creative commons
COMMONS DEED

저작자표시 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:

저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 이용허락규약(Legal Code)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

Disclaimer

dCollection

[UCI]I804:24011-200000263362

2012 年 8 月
碩士學位論文

내부열교환기와 이젝터를 적용한 이산화탄소 냉동사이클의 성능 특성에 관한 해석적 연구

朝鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

姜 徧

내부열교환기와 이젝터를 적용한 이산화탄소 냉동사이클의 성능 특성에 관한 해석적 연구

Theoretical Study on the Performance Characteristics of CO_2 Cooling cycle with an Internal Heat Exchanger and Ejector System

2012 年 8 月 24 日

朝鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

姜 徧

내부열교환기와 이젝터를 적용한 이산화탄소 냉동사이클의 성능 특성에 관한 해석적 연구

指導敎授 : 曺 弘 鉉

이 논문을 공학석사 학위신청 논문으로 제출함

2012 年 04 月

朝鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

姜 徧

姜　　徧의 碩士學位論文을 認准함

委員長 朝鮮大學校　敎 授　洪 明 錫　㊞

委　員 朝鮮大學校　敎 授　鄭 洛 奎　㊞

委　員 朝鮮大學校　敎 授　曺 弘 鉉　㊞

2012年　　5月

朝鮮大學校　大學院

Contents

Contents ····· i
List of Figures ····· iv
List of Tables ····· vii
Nomenclature ····· viii
ABSTRACT ····· xi

제 1 장 서 론 ····· 1
제 1 절 연구 배경 ····· 1
제 2 절 국내·외 연구 동향 ····· 3
1. 이산화탄소 열펌프에 관한 연구동향 ····· 3
2. 이산화탄소 이젝터 사이클에 관한 연구동향 ····· 4
제 3 절 본 연구의 목적 ····· 6

제 2 장 내부열교환기와 이젝터를 적용한 이산화탄소 사이클 모델링 ····· 8
제 1 절 기본 사이클, 내부열교환기 사이클, 이젝터 사이클 이젝터-내부열교환기 사이클 모델링 ····· 8
제 2 절 압축기(Compressor) 모델링 ····· 12
제 3 절 가스쿨러(Gascooler) 모델링 ····· 13
1. 냉매측 열전달상관식 ····· 15
2. 공기측 열전달상관식 ····· 18
제 4 절 증발기(Evaporator) 모델링 ····· 21

1. 냉매측 열전달상관식 ····· 23
제 5 절 EEV(electronic expansion valve) 모델링 ····· 28
제 6 절 내부열교환기(Internal Heat Exchanger) 모델링 ·· 29
제 7 절 이젝터(Ejector) 모델링 ····· 31

제 3 장 사이클 해석 조건 및 방법 ····· 35
제 1 절 사이클 해석 조건 ····· 35
제 1 절 사이클 해석 방법 ····· 35

제 4 장 결과 및 고찰 ····· 40
제 1 절 EEV 개도에 따른 성능 고찰 ····· 40
제 2 절 내부열교환기 길이에 따른 성능 고찰 ····· 44
1. 기본 사이클과 이젝터 사이클 성능 고찰 ····· 44
2. 내부열교환기 길이에 따른 사이클의 성능 특성 ····· 49
제 3 절 운전조건 변화에 따른 기본 사이클과 이젝터 사이클의 성능 비교 ····· 54
1. 실외온도 변화에 따른 성능 비교 ····· 54
2. 가스쿨러 전면 공기속도에 따른 성능 비교 ····· 58
3. 실내온도 변화에 따른 성능 비교 ····· 62
4. 증발기 전면 공기속도에 따른 성능 비교 ····· 66
제 4 절 운전조건에 따른 각 사이클 성능 특성 ····· 69

제 5 장 결 론 ····· 76

Reference ····· 79

List of Figures

Fig. 2.1 Schematics of four kinds of CO_2 cycles. ····· 11

Fig. 2.2 Schematics of a gascooler. ····· 13

Fig. 2.3 Schematics of an evaporator. ····· 21

Fig. 2.4 P-h diagram of ejector cycle. ····· 31

Fig. 2.5 Schematic diagram of an ejector. ····· 32

Fig. 3.1 Algorithm for simulation of basic cycle with an internal heat exchanger. ····· 38

Fig. 3.2 Algorithm for simulation of ejector cycle with an internal heat exchanger. ····· 39

Fig. 4.1 Variation of COP with EEV opening. ····· 43

Fig. 4.2 Variations of compressor work and cooling capacity with EEV opening. ····· 43

Fig. 4.3 Variations of pressure ratio and mass flow rate with EEV opening. ·· 44

Fig. 4.4 Variation of COP ratio with the length of IHX. ····· 48

Fig. 4.5 Variations of compressor work ratio and cooling capacity ratio with the length of IHX. ····· 48

Fig. 4.6 Variations of pressure ratio and mass flow rate ratio with the length of IHX. ····· 49

Fig. 4.7 Variations of mass flow rate, compression ratio and gascooler outlet temperature with the length of IHX. ····· 52

Fig. 4.8 Variations of pressure recovery, pressure lift ratio and entrainment ratio with the length of IHX. ····· 52

Fig. 4.9 Variations of diffuser outlet pressure, quality and evaporator mass flow rate with the length of IHX. ····· 53
Fig. 4.10 Comparisons of COP, compressor work and cooling capacity with outdoor temperature. ····· 56
Fig. 4.11 Comparisons of mass flow rate and pressure ratio with outdoor temperature. ····· 56
Fig. 4.12 Variations of entrainment ratio and pressure lift ratio with outdoor temperature. ····· 57
Fig. 4.13 Comparisons of COP, compressor work and cooling capacity with gascooler front air velocity. ····· 60
Fig. 4.14 Comparisons of mass flow rate and pressure ratio with gascooler front air velocity. ····· 60
Fig. 4.15 Variations of entrainment ratio and pressure lift ratio with gascooler front air velocity. ····· 61
Fig. 4.16 Comparisons of COP, compressor work and cooling capacity with indoor temperature. ····· 64
Fig. 4.17 Comparisons of mass flow rate and pressure ratio with indoor temperature. ····· 64
Fig. 4.18 Variations of entrainment ratio and pressure lift ratio with indoor temperature. ····· 63
Fig. 4.19 Comparisons of COP, compressor work and cooling capacity with evaporator front air velocity. ····· 67
Fig. 4.20 Comparisons of mass flow rate and pressure ratio with evaporator front air velocity. ····· 67
Fig. 4.21 Variations of entrainment ratio and pressure lift ratio with evaporator

front air velocity. ····· 68
Fig. 4.22 Comparisons of cooling capacity with cycle option at various gascooler air inlet temperature. ····· 72
Fig. 4.23 Comparisons of COP with cycle option at various gascooler air inlet temperature. ····· 72
Fig. 4.24 Comparisons of cooling capacity with cycle option at various gascooler air inlet velocity. ····· 73
Fig. 4.25 Comparisons of COP with cycle option at various gascooler air inlet velocity. ····· 73
Fig. 4.26 Comparisons of cooling capacity with cycle option at various evaporator air inlet temperature. ····· 74
Fig. 4.27 Comparisons of COP with cycle option at various evaporator air inlet temperature. ····· 74
Fig. 4.28 Comparisons of cooling capacity with cycle option at various evaporator air inlet velocity. ····· 75
Fig. 4.29 Comparisons of COP with cycle option at various evaporator air inlet velocity. ····· 75

List of Tables

Table 2.1 Specification of the fin-tube type gascooler ····· 14

Table 2.2 Specification of the fin-tube type evaporator ····· 22

Table 2.3 Coefficient B ····· 26

Table 2.4 Constants in EEV correlation of eq.(2-36)) ····· 28

Table 2.5 Specification of internal heat exchanger double tube type ····· 30

Table 3.1 Design condition of EEV opening and IHX length ····· 36

Table 3.2 Operating conditions ····· 36

Nomenclature

A	: area (m^2)
C	: specific heat ratio
C_p	: specific heat (J/kgK)
D	: diameter (m)
D_c	: fin collar outside diameter (m)
D_h	: hydraulic diameter (m)
f	: friction factor
F_p	: fin pitch (m)
F_s	: fin spacing (m)
G	: mass flux (kg/m^2s)
H	: height (mm)
h	: heat transfer coefficient (W/m^2K), enthalpy
k	: thermal conductivity (W/mK)
L	: length (m)
$\dot{m}$	: refrigerant mass flow rate (kg/s)
N	: number of longitudinal tube rows
NTU	: number of transfer units
Nu	: nusselt number
P	: pressure
P_t	: transverse tube pitch (m)
P_l	: longitudinal tube pitch (m)
Pr	: Prandtl number

Q	: heat quantity (kW)
Re	: Reynolds number
r_p	: pressure ratio
R_{total}	: total resistance
S	: suppression factor
S_s	: breadth of a slit in the direction of airflow (m)
S_h	: height of slit (m)
S_w	: width of slit (m)
T	: temperature (^oC)
UA	: Overall heat transfer coefficient (W/K)
$\dot{V}_G$	: compressor displacement (m^3/s)
$\dot{W}$	: compressor work (kW)
We	: Weber number
x	: vapor quality
X	: Lockhart Martinelli parameter
y_w	: condensation film thickness (mm)

Greeks

ρ	: density (kg/m^3)
υ	: specific volume (m3/kg)
η_f	: fin efficiency
η_{isen}	: isentropic efficiency
η_{mech}	: mechanical efficiency

η_{ow} : surface efficiency

η_{total} : total efficiency

η_v : volume efficiency

ε : roughness, effectiveness

σ : surface tension (N/m)

δ_f : fin thickness (mm)

Φ_l^2 : two-phase multiplier

θ_{dry} : dry angle (^{o})

Subscripts

air : air

b : evaluated at the bulk temperature

c : cold

comp : compressor

cb : convective boiling

dry : dry

film : condensation liquid

h : hot

in : in

isen : isentropic

l : liquid

max : maximum

min : minimum

nb : nucleated boiling

out : out

ref : refrigerant

suc : suction

total : total

v : vapor

wet : wet

ABSTRACT

Theoretical Study on the Performance Characteristics of CO_2 cooling cycle with an Internal Heat Exchanger and Ejector System

Kang, Byun
Advisor: Prof. Cho, Hong-hyun, Ph. D.
Department of Mechanical Engineering,
Graduate School of Chosun University

Recently, the interest about natural refrigerant has been increased as the international regulation and constraints on the environment has been developed and strengthen. Among the natural refrigerants, Carbon dioxide(CO_2) is in highlight as a future substitutable refrigerant, so it has been researched actively on HVAC application fields. However, refrigerating cycle using carbon dioxide is usually operated beyond the critical pressure, so it is operated under high pressure compared to subcritical cycle. In addition to, the system performance is lower than a subcritical cycle and it varies significantly with operating conditions.

There are several methods to improve the system to improve the system performance of CO_2 heat pump system. One of those ways is to use an ejector and internal heat exchanger. In a CO_2 cycle, an ejector an reduce the throttling losses

during the expansion process and increase the evaporating pressure by using kinetic energy of expanded refrigerant, and thereby the compressor can be significantly reduced. The internal heat exchanger(IHX) is commonly utilized to increases the cooling capacity by the reduction of the gascooler outlet temperature through the heat exchange between the gascooler outlet refrigerant and evaporator outlet refrigerant. By installation of an ejector and IHX into a CO_2 refrigerant cycle, the system performance and reliability can be improved simultaneously.

The refrigerant system using carbon dioxide is still in the beginning stage of HVAC application fields. Researches on performance improvement of a CO_2 refrigerant system with an ejector and IHX are hardly to find in open literature. Especially, the studies on performance characteristics of a CO_2 refrigeration system with an ejector and IHX according to operating conditions have not carried out. The objective of this study is to investigate the performance of a CO_2 system using an ejector and IHX. For this, the theoretical model for prediction of system performance in a CO_2 cycle with an ejector and IHX was developed and system performance was investigated with operating conditions. Besides, the system performance of a basic and an ejector cycle was compared to that of a basic and an ejector cycle with an IHX.

The COP of an ejector cycle tends to increase gradually with a rise of EEV opening. It is because that the compressor work decreases by pressure recovery in an ejector and the cooling capacity increases due to a rise of refrigerant mass flow rate. In this study, the evaporating pressure of a basic and an ejector cycle at EEV opening of 60% is shown similarly. Therefore, analysis and comparison of system performance with operating conditions was performed when the EEV

opening was 60%

In a basic and an ejector cycle with IHX, the compressor work and cooling capacity increases with a rise of the length of IHX. However, the system COP improves until the IHX length of 12 m for both cycles, and it decreases after 12 m. As the length of IHX increases, the refrigerant mass flow rate at the evaporator increases due to a rise of entrainment in an ejector. Moreover, the quality at the inlet of evaporator is gradually decreased, and thereby the cooling capacity increases significantly. In this study, the compressor work and cooling capacity of a basic cycle increases by 8% and 11% as the length of IHX rises from 0 to 12 m. Those of an ejector cycle increases by 10% and 11%, respectively.

The effect of gascooler inlet air condition is relatively small in an ejector cycle because the cooling capacity can maintain and compressor work can decrease by using an ejector. Thus, the performance degradation of an ejector cycle for various gascooler inlet air conditions is small compared to that of a basic cycle. and The improvement of system performance of an ejector cycle is relatively large compared to that of a basic cycle for various indoor air conditions.

It can be expected that this study will provide the basic data about the performance variation of CO_2 cycle with an ejector and IHX, and it will contribute the development of a high efficient CO_2 system.

제 1 장 서 론

제 1 절 연구 배경

최근 산업발달로 인하여 급격한 기술발달과 더불어 환경오염 문제가 심각하게 대두되면서 이를 해결하기 위해 많은 연구가 진행되고 있다. 기존에 사용되었던 CFC 및 HCFC 계열의 냉매는 오존층 파괴와 지구온난화를 유발시키는 등 심각한 환경오염과 생태계 파괴를 가속시킴에 따라 국제적인 협약을 통해 사용을 규제하고 있다. 이에 선진국의 경우 1995년 말부터 CFC 냉매의 생산을 전폐하였고, HCFC 냉매의 경우 2020년 전폐를 목표로 대체 냉매를 이용한 응용기술 개발 및 제품 생산이 진행되고 있다. 대체냉매로는 합성물질인 HFC계 냉매와 자연냉매 등이 유력하며 유럽을 중심으로 냉장고에서는 HC계 냉매인 R-600a도 대체냉매로 사용되고 있으며 가정용 에어컨에는 혼합냉매인 R-407C와 R-410A가 R-22 냉매를 대체하여 적용되고 있다. 그러나 현재 대체냉매로 많이 사용되고 있는 HFC계 냉매도 생산 공정 중에 오존층을 파괴시키는 물질이 나오는 것으로 알려져 있으며 지구온난화지수(Global Wariming Potentail : GWP)가 기존의 HCFC계 냉매 수준이므로, 1997년 채택된 교토의정서에는 온실효과 가스의 배출규제 물질에 포함되어 있다. 이에 자연속에 존재하는 자연냉매에 대한 연구가 각광 받고 있다. 자연냉매는 환경적인 측면에서 오존층 피괴와 지구온난화에 미치는 영향은 미미하고 무독성으로 인체에 무해하며, 화학적으로 안정적이며, 기존의 냉동기 재료를 그대로 사용할 수 있는 장점을 가지고 있으며 열역학적 물성치와 전달물성이 우수하여 냉동기에 적용하였을 시에 높은 성능계수를 얻을 수 있다. 이러한 자연냉매중 하나인 이산화탄소는 ODP 및 GWP가 매우 낮고 열역학적 물성치가 뛰어나며, 독성과 인화성이 없다. 또한 시스템 소형화에 매우 유리하며, 주변에서 쉽게 구할 수 있다는 장점이 있다. 하지만 이산화탄소 시스템은 기존의 아임계 사이클과 달리 초월임계 사이클

로 고압에서 상변화 없이 작동하여 기존의 시스템에 비해 신뢰성이 낮고 비효율적인 성능을 보이고 있다. 따라서 시스템의 성능향상을 위하여 많은 연구가 진행되고 있으며 그 중 한 가지 방법은 사이클의 팽창과정에서의 추력손실(expansion loss)을 감소시키는 것이다. 이젝터(ejector)의 팽창과정은 등엔트로피 과정과 유사하여 팽창과정에서의 추력손실을 감소시키며 일의 손실을 압력에너지로 전환시켜 시스템 압력을 상승시키는 가압 기능도 가지고 있다. 이로 인하여 압축비와 압축기 소요동력을 감소시켜 시스템의 성능을 향상시킬 수 있다. 이젝터는 구조가 간단하고 구동부가 없어 유지 및 관리가 용이하다. 또한 반영구적이고 제작비용이 저렴하여 실제 상업용 시스템에 적용이 유리하고 신뢰성이 높다. 내부열교환기는 가스쿨러 출구의 고온고압의 냉매와 증발기 출구의 저온저압의 냉매를 서로 열교환 함으로써 팽창장치 입구에서 냉매의 과냉도를 증가시켜 팽창장치의 비가역적인 손실을 줄이고 압축기 입구의 과열도를 확보하여 압축기에 유입되는 액상의 냉매를 방지하는 역할을 하게 된다. 또한 증발기의 냉방용량의 증가로 인하여 사이클의 성능을 높이고 시스템의 신뢰성을 향상시킬 수 있는 장점을 가지고 있다.

이산화탄소를 이용한 사이클에 대한 연구는 최근 국내에서 활발히 진행되고 있으나 아직 사이클의 특성에 관한 연구가 명확하고 일괄적으로 정리되지 못하고 있다. 일반적으로 이산화탄소를 적용한 시스템의 성능이 기존의 냉매를 적용한 사이클보다 낮으며 외기온도에 변화에 따른 사이클의 성능 변화가 심해 사이클의 신뢰성이 낮음으로 이를 극복하기 위한 사이클 방안에 대한 구체적인 이해와 해석, 그리고 성능향상을 위한 방법에 대한 자세한 연구가 현실적으로 절실히 필요하다. 특히 이산화탄소 사이클 성능 향상시킬 수 있는 방안으로 내부열교환기나 이젝터 적용한 따른 연구는 세계적으로 미비한 단계에 있고 성능에 대한 해석 데이터나 주변조건에 따른 사이클의 성능 특성에 대한 연구는 아직 완성단계에 이르지 못하고 있다.

제 2 절 국내·외 연구 동향

1. 이산화탄소 열펌프에 관한 연구동향

이산화탄소 히트펌프 시스템에 대한 연구는 Lorentzen(1993)는 이산화탄소를 기반으로 하는 공기조화 시스템은 주로 초임계 사이클, 즉 초임계 고압 및 아임계 저압조건들에서 운전되며, 열방출은 단상 고압 유체의 냉각에 의해 발생하고, 기존 시스템에서처럼 응축에 의하지 않으며, 열은 증발에 의해 흡수되지만 증발압력이 고압으로 작동된다고 보고하였다. 또한 Bivens(1994)등은 대체냉매를 적용한 이중관식 열교환기에서 기존의 냉매보다 성능이 약 6~7% 증가함을 발표하였다. Bullock(1997)등은 해석적 연구를 통해 이산화탄소 히트펌프 시스템이 R-22 히트펌프 시스템에 비해 냉방운전에서 약 30%, 난방운전에서 약 25% 낮은 성능계수를 나타낸다고 보고하였다. 또한 Yin(2000)등은 실험을 통해 전통적인 기존 냉매 시스템과 이산화탄소 시스템을 비교하고 주변온도가 높은 경우 이산화탄소 시스템이 낮은 열전달량과 성능계수를 나타내지만 주변온도가 낮은 경우에 이산화탄소 시스템의 용량과 성능계수는 매우 높다고 보고하였다. Neksa(1998)등과 Hrnjak(2000)등은 이산화탄소 사이클의 성능특성에 관한 연구를 위하여 가스쿨러(gascooler) 압력의 제어를 통한 시스템 성능변화를 해석과 실험적 방법을 이용하여 고찰하였다.

Boewe(2001)등은 실험을 통하여 공조시스템에서 동축관 내부열교환기를 장착하였을 경우 내부열교환기를 장착하지 않은 시스템보다 약 25% 성능 향상을 가져왔다고 보고하였으며 Hermann(2000)등은 이산화탄소를 이용한 시스템에서 내부열교환기를 적용한 경우, 각각의 성능의 변화에 대한 연구를 다른 냉매와 비교를 통하여 기존 아임계 사이클로 작동되는 시스템에 비해 초임계 사이클로 작동되는 시스템에서 내부열교환기의 효용성이 크다고 보고하였다. 그리고 Sarkar(2004, 2006)등은 해석적 방법을 이용하여 여러 가지 이산화탄소 사이클에서 토출압력 변화에 따

른 성능을 고찰하고 이에 시스템의 성능유지를 위한 최적의 토출압력에 대한 연구를 진행하였으며, Chen(2005)등은 내부열교환기(internal heat exchanger)를 적용한 이산화탄소 사이클에서 가스쿨러 압력변화에 따른 성능변화를 예측하고 가스쿨러 압력과 성능에 관한 수식을 개발하였다. 또한 Stene(2005)는 가정용 이산화탄소 열펌프와 급탕시스템(water heater)을 같이 구성하여 각각의 운전조건에 따른 성능평가를 해석적 방법과 실험적 방법을 이용하여 동시에 진행하였고, Kim(2004)등은 이산화탄소를 적용한 사이클에 대한 전반적인 특징과 여러 가지 구성요소의 특성에 대하여 정리하여 보고하였다. 그리고 Baek(2002, 2005)등은 piston-cylinder 형태의 팽창기를 적용한 사이클에 대하여 이론적 해석과 실험적 연구를 동시에 수행하였다. 국내에서는 Kim(2002)등이 이산화탄소를 이용한 온수용 열펌프의 성능 특성에 관한 연구와 R744-R134a, R744-R290의 오토캐스케이드(auto-cascade) 사이클의 성능을 비교 및 고찰하였다.

2. 이산화탄소 이젝터 사이클에 관한 연구동향

Munday(1977)등은 단상상태 일 때의 이젝터 뿐만 아니라 이상상태의 이젝터의 상태를 이론적으로 제시하였으며 Gas(1931)은 이젝터를 적용한 열펌프 시스템의 성능을 실험적으로 고찰하였다. 최근의 연구를 살펴보면 Elbel(2008)등은 이젝터를 적용한 사이클이 기본 사이클보다 성능계수가 약 7% 향상됨을 실험을 통하여 나타내었다. Wongwises(2005)은 R-134 냉매를 이용하여 이젝터를 사용한 열펌프 시스템이 기존 열펌프 시스템보다 더 높은 성능이 나타남을 제시하였다. Nakagawa(2011)등은 해석적 연구를 통하여 일정한 운전조건에서 내부열교환기를 적용한 이젝터가 기본 사이클의 냉방성능을 약 27% 향상시킬 수 있음을 보였다. 그리고 Li(2005)등은 실험을 통하여 이젝터 사이클과 기본 사이클의 성능을 비교하여 이젝터 사이클이 기본 사이클보다 성능이 대략 16% 향상됨을 보였으며 Sarkar(2008)는 이젝터 모

델링을 통해 가스쿨러 출구온도와 증발온도에 따른 최적의 유인비와 승압비 그리고 성능계수를 해석하였다. 또한 Lee(2011)등은 이산화탄소를 적용한 이젝터 사이클의 실험을 통하여 최적화된 이젝터를 제시하였으며, 공기조화 시스템에서 이젝터를 사용함으로써 기존의 사이클의 성능을 약 15% 향상됨을 보고하였으며, Deng(2007)등은 이젝터 사이클에서 증발온도에 따른 데이터를 분석하였으며 내부열교환기 사이클, 이젝터 사이클, 기본 사이클의 성능각각 분석하였다. Banasiak(2011)등은 이젝터 사이클의 1차원적 해석을 통하여 이젝터 내부유동을 해석하였으며 압력회복에 대해 연구하였다.

그러나 이전의 연구는 이산화탄소 냉동 사이클 전체의 성능이 아닌 이젝터 자체를 주 해석의 대상으로 하여 대부분의 연구를 진행하였으며 이젝터의 성능이 사이클 전체에 미치는 영향에 대한 연구는 아직 많이 부족한 현실이다. 내부열교환기를 적용한 사이클에서도 사이클 운전특성별 내부열교환기의 최적화에 대한 연구는 찾아보기 힘들며 특히 이젝터를 적용한 사이클에서 내부열교환기를 적용한 사이클의 성능특성에 대한 연구는 아직 많이 진행되지 않았다. 또한 이산화탄소를 이용한 시스템의 성능확보를 위한 시스템 성능향상 방안과 이산화탄소에 이젝터를 적용한 이젝터 사이클에 관한 연구는 상대적으로 많이 부족한 실정이다.

제 3 절 본 연구의 목적

선진국에서는 이산화탄소 냉매를 이용한 온수급탕기와 자동차용 에어컨의 생산과 소형화에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 현재까지 이산화탄소를 적용한 자동차용 냉방시스템 및 온수 가열 열펌프, 대형 쇼케이스, 그리고 자판기 등이 개발되어 일부는 시장에 판매 중에 있다. 또한 미국과 구미 선진국에서는 냉방 뿐 아니라 건물환기, 온수급탕 및 난방까지도 가능한 다목적 열펌프를 이미 사용하고 있으며 대형마트에서의 쇼케이스 및 냉동시스템에 적용되고 있음으로 이들 시스템에 대한 이산화탄소에 관한 연구 또한 활발이 이루지고 있다. 이런한 세계적인 추세에 발맞추어 이산화탄소 냉매의 고효율을 위한 내부열교환기나 이젝터를 적용한 이산화탄소 냉동사이클의 연구를 통하여 국내의 냉동공조 산업의 기반을 더운 견고하게 할 수 있다.

본 연구에서는 내부열교환기와 이젝터를 적용한 이산화탄소 냉동 사이클의 성능특성을 파악하기 위해 이산화탄소 시스템을 모델링하여 다양한 운전조건에 따른 시스템 특성과 성능 향상, 이젝터 내부의 유동흐름에 대해 고찰하고자한다. 특히 기존의 냉동시스템에 이산화탄소 냉매를 적용하였을 경우 낮은 성능계수를 나타냄을 보임으로 이를 해결하기 위해 기존의 이산화탄소 사이클에 내부열교환기와 이젝터를 적용하여 주변 조건에 따른 성능특성을 분석하고 냉동시스템의 운조건 변화에 대한 성능변화를 예측할 수 있는 시스템을 모델링하고 운전조건 변화에 대한 시스템의 성능특성을 고찰하여 이산화탄소 시스템의 성능을 향상시키고자 한다.

이를 위하여 기본 사이클과 이젝터 사이클에서 각각의 최적 EEV 개도를 선정하기 위해 EEV 개도에 따른 성능을 분석하고. 각 사이클에서의 내부열교환기의 최적의 길이를 선정한다. 이 후 시스템의 성능변화에 영향을 미치는 가스쿨러 전면 공기속도, 실외온도, 증발기 전면 공기속도, 실내온도의 변화에 따른 시스템의

성능특성을 고찰하여 이산화탄소 시스템의 최적화에 대한 연구를 진행한다. 또한 내부열교환기와 이젝터를 적용한 이산화탄소 사이클의 성능특성을 분석하고 기본 사이클과 이젝터 사이클에서의 최적 내부열교환기 길이를 제시하고 각각의 성능을 비교한다.

본 연구를 통하여 내부열교환기, 이젝터를 적용한 사이클의 성능특성과 고효율 이산화탄소 시스템 개발에 필요한 기초적인 성능 데이터를 제공할 수 있을 것으로 기대된다.

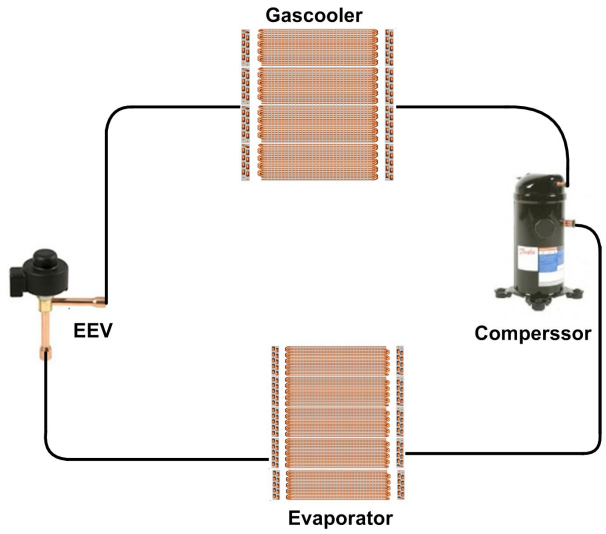
제 1 장 내부열교환기와 이젝터를 적용한 이산화탄소 사이클 모델링

제 1 절 기본 사이클, 내부열교환기 사이클, 이젝터 사이클, 이젝터-내부열교환기 사이클 모델링

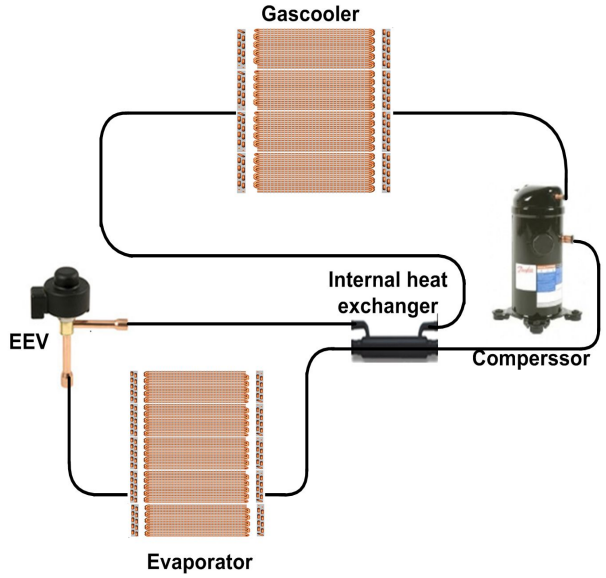
이산화탄소 사이클의 경우 초월임계 사이클을 이루고 있으므로 기존의 아임계 냉동 시스템과 달리 새로운 시스템의 설계가 필요하다. 이를 위해서 압축기, 가스쿨러, 증발기, 팽창장치에 대한 정확한 모델링이 요구되며, 기본 사이클의 모델링이 완성된 후 내부열교환기, 이젝터에 대한 모델링이 진행되어야 한다. 본 연구에서는 기본 사이클(Basic cycle), 내부열교환기 사이클(Internal heat exchanger cycle), 이젝터 사이클(Ejector cycle), 이젝터-내부열교환기 사이클(Ejector-internal heat exchagner cycle) 총 4개의 사이클을 모델링하여 각각의 성능특성을 비교 고찰하였다.

Fig. 2.1은 각각의 사이클의 개략도를 나타내고 있다. 기본 사이클(Fig 2.1의 (a))은 압축기, 가스쿨러, 팽창장치, 증발기로 구성되어 있으며, 팽창과정은 등엔탈피 과정으로 가정하여 모델링을 진행하였다. 내부열교환기 사이클(Fig 2.1의 (b))의 경우 기본 사이클에서의 가스쿨러에서 나오는 고온고압의 냉매와 증발기에서 토출된 저온저압의 냉매가 서로 열교환한 후 고온고압의 냉매는 팽창장치 입구로 들어가며 저온저압의 냉매는 압축기 입구로 들어가도록 구성되어 있다. 이젝터 사이클(Fig 2.1의 (c))의 경우 압축기, 가스쿨러, 팽창장치, 이젝터, 증발기로 구성되어 있으며 가스쿨러와 증발기 출구에서 나오는 냉매는 각각 이젝터의 구동부와 흡입부 노즐로 들어가며 등엔트로피 과정으로 팽창하는 구조로 되어있다. 이 후 믹싱탱크(mixing tank) 부분에서 혼합된 냉매는 디퓨저(diffuser)에서 압력이 회복된 후 기액분리기로 들어가고 기액분리기에서 액상의 냉매는 팽창장치를 통해 재팽창되며 나

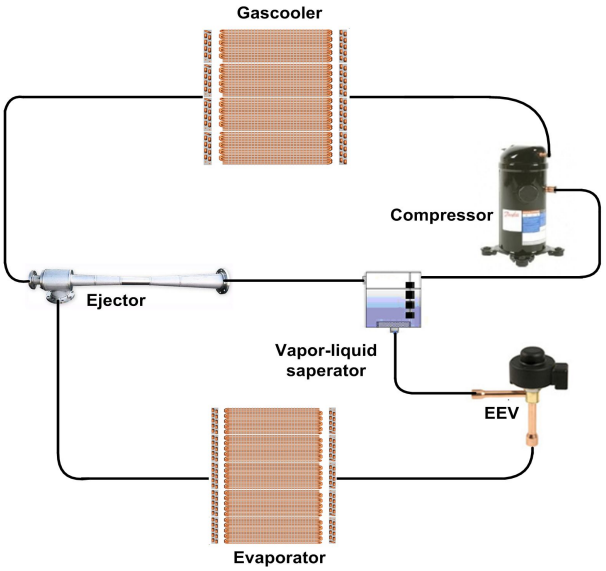
머지 기상냉매는 압축기 입구로 들어가도록 설계되어 있다. 이젝터-내부열교환기 사이클(Fig 2.1의 (d))의 경우 가스쿨러에서 나온 고온고압의 냉매와 기액분리기를 통하여 나온 기상의 저온저압의 냉매와 서로 열교환하며 이 후 각각의 냉매는 이젝터의 구동부와 압축기 입구로 들어가도록 설계하였다.



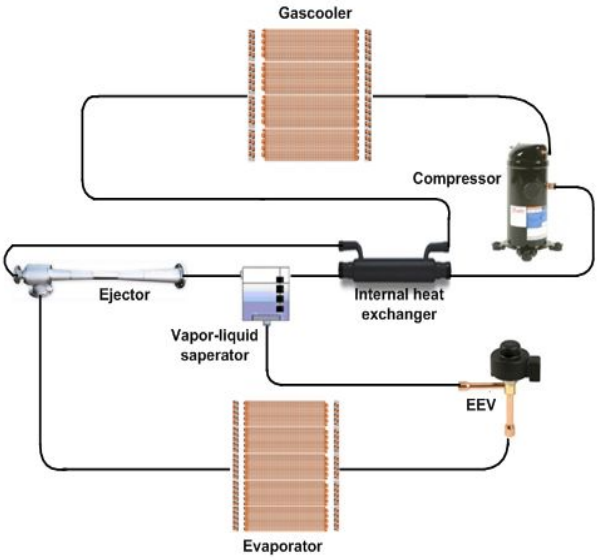
(a) Basic cycle



(b) Internal heat exchanger cycle



(c) Ejector cycle



(d) Ejector-internal heat exchanger cycle

Fig. 2.1 Schematics of four kinds of CO_2 cycles.

제 2 절 압축기 모델링

이산화탄소 사이클의 압축기 모델링을 위하여 반밀폐형 왕복동식 압축기(3RT)를 해석적 모델로 선정하였으며, 압축기의 질량유량과 체적효율은 실험에 의하여 얻어진 결과를 이용한 Oritiz(2003)을 적용하여 구하였다. 본 연구에서 설계된 압축기에서 냉매의 토출질량과 압축일은 식(2-1)과 (2-2)와 같이 표현된다.

$$\dot{m} = \frac{\eta_v \times \dot{V}_G}{v_{suc}} \tag{2-1}$$

$$\dot{W_{comp}} = \frac{\dot{m}(h_{isen} - h_{in})}{\eta_{total}} \tag{2-2}$$

이 때 압축기 체적효율, 등엔트로피 효율, 기계효율 그리고 압축기 전체 효율은 아래 식 (2-3)~(2-6)을 이용하여 구할 수 있다.

$$\eta_{isen} = \frac{h_{isen} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \tag{2-3}$$

$$\eta_v = 0.0018 \times r_p^2 - 0.0756 \times r_p + 0.9207 \tag{2-4}$$

$$\eta_{mech} = 0.0051 \times r_p^2 - 0.0884 \times r_p + 0.9083 \tag{2-5}$$

$$\eta_{total} = -0.0022 \times r_p^4 + 0.0414 \times r_p^3 - 0.2803 \times r_p^2 + 0.7952 \times r_p - 0.26 \tag{2-6}$$

제 3 절 가스쿨러 모델링

본 연구에서 가스쿨러 열교환기 모델링은 가장 대표적인 공조용 열교환기인 핀-관 열교환기를 모델링하였다. 핀-관 열교환기는 원형 동관과 알루미늄 핀으로 구성되어 있으며 동관 내에는 냉매가 흐르며 유동과 직각 방향으로 공기가 핀 사이클 흐르게 설계되어 있다. Fig. 2.2와 같이 핀-관 형태의 열교환기를 선정하였으며 관 내경을 4 mm, 외경 5 mm의 구리관으로 구성하였으며 핀의 형태는 오프셋 스트립(off-set strip)핀을 사용하였다. 본 연구에서 제안된 열교환기의 자세한 사양을 Table 3.1에 나타내었다.

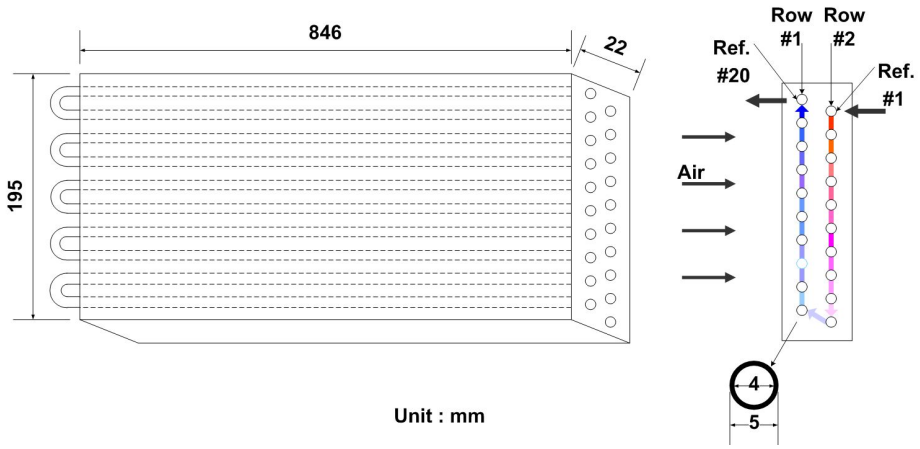


Fig. 2.2 Schematics of a gascooler.

Table 2.1 Specification of a fin-tube type gascooler

Item	Gascooler
Tube out diameter (mm)	4
Tube thickness (mm)	0.5
Tube material	Copper
Row number	2
Tube number	80
Row pitch (mm)	12
Fin material	Al
Fin shape	Slit
Fin pitch (mm)	1.2
Fin thickness(mm)	0.11
Number of slit	7
Slit height (mm)	0.8
Slit width (mm)	1
Height (mm)	788
Length (mm)	846

1. 냉매측 열전달상관식

마이크로채널 관 내부에 흐르는 이산화탄소 냉매의 열전달 해석을 수행하기 위해 ε-NTU(effectiveness-number of transfer units) 방법을 사용하였으며 해석에 사용된 유용도는 열역학적으로 가능한 최대의 열전달량과 실제 열전달량의 비를 나타낸 것으로 다음의 식 (2-7)과 같이 나타낼 수 있다. 본 논문에서는 ε값을 다음과 같은 식을 적용하여 정의하였다.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{\text{실제열전달율}}{\text{한유체에서다른유체로의최대가능열전달율}} \tag{2-7}$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\left(\frac{1}{C}\right) NTU^{0.22}\right) * \exp(-C(NTU^{0.78}) - 1) \tag{2-8}$$

또한 총괄열전달 계수는 식 (2-9)을 통하여 구할 수 있으며 NTU 값은 식 (2-10)을 적용하여 구할 수 있다.

$$UA = \frac{1}{R_{total}} \tag{2-9}$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \tag{2-10}$$

여기서 최대가능 열전달율 $Q_{\max}$는 식 (2-11)같이 나타낼 수 있으며 ε과 $Q_{\max}$을

통하여 실제 열전달율 Q을 다음의 식(2-12)로 정의할 수 있다.

$$Q_{\max} = (mc_p)_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \tag{2-11}$$

$$Q = \varepsilon(mc_p)_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \tag{2-12}$$

본 연구에서 냉매측 열전달계수는 계산하기 위해 초임계상태에서 비교적 높은 정확도를 나타내는 Gnielinski(1976)가 제안한 상관식을 사용하였으며 이 때 Nu는 다음과 같다.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)\mathrm{Pr}}{1+12.7(f/8)^{1/2}(\mathrm{Pr}^{2/3}-1)} \tag{2-13}$$

$$0.5 < \mathrm{Pr} < 2000;\ 2300 < Re < 5\times10^5$$

또한 열전달계수 h는 식 (2-13)에서 구해진 Nu와 전도도를 이용하여 아래의 식 (2-14)을 이용하여 구하였다.

$$h_{ref} = \frac{k_{ref} \times Nu}{D_{in}} \tag{2-14}$$

여기서, 마찰계수는 f는 Churchill(1977) 상관식을 사용하였으며 이는 다음과 같다.

$$f = 8\left\{\left(\frac{8}{Re}\right)^{12} + \left[\left(2.457\ln\left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re}\right)^{0.9} + 0.27\varepsilon}\right)\right)^{16} + \left(\frac{37530}{Re}\right)^{16}\right]^{-3/2}\right\}^{1/12} \tag{2-15}$$

초임계 영역에서 이산화탄소의 유동은 단상유동 형태와 흡사하기 때문에 일반적으로 단상유동에 많이 쓰이는 압력강하 상관식을 이용하여 예측하는 것이 합리적이다. 따라서 본 연구에서 사용된 가스쿨러에서 마찰에 의한 단상유동 압력강하 상관식은 다음과 같다.

$$\triangle P = f\frac{L}{D}\frac{G^2}{2\rho} \tag{2-16}$$

2. 공기측 열전달상관식

실외에서 냉매와 열교환하는 Slit fin 적용 열교환기의 해석은 Wang(2001)등이 제안한 습표면 조건에서의 Slit fin 열교환기의 공기측 j-factor와 f-factor를 사용하였다. 각 미소체적에 대하여 사용된 식은 다음과 같이 표현된다.

Coburn $j-factor$:

$$j=\begin{cases} 0.9047\,Re_{Dc}^{j1}\left(\frac{F_s}{D_c}\right)^{j2}\left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{j3}\left(\frac{S_s}{S_h}\right)^{-0.0305}N^{0.0782} \\ \qquad \text{for } N>2 \text{ and } Re_{Dc}<700, \\ 1.0691\,Re_{Dc}^{j4}\left(\frac{F_s}{D_c}\right)^{j5}\left(\frac{S_s}{S_h}\right)^{j6}N^{j7} \\ \qquad \text{for } N=1,2 \text{ or } N>2 \text{ and } Re_{Dc}>700, \end{cases} \tag{2-17}$$

$$j1=-0.2555-\frac{0.0312}{(F_s/D_c)}-0.0487N$$

$$j2=0.9703-0.0455\sqrt{Re_{Dc}}-0.4986\left(\ln\frac{P_t}{P_l}\right)^2$$

$$j3=0.2405-0.003\,Re+5.5349\left(\frac{F_s}{D_c}\right)$$

$$j4=-0.535+0.017\left(\frac{P_t}{P_l}\right)-0.0107N$$

$$j5=0.04115+5.5756\sqrt{\frac{N}{Re_{Dc}}}\,ln\frac{N}{Re_{Dc}}+24.2028\sqrt{\frac{N}{Re_{Dc}}}$$

$$j6 = 0.2646 + 1.0491\left(\frac{S_s}{S_h}\right)\ln\frac{S_s}{S_h} - 0.216\left(\frac{S_s}{S_h}\right)^3$$

$$j7 = 0.3749 + 0.0046\sqrt{Re_{Dc}}\,ln\,Re_{Dc} - 0.0433\sqrt{Re_{Dc}}$$

Fanning friction factor f:

$$f = 1.201\,Re_{Dc}^{f1}\left(\frac{F_s}{Dc}\right)^{f2}\left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{f3}\left(\frac{S_s}{S_h}\right)^{f4}(N)^{f5}(S_n)^{f6} \qquad (2\text{-}18)$$

$$f1 = -0.1401 + 0.2567\ln\left(\frac{F_s}{D_c}\right) + 4.399e^{-S_n}$$

$$f2 = -0.383 + 0.7998\ln\left(\frac{F_s}{D_c}\right) + \frac{5.1772}{S_n}$$

$$f3 = -1.7266 - 0.1102\ln\left(Re_{Dc}\right) - 1.4501\left(\frac{F_s}{D_c}\right)$$

$$f4 = 0.4034 - 0.199\left(\frac{S_s/S_h}{\ln\left(S_s/S_h\right)}\right) + 0.4208\left(\frac{\ln\left(S_s/S_h\right)}{\left(S_s/S_h\right)^2}\right)$$

$$f5 = -9.0566 + 0.6199\ln Re_{Dc} + \frac{32.8057}{\ln Re_{Dc}} - \frac{0.2881}{\ln N} + \frac{0.9583}{N^{1.5}}$$

$$f6 = -1.4994 + 1.209\left(\frac{P_t}{P_l}\right) + \frac{1.4601}{S_n}$$

또한 핀 효율(fin efficiency)과 습공기의 표면 효율(Surface efficiency)는 다음과 같이 표현된다.

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml}, \quad m = \sqrt{\frac{2h_{aw}}{k_f \delta_f}\left(1+\frac{\delta_f}{F_d}\right)}, \quad l = \frac{H}{2} - \delta_f \tag{2-19}$$

$$\eta_{ow} = 1 - \frac{A_f}{A_{ow}}(1-\eta_f) \tag{2-20}$$

또한 다음과 같은 식을 총괄열전달계수를 구하였다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_{ref,in}A_{ref,in}} + \frac{\ln(D_{out}/D_{in})}{2\pi kL} + \frac{1}{h_{air}\eta_f A_{fin}} \tag{2-21}$$

제 4 절 증발기 모델링

본 연구에서 증발기는 가스쿨러와 동일한 직경과 핀의 형상을 가지며 열교환기 크기가 다른 핀-관 열교환기로 설계하였다. 또한, 냉매의 유동방향, 공기와의 열교환 방식 및 열교환기 해석방법도 동일하게 수행하였으며 공기측 열전달 상관식도 가스쿨러 모델링과 동일하게 적용하여 모델링하였다. Fig. 2.3은 증발기의 열교환기 사이즈와 관의 직경을 나타내고 있으며 Table 2.2은 증발기의 세부 사양을 나타내고 있다.

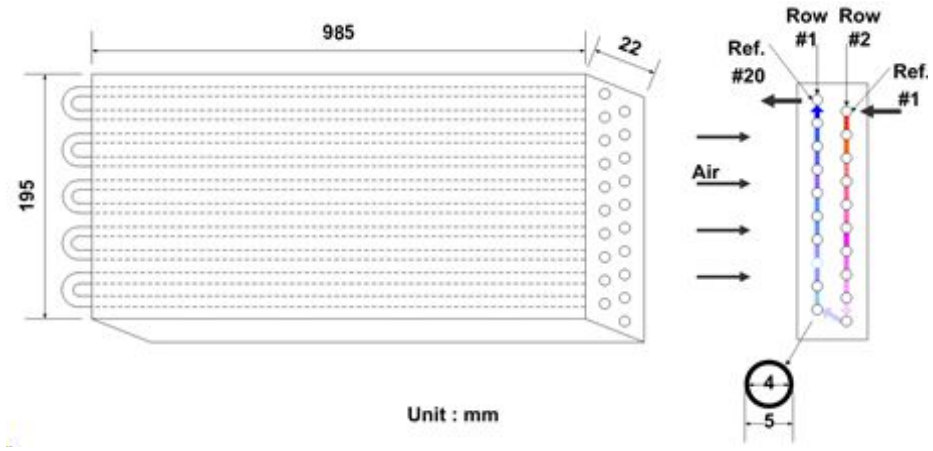


Fig. 2.3 Schematics of an evaporator.

Table 2.2 Specification of a fin-tube type evaporator

Item	Gascooler
Tube out diameter (mm)	4
Tube thickness (mm)	0.5
Tube material	Copper
Row number	2
Tube number	100
Row pitch (mm)	12
Fin material	Al
Fin shape	Slit
Fin pitch (mm)	1.2
Fin thickness(mm)	0.11
Number of slit	7
Slit height (mm)	0.8
Slit width (mm)	1
Height (mm)	985
Length (mm)	846

1. 냉매측 열전달상관식

증발기의 냉매증기와 물표면 사이의 열전달은 현열 및 잠열에 의한 열전달을 고려한 Thome and Ribatski(2005)의 냉매측 증발열전달계수(2-22)을 이용하여 계산하였다.

$$h_{TP} = \frac{\theta_{dry} h_{vapor} + (2\pi - \theta_{dry}) h_{wet}}{2\pi} \tag{2-22}$$

θ_{dry}는 Biberg(1999)가 제안한 상관식을 사용하였으며 습표면에서의 열전달계수는 식 (2-23)을 사용하였다.

$$h_{wet} = \left[\left(S h_{nb,co_2} \right)^3 + h_{cb}^3 \right]^{1/3} \tag{2-23}$$

여기서 S는 비등억제 계수로 식 (2-24)에 나타냈으며 얇은 액막에서의 액상 Reynolds number는 식 (2-25)을 이용하였다.

$$S = \frac{(1-x)^{1/2}}{0.121\, Re_{l,film}^{0.225}} \tag{2-24}$$

$$Re_{l,film} = \frac{4G(1-x)\delta}{(1-\varepsilon)\mu_L} \tag{2-25}$$

식 (2-25)에서의 ε은 void fraction으로 Steiner(1993)의 관계식(2-26)을 사용하였으며 δ는 액막 두께로서 식 (2-27)으로 계산하였다.

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_v}\left[\left(1+0.12(1-x)\left(\frac{x}{\rho_v}+\frac{1-x}{\rho_L}\right)\right)+\frac{1.18(1-x)\left[g\sigma_L(\rho_L-\rho_v)\right]^{0.25}}{G\rho_L^{0.5}}\right]^{-1} \quad (2\text{-}26)$$

$$\delta = \frac{\pi D(1-\varepsilon)}{2(2\pi-\theta_{dry})} \quad (2\text{-}27)$$

핵비등 열전달 계수는 Cooper(1984)의 관계식을 CO_2냉매의 특성을 반영하도록 변형하여 다음의 식 (2-28)을 사용하였다.

$$h_{nb,CO_2} = 0.71\,h_{nb} + 3970 \quad (2\text{-}28)$$

냉매의 증발온도는 증발이 진행됨에 따라 낮아지게 되는데, 냉매의 압력강하는 Chisholm(1983)이 제안한 B-coefficient method을 이용하여 사용하였다.

본 연구에서 증발기의 이상상태 압력강하는 식 (2-29)와 같이 계산된다.

$$\triangle P_f = \overline{\Phi}_{f,lo}^2 \times \triangle P_{f,lo} \quad (2\text{-}29)$$

여기서 $\triangle P_f$는 마찰에 의한 압력강하이며, $\triangle P_{f,lo}$는 액상만이 관내에 흐른다고 가정하였을 때의 마찰에 의한 단상상태의 압력강하이다. 그리고 $\overline{\Phi}$는 이상유동 계수의 평균값이며, $\Phi_{f,lo}$는 관내에 액상만이 흐른다고 가정하였을 때 마찰에 의한 이상유동 계수이다.

관내에 단상유동만이 흐를 때 마찰에 의한 압력강하는 식 (2-30)과 같다.

$$\triangle P_{f,lo} = f_{lo}\frac{G^2 L}{2\rho_i D_i} \tag{2-30}$$

이상 유동 계수($\Phi_{f,lo}^2$)는 Yoon(2004)등이 제안한 압력강하 상관식을 이용하여 계산하였다.

$$\Phi_{f,lo}^2 = 1 + 4.2\left(\Gamma^2 - 1\right)\times\left[\frac{B}{We_D}x^{0.875}(1-x)^{0.875} + x^{1.75}\right] \tag{2-31}$$

특히, Yoon(2004)등은 이산화탄소의 물성치 특성을 고려하기 위하여 관성력과 표면장력의 비로 정의되는 Weber number를 상관식에 다음과 같이 계산에 이용하였다.

$$We_D = \frac{\rho_l v^2 D_i}{\sigma} \tag{2-32}$$

상관식에 사용된 계수 B는 Table 2.3에 나타내었으며 물성계수 Γ^2은 다음 식과 같이 정의된다.

$$\Gamma^2 = \frac{(dP/dz)_{f,go}}{(dP/dz)_{f,lo}} = \frac{f_{go} v_g}{f_{lo} v_l} \tag{2-33}$$

Table 2.3 Coefficient B

Γ	G	B
$\Gamma \leq 9.5$	$G \leq 500$	4.8
	$500 < G < 1900$	$2400/G$
	$G \geq 1900$	$55/G^{0.5}$
$9.5 < \Gamma < 28$	$G \leq 600$	$520/\Gamma G^{0.5}$
	$G > 600$	$21/\Gamma$
$\Gamma \geq 28$	-	$15000/\Gamma^2 G^{0.5}$

증발기에서의 총괄열전달계수를 구하기 위해 습표면에서 열전달량은 다음 식으로 계산할 수 있다.

$$h_{ow} = \frac{1}{(c_{p,o}/b_w h_o) + (y_w/k_w)} \tag{2-34}$$

여기서,

h_{ow} : sensible heat transfer coefficient for the wet surface

y_w : condensate film thickness

증발기에서의 총괄열전달계수는 다음의 식으로 계산할 수 있다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_{ref,in} A_{ref,in}} + \frac{\ln(D_{out}/D_{in})}{2\pi kL} + \frac{1}{h_{air}\eta_f A_{fin} Con_{water}} + \frac{1}{h_{ow} A_{wet}} \tag{2-35}$$

또한 증발기에서의 공기측 열전달계수는 가스쿨러에서의 공기측 열전달계수와 동일한 Wang(2001)등의 식을 적용하여 구하였다.

제 5 절 EEV(electronic expansion valve) 모델링

1.6 mm의 직경을 가지는 EEV를 이용하여 시스템에 흐르는 냉매의 질량유량을 모델링하였다. 본 연구에서는 팽창과정은 등엔탈피 과정으로 가정했다. EEV를 통과하는 이산화탄소의 질량유량은 Hwang and kim(2007)의 상관식을 사용하였다. 질량유량 식은 Buckingham-π 정리에서 유래되는 6개의 물리적 변수와 4개의 기하학적인 변수를 사용하여 계산하였다.

$$\left(\frac{\dot{m}}{A_{t.m}\sqrt{\rho\triangle p}}\right)= c_1\left(\frac{L}{D_m}\right)^{C_2}\left(\frac{D_m}{D_o}\right)^{C_3}\left(\frac{p_{in}}{p_c}\right)^{C_4}\left(\frac{T_{in}}{T_c}\right)^{C_5} \tag{2-36}$$

여기서 각각의 상수는 Table 2.4에 나타내었다.

Table 2.4 Constants in EEV correlation of eq.(2-36)

Constant	Value
C_1	1.17×10^{0}
C_2	-3.99×10^{-2}
C_3	-7.27×10^{-2}
C_4	3.86×10^{-1}
C_5	-4.55×10^{0}

제 6 절 내부열교환기(internal heat exchanger) 모델링

본 연구에서 설계한 내부열교환기는 일반적으로 잘 알려진 이중관형 열교환기 형태이며 Table 2.5은 본 연구에서 설계된 이산화탄소를 냉매로 사용하기 위해서 설계된 사양을 나타내고 있다.

이중관형 열교환기는 온도가 높은 유체로부터 전열 벽을 통해서 온도가 낮은 유체에 열을 저장하는 장치로써 내관과 외관으로 구성 되어 있으며, 내관에는 가스쿨러에서 토출된 고온고압의 냉매가 외관에는 증발기에서 토출된 저온저압의 냉매가 흐르도록 설계하였다. 열교환하는 내부열교환기의 모델링은 냉매 사이에 에너지 및 질량방정식을 이용하여 각 상태량을 계산하는 미소요소접근법을 이용하였다. 즉, 전체 열교환기의 일부분을 제어체적으로 설정하고 냉매 사이에 에너지 방정식과 질량보존 방정식을 사용하여 냉매의 출구상태를 각각 계산하고 계산된 값들은 다음 제어체적의 입구조건으로 사용하여 전체 열교환기의 해석을 수행하였다. 모델에 대한 해석은 열교환기 전체를 같은 길이로 여러 구간을 나누어서 한 구간에서 입구조건을 입력으로 하여 그 구간에서 열교환 관계식을 풀어 출구조건을 구한 후 계산된 출구조건을 다음 구간의 입구조건으로 하여 출구조건을 구한다. 이러한 과정을 모든 구간에 대하여 순차적으로 계산하여 열교환기의 출구조건을 구하는 관순법(tube-by-tube method)을 적용하였다.

Table 2.5 Specification of internal heat exchanger double tube type

Items	Specification
Type of flow	Counter flow
Diameter of inner tube (m)	0.007
Diameter of outer tube (m)	0.013
Tube thickness (m)	0.00089
Materials	Copper

제 7 절 이젝터(ejector) 모델링

Fig. 2.4는 이젝터 사이클의 P-h 선도를 나타내고 있으며 Fig. 2.5은 이젝터 내부의 명칭을 나타내고 있다. 가스쿨러(2′-3′)에서 나온 고온고압의 냉매는 구동부(3′)로 들어가게 되며 증발기(6′-7′)에서 토출된 냉매는 흡입부(7′)로 유입되고 등엔트로피 과정으로 팽창하며 이 후 믹싱탱크(9′) 부분에서 혼합되고 디퓨져(10′)에서 압력이 회복된 후 기액분리기로 들어가게 된다. 기액분리기에서 액체상태의 냉매는 EEV(5′)를 통해 재팽창되며 기체상태의 냉매는 압축기(1′)로 들어가도록 설계하였다.

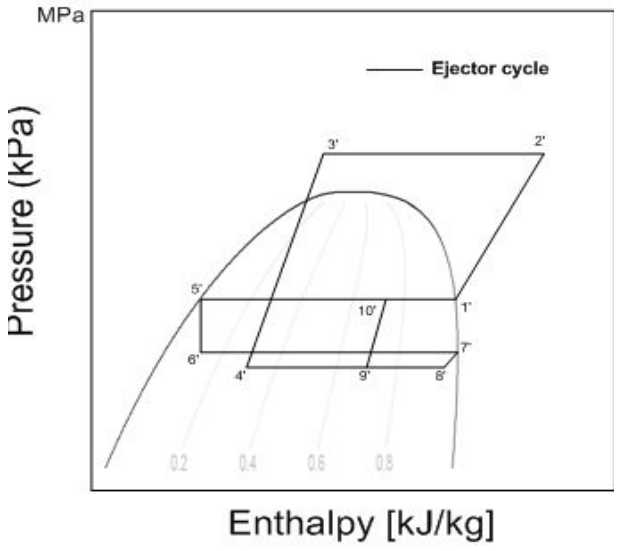


Fig. 2.4 P-h diagram of ejector cycle

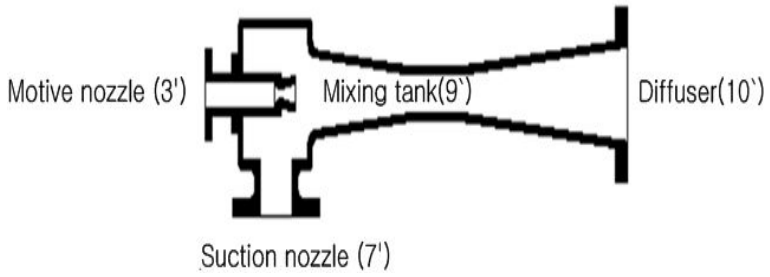


Fig. 2.5 Schematic diagram of an ejector

이젝터 내의 상태량을 모델링하기 위해 식 (2-37), (2-28), (2-39)의 지배방정식을 사용하여 각각의 상태를 정의하였다.

$$Mass\ conservation: \sum \rho_1 u_1 A_1 = \sum \rho_2 u_2 A_2 \tag{2-37}$$

$$Mometum\ conservatoin: P_1 A_1 + \sum m_1 u_1 = P_2 A_2 + \sum m_2 u_2 \tag{2-38}$$

$$Energy\ conservation: \sum m_1 (h_1 + u_1^2/2) = \sum m_2 (h_2 + u_2^2/2) \tag{2-39}$$

이 때, 구동부와 흡입부의 노즐에서의 상태량은 위의 지배방정식을 적용한 식을 통하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$h_{3'} = h_{4'} + u_{4'}^2/2 \tag{2-40}$$

$$h_{7'} = h_{8'} + u_{8'}^2/2 \tag{2-41}$$

또한 유인비와 승압비는 각각 μ와 PRL(pressure lift ratio)로 표시할 수 있으며 이는 다음과 같이 정의된다.

$$\mu = \frac{mass\ of\ evaporator\ flow}{mass\ of\ gascooler\ flow} \tag{2-42}$$

$$PLR = \frac{pressure\ at\ diffuser\ exit}{pressure\ at\ evaporator\ exit} \tag{2-43}$$

여기서, 유인비와 승압비는 가스쿨러 출구온도와 증발온도를 이용한 Sarkar(2008) 식을 이용하여 구할 수 있으며 이는 다음과 같이 표현된다.

$$\mu = 0.8736 + 0.00426\,t_{ev} - 0.01086\,t_{gc,out} - 0.000005\,t_{ev}t_{gc,out} + 0.000053\,t_{gc,out}^2 \tag{2-44}$$

$$\begin{aligned} PLR = {} & 1.2 - 0.0044\,t_{ev} + 0.0043\,t_{gc,out} - 0.000021\,t_{ev}\,t_{gc,out} \\ & - 0.000015\,t_{gc,out}^2 - 0.385\,\mu \end{aligned} \tag{2-45}$$

Sarker(2008)은 이젝터 사이클을 모델링 하여 가스쿨러 출구온도는 30°C~60°C, 증발온도는 -45°C~5°C 압축기 토출압력은 7.3~18MPa의 조건에서 유인비와 승압비의 식을 최적화 하였다. 위의 조건을 본 연구의 조건과 비교하였을 때 본 연구의 조건이 적정 범위 안에 적용됨을 확인할 수 있다.

또한, 믹싱탱크에서 냉매의 상태량은 식 (2-46)와 (2-47)을 이용하여 구하였으며 디퓨져에서의 냉매의 상태량은 식 (2-48)을 사용하여 해석하였다.

$$u_{9'} = (u_{4'} + \mu u_{8'})/(1+\mu)) \tag{2-46}$$

$$h_{9'} + \frac{u_{9'}^2}{2} = \frac{1}{1+\mu}\left(h_{4'} + \frac{u_{4'}^2}{2}\right) + \frac{\mu}{1+\mu}\left(h_{8'} + \frac{u_{8'}^2}{2}\right) \tag{2-47}$$

$$h_{10'} = h_{9'} + u_{9'}^2/2 \tag{2-48}$$

제 2 장 사이클 해석 조건 및 방법

1. 사이클 해석 조건

이산화탄소 사이클의 EEV 개도와 내부열교환기 길이에 따라서 성능계수, 냉방용량, 소요동력이 민감하게 변화한다. 따라서 각각의 사이클의 성능을 일관성 있게 비교하기 위하여 최적의 EEV 개도와 내부열교환기를 선정한 후에 주변조건에 따른 성능을 비교를 진행하였다. 본 연구에서 최적의 EEV 개도를 찾기 위해서 개도를 20%～70% 범위에서 10%씩 변화시켜 가면서 성능해석을 수행하였으며 이때 내부열교환기 길이는 3 m씩 증가시켰다. 본 연구에서 설정된 내부열교환기 길이와 EEV 개도를 Table 3.1에 나타내었다.

또한 시스템의 운전조건 변화에 따른 시스템 운전특성을 고찰하기 위해 ASHRAE Standard 116에 의거하여 실외온도와 실내온도를 각각 35/24°C와 27/19.5°C를 기준조건으로 선정하여 해석조건을 설정하였다. 이때 가스쿨러 전면 공기속도와 증발기 전면 공기속도를 각각 2 m/s, 1.5 m/s를 기본으로 선정하여 성능예측을 수행하였다. 운전조건 변화에 따른 사이클의 성능특성 분석을 위해 설정된 각각의 해석 조건들을 Table 3.2에 나타내었다.

Table 3.1 Design condition of EEV opening and IHX length

Parameters	Value
EEV opening (%)	20, 30, 40, 50, 60, 70
IHX length	3, 6, 9, 12, 15

Table 3.2 Operating conditions

Parameters	Conditions
Outdoor temperature (°C) (RH=40%)	31, 33, **35***, 37, 39
Outdoor air velocity (m/s)	1.0, 1.5, **2***, 2.5, 3.0
Indoor temperature (°C) (RH=50)	23, 25, **27***, 29, 31
Indoor air velocity (m/s)	1.0, 1.25, **1.5***, 1.75, 2.0

*Basic condition

2. 사이클 해석 방법

Fig. 3.1과 Fig. 3.2는 내부열교환기 사이클, 이젝터-내부열교환기 사이클의 순서도를 나타내고 있다. 우선 사이클의 초기조건으로 압축기 입구의 온도, 압력과 출구의 압력, 팽창장치 출구의 압력 값을 가정하였으며 이후 압축기, 가스쿨러, EEV, 증발기의 순서대로 해석을 수행하였다. 압축기와 팽창장치에서의 질량을 맞추기 위하여 압축기 출구의 압력을 변화시켜 수렴조건을 찾고 이 후 증발기, 내부열교환기의 해석을 통하여 내부열교환기 출구 상태량을 초기 압축기 입구 압력의 차가 ±1 kPa 이고 입구 온도의 차가 ±0.5°C가 될 때 수렴하도록 설정하였다. 이젝터-내부열교환기 사이클의 경우 내부열교환기 출구 상태량을 이젝터의 해석에 이용하여 이젝터 토출의 압력과 압축기 입구의 압력의 차가 ±1 kPa이 될 때 프로그램을 종료하도록 설계하였다.

본 연구에서는 각각의 사이클의 성능변화를 고찰하기 위해 최적의 EEV 개도와 내부열교환기 길이를 선정한 후 실외온도, 실내온도, 가스쿨러 전면 공기속도, 증발기 전면 공기속도를 변화시켜 가면서 성능해석을 수행하였다. 또한 성능 분석을 통하여 각각의 운전조건이 시스템에 어떠한 영향을 미치는가를 알아보았으며 내부열교환기를 기본 사이클과 이젝터에 적용함으로써 시스템의 향상도와 안정성을 비교 고찰하였다.

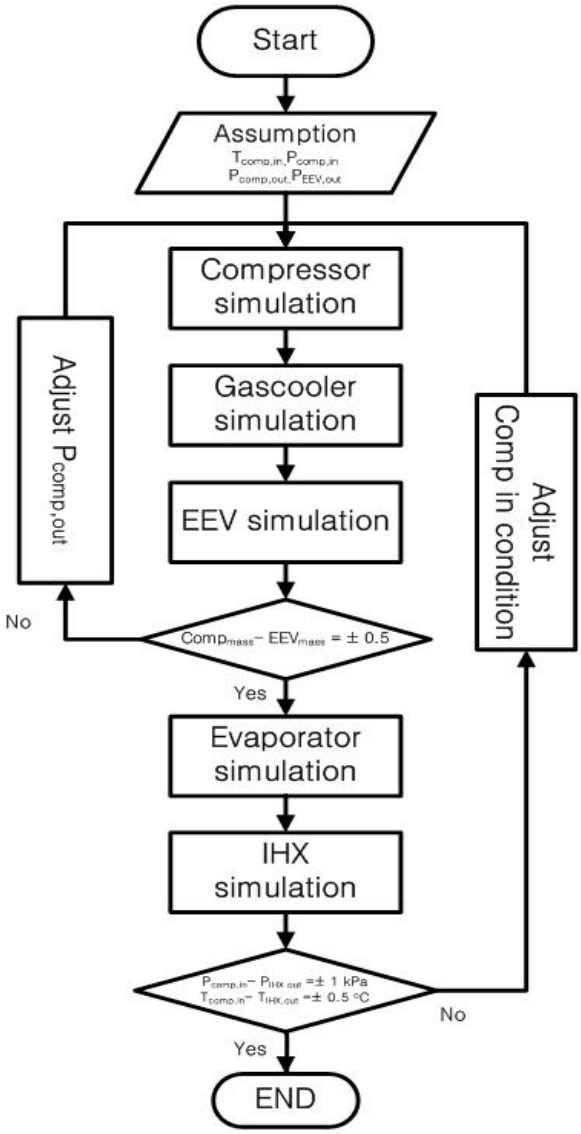


Fig. 3.1 Algorithm for simulation of a basic cycle with an internal heat exchanger.

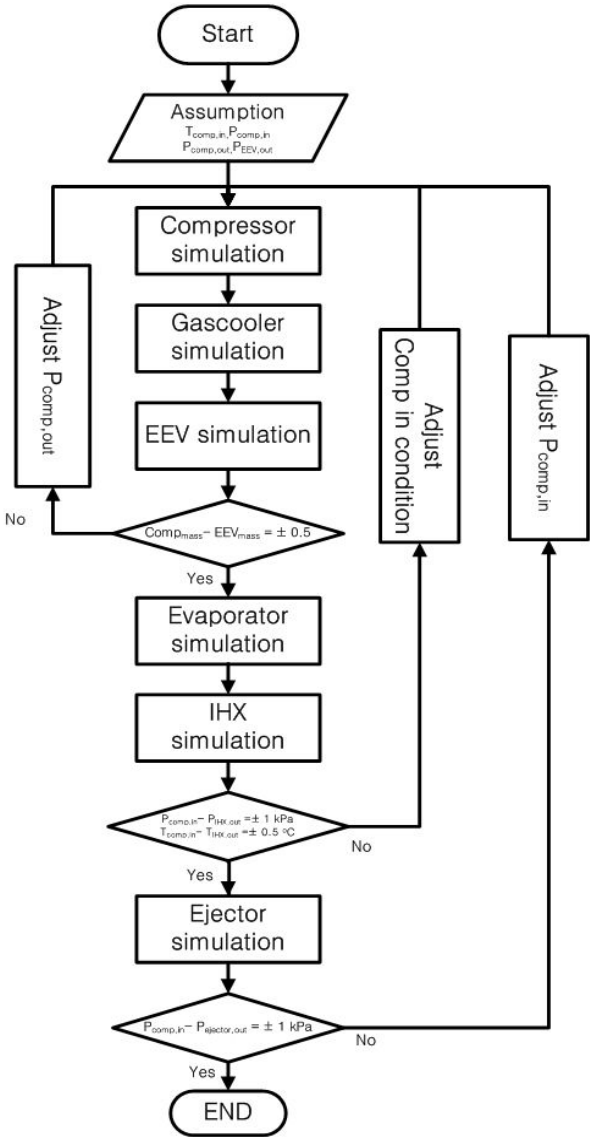


Fig. 3.2 Algorithm for simulation of an ejector cycle with an internal heat exchanger.

제 3 장 결과 및 고찰

제 1 절 EEV 개도에 따른 성능 고찰

이산화탄소 냉방시스템은 일반적으로 EEV 개도 변화에 따라 성능이 크게 변화하는 특성을 가지고 있으며 EEV 개도가 감소함에 따라 압축비가 증가하고 이에 압축기 소요동력은 증가하는 경향을 보이게 된다. 반면 냉방용량은 증가하나 점차 그 증가율이 감소하므로 특정 EEV 개도에서 최적의 성능을 보이게 된다. 따라서 이산화탄소 냉방시스템의 정확한 성능 데이터와 최적화된 사이클을 선정을 위하여 기본 사이클과 이젝터 사이클의 EEV 개도를 20%에서 70%까지 10%씩 변화시켜 가면서 최적의 EEV 개도를 선정하였다.

Fig. 4.1은 EEV 개도에 따른 두 사이클의 성능계수의 변화를 비교하여 보여주고 있다. 일반적으로 이산화탄소 사이클의 경우 EEV 개도 변화에 따라 성능이 크게 변화한다. 또한 시스템의 성능은 압축기의 소요동력과 냉방용량의 비로 나타나기 때문에 Fig. 5에서 보여주었듯이 두 사이클의 성능특성은 다르게 나타나게 된다. Fig. 6에서 볼 수 있듯이 기본 사이클의 경우 EEV 개도가 20%에서 30%로 증가함에 따라 성능이 향상되다가 최적의 성능계수를 보였으며 이후 성능은 EEV 개도가 증가함에 점차 감소하는 경향을 보인다. 이는 20%와 같이 매우 적은 EEV 개도에서는 EEV에서의 저항이 커짐에 압축기 소요동력이 증가하고 30%에서도 충분한 가스쿨러 압력이 유지됨에 따라 냉방용량의 증가율이 크기 않기 때문이다. 반면 EEV 개도가 40%이상으로 커지게 되면 증발기에 흐르는 냉매의 유량은 증가하지만 가스쿨러 압력이 적정의 압력보다 급격히 낮아지고 증발압력의 상승으로 인한 증발기 입구에서의 건도 상승으로 냉방용량이 크게 감소하여 성능은 감소하게 된다. 반면 이젝터 사이클의 경우 기본 사이클의 경우와 달리 EEV 개도에 따라 성능계수가 계속 증가하는 경향을 보이고 있는데 이는 이젝터는 사용함으로써 EEV 개도증가

에 따른 증발압력의 상승률을 감소시키고 증발기를 흐르는 냉매의 유량을 증가시켜 증발기에서의 냉방능력을 지속적으로 향상시키기 때문이다. 또한 이젝터에서 압력회복의 상승으로 인하여 압축기의 소요동력이 크게 감소하기 때문이기도 하다. 본 연구에서 기본 사이클의 경우 EEV 개도가 20%에서 70%으로 증가함에 따라 냉방 성능계수는 2.52에서 2.34로 7.1% 감소하였으며 이 때 최적 성능계수의 EEV 개도는 30%으로 나타났다. 이젝터 사이클의 경우 EEV 개도가 20%에서 70%으로 증가함에 따라 성능계수는 2.4에서 2.87로 약 17% 증가함을 확인하였다. 본 연구에서 이젝터 사이클과 기본 사이클의 성능특성을 비교하기 위해서 기본 사이클의 최적 성능계수를 가지는 EEV 개도인 30% 조건과 동일한 증발압력을 나타내는 이젝터 사이클의 EEV 개도인 60%를 성능 비교의 대상으로 선정하여 비교 연구를 진행하였다.

Fig. 4.2는 EEV 개도에 따른 압축기 소요동력과 냉방용량을 비교하여 나타내고 있다. 기본 사이클의 경우 EEV 개도가 증가함에 따라 압축기에서의 압축비가 감소하며 이에 압축기 소요동력은 점차 감소하게 된다. 또한 EEV 개도가 증가할수록 증발기에 흐르는 냉매의 양은 증가하지만 증발압력과 온도의 상승으로 증발기 입구의 건도가 커지고 이에 증발기에서의 냉방용량 또한 감소한다. 반면 이젝터 사이클의 경우 기본 사이클과 동일한 이유로 EEV 개도가 증가함에 따라 압축기 소요동력은 감소하는 경향을 보인다. 하지만 냉방용량의 경우 기본 사이클과 다르게 EEV가 증가함에 따라 커지는 것을 확인할 수 있다. 이는 EEV 개도 증가에 따라 증발기에 흐르는 냉매의 유량이 증가하며 압력회복율의 상승하고 이로 인하여 증발기에서의 냉매의 냉방효과가 증가하기 때문이다. 본 연구에서 EEV 개도가 20%에서 70%로 감소함에 따라 기본 사이클의 압축기 소요동력은 5.82 kW에서 5.12 kW로 약 12%, 증발기 냉방용량은 14.76 kW에서 12 kW로 약 18.6% 감소하는 것으로 나타났다. 반면 이젝터 사이클의 경우 압축기 소요동력은 5.98 kW에서 5.64 kW로 약 5.6% 감소하였으나 증발기 냉방용량은 14.3 kW에서 16.1 kW로 약 12.5% 증

가함을 보였다.

Fig. 4.3은 EEV 개도에 따른 압력비와 질량유량을 나타내고 있다. 기본 사이클의 압축기와 증발기 내부에 흐르는 질량유량은 같으나 이젝터 사이클은 이젝터 내부의 유인비에 따라 압축기에 흐르는 냉매의 질량유량과 증발기에 흐르는 냉매의 질량유량이 변화하기 때문에 EEV 개도변화에 따른 냉매의 질량유량 변화를 고찰하였다. 본 연구에서 EEV 개도가 증가함에 따라 기본 사이클과 이젝터 사이클 모두 압축기에서 토출되는 냉매의 유량은 증가하고 반면 압축비는 감소하는 경향을 보이고 있다. 또한 이젝터 사이클의 경우 증발기에 흐르는 냉매의 질량유량 또한 EEV 개도가 증가함에 따라 증가한다. 하지만 이젝터 사이클의 압력비가 기본 사이클의 압력비 보다 높게 나타내고 있으며 이는 이젝터 사이클의 압력회복에 의해 압축기 입구로 들어가는 냉매의 압력의 기본 사이클보다 높게 형성되기 때문이다. 또한 EEV 개도의 변화에 따른 증발기에 흐르는 냉매의 유량은 이젝터 사이클이 더 크게 영향을 받음을 확인할 수 있다. 본 연구에서 EEV 개도가 20%에서 80%으로 증가함에 따라 기본 사이클의 압축비는 2.52에서 2.22로 약 11% 감소하는 반면 이젝터 사이클의 압축비는 2.6에서 2.51로 약 3.4% 감소하였다. 또한 EEV 개도의 증가에 따라 기본 사이클의 냉매의 질량유량은 111 g/s에서 113.8 g/s로 약 2.5% 증가하는 반면 이젝터 사이클의 경우 81.1 g/s에서 96.5 g/s로 약 18.9% 증가함을 나타냈다. 이젝터 사이클의 경우 EEV 개도가 50%이상에서 증발기의 질량유량이 크게 증가하는 것을 알 수 있는데 이는 EEV 개도가 커짐에 이젝터 입구의 압력이 급격히 증가하기 때문이다.

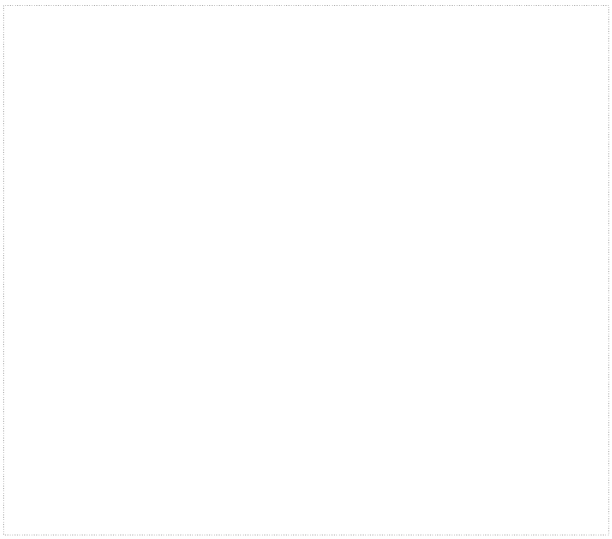


Fig. 4.1 Variation of COP with EEV opening.

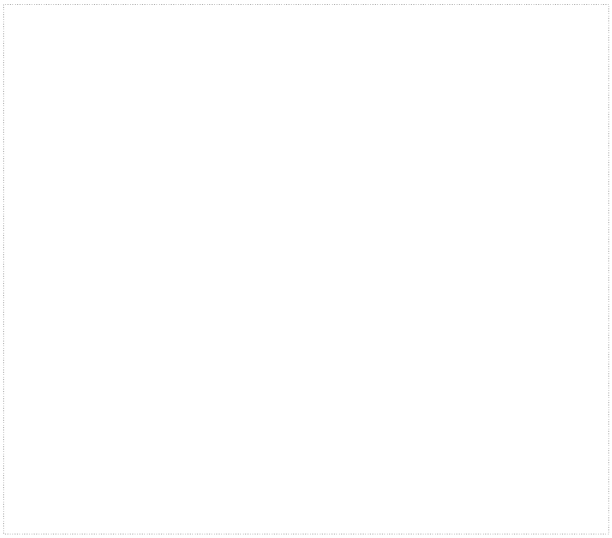


Fig. 4.2 Variations of compressor work and cooling capacity with EEV opening.

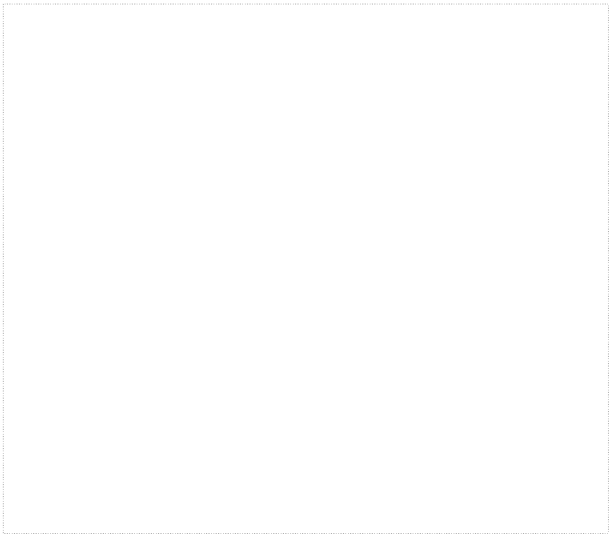


Fig. 4.3 Variations of pressure ratio and mass flow rate with EEV opening.

제 2 절 내부열교환기 길이에 따른 성능 고찰

1. 내부열교환기 길이에 따른 기본 사이클과 이젝터 사이클 성능 고찰

내부열교환기는 가스쿨러 출구의 고온고압의 냉매와 증발기 출구의 저온저압의 냉매를 서로 열교환하여 증발기측의 냉방용량의 확보가 용이하고 기본 사이클에 비해 냉방성능을 향상시킬 수 있다. 또한 내부열교환기의 길이가 길어질수록 열교환량이 증가하여 압축기 입구로 들어가는 기체냉매의 온도가 상승하고 이에 압축기 소요동력은 증가하게 된다.

Fig 4.4는 내부열교환기 길이에 따른 각 사이클의 성능계수비를 비교하여 나타내고 있다. 기본 사이클과 이젝터 사이클 모두 내부열교환기 길이가 증가함에 따라 성능계수는 점차 증가하다 감소하는 경향을 보인다. 내부열교환기의 길이가 최적의 길이보다 작은 경우 내부열교환기의 길이가 증가함에 따라 냉방용량의 증가율이 압축기 소요동력의 증가율보다 크게 증가하며 최적의 내부열교환기 길이보다 길이가 긴 경우 압축기 소요동력의 증가율이 냉방용량의 증가율 보다 커지기 때문에 성능이 감소한다. 내부열교환기 길이가 작은 3~6 m의 경우 내부열교환기의 효용성이 크게 작용하여 내부열교환기에의 열전달량이 크게 증가하고 이에 냉방용량이 급격히 증가하여 성능이 크게 증가하는 모습을 보인다. 그러나 내부열교환기의 길이가 증가할수록 내부열교환기의 효용성이 줄어들고 냉방용량의 증가정도가 급격히 감소하는 반면 압축기 소요동력의 증가정도는 일정하기 때문에 상대적으로 성능이 감소하게 된다. 본 연구에서 두 사이클 모두 최적의 내부열교환기의 길이는 12 m로 나타났다. 하지만 내부열교환기의 적용에 따른 성능의 향상정도는 기본 사이클에 비하여 이젝터 사이클이 더 큰 것으로 나타났다. 내부열교환기가 0 m에서 12 m로 증가함에 따라 기본 사이클의 성능계수는 약 3% 증가한 반면 이젝터 사이

클의 성능계수는 약 8% 증가하는 것으로 나타났다. 특히, 내부열교환기 길이가 상대적으로 짧은 3, 6 m의 경우 내부열교환기를 적용한 이젝터 사이클의 성능이 급격히 향상되는 것으로 확인할 수 있다. 본 연구를 통하여 내부열교환기의 적용은 기본 사이클에 비하여 이젝터 사이클에서 더욱 효과적임을 확인하였다.

Fig 4.5은 내부열교환기 길이에 따른 압축기 소요동력과 증발기에서의 냉방용량의 비를 비교하여 보여주고 있다. 본 연구에서 기본 사이클과 이젝터 사이클 모두 내부열교환기 길이가 길어질수록 내부열교환기에서의 열교환량이 증가하여 압축기 입구로 들어가는 기체냉매의 온도가 상승하고 압축비의 감소로 냉매의 유량이 증가하여 압축기 소요동력은 증가하는 경향을 보인다. 냉방용량의 경우 내부열교환기 길이가 증가할수록 냉방용량은 지속적으로 증가하였으며 그 증가정도는 점점 작아지는 것으로 나타났다. 기본 사이클의 경우 가스쿨러 출구의 냉매온도와 압력이 감소하고 증발기 입구의 건도와 압력은 감소시켜 냉매의 냉방효과가 증대되어 증발기에서의 냉방용량은 증가하게 된다. 또한 이젝터 사이클에서 내부열교환기 길이가 길어짐에 따라 가스쿨러 토출 온도가 감소하며 이에 디퓨져 출구에서의 건도가 낮아져 유인비가 상승하여 증발기에 흐르는 질량유량이 증가한게 된다. 하지만 주어진 운전조건에 내부열교환기의 길이가 늘어나는 경우 내부열교환기의 효용성이 점점 작아지고 이에 증발기 입구의 건도의 감소정도가 줄어들어 냉방용량의 증가정도는 점점 감소한다. 본 연구에서 내부열교환기가 0 m에서 12 m로 증가함에 따라 기본 사이클의 압축기 소요동력은 약 10%, 증발기에서의 냉방용량은 약 12% 증가하였으며 이젝터 사이클의 압축기 소요동력은 약 7%, 증발기의 냉방용량은 약 18% 증가하는 것으로 나타났다. 이젝터 사이클의 경우 증발기 질량유량의 증가량과 비슷하게 냉방용량의 증가율이 나타났으며 이는 질량유량이 증가함에 따라 잠열의 증가로 인하여 냉방용량이 증가함을 알 수 있다. 본 연구의 해석결과 이젝터 사이클의 성능이 기본 사이클의 성능보다 내부열교환기 길이에 민감함을 확인할 수 있으며 이젝터 사이클의 냉방용량의 확보를 위하여 효과적으로 사용할 수 있음

을 예측할 수 있다.

Fig 4.6은 내부열교환기 길이에 따른 압력비와 가스쿨러 및 증발기에 흐르는 냉매의 질량유량비를 비교하여 보여주고 있다. 기본 사이클의 경우 내부열교환기 길이가 길어짐에 따라 압축기에서의 압축비는 감소하는 경향을 보이고 있으며 이에 압축기에서 토출되는 냉매의 증가로 시스템에 흐르는 냉매의 질량유량은 약간 증가하는 경향을 보인다. 이와 동일하게 이젝터 사이클의 경우 내부열교환기의 길이가 증가할수록 압축기에서의 압축비는 감소하고 가스쿨러에서 토출되는 냉매의 질량유량은 지속적으로 증가하는 모습을 보인다. 또한 증발기에 흐르는 냉매의 질량유량비도 증가하는 경향을 보이는데 이는 내부열교환기 길이가 길어짐에 따라 가스쿨러 출구 온도가 낮아지게 되며 유인비가 증가하기 때문이다. 따라서 증발기에서의 냉매의 질량유량은 증가하게 된다. 이젝터 사이클의 경우 압축기에 유입되는 냉매증가량 보다 증발기로 들어가는 질량유량비가 높게 형성됨을 알 수 있다. 이는 증발기측 질량유량과 유인비가 밀접한 관계가 있기 때문이다. 그리고 이젝터 사이클에서의 압력비의 감소율이 기본 사이클의 압력비의 감소율보다 현저하게 낮은 값을 보이고 있다. 이는 이젝터 사이클의 경우 압력 회복으로 인하여 압축기 입구로 들어가는 압력이 상대적으로 높게 형성되기 때문이다. 내부열교환기 길이가 0 m에서 15 m로 증가함에 따라 기본 사이클과 이젝터 사이클의 압축비는 각각 9%와 3.5% 정도 감소하는 것으로 나타났다. 또한 가스쿨러에서의 냉매의 질량유량비는 기본 사이클의 경우 약 9.5%, 이젝터 사이클은 약 7.5 % 증가하였으며 이젝터 사이클의 증발기에서 냉매의 질량유량은 약 18% 증가하는 것으로 나타났다.

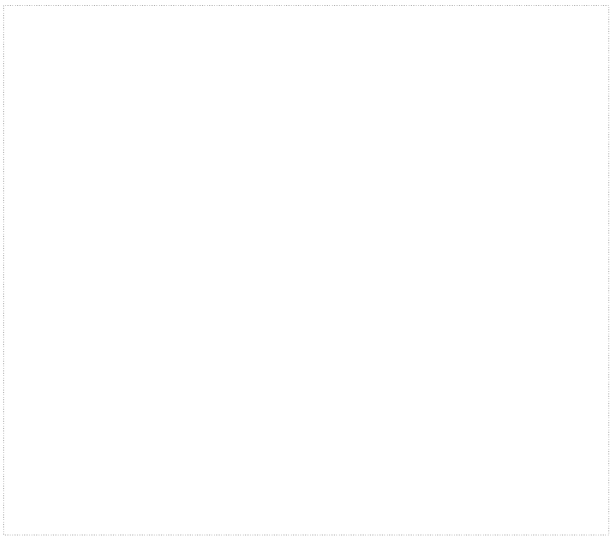


Fig. 4.4 Variation of COP ratio with the length of IHX.

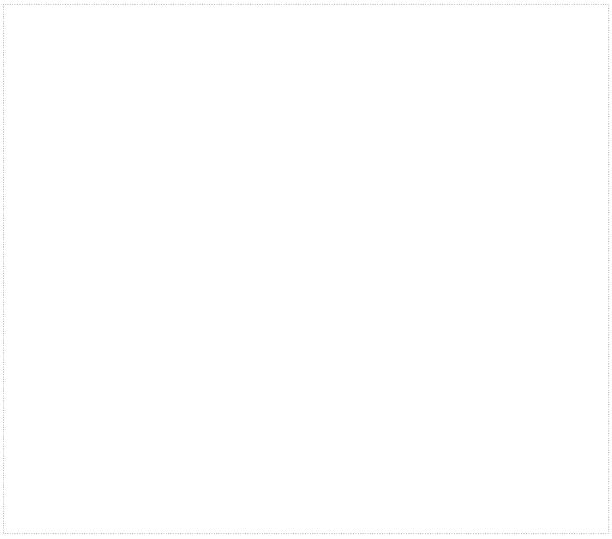


Fig. 4.5 Variations of compressor work ratio and cooling capacity ratio with the length of IHX.

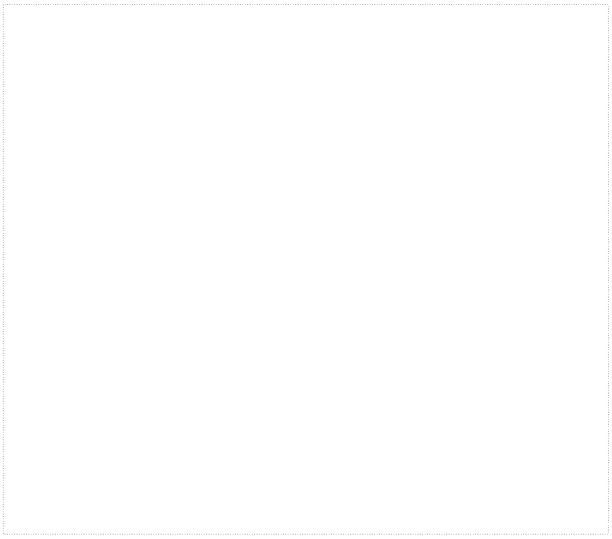


Fig. 4.6 Variations of pressure ratio and mass flow rate ratio with the length of IHX.

2. 내부열교환기 길이에 따른 이젝터 사이클의 성능 특성

Fig. 4.7는 내부열교환기 길이에 따른 압축비, 가스쿨러 출구온도, 압축기 질량유량의 변화를 보여주고 있다. 기존의 이산화탄소 사이클에서 내부열교환기의 적용은 가스쿨러 출구의 냉매온도를 감소시켜 증발기 입구의 건도를 낮추어 시스템의 냉방용량을 증가시킨다. 하지만 이젝터를 적용한 이산화탄소 사이클의 경우 내부열교환기의 적용은 증발기 입구의 건도에 직접적인 영향을 주지 않는 반면, 가스쿨러 출구온도와 사이클의 증발온도 변화가 이젝터 내부에 영향을 미쳐 냉방성능을 결정하게 되며 최적의 상태는 각각의 운전조건에 따라 다르다. 본 연구에서 내부열교환기 길이가 길어짐에 따라 가스쿨러에서 토출된 냉매와 기액분리기에서 토출된 기체상태 냉매와의 열교환량이 증가하여 가스쿨러 출구온도는 점점 감소한다. 이에 따라 이젝터 내부의 유인비는 증가하고 이젝터 출구의 건도가 감소하여 압축기 질량유량은 줄어들며 증발기에 흐르는 질량유량은 증가하게 되어 압축비는 상승한다. 본 연구의 해석 결과 내부열교환기 길이가 3 m에서 12 m로 증가함에 따라 가스쿨러 출구온도는 41.1°C에서 38.3°C로 약 3°C 감소하였으며 압축기에 흐르는 질량유량은 141.6 g/s에서 138 g/s로 약2.5% 감소하였다. 반면 압축기의 압축비는 2.51에서 2.58으로 증가하였다. 특히 내부열교환기의 길이가 6 m에서 9 m로 증가할 때 압축기의 질량유량이 크게 감소하는 것으로 나타났다.

Fig. 4.8은 내부열교환기의 길이에 따른 이젝터 내부의 승압비, 유인비와 승압차의 변화를 보여주고 있다. 본 연구에서 승압차는 이젝터를 통해 회복되는 압력간의 차(P_d-P_s)로 나타내었다. 내부열교환기 길이가 길어짐에 따라 가스쿨러 출구온도와 압력이 낮아지게 되며 이젝터에서의 구동부 노즐 출구의 운동에너지가 감소하게 된다. 이에 흡입부 노즐 출구의 운동에너지와 믹서탱크, 디퓨져 부분에서의 압력회복도 동시에 감소하게 된다. 또한 내부열교환기의 길이가 길어짐에 따라 압축기와 EEV 입구로 들어가는 냉매의 압력은 낮아지며 승압차도 감소한다. 본 연구에서 내

부열교환기가 3 m에서 12 m로 증가함에 따라 승압비는 1.53에서 1.32으로 약 13% 감소하였으며 유인비는 0.57에서 0.67으로 17% 증가하는 것으로 나타났다. 또한 승압차는 312 kPa에서 298 kPa로 감소하였다. 해석결과 가스쿨러 출구의 온도는 승압비, 유인비와 밀접한 관계가 있음을 알 수 있다. 이와 관계된 기존의 연구결과를 살펴보면 Sarkar(2008)는 가스쿨러 온도가 35°C 에서 45°C로 증가함에 따라 유인비는 0.53에서 0.45로 감소하며 승압비는 1.3에서 1.42로 증가함을 보였다. 이는 본 연구의 결과와 유사한 경향성이 나타낸다.

Fig. 4.9은 내부열교환기에 길이에 따른 디퓨져 출구의 압력, 건도와 증발기 질량유량의 변화를 나타내고 있다. 내부열교환기 길이가 길어질수록 이젝터 내부의 운동에너지가 감소하여 회복되는 압력이 저하된다. 이에 따라 디퓨져에서 토출되는 압력은 점차 낮아지며 유인비의 증가로 압축기 질량은 감소하고 증발기 질량유량은 증가하게 된다. 기액분리기에서 액상의 냉매는 증발기로 들어가고 기상의 냉매는 압축기로 들어가도록 설계되었기 때문에 건도가 낮아짐에 따라 증발기에서 냉매의 질량유량은 점차 증가하게 된다. 본 연구에서 내부열교환기 길이가 길어짐에 따라 디퓨져 출구의 압력은 4,382 kPa에서 4,130 kPa으로 감소하였으며 디퓨져 출구의 건도는 0.65에서 0.61으로 감소하였다. 또한 증발기 질량유량은 81.1 g/s에서 93 g/s으로 약 14% 정도 증가함을 알 수 있다. 이젝터 사이클의 성능은 내부열교환기 길이가 증가함에 따라 향상됨을 보였으며 가스쿨러 출구온도에 따라 사이클의 성능이 크게 변함을 확인할 수 있었다. 또한 내부열교환기가 길어짐에 따라 가스쿨러 출구온도가 낮아지게 되며 이는 이젝터 내부의 유인비와 승압비에 많은 영향을 미치는 것을 확인하였다. 따라서 내부열교환기의 적용은 이젝터 사이클 성능을 향상시킬 수 있지만 각각의 운전조건에 따라 최적의 내부열교환기 길이 또는 용량이 다름을 확인할 수 있다.

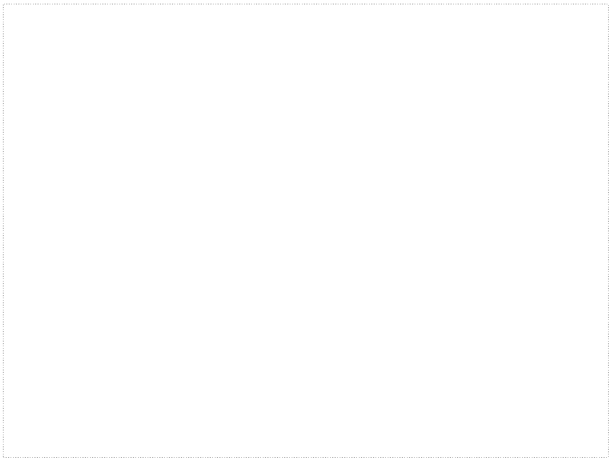


Fig. 4.7 Variations of mass flow rate, compression ratio and gascooler outlet temperature with the length of IHX.

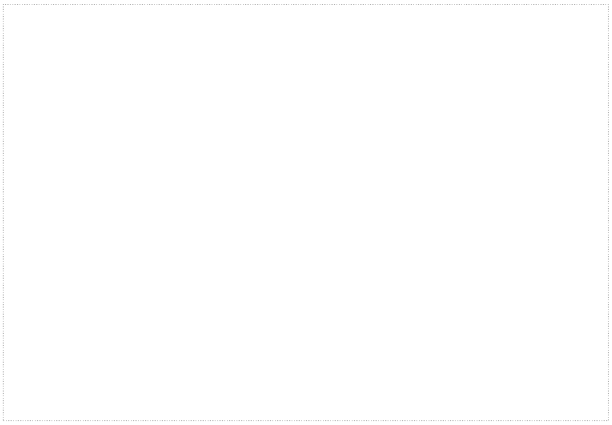


Fig. 4.8 Variations of pressure recovery, pressure lift ratio and entertainment ratio with the length of IHX.

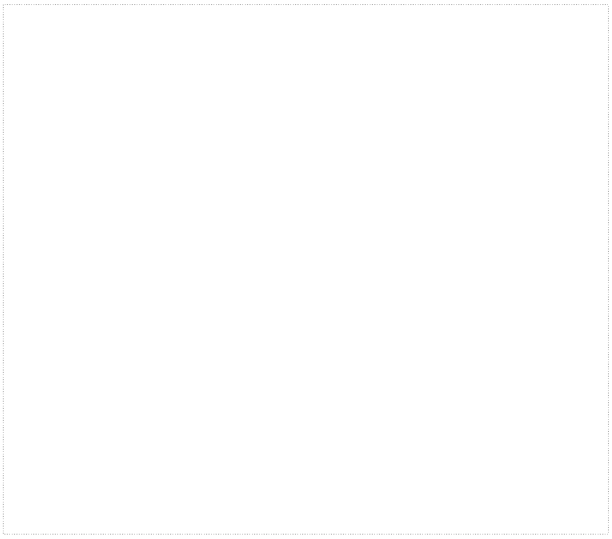


Fig. 4.9 Variations of diffuser outlet pressure, quality and evaporator mass flow rate with the length of IHX.

제 3 절 운전조건 변화에 따른 기본 사이클과 이젝터 사이클의 성능 비교

1. 실외온도에 변화에 따른 성능 비교

Fig. 4.10은 실외온도 변화에 따른 각각의 시스템의 압축기 소요동력, 냉방용량, 성능계수를 비교하여 보여주고 있다. 실외온도가 상승함에 따라 가스쿨러의 출구온도가 증가하게 되고 이로 인해 증발기 입구의 온도도 동시에 상승하게 된다. 따라서 증발기 입구에서 냉매의 엔탈피가 증가되며 냉방용량이 감소한다. 또한 시스템의 과열도가 증가하여 압축기 입구의 비체적이 커지고 압축기의 체적효율과 질량유량은 감소하며 이에 압축기 소요동력이 증가하게 된다. 이에 시스템 성능계수는 감소하게 된다. 본 연구에서 외기온도가 31°C에서 39°C로 증가하였을 때 이젝터 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 4.9%와 5.6% 감소하였으며 기본 사이클의 경우 각각 20%와 23% 감소하는 것으로 나타났다. 외기온도 변화에 따른 시스템 성능의 감소폭은 기본 사이클이 이젝터 사이클 보다 크게 나타났으며 이는 기본 사이클에서 외기온도가 증가함에 증발기 입구의 온도가 크게 증가하여 증발기에서 잠열에 의한 열교환량보다 현열에 의한 열교환량의 비율이 증가하고 이에 열교환기의 효율이 감소하였기 때문이다. 이러한 요인으로 기본 사이클의 성능은 이젝터 사이클의 성능보다 실외온도 변화에 크게 영향을 받음을 확인할 수 있다. 또한 이젝터 사이클의 외기온도 변화에 따른 성능은 Nakagawa(2010)등의 실험과 유사한 결과를 나타냄을 확인할 수 있는데 실험에 의하면 가스쿨러 출구온도를 1°C 씩 증가시켰을 경우 성능계수와 냉방용량은 각각 6.6%와 9.1% 정도 감소하는 것으로 나타났다. 본 연구의 해석결과 가스쿨러 출구온도가 1°C 증가에 따라 성능계수와 냉방용량은 각각 5%와 6.1% 정도 감소하는 것으로 확인되었으며 이를 실험결과와 비교하였을 때 유사한 경향성이 나타남을 확인할 수 있었다.

Fig. 4.11는 실외온도에 따른 기본 사이클과 이젝터 사이클의 질량유량과 압력비를 비교하고 있다. 이젝터 사이클의 경우 실외온도가 증가함에 따라 압축비가 감소하는 것을 확인할 수 있다. 이는 승압비의 증가로 인하여 디퓨져에서 기존의 압력보다 더 높은 압력으로 토출되기 때문이다. 반면 기본 사이클의 경우 이젝터 사이클 보다 높은 압축비를 가지며 이는 이젝터 사이클의 경우 압력회복에 의해 기본 사이클 보다 높은 압력으로 압축기 입구로 유입되기 때문이다. 본 연구에서 실외온도가 31°C에서 39°C 증가함에 따라 기본 사이클의 질량유량은 약 13% 감소하였으며 이젝터 사이클은 압축비 감소로 인하여 가스쿨러 질량유량은 상승하게 되며 증발기 질량유량은 유인비의 감소로 인하여 감소하는 경향을 보이고 있다. 따라서 실외온도 증가에 따라 가스쿨러 질량유량은 약 5.5% 증가하였으며 증발기 질량유량은 약 2% 감소하였다.

Fig. 4.12 실외온도 변화에 따른 이젝터 내부의 유동특성을 나타내고 있다. 실외온도가 증가함에 따라 가스쿨러 출구의 온도가 높아지며 이젝터 내부의 운동에너지의 증가로 인하여 승압비는 상승하게 되고 유인비는 감소하게 된다. 본 연구에서 실외온도가 31°C에서 39°C로 증가함에 따라 이젝터 승압비는 1.55에서 1.65로 약 6.4% 증가하였으나 유인비는 0.583에서 0.521로 약 10.6% 감소함을 나타났다. 특히 35°C를 기점으로 유인비는 크게 감소하는 것으로 나타났다.

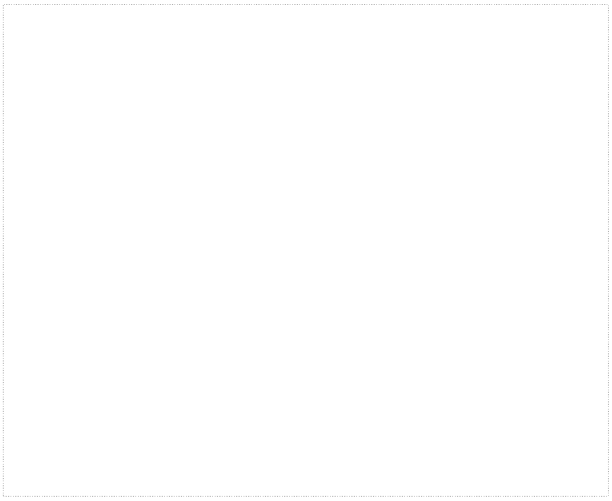


Fig. 4.10 Comparisons of COP, compressor work and cooling capacity with outdoor temperature.

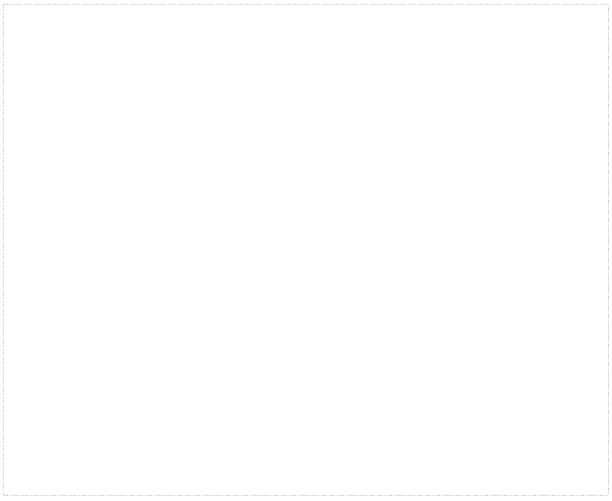


Fig. 4.11 Comparisons of mass flow rate and pressure ratio with outdoor temperature.

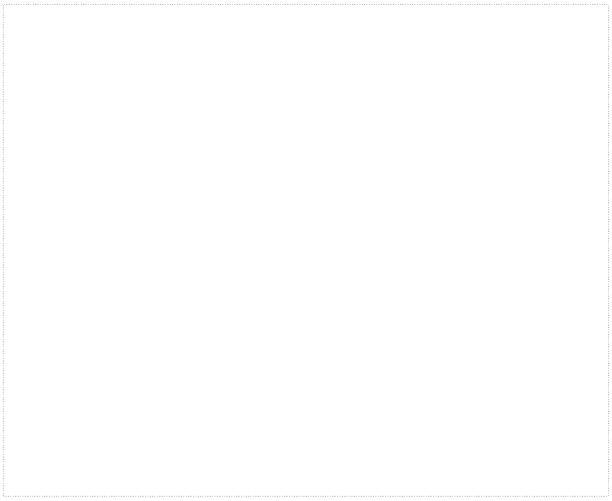


Fig. 4.12 Variations of entrainment ratio and pressure lift ratio with outdoor temperature.

2. 가스쿨러 전면 공기속도에 따른 성능 비교

Fig. 4.12은 가스쿨러의 전면 공기속도 변화에 따른 각각의 시스템의 압축기 소요동력, 냉방용량, 성능계수를 비교하여 보여주고 있다. 가스쿨러의 전면 공기속도가 증가하면 가스쿨러에서 공기측 난류 유동을 발달시키고 통과하는 공기유량의 증가로 가스쿨러에서의 열교환량이 증가한다. 이는 팽창장치를 통과한 후 증발기 입구의 엔탈피 감소로 이어져 증발기의 냉방용량이 증가하게 된다. 또한 압축기 입구의 온도감소로 압축기 소요동력 또한 감소하게 된다. 가스쿨러 전면 공기속도가 1 m/s에서 2 m/s로 증가하였을 때 이젝터 사이클의 냉방용량과 성능계수는 거의 변화가 없는 반면 기본 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 13%와 16% 증가하였다. 또한 공기속도가 2 m/s에서 3 m/s로 증가함에 따라 기본 사이클의 냉방용량과 성능계수는 약 7.2%와 8.4% 증가하였으며 이젝터 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 0.1%와 0.5% 증가하는 것으로 나타났다. 기본 사이클의 경우 가스쿨러 공기속도가 증가함에 따라 냉방용량은 지속적으로 증가하다 점차 그 증가율이 감소하는 경향을 나타내는 반면 이젝터 사이클의 경우 상대적으로 냉방용량의 증가율이 크지 않음을 알 수 있다. 이는 기본 사이클의 경우 가스쿨러 출구온도가 증발기 냉방용량의 변화에 직접적인 영향을 미치지만 이젝터 사이클은 이젝터를 통과하기 때문에 상대적으로 가스쿨러 출구의 온도 변화가 증발기에 미치는 영향이 작기 때문으로 사료된다.

Fig. 4.13는 가스쿨러 전면 공기속도에 따른 기본 사이클과 이젝터 사이클의 질량유량과 압축비를 비교하고 있다. 가스쿨러 전면 공기속도가 증가함에 따라 기본 사이클의 질량유량과 이젝터 사이클의 가스쿨러 질량유량, 증발기 질량유량 모두 증가하는 경향을 보이고 있다. 반면 기본 사이클과 이젝터 사이클의 압축비는 감소한다. 이는 기본 사이클의 경우 가스쿨러 전면 공기속도가 증가함에 따라 가스쿨러에서의 열교환량이 증가하고 증발기 입구로 들어가는 이상상태의 냉매의 건도가 작

아지게 된다. 따라서 압축기 입구로 들어가는 압력이 증가하여 압축비는 감소하게 되고 질량유량은 증가하게 된다. 이젝터 사이클의 경우 가스쿨러 토출온도가 낮아짐에 따라 유인비가 상승하여 전체적인 질량유량을 증가시키는 것으로 확인되었다. 본 연구에서 가스쿨러 전면 공기속도가 증가함에 따라 기본 사이클의 질량유량은 약 17% 증가하였다. 또한 이젝터 사이클에서 가스쿨러의 질량유량은 약 4% 증가하였으며 증발기의 질량유량은 약 7.8% 증가하였다.

Fig. 4.14은 가스쿨러 전면 공기속도에 따른 이젝터 내부의 승압비와 유인비의 변화를 보여주고 있다. 가스쿨러 전면 공기속도가 증가함에 따라 가스쿨러 출구의 온도가 낮아지게 되고 이는 이젝터의 유인비를 증가시키고 승압비를 감소시킨다. 하지만 가스쿨러 출구속도가 증가함에 따라 유인비의 증가율은 점차 감소하는데 이는 가스쿨러와 공기측과의 충분한 열교환으로 인하여 가스쿨러 출구온도의 감소율이 점차 줄어들기 때문이다. 본 연구에서 가스쿨러 전면 공기속도가 1 m/s에서 3 m/s로 증가함에 따라 이젝터의 유인비는 0.53에서 0.573으로 약 8% 증가하였으며 승압비는 1.64에서 1.6로 약 2.4% 감소함을 나타내었다.

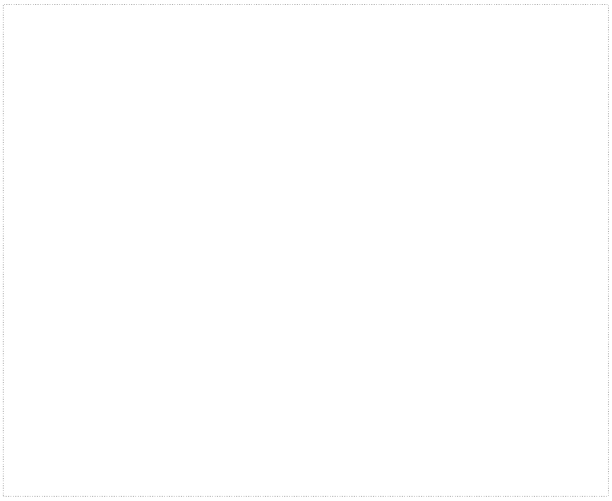


Fig. 4.13 Comparisons of COP, compressor work and cooling capacity with gascooler front air velocity.

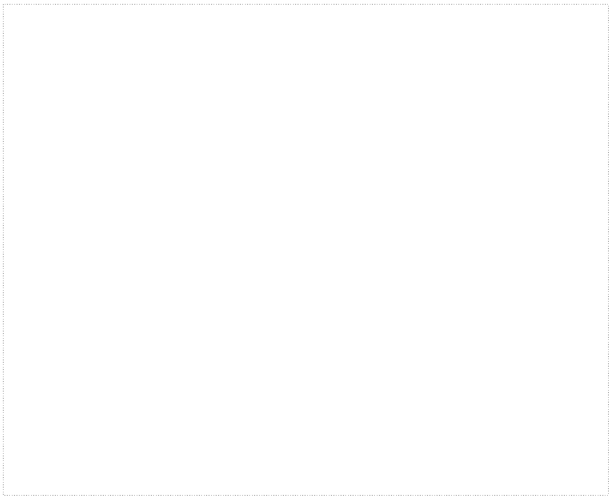


Fig. 4.14 Comparisons of mass flow rate and pressure ratio with gascooler front air velocity.

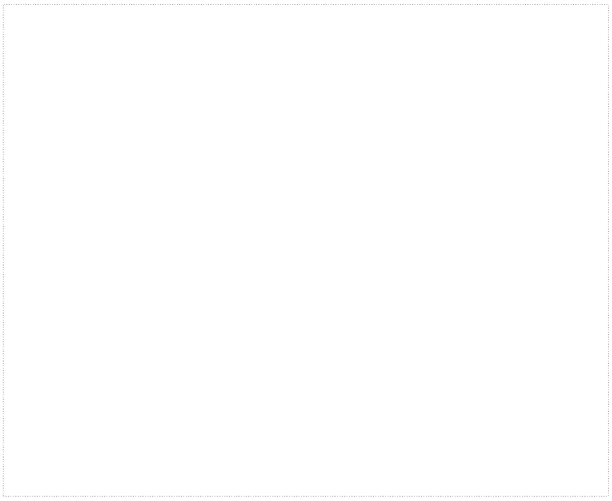


Fig. 4.15 Variations of entrainment ratio and pressure lift ratio with gascooler front air velocity.

3. 실내온도 변화에 따른 성능 비교

Fig. 4.15은 실내온도 변화에 따른 각 시스템의 압축기 소요동력, 냉방용량, 성능계수를 비교하여 보여주고 있다. 실내온도가 낮아짐에 따라 냉방용량은 감소하고 압축기 소요동력의 증가로 인해 시스템의 성능계수는 감소하는 경향을 보인다. 이는 실내온도가 낮아짐에 따라 냉매의 증발온도와 실내온도와의 온도차가 작아져 열교환기의 열교환량이 감소하고 이에 냉방용량이 크게 줄어들기 때문이다. 본 연구에서 실내온도가 31°C에서 23°C로 감소함에 따라 이젝터 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 11.8%와 7.8% 감소하였으며 반면 기본 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 0.8%와 2.9% 감소하는 것으로 확인되었다. 해석결과 실내온도 감소에 따른 이젝터 사이클의 냉방용량의 감소율이 기본 사이클의 냉방용량 감소율보다 크게 나타났다. 이는 이젝터 사이클의 냉방용량이 기본 사이클의 냉방용량보다 상대적으로 크기 때문에 실내온도 변화에 민감하게 변화하는 것으로 사료된다.

Fig. 4.16은 실내온도 변화에 따른 기본 사이클과 이젝터 사이클의 질량유량과 압축비를 비교하고 있다. 기본 사이클의 경우 실내온도 변화가 증가함에 따라 압축기 입구의 온도와 압력이 상승하게 되고 압력비 감소로 인하여 냉매의 유량이 증가하게 되며 이젝터 사이클은 실내온도 증가에 따라 유인비가 크게 증가하게 되며 이에 증발기 질량유량은 증가하게 된다. 본 연구에서 실내온도가 23°C에서 31°C 증가함에 따라 기본 사이클의 질량유량은 약 8% 증가하였으며 이젝터 사이클의 증발기 질량유량은 약 18% 증가하며 가스쿨러 질량유량도 12% 증가하는 것으로 나타났다. 실외온도에 따른 이젝터 사이클의 질량유량과 비교하였을 때 실외온도에 따라 이젝터 사이클의 질량유량의 변화가 큰 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 4.17는 실내온도 변화에 따른 이젝터 사이클의 승압비와 유인비의 변화를 보여주고 있다. 일반적으로 이젝터 사이클의 경우 실외측의 냉방용량과 성능계수와 실내측의 냉방용량과 성능계수를 비교하였을 경우 실내측에 따라 영향을 많이 받

는 것으로 나타났다. 이는 실내측의 변화에 따라 유인비가 크게 변화하고 증발기 질량유량의 상승으로 인하여 냉방용량이 증가하기 때문이다. 실내온도가 23°C에서 31°C로 증가함에 따라 유인비는 약 12% 증가하며 승압비는 약 4.2% 정도 감소하는 것으로 나타나났다.

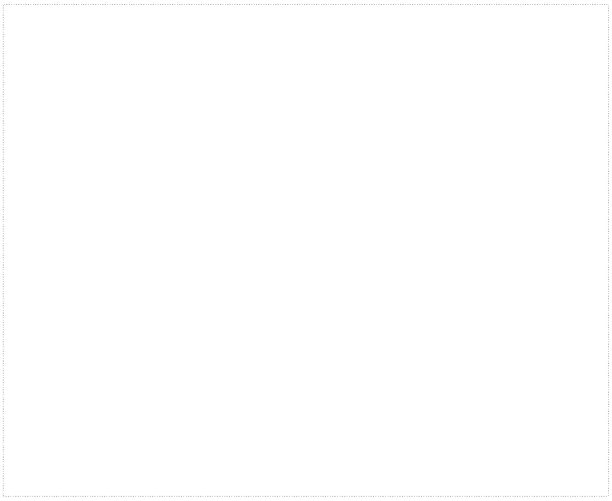


Fig. 4.16 Comparisons of COP, compressor work and cooling capacity with indoor temperature.

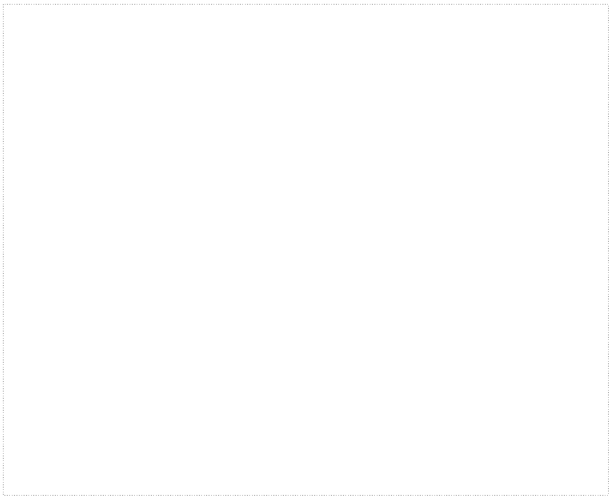


Fig. 4.17 Comparisons of mass flow rate and pressure ratio with indoor temperature.

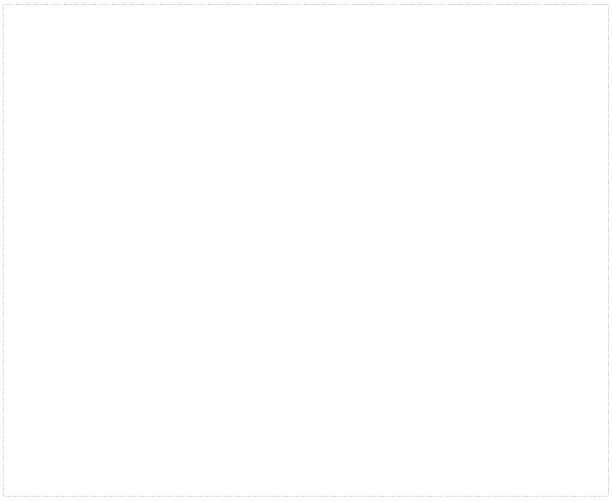


Fig. 4.18 Variations of entrainment ratio and pressure lift ratio with indoor temperature.

4. 증발기 전면 공기속도 변화에 따른 성능 비교

Fig. 4.18은 각 시스템에서의 압축기 소요동력, 냉방용량, 성능계수를 증발기의 전면 공기속도 변화에 따라 비교하여 보여주고 있다. 증발기 전면 공기속도가 증가함에 따라 냉방용량은 증가하고 압축기 소요동력은 감소하여 성능계수가 증가하는 경향을 보인다. 증발기의 공기속도가 증가함에 따라 냉매와 열교환하는 공기 풍량의 증가로 인해 증발기의 냉방용량이 증가하고 시스템의 압축비가 감소하여 압축기 소요동력이 줄어들게 된다. 본 연구에서는 증발기 전면 공기속도가 1 m/s에서 2 m/s로 증가함에 따라 이젝터 사이클의 냉방용량은 각각 20.1 kW에서 22.1 kW로, 성능계수는 3.72에서 4.14으로 증가하는 것으로 나타났다. 반면 기본 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 11.8 kW에서 12.1 kW로, 2.01에서 2.074로 증가하는 것으로 확인되었다. 증발기의 공기의 풍속이 증가하는 경우 증발기에서 큰 엔탈피 변화를 가지는 이젝터 사이클의 냉방용량 향상정도가 기본 사이클에 비하여 크게 나타나고 이에 시스템의 성능 변화가 크게 나타났다.

Fig. 4.19는 증발기 전면 공기속도 변화에 따른 기본 사이클과 이젝터 사이클의 질량유량과 압축비를 보여주고 있다. 증발기의 공기속도가 증가함에 따라 증발기의 입력비는 감소하고 질량유량은 증가하고 있으며 이젝터 사이클의 경우 승압비의 증가로 인하여 가스쿨러 질량유량, 증발기 질량유량 모두 증가하는 경향을 보여주고 있다. 본 연구에서 증발기 전면 공기속도가 증가함에 따라 증발기 질량유량은 약 8% 증가하였으며 가스쿨러 질량유량은 약 4% 증가하였다.

Fig. 4.20는 증발기 전면 공기속도 변화에 따른 이젝터 사이클의 유인비와 승압비를 보여주고 있다. 증발기 전면 공기속도가 증가함에 따라 증발기 출구 측의 온도가 상승하여 유인비가 증가하고 승압비는 감소하는 것으로 나타났다. 본 연구에서 증발기 전면 공기속도가 1 m/s에서 2 m/s로 증가함에 따라 유인비는 0.521에서 0.583로 약 12% 증가하였으며 승압비는 약 4.2% 감소하는 것으로 나타났다.

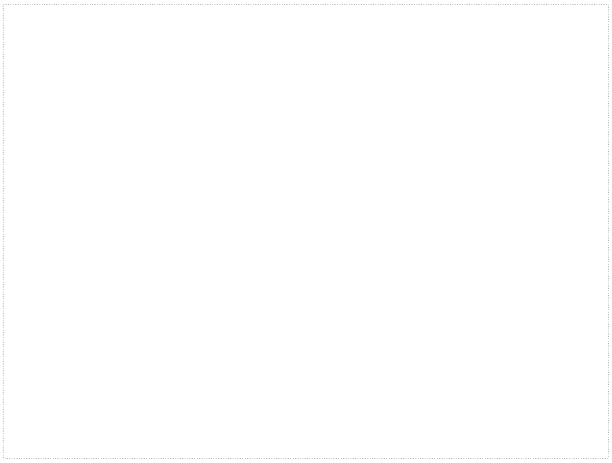


Fig. 4.19 Comparisons of COP, compressor work and cooling capacity with evaporator front air velocity.

Fig. 4.20 Comparisons of mass flow rate and pressure ratio with evaporator front air velocity.

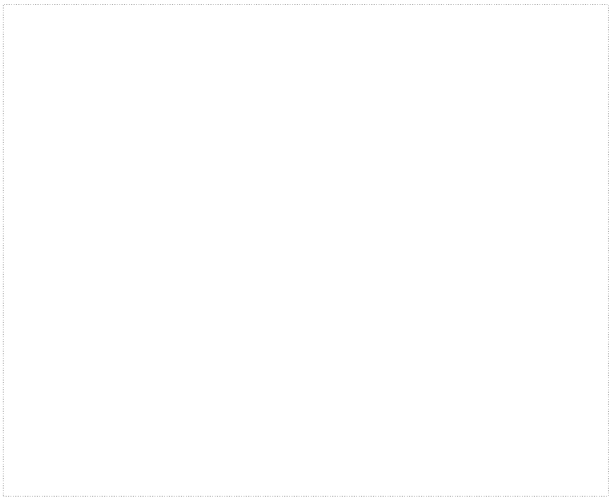


Fig. 4.21 Variations of entrainment ratio and pressure lift ratio with evaporator front air velocity.

제 4 절 운전조건에 따른 각 사이클 성능 특성

본 연구에서 주변조건에 따라 각 사이클의 성능 특성을 확인하기 위해 제 1절과 제 2절에서 최적의 EEV 개도와 내부열교환기 길이를 선정하였다. 본 연구에서 기본 사이클의 최적의 EEV 개도는 30%으로 나타났으며 이젝터 사이클의 최적의 EEV 개도는 기본 사이클에서의 최적 EEV 개도의 증발압력과 유사한 증발압력을 가지는 60%를 선정하였다. 또한 최적의 내부열교환기 길이는 기본 사이클, 이젝터 사이클 모두 12 m로 나타났다.

Fig. 4.21과 Fig. 4.22은 실외온도에 따른 각각의 사이클의 냉방용량과 성능계수를 나타내고 있다. 각 사이클 모두 실외온도가 증가함에 따라 냉방용량과 성능계수 모두 낮아짐을 보이고 있다. 이는 실외온도가 증가함에 따라 가스쿨러와 공기측과의 열교환 효율이 감소하며 가스쿨러 토출 온도가 상승하여 증발기로 들어가는 냉매의 엔탈피와 건도가 증가하고 이에 증발기의 냉방용량이 작아지기 때문이다. 본 연구에서 실외온도가 31°C에서 39°C로 증가함에 따라 기본 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 20%와 23% 감소하는 것으로 나타났으며 내부열교환기 사이클의 경우 각각 18%와 20% 감소하는 것으로 확인되었다. 반면 이젝터 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 4.9%와 5.6% 감소하였으며 이젝터 내부열교환기 사이클의 경우 냉방용량과 성능계수는 각각 3.5%와 4.2% 감소하는 것으로 나타났다. 기본 사이클과 내부열교환기 사이클의 경우 이젝터를 적용한 사이클보다 냉방용량과 성능계수가 급격히 감소하는 것으로 나타났다. 이는 기본 사이클과 내부열교환기 사이클은 가스쿨러의 토출 온도에 따라 증발기의 냉방용량에 직접적인 영향을 주지만 이젝터 사이클의 경우 1차적으로 이젝터 유동 흐름에 영향을 미치기 때문에 냉방용량의 감소율이 상대적으로 작은 것으로 나타났다. 또한 내부열교환기를 적용하였을 시에 기본 사이클과 이젝터 사이클 모두 냉방용량과 성능계수가 증가함을 나타내었다. 이는 내부열교환기의 적용으로 인하여 열교환 면적이 증가하고 이로 인하여

냉방용량이 증가하였기 때문이다.

Fig. 4.23와 Fig. 4.24은 가스쿨러 전면 공기속도 변화에 따른 각 사이클의 냉방용량과 성능계수의 변화를 나타내고 있다. 본 연구에서 가스쿨러 전면 공기속도가 증가함에 따라 모든 사이클의 냉방용량과 성능계수가 증가하는 경향을 보이고 있다. 이는 가스쿨러 전면 공기속도가 증가함에 따라 가스쿨러 토출 온도와 압력이 감소하며 증발기 입구의 건도와 엔탈피를 감소시켜 증발기의 냉방용량을 증가시키기 때문이다. 본 연구에서 가스쿨러 전면 공기속도를 1m/s에서 3m/s로 증가시킴에 따라 기본 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 20%와 23% 증가하였으며 내부열교환기 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 21%와 23.4% 증가함을 나타내었다. 반면 이젝터 사이클의 경우 냉방용량과 성능계수는 각각 2.5%와 3.4% 증가하였으며 이젝터 내부열교환기 사이클의 경우 3.6%와 4.6% 증가함을 확인하였다.

Fig. 4.25과 Fig. 4.26는 실내온도에 따른 각 사이클의 냉방용량과 성능계수의 변화를 나타내고 있다. 실내온도가 증가함에 따라 증발기와 공기와의 온도차로 인하여 냉방용량이 증가함을 보여주고 있다. 본 연구결과 실내온도가 23°C에서 31°C로 증가함에 따라 기본 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 0.8%, 2.9%, 내부열교환기 사이클은 2%와 3.3% 증가하는 것으로 나타났다. 이젝터 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 11.8%와 7.8%으로 나타났으며 이젝터-내부열교환기 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 13.5%와 14%으로 나타났다. 기본 사이클에 비하여 이젝터 사이클의 냉방용량과 성능계수가 크게 상승함을 알 수 있다. 이는 실내온도가 증가함에 따라 이젝터 사이클의 유인비의 증가로 인하여 증발기 측의 질량유량이 크게 증가하고 냉방용량이 상승하기 때문이다. 또한 기본 사이클과 이젝터 사이클에 내부열교환기를 적용한 사이클의 경우 약 2% 성능이 향상됨을 알 수 있다.

Fig. 4.27과 Fig. 4.28는 증발기 전면 공기속도 변화에 따른 사이클의 냉방용량과 성능계수를 보여주고 있다. 증발기 전면 공기속도가 증가함에 따라 열교환량이 증가하여 냉방용량과 성능계수는 증가함을 보이고 있다. 본 연구결과 증발기 전면 공

기속도가 1 m/s에서 2 m/s로 증가함에 따라 기본 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 1.1%와 3.2%, 내부열교환기 사이클은 3%와 4.3% 증가하는 것으로 나타났다. 이젝터 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 10.1%와 8.1%으로 나타났으며 이젝터-내부열교환기 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 12.2%와 13%으로 나타났다.

여러 가지 운전조건에 따라 각 사이클의 성능특성을 비교해 본 결과 외기운전조건의 변화에 대한 시스템 성능의 민감도는 기본 사이클이 상대적으로 큰 것으로 나타났으며 실내운전 조건 변화에 따른 시스템 성능의 민감도는 이젝터 사이클이 더 큰 것으로 확인되었다. 또한 내부열교환기를 적용함으로써 기존의 사이클에 비해 냉방용량과 성능계수를 향상시킬 수 있음을 해석적으로 확인할 수 있었다.

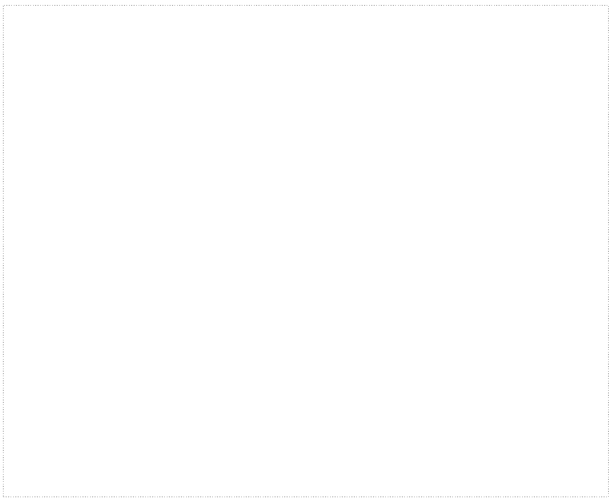


Fig. 4.22 Comparisons of cooling capacity with cycle option at various gascooler air inlet temperature.

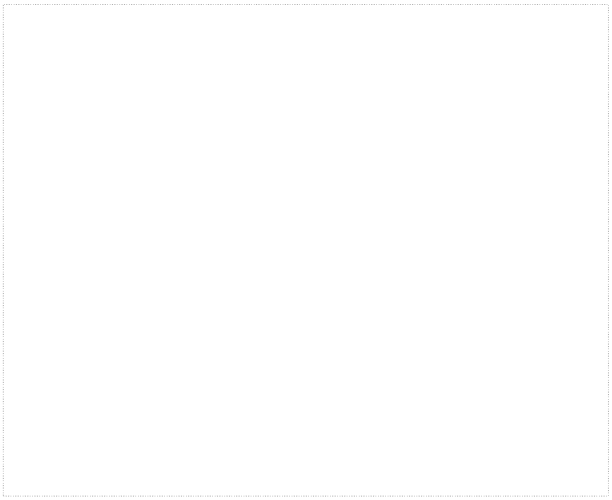


Fig. 4.23 Comparisons of COP with cycle option at various gascooler air inlet temperature.

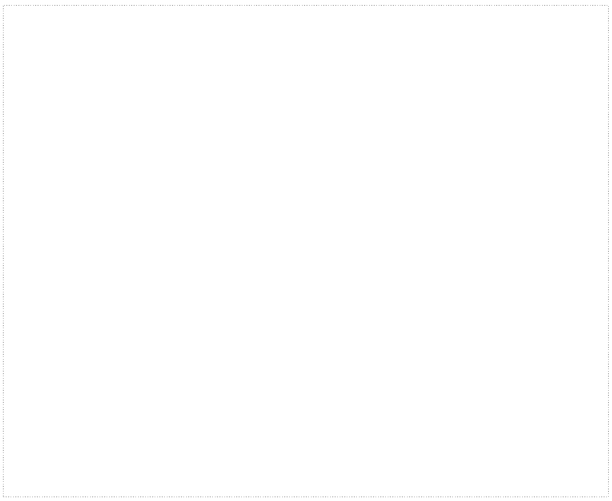


Fig. 4.24 Comparisons of cooling capacity with cycle option at various gascooler air inlet velocity.

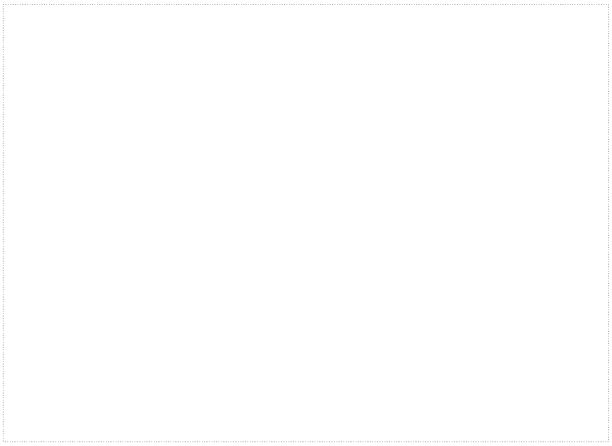


Fig. 4.25 Comparisons of COP with cycle option at various gascooler air inlet velocity.

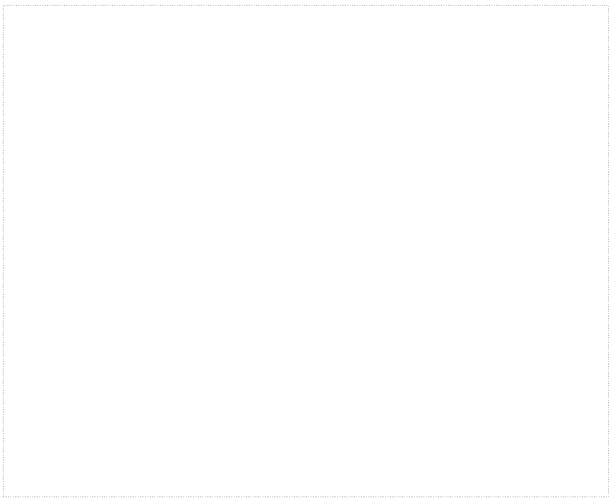


Fig. 4.26 Comparisons of cooling capacity with cycle option at various evaporator air inlet temperature.

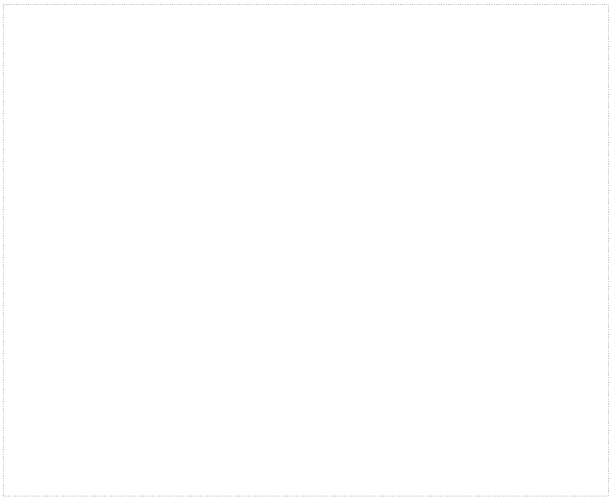


Fig. 4.27 Comparisons of COP with cycle option at various evaporator air inlet temperature.

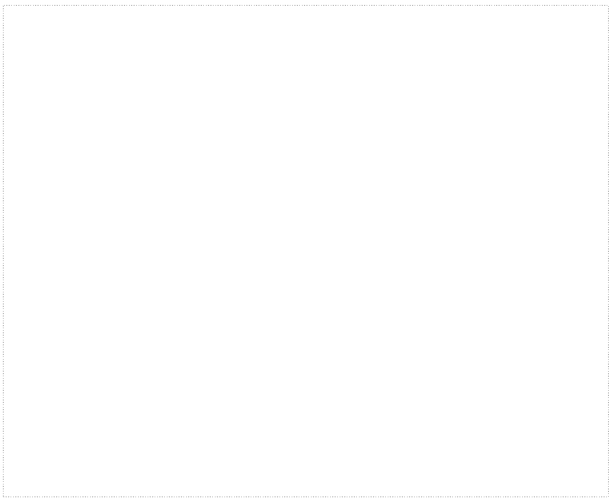


Fig. 4.28 Comparisons of cooling capacity with cycle option at various evaporator air inlet velocity.

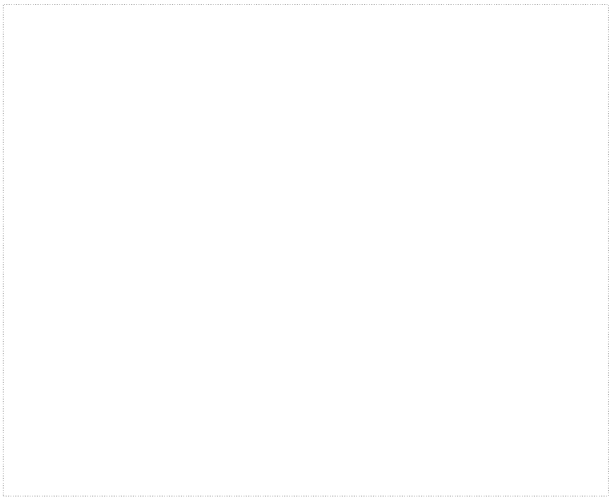


Fig. 4.29 Comparisons of COP with cycle option at various evaporator air inlet velocity.

제 4 장 결 론

본 연구에서는 내부열교환기와 이젝터를 적용한 이산화탄소 시스템의 성능을 여러 가지 운전조건 변화에 따라 비교 및 분석하였으며 기본 사이클, 내부열교환기 사이클, 이젝터 사이클, 이젝터-내부열교환기 사이클의 성능 분석을 통하여 얻는 결과는 다음과 같다.

본 연구에서 기본 사이클의 경우 EEV 개도가 20%에서 70%으로 증가함에 따라 냉방 성능계수는 2.52에서 2.34로 7.1% 감소하였으며 이 때 최적 성능계수의 EEV 개도는 30%으로 나타났다. 이젝터 사이클의 경우 EEV 개도가 20%에서 70%으로 증가함에 따라 성능계수는 2.4에서 2.87로 약 17% 증가함을 확인하였다. 본 연구에서 이젝터 사이클과 기본 사이클의 성능특성을 비교하기 위해서 기본 사이클의 최적 성능계수를 가지는 EEV 개도인 30% 조건과 동일한 증발압력을 나타내는 이젝터 사이클의 EEV 개도인 60%를 비교의 대상으로 선정하여 비교 연구를 진행하였다.

기본 사이클과 이젝터 사이클 모두 내부열교환기 길이가 증가함에 따라 성능계수는 점차 증가하다 감소하는 경향을 보인다. 내부열교환기의 길이가 최적의 길이보다 작은 경우 내부열교환기의 길이가 증가함에 따라 냉방용량의 증가율이 압축기 소요동력의 증가율보다 크게 증가하며 최적의 내부열교환기 길이보다 길이가 긴 경우 압축기 소요동력의 증가율이 냉방용량의 증가율 보다 커지기 때문에 성능이 감소한다. 내부열교환기 길이가 작은 3~6 m의 경우 내부열교환기의 효용성이 크게 작용하여 내부열교환기에의 열전달량이 크게 증가하고 이에 냉방용량이 급격히 증가하여 성능이 크게 증가하는 모습을 보인다. 본 연구에서 두 사이클 모두 최적의 내부열교환기의 길이는 12 m로 나타났다. 하지만 내부열교환기의 적용에 따른 성능의 향상정도는 기본 사이클에 비하여 이젝터 사이클이 더 큰 것으로 나타

났다. 내부열교환기가 0 m에서 12 m로 증가함에 따라 기본 사이클의 성능계수는 약 3% 증가한 반면 이젝터 사이클의 성능계수는 약 8% 증가하는 것으로 나타났다.

실외온도가 상승함에 따라 가스쿨러의 출구온도가 증가하게 되고 이로 인해 증발기 입구의 온도도 동시에 상승하게 된다. 따라서 증발기 입구에서 냉매의 엔탈피가 증가되며 냉방용량이 감소한다. 본 연구에서 외기온도가 31°C에서 39°C로 증가하였을 때 이젝터 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 4.9%와 5.6% 감소하였으며 기본 사이클의 경우 각각 20%와 23% 감소하는 것으로 나타났다. 외기온도 변화에 따른 시스템 성능의 감소폭은 기본 사이클이 이젝터 사이클 보다 크게 나타났으며 이는 기본 사이클에서 외기온도가 증가함에 증발기 입구의 온도가 크게 증가하여 증발기에서 잠열에 의한 열교환량보다 현열에 의한 열교환량의 비율이 증가하고 이에 열교환기의 효율이 감소하였기 때문이다.

가스쿨러의 전면 공기속도가 증가하면 팽창장치를 통과한 후 증발기 입구의 엔탈피 감소로 이어져 증발기의 냉방용량이 증가하게 된다. 가스쿨러 전면 공기속도가 1 m/s에서 2 m/s로 증가하였을 때 이젝터 사이클의 냉방용량과 성능계수는 거의 변화가 없는 반면 기본 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 13%, 16% 증가하였다. 또한 공기속도가 2m/s에서 3 m/s로 증가함에 따라 기본 사이클의 냉방용량과 성능계수는 약 7.2%와 8.4% 증가하였으며 이젝터 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 0.1%와 0.5% 증가하는 것으로 나타났다.

본 연구에서 실내온도가 31°C에서 23°C로 감소함에 따라 이젝터 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 11.8%와 7.8% 감소하였으며 반면 기본 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 0.8%와 2.9% 감소하는 것으로 확인되었다. 해석결과 실내온도 감소에 따른 이젝터 사이클의 냉방용량의 감소율이 기본 사이클의 냉방용량 감소율보다 크게 나타났다. 이는 이젝터 사이클의 냉방용량이 기본 사이클의 냉방용량보다 상대적으로 크기 때문에 실내온도 변화에 민감하게 변화하는 것으로 사료된다.

증발기 전면 공기속도가 증가함에 따라 냉방용량은 증가하고 압축기 소요동력은 감소하여 성능계수가 증가하는 경향을 보인다. 본 연구에서는 증발기 전면 공기속도가 1 m/s에서 2 m/s로 증가함에 따라 이젝터 사이클의 냉방용량은 각각 20.1 kW에서 22.1 kW로, 성능계수는 3.72에서 4.14으로 증가하는 것으로 나타났다. 반면 기본 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 11.8 kW에서 12.1 kW로, 2.01에서 2.074로 증가하는 것으로 확인되었다. 증발기의 공기의 풍속이 증가하는 경우 증발기에서 큰 엔탈피 변화를 가지는 이젝터 사이클의 냉방용량 향상 정도가 기본 사이클에 비하여 크게 나타나고 이에 시스템의 성능 변화가 크게 나타났다.

여러 가지운전조건에 따라 각 사이클의 성능특성을 비교해 본 결과 외기운전 조건의 변화에 대한 시스템 성능의 민감도는 기본 사이클이 상대적으로 큰 것으로 나타났으며 실내운전 조건 변화에 따른 시스템 성능의 민감도는 이젝터 사이클이 더 큰 것으로 확인되었다. 또한 내부열교환기를 적용함으로써 기존의 사이클에 비해 냉방용량과 성능계수를 향상시킬 수 있음을 해석적으로 확인하였다.

REFERENCE

ASHRAE, 1983, Methods of testing for seasonal efficiency of unitary air-conditioner and heat pumps, ASHRAE Standard 116.

Back, N. C., Lee, J. K., Kim, H. J., Yang, Y. S., and Song, B. H., 2000, Experimental study on the solar assisted heat pump system, Proceeding of Korean Solar Energy Society '00 Fall Annual Conference, pp. 76-82.

Banasiak, K. and Hafner, A., 2011, 1D Computational model of a two-phase R744 ejector for expansion work recovery, International Journal of Thermal Science, Vol., 50, pp. 2235-2247.

Biberg, B., 1999, An explicit approximation for the wetted angle in two-phase stratified pipe flow, Can. J. Chem. Eng., Vol. 77, pp. 1221-1224.

Bivens, D. B., Allgood, C. C., Shiflett, M. B., Patron, D. M., Chisolm, T. C., Shealy, G. S., Yokozeki, A., Wells, W. D., and Geiger, K. A., 1994, HCFC22 alternative for air conditioners and heat pumps, ASHRAE Transactions, Vol. 100, Part 2, pp. 566-572.

Boewe, D. E., Bullard, C. W., Yin, J. M. and Hrnjak, P. S., 2001, Contribution of internal heat exchanger to trnascritical R-744 cycle performance, HVAC&R Research, Vol. 7, No. 2, pp. 155-168.

Bullock, C. E., 1997, Theoretical performance of carbon dioxide in subcritical and transcritical cycles, ASHRAE/NIST Conference Refrigerants for the 21st Century, Gaithersburg, Maryland, USA, October 6-7, pp. 20-26.

Chen, Y., and Gu, J., 2005, The optimum high pressure for CO2 transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 28, No. 8, pp. 1238-1249.

Churchill, S. W., 1977, Friction-factor equation span all fluid flow regimes, Chemical Engineering, Vol. 7, pp. 91-92.

Chisholm, D., 1983, Two-Phase Flow in Pipelines and Heat Exchangers, Longman.

Deng, J. Q., Jiang, P. X., Lu, T. and Lu, W., 2007, Particular characteristics of transcritical CO_2 refrigeration cycle with an ejector, Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 381-388.

Elbel, S., and Hrnjak, P., 2005, Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in trascritical R744 system operation, International Journal of Refrigeration, Vol. 3 pp. 411-422.

Gas, N. J., 1931, Refrigerating system, U.S. Patent No. 1,838,318

Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, International Chemical Engineering, Vol. 16, pp. 59-68.

Hermann, A. and Pene, R., 2000, CO_2 as refrigerant-possible applications, 4th IIR-Gustav Lorenzen Conference, pp. 43-50.

Hwang, Y. W. and Kim, O. J., 2007, Experimental study on the CO_2 flow through electronic expansion valves, Proceedings of the SAREK, pp. 1237-1241.

Kim, M., Pettersen, J., and Bullard, C. W., 2004. Fundamental process and system design issues in CO_2 vapor compression systems. Prog. Energy Combust. Sci. 30, pp. 119-174.

Kim, S., Kim, M., 2002, Experiment and simulation on the performance of an autocascade refrigeration system using carbon dioxide as a refrigerant, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 25, No. 8, pp. 1093-1101.

Lee, J. S., Kim, M. S. and Kim, M. S., 2011, Experimental study on the improvement of CO_2 air conditioning system performance using an ejector, International Journal of Refrigeration, Vol. 31, pp. 1614-1625.

Li, D., Groll, A., 2005, Transcritical CO_2 refrigeration cycle with ejector-expansion device, International Journal of Refrigeration, Vol. 28, pp. 766-773.

Lorentzen, G. and Pettersen, J., 1993, A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning, Int J Refrigeration, Vol. 16, No. 1, pp. 831-841.

Munday, J. T. and Bagster, D. F., 1977, A new ejector theory applied to steam jet refrigeration. Ind. Engng Chem., Process Des. Dev., Vol, 16, pp. 442-449.

Nakagawa, M., Marasigan, A. R., Matsukawa. T. and Kurashina, A., 2011, Experimental investigation on the effect of mixing length on the performance of two-phase ejector for CO2 refrigeration cycle with and without heat exchanger, International Journal of Refrigeration, Vol. 34, pp. 1604-1613.

Neska, P., Rekstad, H., Zakeri, G. R. and Schiefloe, P. A., 1998, CO_2-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results, Int. J. Refrigeration, Vol. 21, No. 3, pp. 172-179.

Ortiz, T. M., Li, D., Groll, A. E., 2003. Evaluation of the Performance Potential of CO_2 as a Refrigerant in Air-to-Air Conditioner and Heat Pumps: System Modelling and Analysis, ARTI final report No. 21CR/610-10030.1

Sarkar, J., Bhattacharyya S., and Gopal M., 2004, Optimization of a transcritical CO_2 cycle for simultaneous cooling and heating applications, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 27, No. 8, pp. 830-838.

Sarkar, J., Bhattacharyya S., and Gopal M., 2006, Simulation of a transcritica6l CO_2 heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 29, No. 5, pp. 735-743.

Sarkar, J., 2008, Optimization of ejector-expansion transcritical CO_2 heat pump

cycle, Energy, Vol. 33, pp. 1399-1406.

Steiner, D., 1993, Heat transfer to boiling saturated liquids, VDI-Warmeatlas(VDI Heat Atlas), Verein Deutscher Ingenieure, ed., VDI-Gessellschaft Verfahrenstechnik und Chemieigenieurwesen(GCV), Dusseldorf, Germany, (J. W. Fullerton, translator)

Stene, J., 2005, Residential CO_2 heat pump system for combined space heating and hot water heating, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 28, No. 8, pp. 1259-1265.

Thome, J. R., and Ribatski, G., 2005, State-of-the-art of two-phase flow and flow boiling heat transfer and pressure drop of CO_2 in macro- and micro-channels, Int. journal of refrigeration, Vol 28, pp. 1149-1168.

Wang, C. C., Lee, W. S., and Sheu, W. J., 2001, A comparative study of compact enhanced fin-and-tube heat exchangers, international journal of heat and mass transfer, Vol 44, pp. 3565-3573.

Wongwises, S. and Disawas, S., 2005, Performance of the two-phase ejector expansion refrigeration cycle, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 28, pp. 4282-4286.

Yin, J., Bullard, C. and Hrnjak, P., 2000, Design strategies for R744 Gas cooelr, Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorenzten Conference on Natural Working Fluids at Purdue, pp. 315-322.

Yoon, S. H., Cho, E. S., and Kim, M. S., 2004, Characteristics of evaporative heat transfer and pressure drop of carbon dioxide and correlation development near the critical point, Korean journal of air-conditioning and refrigerating engineering, Vol. 16, No. 6, pp. 530-537.

Yoon, S. H., Kim, J. H., and Kim, M. S., 2004, Experimental studies on heat transfer and pressure drop characteristics during gascooling process of carbon dioxide in the supercritical region, Korean journal of air-conditioning and refrigerating engineering, Vol. 16, No. 6, pp. 538-545.