2-11)과 같다.

$$\frac{P_c}{P_5} = \left[\frac{\eta_d(\gamma-1)}{2} M_5^2 + 1 \right]^{(\gamma/\gamma-1)} \dots\dots\dots (2-11)$$

이젝터 노즐부위의 면적 수식은 수식(2-12)과 같이 표현되며,

$$A_1 = \frac{m_p}{P_p} \sqrt{\frac{RT_p}{\gamma m} \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}} \dots\dots\dots (2-12)$$

노즐과 디퓨저의 면적비 수식은 수식(2-13)과 같다.

$$\frac{A_1}{A_3} = \frac{P_c}{P_p} \left(\frac{1}{(1+\omega)(1+\omega(T_e/T_p))} \right)^{1/2} \frac{\left(\frac{P_2}{P_c} \right)^{1/\gamma} \left(1 - \left(\frac{P_2}{P_c} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right)^{1/2}}{\left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{1/(\gamma-1)} \left(1 - \frac{2}{\gamma+1} \right)^{1/2}} \dots\dots\dots (2-13)$$

이젝터 노즐과 노즐출구단의 면적비 수식은 수식(2-14)와 같이 표현된다.

$$\frac{A_2}{A_1} = \sqrt{\frac{1}{M_{p2}^2} \left(\frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_{p2}^2 \right) \right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}} \dots\dots\dots (2-14)$$

이젝터 수학적 해석을 위해서 경험적인 해석을 위해서 일반적으로 사용되는 η_n, η_d 수치들을 Table 2.1에 제시하였다.

이젝터 개구부나 노즐 등에서 유출되는 기체의 유량은 출구 쪽의 압력을 낮춤에 따라 유량은 증가하지만 어느 압력에서 유량이 한계치에 도달하면 다시 압력을 낮춰도 유량은 변하지 않게 된다. 이와 같은 한계상태에 있는 흐름을 임계류라 하고, 임계류에서는 유로단면 최소부에서의 유속은 거의 음속과 같게 된다.

일반적으로, 이젝터 모티브과 흡입 압축비가 1.8 이상의 흡입비율 상관관계식은 수식(2-15)와 같이 표현되며, 압축비가 1.8 이하와 같은 비-임계유속 하에서의 흡입비율의 상관관계식은 수식(2-16)과 같이 표현된다.

$$w = aEr^b P_e^c P_c^d \frac{(e + f P_p^g)}{(h + i P_c^j)} \dots\dots\dots (2-15)$$

- 압축비 1.8 이하와 비-임계유속 하에서의 흡입비율의 상관관계식

$$w = aEr^b P_e^c P_c^d \frac{(e + f \ln(P_p))}{(g + h \ln(P_c))} \dots\dots\dots (2-16)$$

수식(2-15) 및 (2-16)에서 사용되는 상수 값들은 Table 2.2에 제시하였다.

본 연구에서 사용된 이젝터는 Vapor 이젝터의 이론적 수식을 이용하여 이젝터의 기본적인 설계를 진행하였고, 이젝터 냉동시스템의 용량을 선정된 후 용량에 맞는 이젝터를 설계하였다. 그러나 증기용 이젝터 설계에서는 2차 측으로 흡입되는 유체를 1차 측으로 흐르는 모터브의 유체 압력을 이용하지만 본 연구에 사용된 2차 측 유체의 흡입은 압축기를 이용하여 흡입됨에 따라 증기용 이젝터 설계와는 조금 다르게 설계하였다.

또한, 증기 이젝터 설계에서는 모터브의 유량 및 압력이 결정되면, 흡입 유량에 맞는 노즐사이즈를 선정하지만, 본 연구에 사용되어진 이젝터는 재생기의 온도를 기준으로 이젝터 모터브의 압력을 결정하였고, 흡입 유량은 실험 장치에 설치된 증발기의 용량을 기준으로 설계하였다. 이런 이유로 인해서 설계된 이젝터의 설계 유량과 실험 장치에서 흐르는 운전 유량과의 차이가 발생하였다.

열회수 이젝터 냉동시스템에 적용한 이젝터의 설계 사양은 이젝터 모터브로 흐르는 냉매유량은 32.5g/sec, 이젝터 모터브 압력은 2.12MPa이며, 증발기에서 이젝터로 흡입되는 냉매의 냉매유량은 10.83g/sec, 흡입압력은 0.35MPa로 설계하였고 이젝터에서 토출되는 냉매 냉매유량은 43.3g/sec, 토출압력은 1.68MPa로 선정하여 이젝터를 설계하였으며, 이젝터의 자세한 설계 사양은 Table 2.3과 같다.

본 연구에서 적합한 이젝터 노즐 사이즈는 3.6mm로 나타났으나, 이젝터 노즐 사이즈에 따른 이젝터 냉동시스템의 운전 및 성능특성을 파악하기 위해서 이젝터 노즐 단면을 1.8mm 및 5.4mm인 이젝터를 추가로 설계하여 이젝터 노즐 사이즈에 따른 운전 및 성능특성 실험을 진행하였다.

Table 2.4는 이젝터 노즐 사이즈가 다른 3가지 이젝터의 형상과 사이즈를 나타낸 것으로써, 이젝터 노즐 사이즈가 1.8mm인 이젝터는 이젝터의 전체 길이가 249mm이고, 3.6mm인 이젝터와 5.4mm인 이젝터는 335mm로 설계하였으며, 노즐 사이즈가 1.8mm인 이젝터의 사이즈가 작아지는 이유는 이젝터 내부에서 있는 노즐 사이즈가 작아짐에 따라 이젝터의 전체 길이는 짧게 설계되었다.

Table 2.5는 3가지 타입의 이젝터의 디퓨저 형상과 사이즈를 나타낸 것으로써, 노즐 사이즈가 1.8mm인 이젝터는 디퓨저의 길이가 53.1mm이고 3.6mm와 5.4mm인 이젝터는 디퓨저 길이가 65.4mm로 동일하게 설계되었다.

Table 2.6은 3가지 타입의 이젝터 노즐 형상과 사이즈를 나타낸 것으로써, 노즐 사이즈가 1.8mm인 이젝터는 흡입 각도가 10°이나 3.6mm과 5.4mm인 이젝터는 노즐에서 흡입되는 각도가 15°로 설계되었고, 노즐에서 확대되어진 출구의 각도는 5°로 3가지 모두 동일하게 설계하였으며, 본 연구에서 사용되어진 이젝터의 사진은 Fig. 2.2와 같다.

Table 2.1 Ejector efficiencies used in literature.

Reference	η_n	η_d	η_m
35	0.9	0.75	-
36	-	0.8	0.8
37	0.85	0.85	-
38	0.7~1	0.7~1	-
39	0.8~1	0.8~1	-
40	0.85~0.98	0.65~0.85	-
41	0.85	0.85	0.95
42	0.75	0.9	-

Table 2.2 The constant number used in the correlations.

Constant number	Entrainment ratio correlation choked flow	Entrainment ratio correlation non-choked flow
a	0.65	-1.89×10^{-5}
b	-1.54	-5.32
c	1.72	5.04
d	6.79×10^{-2}	9.05×10^{-2}
e	22.82	22.09
f	4.21×10^{-4}	-6.13
g	1.34	0.82
h	9.32	-3.37×10^{-5}
i	1.28×10^{-1}	-
j	1.14	-
R^2	0.85	0.79

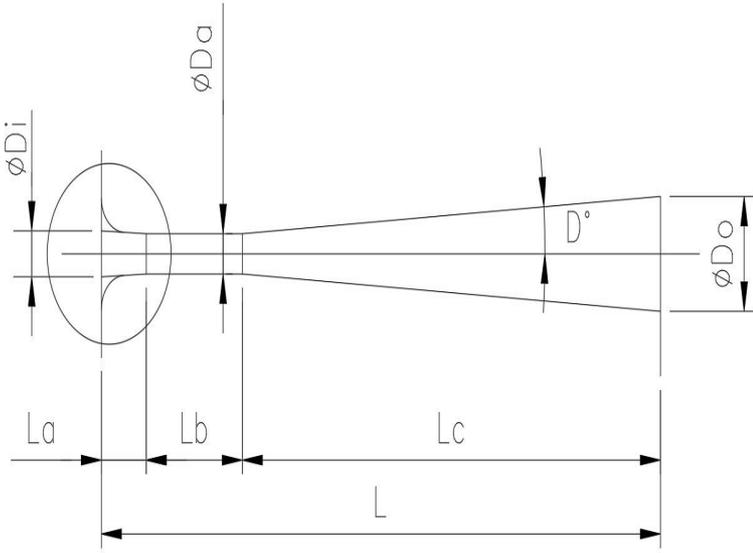
Table 2.3 Ejector design specification.

Parameters	Motive	Suction	Discharge
Flow rate(kg/h)	117.0	39	181.4
Pressure(Mpa)	2.12	0.35	1.68
Temperature(°C)	70	-5	51.25
Density(kg/m ³)	97		1100
Viscosity(cP)	0.0143		0.0125
Working fluid	R-134a		

Table 2.4 Geometric parameter of the ejector.

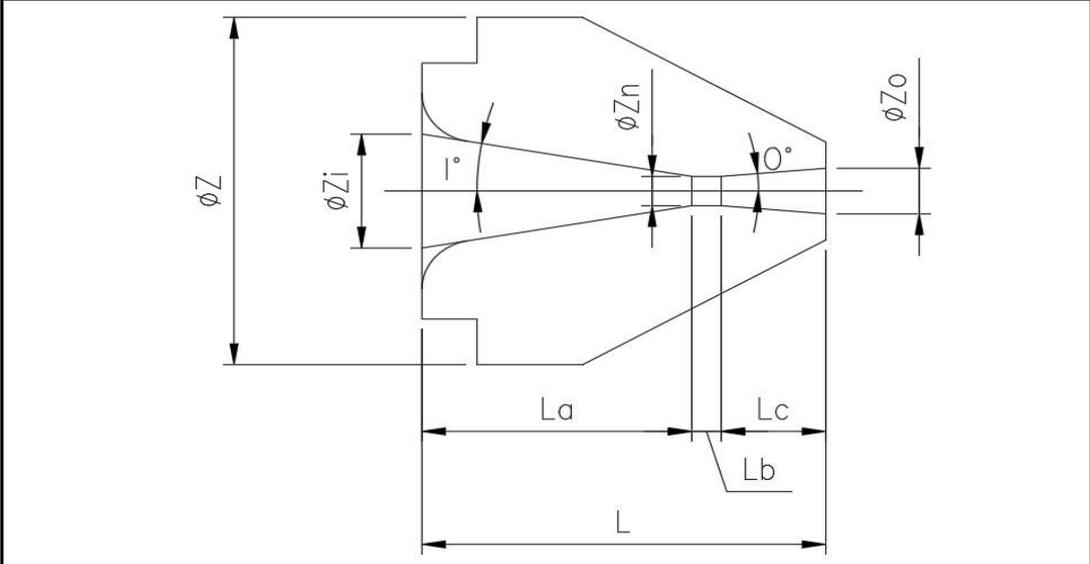
Parameters	Ejector 1.8	Ejector 3.6	Ejector 5.4
L(mm)	249	335	
La(mm)	110	120	
Lb(mm)	140	215	
Lc(mm)	49		
Ld(mm)	49		
H(mm)	110	120	

Table 2.5 Geometric parameter of the diffuser.



Parameters	Ejector 1.8	Ejector 3.6	Ejector 5.4
L(mm)	71	136	
L _a (mm)	5.7	40.1	
L _b (mm)	12.2	30.5	
L _c (mm)	53.1	65.4	
ΦD_i (mm)	4	11.7	
ΦD_a (mm)	3.5	8.2	
ΦD_o (mm)	10	16.2	
D(°)	3.5		

Table 2.6 Geometric parameter of the ejector nozzle.



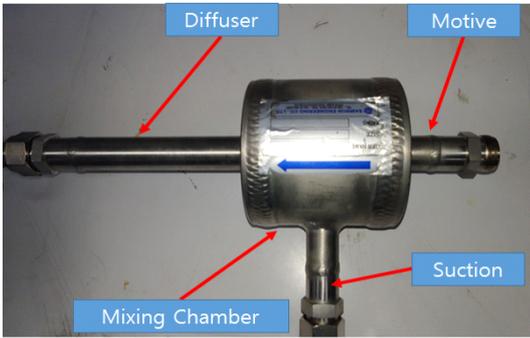
Parameters	Ejector 1.8	Ejector 3.6	Ejector 5.4
L(mm)	22	17	18.3
La(mm)	14.7	9.9	7.6
Lb(mm)	1.6	1.4	2.1
Lc(mm)	5.7	5.7	8.6
ΦZ(mm)	21.3	21.3	21.3
ΦZi(mm)	7	8.9	9.5
ΦZn(mm)	1.8	3.6	5.4
ΦZo(mm)	2.8	4.6	6.9
I(°)	10	15	
O(°)	5		



(a) Ejector nozzle size(mm) : 1.0



(b) Ejector nozzle size(mm) : 1.8



(c) Ejector nozzle size(mm) : 3.6



(d) Ejector nozzle size(mm) : 5.4

Fig. 2.2 Photograph of ejector.

2.2 실험장치 및 실험조건

2.2.1 이젝터 냉동시스템

이젝터를 적용한 냉동시스템의 운전 및 성능특성을 파악하기 위해 연구에 사용된 이젝터 냉동시스템의 개략도를 Fig. 2.3에 나타내었다. 이젝터 냉동시스템의 사양은 압축기 용량은 224W, 증발기 용량은 1.93kW로 설계하였고, 응축기 용량은 시스템의 안정성 확보를 위해서 12.25kW 용량으로 설계하였다.

이젝터 냉동시스템에 사용된 이젝터 노즐 사이즈는 3.6mm를 설치하였고, 이젝터의 1차 측인 모터브의 배관은 재생기와 연결되어 있고, 이젝터의 2차 측인 흡입배관은 증발기와 연결되어 있다. 이젝터 내부에서는 재생기(Generator)와 열교환되어진 고온·고압의 냉매가 이젝터의 1차 측인 모터브로 유입되고, 증발기에서 열교환되어진 저온·저압의 냉매는 2차 측인 이젝터의 흡입측으로 유입되어 이젝터 내부에서 혼합되어진다. 이젝터 내부에서 혼합되어진 냉매는 증발기에서 이젝터로 들어온 냉매보다 고온·고압상태가 되어 이젝터에서 토출되어 흐르게 된다.

이젝터 냉동시스템의 냉매의 흐름은 압축기에 토출된 고온·고압의 증기 상태인 냉매가 응축기를 거치면서 액상태가 되어서 수액기로 유입되고, 수액기에서는 증발기와 재생기로 분리되어진다.

증발기로 흐르는 냉매는 팽창밸브를 거쳐 증발기로 들어가게 되고 증발기에서 열원수와 열교환을 한 후 이젝터의 흡입 측으로 유입되고, 재생기로 흐르는 냉매는 재생기에서 재생기로 들어온 고온수와 열교환을 하여 이젝터의 모터브 측으로 유입된다. 이젝터에서는 증발기에서 유입된 냉매와 모터브로 유입되어진 냉매가 혼합되어서 이젝터에서 토출되며 토출되어진 냉매는 압축기로 유입되는 흐름을 갖는다. 이젝터를 적용한 냉동시스템의 자세한 사양은 Table 2.7에 제시하였으며, 재생기로 공급되는 열원 온도는 80℃이며, 재생기의 용량은 11.6 kW이다.

이젝터 냉동시스템의 실험조건으로는 3.6mm 노즐을 이젝터 냉동시스템에 설

치하여 냉매 충전량을 3,400g에서 운전 및 성능특성을 파악하기 위한 실험을 진행하였다.

이젝터 냉동시스템의 운전시의 데이터 측정은 시스템이 안정된 상태에서 1초 간격으로 5분 동안 측정하여 기록하였으며, 실험 조건하의 운전 온도는 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 범위를 벗어나지 않도록 실험장치를 운전하였다. 실험조건은 Table 2.8과 같이 응축기로 유입되는 냉각수 온도를 35°C 로 고정시키고, 증발기로 유입되는 열원수 온도를 5°C , 7°C , 15°C 및 20°C 로 변경하면서 실험을 진행하였다. 이젝터 모터브와 증발기에서 공급되는 냉매는 수액기에서 분배되어 이젝터로 유입되도록 하였으며, 수액기에서 토출되는 냉매의 상태는 액체 상태로 토출되어 증발기 및 재생기를 거치면서 이젝터에 흡입되는 냉매의 상태는 모두 기체상태로 유입되도록 하였다.

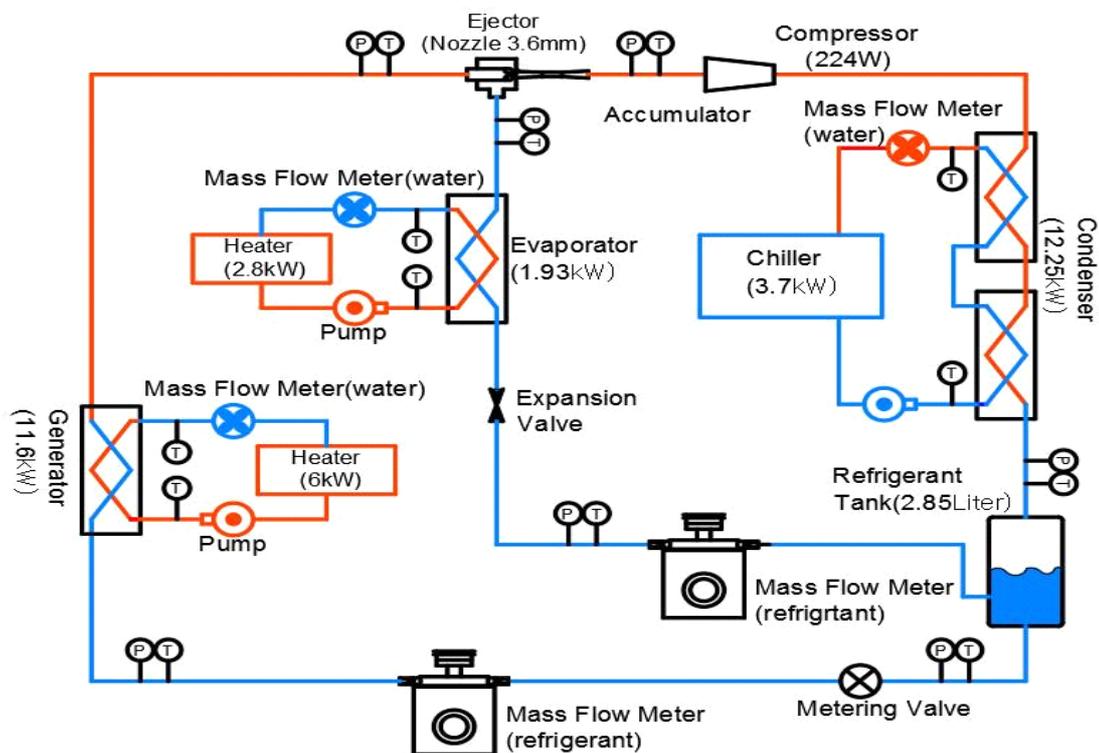


Fig. 2.3 Schematic diagram of ejector refrigeration system.

Table 2.7 Specifications of ejector refrigeration system.

Compressor(W)	224
Evaporator(kW)	1.93
Condenser(kW)	12.25
Expansion valve type	Manual
Generator (Waste heat temperature)(kW)	11.6(80°C)
Receiver tank(Liter)	2.85
Refrigeration	R-134a
Ejector nozzle size(mm)	3.6

Table 2.8 Test conditions of ejector refrigeration system.

Ejector nozzle size (mm)	Motive refrigerant state	Cooling water temp. (°C)	Evaporator inlet temperature (°C)
3.6	Liquid (3,400g)	35	5
			7
			15
			20

2.2.2 이젝터와 Converging Tee 비교 시스템

이젝터의 효율성을 확인하기 위해서 이젝터 냉동시스템에 이젝터와 Converging Tee를 설치하여 비교실험을 진행하였고, Fig. 2.3은 비교실험에 사용된 실험장치 개략도와 실험에 사용된 이젝터 및 Converging Tee의 사진이다. 비교실험을 위해서 사용된 이젝터의 노즐 사이즈는 3.6mm이고 Converging Tee의 배관 사이즈는 12.7mm로 하였다.

노즐 사이즈가 3.6mm인 이젝터와 Converging Tee가 설치된 이젝터 냉동시스템의 사양은 압축기 용량은 746W, 증발기 용량은 3.86kW이고 응축기 용량은 4.55kW로 사용하여 실험을 진행하였고, 자세한 실험장치의 사양은 Table 2.9에 나타내었다. 이젝터와 Converging Tee가 설치된 실험장치의 비교실험을 위한 실험조건으로는 Table 2.9에 제시한 것과 같이 실험장치의 증발온도를 5, 10, 15 및 20℃로 변경한 상태에서 응축기로 공급하는 냉각수 온도를 35℃로 하여 비교실험을 진행하였으며, 재생기로 공급되는 냉매의 유량은 동일한 상태에서 비교실험을 진행하였다.

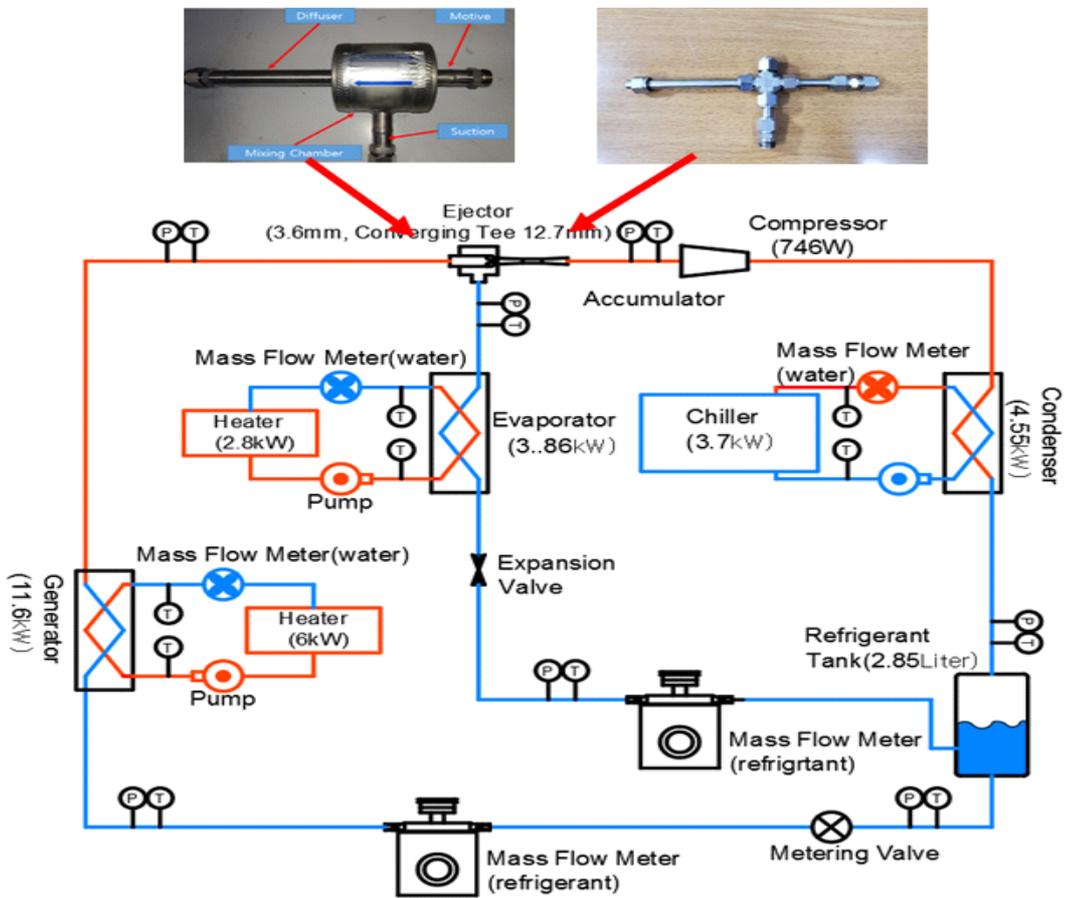


Fig. 2.4 Schematic diagram of comparison system of ejector and Converging Tee.

Table 2.9 Test conditions of ejector and Converging Tee.

Cycle	Ejector nozzle size (mm)	Motive refrigerant state	Evaporator inlet temperature (°C)	Cooling water temp. (°C)
Converging Tee system	12.7	Liquid	5	35
			10	
Ejector refrigerant system	5.4		15	
			20	

2.2.3 냉매 충전량 최적화를 위한 시스템

이젝터 냉동시스템의 최적의 냉매 충전량을 파악하기 위해서 Fig. 2.5와 같이 이젝터 냉동시스템에 5.4mm 사이즈의 이젝터 노즐을 설치하여 이젝터 냉동시스템의 냉매 충전량에 따른 운전 및 성능특성에 관한 실험을 진행하였다. 실험의 조건으로는 재생기로 흐르는 냉매유량을 조절하기 위해 설치한 유량조절밸브 개도는 전부 Open한 상태에서 냉매 충전량 실험을 진행하였다. 냉매 충전량 실험의 운전조건으로는 증발온도 5℃, 응축온도 35℃ 조건에서 진행하였고, 냉매충전 실험의 경우는 초기 600g에서 냉매 충전량을 100g씩 증가시켜서 실험을 진행하였다.

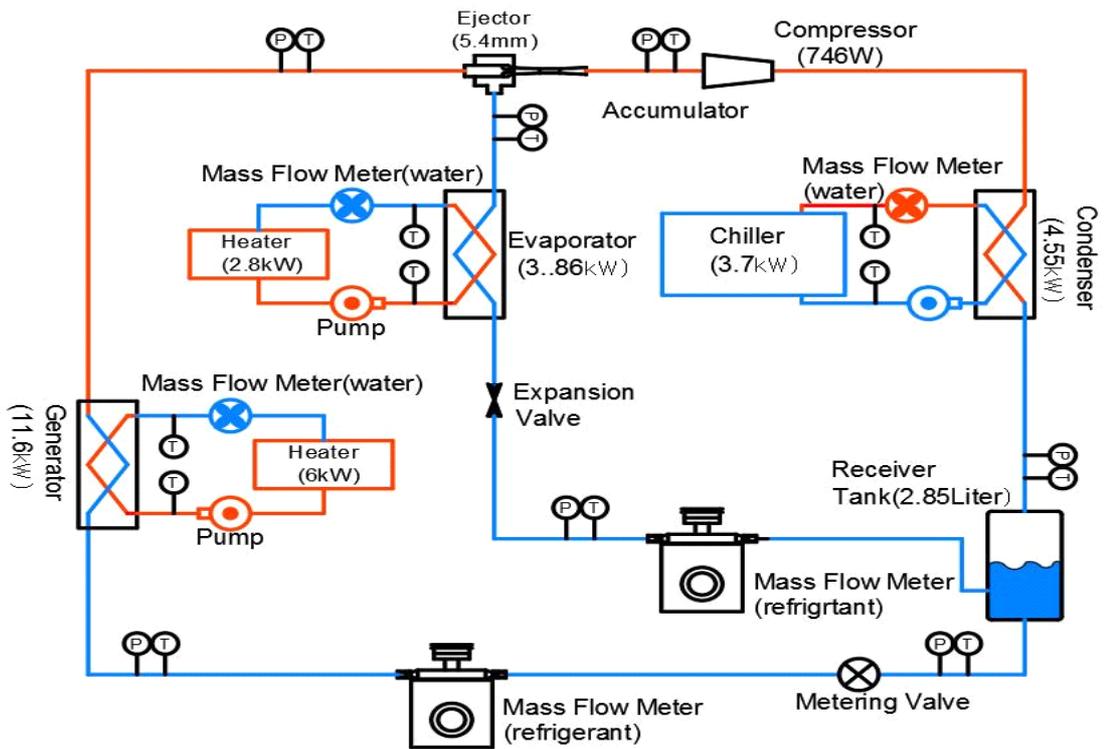


Fig. 2.5 Schematic diagram of an ejector refrigeration system for the refrigerant charge amount.

2.2.4 열원온도 최적화를 위한 시스템

이젝터 냉동시스템에서 재생기로 공급하는 열원 온도변화에 따른 이젝터 냉동시스템의 운전 및 성능특성을 파악을 위해 사용된 실험장치의 개략도는 Fig.2.6과 같으며, 열원온도 변화실험을 위해서 실험장치에 설치한 이젝터 노즐 사이즈는 5.4mm이고, 냉매 충전량은 3,400g에서 실험을 진행하였으며, 실험시의 온도 조건은 증발온도 5℃, 응축온도 35℃ 조건 하에서 실험을 진행하였다. 모티브로 흐르는 냉매유량을 조절하는 유량조절밸브의 개도는 모든 운전조건하에서 동일한 상태에서 실험을 진행하였다.

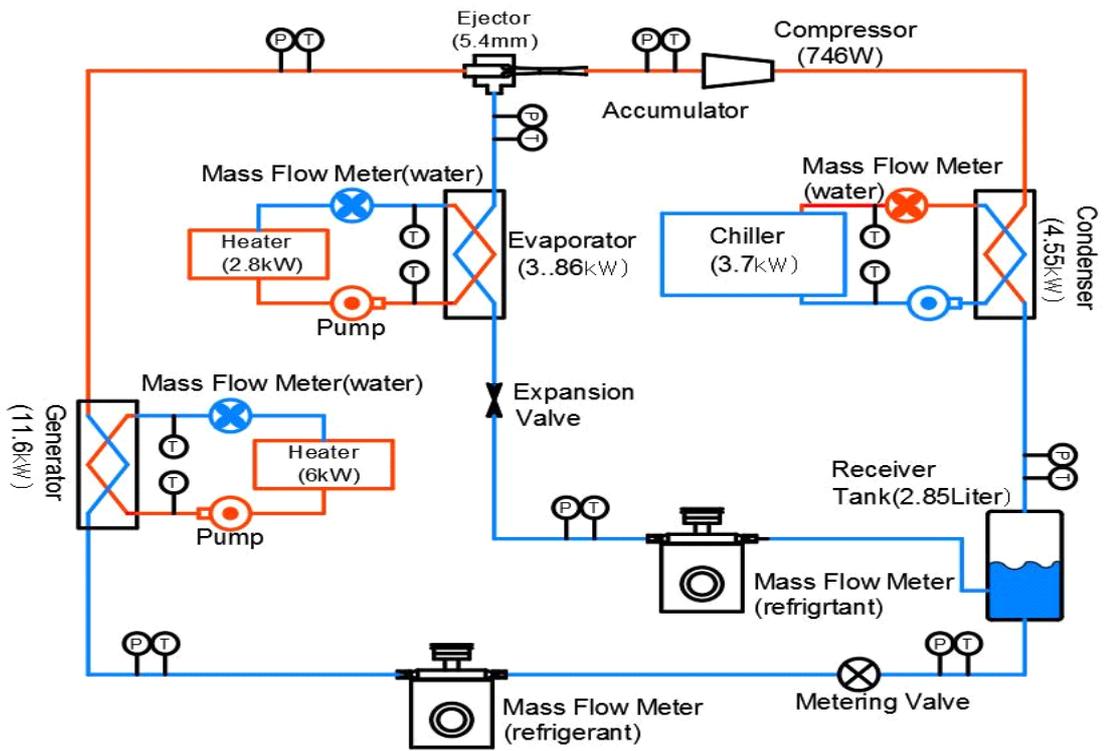


Fig. 2.6 Schematic diagram for optimizing generator heat source temperature system.

2.3 성능특성에 관한 실험결과 및 고찰

2.3.1 이젝터 냉동시스템 성능

이젝터 냉동시스템의 실험장치에 설치된 이젝터 노즐 사이즈는 3.6mm인 이젝터를 설치하여 이젝터 냉동시스템의 실험을 진행하였다. 먼저, 냉동시스템 운전 환경 중 증발온도의 변화에 따른 이젝터의 운전특성을 파악하기 위한 실험을 진행하였다. Fig. 2.7은 이젝터 냉동시스템의 증발기 입구 냉매온도를 5, 7, 15 및 20℃로 변화시켜 실험을 진행하였을 때의 이젝터에 모티브와 이젝터의 흡입되는 냉매의 압력과 온도 변화를 나타낸 것이다.

이젝터 냉동시스템의 실험결과 증발기 입구 냉매의 온도가 낮아짐에 따라서 이젝터의 모티브와 이젝터에 흡입되는 냉매의 압력과 온도가 낮아지는 것으로 나타났으며, 증발기 입구 냉매온도가 5℃ 및 7℃ 구간에서는 이젝터의 모티브로 냉매가 흐르지 않는 결과를 얻었다. 이런 현상이 나타나는 이유는 이젝터 증발기 입구 냉매온도가 낮아짐에 따라 증발기 입구에 설치한 팽창밸브와 재생기 입구에 설치한 유량조절밸브의 개도가 작아짐에 따라 저항이 많이 발생하기 때문이다.

냉매의 유량이 존재하는 15℃ 및 20℃ 구간에서는 이젝터 모티브로 냉매가 흐름에 따라서 재생기에서 냉매에 열량이 공급되어 이젝터 모티브의 냉매의 압력이 가장 높게 나타났으나, 이젝터에서 토출되는 압력은 크게 변화되지 않았다. 이런 현상이 나타난 원인은 이젝터 냉동시스템의 증발기 입구 냉매 온도가 증가함에 따라 이젝터에서 토출되는 냉매의 압력은 증발기로 흐르는 냉매 유량에 영향을 더 받기 때문이라 판단된다.

이젝터 냉동시스템의 이젝터의 모티브와 이젝터로 흡입되는 냉매의 온도변화는 이젝터 모티브로 냉매의 유량이 흐르지 않는 구간인 5℃ 및 7℃에서는 재생기의 영향을 받지 못해 이젝터 모티브의 냉매 온도는 30℃로 일정하게 나타났으며, 이젝터에서 토출되는 온도도 4.9℃ 및 7.6℃로 나타났다. 그러나 이젝터 모티브로 냉매가 흐르는 15℃ 및 20℃ 구간에서는 재생기에서 이젝터 모티브로

흐르는 냉매의 열량을 공급함으로써 이젝터 모터브의 냉매온도는 44℃ 및 58℃로 나타났다. 이젝터 모터브의 냉매 영향을 받은 이젝터 토출온도는 냉매의 유량이 존재하는 15℃ 및 20℃ 구간에서는 19℃ 및 21℃로 나타났다.

이젝터 냉동시스템의 운전실험을 통하여 증발기 입구 냉매온도 변화에 따른 압축기 입구 및 응축기의 냉매 압력변화를 Fig. 2.8에 나타내었다. 실험결과에서 이젝터 모터브로 냉매 유량이 흐르지 않는 5℃ 및 7℃ 구간에서는 증발기와 압축기 입구의 냉매 압력이 거의 동일한 압력을 보이고 있으나, 이젝터 모터브로 유량이 흐르는 15℃ 및 20℃ 구간에서는 증발기의 냉매 압력보다 압축기 입구의 냉매 압력이 더 높게 나타나는 것을 알 수 있으며, 이런 현상이 나타나는 원인은 모터브로 흐르는 냉매가 이젝터 내부에서 증발기에서 흡입된 냉매와 혼합되어 압력 및 온도를 상승시키기 때문이라 판단되어지며, 이젝터 냉동시스템의 응축기 압력 변화는 실험조건에서 증발기 입구 냉매온도가 증가할수록 증가하지만, 응축기 용량이 압축기 용량에 비해 크게 설계됨에 따라서 안정적인 운전이 가능하다는 것을 알 수 있다.

이젝터 냉동시스템에서 이젝터로 흐르는 냉매의 흐름 순서는 응축기에서 토출된 냉매가 수액기(Receiver tank)를 거쳐 재생기로 들어가고, 재생기에서 고온수와 열교환되어진 냉매는 이젝터 모터브로 흐르게 되며 이젝터 내부에서 증발기에서의 흡입된 냉매와 혼합되어진 상태에서 이젝터의 디퓨저를 거쳐 압축기로 흐르게 된다. 이런 냉매의 흐름순서에 따른 시스템의 냉매 온도변화를 Fig. 2.9에 나타내었다.

Fig. 2.9의 그래프에서 알 수 있듯이 재생기로 들어가는 냉매의 온도는 응축기에서 토출된 냉매의 온도보다 낮게 나타났다. 재생기로 들어가는 냉매 온도가 낮은 원인은 이젝터 냉동시스템에 설치한 유량조절밸브가 실험조건에 맞는 냉매 유량을 조절하기 위해 밸브의 개도가 작아짐에 따라 유량조절밸브에서 압력강하가 발생되었기 때문이라 판단된다. 온도가 낮아진 냉매는 재생기를 거치면서 재생기에서 고온수와 열교환되어 냉매의 온도가 상승하게 되며, 온도가 상승되어진 냉매는 이젝터 모터브로 들어가 이젝터 내부에서 증발기에서 흡입된 저온의 냉매와 혼합되어 이젝터에서 토출된다. 이젝터에서 토출된 냉매의 온도는 모터브의 냉매온도보다 낮고 증발기에서 흡입된 냉매 온도보다 높은 상태가 된

다. 이후, 압축기로 들어가서 압축된 후 다시 응축기로 들어가게 된다.

실험결과에서 이젝터 모티브로 냉매 유량이 흐르는 경우와 흐르지 않는 경우의 이젝터 냉동시스템의 운전특성을 확인할 수 있다. 이젝터 모티브로 냉매가 흐르지 않는 경우에는 이젝터의 모티브로 흐르는 냉매의 온도변화가 없었으나 이젝터 모티브로 냉매가 흐르는 경우에는 이젝터 모티브의 냉매 온도가 상승된다는 것을 확인할 수 있다.

실험결과에서 이젝터 냉동시스템의 증발기 입구 냉매온도 기준으로 15℃일 때 모티브의 냉매 유량은 0.3g/sec이고, 20℃일 때의 냉매 유량은 0.51g/sec로써 증발기 입구 냉매온도가 상승할수록 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량이 증가할수록 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 온도도 같이 상승하는 것을 알 수 있다.

이젝터 냉동시스템의 증발기 입구온도 변화에 따른 냉동능력 및 소비동력 변화를 Fig. 2.10에 나타내었고, 이젝터 모티브로 냉매의 유량이 없는 증발온도 5℃ 및 7℃는 냉동능력 및 소비동력의 변화가 없었으며, 이젝터 모티브로 냉매 유량이 흐르는 15℃ 및 20℃에서는 냉동능력과 소비동력이 증가하는 것으로 나타났다. 냉동능력의 증가폭에 비해 소비동력의 증가폭은 작게 나타났다.

이젝터 냉동시스템의 증발기 입구 냉매온도 변화에 따른 재생기에서 냉매에 공급하는 열량과 이젝터 냉동시스템의 COP 변화를 Fig. 2.11에 나타내었다. Fig. 2.11에서 알 수 있듯이 재생기가 냉매에 공급하는 열량은 모티브로 냉매의 유량이 흐르지 않는 5℃와 7℃는 재생기의 공급열량이 없지만, 모티브로 냉매의 유량이 흐르는 15℃와 20℃에서는 재생기에서 공급하는 열량이 각각 45.61W와 65.86W로 나타났고, 이젝터 냉동시스템의 COP는 증발기 입구 냉매온도가 상승됨에 따라 상승하는 것으로 나타났으나, 증발기 입구냉매온도 변화의 모든 조건에서 1보다 낮게 나타났다.

이젝터 냉동시스템의 실험결과에서 성능은 다소 낮게 나타났지만, 요소기기의 용량 및 이젝터 노즐사이즈의 최적화를 통한 시스템의 효율향상이 가능하다는 것을 알 수 있었고, 증기 압축식 냉동시스템의 저온에서 효율이 감소하는 문제점을 해결할 수 있는 방안이 될 수 있을 것으로 판단된다.

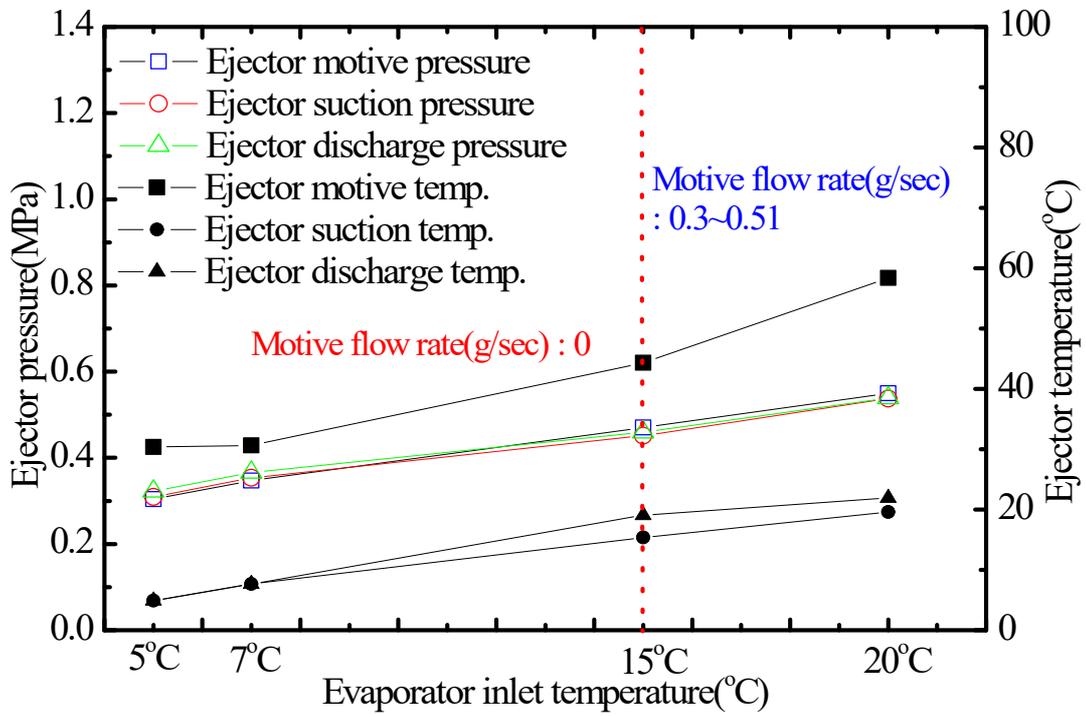


Fig. 2.7 Variation of ejector discharge pressure and temperature according to evaporator inlet temperature.

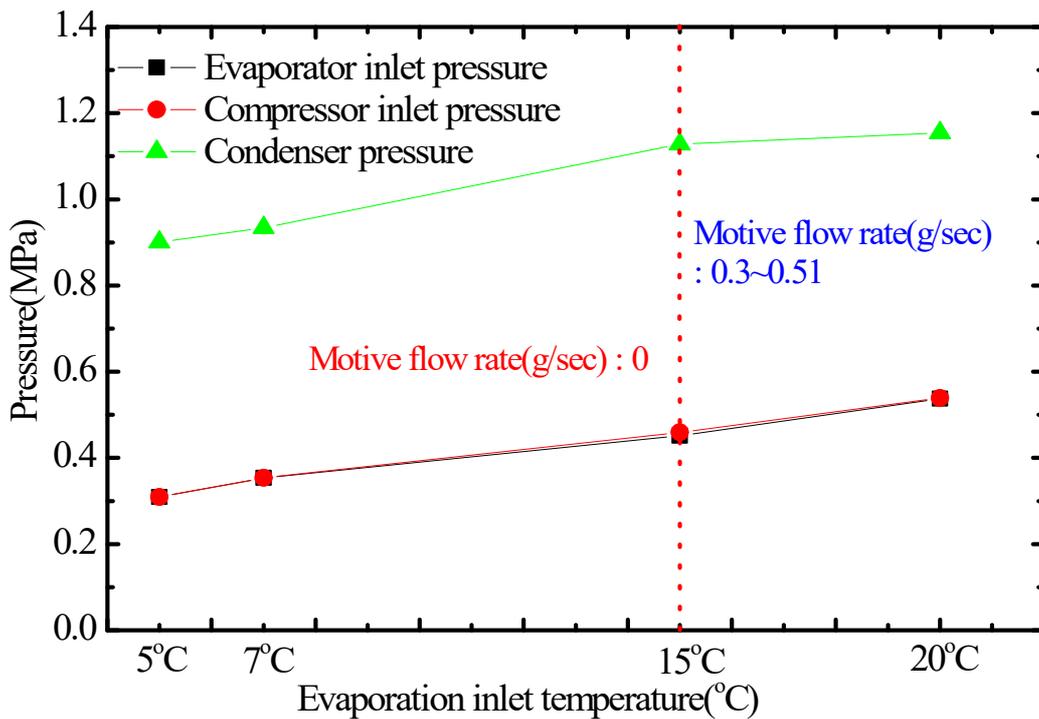


Fig. 2.8 Variation of evaporator, compressor motive and condenser pressure according to evaporator inlet temperature.

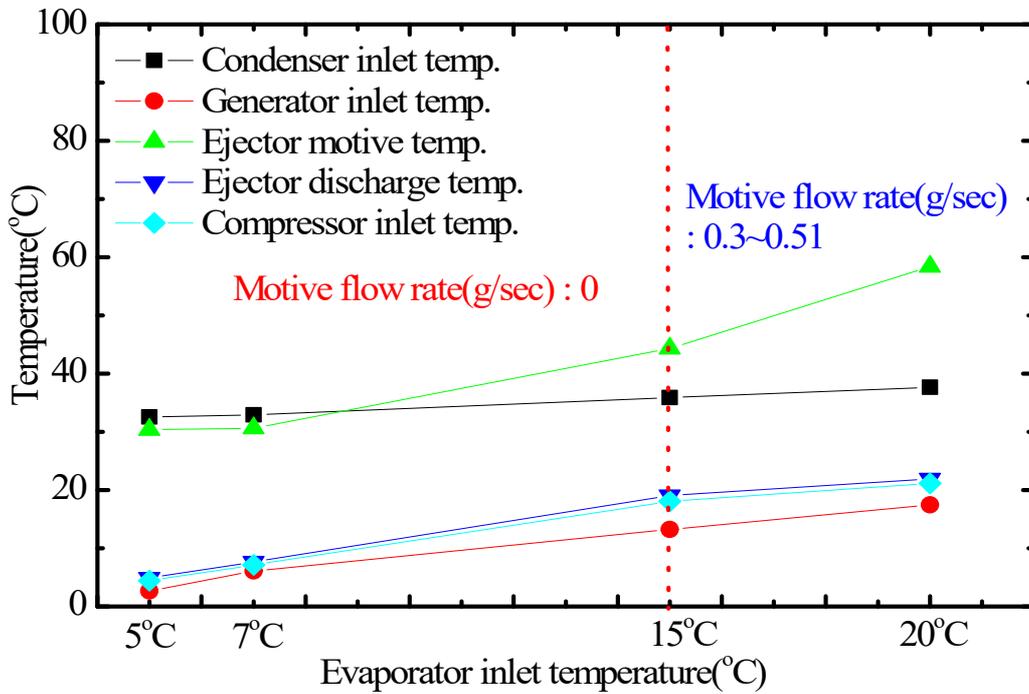


Fig. 2.9 Variation of refrigerant temperature of ejector refrigeration system according to evaporator inlet temperature.

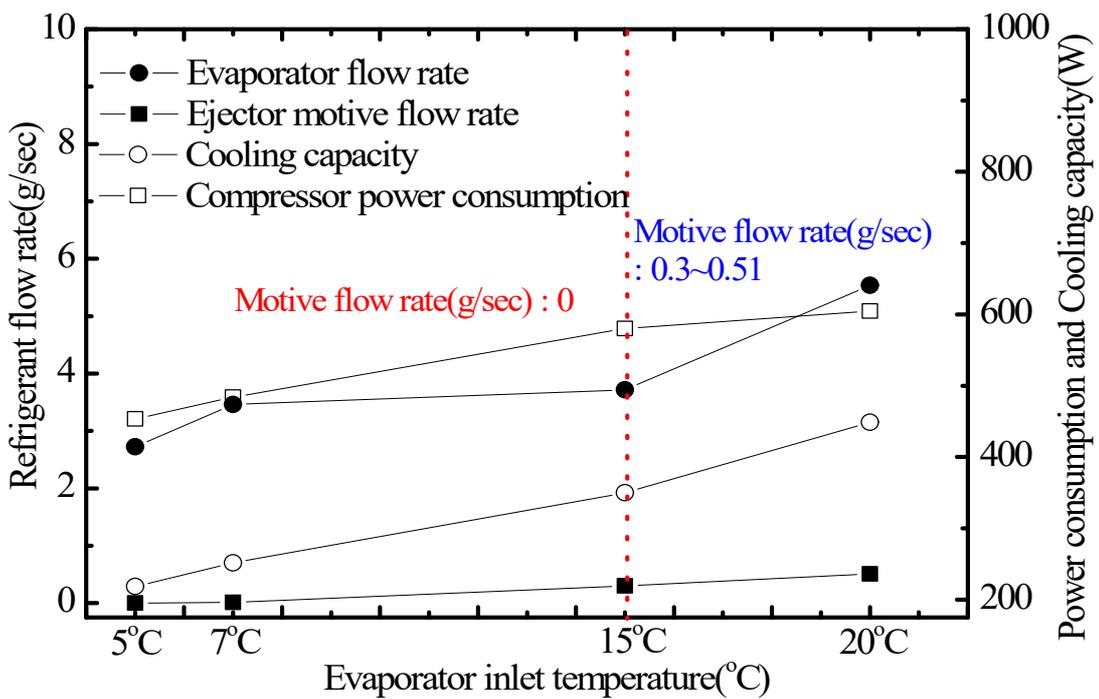


Fig. 2.10 Variation of cooling capacity and compressor power consumption according to evaporator inlet temperature and ejector motive flow rate.

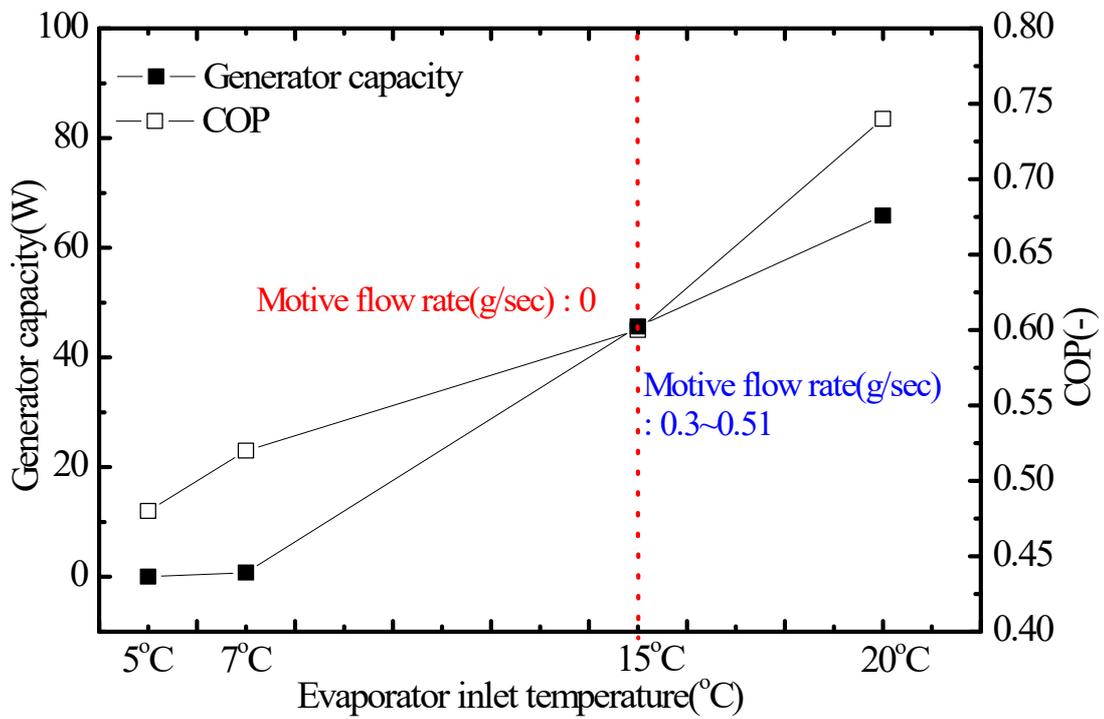


Fig. 2.11 Variation of generator capacity and COP according to evaporator inlet temperature.

2.3.2 이젝터와 Converging Tee 성능

이젝터의 효율성을 확인하기 위해서 이젝터와 Converging Tee를 설치한 냉동 시스템의 운전 및 성능특성에 대한 비교실험을 진행하였다.

이젝터와 Converging Tee의 비교실험을 통하여 증발기 입구 냉매온도에 따른 이젝터에서 토출되는 냉매 온도 및 압력 변화를 Fig. 2.12에 나타내었고, 그래프에서 알 수 있듯이 이젝터와 Converging Tee로 들어가는 모티브의 냉매 온도는 거의 동일하였으나, 이젝터에서 토출되는 냉매의 온도와 압력은 모든 조건에서 이젝터를 설치한 이젝터 냉동시스템이 높게 나타났다.

이러한 현상이 나타나는 원인은 Converging Tee는 내부에서 냉매의 혼합만이 일어나고, 이젝터의 경우는 이젝터 내부에서 증발기에서 흡입된 냉매가 혼합되면서 냉매의 온도가 상승되고, 혼합된 냉매가 디퓨저를 거치면서 압력이 상승하기 때문이라 판단된다.

이젝터를 설치한 시스템과 Converging Tee를 설치한 시스템의 증발기 입구온도에 따른 냉동능력과 소비동력 및 COP를 Fig. 2.13에 나타내었다. 비교 실험결과 이젝터를 설치한 시스템과 Converging Tee를 설치한 시스템의 냉동능력은 비슷한 냉동능력을 보였으나, 압축기에서 소비되는 동력은 이젝터를 설치한 시스템이 낮게 나타남에 따라 모든 실험조건 하에서 이젝터를 설치한 시스템의 COP가 더 높게 나타났다. 이러한 결과가 나타나는 이유는 이젝터와 Converging Tee의 토출 압력 및 온도 그래프에서 알 수 있듯이 이젝터가 설치된 시스템의 압력 및 온도가 Converging Tee보다 더 높아서 압축기에서 소비되는 동력이 더 작아지기 때문이라 판단되며, 이젝터를 냉동시스템에 설치함으로써 인해서 시스템의 효율 향상에 기여할 수 있다는 것을 확인할 수 있다.

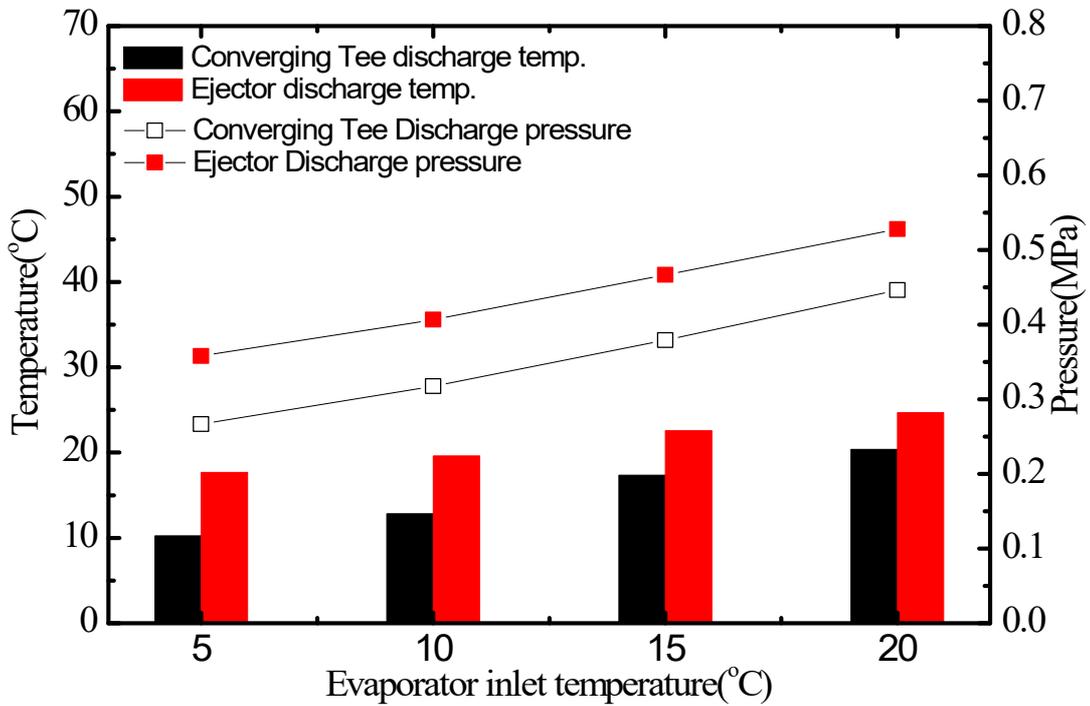


Fig. 2.12 Variation of discharge temperature and discharge pressure in an ejector and Converging Tee.

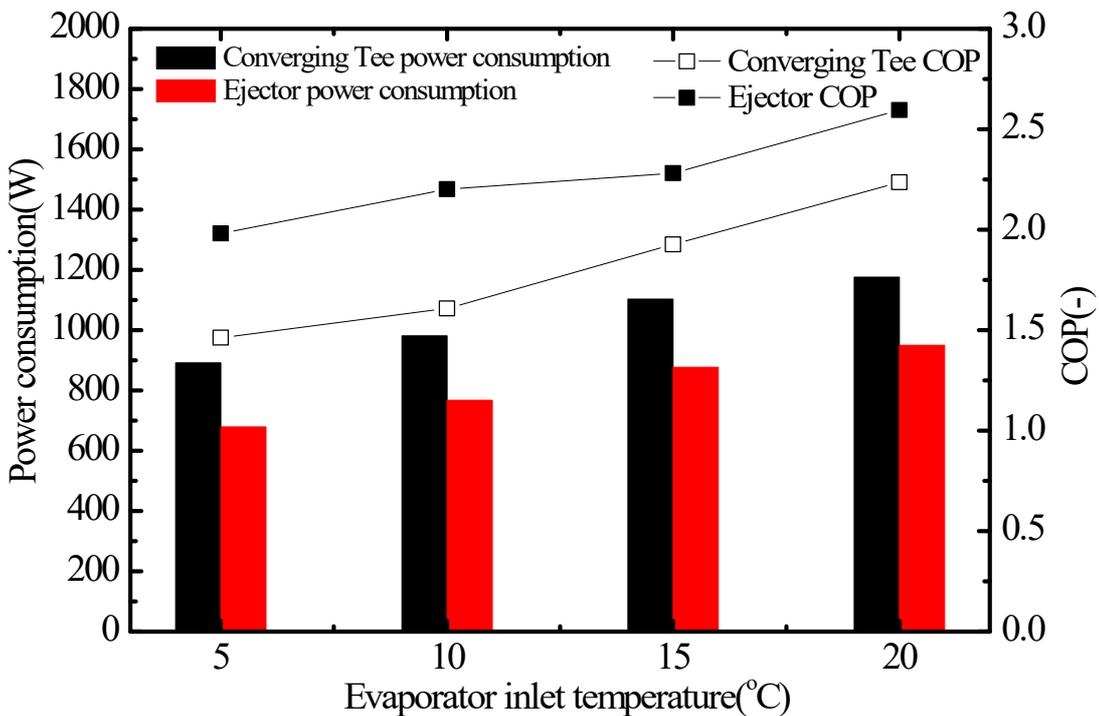


Fig. 2.13 Variation of power consumption and COP in an ejector refrigeration system and Converging Tee.

2.3.3 냉매 충전량 실험

이젝터 냉동시스템의 냉매 충전량 변화에 따른 이젝터 냉동시스템의 운전 및 성능특성 실험을 진행하였다. 냉매 충전량에 따른 실험에서 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량과 증발기로 흐르는 냉매의 유량비(%)는 식(2-17)과 같이 정의하였다.

$$Flow\ rate\ ratio(\%) = \frac{Motive\ flowrate}{Evaporator\ flowrate} \times 100(\%) \dots\dots\dots (2-17)$$

이젝터 냉동시스템의 냉매 충전량에 따른 증발기와 이젝터 모티브로 흐르는 냉매유량의 변화를 Fig. 2.14에 나타내었다. 실험 결과 냉매 충전량이 증가할수록 증발기 및 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량변화는 냉매 충전량이 900g에서 3,100g까지는 일정하다가 냉매 충전량이 3,200g 이후부터 모티브로 흐르는 냉매의 유량은 증가하고 증발기로 흐르는 냉매의 유량은 감소하는 결과를 얻었다. 이런 현상이 나타나는 원인은 이젝터의 모티브로 흐르는 냉매 유량을 조절하기 위해 설치한 유량조절밸브의 개도가 전부 열려있어서 냉매 충전량이 증가함에 따라 모티브로 흐르는 냉매유량이 증가하기 때문이라 판단된다.

그리고 증발기와 모티브로 흐르는 냉매의 유량비는 냉매 충전량이 900g에서 3,100g까지는 유량비가 40%를 유지하다가 냉매 충전량이 3,200g 이후부터는 유량비가 83%까지 증가하는 결과를 나타내었고, 냉매 충전량이 3,200g을 지나면서 재생기로 흐르는 냉매의 상태가 2-Phase 상태가 되었으며, 냉매 충전량이 3,500g에서는 재생기로 공급되는 냉매의 상태가 액체 상태로 공급되었다.

재생기로 공급되는 냉매상태가 액체 상태의 실험은 재생기로 흐르는 냉매의 유량비를 18%로 조절하여 실험을 진행한 결과 증발기로 흐르는 냉매의 유량은 증가하였고, 이때 모티브로 흐르는 냉매의 유량은 감소하였다.

이젝터 냉동시스템의 냉매 충전량에 따른 냉동능력 및 압축기 소비동력 변화를 Fig. 2.15에 나타내었다. 이젝터 냉동시스템의 냉매 충전량 실험에서 냉매의 충전량이 증가하더라도 냉동능력 및 압축기 소비동력에는 큰 변화가 없었으나, 냉매 충전량이 3,200g 이후부터는 냉동능력이 큰 폭으로 감소하였고, 압축기의 소비동력은 상승하는 것으로 나타났다. 이러한 현상이 나타나는 이유는 이젝터

모티브로 흐르는 냉매유량을 조절하는 밸브의 개도가 전부 열려있어서 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량은 증가하고 증발기로 흐르는 냉매의 유량은 감소하기 때문이라 판단되고, 압축기의 소비동력이 증가하는 이유는 냉매 충전량이 증가함에 따라서 이젝터 냉동시스템에 흐르는 전체 냉매유량이 증가하기 때문이라 판단된다.

재생기로 공급하는 냉매의 상태를 액체상태로 공급하는 실험결과에서 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량이 감소하고, 증발기로 흐르는 냉매의 유량이 증가함에 따라 냉동능력은 증가하였고, 압축기의 소비동력은 감소하였다.

냉매 충전량에 따른 이젝터 냉동시스템의 COP 변화를 Fig. 2.16에 나타내었다. 이젝터 모티브의 냉매상태가 증기상태인 경우에는 COP가 최대 1.1로 나타났으며, 액체상태인 경우에는 COP 1.5로 나타났다.

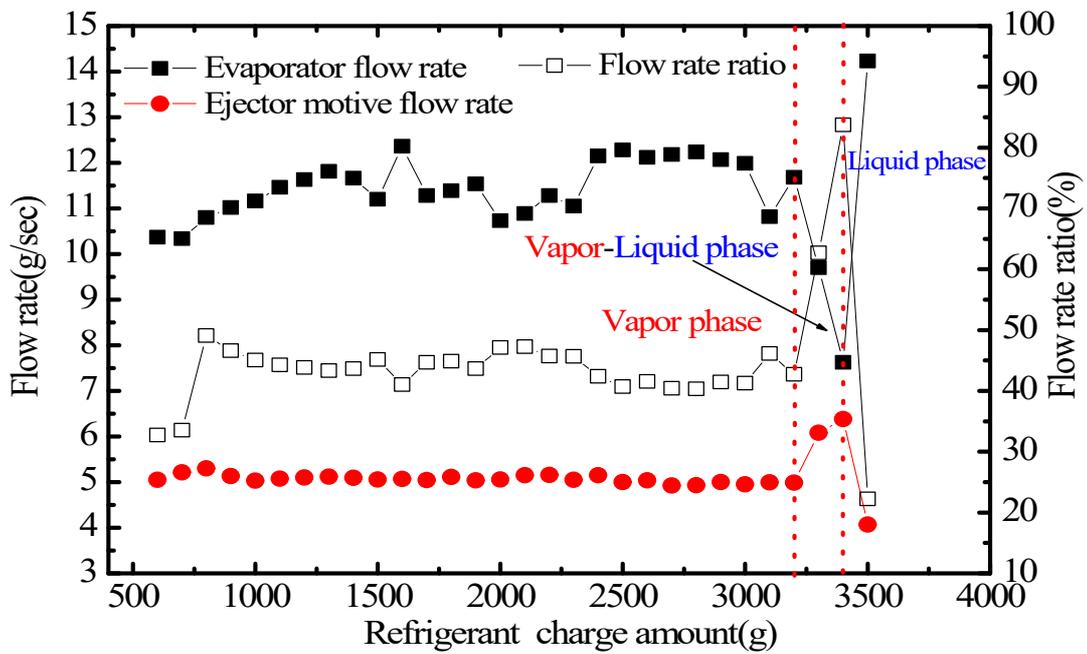


Fig. 2.14 Variation of refrigerant flow rate and the flow ratio in evaporator and ejector motive according to the refrigerant charge amount.

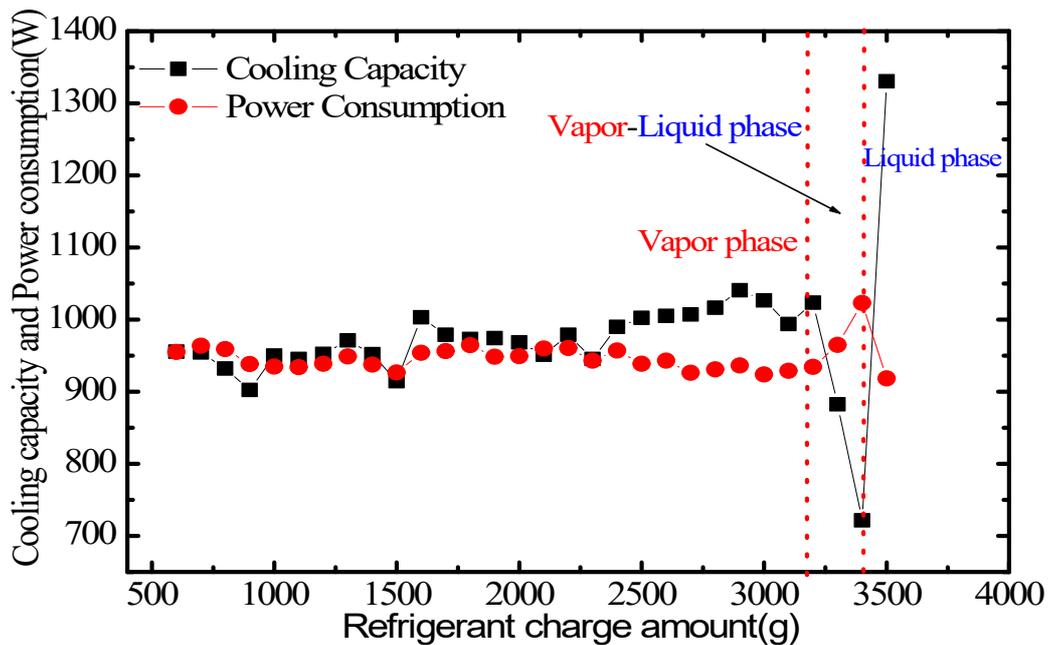


Fig. 2.15 Variation of cooling capacity and compressor power consumption according to the refrigerant charge amount.

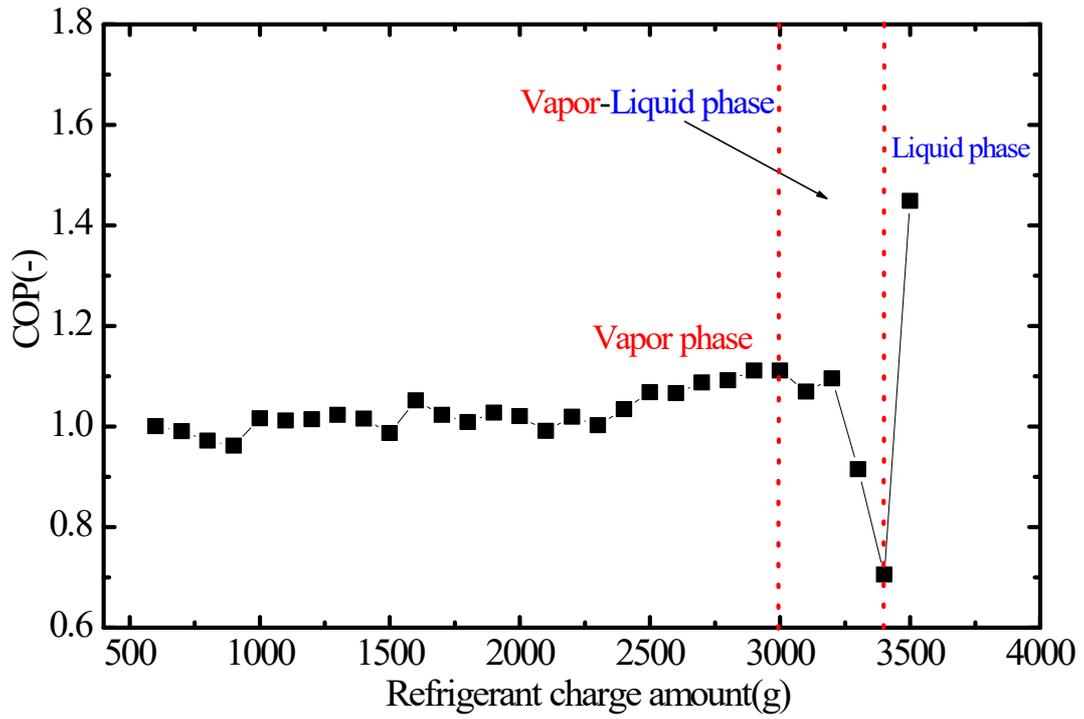


Fig. 2.16 Variation of COP according to refrigerant charge amount.

2.3.4 열원 온도의 영향

이젝터 냉동시스템의 재생기로 공급하는 열원 온도변화에 따른 이젝터 냉동시스템의 운전 및 성능특성 변화를 알아보기 위한 실험을 진행하였다.

재생기로 공급하는 열원 온도변화에 따른 증발기 및 재생기로 흐르는 냉매 유량변화 및 유량비(%)를 Fig. 2.17에 나타내었다. 실험결과에서 재생기 입구 열원 온도가 40~70℃에서는 증발기로 흐르는 냉매유량과 이젝터 모티브로 흐르는 냉매유량의 변화가 거의 일정하였으며, 재생기로 공급하는 열원의 온도가 80~90℃에서는 증발기와 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량이 증가하는 것으로 나타났다. 이런 현상이 나타나는 이유는 R-134a 냉매는 냉매의 온도가 50℃를 지나면서 냉매의 상태량 중에서 비체적과 엔탈피가 증가하며, 재생기에서 열교환되어진 냉매의 온도가 50℃보다 높아짐에 따라 나타난 현상이라 판단된다.

재생기에서 열원과 열교환된 이젝터 모티브의 냉매온도를 Fig. 2.18에 나타내었으며, 열원 온도가 상승됨에 따라 이젝터의 모티브로 흐르는 냉매의 온도도 상승되는 것을 확인할 수 있다.

재생기에서 공급하는 열원 온도에 따른 이젝터 냉동시스템의 냉동능력 및 소비동력 변화와 COP를 Fig. 2.19에 나타내었다. 소비동력은 재생기에서 공급되는 열원 온도와 상관없이 일정하게 나타났으며, 냉동능력은 재생기의 열원 온도가 40~70℃에서 감소하는 것으로 나타났으나 감소폭은 크지 않았으며, 재생기의 열원 온도가 80~90℃에서는 냉동능력이 크게 증가하여 이젝터 냉동시스템의 COP가 큰 폭으로 상승하는 것을 알 수 있다. 재생기로 공급하는 열원 온도의 변화 실험을 통하여 이젝터 냉동시스템에 설치된 재생기로 공급하는 열원 온도는 높을수록 이젝터 냉동시스템의 성능도 증가할 것으로 판단되며, 재생기로 공급되는 열원 온도는 70℃ 이상이 되어야만 최적의 운전을 할 수 있다는 것을 알 수 있다.

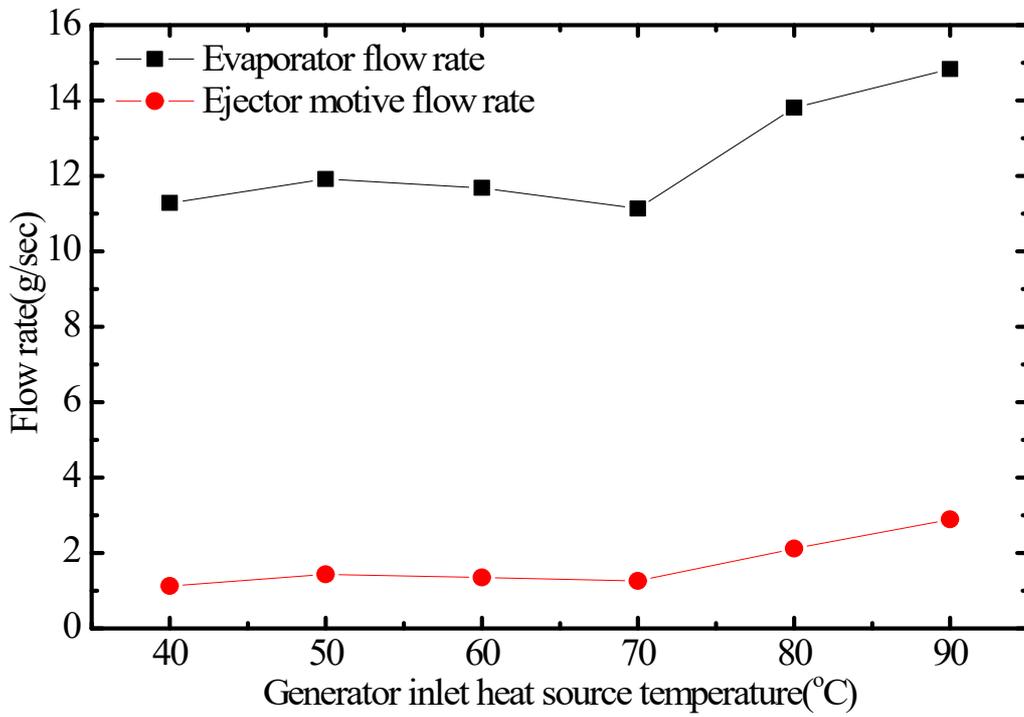


Fig. 2.17 Variation of refrigerant flow rate and the flow ratio according to evaporator and generator inlet heat source temperature.

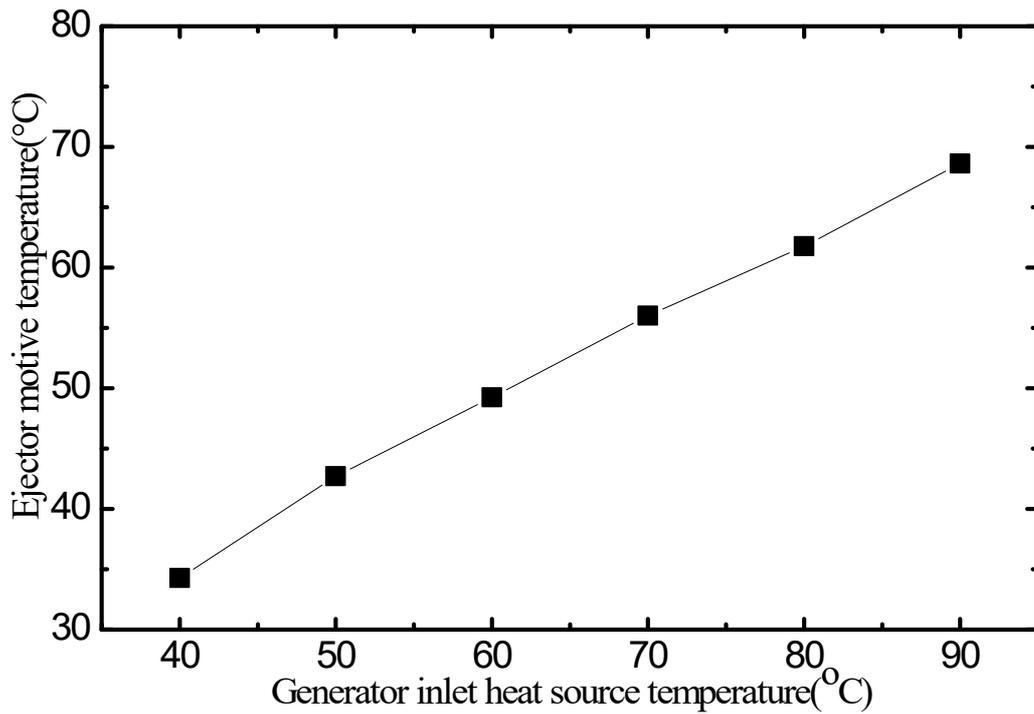


Fig. 2.18 Variation of ejector motive temperature according to generator inlet heat source temperature.

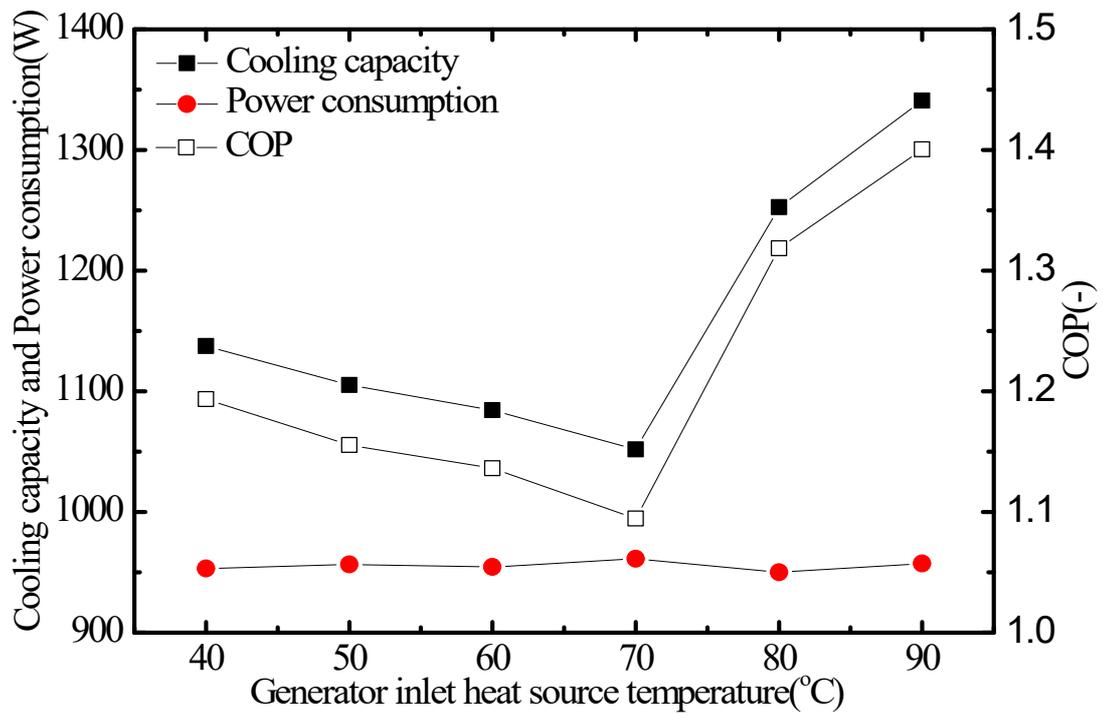


Fig. 2.19 Variation of cooling capacity, power consumption and COP according to the generator inlet heat source temperature.

3. 열회수 이젝터 냉동시스템의 성능실험

3.1 압축기 용량변경 실험장치 및 실험조건

압축기 용량변경을 위한 이젝터 냉동시스템 실험장치의 증발기 입구 냉매온도에 따른 증발기와 이젝터 모터브로 흐르는 냉매유량 변화를 Fig. 3.1에 나타내었다. 실험결과 증발기 입구냉매 온도가 낮아짐에 따라 수액기에서 분배되는 냉매 중 증발기로는 냉매가 흘렀으나 이젝터 모터브로는 냉매가 흐르지 않는 현상이 발생하였다.

이런 현상의 원인으로 압축기 용량의 부족으로 인한 현상으로 판단되며, 실험결과를 기초로 압축기 용량을 746W급으로 증가시켜서 실험장치를 개선하였다. 압축기 용량변경을 위한 실험장치의 개략도와 사진은 Fig. 3.2와 Fig. 3.3과 같으며, 압축기 용량변경을 위한 실험장치의 사양은 Table 3.1과 같다.

이젝터 냉동시스템의 실험 장치에서 변경된 구성요소는 압축기 용량 이외에는 없으나, 이젝터의 노즐 사이즈에 따른 냉동시스템의 운전특성을 파악하기 위해서 이젝터의 노즐 사이즈를 1.0mm, 1.8mm, 3.6mm 및 5.4mm를 설치하여 압축기 용량변경을 위한 실험장치의 운전 및 성능특성에 관한 실험을 진행하였다.

압축기 용량변경을 위한 실험장치의 실험조건으로는 이젝터의 노즐 사이즈를 1.0mm, 1.8mm, 3.6mm 및 5.4mm로 변화시켜 실험을 진행하였으며, 실험장치에 냉매 충전은 2,200g을 충전한 상태에서 증발기 입구의 냉매온도를 5℃, 10℃, 15℃ 및 20℃로 변경하였고, 열원 온도는 증발기 입구로 들어가는 냉매온도보다 5℃ 높은 10℃, 15℃, 20℃ 및 25℃로 변경하여 실험을 진행하였다. 자세한 실험조건은 Table 3.2에 제시하였다.

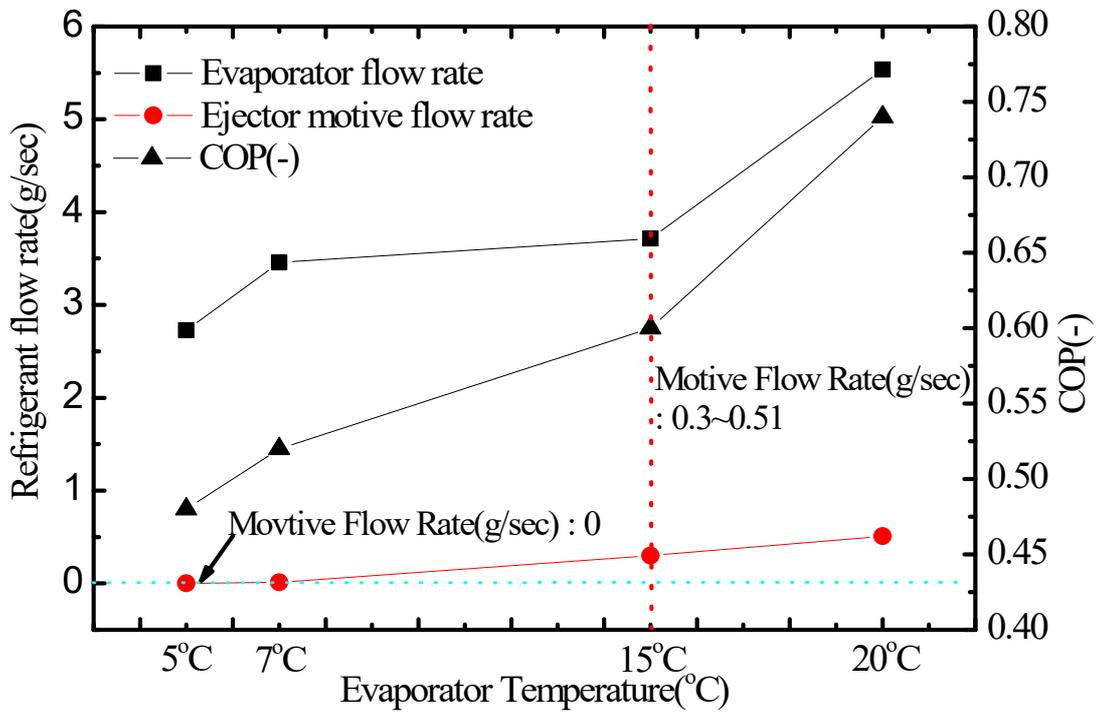


Fig. 3.1 COP variation of according to evaporator refrigerant flow rate and motive refrigerant flow rate.

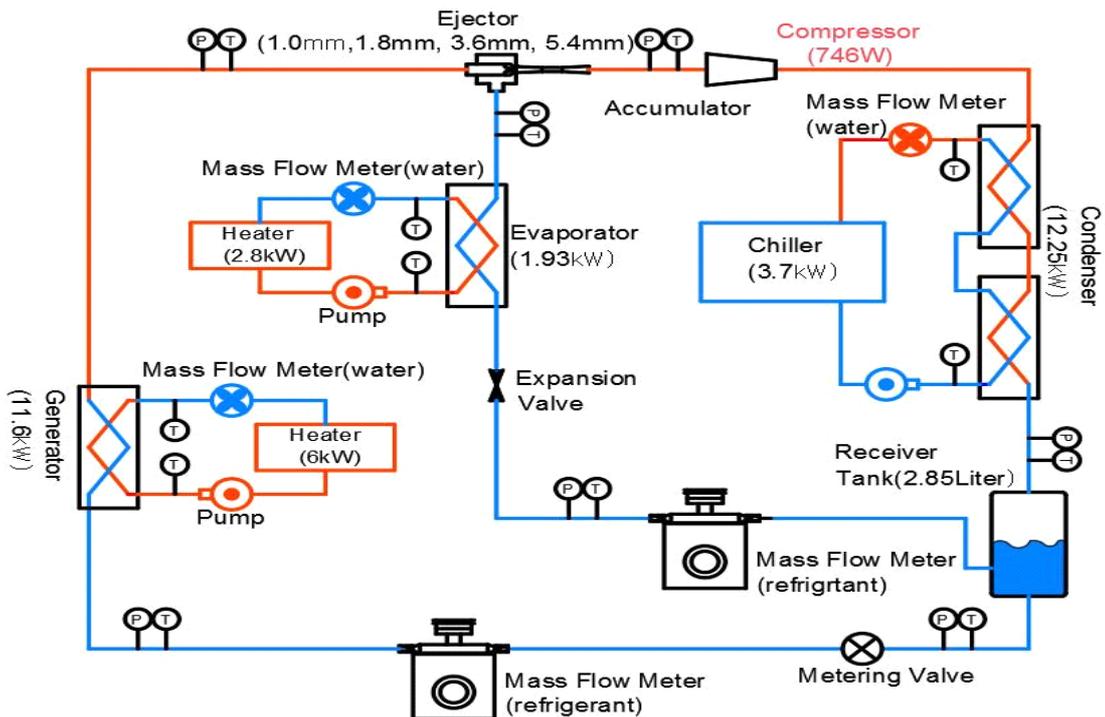


Fig. 3.2 Schematic diagram of an experimental device for changing compressor capacity.

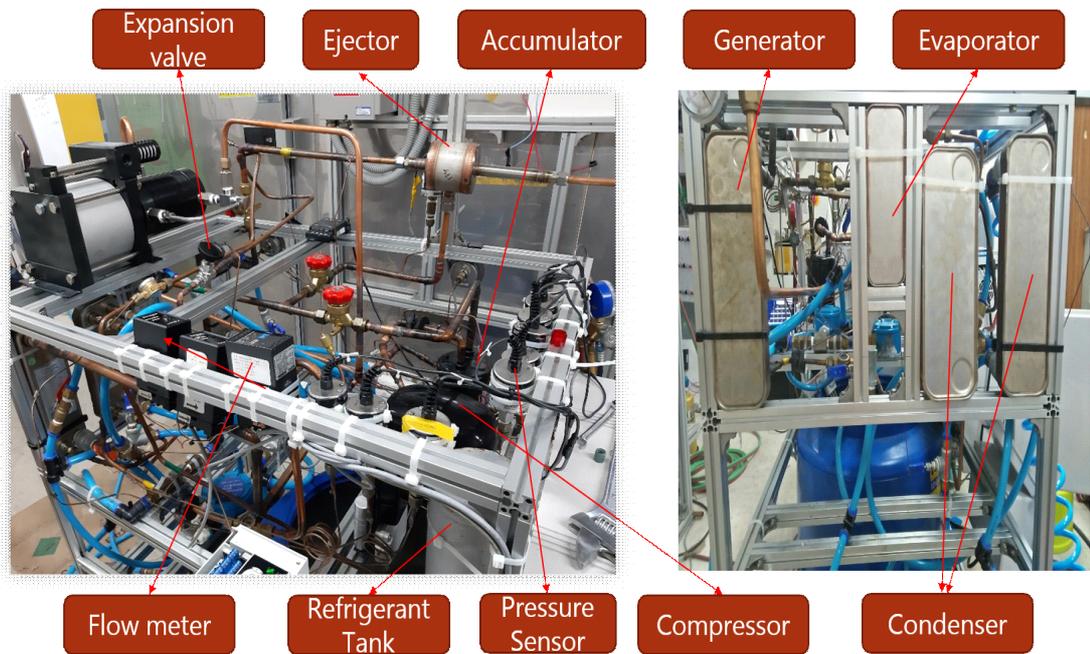


Fig. 3.3 Picture of experimental device for changing compressor capacity.

Table 3.1 Specifications of experimental device for changing compressor capacity.

Compressor(W)	746
Evaporator(kW)	1.93
Condenser(kW)	12.25
Expansion valve type	Manual
Generator (Waste heat temperature)(kW)	11.6(80℃)
Refrigeration	R-134a
Ejector nozzle size(mm)	1.0, 1.8, 3.6, 5.4

Table 3.2 Test conditions for experimental device for changing compressor capacity.

Ejector nozzle size (mm)	Evaporator inlet temperature (°C)	Load water temp. (°C)	Motive refrigerant state	Cooling water temp. (°C)	Heat source temp. (°C)
1.0	5	10	Liquid (2,200g)	35	78
	10	15			
	15	20			
	20	25			
1.8	5	10			
	10	15			
	15	20			
	20	25			
3.6	5	10			
	10	15			
	15	20			
	20	25			
5.4	5	10			
	10	15			
	15	20			
	20	25			

3.2 증발기 용량증가 실험장치 및 실험조건

3.2.1 액상냉매를 재생기로 공급하는 시스템

열회수 이젝터 냉동시스템의 증발기 용량증가를 위한 실험장치에서 재생기로 공급되는 냉매의 상태를 액체와 기체로 나누어서 재생기로 공급되는 냉매상태에 따른 열회수 이젝터 냉동시스템의 운전 및 성능특성에 대한 연구를 진행하였다. 또한, 압축기 용량변경 실험결과 실험장치에 설치된 응축기의 안정적인 운전이 확인됨에 따라 응축기 용량을 4.55kW로 감소 시켰고, 열회수 이젝터 냉동시스템의 냉동능력을 증가시키기 위해 증발기 용량을 3.86kW로 증가 시켰다.

증발기 용량증가 열회수 이젝터 냉동시스템의 실험장치에서 액상냉매를 재생기로 공급하는 시스템의 개략도 및 실험장치 사진은 Fig. 3.4와 Fig. 3.5와 같으며, 액상냉매를 재생기로 공급하는 시스템에 설치된 이젝터의 노즐 사이즈는 1.8mm, 3.6mm 및 5.4mm의 3가지 이젝터를 설치하여 실험을 진행하였고, 자세한 실험장치 사양은 Table 3.3에 제시하였다. 앞선 압축기 용량변경 실험장치의 실험결과 노즐사이즈가 1.0mm인 이젝터는 성능이 낮게 나타남에 따라 증발기 용량증가 열회수 이젝터 냉동시스템의 실험장치에서 액상냉매를 재생기로 공급하는 시스템에는 설치하지 않았다.

액상냉매를 재생기로 공급하는 실험장치의 실험조건으로는 재생기로 공급하는 냉매의 상태는 액체상태로 공급하도록 하였고, 실험장치에 충전한 냉매량은 3,000g이며, 증발기 입구 냉매의 온도를 5℃, 10℃, 15℃ 및 20℃로 변화시켜 실험을 진행하였으며, 이때 증발기에서 열교환되는 부하측 온도는 10℃, 15℃, 20℃ 및 25℃로 하여 실험을 진행하였다. 또한, 증발기로 흐르는 냉매 유량을 기준으로 이젝터의 모티브로 흐르는 냉매의 유량비를 10%, 20% 및 30%로 변화시켜 실험을 진행하였으며, 액상냉매를 재생기로 공급하는 실험장치의 실험조건 하에서의 열원온도는 80℃로 고정시켜 모든 실험을 진행하였으며, 자세한 실험조건은 Table 3.4에 나타내었다

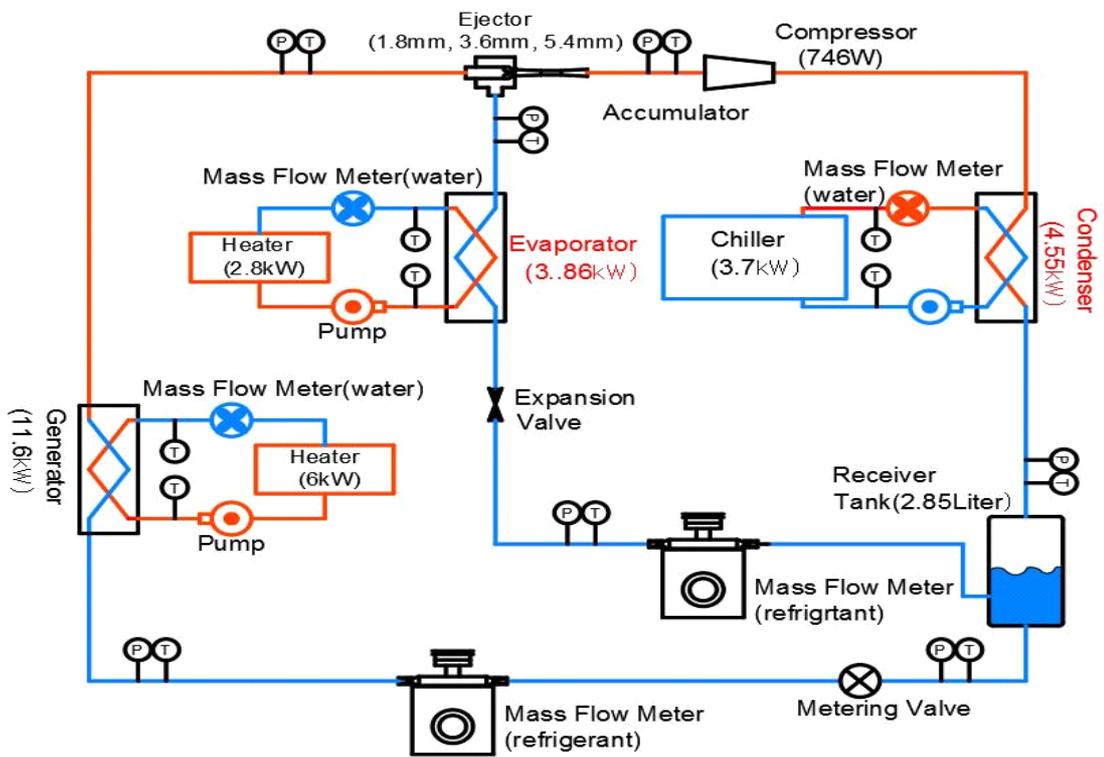


Fig. 3.4 Schematic diagram of a system that supplies liquid refrigerant to the generator.

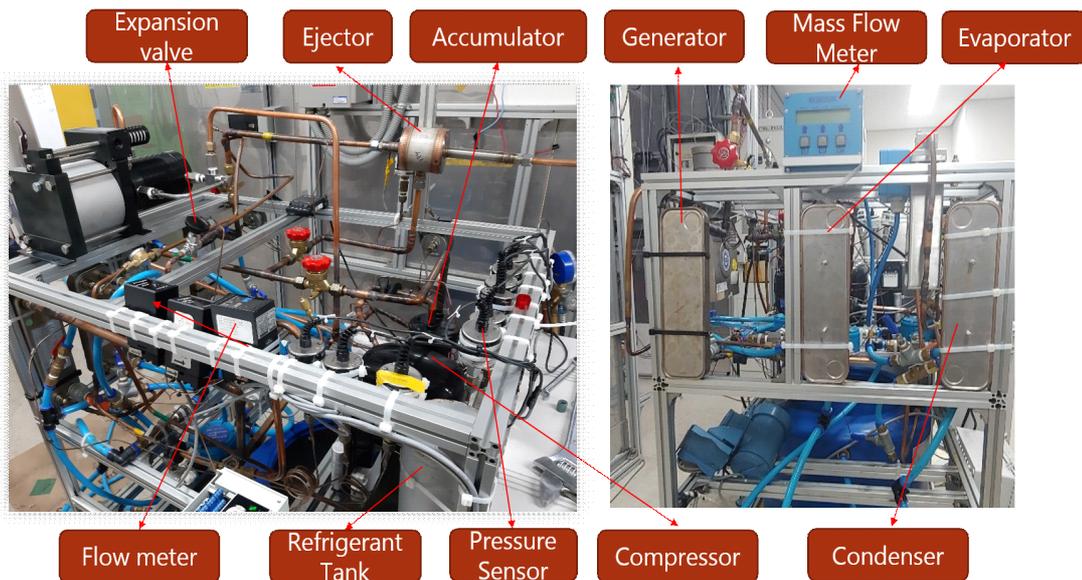


Fig. 3.5 Picture of a system that supplies liquid refrigerant to the generator.

Table 3.3 Specifications for the system supply of liquid refrigerant to the generator.

Compressor(W)	746
Evaporator(kW)	3.86
Condenser(kW)	4.55
Expansion valve type	Manual
Generator (Waste heat temperature)(kW)	11.6(80℃)
Refrigeration	R-134a
Ejector nozzle size(mm)	1.8, 3.6, 5.4

Table. 3.4 Test conditions for the system supplies liquid refrigerant to the generator.

Ejector nozzle size (mm)	Evaporator inlet temperature (°C)	Load water temp. (°C)	Flow rate ratio (%)	Motive refrigerant state	Cooling water temp. (°C)	Heat source temp. (°C)
1.8	5	10	10	Liquid (3,000g)	35	80
			20			
			30			
	10	15	10			
			20			
			30			
	15	20	10			
			20			
			30			
	20	25	10			
			20			
			30			
3.6	5	10	10			
			20			
			30			
	10	15	10			
			20			
			30			
	15	20	10			
			20			
			30			
	20	25	10			
			20			
			30			
5.4	5	10	10			
			20			
			30			
	10	15	10			
			20			
			30			
	15	20	10			
			20			
			30			
	20	25	10			
			20			
			30			

3.2.2 기상냉매를 재생기로 공급하는 시스템

증발기 용량증가 실험장치에서 기상냉매를 재생기로 공급하는 시스템의 개략도는 Fig. 3.6과 같으며, 기상냉매를 재생기로 공급하는 시스템의 사양은 액상냉매로 공급하는 시스템의 사양과 동일하다. 다만, 기상냉매를 재생기로 공급하는 시스템과 액상냉매를 재생기로 공급하는 시스템의 차이는 Fig. 3.7과 같이 수액기에서 연결되는 배관이 변경되게 된다.

Figure 3.7은 열회수 이젝터 냉동시스템에서 재생기와 증발기로 흐르는 냉매 분배를 위해 설치한 수액기의 개략도이며, 수액기의 사양은 지름 110mm인 원통 형태로 하였으며, 높이는 300mm이며 열회수 이젝터 냉동시스템과 연결될 배관의 사이즈는 9.52mm로 설계하여 설치하였고, 수액기의 용량은 2.85Liter이다.

수액기의 역할은 재생기와 증발기로 흐르는 냉매의 분배와 재생기로 공급되는 냉매의 상태변화실험을 위해서 설치하였고, 액상냉매를 재생기로 공급하는 시스템의 냉매의 흐름은 Fig. 3.7의 왼쪽과 같이 응축기에서 토출된 냉매는 수액기의 상단으로 들어와 하단으로 재생기로 냉매가 흐르며, 기상냉매를 재생기로 공급하는 냉매의 흐름은 오른쪽과 같이 응축기에서 토출된 냉매는 수액기의 하단으로 들어와 상단에서 재생기로 공급하는 흐름순서를 갖는다.

기상냉매를 재생기로 공급하는 실험장치의 실험조건으로는 재생기로 공급하는 냉매의 상태는 기체상태로 공급하도록 하였고, 실험장치에 충전한 냉매량은 1,500g이며, 증발기 입구 냉매의 온도를 5℃, 10℃, 15℃ 및 20℃로 변화시켜 실험을 진행하였으며, 이때 증발기에서 열교환되는 부하측 온도는 10℃, 15℃, 20℃ 및 25℃로 하여 실험을 진행하였다.

그리고 증발기로 흐르는 냉매유량을 기준으로 이젝터의 모티브로 흐르는 냉매의 유량비를 10%, 20% 및 30%로 변화시켜 실험을 진행하였으며, 기상냉매를 재생기로 공급하는 실험장치의 실험조건에서의 열원 온도는 80℃로 고정시켜 모든 실험을 진행하였으며, 자세한 실험조건은 Table 3.5에 나타내었다

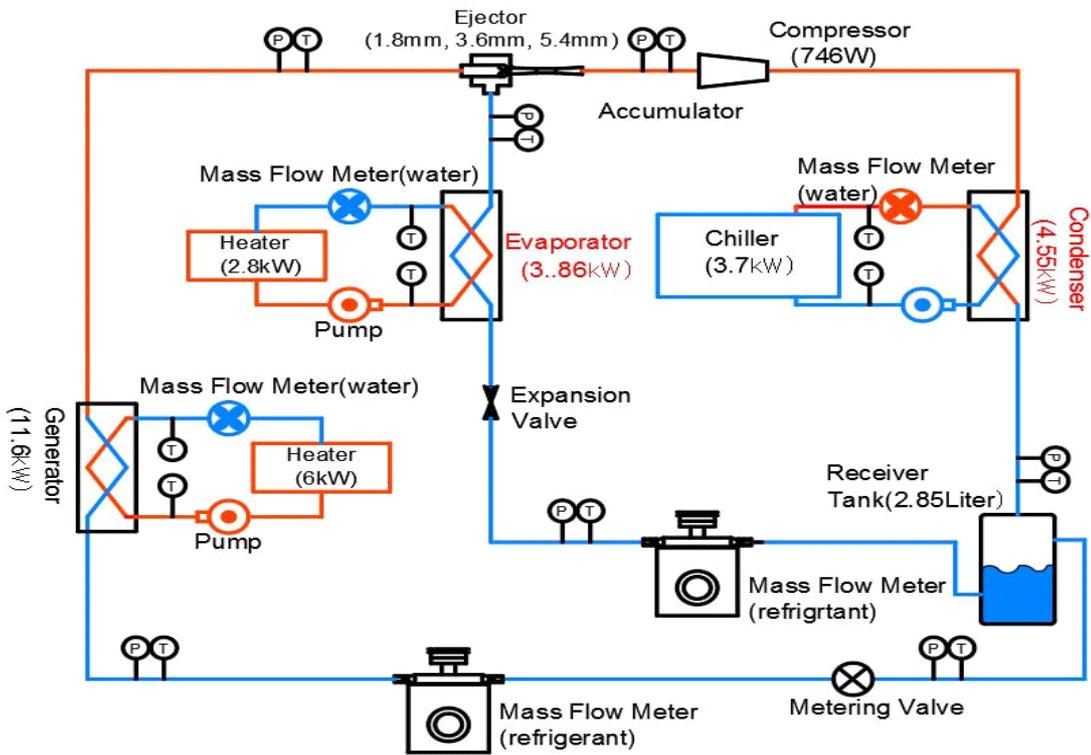


Fig. 3.6 Schematic diagram of system that supplies vapor refrigerant to the generator.

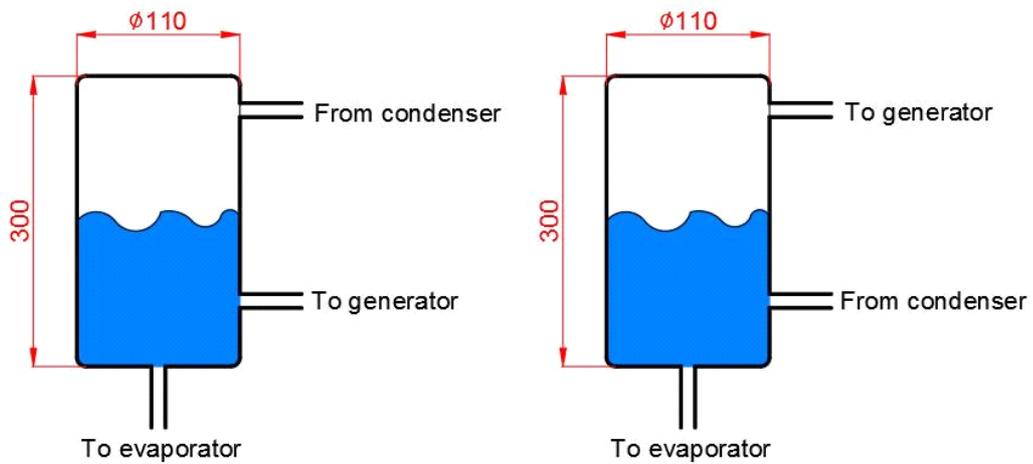


Fig. 3.7 Schematic diagram of receiver tank and refrigerant flow chart.

Table 3.5 Test conditions for the system supplies vapor refrigerant to the generator.

Ejector nozzle size (mm)	Evaporator inlet temperature (°C)	Load water temp. (°C)	Flow rate ratio (%)	Motive refrigerant state	Cooling water temp. (°C)	Heat source temp. (°C)
1.8	5	10	10	Vapor (1,500g)	35	80
			20			
			30			
	10	15	10			
			20			
			30			
	15	20	10			
			20			
			30			
	20	25	10			
			20			
			30			
3.6	5	10	10			
			20			
			30			
	10	15	10			
			20			
			30			
	15	20	10			
			20			
			30			
	20	25	10			
			20			
			30			
5.4	5	10	10			
			20			
			30			
	10	15	10			
			20			
			30			
	15	20	10			
			20			
			30			
	20	25	10			
			20			
			30			

3.3 운전환경 및 측정방법

본 연구에서 측정해야 하는 유량은 열회수 이젝터 냉동시스템 내부에 흐르는 냉매유량과 열회수 이젝터 냉동시스템의 운전환경을 제어하기 위해 열교환기로 공급하는 물의 유량으로 나눌 수 있다.

열회수 이젝터 냉동시스템 내의 냉매유량은 이젝터 모터브와 증발기에 질량유량계(Mass Flow Meter)를 설치하여 냉매의 유량을 측정하였고, 운전환경을 제어하기 위한 재생기로 공급하는 열원 온도, 증발기로 공급하는 부하 온도 및 응축기에 공급하는 냉각수의 유량은 물용 질량유량계를 설치하여 측정하였다.

또한, 열회수 이젝터 냉동시스템의 운전환경을 제어하기 위한 설비로는 재생기에 열원 온도를 조절하기 위한 항온조, 증발기의 부하 온도를 조절하기 위한 항온조 및 응축기의 냉각수를 공급할 수 있는 칠러(Chiller)로 구분된다. 먼저, 재생기의 열원 온도를 공급하는 항온조는 1,000Liter 용량의 수조에 6kW급의 전기히터를 설치하여 열원 온도를 최대 90℃까지 상승시킬 수 있도록 하였고, 증발기에 설치한 항온조는 100Liter용량의 수조에 2.8kW급의 전기히터를 설치하여 부하 온도를 조절하였다. 그리고 열회수 이젝터 냉동시스템의 응축기에 공급하는 냉각수의 온도를 유지하기 위해서 3.7kW급의 Chiller를 설치하여 응축기에 공급하는 냉각수 온도를 조절할 수 있도록 하였다.

그리고 이젝터 냉동시스템의 운전조건에 따른 압력변화를 측정하기 위하여 이젝터 모터브, 이젝터 흡입 및 토출 배관에 압력센서를 설치하여 운전조건에 따른 냉매의 압력변화를 측정하였고, 이젝터에서 토출되는 압력에 따른 압축기 입구 압력변화를 살펴보기 위해서 압축기 입구에 압력센서를 부착하여 압축기 흡입 압력을 측정하였다. 그리고 응축기와 증발기의 냉매 압력센서를 부착하여 실험조건 변화에 따른 열회수 이젝터 냉동시스템의 응축기 및 증발기의 냉매 압력을 측정하였다.

열회수 이젝터 냉동시스템에는 총 7군데의 압력센서를 부착하였으며, 열회수 이젝터 냉동시스템의 운전환경에 따른 주요부품의 냉매의 압력 및 시스템의 압력을 측정하여 기록하였다

그리고 열회수 이젝터 냉동시스템의 온도변화를 측정하기 위해서 T-type 열전대(Thermocouple)를 사용하였고, 온도측정 위치는 재생기에서 공급하는 열원 입·출구, 증발기로 공급하는 부하 입·출구, 응축기로 공급하는 냉각수 입·출구, 압축기 입·출구 및 이젝터의 모티브와 이젝터 토출측에 온도센서를 부착하였다.

열회수 이젝터 냉동시스템의 실험조건에서에서 변화되는 압축기의 소비전력은 전력량 변환기(Watt transducer)를 이용하여 측정하였고, 앞에서 언급한 각종 센서의 사양은 Table 3.6과 같으며, 본 연구를 위하여 사용된 열회수 이젝터 냉동시스템의 실험조건에서의 측정된 데이터는 시스템의 운용소프트웨어(MX-100)를 통하여 취득하여 컴퓨터에 저장하였으며, 취득되는 데이터는 실시간으로 컴퓨터 모니터에서 볼 수 있도록 하였다.

열회수 이젝터 냉동시스템의 측정된 데이터의 흐름도는 Fig. 3.8부터 Fig. 3.10에 나타내었으며, Fig. 3.8은 이젝터 냉동시스템의 실험 조건에서의 주요부위의 온도 및 압력 측정에 대한 자료취득 방법으로써 이젝터 냉동시스템의 온도 및 압력 측정은 8군데에서 측정하였으며, Fig. 3.9는 이젝터 냉동시스템의 운전 환경조건 및 이젝터 냉동시스템의 성능 도출을 위한 열원온도와 냉각수의 온도를 측정하기 위해 설치한 온도센서 부착위치를 나타낸 것이고, Fig. 3.10은 열회수 이젝터 냉동시스템에서 증발기와 모티브로 흐르는 냉매 및 물의 유량을 측정을 위한 유량계 및 압축기에서 소비되는 동력의 측정을 위해 설치한 계측기의 부착위치를 나타낸 것이다.

Table 3.6 Specifications of measurement device.

Sensor	Specification	
Temperature	Type	T-type
	Rang	-200 ~ 400°C
	Accuracy	±2%FS
Pressure	Range	0 ~ 3.5Mpa
	Accuracy	±0.13% of reading
Refrigerant mass flow rate	Fluid	Refrigerant
	Nominal flow rate	50kg/min
	Accuracy	±0.02%FS
Refrigerant mass flow rate	Fluid	Refrigerant
	Nominal flow rate	50kg/min
	Accuracy	±0.014%FS
Water flow rate	Range	3 ~ 25LPM
	Accuracy	±1%FS
Watt transducer	Range	100 ~ 2,000W
	Accuracy	±0.13% of reading

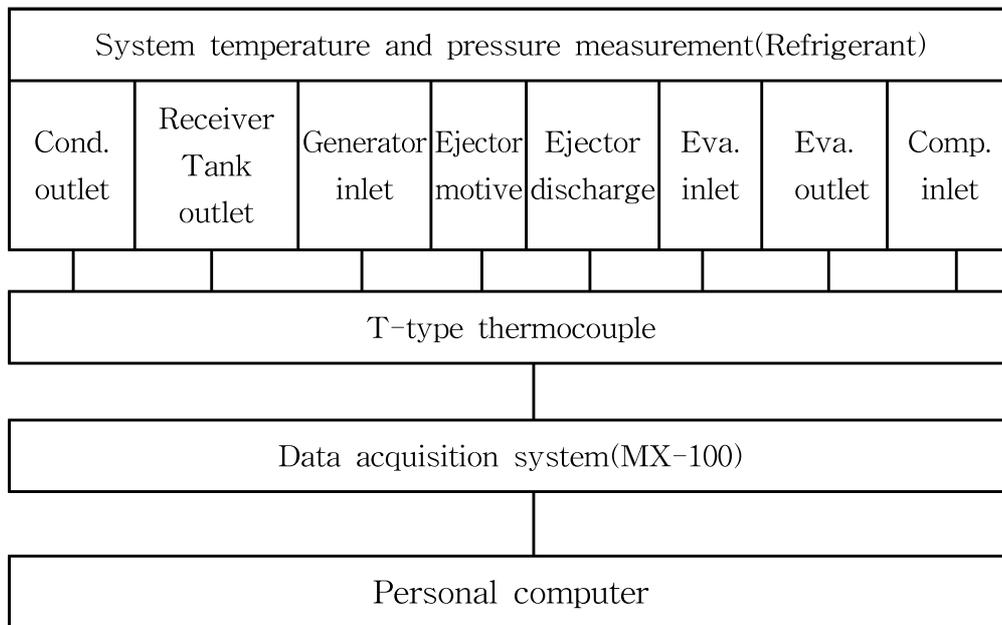


Fig. 3.8 Data acquisition of the refrigerant side temperature and pressure.

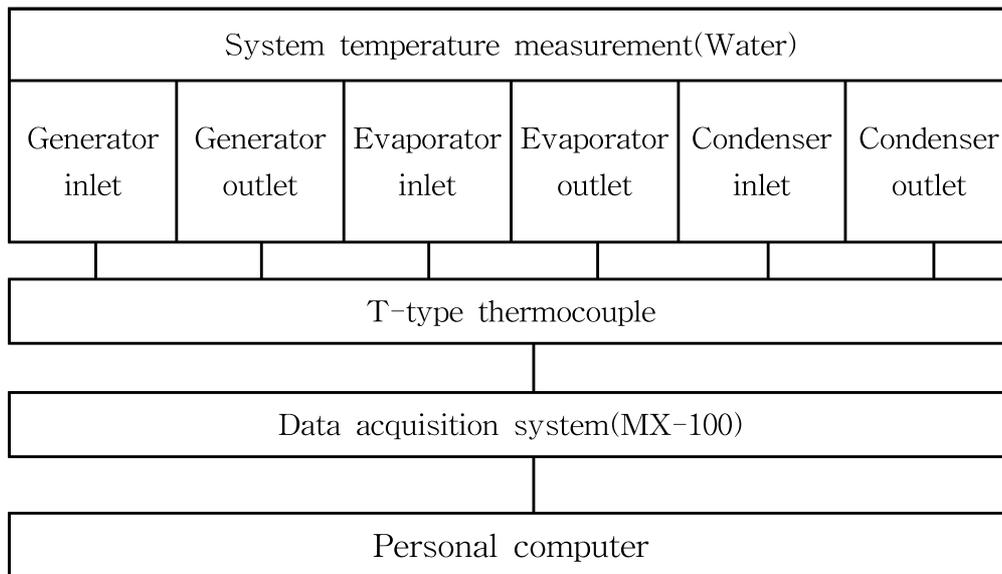


Fig. 3.9 Data acquisition of the water side temperature.

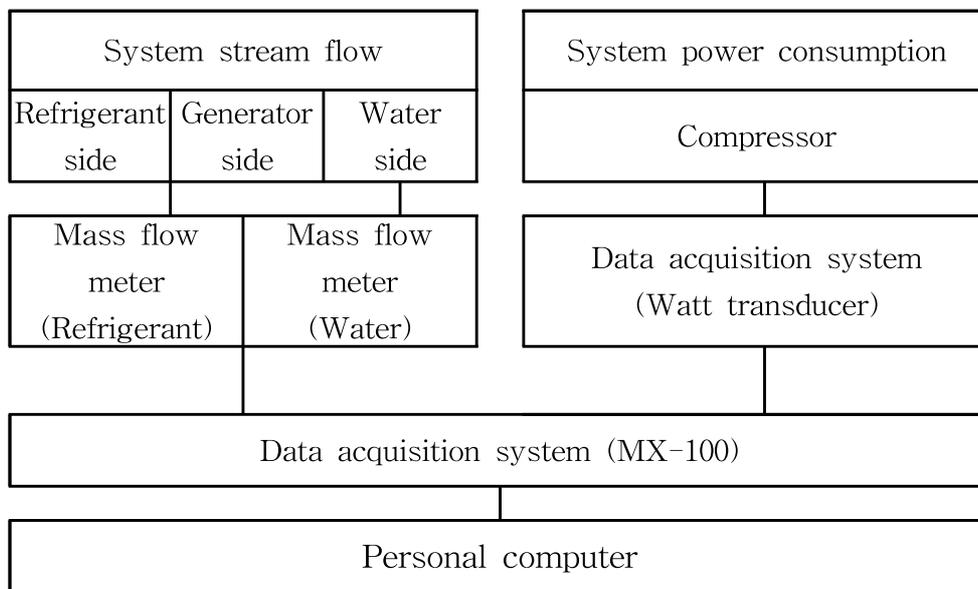


Fig. 3.10 Power and mass flow rate measurement.

4. 열회수 이젝터 냉동시스템의 성능실험

4.1 압축기 용량변경 시스템의 운전 및 성능특성

4.1.1 압축기 용량변경 시스템의 운전특성

열회수 이젝터 냉동시스템에서 압축기 용량변경 시스템의 실험장치를 이용하여 도출된 운전특성에서 증발기 입구 냉매온도와 이젝터의 노즐 사이즈에 따른 응축기에서 토출되는 냉매온도와 재생기로 들어가는 냉매의 온도 변화는 Fig. 4.1과 같으며, 응축기에 공급되는 냉각수 온도가 35℃로 일정함에 따라서 응축기에서 토출되는 냉매의 온도는 일정하며, 재생기로 유입되는 냉매의 온도는 증발기 입구냉매 온도가 증가할수록 재생기로 유입되는 냉매 온도도 상승한다는 것을 알 수 있다.

그리고 이젝터 노즐 사이즈에 따른 재생기로 유입되는 냉매 온도는 이젝터 노즐 사이즈가 1.0mm인 이젝터가 가장 높게 나타났고, 이러한 현상이 나타나는 이유는 노즐 사이즈가 작을수록 유량조절밸브의 개도가 증가하여 다른 노즐들에 비해 유량조절밸브에서 냉매의 압력강하가 작기 때문이라고 판단된다.

압축기 용량변경 열회수 이젝터 냉동시스템에서 증발기 입구 냉매 온도와 이젝터 노즐 사이즈의 변화에 따른 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 온도를 Fig. 4.2에 나타내었다. 이젝터 노즐 사이즈에 따른 이젝터 모티브의 냉매 온도변화는 증발기 입구 냉매 온도가 증가할수록 이젝터 모티브로 흐르는 냉매 온도 증가하지만, 노즐 사이즈가 1.0mm인 이젝터의 경우는 증발기 입구 냉매 온도가 증가하더라도 이젝터 모티브의 냉매 온도는 약 60℃로 냉매의 온도가 일정하였다. 이러한 현상이 나타나는 이유는 이젝터 모티브로 흐르는 냉매유량이 0.5g/sec로 다른 노즐들에 비해 냉매의 유량이 작기 때문이라 판단된다.

그러나 이젝터 노즐이 1.8mm, 3.6mm 및 5.4mm인 이젝터는 증발기 입구 냉매온도가 증가할수록 모티브로 흐르는 냉매유량이 증가하여 이젝터 모티브의 냉매온도도 같이 상승하는 것으로 나타났다.

압축기 용량변경 시스템에서 열회수 이젝터 냉동시스템의 증발기 입구 온도에 따른 이젝터에서 토출되는 냉매 온도와 유량의 변화를 Fig. 4.3에 나타내었다. Figure. 4.3에서 알 수 있듯이 노즐 사이즈가 가장 작은 1.0mm인 이젝터는 증발기 입구 냉매온도보다 평균 2℃정도 높게 나타났고, 나머지 노즐은 증발기 입구 냉매의 온도보다 더 높게 나타난 것을 알 수 있다. 이젝터 중에서는 노즐사이즈가 가장 큰 5.4mm인 이젝터가 이젝터에서 토출되는 온도가 가장 높게 나타났으며, 증발기 입구냉매의 온도보다 평균 18℃ 높게 나타났다. 이는 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량이 5.4mm가 가장 많기 때문이라 판단된다.

압축기 용량변경 시스템에서 증발기 입구 냉매온도에 따른 이젝터 노즐사이즈에 따른 압축기로 흡입되는 냉매의 온도변화는 Fig. 4.4와 같으며, 이젝터 노즐 사이즈에 따른 압축기에서 흡입되는 냉매의 온도는 노즐 사이즈가 가장 작은 1.0mm인 이젝터가 가장 낮게 나타났으며, 노즐 사이즈가 5.4mm인 이젝터가 가장 높게 나타났다. 증발기 입구 냉매온도에 따른 이젝터 노즐사이즈에 따른 압축기로 흡입되는 냉매의 온도변화에서 1.0mm인 이젝터를 제외한 모든 이젝터에서 증발기 입구 냉매온도보다 높게 나타났다. 실험결과에서 이젝터에서 토출되는 냉매의 온도에 의해서 압축기에서 흡입되는 냉매의 온도는 영향을 받으며, 냉매의 온도가 상승될수록 압축기에서 소비되는 동력은 작아질 것으로 판단된다.

압축기 용량변경 시스템의 실험에서 재생기 입구로 흐르는 냉매의 압력과 유량변화를 Fig. 4.5에 나타내었고, 재생기로 들어오는 냉매의 입구 압력은 노즐 사이즈가 가장 작은 1.0mm인 이젝터가 가장 높은 압력을 보였으며, 노즐 사이즈가 1.8mm, 3.6mm, 5.4mm인 이젝터는 1.0mm이젝터 보다 낮은 압력을 보였다. 이러한 현상이 발생하는 원인은 재생기 입구에 재생기로 흐르는 냉매 유량을 조절하기 위해 설치한 유량조절밸브에서 노즐 사이즈가 1.0mm인 이젝터는 재생기로 흐르는 냉매의 유량이 0.5g/sec로 가장 작게 흐름에 따라 유량조절밸브에서 개도가 다른 노즐들에 비해 더 열려 있는 상태로 운전되어 밸브에서 압력강하가 다른 노즐들에 비해 덜 발생하기 때문이라 판단되고, 나머지 1.8mm, 3.6mm 및 5.4mm인 이젝터는 유량조절밸브를 통과하는 냉매유량이 충분하여 압력강하가 더 크게 발생하여 냉매의 압력이 낮게 나타난 것으로 판단된다.

재생기로 흐른 냉매는 재생기에서 열원과 열교환되어 이젝터의 모티브로 흐르며 증발기 입구 냉매온도에 따른 이젝터 모티브의 냉매의 압력과 열원온도를 Fig. 4.6에 나타내었으며, 그래프에서 알 수 있듯이 실험 조건에서 재생기로 공급되는 열원 온도는 일정한 상태에서 공급되었으며, 이때 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 압력은 노즐 사이즈가 가장 작은 1.0mm인 이젝터는 실험조건에서 가장 높은 압력을 보이고 있고, 이런 현상이 나타난 이유는 1.0mm인 이젝터는 재생기 입구로 들어온 압력이 높은 상태로 들어왔으며, 냉매의 유량도 작아서 나타난 현상이라 판단된다. 반면, 노즐 사이즈가 1.8mm, 3.6mm 및 5.4mm인 이젝터는 증발기 입구 냉매온도가 상승함에 따라 이젝터 모티브 압력도 증가하여 시스템의 운전이 안정적으로 운전을 하는 것을 확인할 수 있다.

증발기 입구 냉매온도를 변화시켜 이젝터 노즐 사이즈에 따른 모티브로 흐르는 냉매 압력 변화 실험결과 노즐 사이즈가 1.0mm인 이젝터는 냉매의 흐름과 시스템의 운전이 불안정하였으며, 노즐사이즈가 1.8mm, 3.6mm 및 5.4mm인 이젝터는 냉매의 흐름과 시스템의 운전이 안정적으로 운전된다는 것을 확인할 수 있다.

압축기 용량변경 시스템에서 증발기 입구냉매 온도와 이젝터 노즐 사이즈에 따른 이젝터에서 토출되는 냉매 압력과 증발기 입구 냉매 압력변화를 Fig. 4.7에 나타냈으며, 시스템의 증발기 입구 냉매온도가 증가할수록 이젝터 노즐 사이즈와 상관없이 이젝터에서 토출되는 냉매의 압력도 증가하는 것으로 나타났지만, 노즐 사이즈가 가장 작은 1.0mm인 이젝터는 증발기의 입구냉매 압력보다 낮게 나타났다. 이러한 현상이 나타나는 원인은 노즐 사이즈가 1.0mm인 이젝터는 모티브로 들어온 냉매가 1.0mm 노즐을 거치면서 압력강하가 발생하였고 이젝터 디퓨저를 거쳐도 압력보상이 일어나지 않았기 때문이라 판단되며, 1.0mm인 이젝터를 제외한 다른 이젝터는 증발기 입구 냉매의 압력보다 높은 상태에서 토출되는 것을 확인할 수 있다.

압축기 용량변경 시스템에서 증발기 입구 냉매온도에 따른 증발기 입구 압력과 압축기 입구 압력변화를 Fig. 4.8에 나타내었으며, Fig. 4.8에서 알 수 있듯이 노즐 사이즈가 1.0mm인 이젝터를 제외한 다른 이젝터는 증발기 입구압력보다 압축기 입구압력이 더 높은 상태로 압축기로 흡입된다는 것을 알 수 있다.

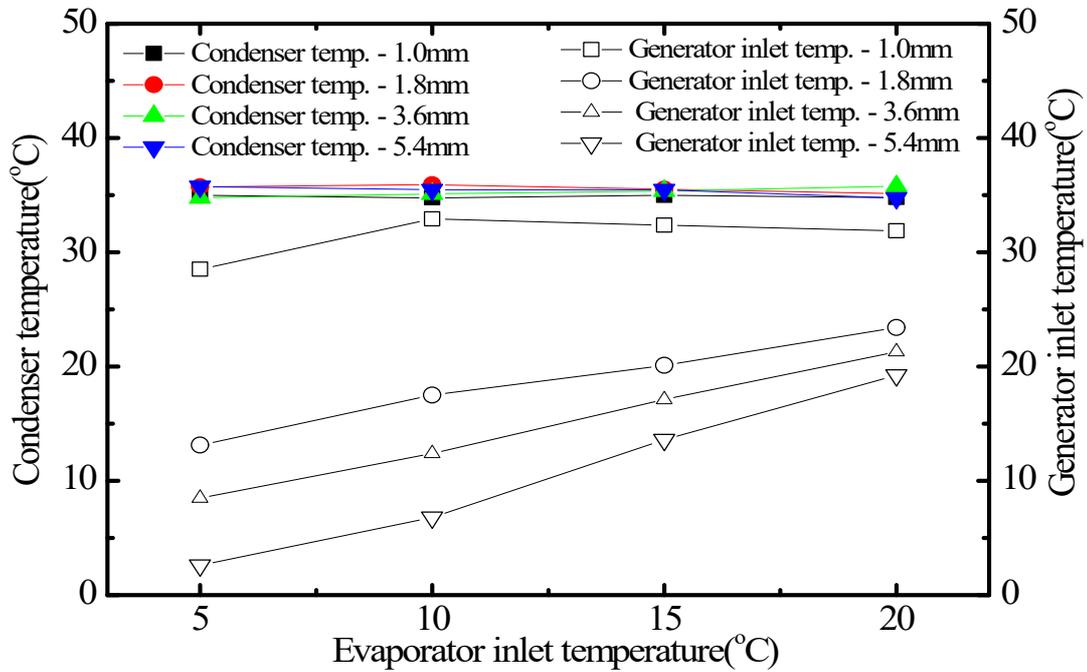


Fig. 4.1 Variation of condenser temperature and generator inlet temperature by an ejector.

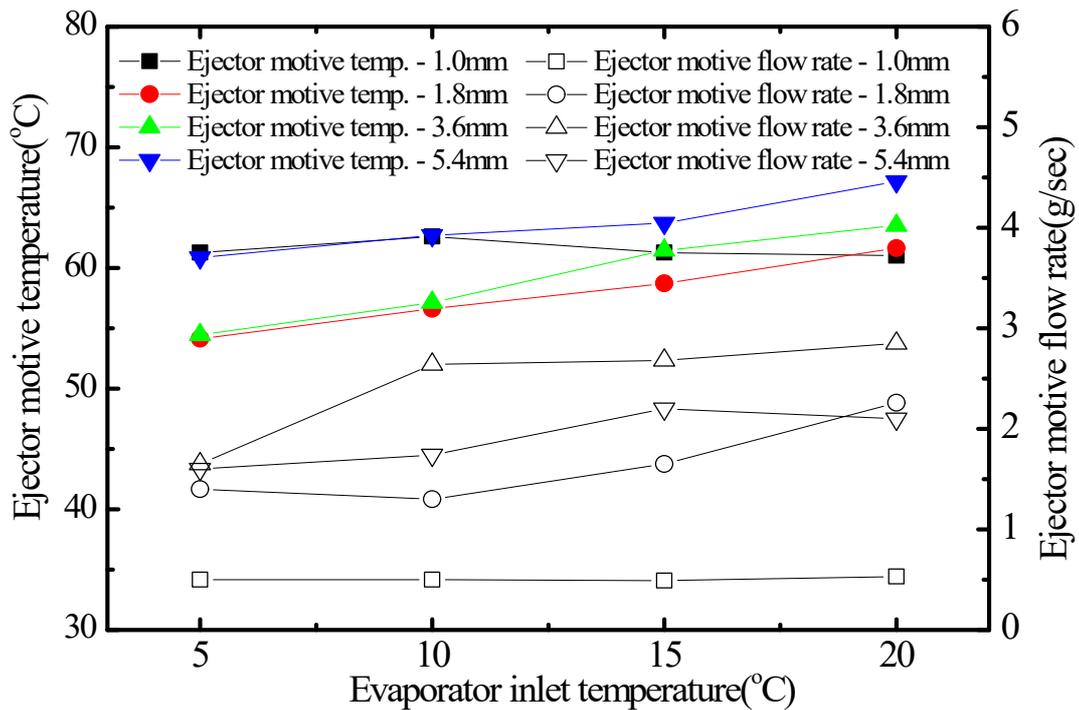


Fig. 4.2 Variation of ejector motive temperature and flow rate by an ejector.

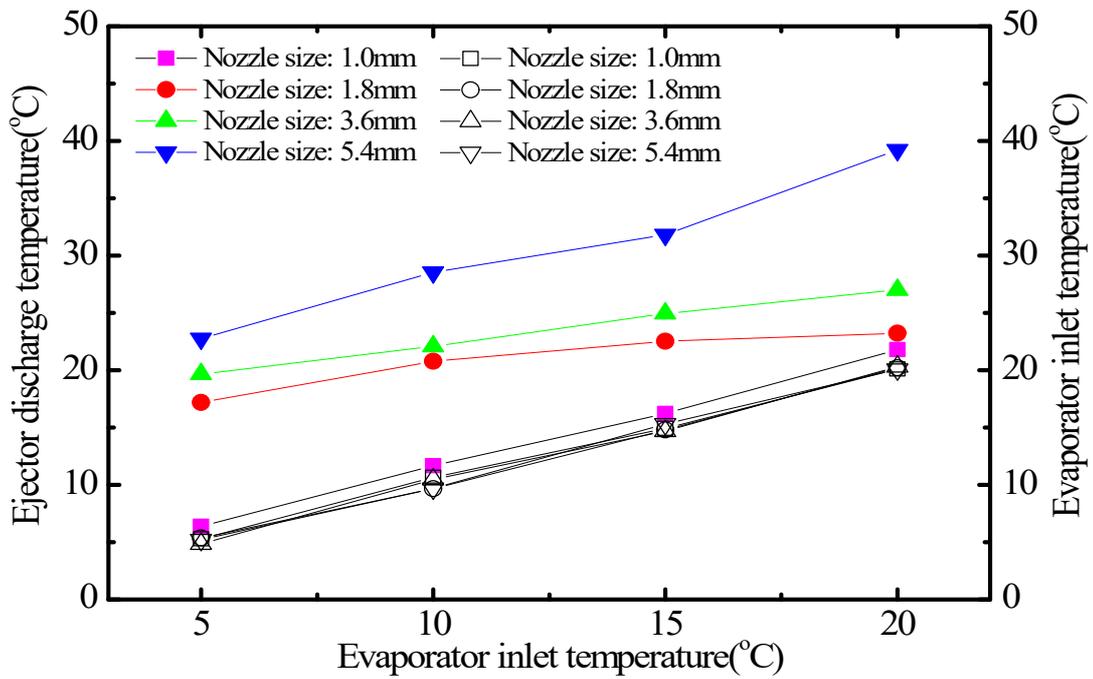


Fig. 4.3 Variation of ejector discharge temperature and flow rate by an ejector.

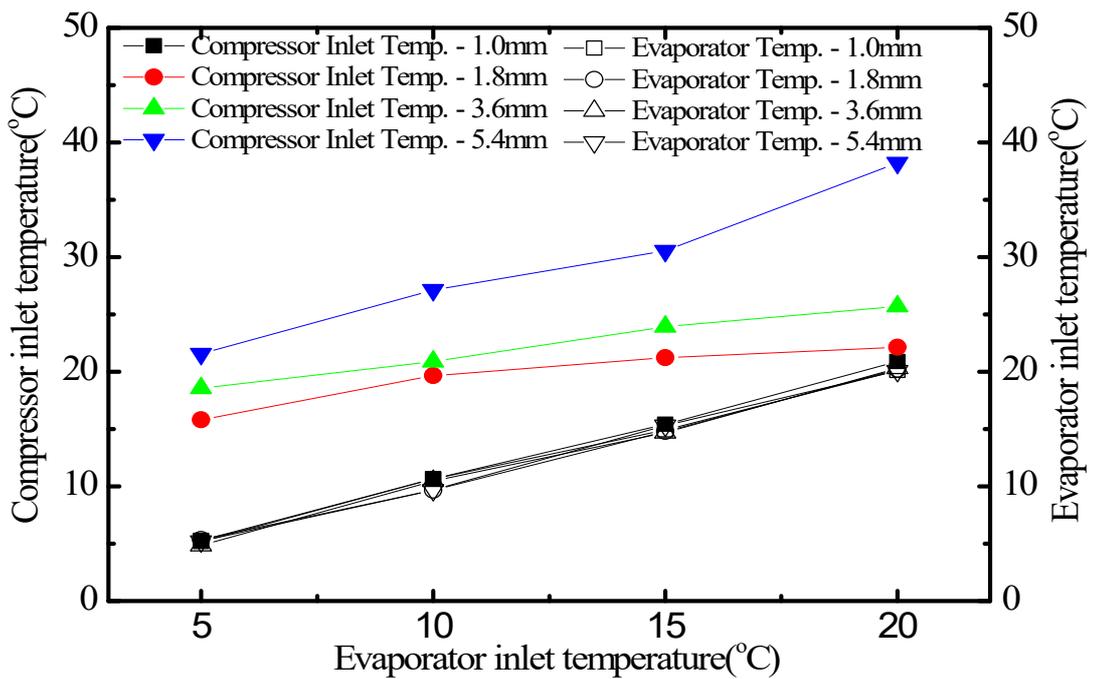


Fig. 4.4 Variation of Compressor inlet temperature and evaporator inlet temperature by an ejector.

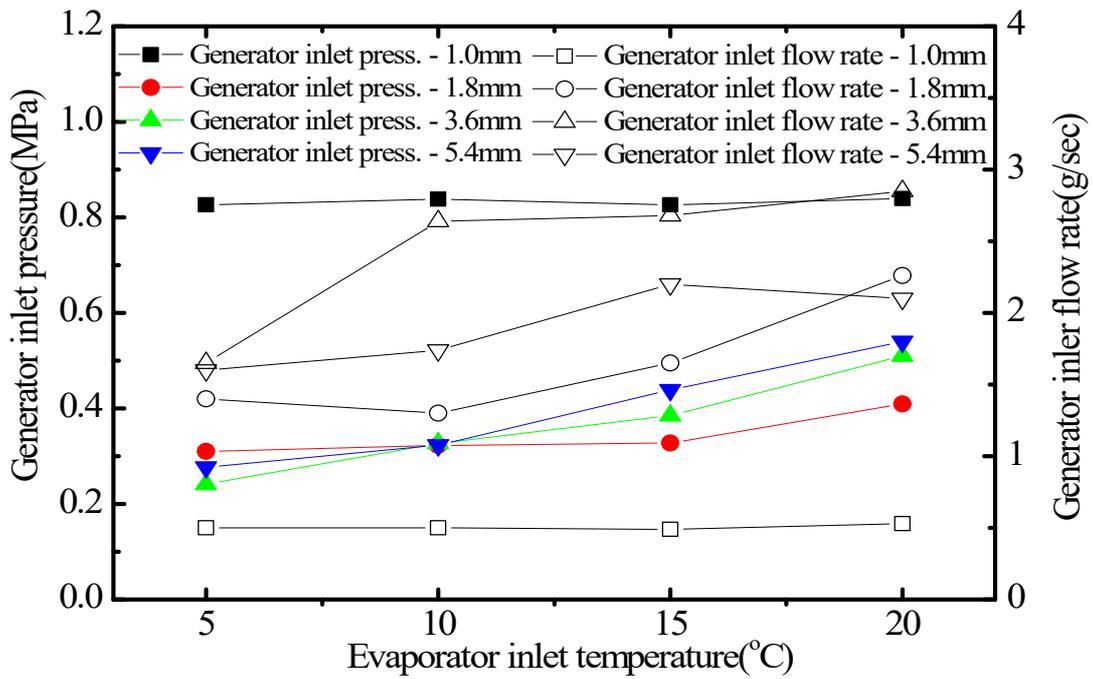


Fig. 4.5 Variation of generator inlet pressure and flow rate by an ejector.

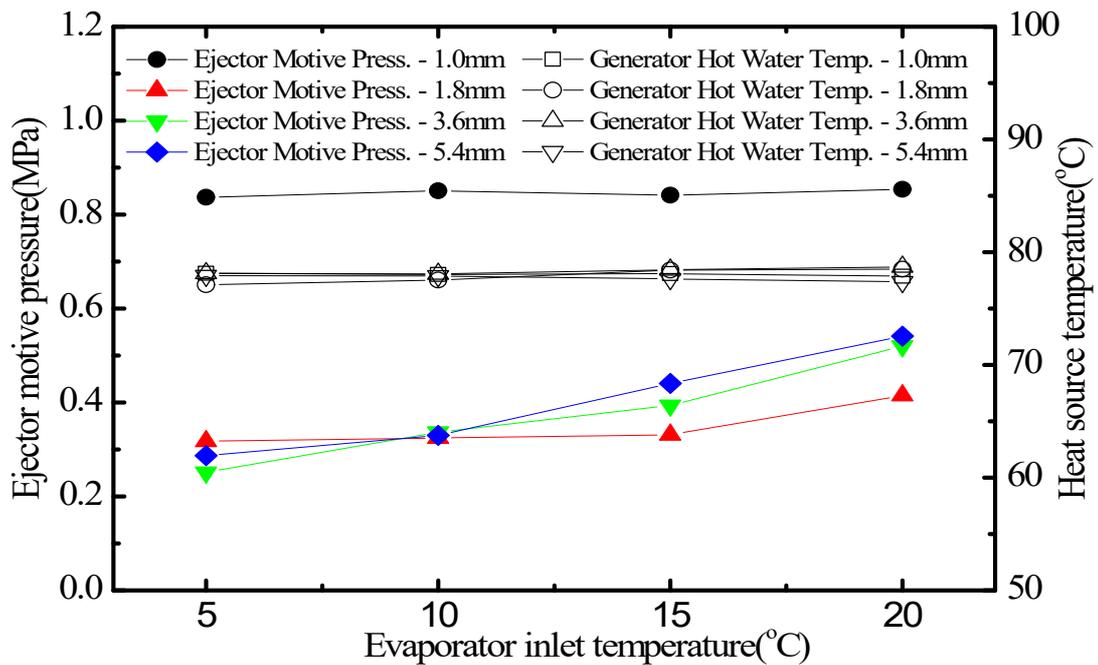


Fig. 4.6 Variation of Ejector motive pressure and heat source temperature by an ejector.

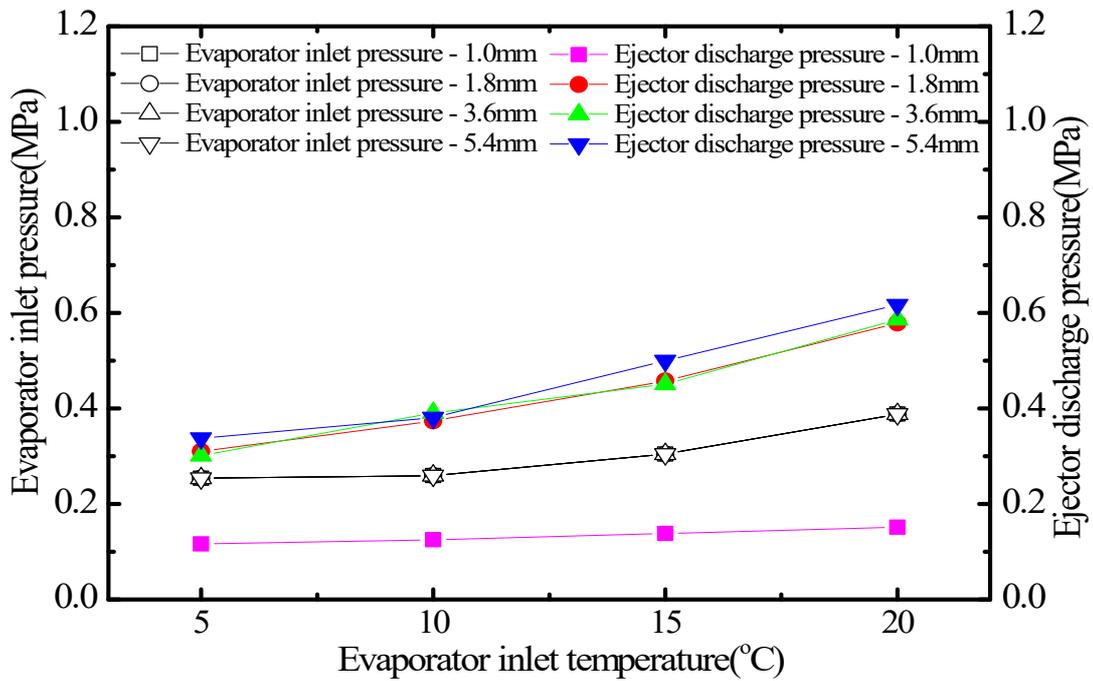


Fig. 4.7 Variation of evaporator inlet pressure and ejector discharge pressure by an ejector.

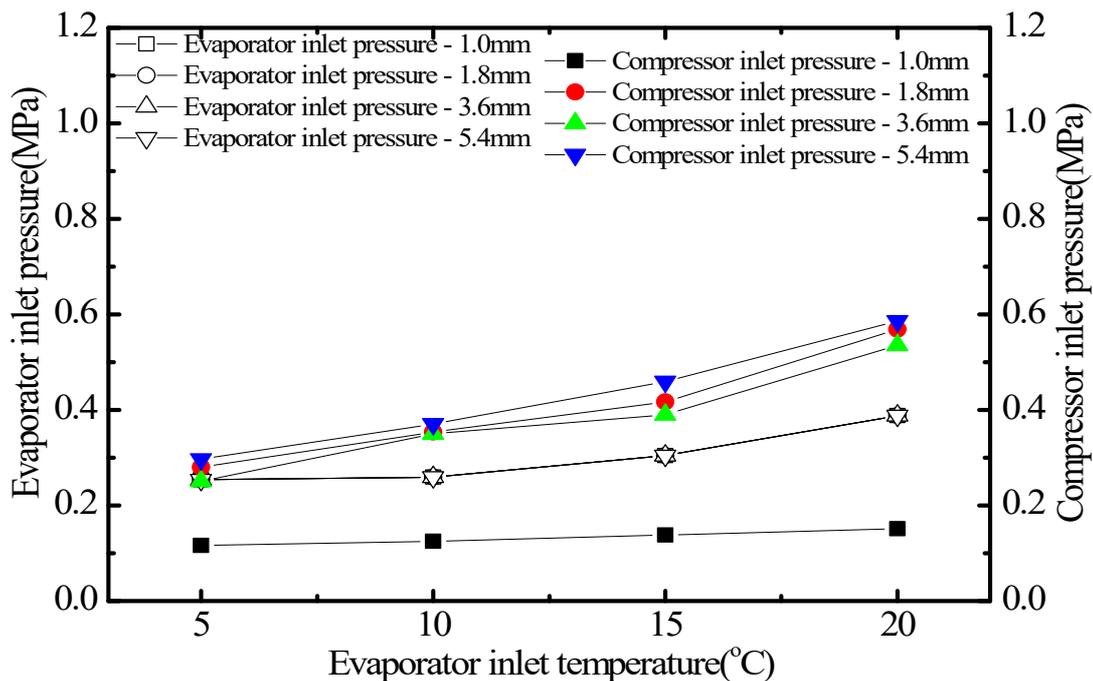


Fig. 4.8 Variation of evaporator pressure and compressor inlet pressure by an ejector.

4.1.2 압축기 용량변경 시스템의 성능특성

압축기 용량변경 시스템에서 이젝터 노즐 사이즈와 증발기 입구 냉매온도에 따른 이젝터 모티브로 흐르는 냉매 유량과 증발기로 흐르는 유량변화를 Fig. 4.9에 나타내었다.

이젝터 노즐 사이즈에 따른 모티브로 흐르는 냉매의 유량은 이젝터 노즐 사이즈가 커질수록 증가하는 것을 확인할 수 있으며, 열회수 이젝터 냉동시스템의 증발기 입구 냉매온도가 증가할수록 이젝터 모티브의 냉매유량도 증가하는 것을 확인할 수 있다. 이러한 현상이 나타나는 이유는 열회수 이젝터 냉동시스템의 증발기 입구 냉매온도가 증가할수록 증발기에 설치한 팽창밸브의 개도가 증가하여 증발기로 흐르는 냉매의 유량이 증가하는 것으로 보이고, 열회수 이젝터 냉동시스템 내에 냉매유량이 증가함에 따라서 이젝터의 모티브로 흐르는 냉매 유량도 증가하는 것으로 판단된다.

압축기 용량변경 시스템에서 이젝터 노즐 사이즈와 증발기 입구 냉매온도에 따른 냉동능력변화는 Fig. 4.10과 같으며, 열회수 이젝터 냉동시스템의 증발기 입구 냉매온도가 증가할수록 모든 조건에서 냉동능력은 증가하는 것으로 나타났으나, 노즐 사이즈가 1.0mm인 이젝터를 설치한 시스템의 냉동능력이 가장 낮게 나타났고, 증발기 입구 냉매온도가 상승하더라도 냉동능력의 증가율은 크지 않았다.

이젝터 노즐 사이즈에 따른 냉동능력은 증발기 입구 냉매온도가 5℃에서는 노즐 사이즈가 5.4mm인 이젝터가 냉동능력이 가장 높게 나타났으나, 증발기 입구 냉매온도가 증가할수록 노즐 사이즈가 3.6mm인 이젝터가 가장 높게 나타났고, 냉동능력의 증가율은 노즐 사이즈가 1.8mm인 이젝터가 최대 82%로 나타났다.

이젝터 노즐 사이즈와 증발기 입구 냉매온도에 따른 냉동능력의 증가율은 이젝터의 노즐사이즈가 1.0mm는 20%, 1.8mm는 82%, 3.6mm는 50% 및 5.4mm는 11%로 나타남에 따라 이젝터 노즐 사이즈에 따른 냉동능력의 최적의 사이즈는 1.8mm와 3.6mm 사이에 존재한다는 것을 알 수 있다.

압축기 용량변경을 위한 시스템에서 이젝터 노즐 사이즈와 증발기 입구 냉매

온도에 따른 소비동력변화를 Fig. 4.11에 나타내었다. 실험조건 하에서의 소비동력은 증발기 입구 냉매온도가 상승됨에 따라 소비동력도 증가하는 것을 알 수 있으며, 소비동력이 증가하는 이유는 증발기 입구 냉매온도가 상승됨에 따라 시스템 내에 흐르는 냉매의 유량이 증가하여 압축기로 흡입되는 냉매의 유량도 증가하기 때문이라 판단된다.

이젝터 노즐 사이즈에 따른 압축기 소비동력은 노즐 사이즈가 1.0mm인 이젝터가 가장 낮게 나타났으며, 이런 현상이 나타나는 이유는 1.0mm인 이젝터를 설치한 시스템의 냉매의 유량이 다른 이젝터를 설치한 시스템의 냉매의 유량보다 작기 때문이며, 이젝터 노즐 사이즈에 따른 압축기 소비동력의 증가율은 평균 34.7%로 나타났고, 노즐 사이즈가 3.6mm인 이젝터의 증가율이 45%로 가장 크게 나타났다.

압축기 용량변경 시스템에서 이젝터 노즐 사이즈와 증발기 입구 냉매온도변화에 따른 COP를 Fig. 4.12에 나타내었으며, 압축기 용량변경을 위한 시스템의 COP는 1.0mm인 이젝터를 설치한 시스템이 0.71로 가장 낮게 나타났고, 3.6mm인 이젝터를 설치한 시스템이 1.8로 가장 높게 나타났다. 이러한 현상이 나타나는 이유는 노즐 사이즈가 1.0mm인 이젝터를 설치한 시스템은 시스템에 설치한 이젝터의 노즐 사이즈가 너무 작아 이젝터에서 토출되는 냉매의 압력과 온도가 다른 노즐들에 비해 낮게 나타났고, 증발기와 재생기로 흐르는 냉매의 유량도 다른 노즐들에 비해 너무 작아 증발기에서 냉동능력은 감소하고 재생기에서도 충분한 열원을 공급받지 못해 이젝터의 효율성을 살리지 못했기 때문이라 판단된다.

압축기 용량변경 시스템의 실험결과 노즐 사이즈가 커짐에 따라 COP는 증가하는 것을 알 수 있었으나, 시스템의 운전조건과 이젝터 노즐 사이즈에 따른 시스템 분석결과 노즐 사이즈가 3.6mm인 이젝터가 가장 안정적인 운전이 가능하였고 성능도 운전조건과 관계없이 가장 높게 나타났다.

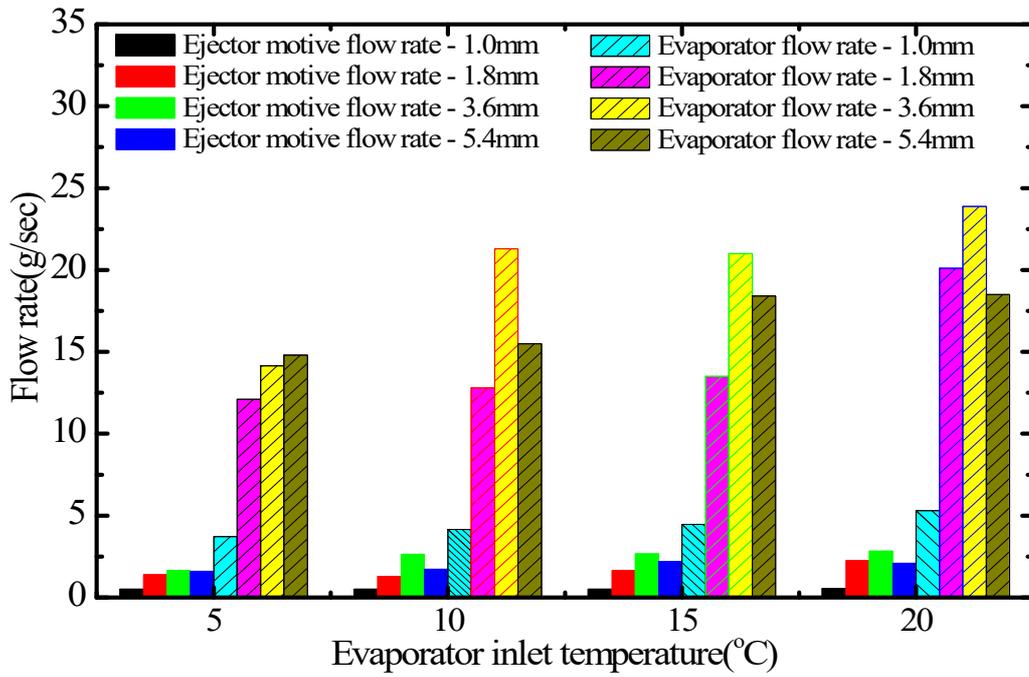


Fig. 4.9 Variation of refrigerant flow rate of ejector motive and evaporator by an ejector.

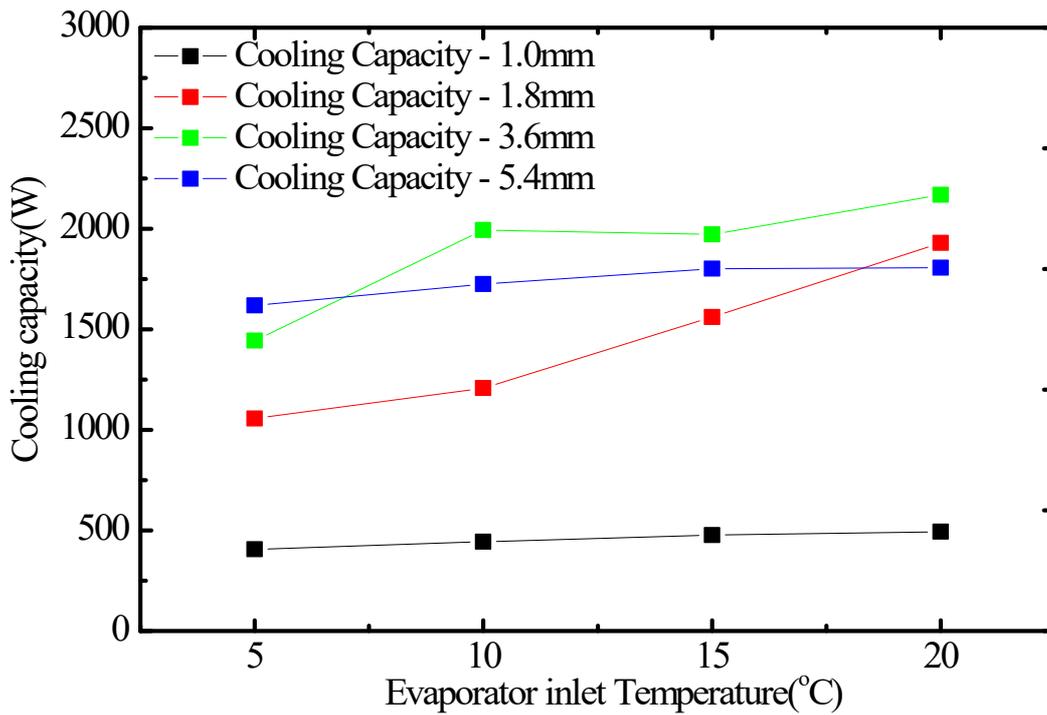


Fig. 4.10 Variation of cooling capacity by an ejector.

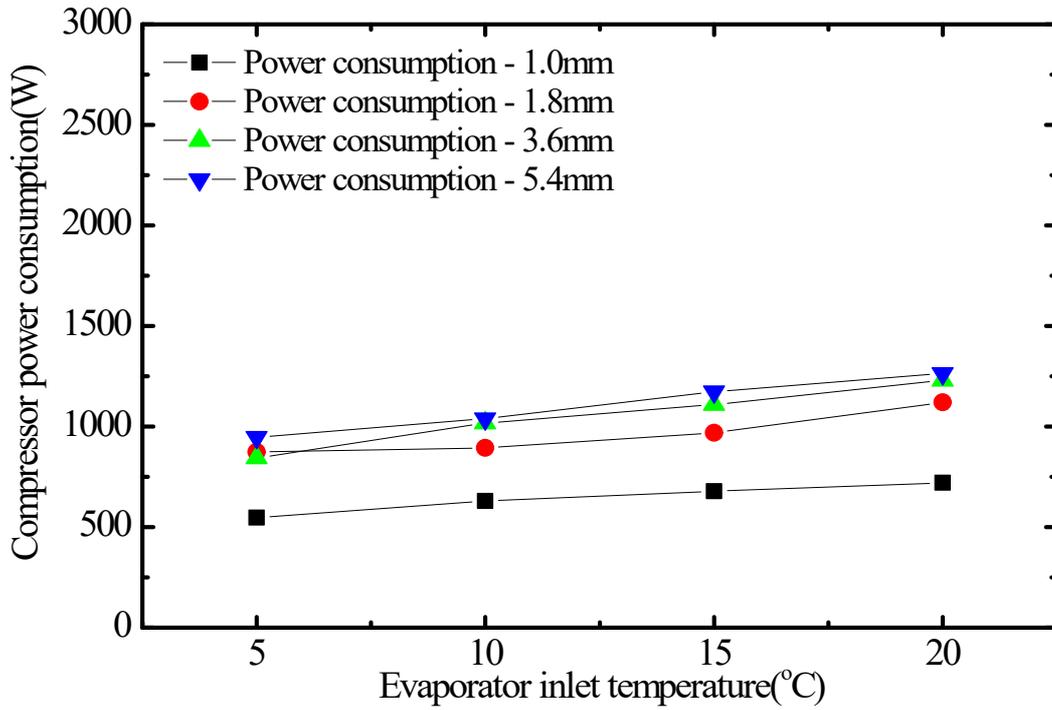


Fig. 4.11 Variation of compressor power consumption by an ejector.

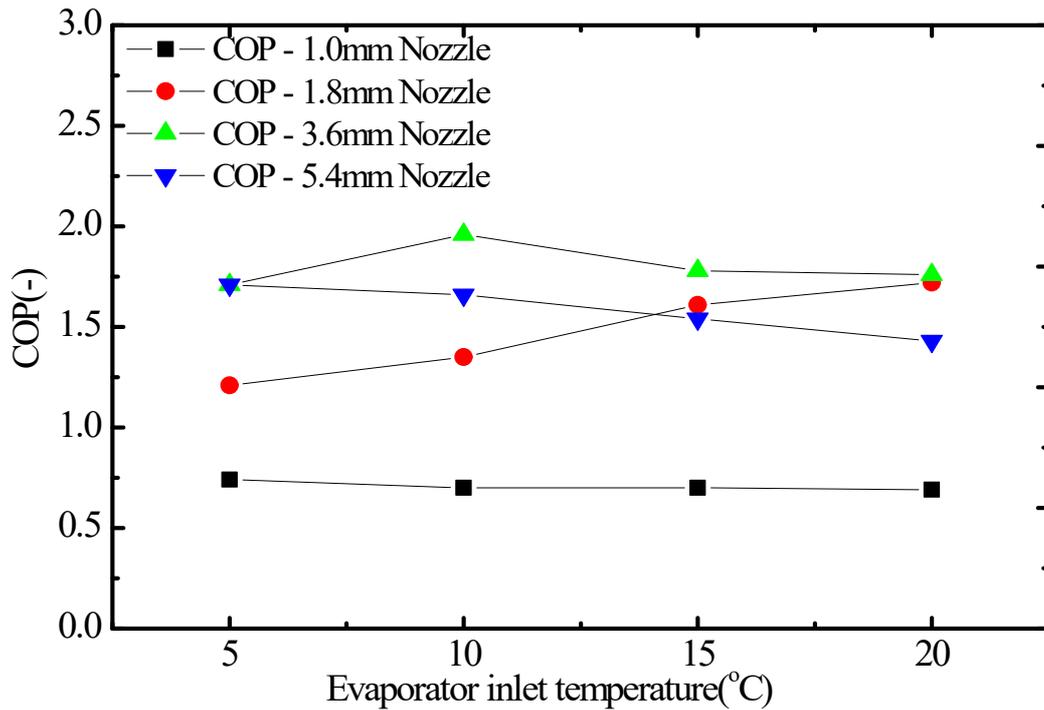


Fig. 4.12 Variation of COP by an ejector.

4.2 증발기 용량증가 시스템의 운전 및 성능특성

4.2.1 액상냉매를 재생기로 공급하는 시스템의 운전 및 성능특성

4.2.1.1 액상냉매를 재생기로 공급하는 시스템의 운전특성

열회수 이젝터를 적용한 냉동시스템에서 증발기 용량증가 시스템의 운전특성을 파악하기 위해 액체상태의 냉매를 재생기로 공급하여 시스템의 운전특성에 관한 연구를 진행하였다. 실험장치의 운전은 수액기에서 토출되어진 냉매의 상태를 액체 상태로 재생기로 공급하였으며, 이젝터 모티브로 흐르는 냉매 유량비에 따른 운전특성을 파악하기 위해서 증발기로 흐르는 냉매유량을 기준으로 이젝터 모티브로 흐르는 냉매유량을 결정하여 유량비에 따른 실험도 진행하였다.

Figure 4.13은 실험조건의 유량비와 실험장치 운전시의 유량비의 오차율을 나타낸 것으로써 실험조건과 실험시의 유량비 오차율은 최대 0.3%를 넘지 않은 상태에서 실험을 진행하였다.

액상냉매를 재생기로 공급하는 시스템에서 증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈 및 유량비 변화에 따른 응축기 토출 냉매온도 변화를 Fig. 4.14에 나타내었다. 액상냉매를 재생기로 공급하는 시스템의 증발기 입구 냉매온도가 5℃ 구간에서는 노즐 사이즈가 1.8mm인 이젝터와 3.6mm인 이젝터는 응축기에서 토출되는 온도가 약 38℃ 동일한 온도분포를 보였으나, 노즐 사이즈가 5.4mm인 이젝터는 40℃로 다른 2개의 이젝터에 비해 조금 높은 온도를 보이고 있으며, 증발기 입구 냉매온도가 5℃ 이후에는 1.8mm인 이젝터와 3.6mm인 이젝터 모두 응축기에서 토출되는 냉매의 온도가 상승하는 것을 나타냈다. 이러한 현상이 나타나는 이유는 증발기 입구 냉매온도가 상승됨에 따라 시스템 내에 흐르는 냉매의 유량도 같이 증가하기 때문이라 판단된다.

그리고 냉매의 유량비 변화에 따른 응축기 토출온도는 이젝터의 노즐 사이즈와 상관없이 이젝터 모티브로 흐르는 유량비가 증가할수록 응축기에서 토출되는 온도도 상승하는 것으로 나타났다. 이러한 현상이 나타나는 이유는 유량비가

증가할수록 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량이 증가하여 재생기를 거치는 냉매가 재생기에서 열량을 더 공급받기 때문이라 판단된다.

이젝터 노즐 중에서는 노즐 사이즈가 5.4mm인 이젝터를 설치한 실험이 응축기에서 토출되는 냉매의 온도가 가장 높게 나타났고, 이런 결과가 나타나는 이유는 실험조건에서 이젝터의 노즐 사이즈에 따른 유량비는 동일하지만 증발기로 흐르는 냉매의 유량이 5.4mm인 이젝터가 가장 많이 흐름에 따라 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량이 증가하여 나타난 현상으로 판단된다.

그리고 액상냉매를 재생기로 공급하는 시스템의 증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐사이즈 및 유량비에 따른 수액기에서 토출되는 냉매 온도변화는 Fig. 4.15와 같으며, 수액기에서 토출되는 냉매의 온도는 노즐 사이즈가 5.4mm인 이젝터를 설치한 시스템이 가장 높게 나타났다. 수액기에서 증발기와 재생기로 흐르는 냉매의 온도는 증발기 입구 냉매온도 5℃와 유량비 10% 조건에서 노즐 사이즈가 1.8mm인 이젝터는 25.7℃, 3.6mm인 이젝터는 26.1℃ 및 5.4mm인 이젝터는 27.9℃로 나타났고 이젝터 노즐 사이즈와 관계없이 비슷한 온도를 보였다.

증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈 및 유량비에 따른 재생기 입구 온도 변화를 Fig. 4.16에 나타냈으며, Fig. 4.16에서 알 수 있듯이 증발기 입구 냉매온도와 유량비가 증가할수록 재생기로 들어가는 냉매의 온도는 증가하지만, 이젝터 노즐 사이즈에 따른 재생기 입구의 냉매온도는 노즐 사이즈가 1.8mm인 이젝터가 가장 낮게 나타났고, 3.6mm와 5.4mm는 재생기로 들어가는 냉매온도가 동일한 온도를 보였다. 이런 현상이 나타나는 이유는 노즐 사이즈가 3.6mm인 이젝터와 5.4mm인 이젝터는 증발기로 흐르는 냉매의 유량이 비슷하지만, 1.8mm인 이젝터는 다른 2개의 이젝터에 비해 증발기로 흐르는 유량이 작아짐에 따라 실험조건에서 유량비를 동일하게 유지하기 위해 1.8mm인 이젝터는 유량조절밸브의 개도가 다른 2개의 이젝터에 비해 작아지게 되며, 이로 인하여 유량조절밸브에서 압력강하가 다른 2개의 노즐에 비해 크게 발생됨에 따라 나타난 현상이라 판단된다.

그리고 증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈 및 유량비에 따른 이젝터 모티브의 냉매 온도변화를 Fig. 4.17에 나타내었다. 이젝터 노즐 사이즈가 1.8mm, 3.6mm 및 5.4mm의 3가지 이젝터의 이젝터 모티브로 흐르는 냉매 온도

변화에서 각각의 이젝터 노즐 사이즈에 따른 모티브로 흐르는 냉매의 유량비는 동일하지만, 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량은 노즐 사이즈 5.4mm인 이젝터가 가장 많이 흘렀고 1.8mm인 이젝터가 가장 적게 흐름에 따라 이젝터 노즐 사이즈가 큰 순서대로 이젝터 모티브의 냉매온도가 높게 나타났으나, 3.6mm인 이젝터와 5.4mm인 이젝터는 모티브로 흐르는 냉매유량이 동일하여 냉매 온도 변화가 없었다.

그리고 증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈 및 유량비에 따른 이젝터에서 토출되는 냉매온도를 Fig. 4.18에 나타내었으며, Fig. 4.18에서 알 수 있듯이 증발기 입구 냉매온도가 5℃, 유량비 10%인 실험조건에서 노즐 사이즈가 가장 작은 1.8mm인 이젝터의 토출 냉매온도는 17.23℃이고 유량비가 30%일 때는 24.13℃로 나타났으며, 유량비가 증가할수록 이젝터에서 토출되는 냉매온도는 상승한다는 것을 알 수 있다. 또한, 이젝터의 노즐 사이즈에 따른 이젝터 토출 온도는 노즐 사이즈가 가장 작은 1.8mm인 이젝터는 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량이 다른 2개의 이젝터에 비해 적게 흐르기 때문에 이젝터에서 토출되는 냉매온도는 가장 낮게 나타났고, 3.6mm인 이젝터와 5.4mm인 이젝터는 이젝터의 모티브로 흐르는 유량이 거의 동일함에 따라서 이젝터에서 토출되는 냉매온도도 동일한 온도를 보였다.

그리고 증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈 및 유량비에 따른 압축기로 유입되는 냉매의 온도변화는 Fig. 4.19와 같으며, Fig. 4.19에서 알 수 있듯이 증발기 입구 냉매온도 5℃와 유량비 10%인 실험조건에서 노즐 사이즈가 1.8mm인 이젝터의 압축기로 흡입되는 냉매 온도는 15.4℃로 나타났고, 유량비가 30%인 조건에서는 21.6℃로 나타남에 따라 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량이 증가함에 따라 압축기로 흡입되는 냉매의 온도도 증가하는 것을 알 수 있다.

이젝터 노즐 사이즈에 따른 압축기로 흡입되는 온도는 증발기 입구 냉매온도가 5℃, 유량비 10%인 실험조건 하에서는 노즐 사이즈가 1.8mm인 이젝터는 15.4℃로 나타났고, 3.6mm인 이젝터는 17.7℃, 5.4mm인 이젝터는 16.7℃로 나타남에 따라 노즐 사이즈가 3.6mm인 이젝터가 가장 높게 나타났고, 유량비에 따른 이젝터 노즐 사이즈별 온도 상승률은 증발기 입구 냉매온도 5℃에서 1.8mm인 이젝터가 39.9%로 가장 낮게 나타났고, 3.6mm인 이젝터와 5.4mm인 이젝터

는 각각 61.1%와 63.2%로 나타나 동일한 상승률을 보였다.

그리고 증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈 및 유량비에 따른 응축기에서 토출되는 냉매의 압력변화를 Fig. 4.20에 나타내었다. 그래프에서 알 수 있듯이 증발기 입구 냉매온도가 상승할수록 응축기에서 토출되는 압력도 상승하는 것으로 나타났으며, 이젝터 중에서는 노즐 사이즈가 5.4mm인 이젝터가 응축기에서 토출되는 압력이 가장 높게 나타났으며, 증발기 입구 냉매의 온도가 동일한 조건에서 응축기에서 토출되는 압력변화는 유량비가 증가하더라도 응축기에서 토출되는 압력의 상승은 미미한 것으로 나타났다.

증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈 및 유량비에 따른 재생기 입구 냉매 압력변화를 Fig. 4.21에 나타내었다. 재생기로 들어가는 냉매의 압력은 재생기로 공급되는 냉매의 유량비를 조절하기 위해서 설치한 유량조절밸브에 의해서 좌우되며 증발기로 흐르는 냉매의 유량이 작을수록 유량조절밸브의 개도는 더 작아짐에 따라 재생기로 들어가는 냉매의 압력강하가 크게 발생된다.

이러한 이유로 인해서 이젝터 중에서는 증발기로 흐르는 냉매유량이 가장 작게 흐르는 1.8mm인 이젝터가 재생기로 들어가는 압력이 가장 낮게 나타났고, 유량비가 증가할수록 유량조절밸브 개도가 증가하여 재생기로 들어가는 냉매 압력이 상승하게 되는 것을 알 수 있었고, 증발기 입구 냉매온도 5℃에서 재생기 입구 냉매의 압력은 노즐 사이즈가 1.8mm인 이젝터가 0.26MPa로 나타났고, 3.6mm인 이젝터는 0.27MPa, 5.4mm인 이젝터는 0.27MPa로 나타났으며, 동일한 이젝터를 설치한 실험장치에서 증발기 입구 냉매온도를 5℃에서 유량비가 증가함에 따라 압력 상승률은 최대 13%로 나타났다.

재생기에서 열원을 공급받은 냉매는 이젝터의 모티브로 흐르게 되며, 증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈 및 유량비에 따른 이젝터 모티브의 냉매 압력변화를 Fig. 4.22에 나타내었다. 증발기 입구 냉매온도에 따른 이젝터 모티브의 냉매압력은 증발기 입구온도 5℃에서 노즐 사이즈가 1.8mm인 이젝터는 0.35MPa로 나타났고, 3.6mm인 이젝터는 0.36MPa, 5.4mm인 이젝터는 0.36MPa로 나타났으며, 동일한 이젝터를 설치한 시스템에서 증발기 입구온도 5℃에서 유량비가 증가함에 따른 이젝터 모티브의 냉매의 압력 상승률은 1.8mm인 이젝터는 2.6%로 나타났고, 3.6mm인 이젝터는 7.5%, 5.4mm인 이젝터는 6.2%로 나

타났다. 또한, 이젝터의 모터브의 냉매 압력은 재생기로 들어오는 냉매의 압력보다 최소 17%에서 최대 30%까지 증가하였고, 이젝터 모터브의 냉매 압력이 상승하는 이유는 재생기에서 열원의 공급받았기 때문이라 판단된다.

재생기내에서 열원의 공급을 받은 냉매는 이젝터의 모터브로 흐르게 되며 증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈 및 유량비에 따른 이젝터에서 토출되는 냉매의 압력변화를 Fig. 3.36에 나타내었다. Fig. 4.23에서 알 수 있듯이 증발기 입구 냉매온도가 상승할수록 이젝터에서 토출되는 냉매의 압력도 상승하는 것을 알 수 있으며, 3가지 이젝터 모두 증발기 입구냉매의 압력보다는 높게 나타났다.

이젝터의 노즐 사이즈와 유량비에 따른 이젝터에서 토출되는 냉매의 압력은 증발기 입구온도 5°C와 유량비 10% 기준에서 1.8mm인 이젝터는 0.35MPa로 나타났고, 3.6mm인 이젝터는 0.36MPa, 5.4mm인 이젝터는 0.36MPa로 나타났으며, 이젝터에서 토출되는 냉매의 압력은 이젝터 노즐 사이즈와 유량비가 증가할수록 토출되는 압력은 증가한다는 것을 알 수 있다. 각각의 노즐 사이즈에 따른 증발압력 기준으로 이젝터에서 토출되는 냉매의 압력 상승률은 1.8mm가 15%, 3.6mm는 24%, 5.4mm는 22%로 이젝터 노즐 사이즈가 3.6mm가 설치된 경우 압력 상승률이 가장 높게 나타났다.

다만, 이젝터 냉동시스템의 운전 조건인 증발기 입구 냉매온도가 상승함에 따라서 증발압력과 이젝터 토출압력 차이는 작아지는 현상이 나타나고, 이러한 현상이 나타나는 이유는 열회수 이젝터 냉동시스템의 증발기 입구 냉매온도가 증가함에 따라 시스템에 흐르는 냉매 유량이 증가하게 되어, 저온 조건하에서는 이젝터에서 토출되는 압력은 이젝터 모터브의 압력에 영향 받고, 이젝터 냉동시스템의 증발기 입구 냉매온도가 상승함에 따라 이젝터에서 토출되는 압력은 증발기의 냉매의 압력에 더 영향을 받는다는 것을 알 수 있다.

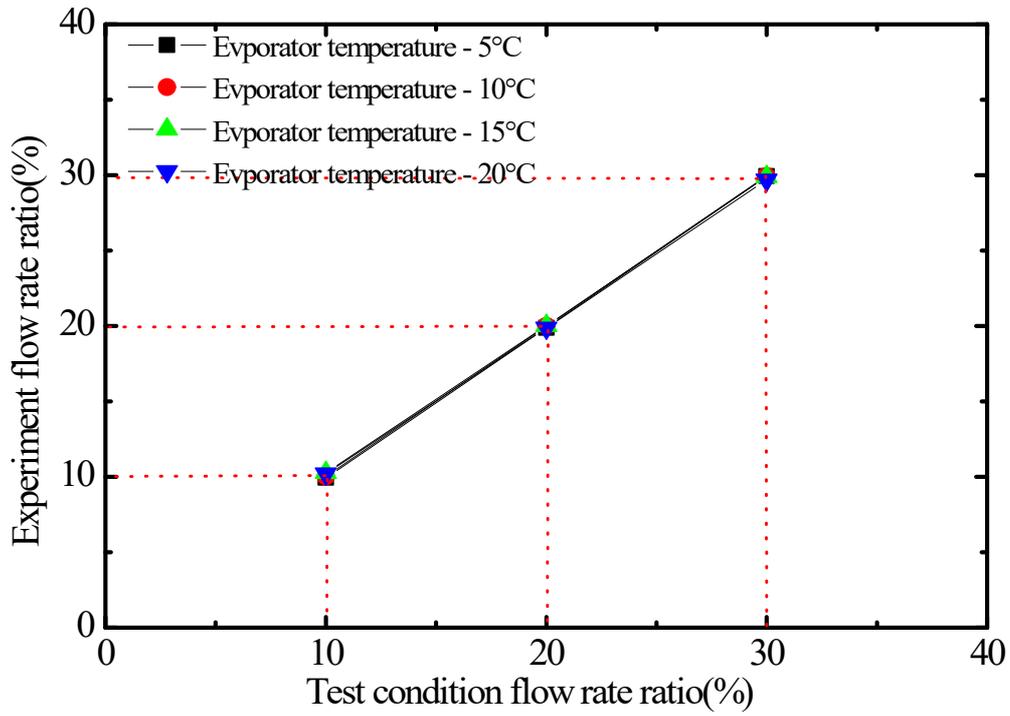


Fig. 4.13 The error rate of the flow rate ratio with operating conditions and the experimental device.

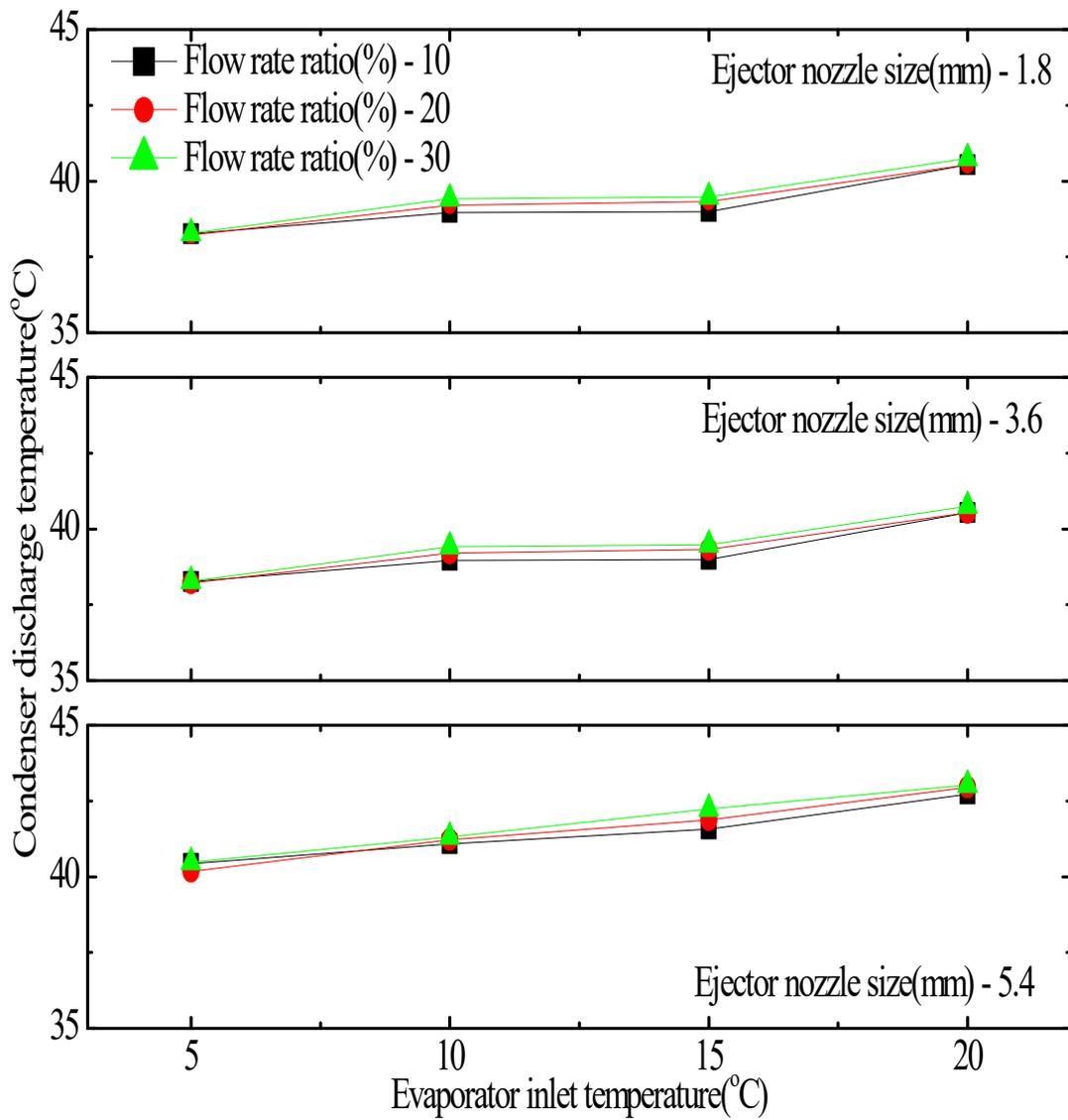


Fig. 4.14 Variation of condenser discharge pressure according to an ejector and flow rate ratio.

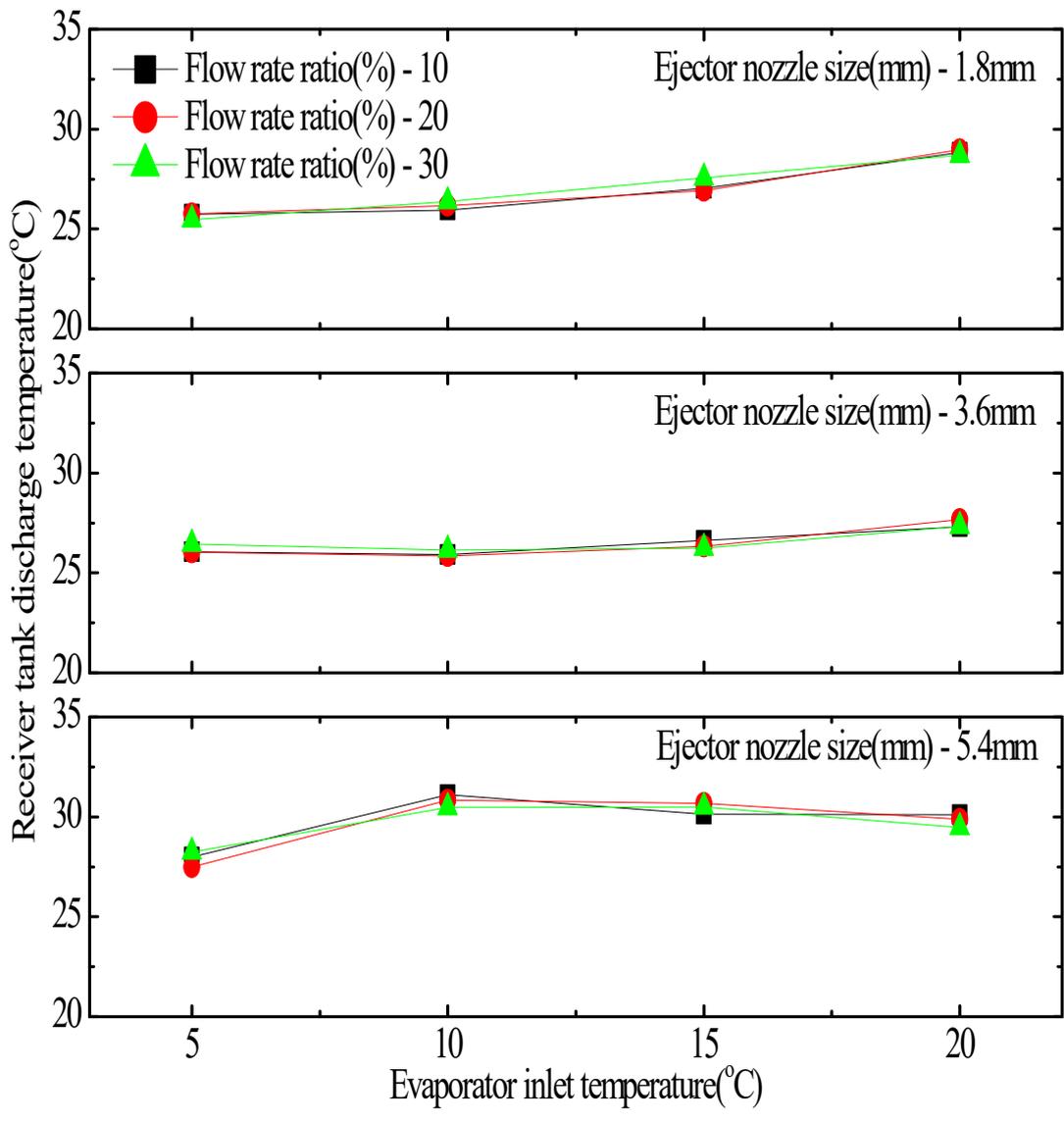


Fig. 4.15 Variation of receiver tank discharge temperature according to an ejector and flow rate ratio.

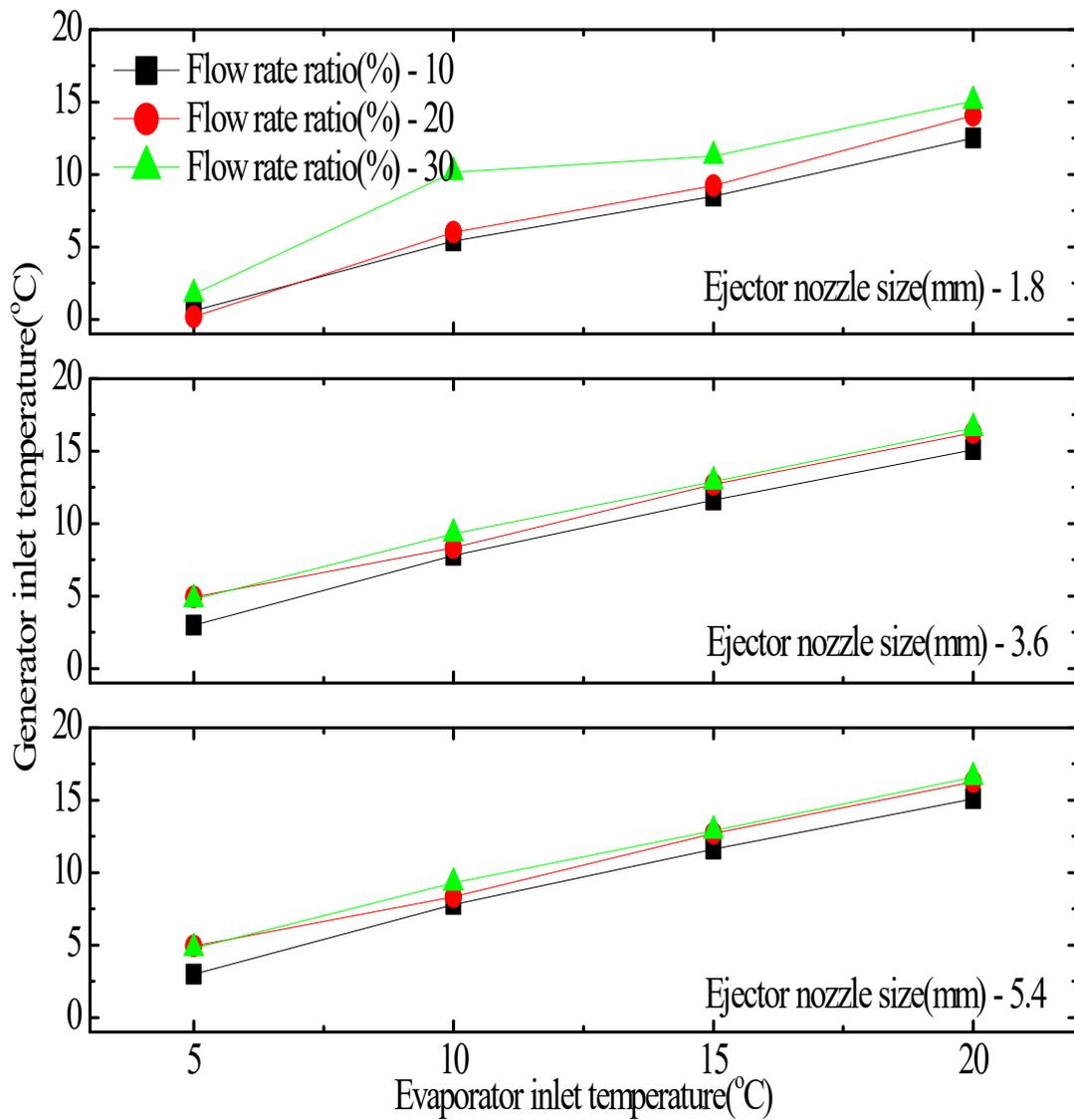


Fig. 4.16 Variation of generator inlet temperature according to an ejector and flow rate ratio.

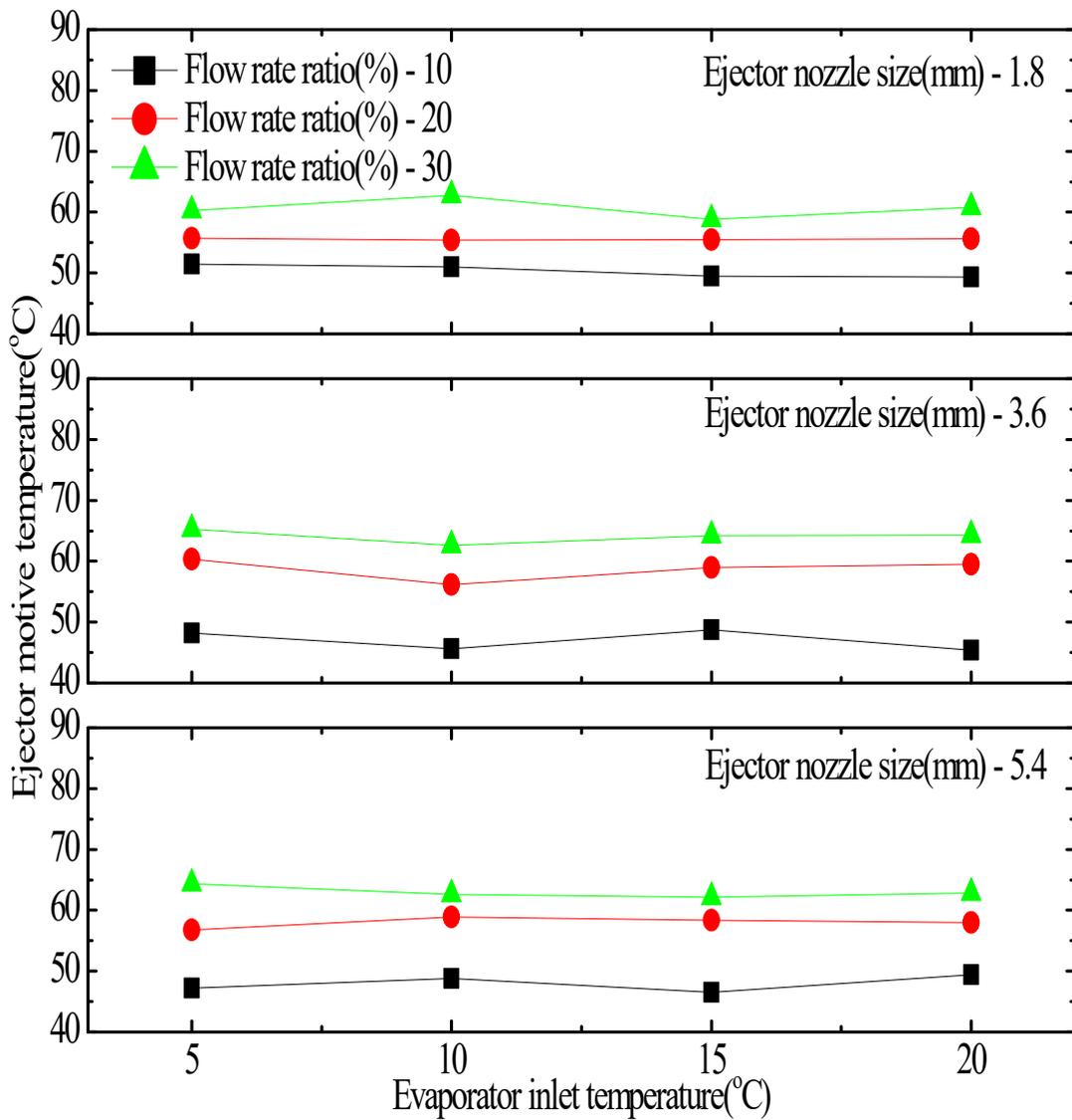


Fig. 4.17 Variation of motive temperature according to an ejector and flow rate ratio.

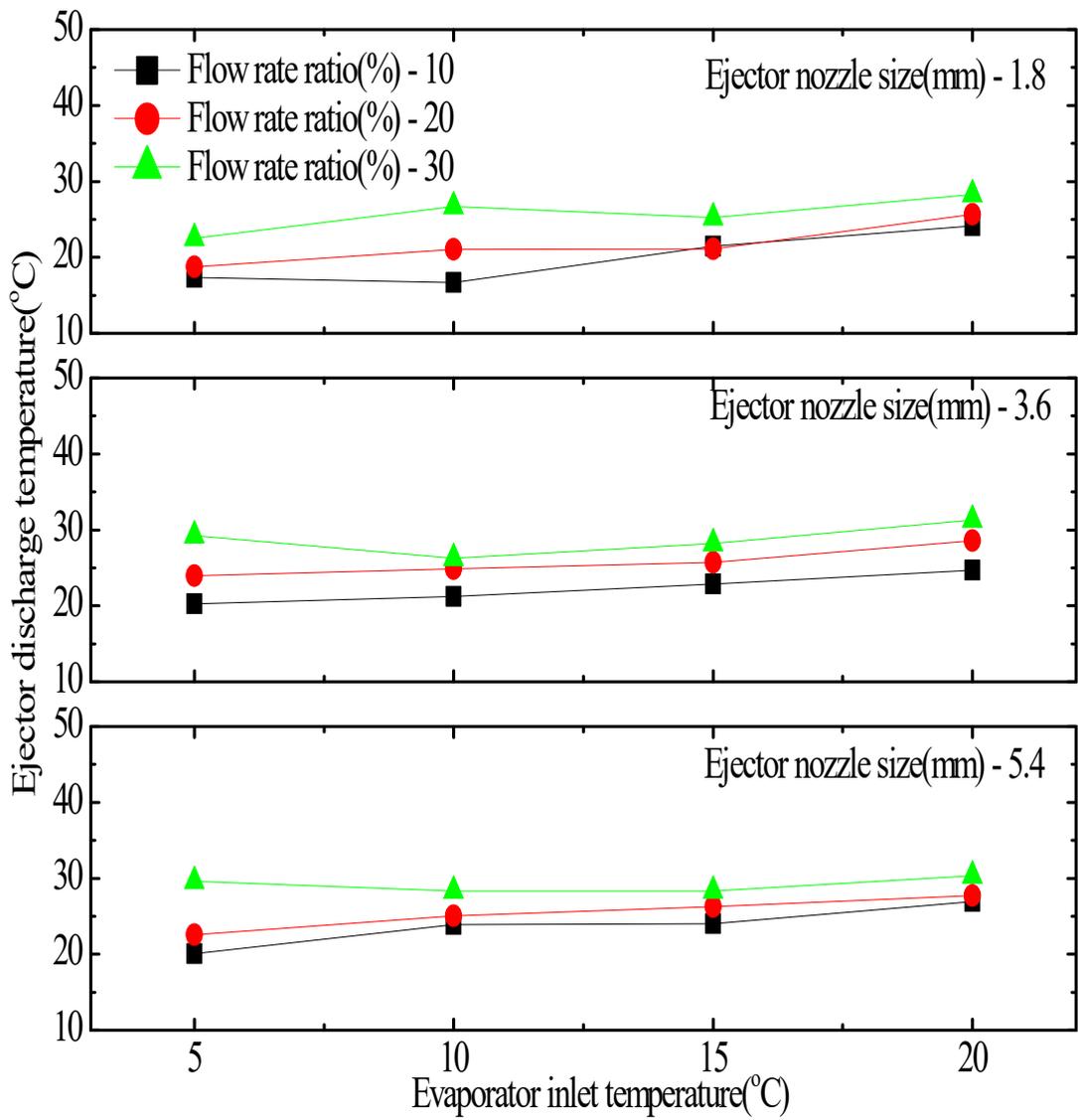


Fig. 4.18 Variation of ejector discharge temperature according to an ejector and flow rate ratio.

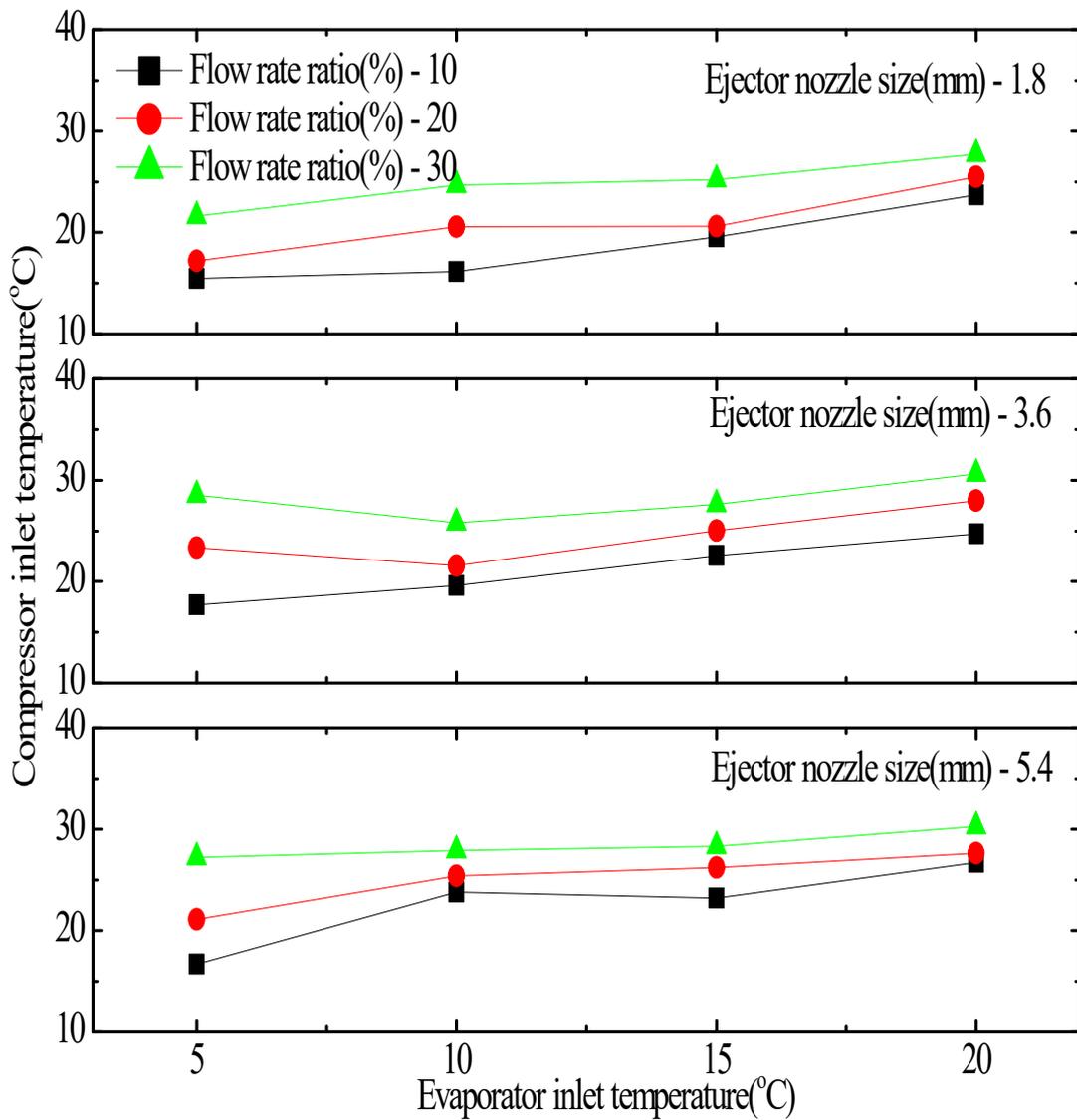


Fig. 4.19 Variation of compressor inlet temperature according to an ejector and flow rate ratio.

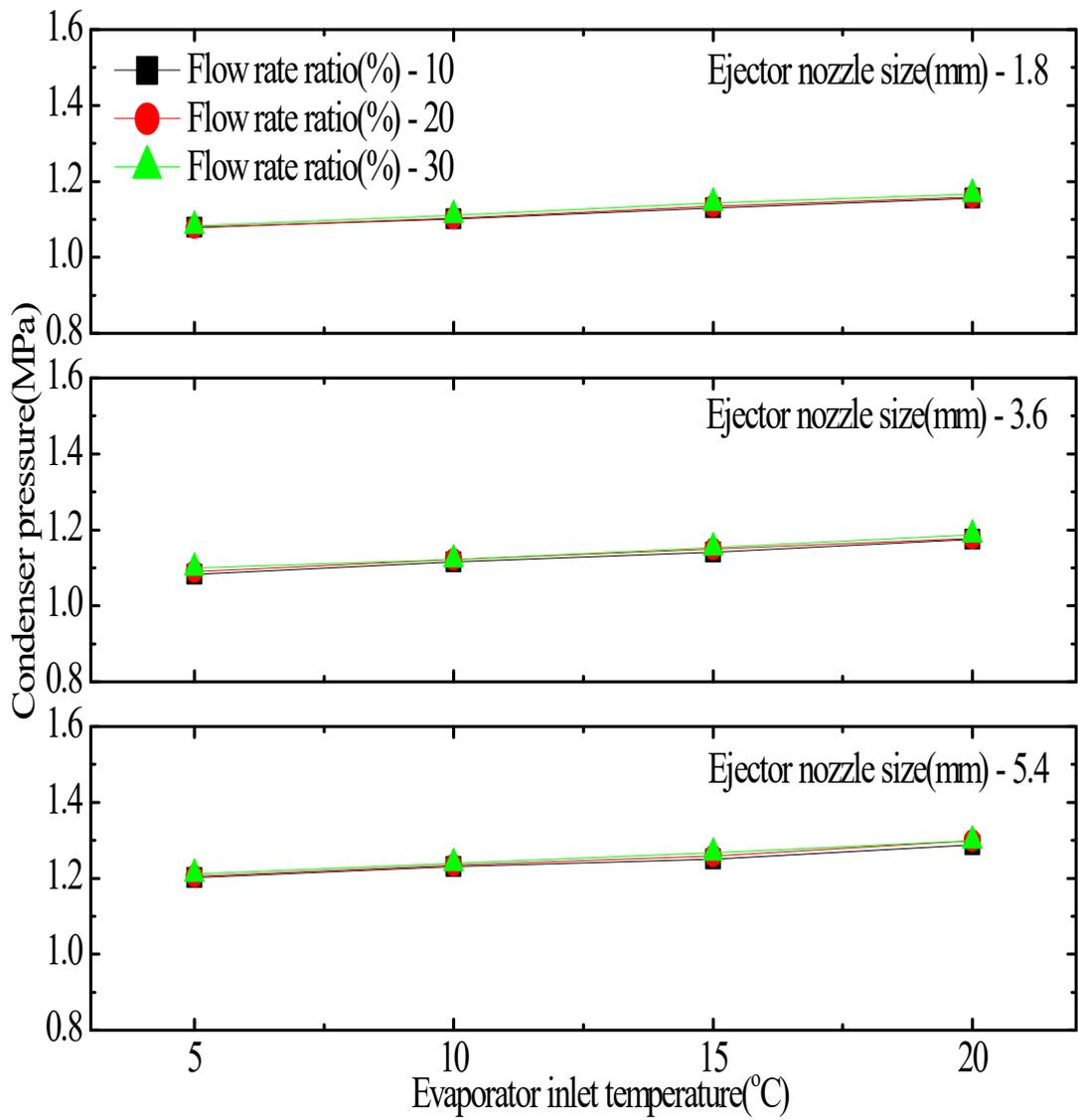


Fig. 4.20 Variation of condenser pressure according to an ejector and flow rate ratio.

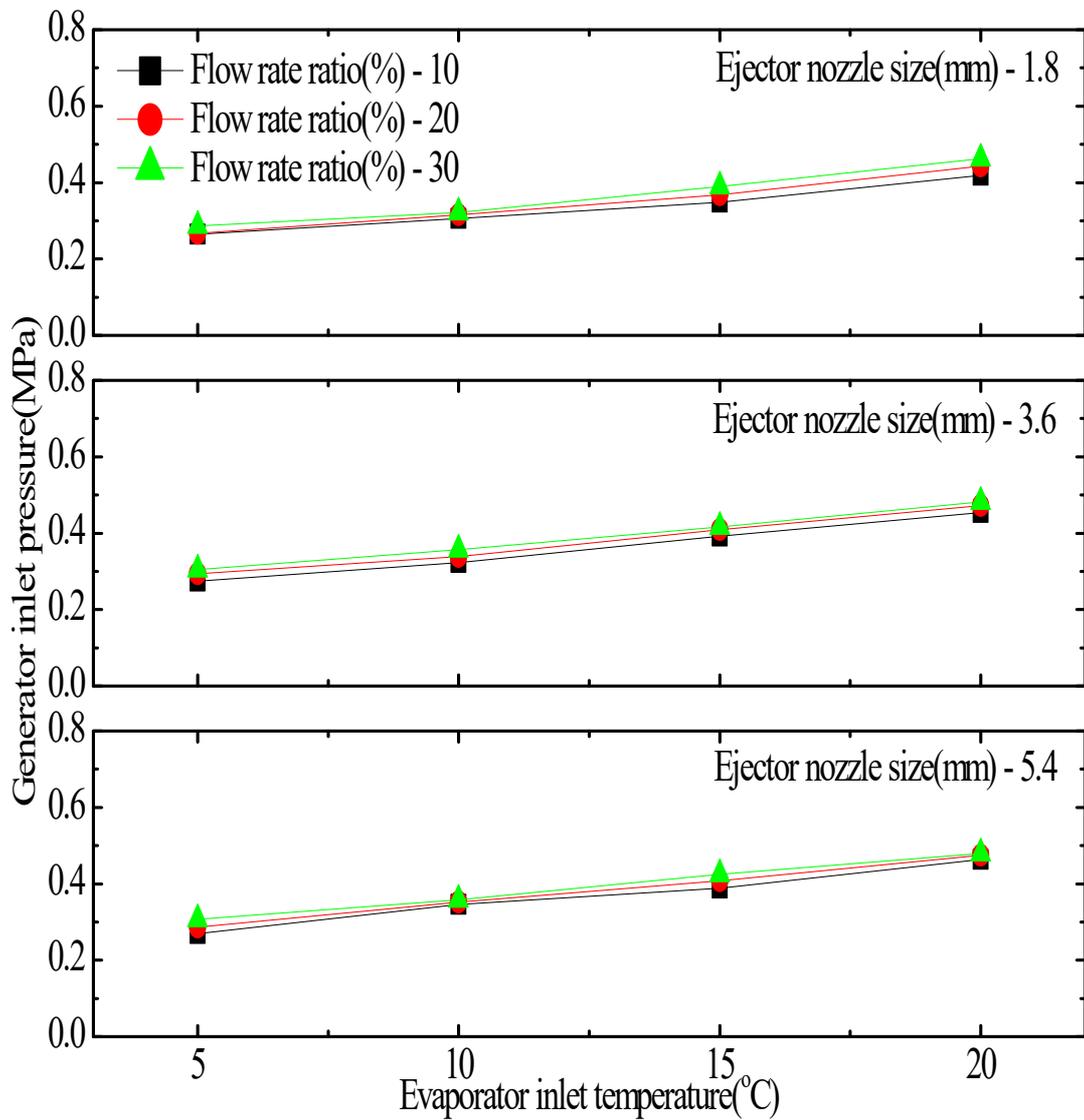


Fig. 4.21 Variation of generator inlet pressure according to an ejector and flow ratio.

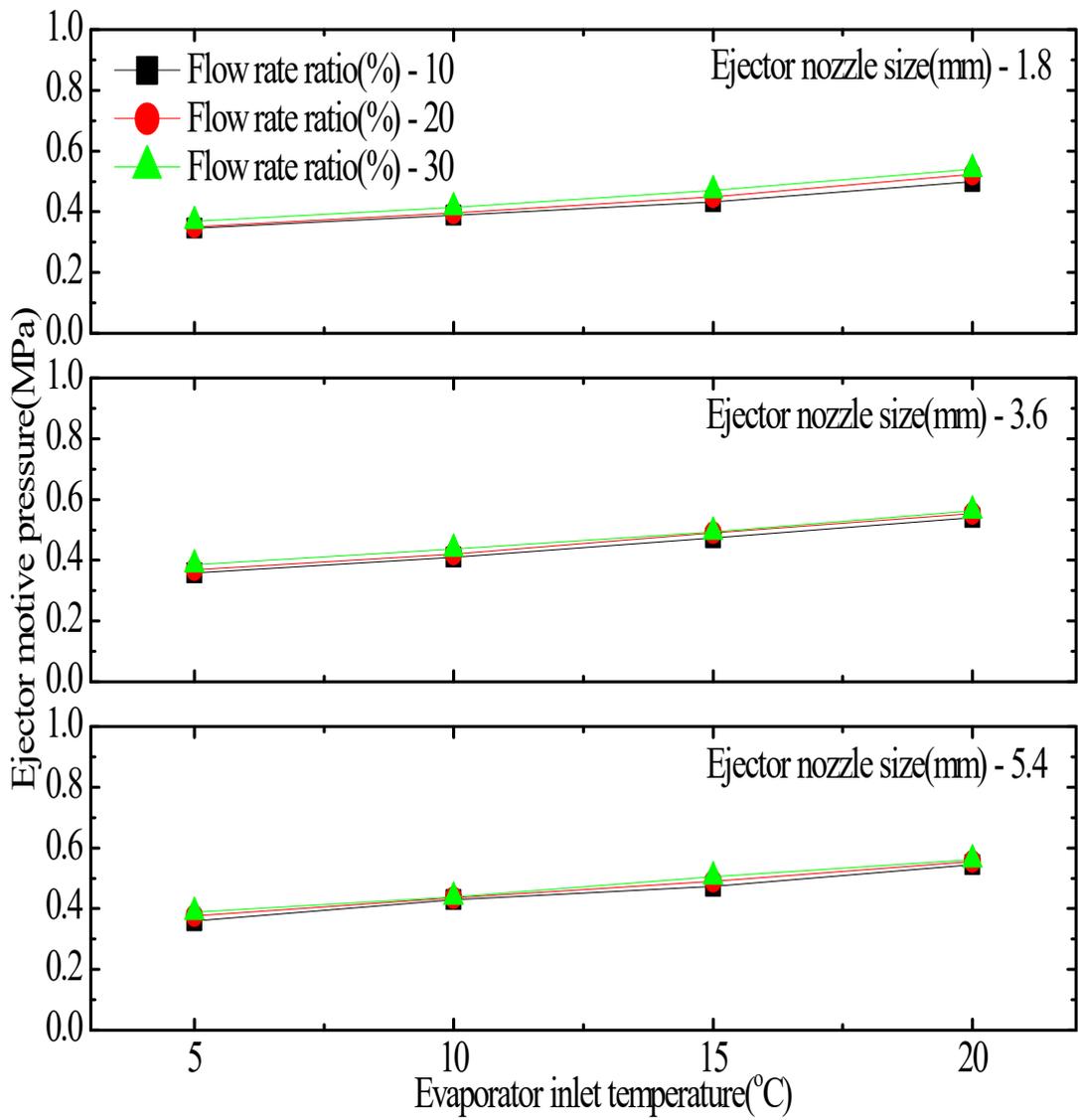


Fig. 4.22 Variation of motive pressure according to an ejector and flow rate ratio.

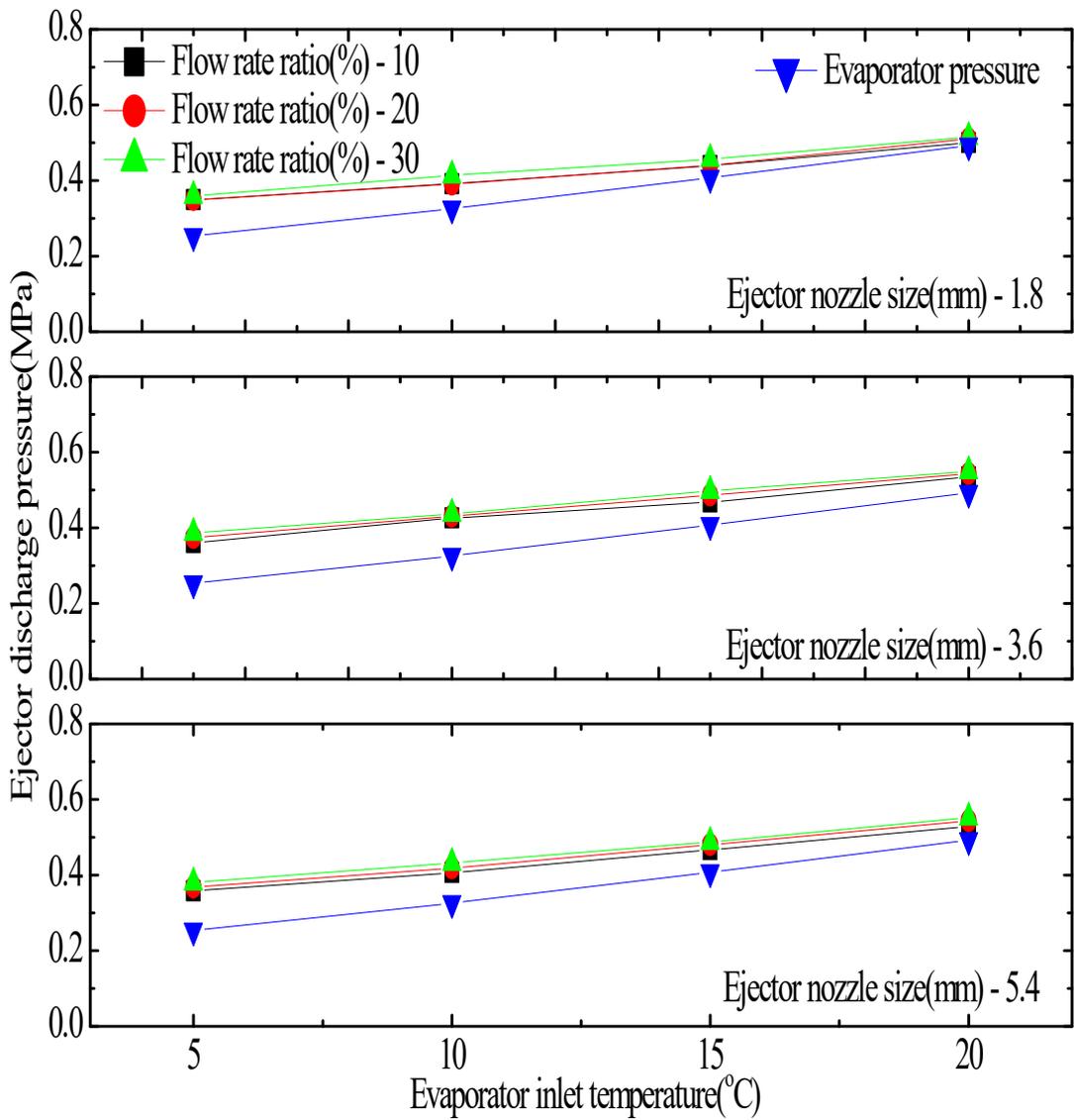


Fig. 4.23 Variation of ejector discharge pressure according to an ejector and flow rate ratio.

4.2.1.2 액상냉매를 재생기로 공급하는 시스템의 성능특성

열회수 이젝터를 적용한 냉동시스템에서 증발기 용량증가 시스템의 성능특성을 파악하기 위해 액체상태의 냉매를 재생기로 공급하여 시스템의 성능특성에 관한 연구를 진행하였다.

증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈 및 유량비에 따른 증발기로 흐르는 냉매의 유량변화는 Fig. 4.24와 같이 나타났으며, 실험조건에서 증발기로 흐르는 냉매의 유량은 증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈가 증가할수록 증발기로 흐르는 냉매유량은 증가하였다. 또한, 동일한 이젝터를 설치한 시스템에서는 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량비가 증가할수록 증발기로 흐르는 냉매의 유량은 감소하는 경향을 보였다. 이러한 현상이 나타나는 이유는 실험장치에 설치된 유량조절밸브에서 유량비가 증가함에 따라서 유량조절밸브의 개도가 증가하게 되어 모티브로 흐르는 냉매의 유량이 증가하기 때문이라 판단된다.

증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈 및 유량비에 따른 이젝터의 모티브로 흐르는 냉매의 유량변화는 Fig. 4.25와 같이 나타났으며, 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량은 증발기 입구온도와 유량비가 동일한 상태에서는 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량도 동일하게 나타났으며, 이젝터 노즐 사이즈와 증발기 입구 냉매의 온도가 동일한 조건에서는 유량비가 증가할수록 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량이 증가하였다.

이젝터 모티브로 흐르는 냉매는 재생기에서 열원의 공급을 받아 냉매의 압력과 온도가 상승하게 되며, Fig. 4.26은 증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈 및 유량비에 따른 재생기의 공급열량변화를 나타낸 그래프이며, 이젝터의 모티브로 흐르는 냉매의 유량과 동일한 경향을 보이고 있고, 증발기 입구 냉매 온도 5℃와 유량비 10%에서 재생기에서 공급받는 열량은 1.8mm인 이젝터는 217.0W, 3.6mm인 이젝터는 262.7W, 5.4mm인 이젝터는 264.7W로 나타났다. 유량비가 30%일 때 재생기에서 공급받는 열량의 상승률은 1.8mm인 이젝터가 291.0%, 3.6mm인 이젝터는 286.1%, 5.4mm인 이젝터는 279.2%로 이젝터 노즐 사이즈가 작은 순서대로 유량비가 증가함에 따라 재생기에서 공급받는 열량은 증가하는 것으로 나타났다.

증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈 및 유량비에 따른 냉동능력 변화를 Fig. 4.27에 나타내었으며, 열회수 이젝터의 냉동능력은 증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈가 증가할수록 냉동능력은 증가하였으나, 노즐 사이즈가 3.6mm인 이젝터와 5.4mm인 이젝터의 냉동능력의 차이는 미비하였고, 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량비가 증가할수록 냉동능력은 감소하는 것을 알 수 있다. 이런 현상이 나타나는 이유는 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량비가 증가할수록 증발기로 흐르는 냉매의 유량을 감소하게 되어 나타난 현상으로 판단되며 이젝터 모티브로 흐르는 유량비에 따라서 열회수 이젝터 냉동시스템의 냉동능력에 영향을 받는다는 것을 알 수 있다.

증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈 및 유량비에 따른 소비동력 변화를 Fig. 4.28에 나타내었으며, 실험결과 증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈가 증가할수록 압축기에서 소비되는 소비동력은 증가하지만, 동일한 이젝터를 설치하여 증발기 입구 냉매온도가 동일한 실험조건에서는 이젝터로 흐르는 냉매의 유량비가 증가하더라도 압축기에서 소비되는 동력의 상승률은 높지 않게 나타났으며, 증발기 입구 냉매의 온도가 5℃, 유량비 10%에서 유량비를 30%로 증가시키면 소비동력의 증가율은 1.8mm인 이젝터는 1.9%, 3.6mm인 이젝터는 5.2%, 5.4mm인 이젝터는 6.0%로 나타났다. 이런 결과를 통해서 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량이 압축기의 소비동력 상승에는 크게 영향을 끼치지 않는다는 것을 알 수 있다.

앞에서 제시한 실험결과를 통해 증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈 및 유량비에 따른 열회수 이젝터 냉동시스템의 COP 변화를 Fig. 4.29에 나타내었으며, 그래프에서 알 수 있듯이 증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈가 증가할수록 시스템의 COP는 상승하였고, 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량비가 증가할수록 COP는 감소하는 것으로 나타났다. 이젝터 노즐 사이즈에 따른 COP는 증발기 입구 냉매온도 5℃, 유량비 10% 조건에서 노즐 사이즈가 가장 작은 1.8mm인 이젝터의 COP는 1.64, 3.6mm인 이젝터의 COP는 1.99로 나타남에 따라 3.6mm인 이젝터가 1.8mm인 이젝터보다 COP가 20% 높게 나타났으며, 실험장치에 설치된 3가지의 이젝터 중에서는 3.6mm인 이젝터의 COP가 가장 높게 나타났다. 이런 결과를 통해서 실험장치에 설치된 이젝터 중에서 최적

의 노즐 사이즈는 3.6mm인 것을 알 수 있다.

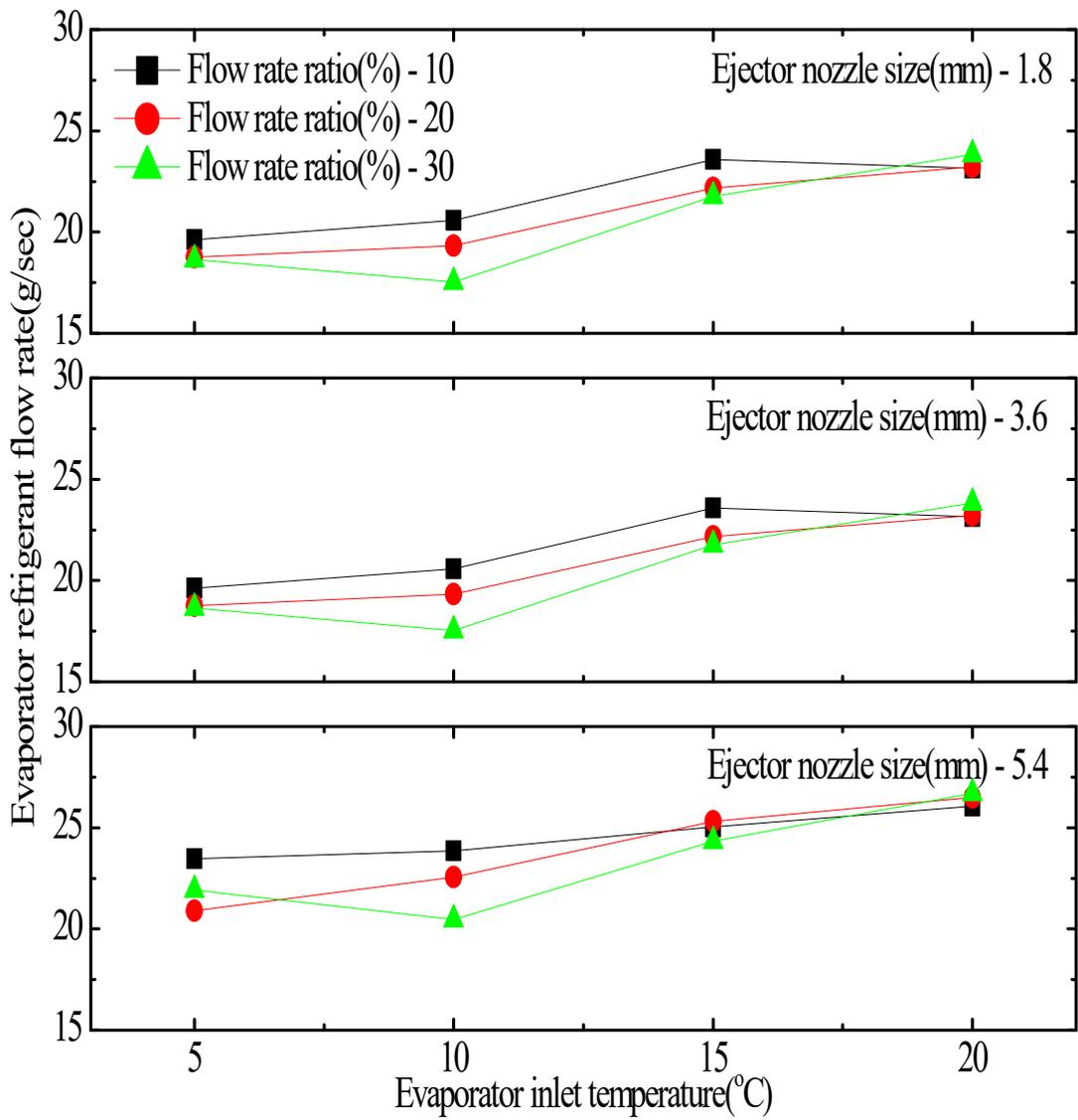


Fig. 4.24 Variation of evaporator refrigerant flow rate according to an ejector and flow rate ratio.

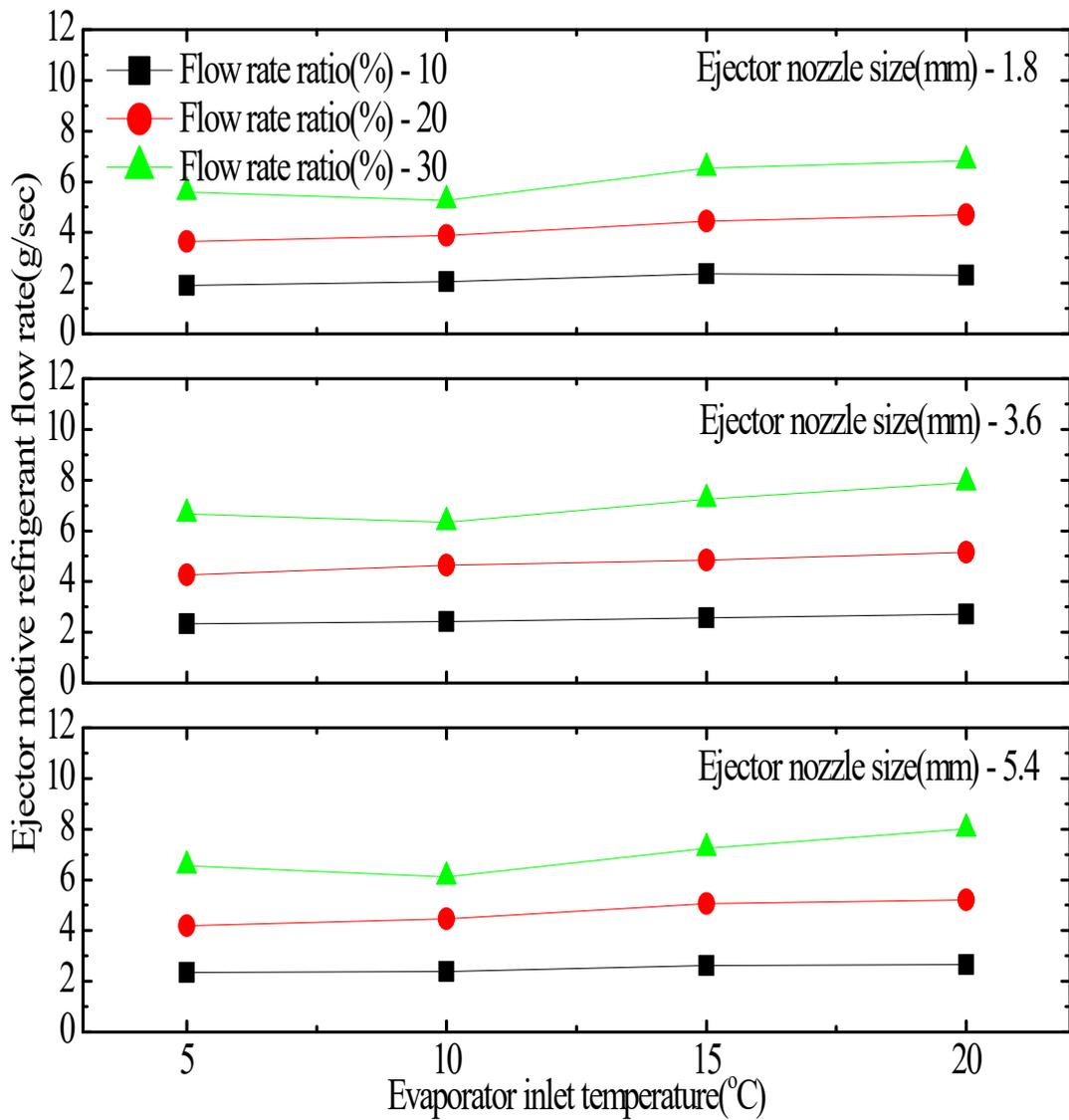


Fig. 4.25 Variation of motive refrigerant flow rate according to an ejector and flow rate ratio.

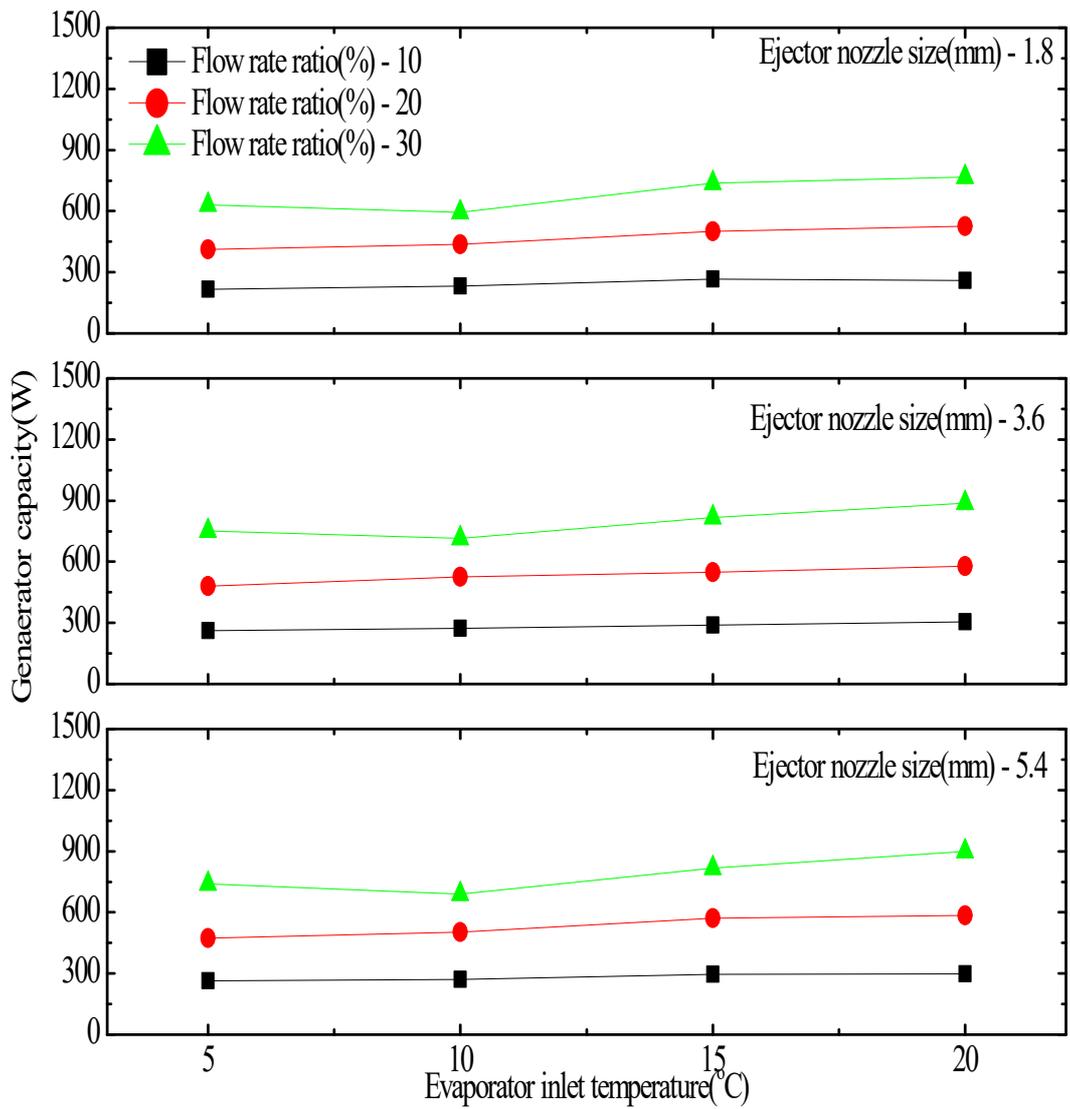


Fig. 4.26 Variation of generator capacity according to an ejector and flow rate ratio.

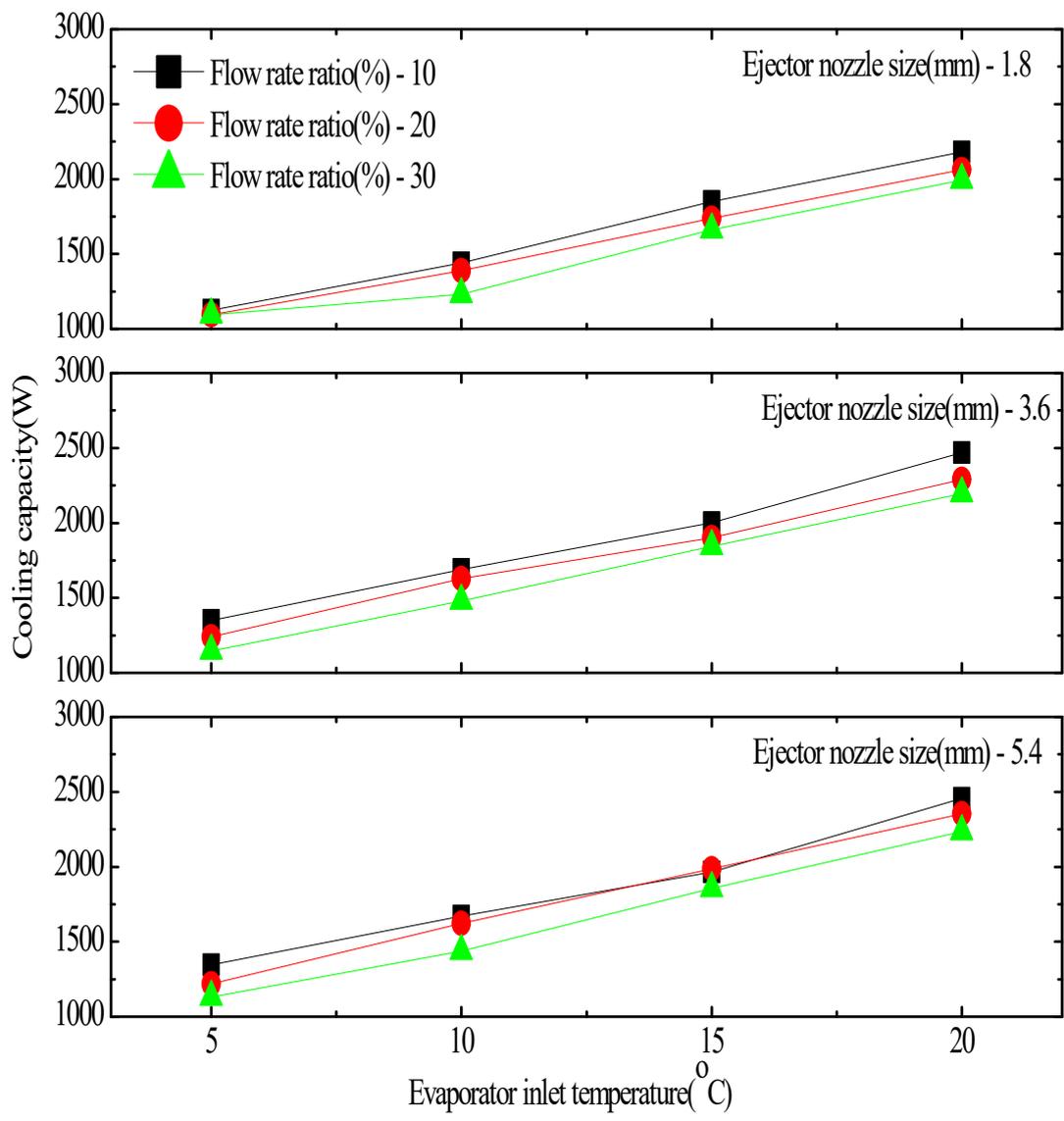


Fig. 4.27 Variation of cooling capacity according to an ejector and flow rate ratio.

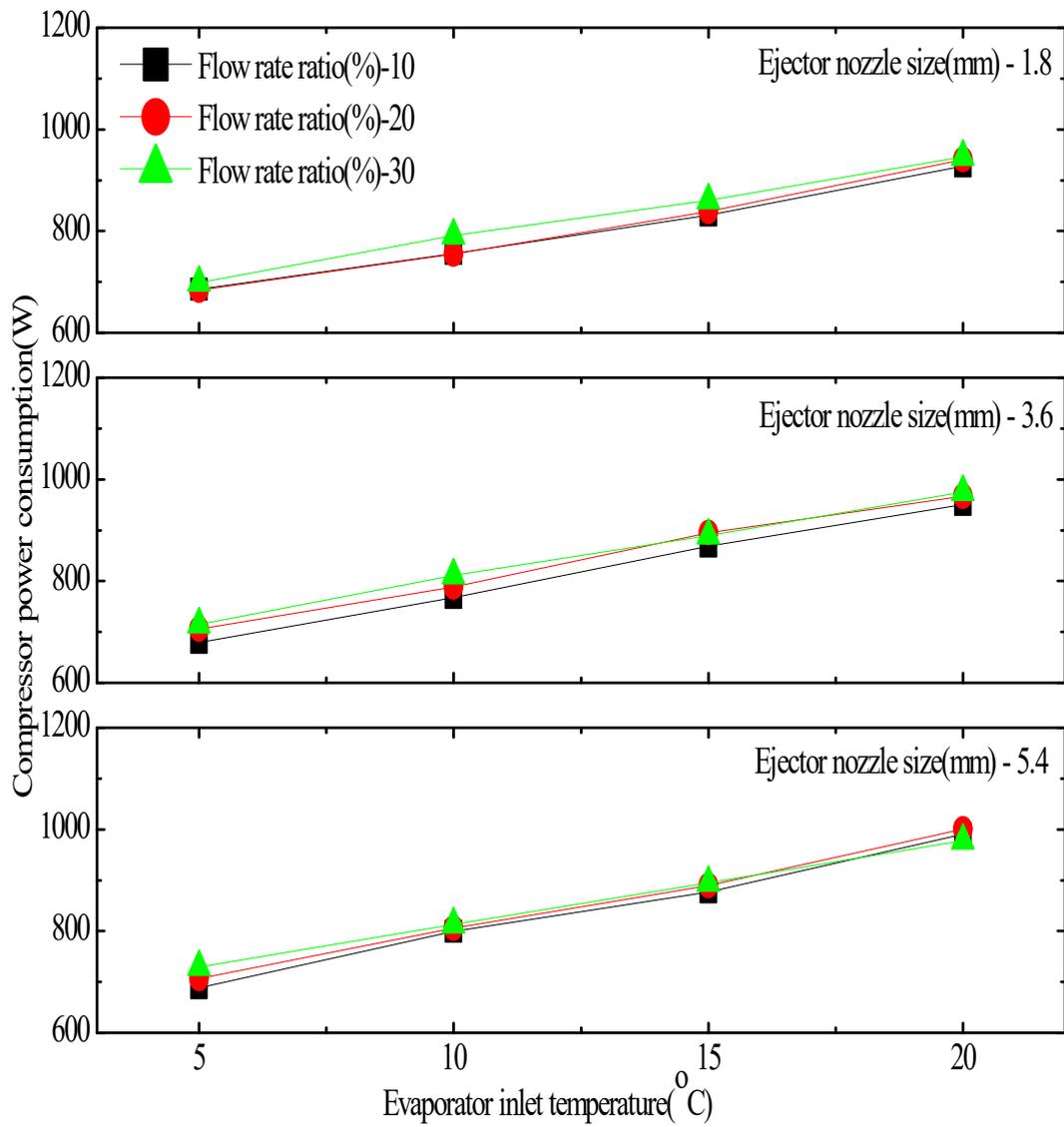


Fig. 4.28 Variation of compressor power consumption according to an ejector and flow rate ratio.

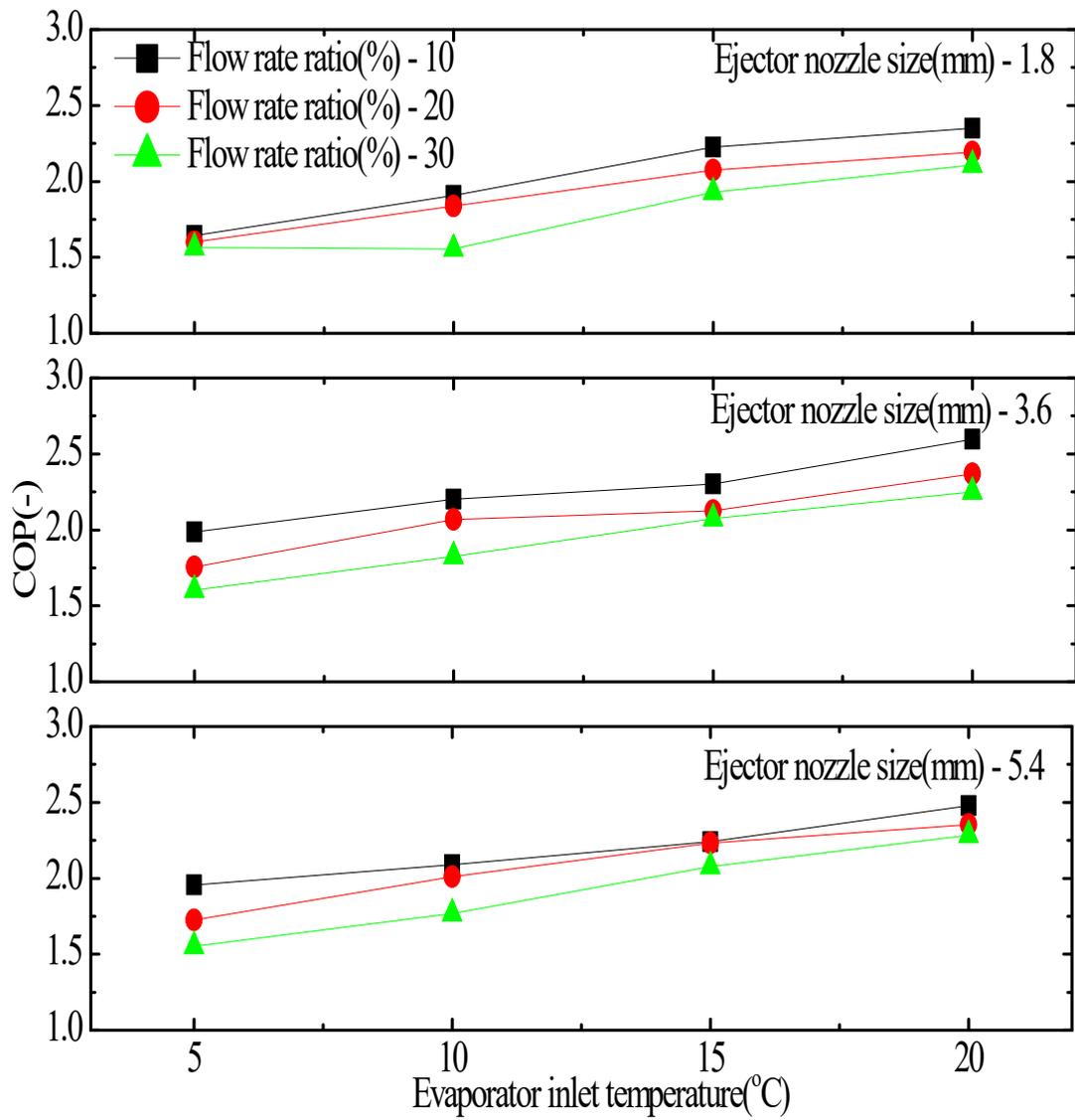


Fig. 4.29 Variation of COP according to an ejector and flow rate ratio.

4.2.2 기상냉매를 재생기로 공급하는 시스템의 운전 및 성능특성

4.2.2.1 기상냉매를 재생기로 공급하는 시스템의 운전특성

열회수 이젝터를 적용한 냉동시스템에서 증발기 용량 증가 시스템의 운전특성을 파악하기 위해 기체상태의 냉매를 재생기로 공급하여 시스템의 운전특성에 관한 연구를 진행하였다. 실험장치의 운전은 수액기에서 토출되어진 냉매의 상태를 기체상태로 재생기로 공급하였으며, 이젝터 모티브로 흐르는 냉매 유량비에 따른 운전특성을 파악하기 위해서 증발기로 흐르는 냉매유량을 기준으로 이젝터 모티브로 흐르는 냉매유량을 결정하여 유량비에 따른 실험도 진행하였다. 냉매의 상태를 기체상태로 재생기로 공급하는 시스템의 실험조건은 냉매의 상태를 액체상태로 재생기로 공급하는 실험 조건과 동일하게 진행하였다.

기체상태를 재생기로 공급하는 시스템의 실험조건에서 유량비와 실험시의 유량비의 오차율을 Fig. 4.30에 나타내었고, 그래프에서 알 수 있듯이 실험조건과 실험시의 유량비 오차율은 최대 6%를 넘지 않는 상태에서 실험을 진행하였다.

수액기에서 기체상태를 재생기로 공급하는 시스템에서 증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈 및 유량비에 따른 재생기 입구 냉매 온도변화를 Fig. 4.31에 나타내었다. 그래프에서 알 수 있듯이 재생기로 공급되어진 냉매의 상태가 기체상태로 인하여 증발기 입구 냉매온도와 유량비가 증가하더라도 재생기 입구로 흐르는 냉매의 온도 상승율은 크지 않았다. 이런 현상이 나타나는 이유는 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량을 조절하기 위해 설치한 유량조절밸브에 공급되는 냉매의 상태가 기체상태로 흐름에 따라 유량조절밸브의 개도를 작게 하여도 유량조절밸브에서 압력강하가 크게 발생되지 않았기 때문이라 판단된다.

Figure 4.32는 증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈 및 유량비에 따른 이젝터 모티브의 냉매온도 변화를 나타낸 것으로써, 그래프에서 알 수 있듯이 이젝터 노즐 사이즈와 유량비가 동일한 실험조건에서 증발기 입구 냉매온도가 증가하더라도 이젝터 모티브로 흐르는 냉매온도는 변화가 없었으며, 증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈가 동일한 실험조건 하에서는 이젝터로 흐르

는 냉매의 유량비가 증가할수록 이젝터 모터의 냉매온도가 증가하는 것으로 나타났다.

앞선 연구에서 액체상태를 재생기로 공급하는 실험과 기체상태를 재생기로 공급하는 실험에서 이젝터 모터의 냉매온도를 비교하였을 때 액체상태를 재생기로 공급하는 실험에서는 유량조절밸브에서 압력강하가 발생되어 이젝터 모터로 흐르는 냉매의 온도가 최대 65℃를 넘지 않았으나, 기체상태를 재생기로 공급하는 실험에서는 유량조절밸브에서 압력강하가 발생되지 않아 이젝터 모터로 흐르는 냉매의 온도는 최대 74℃까지 나타났다.

그리고 이젝터의 모터로 흐르는 냉매는 이젝터 내부에서 증발기로부터 흡입된 냉매와 혼합되어진 후 압축기로 흐르게 되며, Fig. 4.33은 증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈 및 유량비에 따른 이젝터에서 토출되어진 냉매의 온도를 나타낸 것이다. 그래프에서 알 수 있듯이 이젝터 노즐 사이즈와 유량비가 동일한 실험조건에서는 증발기 입구 냉매온도가 증가함에 따라 이젝터에서 토출되어진 냉매의 온도는 감소하는 것으로 나타났으며, 이러한 현상이 나타나는 이유는 증발기 입구 냉매온도가 상승됨에 따라 열회수 이젝터 냉동시스템에서 증발기로 흐르는 냉매의 유량이 증가하여 이젝터의 영향을 덜 받기 때문이라 판단된다.

그리고 이젝터 노즐 사이즈와 이젝터 모터로 흐르는 유량비가 동일한 상태에서의 실험조건에서는 유량비가 증가할수록 이젝터에서 토출되는 냉매의 온도도 상승하는 것으로 나타났으며, 냉매의 상태를 기체상태로 재생기로 공급하는 실험에서 이젝터에서 토출되는 냉매의 온도는 최소 30℃에서 최대 온도는 75℃까지 나타났다. 이젝터에서 토출되는 냉매의 상태를 액체상태로 재생기로 공급하는 시스템과 비교한 결과 냉매의 상태를 액체상태로 재생기로 공급하는 시스템보다 최대 35℃ 이상 높은 것으로 나타났으며, 냉매의 상태를 기체상태로 재생기로 공급하는 시스템은 이젝터에서 토출하는 냉매의 온도가 실험장치에 설치한 압축기의 흡입온도 범위보다 높아서 압축기 소비동력은 증가할 것으로 판단되어지며, 실험장치에 설치한 압축기의 흡입온도 사양은 -35℃ ~ 15℃의 압축기를 사용하였다.

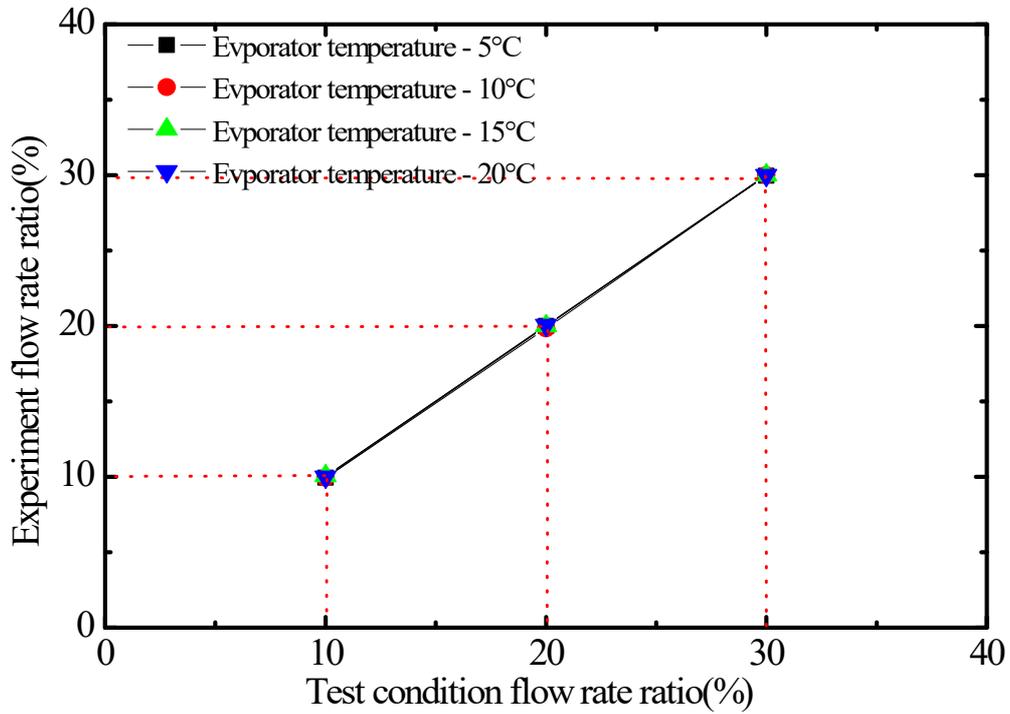


Fig. 4.30 The error rate of the flow rate ratio with operating conditions and the experimental device.

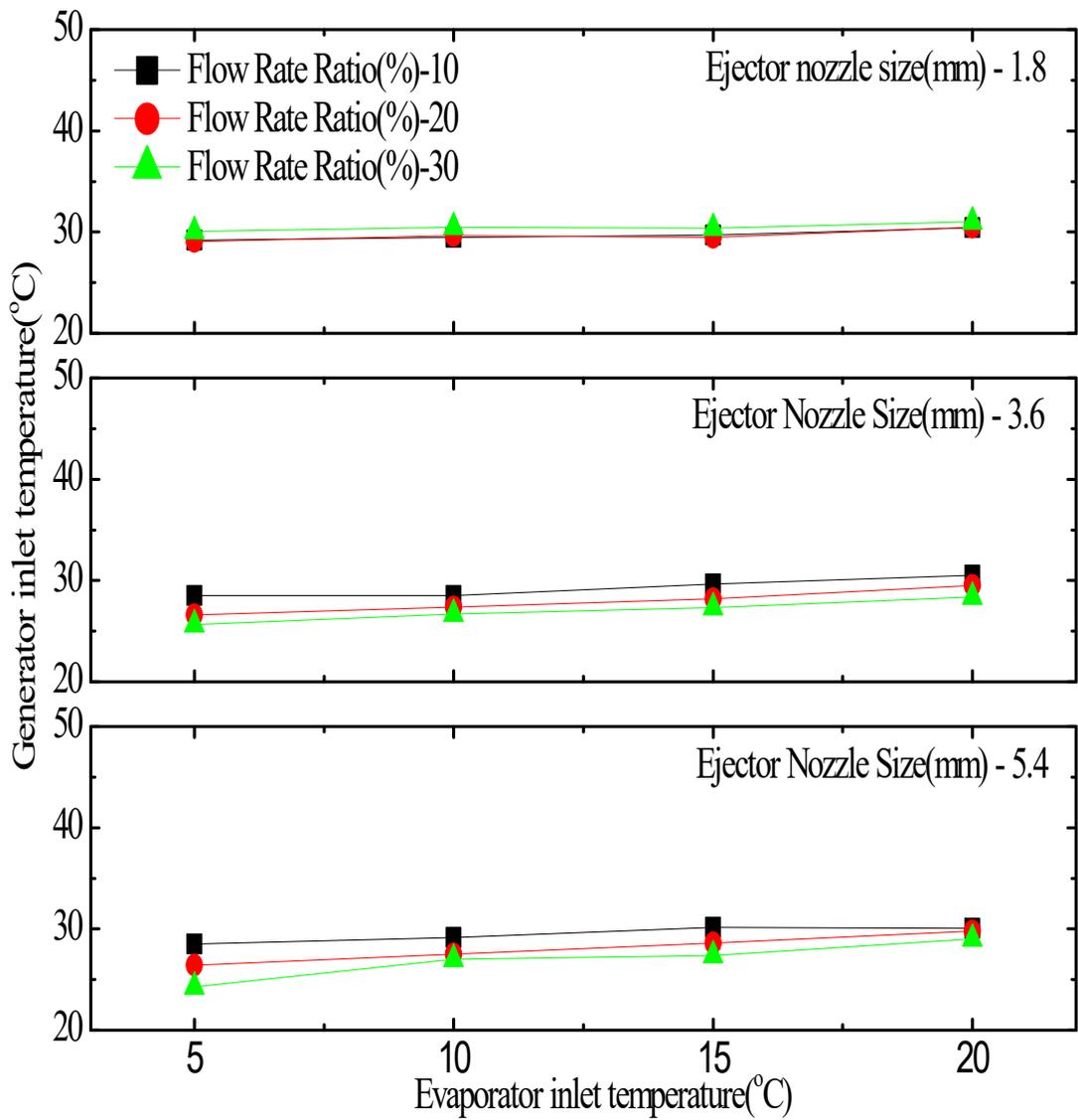


Fig. 4.31 Variation of generator inlet temperature according to an ejector and flow ratio.

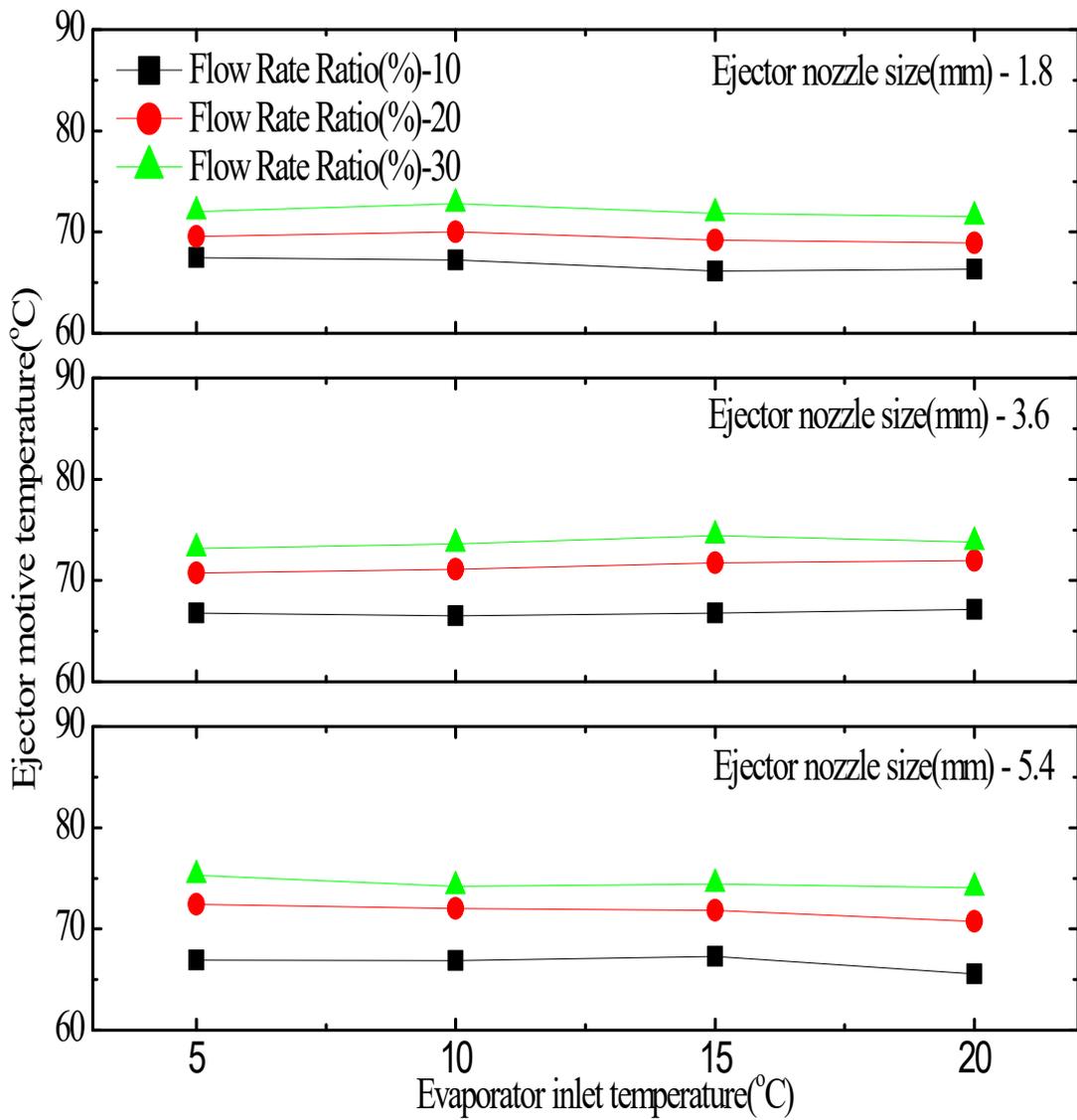


Fig. 4.32 Variation of motive temperature according to an ejector and flow rate ratio.

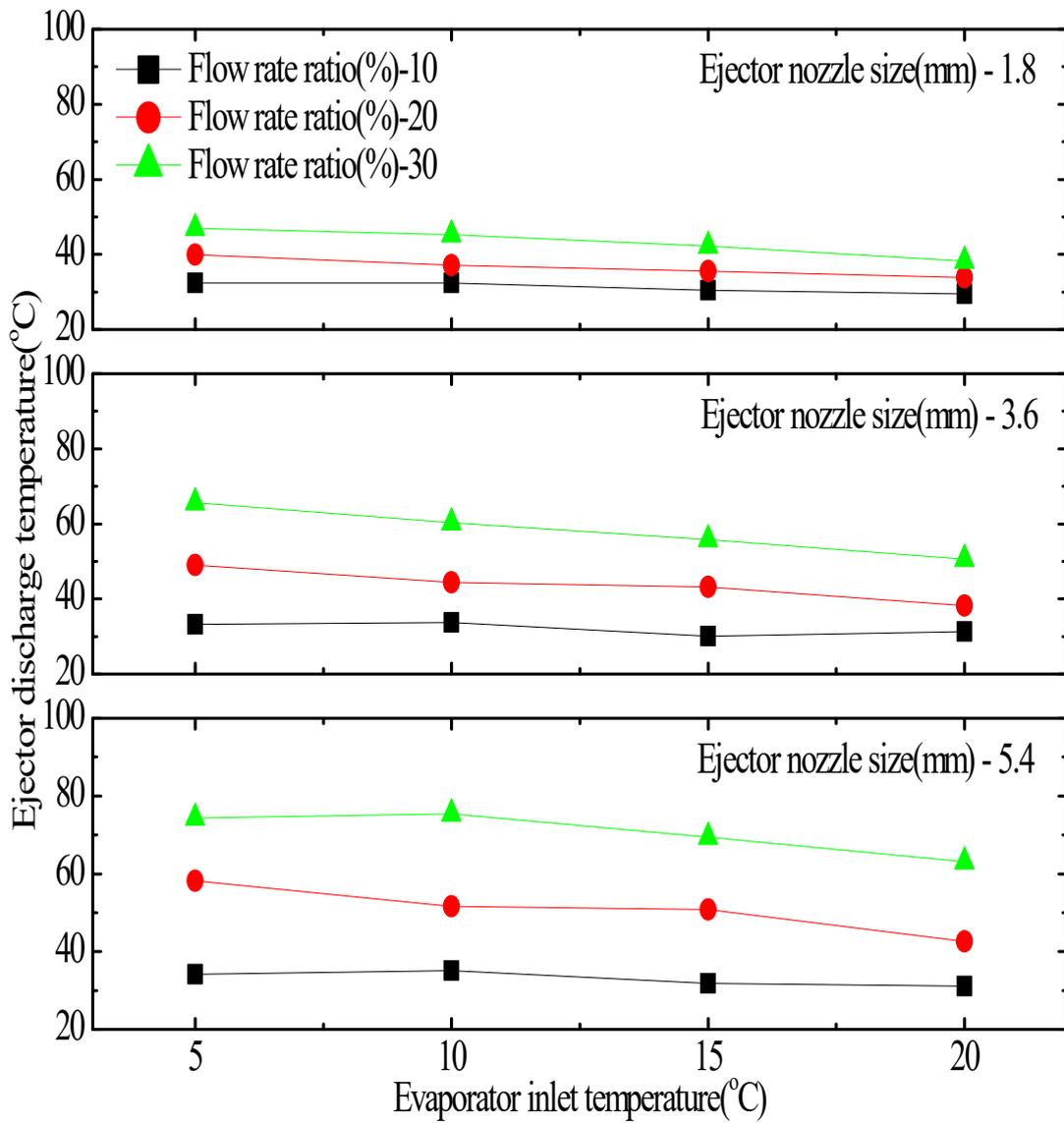


Fig. 4.33 Variation of ejector discharge temperature according to an ejector and flow rate ratio.

4.2.2.2 기상냉매를 재생기로 공급하는 시스템의 성능특성

열회수 이젝터를 적용한 냉동시스템에서 증발기 용량 증가 시스템의 성능특성을 파악하기 위해 기체상태의 냉매를 재생기로 공급하여 시스템의 성능특성에 관한 연구를 진행하였다.

증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈 및 유량비에 따른 증발기로 흐르는 냉매의 유량변화는 Fig. 4.34과 같이 나타났으며, 증발기로 흐르는 냉매유량은 실험조건에서 이젝터 노즐 사이즈와 이젝터 모티브로 흐르는 유량비가 동일한 실험에서는 증발기 입구 냉매온도가 증가할수록 증발기로 흐르는 냉매 유량은 증가하였으며, 이젝터 노즐 사이즈와 증발기 입구 냉매온도가 동일한 실험에서는 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량비 증가할수록 증발기로 흐르는 냉매 유량은 감소하는 것으로 나타났다. 그리고 이젝터 중에서는 노즐 사이즈가 3.6mm인 이젝터가 증발기로 흐르는 냉매의 유량이 가장 많이 나타났다.

증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈 및 유량비에 따른 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량변화는 Fig. 4.35와 같이 나타났고, 그래프에서 알 수 있듯이 이젝터 노즐 사이즈와 유량비가 동일한 실험에서는 증발기 입구 냉매온도가 증가할수록 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량은 증가하였으며, 이젝터 노즐 사이즈와 증발기 입구 냉매온도가 동일한 실험에서는 이젝터 모티브로 흐르는 유량비가 증가할수록 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량이 증가하는 것을 알 수 있다.

Figure 4.36은 증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈 및 유량비에 따른 재생기에서 냉매로 공급하는 열량을 나타낸 것으로써, 증발기 입구 냉매온도 5℃와 유량비 10%에서 1.8mm인 이젝터는 112.5W, 3.6mm인 이젝터는 120.5W, 5.4mm인 이젝터는 96.5W의 열량을 공급받았으며, 유량비가 30%일 때의 재생기에서 공급받는 열량의 상승률은 1.8mm인 이젝터는 223.0%, 3.6mm인 이젝터는 237.8%, 5.4mm인 이젝터는 254.1%로 나타났다.

Figure 4.37은 증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈 및 유량비에 따른 열회수 이젝터를 적용한 냉동시스템의 냉동능력변화를 나타낸 것으로써, 이젝터 노즐 사이즈와 유량비가 동일한 실험에서는 증발기 입구 냉매온도가 상승할수

록 시스템의 냉동능력도 상승하였으며, 이젝터 노즐 사이즈와 증발기 입구 냉매 온도가 동일한 실험에서는 유량비가 증가할수록 냉동능력은 감소하는 것으로 나타났고, 실험장치에 설치된 이젝터 중에서는 노즐 사이즈가 3.6mm인 이젝터의 냉동능력이 가장 높게 나타났다.

열회수 이젝터 냉동시스템에서 증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈 및 유량비에 따른 압축기에서 소비되는 동력변화를 Fig. 4.38에 나타내었다. 이젝터 노즐 사이즈와 유량비가 동일한 실험조건에서는 증발기 입구 냉매온도가 증가할수록 압축기 소비동력도 증가하였으며, 이젝터 노즐 사이즈와 증발기 입구 냉매온도가 동일한 실험조건에서는 유량비가 증가할수록 압축기의 소비동력은 증가하였으나, 유량비 변화에 따른 압축기 소비동력의 상승률은 1.8mm인 이젝터와와 5.4mm인 이젝터는 11%로 나타났으나, 3.6mm인 이젝터는 유량비의 증가에 따른 압축기 소비동력 상승률이 2.5%로 나타났다.

열회수 이젝터 냉동시스템의 재생기로 공급하는 냉매의 상태가 기체상태로 공급하는 실험에서 증발기 입구 냉매온도와 이젝터 노즐 사이즈 및 유량비에 따른 시스템의 COP 변화를 Fig. 4.39에 나타내었으며, 이젝터 노즐사이즈와 유량비가 동일한 실험조건에서는 증발기 입구 냉매온도가 상승할수록 이젝터 노즐 사이즈와 관계없이 모든 시스템의 COP는 증가하였고, 이젝터 노즐사이즈와 증발기 입구 냉매온도가 동일한 실험조건에서는 유량비가 증가할수록 COP는 감소한다.

이젝터 중에서는 3.6mm인 이젝터의 COP가 가장 높게 나타났으며, 노즐 사이즈 3.6mm를 설치하여 액체상태를 재생기로 공급한 시스템과 비교하였을 때 증발온도 5℃, 유량비 10% 조건에서 기체상태를 재생기로 공급하는 시스템의 COP가 45.7% 낮게 나타났다.

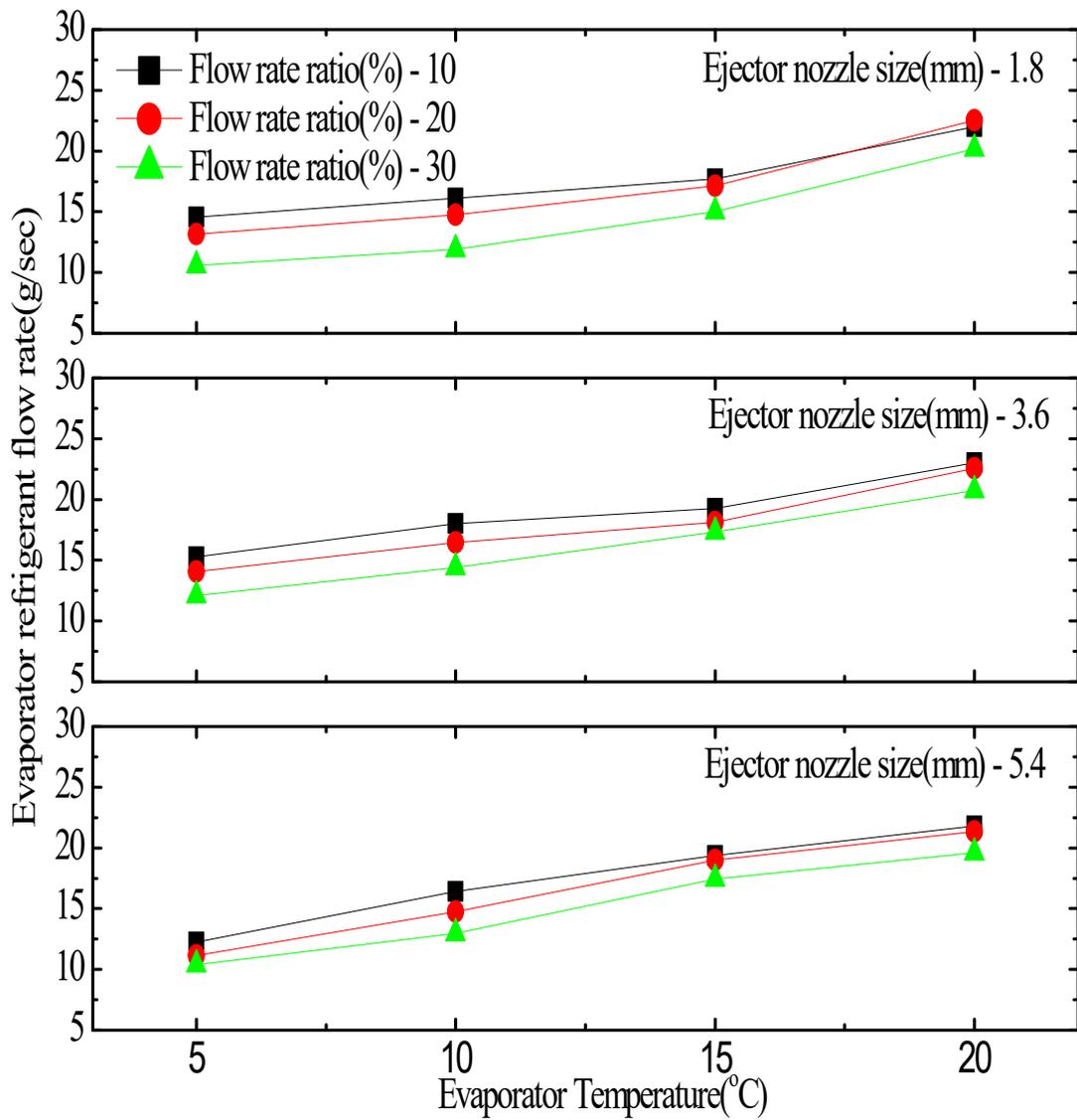


Fig. 4.34 Variation of evaporator refrigerant flow rate according to an ejector and flow rate ratio.

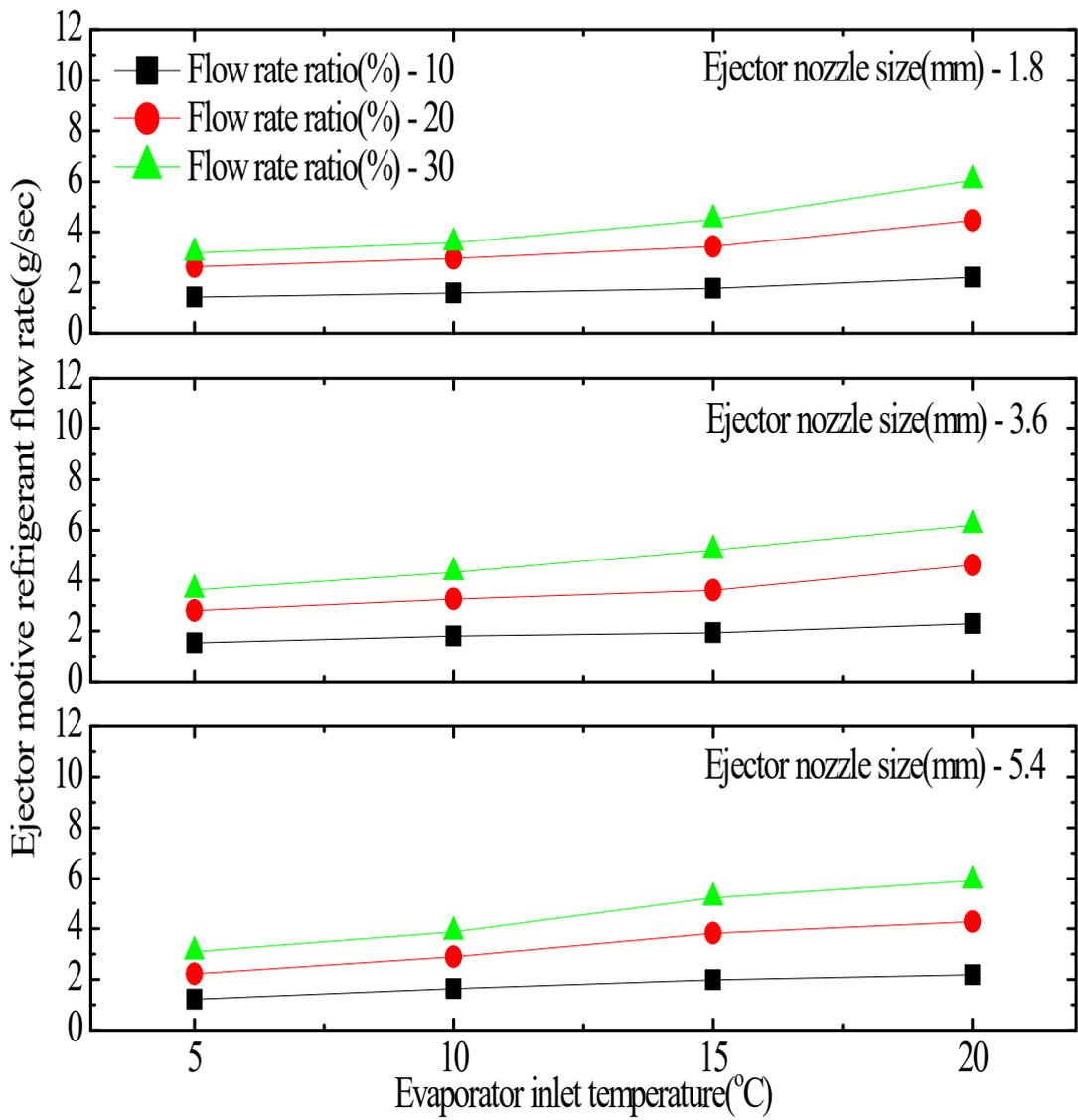


Fig. 4.35 Variation of motive refrigerant flow rate according to an ejector and flow rate ratio.

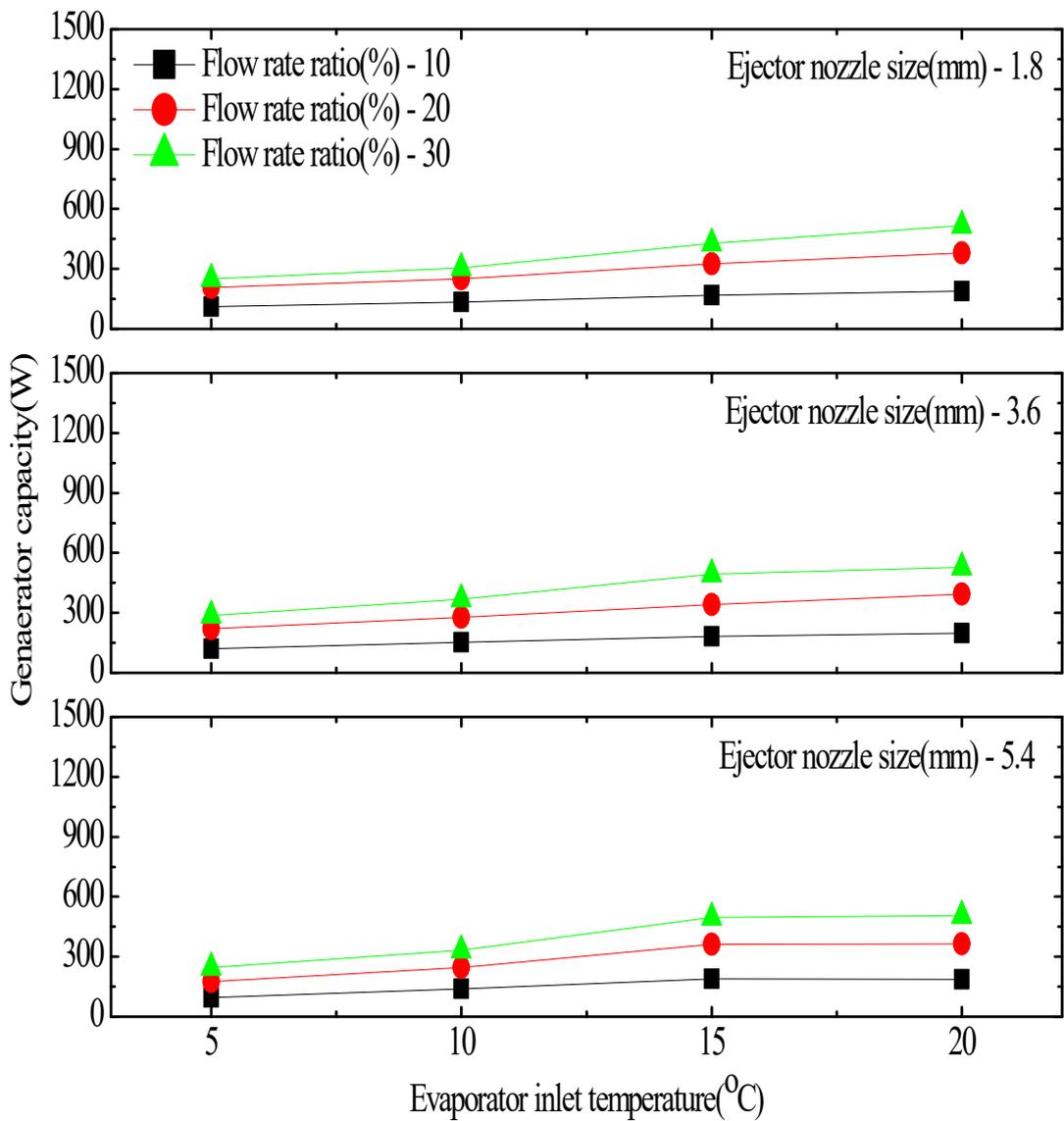


Fig. 4.36 Variation of generator capacity according to an ejector and flow rate ratio.

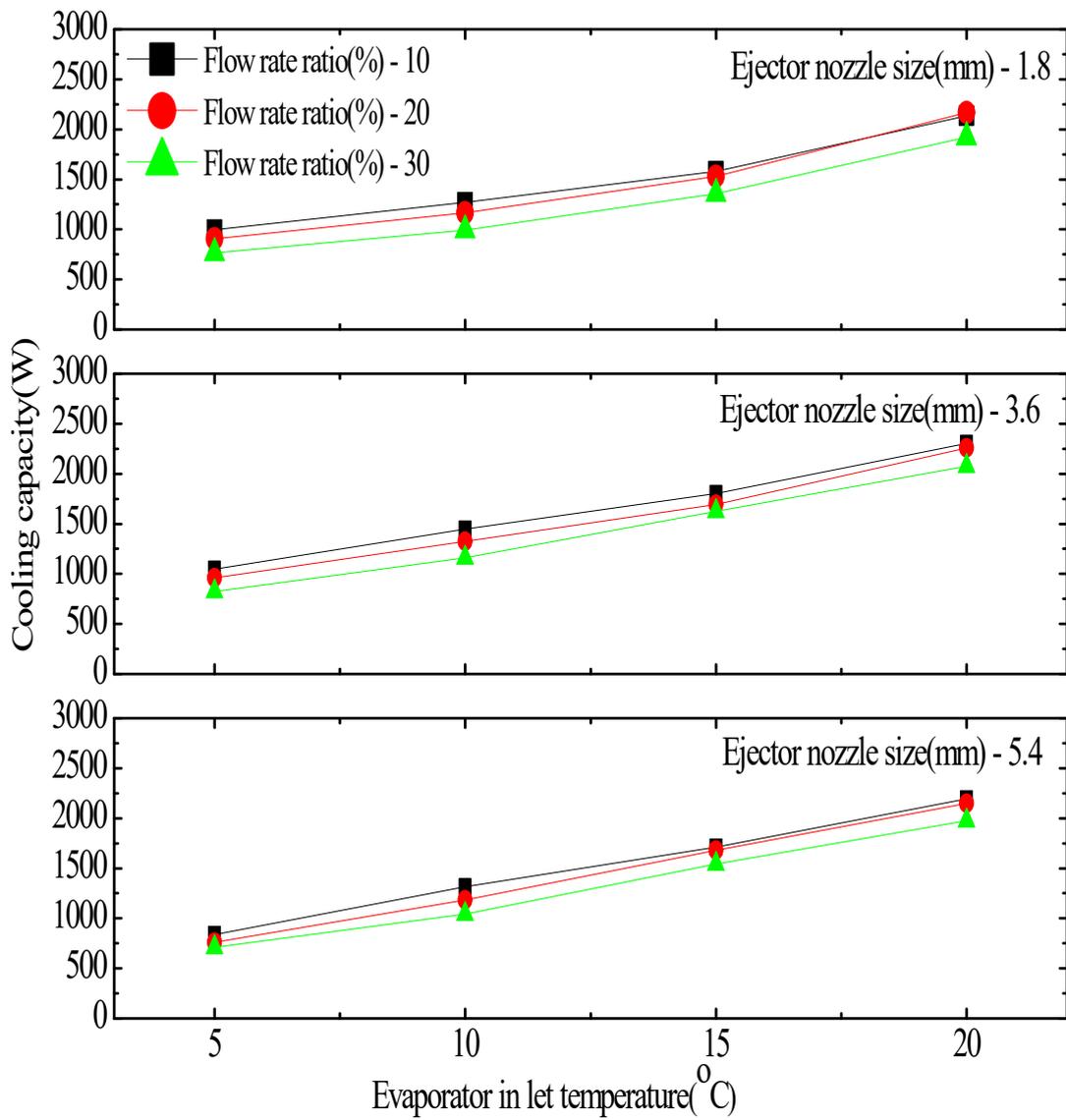


Fig. 4.37 Variation of cooling capacity according to an ejector and flow rate ratio.

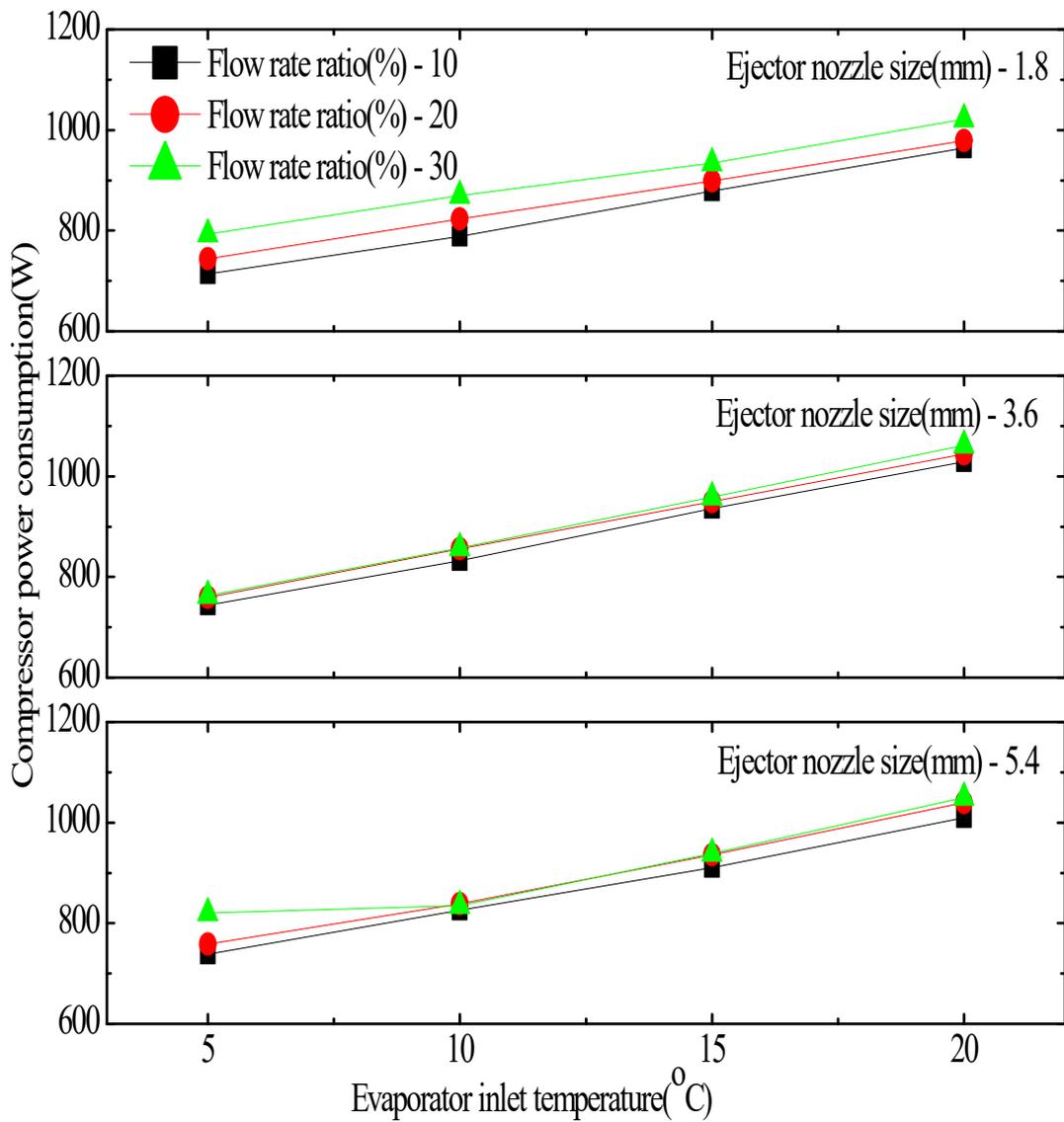


Fig. 4.38 Variation of compressor power consumption according to an ejector and flow rate ratio.

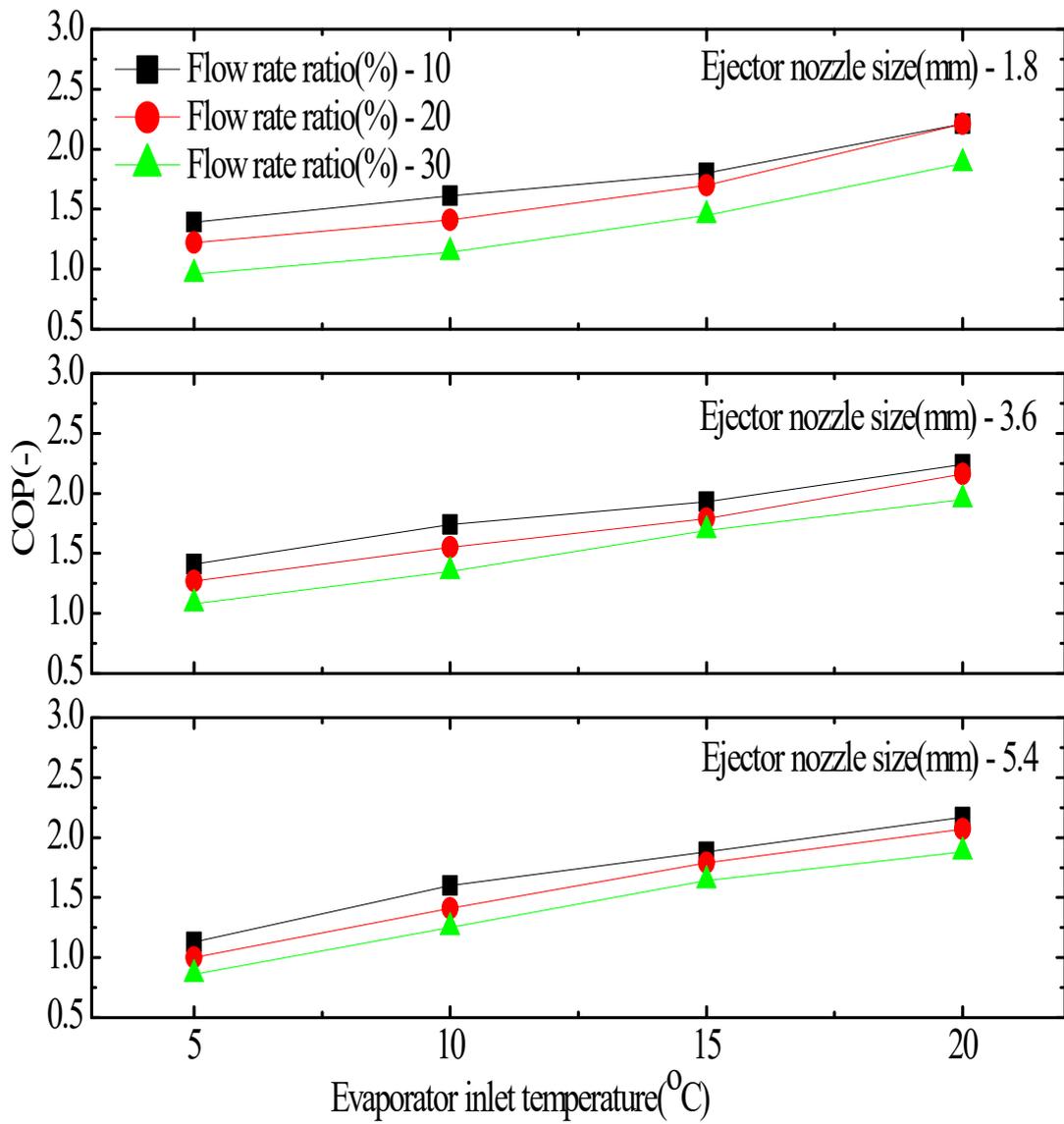


Fig. 4.39 Variation of COP according to an ejector and flow rate ratio.

5. 열회수 이젝터 냉동시스템의 성능평가

5.1 냉동탑차용 이젝터 냉동시스템의 설계

선행 연구를 통해 제안된 열회수 이젝터 냉동시스템의 실험결과를 기초로 하여 냉동탑차용 열회수 이젝터 냉동시스템을 한국자동차연구원에서 설계하여 열회수 이젝터 냉동시스템과 증기 압축식 냉동시스템의 성능 비교실험을 진행하였다.

Figure 5.1은 냉동탑차용 이젝터 냉동시스템의 개략도를 나타낸 것으로서, 냉동기 요소부품은 실제 냉동탑차에 사용되는 부품을 기반으로 하였으며, 열회수 이젝터 및 재생기를 추가 설치하여 열회수 이젝터 냉동시스템을 완성하였다. 열회수 이젝터 냉동시스템에 사용된 압축기는 Swash plate type에 6 Cylinder를 갖춘 147cc 용량의 자동차용 압축기를 사용하였고, 냉동탑차 내부에 설치된 증발기는 Copper tube에 Aluminum fin이 설치된 1040(mm)×669(mm)×168(mm) 사이즈의 증발기를 설치하였으며, 냉동탑차 외부에 설치된 응축기의 형태는 Copper tube에 Aluminum fin이 설치된 1040(mm)×669(mm)×168(mm) 사이즈의 응축기를 설치하였다.

냉동탑차용 열회수 이젝터 냉동시스템에 설치된 이젝터의 노즐 사이즈는 선행 연구를 통한 실험한 결과에서 냉동시스템의 용량이 증가할수록 이젝터의 노즐 사이즈도 커져야 한다는 결과를 통해 냉동탑차용 열회수 이젝터 냉동시스템에는 노즐 사이즈가 5.4mm인 이젝터를 설치하여 성능평가실험을 진행하였고, 재생기의 역할을 담당하는 판형열교환기의 용량은 선행 연구에서 사용된 열회수 이젝터 냉동시스템보다 작은 1kW급을 설치하여 성능 비교실험을 진행하였다.

냉동탑차용 열회수 이젝터 냉동시스템에 사용된 냉매는 R-404A를 사용하였으며, Fig. 5.2는 성능평가를 위해 설치된 실험장치의 사진이며, 사진에서 알 수 있듯이 열회수 이젝터 냉동시스템에서 응축기는 냉동탑차 외부에 설치되어 있고 냉동탑차 내부에는 증발기 설치되어 있다.

그리고 열회수 이젝터 냉동시스템과 증기 압축식 냉동시스템의 성능 비교시의

운전 및 성능특성을 파악하기 위해 설치한 각종 센서들이 설치되어 있으며, 냉동탑차용 열회수 이젝터 냉동시스템에서 사용된 요소부품의 상세 사양은 Table 5.1에 나타내었다.

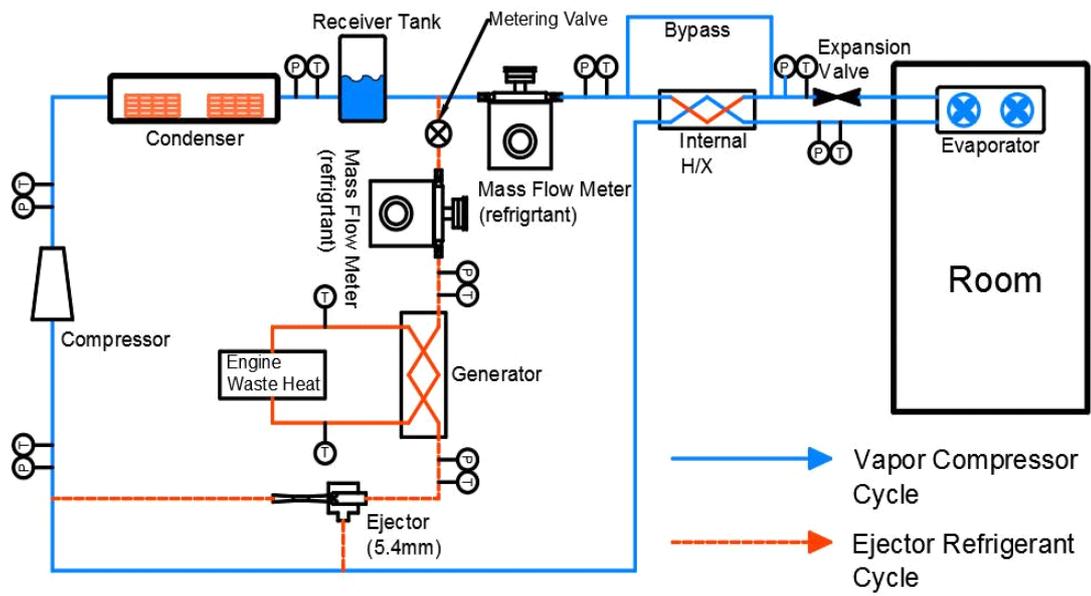


Fig. 5.1 Schematic diagram of the heat recovery ejector refrigeration system for refrigerated truck.

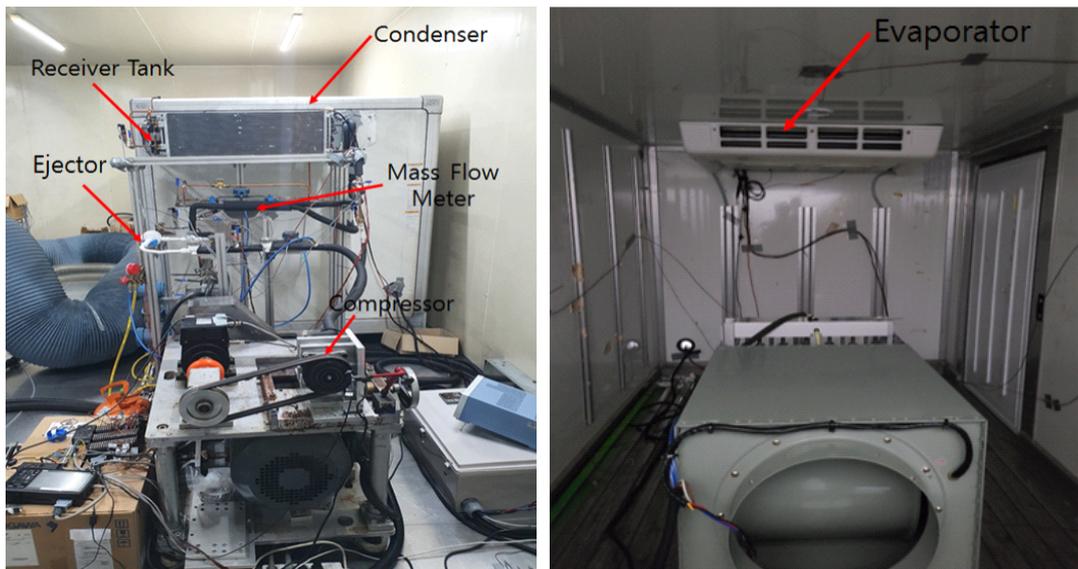


Fig. 5.2 Photo of the heat recovery ejector refrigeration system for refrigerated truck.

Table 5.1 Heat recovery ejector refrigeration system specifications for refrigerated truck.

Compressor	Type	Swash plate
	No. of Cylinder	6 Cylinder
	Displacement	147cc
Evaporator	Coil	Aluminum. fin & Copper tube
	Size(mm)	1040*669*168
	Fan motor	DC 12V*3Amp, 2350rpm*2EA
	Fan	AL.250Φ, 5Blades*2EA
Condenser	Coil	Aluminum. fin & Copper tube
	Size(mm)	1090*470*258
	Fan motor	DC 12V*3.5Amp, 2350rpm*2EA
	Fan	AL.250Φ, 5Blades*2EA
Expansion valve type		Manual
Generator (Waste heat temperature)(kW)		1.04(85℃)
Refrigeration tank(Liter)		1.0
Refrigeration		R-404A
Ejector nozzle size(mm)		5.4

5.2 실험조건 및 실험방법

냉동탑차용 열회수 이젝터 냉동시스템을 통해 증기 압축식 냉동시스템과 열회수 이젝터 냉동시스템의 성능평가를 진행하였다. 냉동탑차의 실험조건은 냉동탑차용 고내온도 표준인, KS B 6359(수송용 기계식 냉동 유닛 성능 시험방법) 및 KS R 1049(냉동·냉장 자동차의 보냉 자체 성능시험 방법)에 의해서 냉동탑차 내부온도는 0℃로 유지하고, 외부온도는 30℃로 유지된 상태에서 증기 압축식 냉동시스템과 열회수 이젝터가 설치된 열회수 이젝터 냉동시스템의 성능 비교시험을 진행하였으며, 자세한 실험 조건은 Table 5.2에 나타내었다.[43]

열회수 이젝터 냉동시스템과 증기 압축식 냉동시스템의 실험의 정확도를 높이기 위해서 1톤 냉동탑차 내부에는 7곳의 온도센서를 설치하였고, 외부에는 4곳의 온도센서를 설치하여 실험을 진행하였고, 자세한 온도 센서의 측정위치는 Fig. 5.3과 같다.

열회수 이젝터 냉동시스템과 증기 압축식 냉동시스템의 성능 비교시험의 경우 냉동탑차 내부온도는 냉동시스템이 운전됨에 따라 온도가 떨어지게 됨에 따라 5kW급 SCR 전기히터를 설치하여 실험조건 온도를 유지하도록 하였으며, 냉동탑차 외부의 온도는 100kW급 항온항습기가 설치된 항온 챔버에 냉동탑차를 설치하여 외부온도를 30±2℃로 유지되도록 하였다. 이러한 운전환경에서 열회수 이젝터 냉동시스템과 증기 압축식 냉동시스템 성능 비교시험을 진행하였고, 성능비교 시험시의 측정시간은 5초 간격으로 30분간 측정하였다.

열회수 이젝터 냉동시스템과 증기 압축식 냉동시스템에 설치된 압축기는 자동차용 압축기가 사용됨에 따라 압축기 소비동력을 측정하기 위해 압축기와 연결된 축에 토크 미터(Torque Meter)와 RPM 센서를 설치하여 압축기 소비동력을 측정하였고, 성능평가를 위해서 시스템에 설치된 센서의 사양은 Table 5.3과 같으며, 측정된 데이터를 이용한 성능 결과는 식(5-1)에서부터 식(5-4)를 사용하여 계산하였다.

1) 냉동능력(Q_e)

$$Q_e = \dot{m}_{ref} \times (h_{eva,out} - h_{eva,in}) \quad \dots (5-1)$$
$$= Refrigerant\ flowrate \times (Eva\ outlet\ enthalpy - Eva\ inlet\ enthalpy)$$

2) 압축기 소요동력(P)

$$P(W) = Torque\ T_r \times R.P.M / 9.5488 \quad \dots (5-2)$$

3) 냉동사이클 성능계수(COP)

$$COP = \frac{Q_e}{Q_{comp}} \quad \dots (5-3)$$

4) 냉동시스템 효율 향상율(η)

$$\eta(\%) = \frac{Ejector\ re\ frigerant\ system - Vapor\ compression\ system}{Vapor\ compression\ system} \times 100 \quad \dots (5-4)$$

Table. 5.2 Heat recovery ejector refrigeration system specifications for refrigerated truck.

Cycle	Ejector nozzle size (mm)	Motive refrigerant state	Indoor temp. (°C)	Outdoor temp.(°C)
Vapor compressor system	-	-	0	30
Heat recovery ejector refrigerant system	5.4	Liquid		

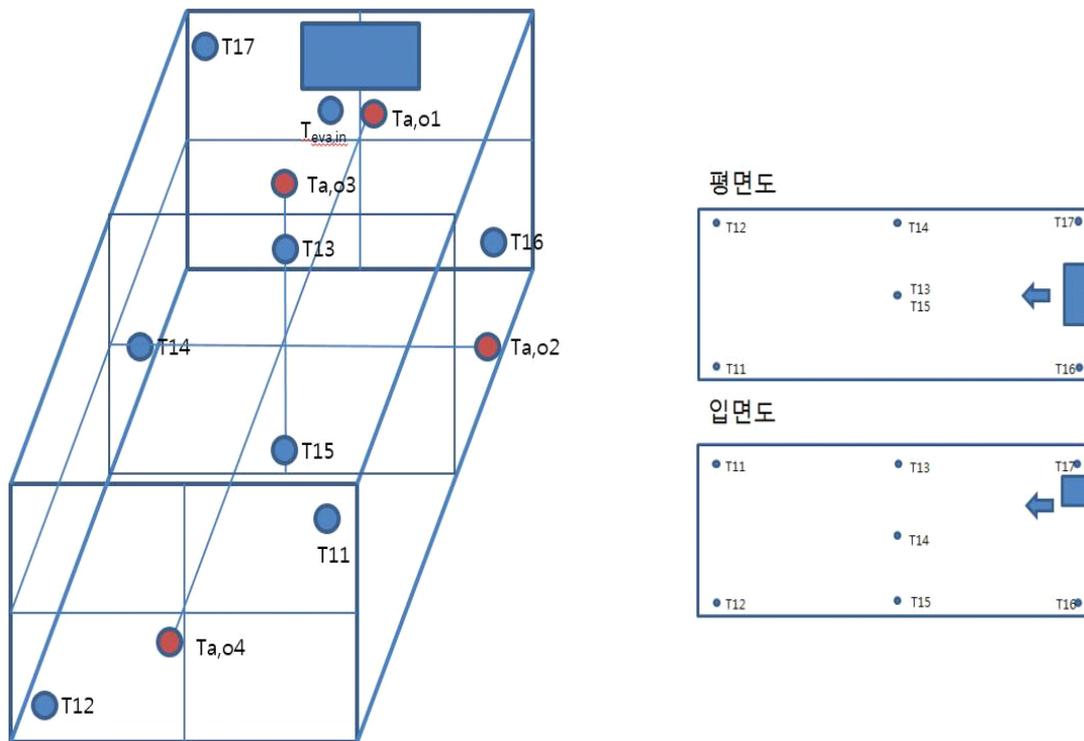


Fig. 5.3 Refrigerated truck's internal and external temperature measurement locations.

Table 5.3 Specifications of measurement device.

Sensor	Specifications	
Temperature	Type	T-type
	Rang	-200 ~ 400 °C
	Accuracy	±2%
Pressure	Range	0.4 ~ 2Mpa
	Accuracy	±0.25%
Refrigerant mass flow rate	Standard uncertainty	±0.044%
	Fluid	Refrigerant
	Maximum Flow Rate	2,720Liter/h
	Accuracy	±0.5%(Liquid)
Torque meter	Range	0 ~ 6000 (50 N*m)
	Accuracy	±0.2%
R.P.M. sensor	Range	1 to 20,000RPM/min
	Accuracy	±0.02%

5.3 결과 및 고찰

열회수 이젝터 냉동시스템과 증기 압축식 냉동시스템의 성능평가를 진행하였으며 성능평가를 통해 도출된 결과는 다음과 같이 나타났다. Fig. 5.4는 열회수 이젝터 냉동시스템과 증기 압축식 냉동시스템의 실험조건을 나타낸 것으로써, Fig. 5.4에서 알 수 있듯이 열회수 이젝터 냉동시스템과 증기 압축식 냉동의 냉동탑차 내부와 외부의 온도조건은 동일한 상태에서 성능평가가 진행되었다는 것을 알 수 있다.

Figure 5.5는 열회수 이젝터 냉동시스템의 실험조건 하에서의 증발기와 이젝터 모티브로 흐르는 냉매유량 및 유량비를 나타낸 것으로 증발기로 흐르는 냉매의 유량은 평균 99.2kg/h로 흘렀고, 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량은 20.5kg/h로 흐름에 따라 유량비는 20.5%인 상태에서 시스템의 성능평가가 진행되었다.

Figure 5.6은 열회수 이젝터 냉동시스템과 증기 압축식 냉동시스템의 압축기에서 흡입되는 냉매의 압력을 나타낸 것으로 증기 압축식 냉동시스템의 흡입압력은 평균 0.305MPa로 나타났고, 열회수 이젝터 냉동시스템은 0.336MPa로 나타남에 따라 압축기에서 흡입되는 냉매의 압력이 10% 이상 높게 나타났다.

동일한 실험조건에서 열회수 이젝터 냉동시스템과 증기 압축식 냉동시스템의 냉동능력 및 압축기 소비동력을 Fig. 5.7과 같이 나타났으며, 열회수 이젝터 냉동시스템의 냉동능력은 평균 4,130W이며 증기 압축식의 냉동능력은 평균 3,200W로 나타남에 따라 열회수 이젝터 냉동시스템의 냉동능력이 29.0% 높게 나타났다. 그리고 열회수 이젝터 냉동시스템과 증기 압축식 냉동시스템의 압축기 소비동력은 열회수 이젝터 냉동시스템이 2,420W로 나타났고, 증기 압축식 냉동시스템이 2,349W로 나타남에 따라 열회수 이젝터 냉동시스템이 3.0% 더 높게 나타났다.

열회수 이젝터 냉동시스템과 증기 압축식 냉동시스템의 COP는 Fig. 5.8과 같으며, Fig. 5.8에서 알 수 있듯이 열회수 이젝터 냉동시스템의 COP가 증기 압축식 냉동시스템보다 평균 26.0% 높게 나타났다.

Figure 5.9는 이젝터 냉동시스템(ERS: Ejector Refrigeration System)의 시스템 개략도와 P-h선도를 나타낸 것으로써 P-h선도에서 열회수 이젝터 냉동시스템의 냉매흐름은 응축기에서 토출된 냉매는 수액기에서 증발기와 재생기로 냉매가 분배되고, 증발기로 흐르는 냉매는 팽창밸브에서 팽창된 후 부하측과 열교환되어 이젝터로 흡입되고, 재생기로 흐르는 냉매는 유량조절밸브에서 유량비가 조정된 후 재생기에서 열원과 열교환되어 이젝터의 모티브로 흐르게 된다. 재생기에서 열원과 열교환되어진 냉매는 압력과 온도가 상승되어 이젝터 내부에서 증발기에서 들어온 냉매와 혼합이 이루어진 후, 이젝터의 디퓨저를 거쳐 압축기로 흡입되게 되며, 이젝터에 토출되어진 냉매의 상태는 증발기에 흡입된 냉매의 상태보다 압력 및 온도가 상승되어 압축기로 들어감에 따라 압축기에서 소비되는 동력을 감소시킬 수 있어서 증기 압축식 냉동사이클(VCS: Vapor Compression System)보다 COP가 높아지게 된다.

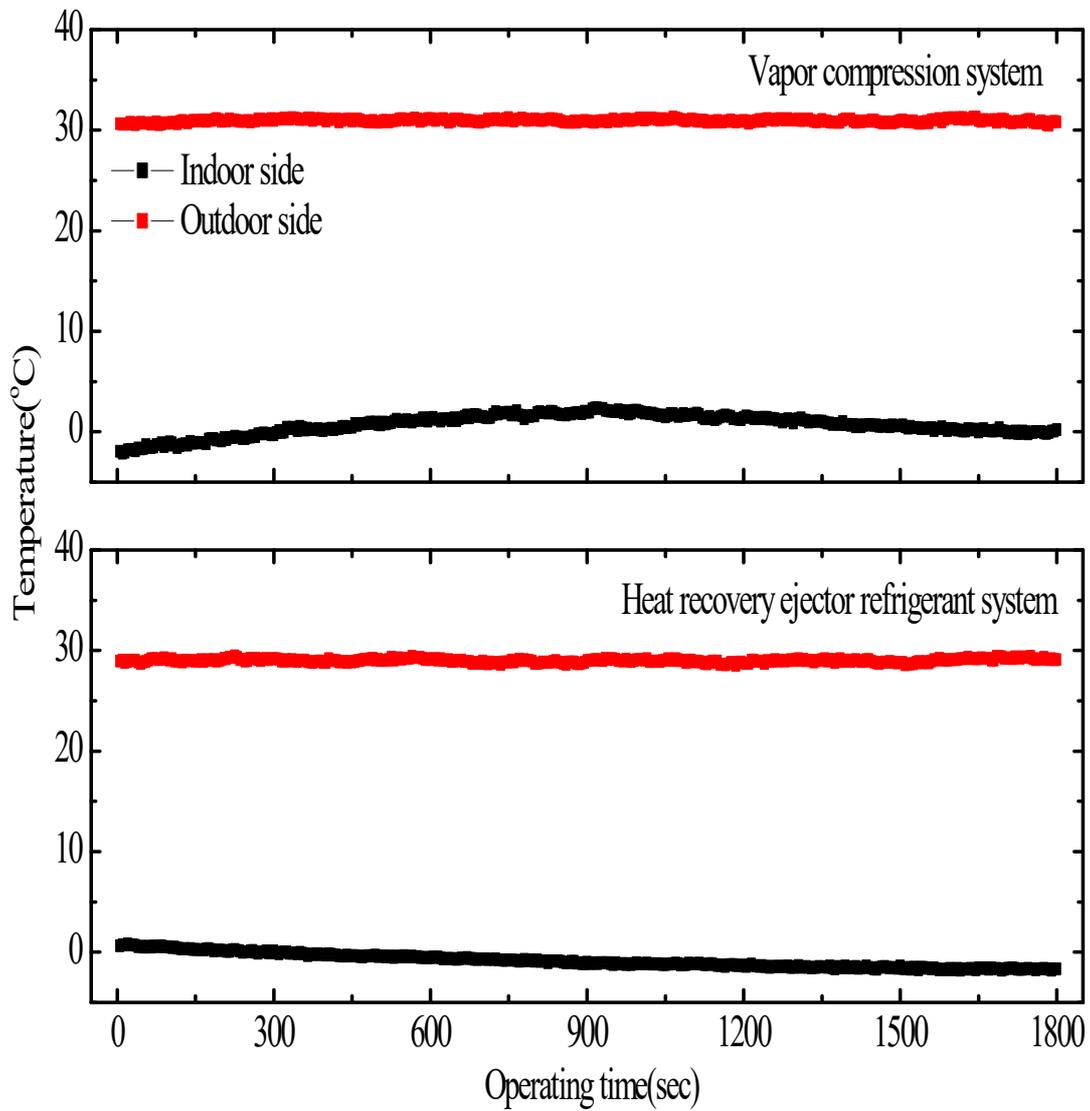


Fig. 5.4 Variation of temperature of refrigerated truck's inside and outside according to operating time of the heat recovery ejector refrigeration system and vapor compression system.

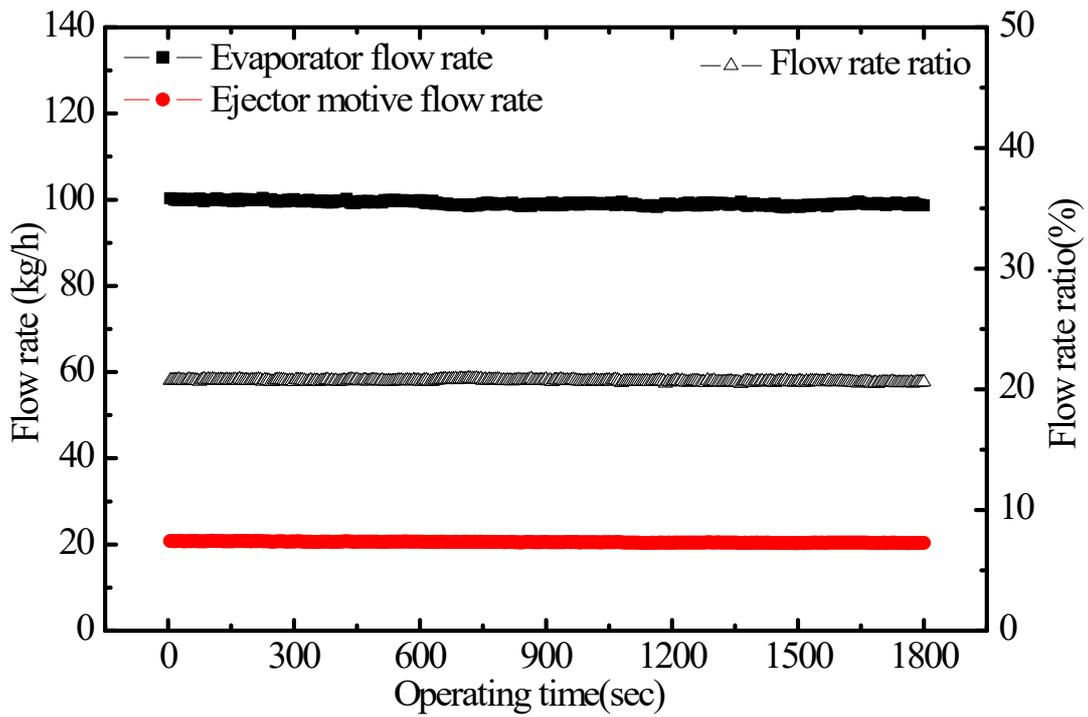


Fig. 5.5 Variation of evaporator refrigerant flow rate and motive refrigerant flow rate ratio according to operating time of the heat recovery ejector refrigeration system and vapor compression system.

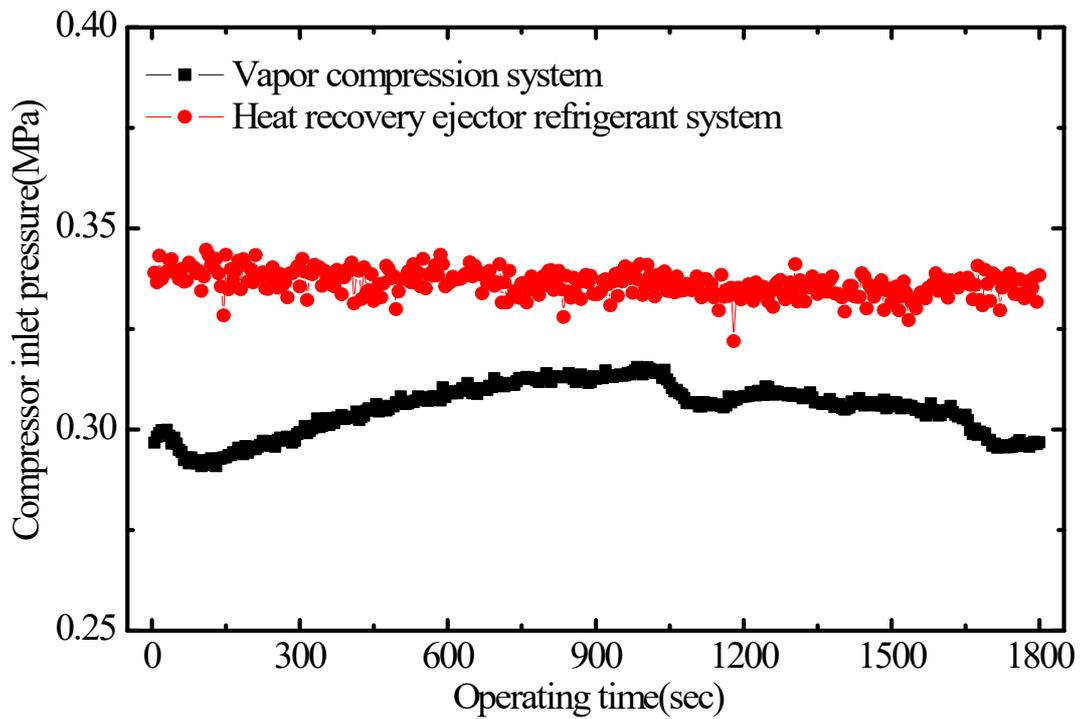


Fig. 5.6 Variation of compressor suction according to operating time of the heat recovery ejector refrigeration system and vapor compression system.

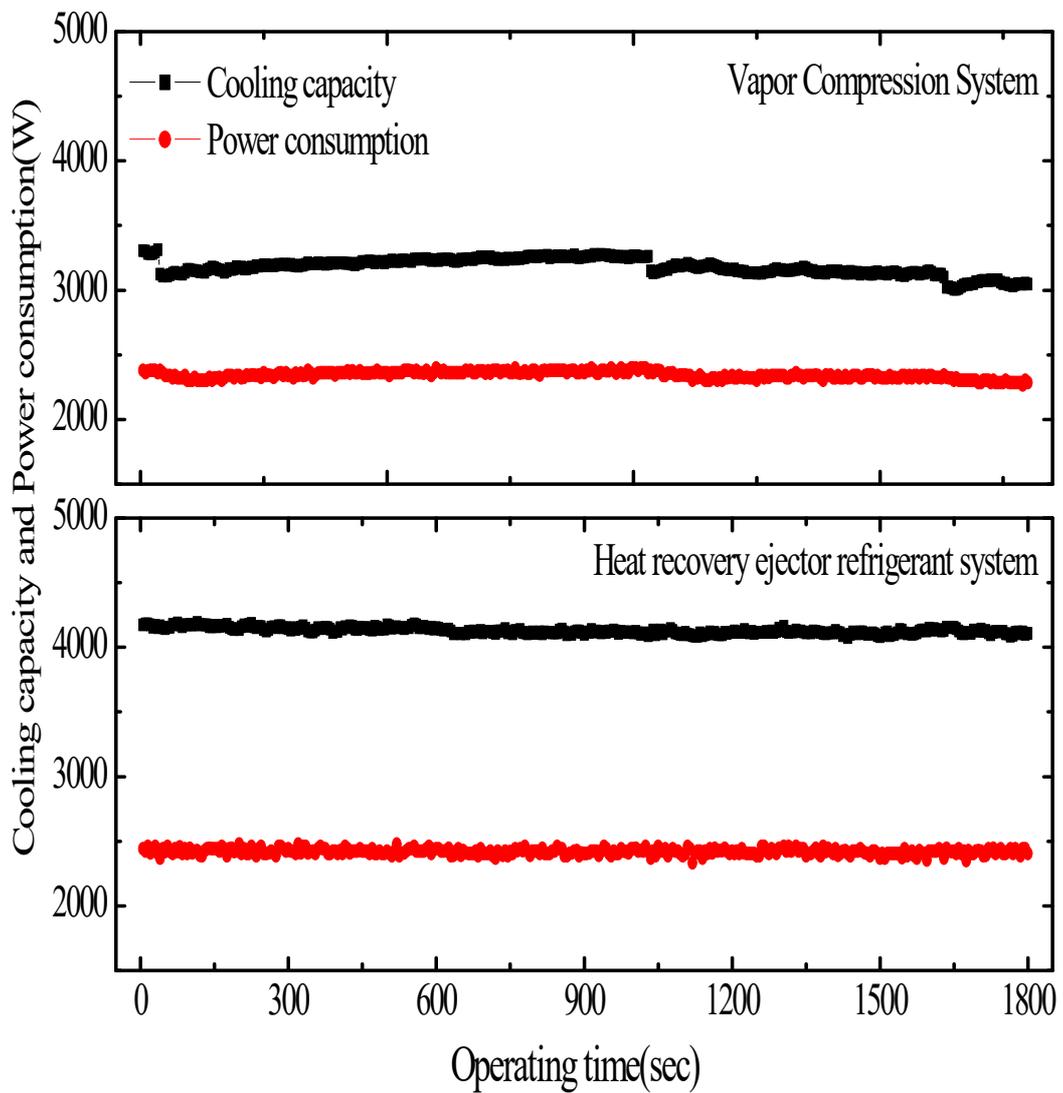


Fig. 5.7 Variation of cooling capacity and power consumption according to operating time of the heat recovery ejector refrigeration system and vapor compression system.

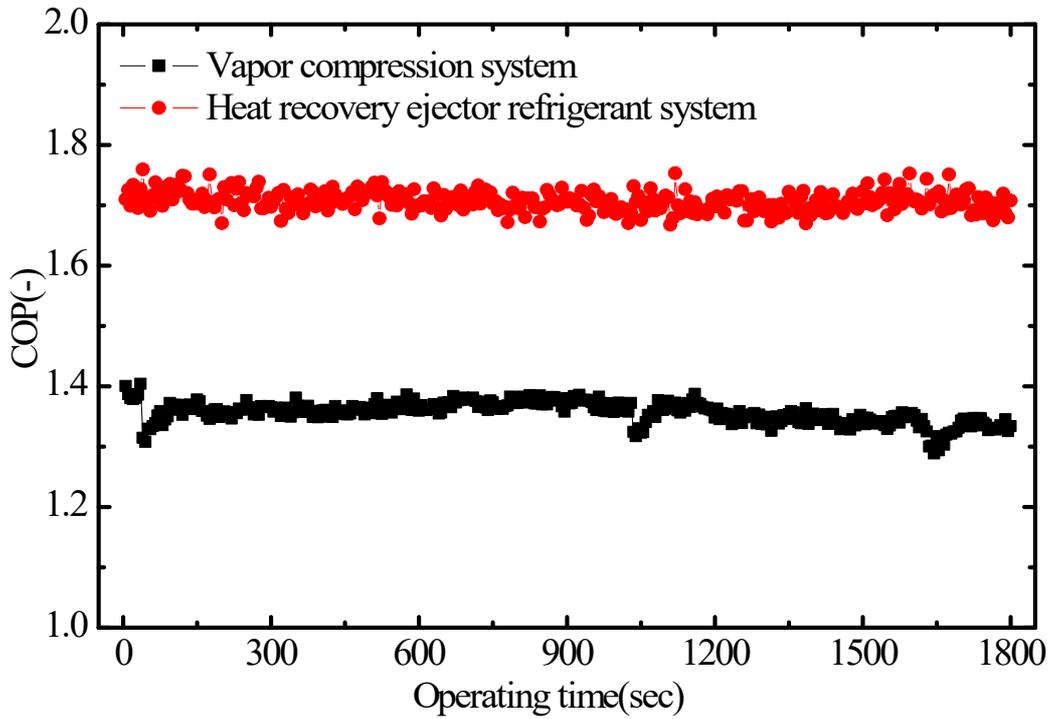


Fig. 5.8 Variation of COP according to operating time of the heat recovery ejector refrigeration system and vapor compression system.

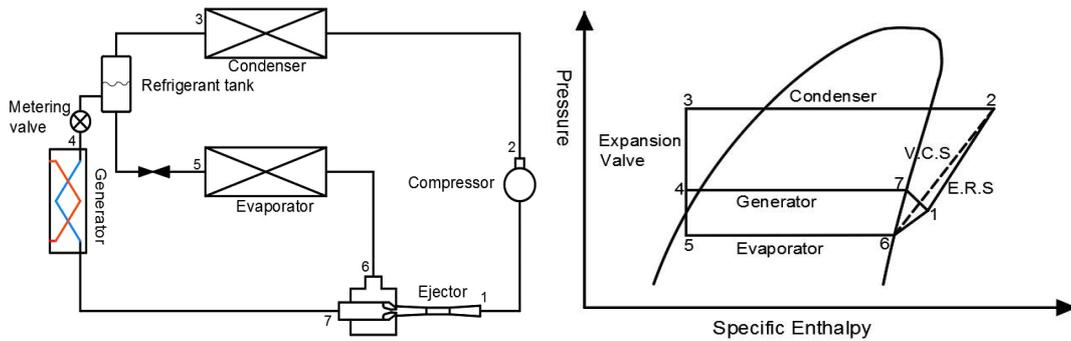


Fig. 5.9 Diagram of heat recovery ejector refrigeration system and pressure-enthalpy.

5. 결 론

본 연구는 새로운 형태의 이젝터 냉동시스템에 관한 연구로써, 증기 압축식 냉동시스템에 이젝터와 재생기를 적용하여 열회수 이젝터 냉동시스템에 관한 연구를 진행하였다. 그리고 이젝터 냉동시스템의 성능인자 연구를 통해서 시스템의 압축기 용량 및 운전환경에 따른 시스템에 미치는 영향을 연구하였고, 열회수 이젝터 냉동시스템을 통해서 이젝터 노즐 사이즈와 이젝터 모티브로 흐르는 유량비에 따른 성능인자에 대한 연구를 진행하였다. 그리고 열회수 이젝터 냉동시스템과 증기 압축식 냉동시스템의 성능평가를 통하여 열회수 이젝터 냉동시스템의 성능검증을 진행하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 열회수 이젝터 냉동시스템에서 압축기 용량은 열회수 이젝터 냉동시스템의 성능에 많은 영향을 주는 주요 인자라는 것을 알 수 있었고, 시스템의 압축기 용량 및 이젝터 노즐 사이즈의 최적화를 통해 시스템의 성능향상 가능성을 확인하였다.
- 2) 이젝터와 Converging Tee의 비교 시스템을 통하여 이젝터를 설치한 시스템이 Converging Tee를 설치한 시스템보다 이젝터에서 토출되는 냉매의 압력이 높게 나타남에 따라 소비동력은 감소하였고, 이젝터를 설치한 시스템이 Converging Tee를 설치한 시스템보다 COP가 25% 높게 나타났다.
- 3) 냉매 충전량 최적화를 위한 시스템에서 냉매 상태가 기체상태로 충전됨에 따라 이젝터 모티브로 흐르는 냉매의 유량은 증가하였고, 증발기로 흐르는 냉매의 유량이 감소함에 따라 COP가 최대 1.1로 나타났으나, 충전하는 냉매의 상태를 액체상태로 충전하는 경우에는 COP가 최대 1.5로 나타났다.

- 4) 이젝터 냉동시스템에서 재생기로 공급하는 열원 온도변화에 따른 시스템의 운전 및 성능특성을 파악하기 위한 연구에서 재생기로 공급되는 최적온도는 80~90℃ 사이로 나타났다.
- 5) 열회수 이젝터 냉동시스템에서 압축기 용량 변경을 위한 시스템의 실험결과 이젝터 노즐 사이즈가 시스템의 용량보다 작을 경우에는 이젝터 노즐에서 압력 강하가 발생하여 토출되는 냉매의 온도 및 압력이 증발기 입구 압력보다 낮아지는 경향을 나타낸다.
- 6) 열회수 이젝터 냉동시스템에서 압축기 용량 변경을 위한 시스템의 냉동능력은 노즐 사이즈가 1.0mm인 이젝터를 설치한 시스템의 냉동능력이 가장 낮게 나타났고, 노즐 사이즈가 3.6mm인 이젝터를 설치한 시스템의 냉동능력이 가장 높게 나타났다. 또한 이젝터 노즐 사이즈와 증발기 입구 냉매온도에 따른 냉동능력의 증가율은 노즐 사이즈가 1.0mm는 20%, 1.8mm는 82%, 3.6mm는 50% 및 5.4mm는 11%로 나타남에 따라 이젝터 노즐 사이즈에 따른 냉동능력의 최적의 사이즈는 1.8mm와 3.6mm 사이에 존재한다는 것을 알 수 있다. 따라서 시스템의 COP는 노즐 사이즈가 가장 작은 1.0mm의 이젝터가 가장 낮게 나타났으며, 노즐 사이즈가 3.6mm인 이젝터가 가장 높게 나타났다.
- 7) 열회수 이젝터 냉동시스템의 재생기 입구 냉매의 상태가 액체상태로 공급되는 시스템은 유량비가 증가할수록 이젝터에 토출되는 냉매의 온도와 압력은 높아지지만, 냉동능력은 감소하고 소비동력은 증가하여 열회수 이젝터 냉동시스템의 COP는 감소한다.
- 8) 열회수 이젝터 냉동시스템의 재생기 입구 냉매의 상태가 기체상태로 공급되는 시스템에 있어서 이젝터에서 토출되는 냉매의 온도는 증발기 입구 냉매온도를 5℃로 공급하고, 노즐사이즈가 1.8mm인 이젝터는 유량비가 10%일 때 27.3℃, 20%일 때 34.9℃ 및 30%일 때 41.9℃로 유량비가 증가할수

록 이젝터에서 토출되는 냉매의 온도가 증가하였으며, 노즐사이즈가 3.6mm인 이젝터는 유량비가 10%일 때 34.7℃, 20%일 때 44.0℃ 및 30%일 때 60.6℃로 변화하였으며, 노즐사이즈가 5.4mm인 이젝터는 유량비가 10%일 때 29.2℃, 20%일 때 44.6℃ 및 30%일 때 69.4℃ 더 높게 나타났다.

9) 열회수 이젝터 냉동시스템의 재생기 입구 냉매의 상태가 기체상태로 공급되는 시스템은 유량비가 증가할수록 시스템의 냉동능력은 감소하고 소비동력은 증가하는 것으로 나타남에 따라 시스템의 COP는 감소한다.

10) 열회수 이젝터 냉동시스템에서 재생기로 공급하는 냉매의 상태가 액체상태로 공급되는 시스템은 기체상태로 공급되는 시스템보다 COP가 26% 높게 나타났다.

11) 열회수 이젝터 냉동시스템과 증기 압축식 냉동시스템의 성능비교하였을 때 열회수 이젝터 냉동시스템의 COP는 증기 압축식 냉동시스템의 COP보다 26% 성능이 높다.

참 고 문 헌

- [1] R.Vogel, “Practical Application of Air Ejectors” NASA TTF-9352. 1956.
- [2] J. Fabri, R. Siestrunk, “Supersonic Air Ejector”, Advances in Applied Mechanics, 1958.
- [3] W. L. Chow, A. L. Addy, “Interaction between Primary and Secondary Characteristics, AIAA Journal. 1961.
- [4] Lee Jun-Hee, “A Study on the Performance Enhancement of Ejector System”, MS Thesis, Andong National University, Andong, Korea, 2006.
- [5] Yoon Jo Kim, Min Soo Kim, “Analysis of a Heat Driven Refrigeration System Using Ejector”, The Society of Air-Conditioning And Refrigerating Engineers Of Korea, 2000.
- [6] Yoon-Hwan Lee, “Performance Analysis of CO₂ Refrigeration Cycle with Two-Phase Ejector”, Journal of the Korea Society of Marine Engineering., Vol. 29., No.8, pp.138-144, 2005.
- [7] Jung-In Yoon, Sung-Hoon Seol, Chang-Hyo Son, Kwang-Hwan Choi, Young-Bok Kim, Ho-Saeng Lee, Hyeon-Ju Kim and Jung-Hyun Moon, “Performance Analysis of Ejector-Pump Thermal Energy Conversion System Using Various Working Fluid”, The Korean Society For Power System Engineering., Vol. 20., No.6, pp.87-92, 2016.
- [8] Jeong Taek Lim, Jae Woong Choi, Hyun Jin Kim, “Performance Analysis of Combined Cycle of Ejector and Gas Injection in a Mobile Heat Pump System with Electric Scroll Compressor. , Vol. 31., No.9, pp.420-432, 2019.
- [9] Gay, N.H., “Refrigerating system”, U.S.A Patent No.1836318, 1931.

- [10] J. Chen, S. Jarall, H. Havtun, and B. Palm, “A Review on Versatile Ejector Application in Refrigeration System”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.49, pp.67–90, 2015.
- [11] M. Xing, G. Yan, and J. Yu, “Performance Evaluation of an Ejector Subcooled Vapor–Compression Refrigeration Cycle”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 92, pp.431–436, 2015.
- [12] Sun, D.W. and Eames, I.W. , “Recent developments in the design theories and applications of ejector”, *Journal of the Institute of Energy*, Vol. 69, pp. 65–79, 1995.
- [13] J. A. Exposito Carrillo, F.J.Sanchez de La Flor, J.M.Salmeron Lissen., “Seasonal performance optimization of thermally driven ejector cooling cycles working with R134a”, *International Journal of Refrigeration* 104, 2019.
- [14] Chen Lin, Chengmao Xu, Bao Yue, Chenzhong Jliang, Hiroshi Omori, Jianhui Deng, “ Experimental study on the separator in ejector–expansion refrigeration system”, *International Journal of Refrigeration* 100, 2019.
- [15] Lucas, C., Yavari, M.A., “Performance of a New Two–Stage Multi–Intercooling Transcritical CO₂ Ejector Refrigeration Cycle”, *Applied Thermal Engineering*, 2012.
- [16] Li, D. and Groll, A., “ Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle with Ejector–Expansion Device”, *International Journal of Refrigeration*, 2005.
- [17] Ersoy, H.K., and Sag, N.B., “Preliminary Experimental Results on the R134a Refrigeration System using a Two–Phase Ejector as an Expander”, *International Journal of Refrigeration*, 2014.
- [18] Sakar, J., “Geometric parameter optimization of ejector–expansion refrigeration cycle with natural refrigerants”, *International Journal of Energy Research*, 2010.

- [19] Yadav, R.L., Patwardhan, A.W., “Design aspect of ejectors: Effects of suction chamber geometry”, Chemical Engineering Science, 2008.
- [20] Hisham El-Edssoukey, Hisham Ettoouney, Imad Alatiqi, Ghada Al-Nuwaibit, “Evaluation of steam jet ejector”, Chemical Engineering and Processing 41, 2002.
- [21] N.Al-Khalidy. “ Performance of solar refrigerant ejector refrigerating machine”, ASHRAE Tran., 1997.
- [22] S.L.Chen, J.Y.Yen, M.C.Huang, “An experimental investigation of ejector performance based upon different refrigerants”, ASHRAE Trans. 1998.
- [23] M.Sokolov, D.Hershgal, “enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 1. Systems characterization”, Int.J.Refrig., 1990a.
- [24] M.Sokolov, D.Hershgal, “enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 1. Design procedures”, Int.J.Refrig., 1990a.
- [25] I.W.Eames, S.Aphornaratana, H.Haider, “A theoretical and experiment study of a small-scale steam jet refrigerator”, Int.J.Refrig., 1995.
- [26] S.Aphornratana, I.W.Eames, “A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with moveable primary nozzle”, Int.J.refrig., 1997.
- [27] N.Al-Khalidy, A.Zayonia, “Design and experimental investigation of an ejector in an air-conditioning and refrigeration system”, ASHRAE Trans. 1995.
- [28] F.C.Chen, C.T.Hsu, “ Performance of ejector heat pumps”, Energy Res. 1987.

- [29] M.Sokolov, D.Hershgal, “Optimal coupling and feasibility of solar powered year-round ejector air conditioner”, Sol. Energy. 1993a.
- [30] M.Sokolov, D.Hershgal, “ Solar-powered compression-enhanced ejector air conditioner, Sol. Energy. 1993b.
- [31] P. Menegay, A. A. Kornhauser, “ Ejector expansion refrigeration cycle with underexpanded motive nozzle”, AM. Inst., 1994.
- [32] F.C.Chen, C.T.Hsu, “ Performance of ejector heat pumps”, Energy Res. 1987.
- [33] M.L.Tomasek, R.Radermacher, “Analysis of a domestic refrigerator cycle with an ejector”, ASHRAE Trans. 1995.
- [34] D.W.Sun, I.W.Eames, “Performance characteristics of HCFC-123 ejector refrigeration cycle.” Int.J.Energy Res., 1996.
- [35] P. Menegay, A. A. Kornhauser, “ Ejector expansion refrigeration cycle with underexpanded motive nozzle”, AM. Inst., 1994.
- [36] E.D.Rogdakis, G.K.Alexis, “Design and parametric investigation of an ejector in an air-conditioning system”, Appl.Therm.Eng., 2000.
- [37] D.W.Sun, “Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle operating with various refrigerants”, Energy Convers. Manag. 1999.
- [38] M.L.Tomasek, R.Radermacher, “Analysis of a domestic refrigerator cycle with an ejector”, ASHRAE Trans. 1995.
- [39] N.H.Aly, A.Karmeldin, M.M.Shamloul, “Modeling and simulation of steam jet ejector”, Desalination123., 1999.
- [40] F.C.Chen, C.T.Hsu, “ Performance of ejector heat pumps”, Energy Res. 1987.

- [41] I.W.Eames, S.Aphornaratana, H.Haider, “A theoretical and experiment study of a small-scale steam jet refrigerator”, Int.J.Refrig., 1995.
- [42] S.K.Gupta, R.P.Singh, R.S.Dixit, “A comparative parametric study of two theoretical models of a single-stage single-fluid, steam jet ejector”, Chem.Eng.J., 1979.
- [43] Korean Industrial Standards, KS B 6359(수송용 기계식 냉동 유닛 성능 시험방법), KS R 1049(냉동자동차의 보랭 차체 성능시험방법).

감사의 글

박사과정에 들어온 지 8년이 지났습니다. 8년 동안 옆에서 돌봐주신 박윤철 교수님께 감사의 말씀을 전하고 싶습니다. 그리고 제가 세상에서 가장 사랑하는 우리 지영이, 성격은 까칠하지만 완전 예쁜 우리 국보 시연이, 한글은 아직 모르지만 항상 저를 즐겁게 해주는 우리 똥명칭이 창운이가 옆에 있어서 즐겁게 박사과정을 마쳤습니다. 그리고 저를 알고 있는 모든 사람들에게 감사의 말씀을 전하고 싶습니다.

항상 감사하고, 고맙습니다.