



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](#)

碩士學位論文

수렴-발산 노즐을 이용한 냉동기의
성능특성에 관한 연구

濟州大學校 大學院

機械工學專攻

李 林 暻

2023年 2月

수렴-발산 노즐을 이용한 냉동기의 성능특성에 관한 연구

指導教授 朴 潤 鐵

李 林 暲

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出함

2022年 12月

李林暲의 工學 碩士學位 論文을 認准함

審査委員長 _____ 박 윤 범 (印)

委 員 _____ 박 윤 철 (印)

委 員 _____ 이 연 건 (印)

濟州大學校 大學院

2022年 12月



A Study on the Performance Characteristics
of an Air Conditioner using
Converging-diverging Nozzles

Imkyeong Lee

(Supervised by professor Youn Cheol Park)

A thesis submitted in partial fulfillment of the requirement for the
degree of Master of Science in Mechanical Engineering

2022. 12.

This thesis has been examined and approved.

Yun Beom park

.....
Thesis director, Yun Beom Park, Prof. of Mechanical Engineering

Youn Cheol Park

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

Yeon Gun Lee

.....
Thesis director, Yeon Gun Lee, Prof. of Nuclear Energy Engineering

2022. 12.
.....

Date

Department of Mechanical Engineering
GRADUATE SCHOOL
JEJU NATIONAL UNIVERSITY

목 차

List of Figures	ii
List of Tables	vi
Nomenclature	vii
Summary	viii
I. 서 론	1
1.1 연구의 배경	1
1.2 연구동향 및 목적	3
II. 실험장치 및 실험방법	6
2.1 환경제어 설비	6
2.2 실험장치	10
2.3 계측장치	16
2.4 실험조건 및 실험방법	21
III. 결과 및 고찰	28
3.1 성능계수	28
3.2 공기를 작동유체로 한 수렴-발산 노즐 내 Diverging part의 냉각효과	29
3.3 R-134a를 작동유체로 한 노즐의 단면적별 냉각효과 및 냉동 사이클의 성능계수	37
3.4 노즐이 부착된 증발기를 사용한 노즐의 단면적별 냉동사이클의 성능계수	48
IV. 결론	54
참고문헌	56

List of Figures

Fig. 1 Psychrometric chamber and code tester	8
Fig. 2 Air sampler to measure the air quality	8
Fig. 3 Calculation chart to determine the flow coefficient of a nozzle	9
Fig. 4 Design drawing for the converging part of 5 nozzles	12
Fig. 5 Experimental equipments using air as a working fluid	13
Fig. 6 Experimental equipments for measure the cooling effect according to the cross-sectional area of the nozzles	14
Fig. 7 Turbo blower	15
Fig. 8 Fin-tube heat exchanger	15
Fig. 9 Measuring device provided to measure the cooling effect of a diverging part	17
Fig. 10 Measuring devices provided to measure the cooling effect according to the cross-sectional area of the nozzles	19
Fig. 11 Schematic diagram of measure the cooling effect of a diverging part	23
Fig. 12 Measure the cooling effect of a diverging part	23
Fig. 13 Schematic diagram of measure the cooling effect according to the cross-sectional area of the nozzles	24
Fig. 14 Measure the cooling effect according to the cross-sectional area of the nozzles	24
Fig. 15 Schematic diagram of measure the cooling effect when nozzles are attached to the evaporator	25
Fig. 16 Measure the cooling effect when nozzles are attached to the evaporator	25
Fig. 17 Schematic diagram of refrigerator	28
Fig. 18 Variations of temperature in the nozzle according to the pressure at the nozzle inlet(Inlet temperature: 25°C)	31
Fig. 19 Variations of temperature in the nozzle according to the pressure at	

the nozzle inlet(Inlet temperature: 30°C)	31
Fig. 20 Variations of temperature in the nozzle according to the pressure at the nozzle inlet(Inlet temperature: 35°C)	32
Fig. 21 Variations of temperature in the nozzle according to the pressure at the nozzle inlet(Inlet temperature: 40°C)	32
Fig. 22 Variations of flow velocity in the nozzle according to the pressure at the nozzle inlet	33
Fig. 23 Variations of temperature in the nozzle according to the flow rate(Inlet temperature: 25°C)	33
Fig. 24 Variations of temperature in the nozzle according to the flow rate(Inlet temperature: 30°C)	34
Fig. 25 Variations of temperature in the nozzle according to the flow rate(Inlet temperature: 35°C)	34
Fig. 26 Variations of temperature in the nozzle according to the flow rate(Inlet temperature: 40°C)	35
Fig. 27 Variations of pressure in the nozzle according to the flow rate	35
Fig. 28 Variation of the temperature of a converging-diverging nozzle captured by a thermal imaging camera	36
Fig. 29 Variations of temperature difference at inlet and outlet of the nozzle according to the number of sub-evaporator 2 nd side inlet temperature(Mass flow rate: 11.3 g/s)	39
Fig. 30 Variations of temperature difference at inlet and outlet of the nozzle according to the number of sub-evaporator 2 nd side inlet temperature(Mass flow rate: 15.5 g/s)	39
Fig. 31 Variations of temperature difference at inlet and outlet of the nozzle according to the number of sub-evaporator 2 nd side inlet temperature(Mass flow rate: 18.5 g/s)	40
Fig. 32 Variations of temperature difference at inlet and outlet of the nozzle according to the number of sub-evaporator 2 nd side inlet temperature(Mass flow rate: 20.3 g/s)	40
Fig. 33 Variations of temperature difference at inlet and outlet of the nozzle according to the number of sub-evaporator 2 nd side inlet temperature(Mass flow rate: 21.1 g/s)	41

Fig. 34	Variations of temperature difference at inlet and outlet of the nozzle according to the number of sub-evaporator 2 nd side inlet temperature(Mass flow rate: 22.1 g/s)	41
Fig. 35	Variations of expansion efficiency according to the mass flow rate of sub-evaporator 2 nd side inlet temperature(at 1 nozzle)	42
Fig. 36	Variations of expansion efficiency according to the mass flow rate of sub-evaporator 2 nd side inlet temperature(at 2 nozzles)	42
Fig. 37	Variations of expansion efficiency according to the mass flow rate of sub-evaporator 2 nd side inlet temperature(at 3 nozzles)	43
Fig. 38	Variations of expansion efficiency according to the mass flow rate of sub-evaporator 2 nd side inlet temperature(at 4 nozzles)	43
Fig. 39	Variations of expansion efficiency according to the mass flow rate of sub-evaporator 2 nd side inlet temperature(at 5 nozzles)	44
Fig. 40	Variations of COP according to mass flow rate of sub-evaporator 2 nd side inlet temperature(at 1 nozzle)	44
Fig. 41	Variations of COP according to mass flow rate of sub-evaporator 2 nd side inlet temperature(at 2 nozzles)	45
Fig. 42	Variations of COP according to mass flow rate of sub-evaporator 2 nd side inlet temperature(at 3 nozzles)	45
Fig. 43	Variations of COP according to mass flow rate of sub-evaporator 2 nd side inlet temperature(at 4 nozzles)	46
Fig. 44	Variations of COP according to mass flow rate of sub-evaporator 2 nd side inlet temperature(at 5 nozzles)	46
Fig. 45	Variations of COP according to mass flow rate(Air flow rate: 7 CMM, Number of nozzles: 1)	50
Fig. 46	Variations of COP according to mass flow rate(Air flow rate: 7 CMM, Number of nozzles: 2)	50
Fig. 47	Variations of COP according to mass flow rate(Air flow rate: 7 CMM, Number of nozzles: 3)	51

Fig. 48 Variations of COP according to mass flow rate(Air flow rate: 10 CMM, Number of nozzles: 1)	51
Fig. 49 Variations of COP according to mass flow rate(Air flow rate: 10 CMM, Number of nozzles: 2)	52
Fig. 50 Variations of COP according to mass flow rate(Air flow rate: 10 CMM, Number of nozzles: 3)	52

List of Tables

Table 1 Flow coefficient of the nozzle(C_d)	9
Table 2 Specification of measurement device(Working fluid: Air)	18
Table 3 Specification of measurement device(Working fluid: R-134a)	20
Table 4 Test conditions	26
Table 5 Test conditions of experiment test using plate heat exchanger	27
Table 6 Test conditions of experiment test using fin-tube heat exchanger	27
Table 7 Maximum and minimum of temperature difference according to variations of mass flow rate	47
Table 8 Maximum and minimum of COP for variation of mass flow rate	47
Table 9 Result of the 1 st side cycle COP of the experimental conditions	53

Nomenclature

A	: Nozzle cross section (m^2)
C_d	: Flow coefficient of nozzle
COP	: Coefficient of performance
D	: Diameter (m)
h_p	: Velocity head at the front end of nozzle (kPa)
Q	: Air volume (m^3/s)
P	: Atmospheric pressure at nozzle (kPa)
Re	: Reynolds number
V	: Velocity of flow (m/s)
v	: Specific volume of air (m^3/kg)
x	: Absolute humidity (kg/kg')

Greek

ν	: Kinematic viscosity (m^2/s)
-------	-----------------------------------

Subscripts

c	: Refrigeration cycle
n	: Nozzle entrance

SUMMARY

Existing cooling technologies are dominated by vapor compression technology, but there are efficiency limitations. The technology using waste heat or absorption technology has problems such as installation space and maintenance due to its large scale and complexity. Converging-diverging nozzle is manufactured to increase the cooling effect by using the phenomenon in which the temperature decreases as the fluid passes through the nozzle. The refrigeration system using converging-diverging nozzles has fewer parts compared to existing technologies, the safety of the device is improved, and energy efficiency can be increased by improving the efficiency of the heat exchanger and reducing the power consumption of the compressor.

In this study, a converging-diverging nozzle is attached to the inlet of the evaporator to improve the cycle efficiency of the refrigeration system by simultaneously realizing evaporation and expansion of the refrigerant. The preliminary research for the manufacture of nozzles simulates a change in the length of a converging part, when the length of a converging part is 10 mm, the section that has a cooling effect on the diverging part was the longest. Based on the simulation results, a converging-diverging nozzle with a length of 10 mm, a nozzle diameter of 1 mm is fabricated.

Before implementing the refrigeration system, the cooling effect according to the temperature, pressure and flow rate at the nozzle inlet is investigated using air as the working fluid. It is found that the temperature of the air that passes through the converging part rapidly decreases, that heat exchange takes place towards the rear end of the nozzle, the temperature of the air is

gradually compensated. In addition, as the air pressure and flow rate in the nozzle increase, the cooling area and cooling effect within the diverging part is increased. When the air pressure and flow rate are 7 bar and 50 LPM, the cooling effect occurs up to about 15 mm from the inlet of the diverging part. It is found that the flow rate of air passing through the converging part has the most influence on the cooling effect and cooling area in the diverging part.

Through previous research that prove the cooling effect of a single nozzle, five converging-diverging nozzles are manufactured, using R-134a refrigerant, the cooling effect and COP are identified. In all experiments except for the case when mass flow rate is 11.3 g/s, the temperature difference at inlet and outlet of the nozzles are increased as the refrigerant and nozzles are used less. When using one nozzle, the COP are increased until mass flow rate is 21.1 g/s and then decrease, showing a maximum performance of 4.34.

Nozzles are attached to the inlet of the evaporator to obtain a COP. The COP is increased with the increase of air flow and internal temperature of the chamber. It is found that the COP is decreased as the cross-sectional area of the nozzles are increased and the amount of mass flow rate is greater than 13.5 g/s.

I. 서론

1.1 연구의 배경

급격한 기후변화에 의한 폭염과 혹한으로 인해 에너지 효율 규제를 강화시키려는 국제사회의 노력에도 불구하고 냉난방기 사용량이 급증하여 이에 따른 에너지 소비량 역시 폭발적으로 증가하고 있다. 난방의 경우 화석연료나 전기를 이용한 다양한 기술이 존재한다. 하지만 냉방의 경우 에어컨, 히트펌프 등의 사이클을 이용하는 기술이 대부분을 차지하기 때문에 냉동사이클에 의한 전력 소비가 원인 중 하나로 꼽히고 있다.

국내의 경우 여름철 전력 사용량이 매년 최고치를 기록함[1]에 따라 실내 적정 냉방온도를 규정하고, 관공서나 학교 등 공공시설에서도 냉방 전력사용량의 감축을 위해 노력하고 있다. 전력 사용량의 감축을 위해 정부는 에너지 다소비기기인 냉동기를 고효율 기자재 인증 품목으로 분류하여 높은 효율을 가진 제품을 인증해 성능을 보장하고 고효율의 제품이 사용되도록 유도하여 냉동기의 고효율 기자재 인증을 통해 인센티브를 얻었다. 하지만 최근에는 효율 관리 기자재의 효율 개선 및 고효율 제품 보급 확대를 위해 최저소비효율기준을 적용하여 일정 효율 수준 이하 또는 일정 소비전력량 수준 이상 제품의 생산 및 판매를 제한하였다[2]. 따라서 에너지 절감과 냉동기의 효율 향상의 필요성이 강조되고 있다.

지금까지 냉동기의 효율 향상을 위해 많은 방법이 시도되어왔다[3]. 저압 냉동기에서 압축기를 2단으로 하고 혼합기(Economizer)를 장착함으로써 성능의 향상을 가져왔다. 하지만 환경 보호에 대한 인식 강화로 인해 R-134a와 같은 고압의 냉매가 대부분의 제조업체에서 선정해 사용하고 있다. 고압 냉매는 체적 유량을 많이 필요로 하지 않으므로 임펠러(Impeller)의 크기를 줄일 수가 있고 2단 압축을 필요로 하지 않는다. 1단 압축기에서는 2단 압축 시와 같이 혼합기를 설치할 곳이 없으므로, 냉동기의 효율이 떨어질 수밖에 없으나 응축기에서 팽창밸브를 통과하면서 발생하는 심한 비가역 과정을 충격식 터빈을 사용해 일을 회수하여

전동기의 부하를 줄여주고 그 만큼 감소된 엔탈피를 증발기에서 더 사용할 수 있으므로 효율의 향상을 기할 수 있다.

또한 기존의 냉각 또는 냉방 기술은 증기 압축식 기술이 주류를 이루지만 효율한계가 존재하며, 폐열을 이용하는 기술이나 흡착 및 흡수식 기술이 이용되나 이러한 기술은 규모가 크고 복잡하여 설치 공간, 유지보수 등의 문제점을 가지고 있다. 하지만 기존 유사 기술에 비해 수렴-발산 노즐은 부품수가 적어 장치의 안전성이 향상될 것이며, 수렴-발산 노즐을 이용한 냉동기는 열교환기의 효율 향상과 압축기 소비동력의 절감으로 인한 에너지 효율을 증가시킬 수 있다고 판단되어 연구를 진행하였다.

1.2 연구동향 및 목적

국내의 경우 대체 냉매 후보가 부족하여 High-GWP 냉매를 부득이하게 사용할 수밖에 없는 상황이다. 대부분의 Low-GWP 냉매들이 가지고있는 인화성, 고압운용 및 독성 등의 문제점을 극복하기 위해 Cho et al[4]는 공기 냉매를 터보코어와 열교환기에 적용하였다. 압축과정을 통해 높아진 공기온도가 압축기 후단의 열교환기에 의해 상온으로 낮아지며, 추가적으로 복열기(Recuperator)를 거치면서 영하로 낮아진 고압 공기는 익스펜더(Expender)를 이용하여 초저온으로 낮추는 동시에 발생된 동력으로 압축기 소요 동력을 보조함으로써 냉동시스템의 효율을 높이는 과정을 통한 초저온 냉동시스템에 관한 논문을 발표하였다.

Spence et al.[5, 6]은 공기 사이클을 냉동 트레일러 용도로 시작품을 제작하고 증기압축 냉동시스템(Thermo King SL220)과의 성능을 비교하였는데, 열교환기 성능의 저하가 성능계수에 가장 큰 악영향을 미침을 지적하였다.

Wong et al.[7]은 고압의 수분 분리기를 사용하는 공기 사이클 냉동시스템의 일반 공조장치의 적용을 평가하였고 성능향상을 도모하기 위해 수분분리기에서 응축된 고압수를 재사용할 수 있다는 결과를 제시하였다.

Bhatti[8]은 공기 사이클 냉동시스템을 차량용 공기조화 장치에 적용하였을 때의 성능을 이론적으로 분석하고 온난화지수를 기존장치와 비교하였다.

Kim et al.[9]는 공기, 이산화탄소 및 질소 각각을 작동유체로 하였을 때의 성능을 비교분석하였다. 그 결과, 이산화탄소를 사용했을 경우의 성능계수가 가장 뛰어났으며, 설계 인자 분석을 통해 고속회전수의 부분 부하 운전을 했을 때 압축기효율의 변화가 성능에 가장 큰 영향을 미친다는 결과를 도출하였다.

Won[10]은 공기 사이클 냉동시스템을 일반 냉동시스템과 공조시스템에 적용할 때의 성능을 해석하였다. 그 결과, 외부 압축기의 압력비를 증가시키면 낮은 냉각온도를 얻을 수 있으나 성능계수가 하락하고 총 엔트로피 생성률이 증가하며, 효율이 낮은 장치들로 시스템을 구성하려면 외부 압축기의 압력비를 높게 세팅해야한다는 결과를 제시하였다.

대향류 열교환기, 압축기, 극저온 터보 팽창기로 구성된 역브레이크 냉동기의 효율에 가장 큰 비중을 차지하는 터보 팽창기는 입구, 출구, 임펠러 및 노즐로

이루어져있다. 그 중 노즐은 임펠러로 들어가는 유체의 유동 분리현상을 감소시켜 엔트로피 변화의 감소를 유발하여 효율을 향상시키는데 Kim et al.[11]는 노즐의 입구와 출구각을 변화시켜 터보 팽창기의 효율 및 성능을 분석하였다. 그 결과, 노즐의 출구각을 최적화하여 효율 감소의 원인인 와류를 억제해야한다 주장하였다.

Kim et al.[12]는 터보 냉동기의 실제 압력 데이터와 연구에서 사용된 수렴-발산 노즐 내의 마찰을 감안한 천음속 이상(Two phase) 유동의 수치 해석을 통해 냉동기의 터빈에 사용되는 노즐의 설계 및 마찰을 고려한 천음속 유동 지배 방정식을 구하였다. 노즐-터빈 시스템에서 노즐 단면적이 클수록 높은 부하에서 냉동기의 효율은 향상되지만 낮은 부하에서는 노즐 전 구간에서 아음속 유동이 되어 충분한 노즐 출구 속도를 얻지 못하여, 오히려 효율이 감소하는 결과를 제시하였다.

공기와 같은 일반적인 가스를 작동유체로 하는 경우와 달리 증기를 작동유체로 하는 경우 유동 내에서 상변화가 일어난다. 특히, 증기 응축으로 인한 액적이 발생하는 경우 유동 내 온도와 압력이 상승하는 응축 충격 현상이 발생한다. Kim et al.[13]은 수렴-발산 노즐 내의 상변화를 고려한 유동 해석을 통해 단상의 경우 후류로 진행할수록 유동이 가속되고 압력 및 온도가 저하되었으며, 다상의 경우 증기 응축으로 인한 압력과 온도의 상승인 응축 충격 현상이 발생하고 후류로 갈수록 액체상과 기체상간의 온도 차이에 의한 액적이 성장하는 결과를 제시하였다.

Corberan et al.[14]는 물 대 물 히트펌프의 최적 충전량에서 열원측 및 부하측 온도의 영향에 관한 실험을 수행하였다. 증발온도의 변화와 냉매 충전량에 따라 시스템 성능에 영향을 준다는 결과를 발표하였다.

냉동 시스템마다 최적의 냉매 충전량이 존재한다. 냉매가 부족할 경우 압축기 속도가 올라가서 높은 과열도가 생기며, 냉매가 과다 충전될 경우 응축 압력과 온도가 증가하게 되어 성능계수(COP) 저하의 원인이 된다. Lee et al.[15]는 히트펌프 시스템에서의 다양한 운전조건과 냉매 충전량에 따른 최적 COP의 변화를 정량적으로 분석하고, 이에 따른 최적 냉매량 조절의 필요성에 대해 연구하였다. 그 결과, 외기 온도 조건에 따라 냉매량 변화에 따른 최적 COP가 다르게 나왔으

며, 압축기 속도와 과열도 변화에도 다른 최적 냉매량이 존재하다는 결과를 발표하였다.

본 연구에서는 수렴-발산 노즐을 증발기에 부착하여 냉매의 증발과 팽창을 동시에 구현하여 냉동 시스템의 사이클 효율을 향상시키기 위한 연구를 진행하였다. 냉동시스템을 구현하기 이전에 사전 연구로 자연냉매인 공기를 이용하여 수렴-발산 노즐을 사용했을 때의 냉각효과를 실험하였으며, 사전 연구 이후 냉매를 작동유체로 한 냉동시스템을 제작하였다. R-134a 냉매를 사용하여 노즐 단면적의 변화에 따른 수렴-발산 노즐 내부의 온도 변화 및 냉동사이클의 성능계수를 알아보기 위한 연구를 진행하였다.

II. 실험장치 및 실험방법

2.1 환경제어 설비

본 연구의 성능실험을 위하여 환경 챔버(Psychrometric chamber)를 제작하였다. Fig. 1은 열교환기를 통과하는 공기의 풍량과 온도 등을 측정하기 위한 Cord tester를 나타내고 있다. 환경 챔버는 두께 150 mm의 특수 단열재를 사용하여 열손실을 최소화 할 수 있도록 하였으며, 실제 크기는 약 27 m³이다.

Fig. 2의 Air sampler를 이용하여 환경 챔버 내의 온도 및 습도 측정이 가능하다. 챔버 내부의 온도 조절을 위하여 유닛 쿨러(Unit cooler) 1개와 에어컨을 설치하였으며, 유닛 쿨러로 공급되는 열원수는 가로, 세로, 높이가 각각 1 m의 크기의 장치를 이용하여 공급하였으며, 최대 1 ton의 물을 일정하게 유지할 수 있도록 3개의 5 kW급 전기히터와 SCR(Silicon Controlled Rectifier)을 사용해 환경 챔버 내부의 온도를 일정하게 유지할 수 있도록 하였다.

챔버 내의 Cord tester내에는 40 mm 크기의 노즐 2개와 50 mm 크기의 노즐 1개를 적용하였다. 풍량에 따른 노즐목의 공기 속도가 풍량 측정 규격에서 요구하는 범위를 벗어나지 않기 위해 개수를 댐퍼를 이용해 제어하여 사용개수를 조절하였다. KS C 9306[16]의 부속서 2의 풍량 산출식인 식 (1)을 이용하여 풍량을 계산하였다.

$$Q = 1.414 C_d A \sqrt{\Delta h_p} v_n \dots\dots\dots (1)$$

노즐 전단부 공기의 비체적은 식 (2)을 통해 구해진다.

$$v_n = \frac{101.3 v_n'}{(1+x)P} \dots\dots\dots (2)$$

- Q : 풍량(m^3/s)
- C_d : 노즐의 유량 계수 (Table 1 및 Fig. 3에 따른다)

노즐의 유량 계수 C_d 값은 노즐 지름에 있어서의 레이놀즈수 Re 에 따라서 결정된다. 또한 노즐 지름이 127 mm 이상이면 0.99로 보아도 지장이 없다. 다만, 노즐의 지름이 127 mm 미만인 경우 또는 보다 정확한 값을 필요로 할 때에는 식 (3)으로 Re 를 산출하고, 결과 값에 따라서 Fig. 1로부터 C_d 값을 구한다.

- A : 노즐의 단면적(m^2)
- Δh_p : 노즐을 통과할 때의 정압차(kPa) 또는 노즐 전단부 목 부분의 속도 수두
- v_n : 노즐 전단부 공기의 비체적(m^3/kg)
- v_n' : 노즐 전단부 공기의 건구 온도 및 습구 온도에 따라 공기 선도표에서 구한 공기의 비체적(m^3/kg)
- P : 노즐부의 기압이 $3kPa$ 이상의 차가 없을 때에는 v_n' 은 간단하게 v_n 과 같다고 보아도 무방하다.
- x : 노즐 전단부의 공기의 절대 습도(kg/kg')
- 비고 : 기호 kg' 은 습한 공기의 각 양을 여기에 포함되어 있는 건조한 공기 $1kg$ 당에 대하여 나타낸 것을 표시한다.

레이놀즈 수 및 유량 계수는 식 (3)에 따라 산출한다.

$$Re = \frac{V_n \times D_n}{\nu} \dots\dots\dots (3)$$

- Re : 레이놀즈 수
- V_n : 노즐 지름의 유속(m/s)
- D_n : 노즐의 지름(m)
- ν : 공기의 동점성(점도) 계수(m^2/s)



Fig. 1 Psychrometric chamber and cord tester

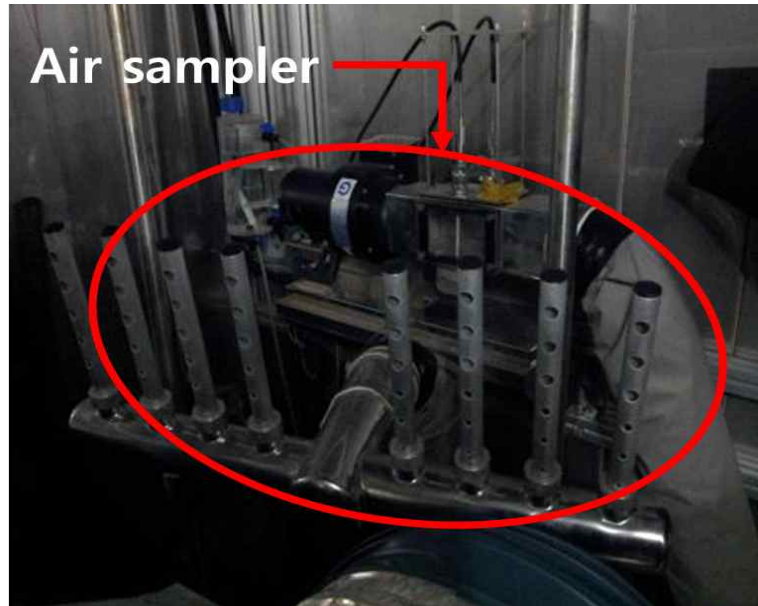


Fig. 2 Air sampler to measure the air quality

Table 1 Flow coefficient of the nozzle(C_d)

Reynolds number(Re)	Flow coefficient(C_d)
50,000	0.97
100,000	0.97
150,000	0.98
200,000	0.98
250,000	0.99
300,000	0.99
400,000	0.99
500,000	0.99

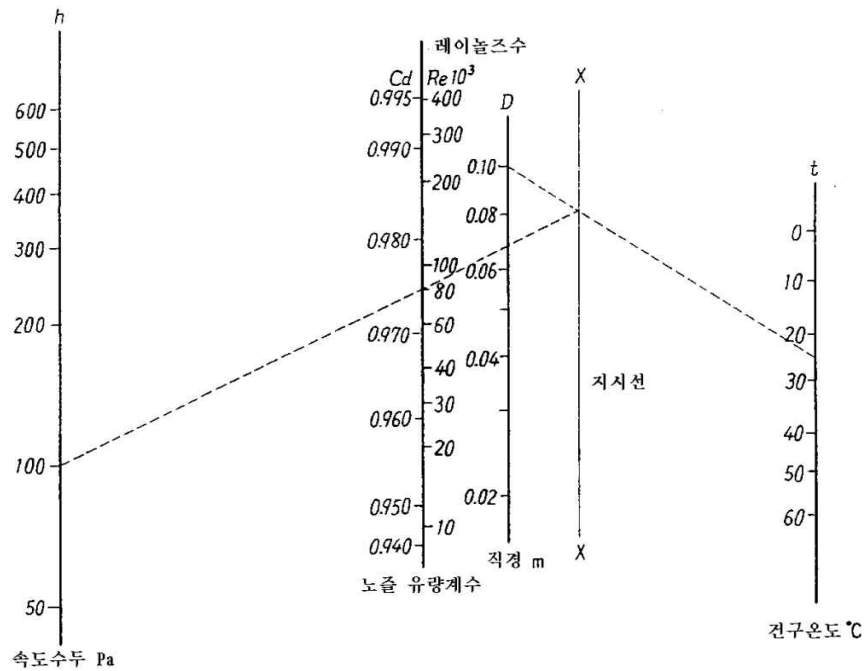


Fig. 3 Calculation chart to determine the flow coefficient of a nozzle

2.2 실험장치

본 연구에서 사용된 노즐의 제작을 위한 사전연구로 Converging part의 길이 변화에 따른 시뮬레이션을 실시한 결과, Converging part의 길이가 10 mm일 때 Diverging part에 냉각효과를 미치는 구간이 가장 길다는 결과를 알 수 있었다. 시뮬레이션 결과를 바탕으로 Converging part의 길이는 10 mm이며 노즐의 직경은 1 mm인 수렴-발산 노즐을 제작하였다. 노즐의 설계 도면을 Fig. 4에 나타내었으며, 노즐 전단에 볼밸브를 연결하여 노즐 단면적의 변화에 따른 냉각면적의 차이를 알 수 있도록 하였다.

본 연구는 수렴-발산노즐을 사용하여 작동유체에 따른 노즐 입구 측 변화에 따른 Diverging part에서의 냉각효과 및 냉동기기의 성능평가를 위하여 3가지 실험장치를 제작하였다.

첫 번째로 작동유체를 공기로 하는 1개의 수렴-발산 노즐로 이루어진 시스템을 구성하였다. 실험장치는 공기 압축기(Air compressor), 노즐의 입구 온도 제어를 위한 저온 순환 항온 수조(Low temperature circulation bath), 열교환기(Heat exchanger), 공기 저장 탱크(Air receiver tank) 그리고 노즐 입구의 압력 및 유량의 조절을 위한 공기 레귤레이터(Air regulator)로 구성되어 있으며, Fig. 5의 (a)에서 (e)로 나타내었다.

저온 순환 항온 수조 및 공기 레귤레이터를 사용해 운전환경을 제어하였다. 항온 수조 내부의 순환 모터를 통해 수조 내 냉각수의 온도 분포를 고르게 하였고 냉각수 온도를 PID 제어로 조절하였으며, 공기 레귤레이터를 사용하여 압력 및 유량을 조절하였다.

공기를 작동유체로 사용하기 때문에 10 L 용량의 공기 저장 탱크를 공기 압축기 전단에 설치하였다. 공기 저장 탱크는 압축기에서 압축 공기가 토출될 때 압이 일정하지 않는 현상인 맥동현상을 잡아주고 순간적으로 공기 압축기의 용량을 초과해서 공기를 사용하는 경우에 대비하여 압력 강하를 완화시켜주며, 기름 및 응축수를 분리시켜준다.

두 번째로 작동유체를 냉매(R-134a)로 하여 5개의 수렴-발산 노즐을 사용한 시스템을 구성하였다. 시스템에 냉매를 충전하기 위해 진공펌프를 사용하여 배관

내부를 진공상태로 만들고 매니폴드 게이지(Manifold gauge)를 사용하여 냉매를 충전하였다.

노즐의 단면적의 차이에 따른 차이를 비교하기 위해 각각의 노즐 전단에 볼밸브를 연결하였다. 실험장치는 2개의 수냉식 판형 열교환기(Plate type heat exchanger), 칠러(Chiller), 압축기(Compressor)로 구성되어 있으며, 각각의 실험장치는 Fig. 6의 (a)에서 (c)로 나타내었다.

냉동시스템의 운전환경을 제어하기 위한 설비는 증발기의 온도를 조절하기 위한 항온 수조 및 응축기의 냉각수를 공급할 수 있는 칠러(Chiller)가 있다. 먼저, 증발기에 설치한 항온 수조는 100 L 용량의 수조에 3 kW급의 전기히터를 설치하여 부하 온도를 조절하였다. 그리고 응축기에 공급하는 냉각수의 온도를 유지하기 위해서 3.7 kW급의 칠러를 설치하여 응축기에 공급하는 냉각수 온도를 조절하였다.

마지막으로 노즐을 Fin-tube 열교환기에 부착하여 냉방 성능을 알아보기 위해 기존의 냉매를 사용한 시스템에서 증발기와 노즐을 챔버 내부로 이동시켜 시스템을 수정하였다. Fig. 7은 풍량의 조절을 위해 Cord tester와 연결된 최대 풍량 40 CMM 터보 송풍기이며, Fig. 8은 Fin-tube 열교환기이다. 이외의 실험장치는 기존 판형열교환기 실험의 실험장치와 동일하다.

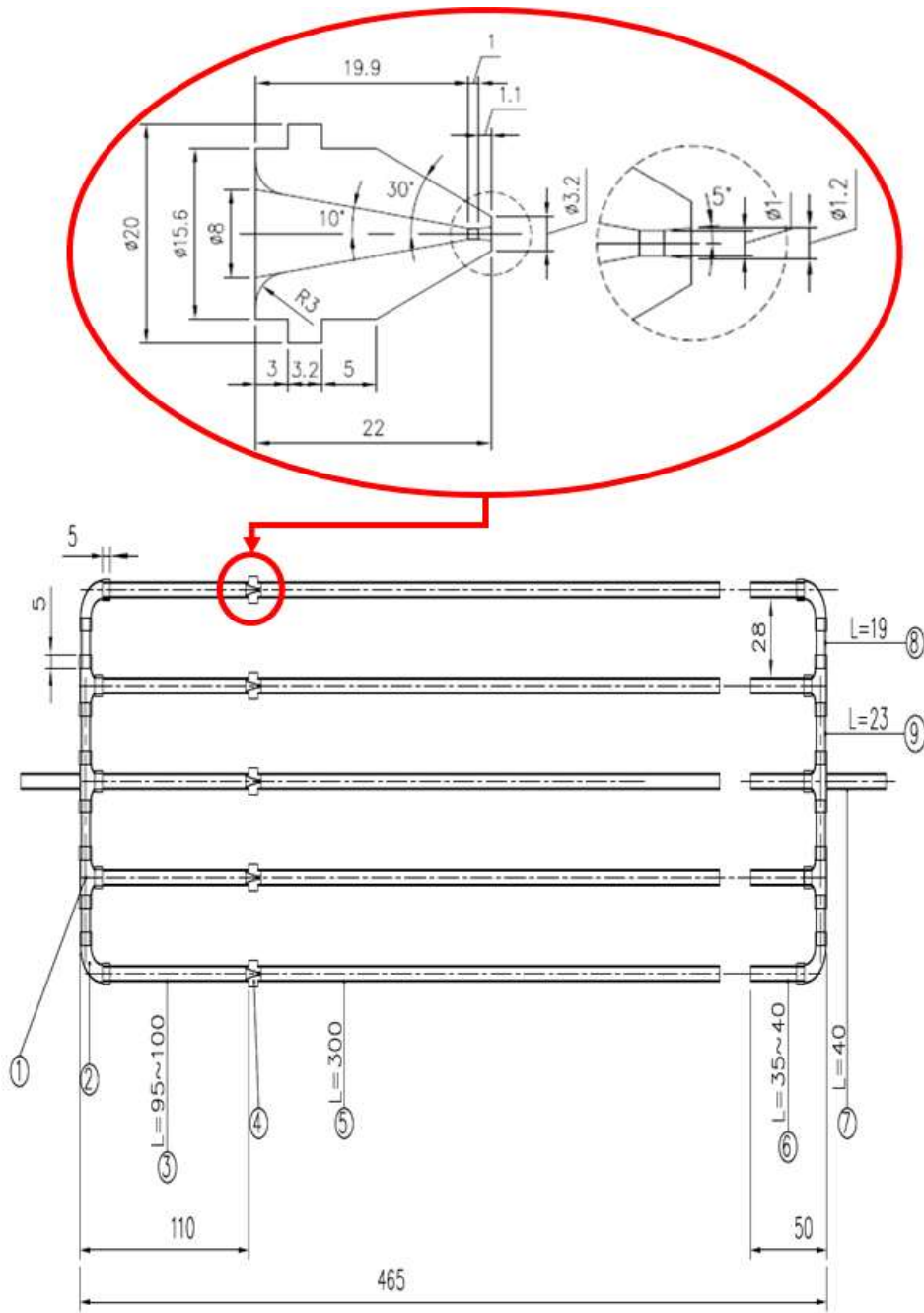


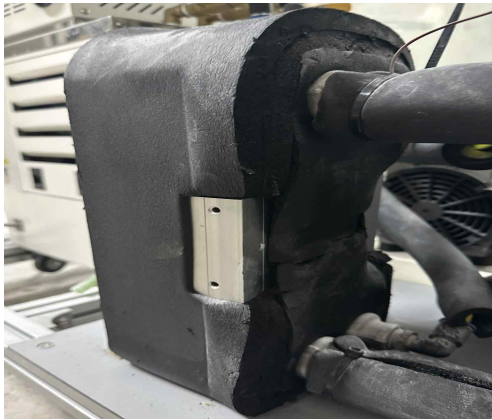
Fig. 4 Design drawing for the converging part of 5 nozzles



(a) Air compressor



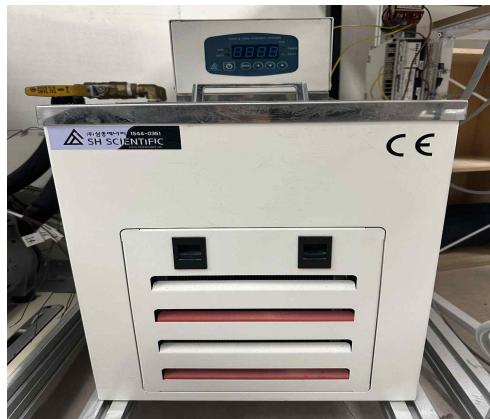
(b) Air receiver tank



(c) Heat exchanger



(d) Air regulator



(e) Circulation bath

Fig. 5 Experimental equipments using air as a working fluid



(a) Plate type heat exchanger



(b) Chiller



(c) Compressor

Fig. 6 Experimental equipments for measure the cooling effect according to the cross-sectional area of the nozzles



Fig. 7 Turbo blower



Fig. 8 Fin-tube heat exchanger

2.3 계측장치

작동유체가 공기인 시스템의 온도와 압력을 측정하기 위하여 응축기, 수렴-발산 노즐의 입·출구 배관에 부착 및 삽입하였다. 또한 수렴-발산 노즐을 통과하는 냉각면적을 확인하기 위해 Diverging Part의 전단에서부터 5 mm 간격으로 7개의 온도센서를 부착하였다. 온도센서는 T-type 열전대를 사용하였고, 0~16bar까지 측정 가능한 압력계를 사용하였다. Fig. 9의 (a)는 연구에서 사용된 압력센서이다.

Fig. 9의 (b)와 같이 질량 유량계를 설치하여 공기의 유량을 측정하였고, 사이트글라스(Sight glass)를 설치하여 공기의 흐름을 확인할 수 있도록 하였다. 질량 유량계는 최대 50 LPM까지 측정 가능하고 오차범위는 Full scale에서 $\pm 0.3\%$ 이며, 소비전력은 전력량 변환기(Watt transducer)를 이용하여 측정하였다.

각각의 계측장치에서 측정되는 값은 30채널을 갖는 자료수집기(Data logger)를 사용하여 컴퓨터와의 네트워크를 통해 실시간 모니터링 및 데이터가 저장되도록 하였으며, 각각의 계측기 사양을 Table 2에 정리하였다.

냉매를 작동유체로 한 수렴-발산 노즐의 냉각면적을 확인하고자 Diverging Part의 전단에서부터 30 mm 간격으로 5개의 온도센서를 부착하였으며, 실험에 사용된 모든 온도는 T-type의 열전대를 사용하여 측정하였다. 0~1000 psig까지 측정이 가능한 압력센서를 사용하며 오차범위는 Full scale에서 $\pm 0.13\%$ 이고, Fig. 10의 (a), (b)에 연구에 사용된 온도센서와 압력센서의 그림을 나타내었다.

냉동시스템 내의 냉매유량은 응축기 후단에 냉매 질량유량계(Mass flow meter)를 설치하여 냉매의 유량을 측정하였다. 냉매 질량유량계는 측정유량이 50 kg/min, 오차범위가 Full scale에서 0.014%이며, Fig. 10의 (c)에 설치 그림을 나타내었다. 그리고 증발기의 열량 측정 및 운전환경 제어를 위해 항온 수조의 물을 증발기에 공급하기 위하여 펌프를 설치하였다. 또한 증발기의 전단과 후단에 온도센서 및 유량범위가 3~20 LPM까지 측정이 가능한 질량유량계를 통해 물의 유량을 파악하였으며, 이를 Fig. 10의 (d)에 나타냈다. 각각의 계측장치에서 측정되는 값은 50채널을 갖는 자료수집기(Data logger)를 사용하여 데이터를 저장하였으며, 각 계측기의 사양을 Table 3에 정리하였다.



(a) Pressure sensor



(b) Mass flow sensor(Air)

Fig. 9 Measuring device provided to measure the cooling effect of a diverging part

Table 2 Specification of measurement device(Working fluid: Air)

Sensor	Specification	
Temperature	Type	T-type
	Range	-200~400℃
	Accuracy	±1~3 %
	Thickness	0.32 mm
Pressure	Manufacture	Daho
	Model	PA-21Y
	Range	0~16 bar
	Accuracy	±0.25% FS
	Output	4~20 mA
Watt transducer	Type	Watt Transducer
	Manufacture	Light Star
	Model	KTG-1262S
	Load	0~500 Ω
	Accuracy	±0.25%
	Source	AC 90~260 V ± 10%(50/60 Hz)
	Output	DC 4~20 mA 21(+), 22(-)
Air mass flow rate	Manufacture	Suto
	Range	0~50 LPM
	Accuracy	± (3.0% of reading + 0.3% FS)
	Pressure	16 bar
	Connection	8 mm
	Power	24 VDC
	Output	4~20 mA



(a) Temperature sensor



(b) Pressure sensor



(c) Mass flow sensor
(Refrigerant)



(d) Mass flow sensor
(Water)

Fig. 10 Measuring devices provided to measure the cooling effect according to the cross-sectional area of the nozzles

Table 3 Specification of measurement device(Working fluid: R-134a)

Sensor	Specification	
Temperature	Standard	28G
	Type	T-type
	Rang	-200~400℃
	Accuracy	±1~3%
	Thickness	0.32 mm
Pressure	Manufacture	Setra
	Model	C206
	Type	Gage pressure
	Range	0~10000 psig
	Accuracy	±0.13% FS
	Output	4~20 mA
Refrigerant mass flow rate	Excitation	24 VDC Only
	Fluid	Refrigerant
	Nominal flow rate	50 kg/min
Water flow rate	Accuracy	±0.02%
	Range	3~20 LPM
	Accuracy	±1%
	Pressure	20 bar
	Connection	1/2 "
	Power	24 VDC
	Output	4~20 mA

2.4 실험조건 및 실험방법

공기를 작동유체로 한 첫 번째 연구는 수렴-발산 노즐을 사용하였을 때 노즐 입구의 온도와 압력 및 유량에 따른 냉각효과 변화에 대해 알아보하고자한다. 실험에 앞서 본 연구에서의 공기는 질소, 산소 및 아르곤으로만 이루어졌다고 가정하였다. 작동유체인 공기의 온도는 저온 순환 항온 수조에서 온도 조절된 냉각수와 공기가 콘덴서에서 열 교환을 하며 조절하였으며, 압력 및 유량은 레귤레이터를 사용하여 조절하였다. 단열을 위해 실험장치의 전반부에 두께 13 mm의 보온재를 덮었으며, 실험의 측정 시간은 운전조건이 안정된 상태에서 1초 간격으로 30분간 측정하였다. Fig. 11 및 Fig. 12는 실험장치의 개략도 및 설치된 모습이다.

노즐 입구의 온도를 25℃, 30℃, 35℃ 및 40℃로 고정시킨 상태일 때 노즐 입구의 공기 압력을 1 bar, 2 bar, 3 bar, 4 bar, 5 bar, 6 bar 및 7 bar로 변화시켜 노즐 입구의 온도 및 압력에 따른 실험을 진행하였다. 또한 노즐 입구의 온도를 동일하게 고정시킨 상태에서 노즐 입구를 통과하는 공기의 유량을 10 LPM, 30 LPM 및 50 LPM로 변화시켜 실험을 진행하였다. Table 4에 실험조건을 정리하였다.

두 번째 연구는 작동유체가 냉매(R-134a)인 실험장치를 제작하여 냉매 충전량, 응축기 및 증발기에 공급되는 냉각수 및 열원수의 온도 따른 노즐의 단면적별 냉각효과 및 냉동사이클의 성능계수에 대해 알아보하고자한다. 시스템의 개략도 및 설치된 모습은 Fig. 13 및 Fig. 14에 나타내었다. 응축기로 공급되는 냉각수의 온도는 칠러를 사용하여 조절하였으며, 전기히터를 사용하여 항온 수조 내의 증발기(판형 열교환기)로 유입되는 열원수의 온도를 조절하였다. 실험장치의 전반부에 두께 13 mm의 보온재를 덮었으며, 실험의 측정 시간은 운전조건이 안정된 상태에서 1초 간격으로 10분간 측정하였다.

냉매 유량은 11.3g/s, 15.5g/s, 18.5g/s, 20.3g/s, 21.1g/s 및 22.2g/s로 변화시켰으며, 5개의 수렴-발산 노즐 전단의 밸브로 노즐의 단면적을 조절하였다. 또한 2차 측인 응축기로 유입되는 냉각수의 온도를 35℃로 고정하였으며, 증발기로 공급되는 냉각수의 온도를 5℃, 10℃, 15℃, 20℃, 25℃ 및 30℃로 변화시켜 실험을 진행하였다. Table 5에 실험조건을 정리하였다.

마지막으로 두 번째 연구를 통해 도출된 결과를 바탕으로 증발기(Fin-tube 열교환기)의 입구에 수렴-발산 노즐을 부착하였을 때의 냉동사이클의 성능계수를 알아보았다. 실험을 위해 증발기와 노즐을 챔버 내부로 옮겨 실험장치를 수정한 뒤 실험을 진행하였으며, 실험의 측정 시간은 운전조건이 안정된 상태에서 1초 간격으로 10분간 측정하였다. Fig. 15는 시스템의 개략도이며, Fig. 16는 수렴-발산 노즐이 부착된 증발기이다. 증발기의 열량 측정을 위하여 증발기 및 수렴-발산 노즐을 환경 챔버 내의 Cord tester에 부착하였다.

KS C 9306[17]의 냉방 표준 능력 시험조건에 근거하여 응축기로 유입되는 냉각수의 온도는 35℃, 챔버 내부의 온도는 실내 측 공기상태 조건인 27℃를 기준으로 하여 22℃, 27℃ 및 32℃로 하였다. 실험장비에 충전되는 냉매의 유량은 13.5g/s, 14.4g/s 및 14.6g/s이며, Cord tester의 풍량은 7 CMM 및 10 CMM이다. Table 6에 실험조건을 정리하였다.

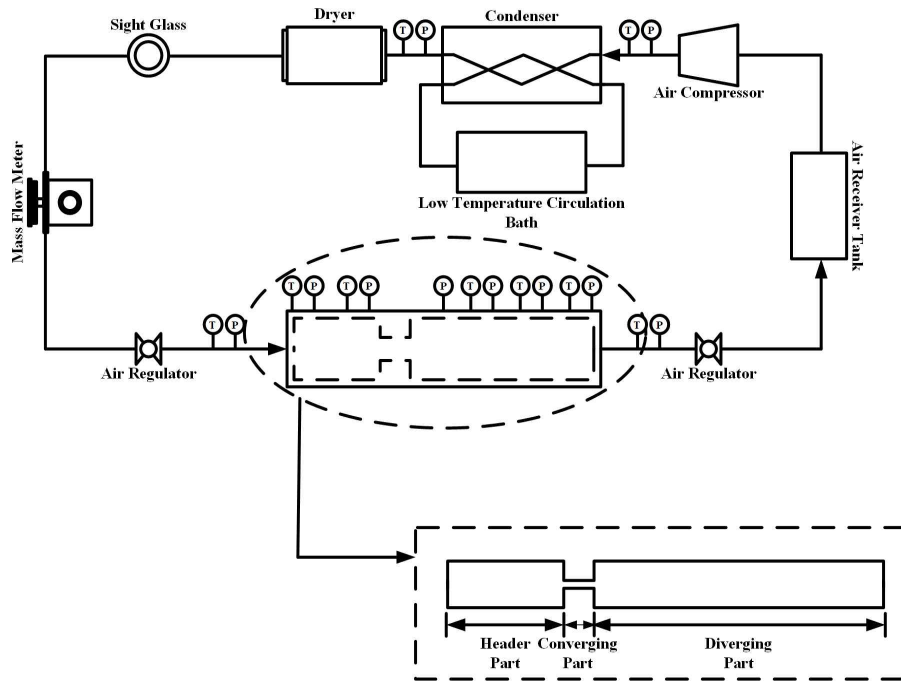


Fig. 11 Schematic diagram of measure the cooling effect of a diverging part



Fig. 12 Measure the cooling effect of a diverging part

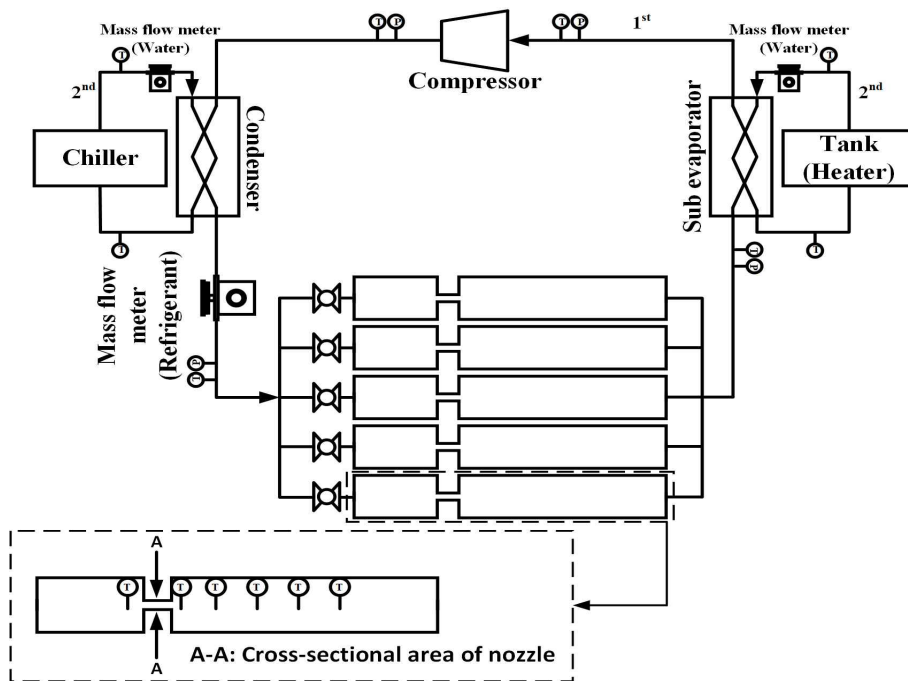


Fig. 13 Schematic diagram of measure the cooling effect according to the cross-sectional area of the nozzles

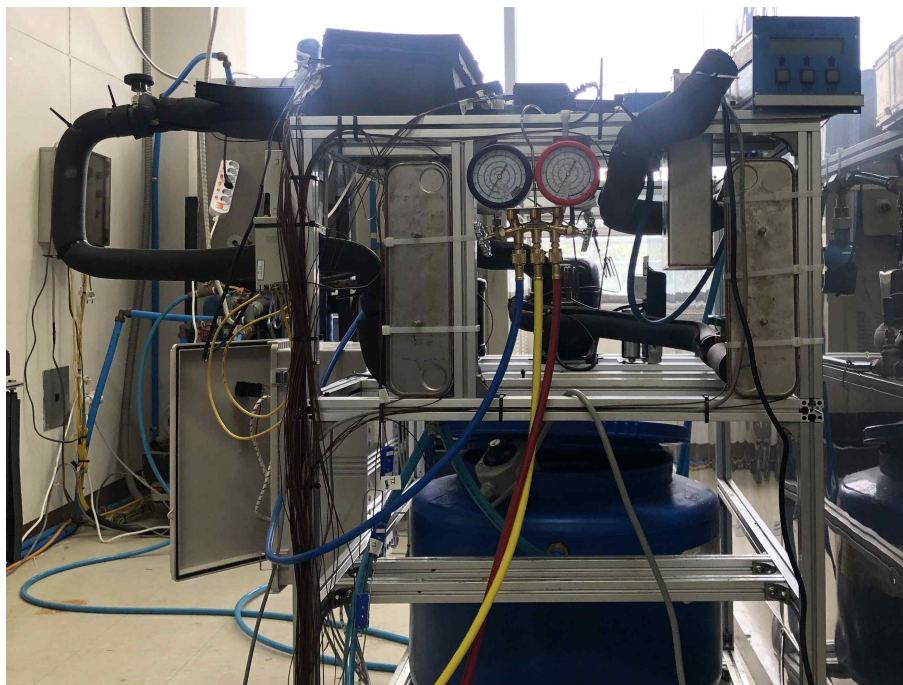


Fig. 14 Measure the cooling effect according to the cross-sectional area of the nozzles

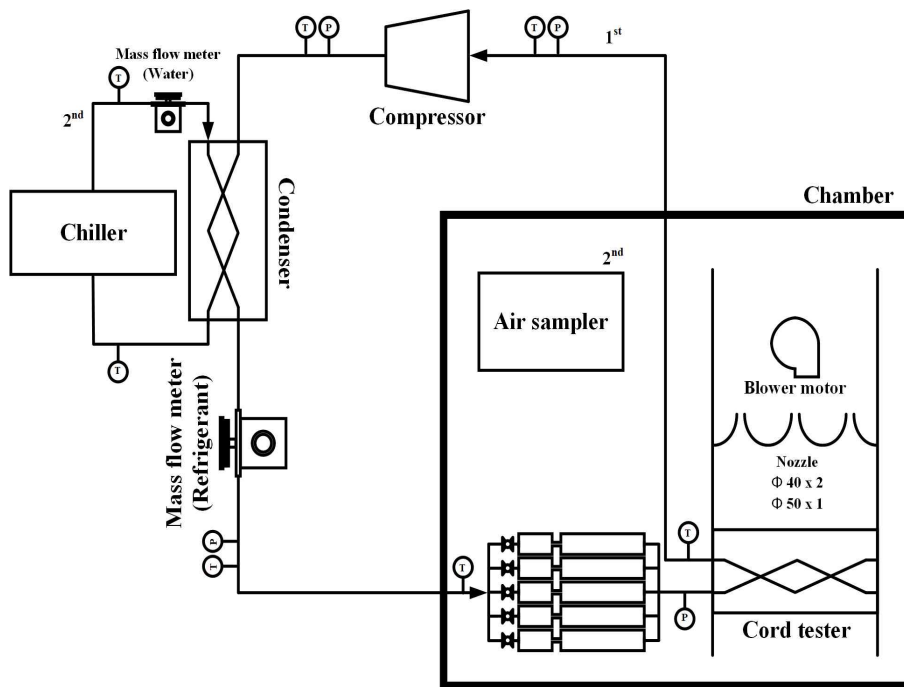


Fig. 15 Schematic diagram of measure the cooling effect when nozzles are attached to the evaporator



Fig. 16 Measure the cooling effect when nozzles are attached to the evaporator

Table 4 Test conditions of the experiments

1) Nozzle inlet temperature and pressure

Temperature(°C)	Pressure(bar)
25	1, 2, 3, 4, 5, 6, 7
30	
35	
40	

2) Nozzle inlet temperature and air flow rate

Temperature(°C)	Air flow rate(LPM)
25	10, 30, 50
30	
35	
40	

Table 5 Test conditions of experiment test using plate heat exchanger

Cooling water temperature(°C)	Sub-evaporator 2 nd side inlet temperature(°C)	Cross-sectional area of nozzle(m ²)	Mass flow rate(g/s)
35	5, 10, 15, 20, 25, 30	0.785, 1.571, 2.356, 3.142, 3.927	11.3
			15.5
			18.5
			20.3
			21.1
			22.1

Table 6 Test conditions of experiment test using fin-tube heat exchanger

Cooling water temperature (°C)	Inside of chamber temperature (°C)	Cross-sectional area of nozzle (m ²)	Mass flow rate (g/s)	Cord tester air flow rate (CMM)
35	22, 27, 32	0.785, 1.571, 2.356	13.5,	7
			14.4,	
			14.6	10

Ⅲ. 결과 및 고찰

3.1 성능계수

냉동기의 효율은 성능계수로 나타내고 있다. 성능계수 COP(Coefficient of Performance)는 종래의 시험방법에서는 정격 조건에서 얻은 오직 하나만의 성능을 제시하는 방법이다. Fig. 17과 같이 동력(A_w)을 공급 받아 저 열원(q_2)으로부터 열을 흡수하여 고 열원(q_1)으로 방출하므로 열기관과 다르게 그 양부를 판단한다. 식(4)은 냉동 사이클의 성능계수이며 COP_c 로 나타내었다.

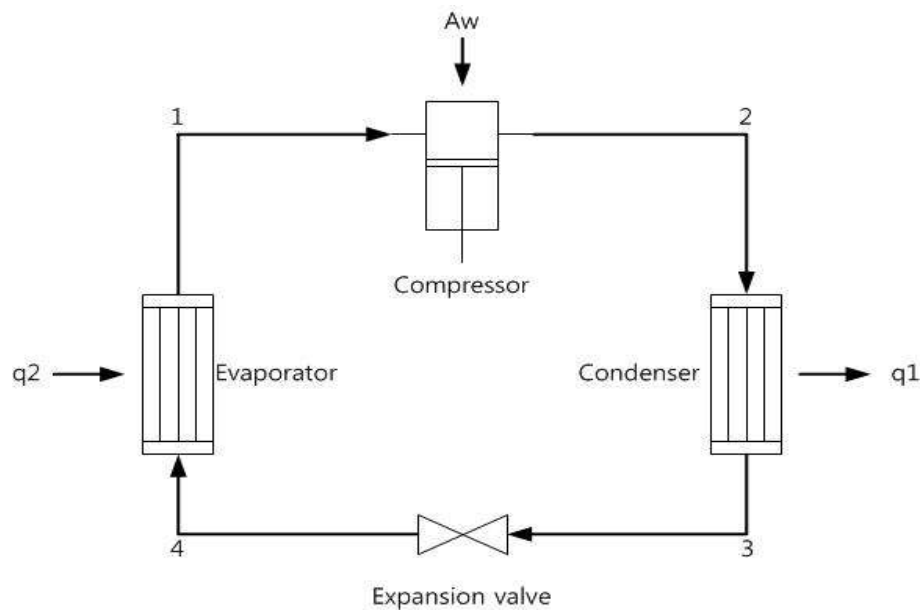


Fig. 17 Schematic diagram of refrigerator

$$COP_c = \frac{Q}{W} \dots\dots\dots (4)$$

3.2 공기를 작동유체로 한 수렴-발산 노즐 내 Diverging part의 냉각효과

본 연구에서는 공기를 작동유체로 사용하였으며, Diverging part내에서의 냉각 효과를 파악하기 위하여 실험을 진행하였다. 노즐 입구의 온도를 25℃, 30℃, 35℃ 및 40℃로 고정시킨 상태에서 노즐 입구의 공기 압력을 1 bar, 2 bar, 3 bar, 4 bar, 5 bar, 6 bar 및 7 bar로 변화시키고, 동일한 노즐 입구의 온도 조건일 때 노즐 입구를 통과하는 공기의 유량을 10 LPM, 30 LPM 및 50 LPM으로 변화시켜 실험을 진행하였다.

실험결과 노즐 입구의 온도를 조절하는 항온 수조의 최대 설정 온도를 초과하게 되어 온도 및 압력에 따른 냉각효과를 입구 온도 30℃일 때 1 bar, 35℃일 때 1 bar 및 2 bar, 40℃일 때 1 bar, 2 bar 및 3 bar 그리고 35℃ 및 40℃일 때 10 LPM의 실험은 진행하지 못하였다.

Fig. 18에서 21까지는 각각 노즐 입구를 통과하는 공기의 온도를 25℃, 30℃, 35℃ 및 40℃로 하였을 때 노즐 입구의 압력별 Diverging part의 온도 변화에 대한 그래프이다. Converging part를 통과한 공기의 온도가 급격히 감소하며, Diverging part의 후단으로 갈수록 열 교환이 이루어지면 온도가 서서히 보상되는 것을 알 수 있다. 노즐 입구의 공기 압력이 증가할수록 Diverging part 내 냉각면적 및 냉각효과 또한 증가하였다. 노즐 입구 압력이 7 bar일 때 Diverging part 입구에서부터 약 15 mm까지 냉각효과가 발생함을 알 수 있다.

Fig. 22는 노즐 입구의 온도 및 압력 변화별 노즐 Converging part에서 토출되는 유속의 변화를 나타내었다. 아음속구간(마하수 0.5 ~ 0.7미만)에 해당되는 노즐 입구의 온도가 25℃일 때 압력이 1 bar인 경우의 유속(172.8 m/s)과 천음속구간(마하수 0.7 ~ 1미만)인 입구 온도 30℃일 때 압력이 2 bar인 경우의 유속(311.7 m/s)을 제외한 실험조건의 유속이 초음속(마하수 1 ~ 5 미만)구간에 해당되었다.

Fig. 23에서 26까지는 노즐 입구 공기의 온도를 25℃, 30℃, 35℃ 및 40℃로 고정시킨 상태에서 노즐 내의 유량을 변화시켰을 때의 Diverging part의 온도 변화를 나타낸 그래프이며, Converging part를 통과한 공기의 온도가 감소한 뒤 점차 보상되는 것을 알 수 있다. 노즐 내의 유량이 증가할수록 Diverging part의 냉각

면적이 넓어지고 유량을 50 LPM까지 증가시켰을 때 Diverging part 입구에서 약 15 mm까지 공기의 온도 강하가 발생하였다.

노즐내의 공기의 유량을 증가시키기에 따라 냉각효과 또한 증가하는 것을 알 수 있다. 공기의 유량이 10 LPM, 30 LPM 및 50 LPM일 때 노즐의 Converging part를 통과하는 공기의 유속은 각각 약 210 m/s, 630 m/s 및 1070 m/s이다. 따라서 유량이 30 LPM 및 50 LPM일 때의 유속이 초음속 구간에 해당되었다. Fig. 27은 노즐의 입구에서 Diverging part까지의 압력 변화에 대해 나타내었다. 노즐의 입구와 Converging part를 통과한 압력은 유량이 10 LPM일 때 각각 0.985 bar에서 0.54 bar, 유량이 30 LPM일 때 3 bar에서 0.63 bar 그리고 유량이 50 LPM일 때 4.76 bar에서 0.765 LPM으로 감소하였다. 노즐의 입구 대비 Converging part 후단의 압력을 공기의 유속이 초음속 구간에 해당되는 구간인 30 LPM 및 50 LPM와 천음속 구간인 10 LPM을 비교하였을 때 초음속일 경우의 Diverging part 입구에서의 압력이 급격히 하강하는 현상을 보였으며, 이러한 압력의 하강은 Diverging part내의 냉각효과로 이어졌습니다.

실험 결과 노즐의 Converging part를 통과하는 공기의 온도, 압력 및 유량이 증가할수록 Diverging part의 입구로부터 냉각이 되는 길이와 냉각 효과가 증가하였다. 특히 Converging part를 통과하는 공기의 유속이 Diverging part내의 냉각효과 및 냉각면적에 가장 영향을 끼쳤으며, 공기의 유속이 초음속일 경우 아음속 및 천음속에 비해 냉각효과가 현저히 증가하는 것을 알 수 있었다. Fig. 28은 열화상 카메라를 이용하여 촬영한 수렴-발산 노즐의 온도변화이다.

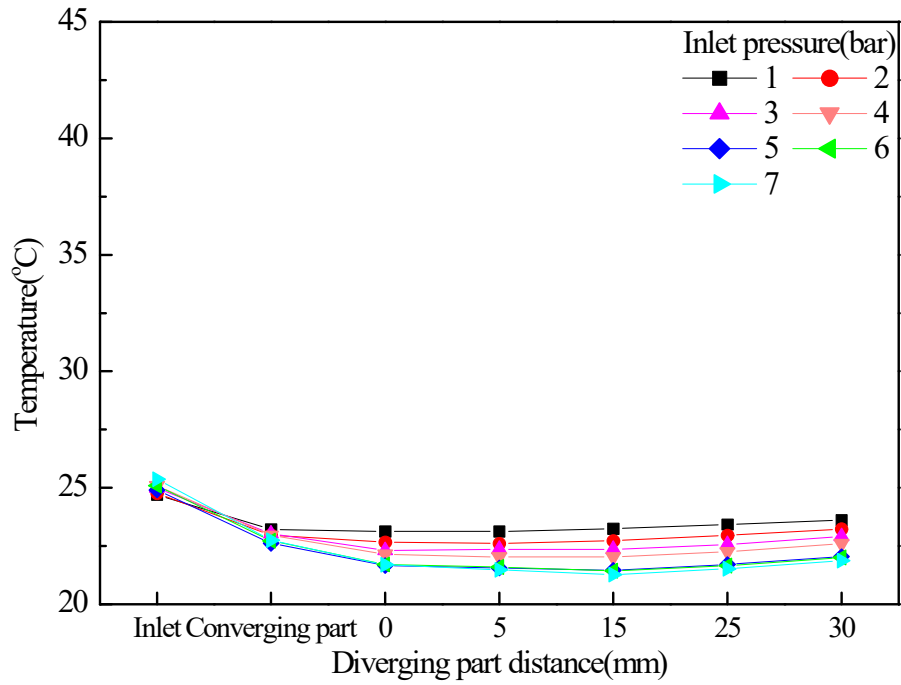


Fig. 18 Variations of temperature in the nozzle according to the pressure at the nozzle inlet(Inlet temperature: 25°C)

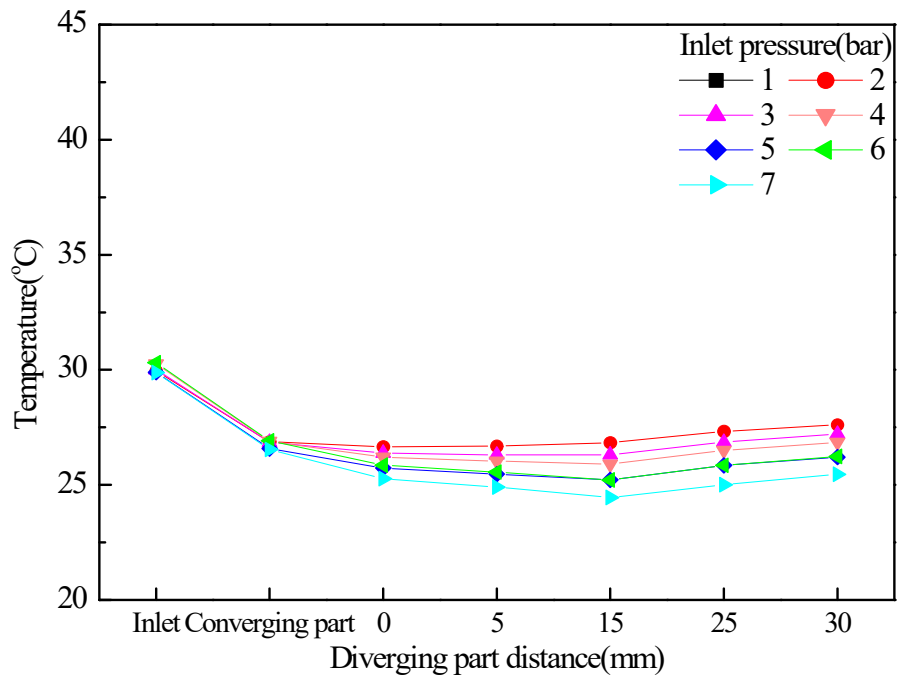


Fig. 19 Variations of temperature in the nozzle according to the pressure at the nozzle inlet(Inlet temperature: 30°C)

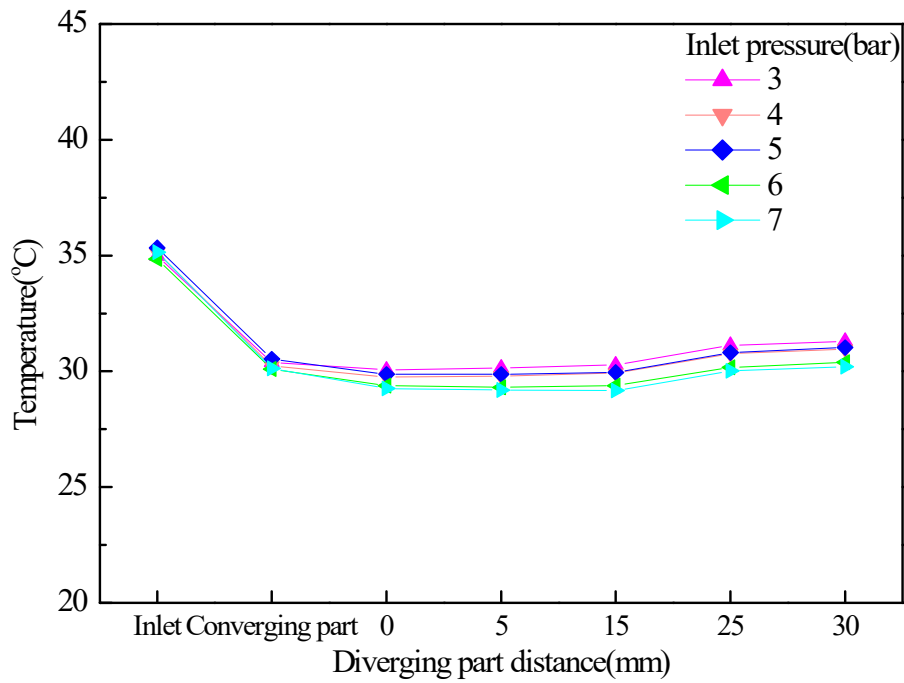


Fig. 20 Variations of temperature in the nozzle according to the pressure at the nozzle inlet(Inlet temperature: 35°C)

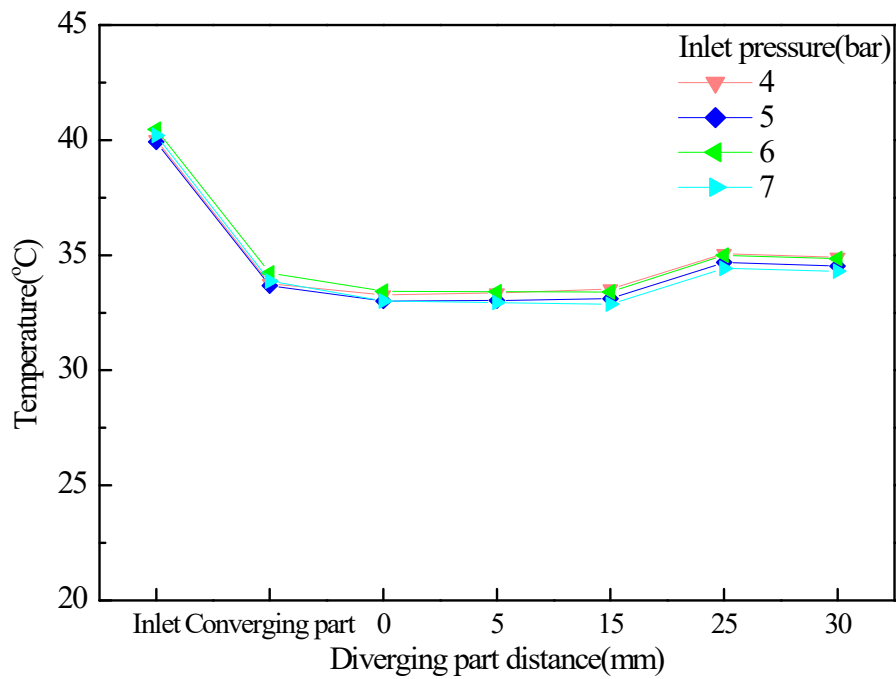


Fig. 21 Variations of temperature in the nozzle according to the pressure at the nozzle inlet(Inlet temperature: 40°C)

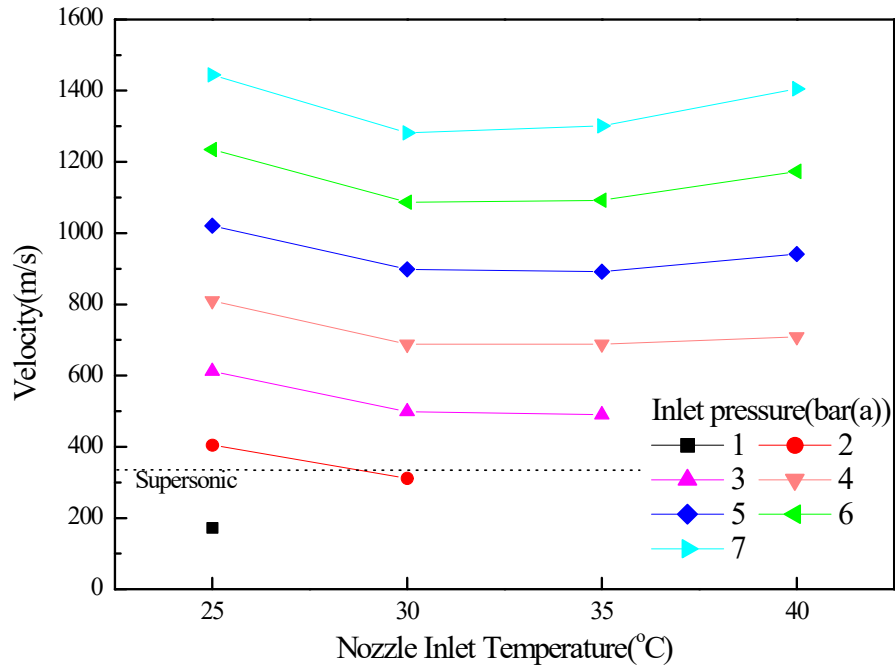


Fig. 22 Variations of flow velocity in the converging part according to the pressure at the nozzle inlet

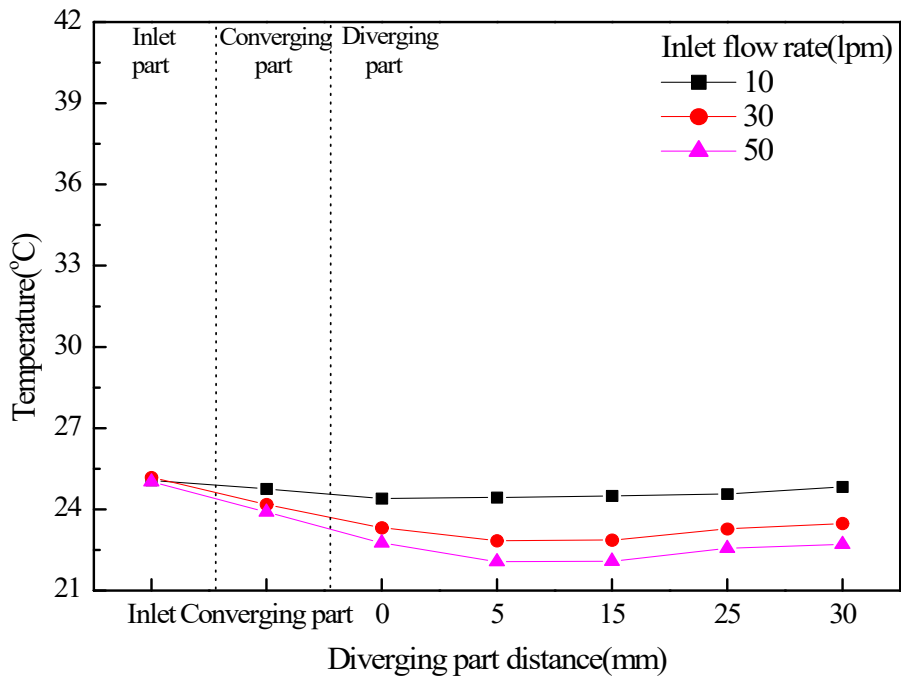


Fig. 23 Variations of temperature in the nozzle according to the flow rate (Inlet temperature: 25°C)

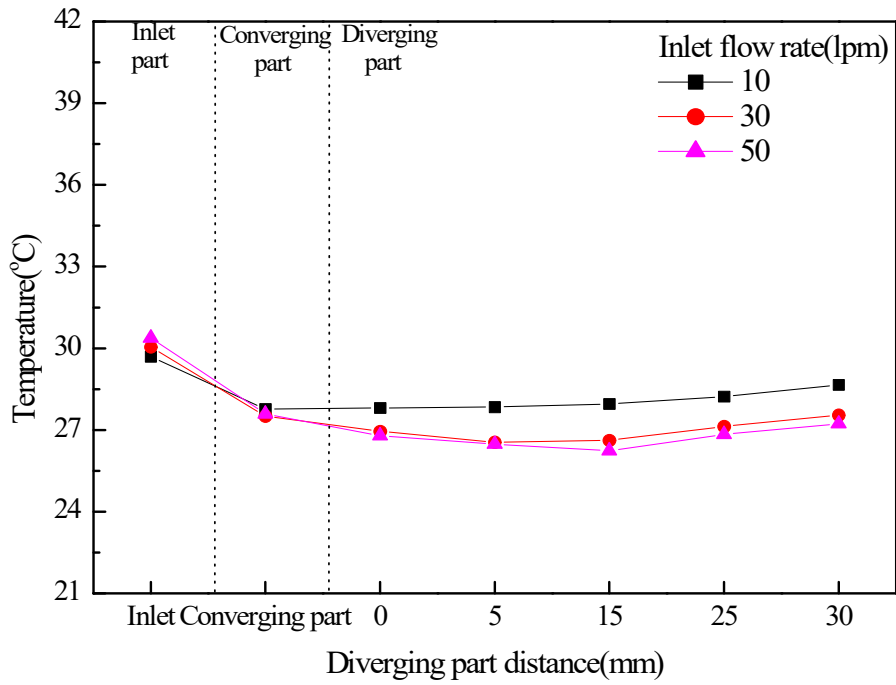


Fig. 24 Variations of temperature in the nozzle according to the flow rate(Inlet temperature: 30°C)

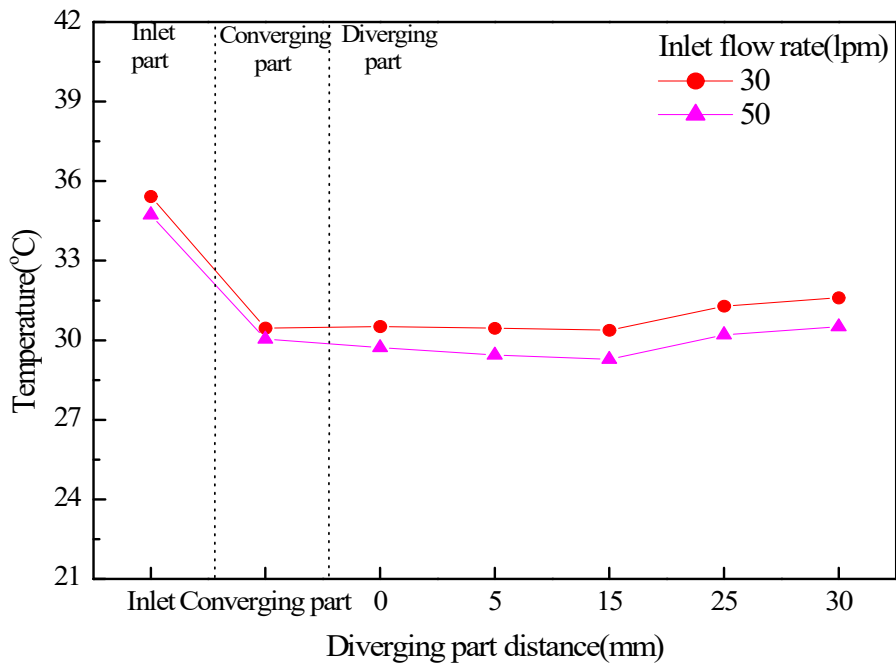


Fig. 25 Variations of temperature in the nozzle according to the flow rate(Inlet temperature: 35°C)

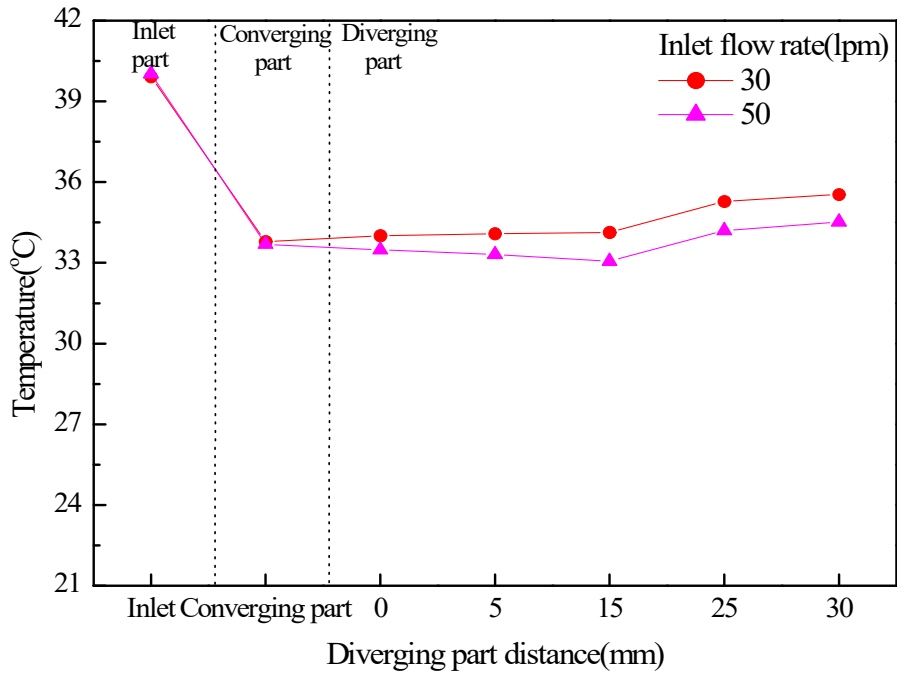


Fig. 26 Variations of temperature in the nozzle according to the flow rate(Inlet temperature: 40°C)

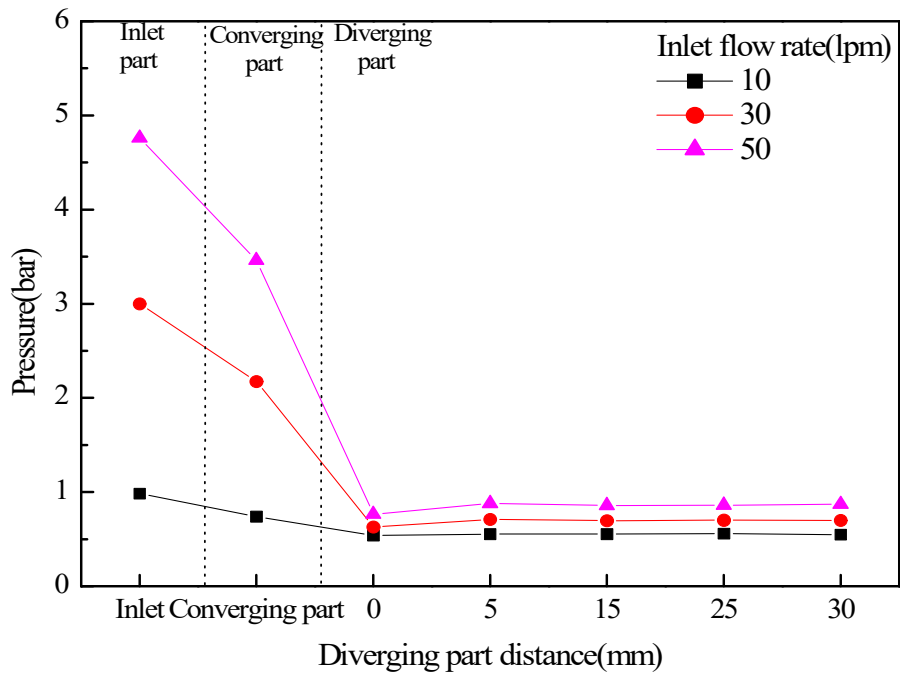


Fig. 27 Variations of pressure in the nozzle according to the flow rate

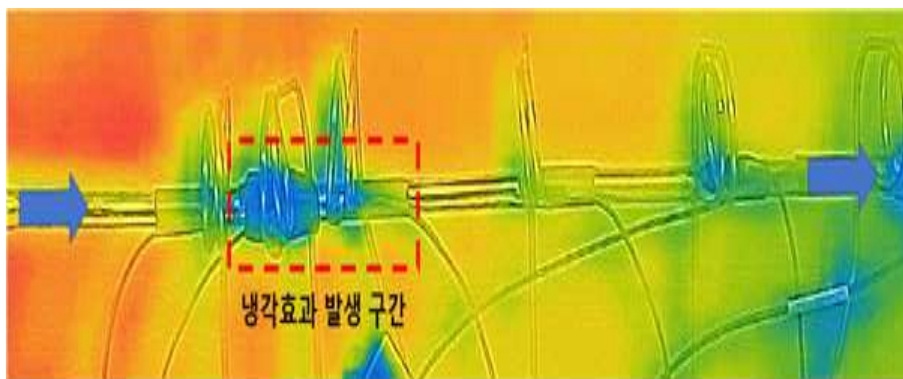


Fig. 28 Variation of the temperature of converging-diverging nozzle captured by a thermal imaging camera

3.3 R-134a를 작동유체로 한 노즐의 단면적별 냉각효과 및 냉동 사이클의 성능계수

선행연구를 통해 수렴-발산 노즐을 통과한 유체의 온도가 하강함을 보였기 때문에 노즐의 개수를 5개로 증가시키고, 작동유체를 냉매(R-134a)로 변경하여 실험을 진행하였다. 응축기로 유입되는 냉각수의 온도를 35℃로 고정시킨 상태에서 증발기로 공급되는 열원수의 온도를 5℃, 10℃, 15℃, 20℃, 25℃ 및 30℃로 변화시키고 냉매의 유량을 11.3 g/s, 15.5 g/s, 18.5 g/s, 20.3 g/s, 21.1 g/s 및 22.1 g/s로 하였다. 본 연구에서는 관형 열교환기를 사용하여 수렴-발산노즐의 단면적에 따른 냉각효과를 알아보는 실험을 진행하였다.

실험결과 노즐을 통과한 냉매의 온도는 하강하였지만 노즐 후단의 온도가 증발기로 공급되는 열원수의 온도보다 높아지는 현상도 발생하였다. 이 경우 증발기에서의 유의미한 열 교환이 이루어지지 않는다고 판단하여 실험결과에서 제외하였다.

Fig. 29에서 34까지는 증발기로 유입되는 열원수(2차 측 유체)를 다르게 했을 때 노즐의 단면적에 따른 노즐 전·후단의 온도 차이를 냉매 유량별로 나타낸 그래프이다. 노즐 전·후단의 온도 차이는 냉매 유량 15.5 g/s, 증발기의 유입온도가 30℃, 노즐을 5개 사용하였을 때 5.1℃로 가장 낮았으며, 동일한 유량에서 증발기 유입온도 5℃, 노즐을 1개 사용하였을 경우 37.3℃로 가장 높게 나타났다. 모든 실험조건에서 노즐을 적게 사용할수록 높은 온도 차이를 보였으며 냉매 유량 11.3 g/s의 경우를 제외하고 냉매 유량 및 사용 노즐이 증가할수록 전·후단의 온도 차는 감소함을 알 수 있었다. 냉매 유량의 차이에 따른 노즐 전·후단의 온도차에 대한 최소·최댓값은 Table 7에 나타내었다.

Fig. 35에서 39까지는 실험을 통한 팽창 온도와 이론상 팽창온도의 엔트로피 비를 통해 팽창효율을 나타내었다. 노즐을 1개 사용하여 냉매 유량이 11.3 g/s 및 22.1 g/s인 경우와 노즐을 2개 사용하여 냉매 유량이 11.3 g/s인 경우를 제외한 모든 조건에서 이론과 실측값이 동일하게(90% 이상) 나타났다.

Fig. 40에서 44까지는 증발기로 유입되는 열원수를 다르게 했을 때 냉매 유량에 대한 냉동기의 성능계수를 노즐의 단면적 별로 나타낸 그래프이다. 냉매 유량을 증가시키며 COP를 계산한 결과 노즐을 1개 사용했을 경우 COP는 유량이

21.1 g/s일 때 까지 증가하다 다시 감소하였다. 노즐을 2개 사용했을 경우 또한 노즐 1개를 사용하였을 때와 동일한 증가 경향을 보였으나 유량이 22.1 g/s인 조건에서 증발기와의 유의미한 열 교환이 이루어지지 않아 정확한 경향은 알 수 없으나 냉매 유량이 20.3 g/s일 때의 COP 대비 21.1 g/s의 COP가 소량 증가한 것을 보아 이후 점차 감소할 것으로 판단된다. 노즐을 3개 사용했을 경우의 COP는 냉매 유량을 15.5 g/s로 하였을 때를 기점으로 하락하는 경향을 띄었다. 냉매 유량 21.1 g/s 및 증발기에 유입되는 열원수의 온도가 30℃의 조건에서 노즐 1개를 사용하였을 때의 COP는 4.34로 가장 높았으며, 동일한 조건에서 노즐 2개를 사용하였을 때의 COP는 4.11로 두 번째로 높았다. 이외 노즐 개수 3, 4 및 5를 사용했을 경우의 COP는 최대 2.91이며, Table 8은 냉매 유량 증가에 따른 COP의 최소·최댓값이다. 실험결과 노즐의 개수를 증가시키며 단면적을 증가시키는 것이 노즐의 성능과 비례하지 않고 오히려 노즐을 1개 및 2개를 사용하였을 때 높은 수준의 성능을 발휘함을 알 수 있었다.

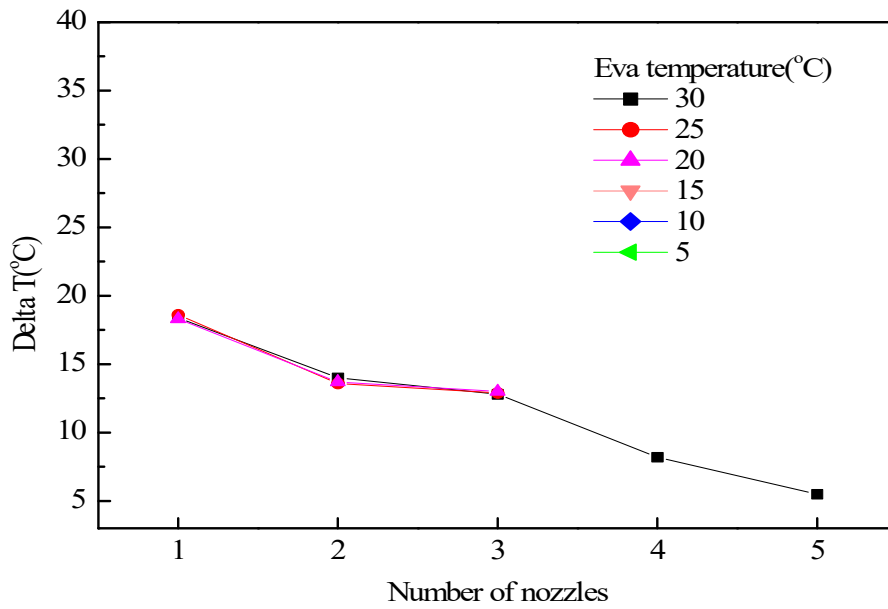


Fig. 29 Variations of temperature difference at inlet and outlet of the nozzle according to the number of nozzles of sub-evaporator 2nd side inlet temperature(Mass flow rate: 11.3 g/s)

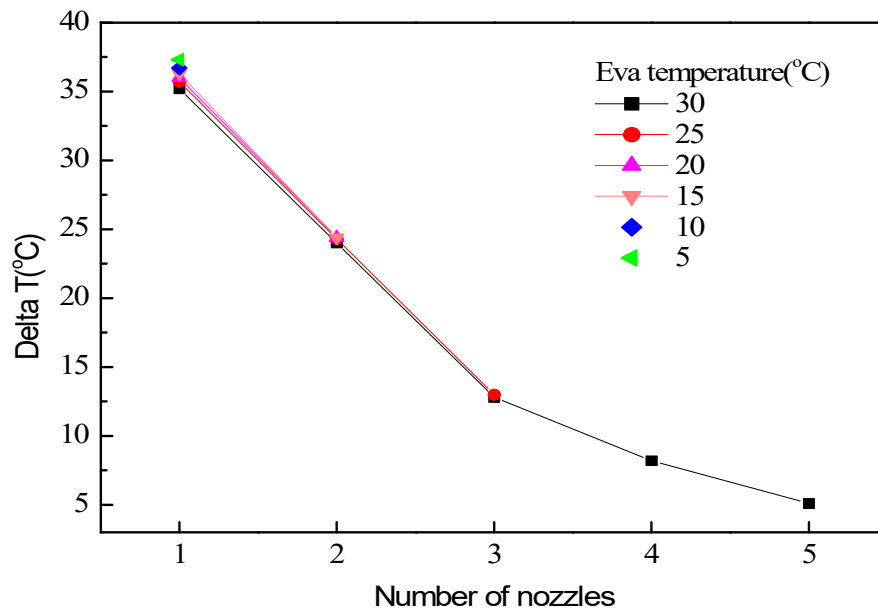


Fig. 30 Variations of temperature difference at inlet and outlet of the nozzle according to the number of nozzles of sub-evaporator 2nd side inlet temperature(Mass flow rate: 15.5 g/s)

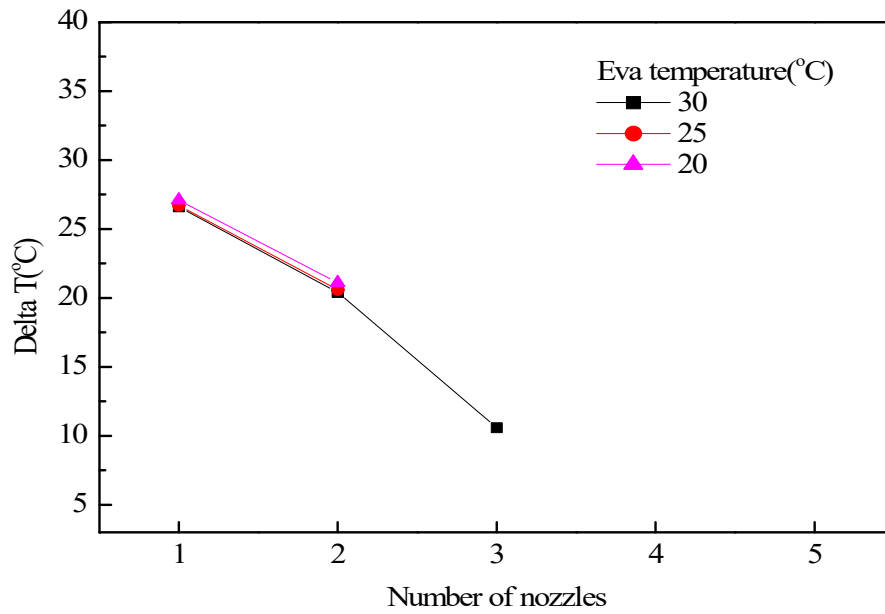


Fig. 31 Variations of temperature difference at inlet and outlet of the nozzle according to the number of nozzles of sub-evaporator 2nd side inlet temperature (Mass flow rate: 18.5 g/s)

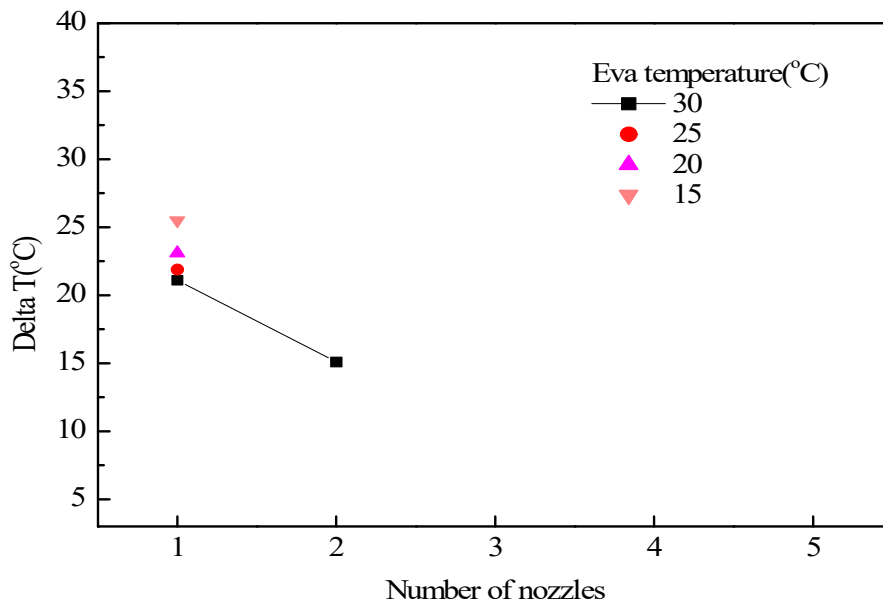


Fig. 32 Variations of temperature difference at inlet and outlet of the nozzle according to the number of nozzles of sub-evaporator 2nd side inlet temperature (Mass flow rate: 20.3 g/s)

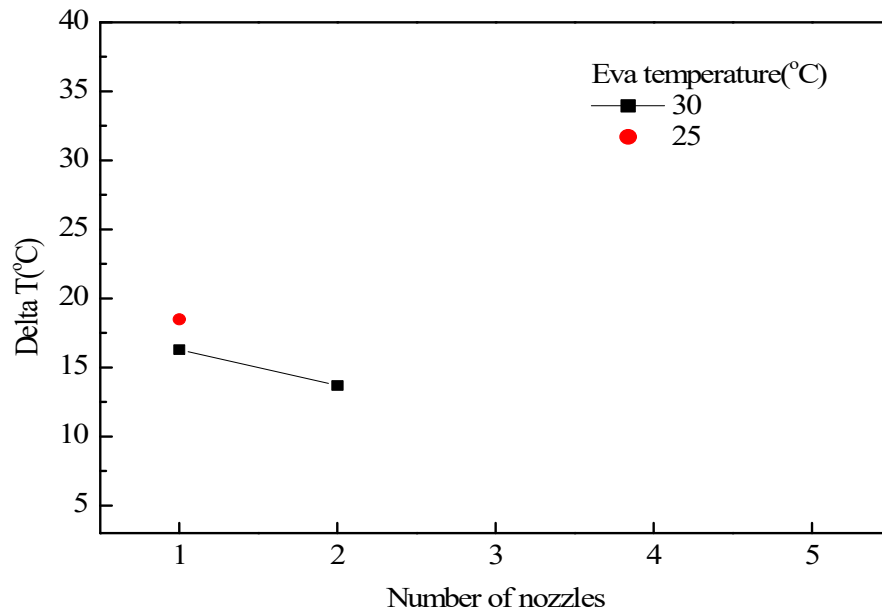


Fig. 33 Variations of temperature difference at inlet and outlet of the nozzle according to the number of nozzles of sub-evaporator 2nd side inlet temperature (Mass flow rate: 21.1 g/s)

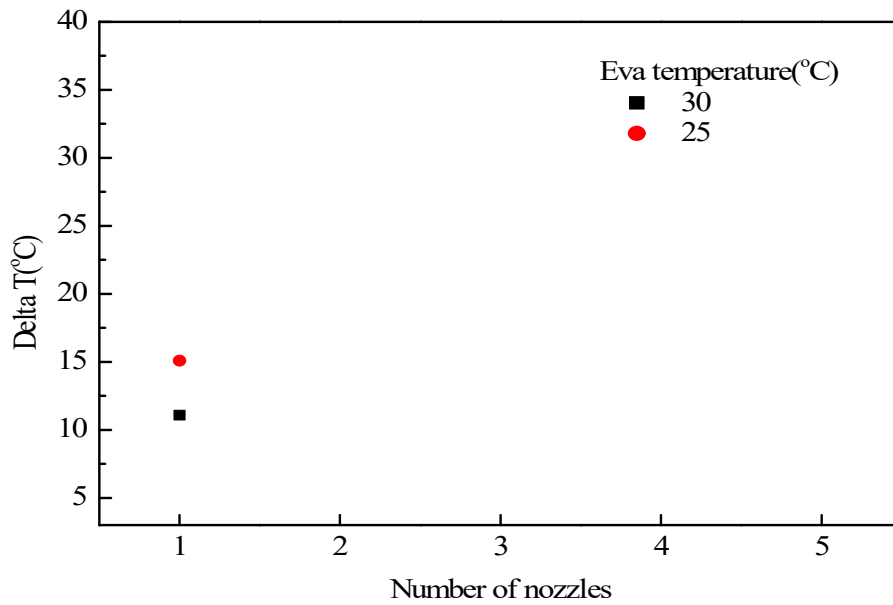


Fig. 34 Variations of temperature difference at inlet and outlet of the nozzle according to the number of nozzles of sub-evaporator 2nd side inlet temperature (Mass flow rate: 22.1 g/s)

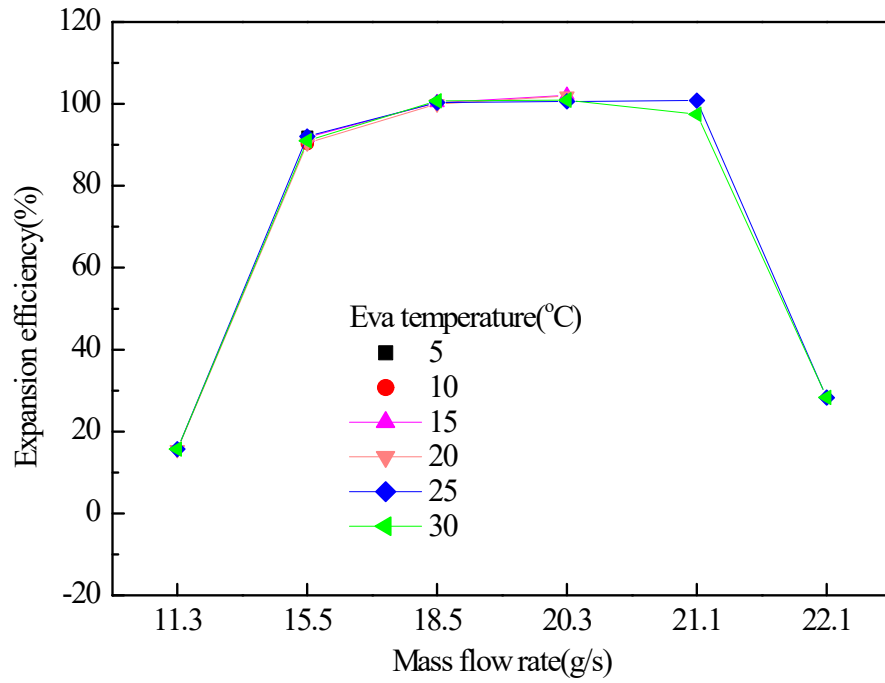


Fig. 35 Variations of expansion efficiency according to the mass flow rate of sub-evaporator 2nd side inlet temperature(at 1 nozzle)

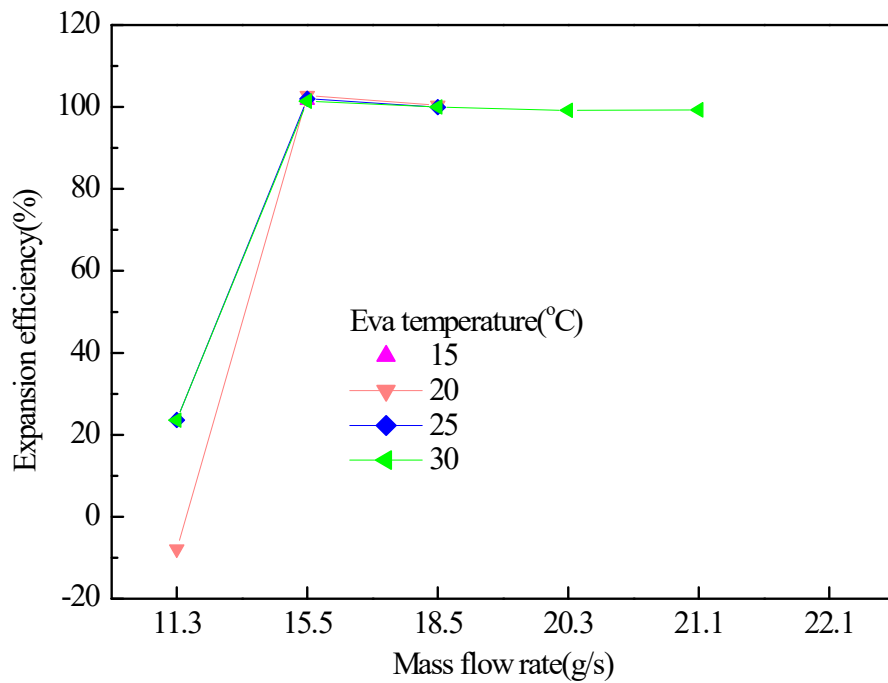


Fig. 36 Variations of expansion efficiency according to the mass flow rate of sub-evaporator 2nd side inlet temperature(at 2 nozzles)

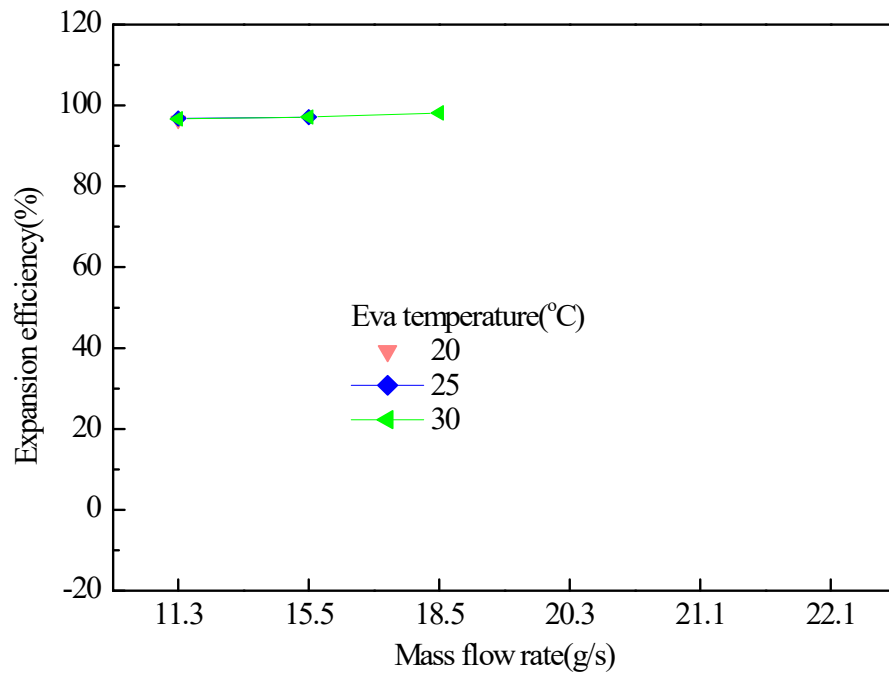


Fig. 37 Variations of expansion efficiency according to the mass flow rate of sub-evaporator 2nd side inlet temperature(at 3 nozzles)

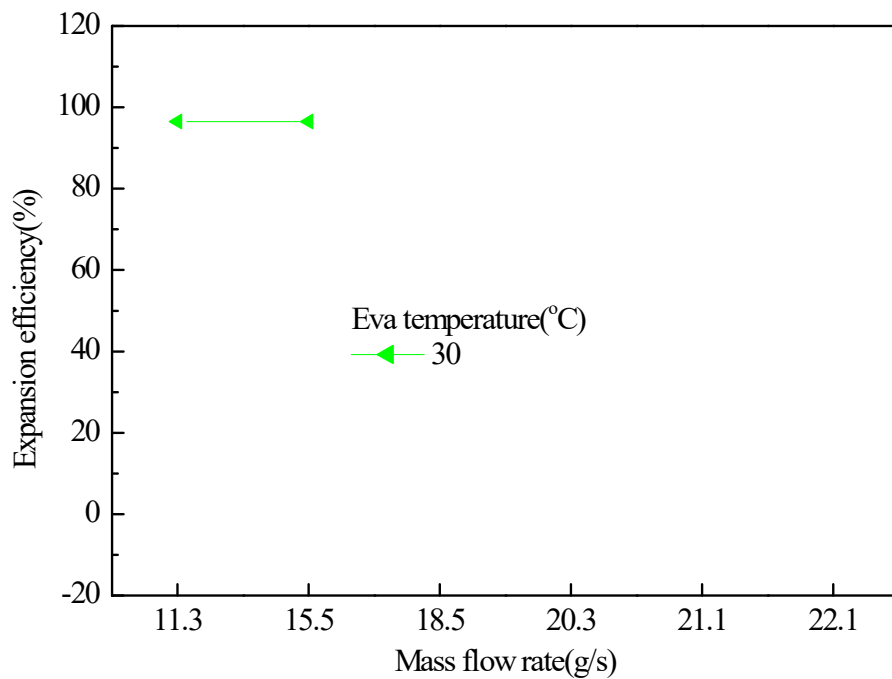


Fig. 38 Variations of expansion efficiency according to the mass flow rate of sub-evaporator 2nd side inlet temperature(at 4 nozzles)

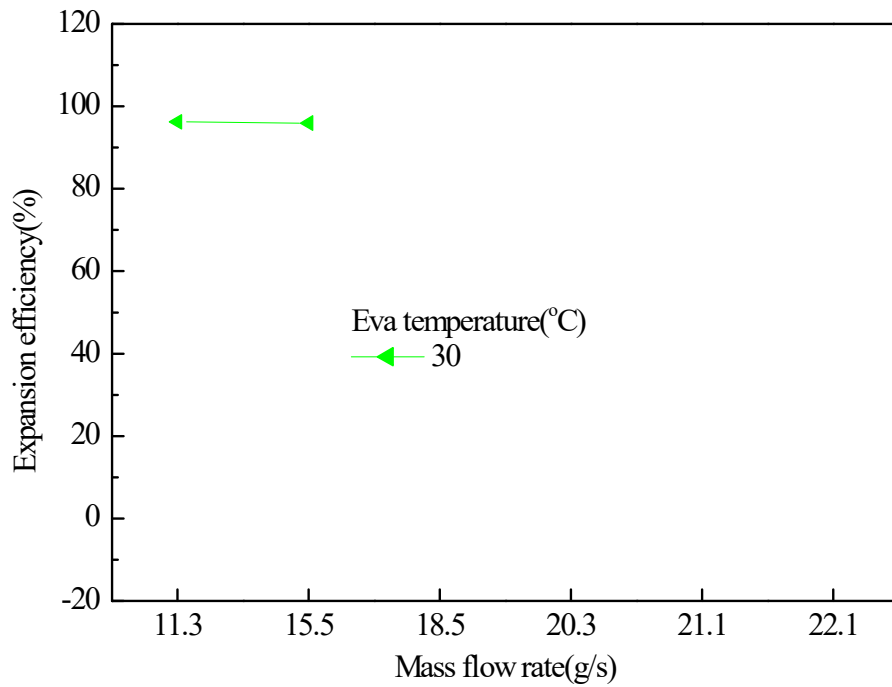


Fig. 39 Variations of expansion efficiency according to the mass flow rate of sub-evaporator 2nd side inlet temperature(at 5 nozzles)

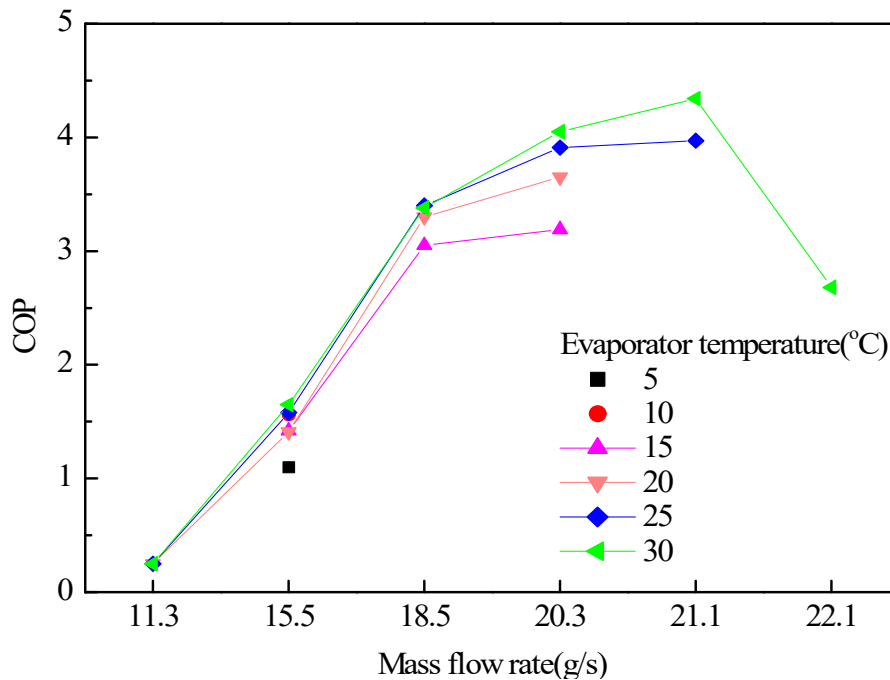


Fig. 40 Variations of COP according to mass flow rate of sub-evaporator 2nd side inlet temperature(at 1 nozzle)

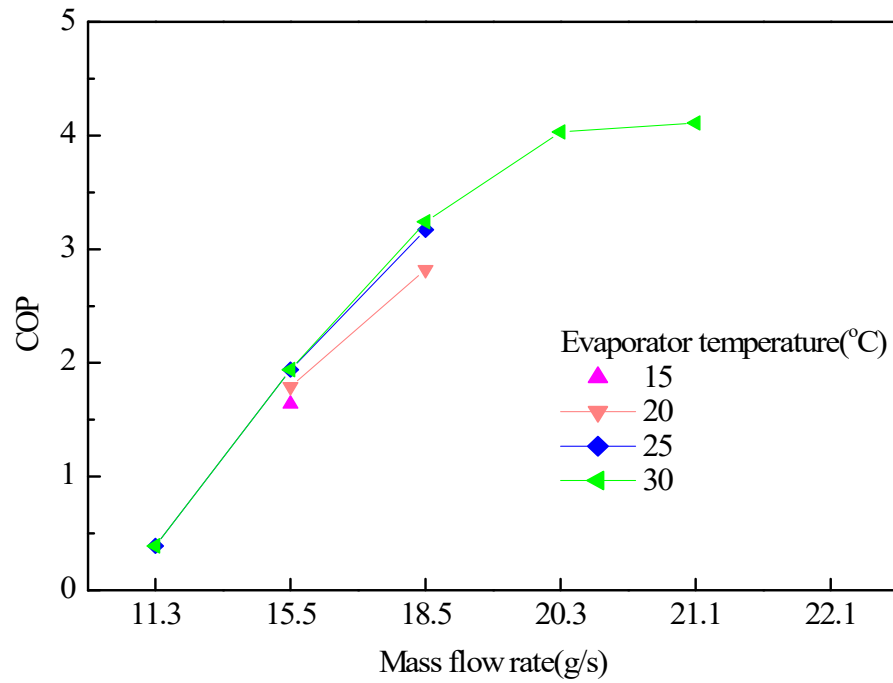


Fig. 41 Variations of COP according to mass flow rate of sub-evaporator 2nd side inlet temperature(at 2 nozzles)

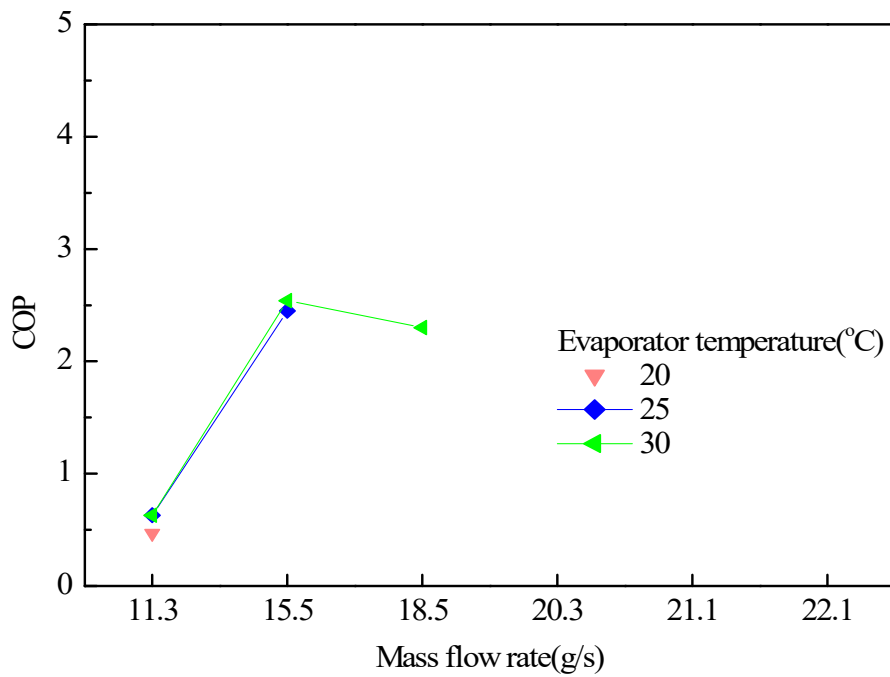


Fig. 42 Variations of COP according to mass flow rate of sub-evaporator 2nd side inlet temperature(at 3 nozzles)

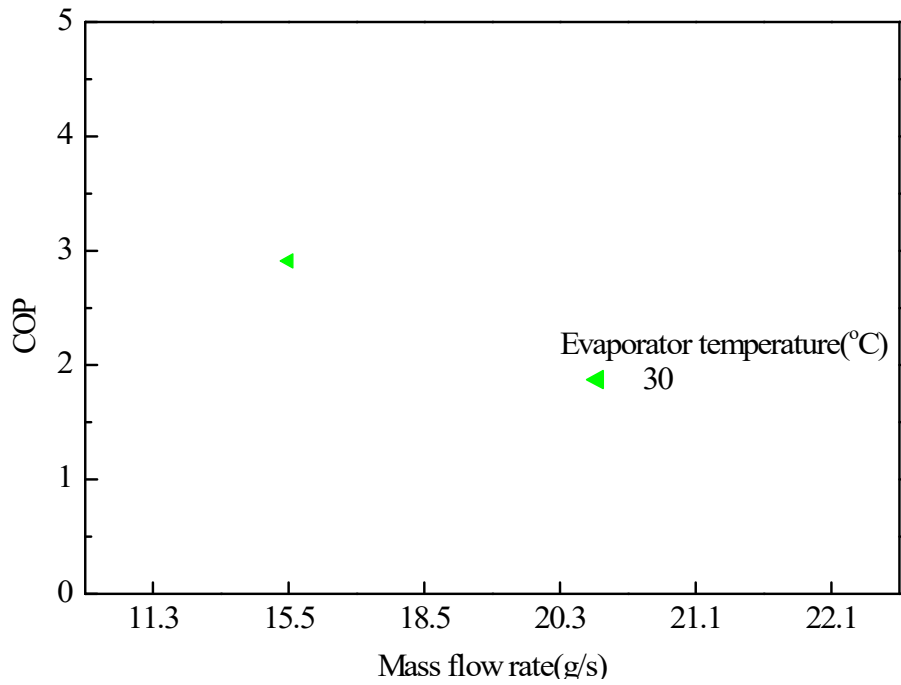


Fig. 43 Variations of COP according to mass flow rate of sub-evaporator 2nd side inlet temperature(at 4 nozzles)

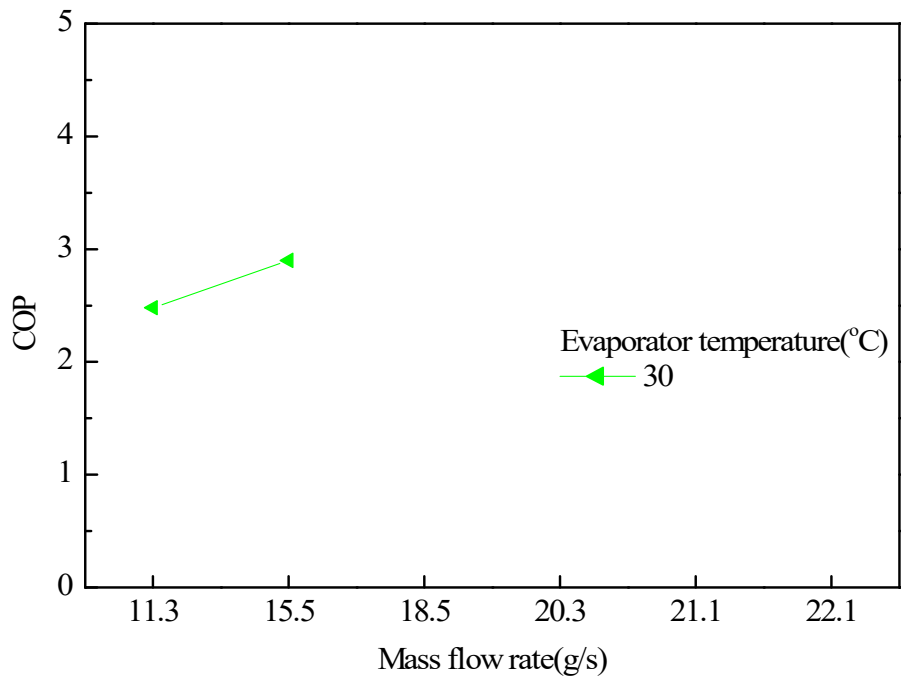


Fig. 44 Variations of COP according to mass flow rate of sub-evaporator 2nd side inlet temperature(at 5 nozzles)

Table 7 Maximum and minimum of temperature difference according to variations of mass flow rate

Mass flow rate(g/s)	Minimum $\Delta T(^{\circ}\text{C})$	Maximum $\Delta T(^{\circ}\text{C})$
11.3	5.5	18.6
15.5	5.1	37.3
18.5	10.6	27.6
20.3	15.1	25.5
21.1	13.7	18.5
22.1	11.1	15.1

Table 8 Maximum and minimum of COP for variations of mass flow rate

Mass flow rate(g/s)	Minimum COP	Maximum COP
11.3	0.25	2.91
15.5	1.1	2.91
18.5	2.3	3.4
20.3	3.19	4.05
21.1	3.97	4.34
22.1	2.37	2.68

3.4 노즐이 부착된 증발기를 사용한 노즐의 단면적별 냉동 사이클의 성능계수

본 연구는 Fin-tube 열교환기를 사용한 증발기의 입구에 수렴-발산 노즐을 부착하여 냉동 사이클의 성능계수를 알아보았다. 냉매 유량은 13.5 g/s, 14.4 g/s 및 14.6 g/s로 하였으며, Cord tester의 풍량은 7 CMM 및 10 CMM으로 하였다. 응축기로 유입되는 냉각수의 온도를 35℃로 고정시킨 상태에서 챔버 내부의 온도는 22℃, 27℃ 및 32℃로 변화 시켜 실험을 진행하였다.

Fig. 45에서 47까지와 Fig. 48에서 50까지는 각각 Cord tester의 풍량을 7 CMM 및 10 CMM으로 고정하였을 때 챔버 내부의 온도에 따른 냉동기의 성능계수를 노즐의 개수별로 나타낸 그래프이며, 챔버 내부온도 32℃일 때 풍량 및 냉매 유량에 따른 COP 값을 Table 9에 나타내었다.

각각의 풍량에서 냉매 유량을 증가시킬수록 COP은 점차 감소하였다. 또한 노즐의 단면적을 증가시킬수록 COP은 감소하였으며, 풍량 및 챔버 내부 온도의 증가에 따라 COP은 증가하였다. 실험 결과 중 풍량 10 CMM, 냉매 유량 13.5 g/s 및 챔버 내부의 온도가 32℃인 조건에서 노즐을 1개 사용하였을 때 COP가 2.59로 가장 높았다.

실험결과 냉매의 유속이 공기를 작동유체로 하였을 때보다 현저히 떨어져 초음속이 발생하지 않는다는 것과 2개 이상의 노즐을 사용하였을 때 노즐별로 냉각의 차이가 있다는 의문을 가지게 되었다. 공기를 사용하였을 때보다 냉매를 사용하였을 때의 유속의 차이는 두 작동유체사이의 밀도 차이로 인한 것이라고 판단하였다. 온도 35℃ 및 압력 2 bar기준 공기의 밀도는 약 2.261 kg/m³이며, R-134a의 밀도는 약 8.278 kg/m³으로 약 3.7배 높다. 따라서 동일한 단면적에서 공기를 사용했을 때와 같은 유속을 위해서는 유량을 밀도의 비 만큼 증가시켜야 된다. 유량을 증가시키기 위하여 압축기의 용량을 키워야 된다고 판단되었다.

노즐의 단면적을 늘리기 위하여 병렬로 연결된 5개의 노즐을 제작하였다. 하지만 이 경우 모든 노즐에 동일한 유량이 흐르지 않는다는 문제가 발생한다. 따라서 5개 노즐의 중심에서 멀어질수록 적은양의 유량이 유입된다. 이러한 문제를 해결하기 위해 노즐 설계 시 본 연구에서 사용된 수직 형태의 연결 관이 아닌 노즐의 중심에서 멀어질수록 곡선 형태를 띠는 연결 관을 사용하여 동일한 유량

이 흐를 수 있도록 해야 된다는 결론을 도출하였다.

증발기의 입구에 수렴-발산 노즐을 부착하게 되면 기존의 R-134a를 작동유체로 한 실험장치보다 성능계수가 증가할 것이라 예상하였지만 성능계수는 오히려 감소하였다. 이러한 성능계수의 감소는 증발기와 노즐을 챔버 내부에 위치시키는 과정에서 응축기에서 노즐까지의 길이가 증가로 인한 동관 내부의 압력의 감소 및 판형 열교환기에 비해 낮은 Fin-tube 열교환기의 열 교환 능력에 의해 발생하였다고 판단되었다.

또한 가정용 에어컨 기준 평균 풍량인 13 CMM에서 20 CMM을 충족하기 위해 최대 풍량 40 CMM인 터보 송풍기를 사용하였으나 실제로는 최대 10 CMM의 풍량만 측정 가능하였다. 이러한 현상은 Cord tester 내부에 위치한 40 mm 및 50 mm 노즐 직경의 크기가 작아 충분한 양의 바람을 통과시키지 못한다는 결론을 도출하였으며, 노즐 직경의 크기를 증가시켜 가정용 에어컨의 평균 풍량을 충족시킬 경우 성능계수 또한 증가할 것으로 판단되었다.

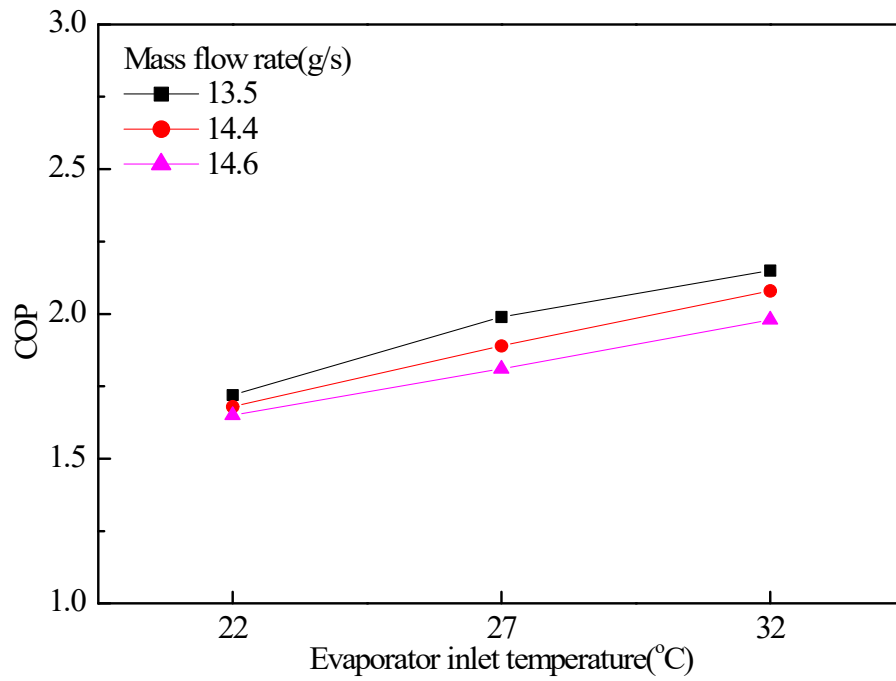


Fig. 45 Variations of COP according to mass flow rate
(Air flow rate: 7 CMM, Number of nozzle: 1)

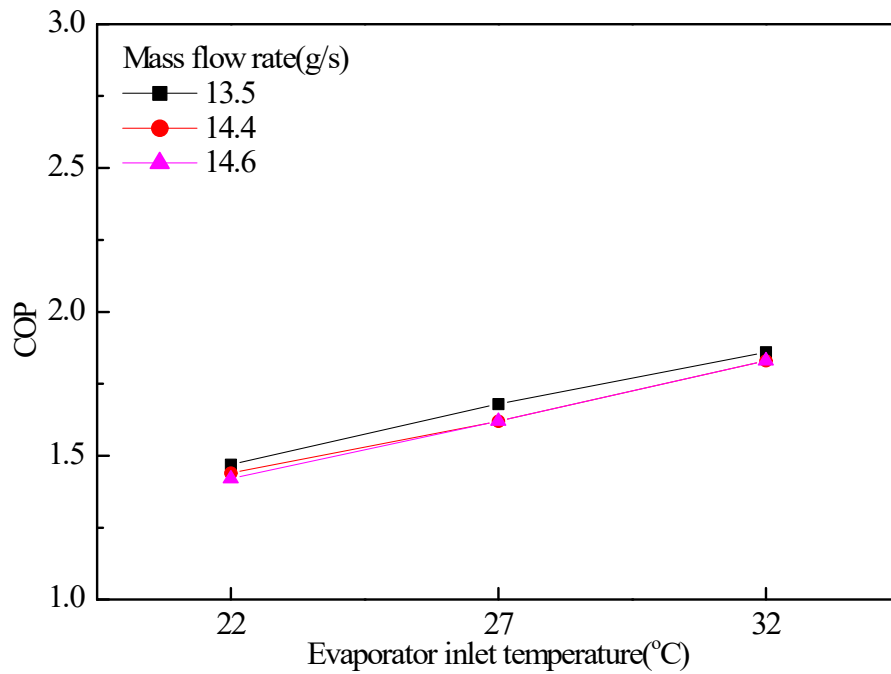


Fig. 46 Variation of COP according to mass flow rate
(Air flow rate: 7 CMM, Number of nozzles: 2)

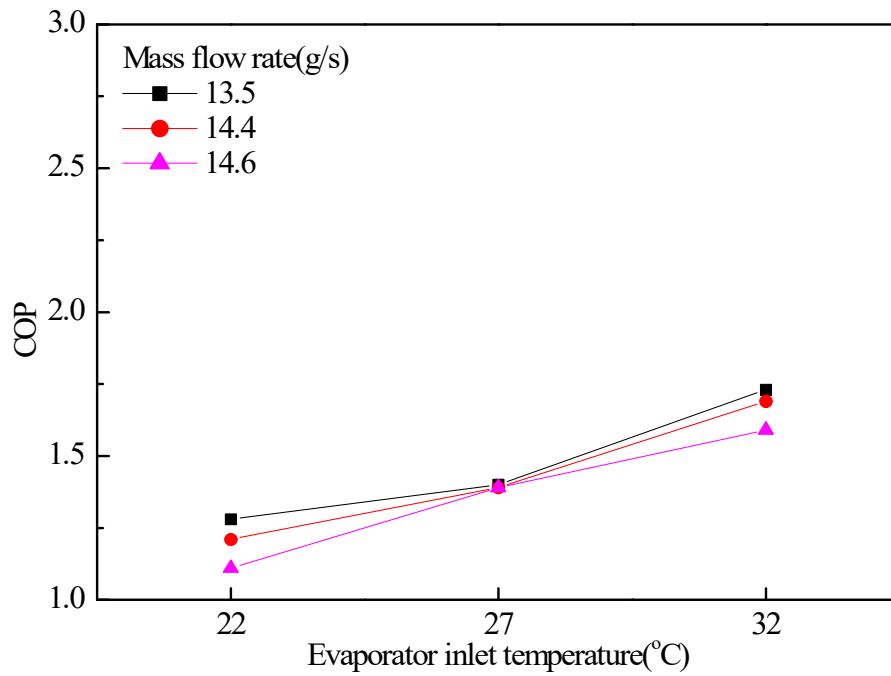


Fig. 47 Variation of COP according to mass flow rate
(Air flow rate: 7 CMM, Number of nozzles: 3)

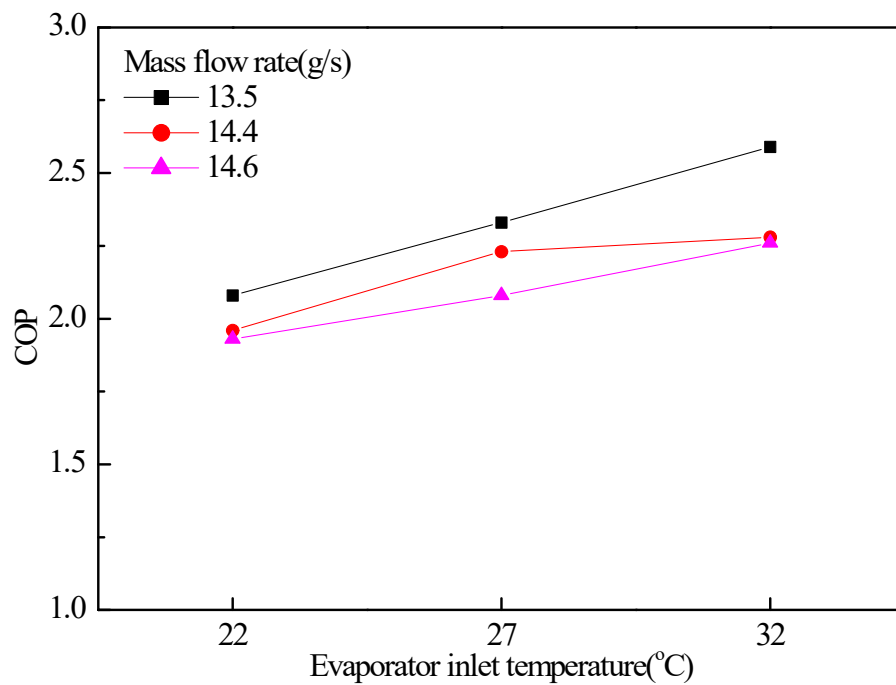


Fig. 48 Variation of COP according to mass flow rate
(Air flow rate: 10 CMM, Number of nozzle: 1)

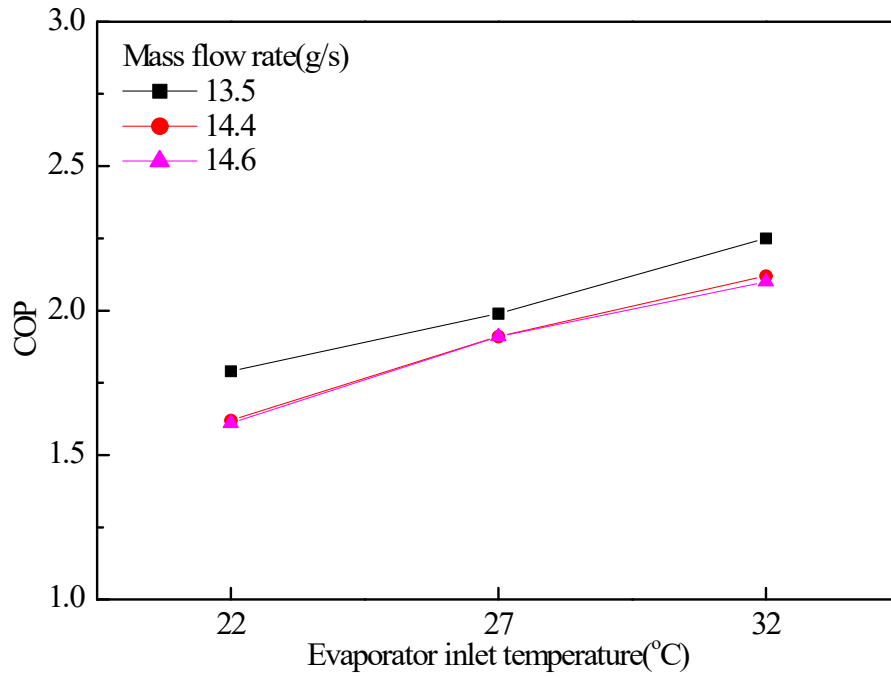


Fig. 49 Variation of COP according to mass flow rate
(Air flow rate: 10 CMM, Number of nozzles: 2)

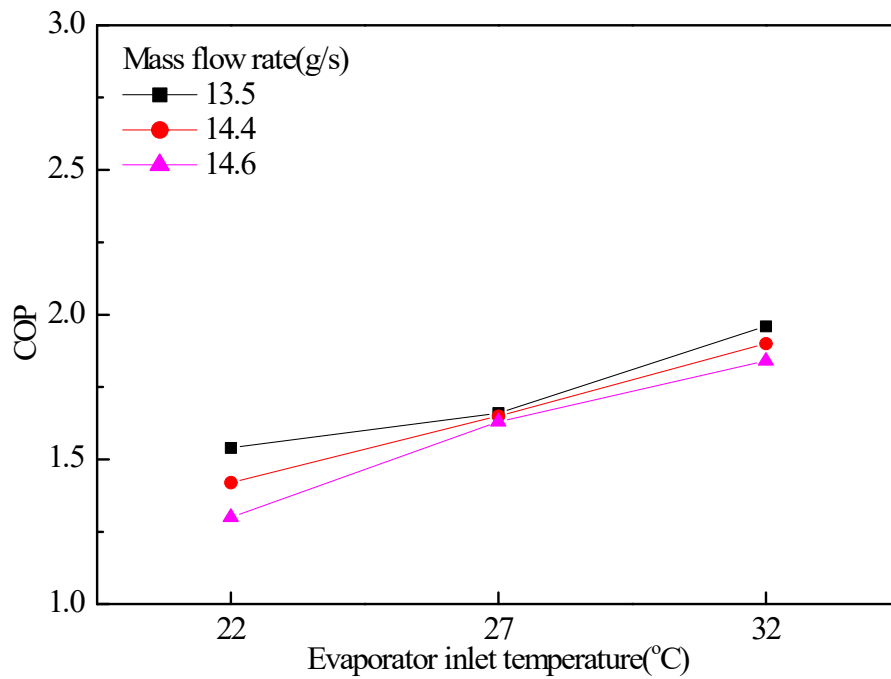


Fig. 50 Variation of COP according to mass flow rate
(Air flow rate: 10 CMM, Number of nozzles: 3)

Table 9 Results of the 1st side cycle COP of the experimental conditions

Air flow rate (CMM)	Mass flow rate (g/s)	Number of nozzles	COP
7	13.5	1	2.15
		2	1.86
		3	1.73
	14.4	1	2.08
		2	1.83
		3	1.69
	14.6	1	1.98
		2	1.83
		3	1.59
10	13.5	1	2.59
		2	2.25
		3	1.96
	14.4	1	2.28
		2	2.12
		3	1.90
	14.6	1	2.26
		2	2.08
		3	1.93

IV. 결론

본 연구는 수렴-발산 노즐을 증발기에 부착하여 냉매의 증발과 팽창을 동시에 구현하여 냉동 시스템의 사이클 효율을 향상시키기 위한 연구를 진행하였다. 냉동시스템을 구현하기 이전 공기를 작동유체로 하여 노즐 단품의 냉각효과를 알아본 후 5개의 수렴-발산 노즐을 제작하였다. 이후 냉매(R-134a)를 사용하여 노즐의 단면적의 증가에 따른 Diverging part에서의 냉각효과를 파악하였으며, Diverging part내의 냉각효과를 활용해 노즐을 증발기 입구에 부착하여 냉동기의 냉방능력을 측정하는 실험을 진행하였다.

공기를 작동유체로 한 실험장치의 실험조건은 노즐의 입구 온도를 25℃에서 40℃까지 5℃씩 증가시키며 노즐 입구 압력을 1 bar, 2 bar, 3 bar, 4 bar, 5 bar, 6 bar 및 7 bar로 증가시켰으며, 노즐의 입구 온도를 25℃에서 40℃까지 5℃씩 증가시켰을 때 공기의 유량을 10 LPM, 20 LPM 및 30 LPM으로 변화시켰다. R-134a를 작동유체로 한 실험장치의 실험조건은 노즐의 냉각효과 측정 실험에서 응축기의 경우 건구온도 35℃, 증발기의 경우 5℃에서 30℃까지 5℃씩 증가하였으며, 수렴-발산 노즐을 증발기 입구에 부착하여 냉동기의 냉방능력을 측정한 실험은 응축기 건구온도 35℃, 증발기 건구온도 22℃, 27℃ 및 32℃, 풍량은 7 CMM 및 10 CMM이다.

본 연구에서는 수렴-발산 노즐을 이용한 냉동기의 성능특성을 파악하고자 실험을 진행하였다.

1) 수렴-발산 노즐의 냉각효과 유무를 파악하기 위하여 자연냉매인 공기를 사용하여 실험을 진행하였다. 실험결과 Converging part를 통과한 공기의 온도가 급격히 감소하며, 노즐 후단으로 갈수록 열 교환이 이루어지며 공기의 온도가 서서히 보상되는 것을 알 수 있었다.

2) 노즐 내 공기 압력 및 유량을 증가시킬수록 Diverging part 내 냉각면적 및 냉각효과 또한 증가하였으며, 공기의 압력 및 유량이 7 bar 및 50 LPM일 때 Diverging part의 입구에서부터 약 15 mm까지 냉각효과가 발생하였다. Converging part를 통과하는 공기의 유속이 Diverging part 내의 냉각효과와 냉각면적에 가장 영향을 끼치는 것을 알 수 있었다.

3) 노즐 입구의 온도 및 노즐 내부의 압력에 따라 Converging part에서 토출되는 유속의 차이가 발생하였다. 노즐 입구 온도 25℃ 및 내부 압력 1 bar의 조건에서의 유속(172.8 m/s)은 아음속구간에 해당되었고 천음속구간에 해당되는 입구 온도 30℃ 및 내부 압력 2 bar의 조건에서의 유속(311.7 m/s)을 제외한 모든 실험조건에서의 토출 유속은 초음속(마하수 1 ~ 5 미만)에 속하였으며, 공기의 유량이 10 LPM, 30 LPM, 50 LPM일 경우 또한 초음속 구간에 해당되었다.

4) 선행 연구를 통해 수렴-발산 노즐의 냉각효과를 확인하였기에 작동유체를 냉매(R-134a)로 변경하여 실험을 진행하였다. 냉매 유량이 11.3 g/s인 경우를 제외한 모든 실험 조건에서 유량과 노즐을 적게 사용할수록 노즐의 전·후단의 온도차가 높아지는 것을 보였으며, 냉매 유량 15.5 g/s 및 노즐을 1개 사용하였을 때 최대 37.3℃의 온도 차이가 나타나는 것을 확인할 수 있었다.

5) 노즐을 1개 사용하여 냉매 유량이 21.1 g/s일 때 실험조건 중 가장 높은 COP(COP=4.34)가 측정되었으며, 노즐 1개 및 2개의 경우 유량이 21.1 g/s일 때 가장 높은 성능을 보였으며, 노즐 3개의 경우 유량이 15.5 g/s일 때 가장 높은 성능을 보였다.

6) 노즐을 증발기의 입구에 부착하여 COP를 측정하였을 때 풍량 및 챔버 내부 온도의 증가에 따라 COP는 증가하였으며, 노즐의 단면적의 증가 및 냉매 유량이 증가할수록 COP는 감소하였다.

참고문헌

- [1] Korea energy economics institute, 2022, 2021 Yearbook of Energy Statistics
- [2] Ministry of Trade, Industry and Energy, 2020, Regulations on Equipment and Materials/Machinery for Management of Efficiency
- [3] D. Lee, S. Jung, B. Kang, H. Hong. 1999. Experimental study on the performance improvement of a screw-compressor-type chiller. Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, 11(1), pp. 48-60.
- [4] J. Cho, G. Hur, B. Lee, H. Shin, H. Ra, E. Wang, B. Oh, J. Cho, B. Choi. 2022. Development Status of Air Refrigerant Turbo Expander for Cryogenic Refrigeration System at KIER. Proceedings of the KFMA Annual Meeting, pp. 339-340.
- [5] S. Spence, W. Doran, D. Artt, 2014, Design, construction and testing of an air-cycle refrigeration system for road transport, International Journal of Refrigeration, 27(5), pp. 503-510.
- [6] S. Spence, W. Doran, D. Artt, G. McCullough, 2005, Performance analysis of a feasible air-cycle refrigeration system for road transport, Int. J. of Refrigeration, 28, pp. 381-388.

- [7] W. Wong, B. Han, L. Ferreira, X. Zhu, Q. Sun, 2002, Evaluation of management strategies for the operation of high-speed railways in China, *Transport Research Part A: Policy and Practice*, 36(3), pp. 277 - 89.
- [8] M. Bhatti, 1998, Open air cycle air conditioning system for motor vehicles, *SAE Transactions*, 107 pp. 579-599.
- [9] J. Kim, T. Kim, 2006, Design parameter analysis of a reverse Brayton cycle refrigerator using natural working fluids, *Proceedings of the SAREK winter conference*, pp. 410-415.
- [10] S. Won, 2012, Performance Analysis of an Air-Cycle Refrigeration System. *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, 24(9), pp. 671-678.
- [11] H. Kim, H. Kwon, H. Park, 2018, Numerical Study on the Flow Characteristics of Turbo expander for Cryogenic Freezing according to Nozzle Shape, *Proceedings of the KSME spring and autumn conference*, pp. 562-563.
- [12] K. Kim, J. Jeong, 1998, A Numerical Analysis of Two Phase Transonic Frictional Flow in An Insulated Converging-Diverging Nozzle Employed at R134a Turbo Chiller, *Proceedings of the SAREK conference*, pp. 1216-1223.
- [13] C. Kim, J. Park, D. Ko, D. Kim, Y. Kim, J. Baek, 2015, Analysis on Steam Condensing Flow Using Non-Equilibrium Wet-Steam Model. *Journal of Computational Fluids Engineering*, 20(3), pp. 1-7.

- [14] J. Corberan, M. Israel, M. Santiago, G. Jose, R. Rafael, 2008, Influence of the source and sink temperatures on the optimal refrigerant charge of a water-to-water heat pump, International Journal of Refrigeration, 31(4), pp. 716-726.
- [15] K. Lee, S. Hong, M. Kim. 2018, A Study on the Change of Optimal Refrigerant Charge According to Cooling Operating Conditions, Proceedings of the SAREK conference, pp. 13-16.
- [16] Korean Agency for Technology and Standards, 1999, 에어컨디셔너 KS C 9306:1999, Korea Industrial Standards Commission, pp. 57-18.
- [17] Korean Agency for Technology and Standards, 1999, 에어컨디셔너 KS C 9306:1999, Korea Industrial Standards Commission, pp. 25-27.

감사의 글

대학원 생활이 끝나갑니다. 지난 시간을 되돌아보면 좀 더 열심히 하지 못한 스스로에게 후회가 됩니다. 냉동공조 연구실에서의 시간은 저에게 간접적인 사회 경험을 하게 해주었습니다. 많은 일들이 있었고 많은 사람들을 만났지만 저에게는 늘 고맙고 감사한 기억뿐이었습니다. 그런 소중한 시간 속에서 저를 아껴주시고 힘이 되어준 많은 분들에게 감사의 마음을 전하고자 합니다.

우선, 저의 영원한 우상이신 부모님, 나이가 들수록 부모님께서 걸어오셨던 길이 얼마나 힘든 길이었고 또한 많은 희생이 필요했었는지 깨달아 가는 것 같습니다. 부족한 아들임에도 불구하고 항상 잘 하고 있다 응원해 주시지만 기대에 부응하지 못하는 것 같아 늘 마음에 걸렸습니다. 멋진 아들이 되도록 노력하겠습니다. 그리고 본인들의 꿈을 위해 오늘도 정진하고 있을 여동생 수연이와 막내 주영아, 누구보다 너희의 앞날을 응원하고 든든한 오빠, 형이 되어줄게. 든든한 버팀목이 되어주는 사랑하는 가족들에게 감사드리며, 앞으로도 행복한 일이 가득 했으면 좋겠습니다.

관심과 충고로 배움의 기회와 인생의 가르침을 주신 저의 스승님 박윤철 교수님께 감사의 마음을 전하고 싶습니다. 교수님을 처음 뵈었던 2015년 저에게 지으셨던 미소가 떠오릅니다. 부족한 저이지만 8년이 지난 현재까지 따뜻한 사랑으로 지도해 주셔서 감사드립니다. 진심으로 존경하는 마음을 이번 기회를 빌려 전달하고 싶습니다. 교수님께서 해주셨던 말씀과 가르침을 사회에 나가서도 잊지 않고, 자랑스러운 제자가 되도록 모든 일에 최선을 다하겠습니다.

나아가 바쁘신 와중에도 학위 청구 논문 심사에서 논문의 완성도를 위해 부족한 점을 짚어주시고 세심히 지도해 주신 박윤범 교수님과 이연건 교수님께도 큰 감사의 말씀을 드립니다. 또한 실험 때문에 시끄러우셨을 강창남 교수님, 다양한 학문적 지식을 전달해 주신 김남진 교수님께도 감사드립니다.

냉동공조 연구실에서의 시간이 벌써 6년이 되었습니다. 긴 시간 동안 함께했던 연구실 선배님들께 감사드립니다. 어려운 일에 직면했을 때 의지하였고 기쁜 일이 있을 때면 누구보다 축하해 주셨던 고광수 박사님, 정말 감사드립니다. 또한 본인의 실험에 대한 책임감과 자신감 및 자부심에 대해 깨닫게 해주신 장재철 박사님, 따뜻한 말씀과 함께 항상 챙겨주시던 김부철 대표님, 실험장치를 제작하며 실무적인 부분을 친절하게 알려주신 종우형, 학부시절 냉동공조 연구실의 선배로서 대학원 생활에 대해 알려주셨던 원빈이형, 태형이형, 병용이형, 기현이형과 이외의 연구실 선배님들 감사드립니다. 그리고 굶은일을 마다하지 않고 묵묵하게 실험실을 위해 애쓴 종훈이, 동훈이, 동규, 현수, 정보 등 후배들에게도 고맙다는 말을 전하고 싶습니다. 되돌아보면 많은 분들의 과분한 사랑을 받았습니다. 잊지 않고 배필도록 하겠습니다.

마지막으로, 만날 때 마다 징징대고 푸념하던 나를 친구라는 이유 하나로 위로해 주던 사랑하는 나의 친구들아. 젊어서 고생은 인생의 소중한 밑거름이 되듯이 우리의 길을 묵묵하게 걸어가자. 기쁠 때나 힘들 때나 너희들이 그랬듯 나 또한 너희 옆에 있을게.

이 밖에도 제 곁에서 함께해 주신 모든 분들이 계셨기에 학위 과정 동안 많이 배우고 성장할 수 있었습니다. 다시 한번 제게 베풀어주신 도움과 호의에 감사드리며 제가 가질 수 있었던 모든 기회와 결실에 대해 감사한 마음을 잊지 않고 간직하겠습니다.

감사합니다.

2022년 12월 정든 내 연구실에서
이임경 올림