creative commons

COMMONS DEED

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

dCollection

[UCI]I804:24011-200000264999

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

2015년 8월

석사학위 논문

다양한 냉매적용 캐스케이드 냉동사이클의 운전조건 변화에 따른 성능해석

조선대학교 대학원

기계공학과

유 지 호

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

다양한 냉매적용 캐스케이드 냉동사이클의 운전조건 변화에 따른 성능해석

Performance analysis of cascade refrigeration cycle using various refrigerants according to operating conditions

2015년 8월 25일

조선대학교 대학원

기계공학과

유 지 호

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

다양한 냉매적용 캐스케이드 냉동사이클의 운전조건 변화에 따른 성능해석

Performance analysis of cascade refrigeration cycle using various refrigerants according to operating conditions

지도교수 조 홍 현

이 논문을 공학석사학위 신청 논문으로 제출함

2015년 4월

조선대학교 대학원

기계공학과

유 지 호

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

유지호의 석사학위논문을 인준함

위원장 조선대학교 교수 오 동 욱 (인)

위 원 조선대학교 교수 조 홍 현 (인)

위 원 조선대학교 교수 박 설 현 (인)

2015년 5월

조선대학교 대학원

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

목 차

제 1 장 서론 ····· 1

제 1 절 연구 배경 ····· 1

제 2 절 국내·외 연구 동향 ····· 3

제 3 절 연구 목적 ····· 5

제 2 장 캐스케이드 냉동사이클 모델링 ····· 7

제 1 절 기본 사이클, 내부 열교환기 장착 사이클 모델링 ····· 7

제 2 절 압축기(Compressor) 모델링 ····· 12

제 3 절 응축기(Condenser) 모델링 ····· 14

1. 냉매측 열전달상관식 ····· 18

2. 공기측 열전달상관식 ····· 20

제 4 절 증발기(Evaporator) 모델링 ····· 24

1. 냉매측 열전달상관식 ····· 26

제 5 절 팽창장치(Expansion device) 모델링 ····· 28

제 6 절 캐스케이드 열교환기(Cascade heat exchanger) 모델링 ····· 30

제 7 절 내부 열교환기(Internal heat exchanger) 모델링 ··· 31

제 3 장 사이클 해석 방법 및 조건 ····· 32

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 1 절 사이클 해석 방법 ····· 32
제 2 절 사이클 해석 조건 ····· 35
제 3 절 개발된 모델에 대한 검증 ····· 37

제 4 장 캐스케이드 냉동사이클의 성능해석 결과 · 38
제 1 절 R744-R717 사이클의 성능특성 ····· 38
제 2 절 R744-R134a 사이클의 성능특성 ····· 47
제 3 절 R744-R1234yf 사이클의 성능특성 ····· 56
제 4 절 캐스케이드 냉동사이클의 작동유체 변경에 따른 성능특성 비교 ····· 65
1. 캐스케이드 열교환기의 작동온도 변화에 따른 성능비교 65
2. 저단 증발기 작동온도 변화에 따른 성능비교 ····· 68
3. 고단 응축기 작동온도 변화에 따른 성능비교 ····· 70
제 5 절 기본 사이클과 내부 열교환기 장착 사이클의 성능비교 ····· 72
1. 기본 시스템과 저단 사이클에만 내부 열교환기를 적용한 시스템 성능비교 ····· 72
2. 기본 시스템과 고단 및 저단 사이클 모두 내부 열교환기를 적용한 시스템 성능비교 ····· 75

제 5 장 결론 ····· 78

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

【참고문헌】 ····· 81

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

List of Figures

Fig. 2.1 Schematic diagram of the cascade refrigeration system : (a) Basic cycle. · 9
Fig. 2.1 Schematic diagram of the cascade refrigeration system : (b) Internal heat exchanger in LTC. ····· 10
Fig. 2.1 Schematic diagram of the cascade refrigeration system : (c) Internal heat exchanger in both cycle ····· 11
Fig. 2.2 Schematics of the condenser ····· 14
Fig. 2.3 Schematics of the evaporator ····· 24
Fig. 3.1 Flow chart for cascade refrigeration system simulation ····· 33
Fig. 3.2 Flow chart for internal heat exchanger attached to the cascade refrigeration system simulation ····· 34
Fig. 3.3 Verification compared with previous studies of changing the R744 evaporating temperature ····· 38
Fig. 4.1 Variations of heat capacity and compressor work with the R744 condensing temperature (R744-R717) ····· 43
Fig. 4.2 Variation of CzOP with the R744 condensing temperature (R744-R717) · 43
Fig. 4.3 Variations of heat capacity and compressor work with the cascade temperature gap (R744-R717, $T_{E,R717} : fixed$) ····· 44
Fig. 4.4 Variations of heat capacity and compressor work with the cascade temperature gap (R744-R717, $T_{C,R744} : fixed$) ····· 44
Fig. 4.5 Variation of COP with cascade temperature gap(R744-R717) ····· 45
Fig. 4.6 Variations of heat capacity and compressor work with the R744 evaporating temperature (R744-R717) ····· 46
Fig. 4.7 Variation of COP with the R744 evaporating temperature (R744-R717) ··· 46
Fig. 4.8 Variations of heat capacity and compressor work with the R717 condensing temperature (R744-R717) ····· 47
Fig. 4.9 Variation of COP with the R717 condensing temperature (R744-R717) ··· 47
Fig. 4.10 Variations of heat capacity and compressor work with the R744

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

condensing temperature (R744-R134a) ····· 52
Fig. 4.11 Variation of COP with the R744 condensing temperature (R744-R134a) · 52
Fig. 4.12 Variations of heat capacity and compressor work with the cascade temperature gap (R744-R134a, $T_{E,R134a} : fixed$). ····· 53
Fig. 4.13 Variations of heat capacity and compressor work with the cascade temperature gap (R744-R134a, $T_{C,R744} : fixed$) ····· 53
Fig. 4.14 Variation of COP with cascade temperature gap (R744-R134a) ····· 54
Fig. 4.15 Variations of heat capacity and compressor work with the R744 evaporating temperature (R744-R134a) ····· 55
Fig. 4.16 Variation of COP with the R744 evaporating temperature (R744-R134a) · 55
Fig. 4.17 Variations of heat capacity and compressor work with the R134a condensing temperature (R744-R134a) ····· 56
Fig. 4.18 Variation of COP with the R134a condensing temperature (R744-R134a) 56
Fig. 4.19 Variations of heat capacity and compressor work with the R744 condensing temperature (R744-R1234yf) ····· 61
Fig. 4.20 Variation of COP with the R744 condensing temperature (R744-R1234yf) ·· ····· 61
Fig. 4.21 Variations of heat capacity and compressor work with the cascade temperature gap (R744-R1234yf, $T_{E,R1234yf} : fixed$) ····· 62
Fig. 4.22 Variations of heat capacity and compressor work with the cascade temperature gap (R744-R1234yf, $T_{C,R744} : fixed$) ····· 62
Fig. 4.23 Variation of COP with cascade temperature gap (R744-R1234yf) ····· 63
Fig. 4.24 Variations of heat capacity and compressor work with the R744 evaporating temperature (R744-R1234yf) ····· 64
Fig. 4.25 Variation of COP with the R744 evaporating temperature (R744-R1234yf) ····· 64
Fig. 4.26 Variations of heat capacity and compressor work with the R134a condensing temperature (R744-R1234yf) ····· 65
Fig. 4.27 Variation of COP with the R134a condensing temperature (R744-R1234yf).

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

····· 65
Fig. 4.28 Variations of heat capacity and compressor work with the LTC condensing temperature (Compared about working fluid of HTC) ····· 68
Fig. 4.29 Variation of COP with the LTC condensing temperature (Compared about working fluid of HTC) ····· 68
Fig. 4.30 Variations of heat capacity and compressor work with the LTC evaporating temperature (Compared about working fluid of HTC) ····· 70
Fig. 4.31 Variation of COP with the LTC evaporating temperature (Compared about working fluid of HTC) ····· 70
Fig. 4.32 Variations of heat capacity and compressor work with the HTC condensing temperature (Compared about working fluid of HTC) ····· 72
Fig. 4.33 Variation of COP with the HTC condensing temperature (Compared about working fluid of HTC) ····· 72
Fig. 4.34 Variations of heat capacity and compressor work with the R744 condensing temperature (Compared *Case* Ⅰ and *Case* Ⅱ) ····· 75
Fig. 4.35 Variation of COP with the R744 condensing temperature (Compared *Case* Ⅰ and *Case* Ⅱ) ····· 75
Fig. 4.36 Variations of heat capacity and compressor work with the R744 condensing temperature (Compared *Case* Ⅰ and *Case* Ⅲ) ····· 78
Fig. 4.37 Variation of COP with the R744 condensing temperature (Compared *Case* Ⅰ and *Case* Ⅲ) ····· 78

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

List of Tables

Table 2.1 Specification of the condenser ····· 15
Table 2.2 Specification of the evaporator ····· 25
Table 2.3 Constants of expansion valve correlation in eq. (2-53) for low-temperature cycle ····· 28
Table 2.4 Constants of expansion valve correlation in eq. (2-57) for high-temperature cycle ····· 29
Table 2.5 Specification of the cascade heat exchanger ····· 30
Table 2.6 Specification of the internal heat exchanger ····· 31
Table 3.1 Operating condition of R744-R717 cascade refrigeration system modeling 36

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

Nomenclature

A	: area (m^2)
C	: specific heat ratio
C_p	: specific heat (J/kgK)
D	: diameter (m)
f	: fin, friction factor
G	: mas flux (kg/m^2s)
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	: revolutions per minute of compressor
NTU	: number of transfer units
Nu	: Nusselt number
P	: Pressure (kPa)
Pr	: Prandtl number
Q	: heat capacity (kW)
R_P	: compressor ratio
R_{total}	: total resistance
Re	: Reynolds number
s	: entropy
s_h	: height of slit (m)
s_s	: width of slit (m)
T	: temperature (℃)
V_{cyl}	: compressor displacement (m^3/s)
UA	: Overall heat transfer coefficient (W/K)
W	: Compressor work (kW)
x	: vapor quality
Z	: number of piston

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

Greeks

ρ	: density (kg/m^3)
υ	: specific volume (m3/kg)
η	: efficiency
η_s	: isentropic efficiency
η_v	: volumetric efficiency
ε	: effectiveness
σ	: surface tension (N/m)
μ	: viscosity

Subscripts

air	: air
b	: evaluated at the bulk temperature
c	: critical point
cas	: cascade heat exchanger
f	: fluid, fin
g	: gas
HTC	: high temperature cycle
i	: inlet
l	: liquid
LTC	: low temperature cycle
max	: maximum
min	: minimum
OPT	: optimal temperature
o	: outlet
p	: pitch
ref	: refrigerant
s	: single phase, surface
suc	: suction
tp	: two phase

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

v : vapor

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

ABSTRACT

Performance analysis of cascade refrigeration cycle using various refrigerants according to operating condition

Ryu, Ji-ho
Advisor : Prof. Cho, Hong-hyun, Ph.D.
Department of Mechanical Engineering,
Graduate School of Chosun University

The evaporating temperature which required for the low temperature freezing system is -50℃～-30℃ range. Since it is difficult to keep the required capacity in a cabinet, it is advantageous to design the system by using cascade refrigeration system. Besides the research is needed to use carbon dioxide and ammonia because it is environment-friendly working fluid and has a high possibility for performance improvement. To investigate of performance characteristics of the R744-R717 cascade refrigeration system, the theoretical model was developed and performance analyzed according to cascade heat exchanger operating temperature.

As a result, optimal cascade R744 condensing temperature was -5℃ and maximum COP was 1.13 when the temperature difference of cascade heat exchanger was 5℃. Besides the research is needed to use R744 and R1234yf because it is environment-friendly refrigerant and has a high possibility for performance improvement. Especially, the R1234yf may be used without changing the R134a system.

As well, to investigate of performance characteristics of the R744-R1234yf and R744-R134a cascade refrigeration system, the theoretical model was developed and the performance analyzed according to cascade heat exchanger operating temperature. Maximum COP of R744-R1234yf system was 2.15 when

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

the evaporation temperature of R1234yf was －10℃. The other system was 2.64 when the evaporation temperature of R134a was －15℃. In addition, the performance analysis of internal heat exchanger which is attached to the R744-R717 cascade refrigeration system operated with cascade condensing temperature. To compare the performance of cascade cycle with/without the internal heat exchanger, the operating condition was set to the optimal condition which has the maximum COP of the cascade cycle without internal heat exchanger. As a result, cooling capacity and COP increased by 2.16% and 1.85%, respectively, when the internal heat exchanger was attached into a low-temperature cycle. Besides, those increased by 2.62% and 1.69%, respectively when the internal heat exchanger attached both high- and low-temperature cycle.

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 1 장 서론

제 1 절 연구 배경

대형 냉동창고 또는 대형마켓과 같은 저온 냉동시스템에서 냉동식품을 보관하기 위해 필요한 증발온도는 약 -50℃～-30℃의 범위로 이를 단단 증기압축 사이클의 구성을 통하여 충분한 냉방용량을 확보하기 어렵다. 따라서 단일 냉매를 사용하는 다단 증기압축식 냉동시스템 또는 둘 이상의 냉매를 사용하는 캐스케이드(cascade) 냉동시스템을 적용하여 시스템을 설계하는 것이 효과적이며, 이는 상온의 온도조건에서 작동되는 냉동시스템에서 필요한 저온의 증발온도를 얻을 수 있다. 그러나 단일냉매를 사용하는 다단 증기압축식 냉동시스템의 경우 낮은 저온의 증발온도에 도달하는데 한계가 있어 저온 냉동시스템은 개별적인 2개의 사이클로 구성되어 저단과 고단 사이클이 서로 열교환하는 캐스케이드 냉동사이클을 적용하는 것이 유리하다. 특히 자연냉매인 이산화탄소(R744)와 암모니아(R717)를 이용한 시스템의 경우 환경친화적이고 성능향상의 가능성이 크기 때문에 이에 대한 연구가 필요하다.

하지만 기존의 캐스케이드 냉동사이클에 사용되어 왔던 R12, R22와 같은 CFC계 냉매는 지구온난화와 오존층 파괴로 인해 국제적인 협약을 통해 사용이 제약되고 있으며, 이에 대한 대체 냉매로 거론되었던 R410A, R407C와 같은 HFC계 냉매도 지구온난화지수(Global Warming Potential : GWP)가 기존의 HCFC계 냉매 수준으로 1997년에 채택된 교토의정서에 온실가스의 배출규제 물질에 포함되어 있다. 이에 R744나 R717와 같은 자연냉매가 거론되고 있으며 R744는 ODP가 0이며 GWP가 1로써 매우 낮으며 열역학적 물성치가 매우 우수할뿐더러 독성이 없어 인체에 무해하며 화학적으로도 안정적인 장점이 있으며, R717는 우수한 열역학적 물성치와 ODP 및 GWP가 모두 0으로 오존층파괴와 지구온난화에 미치는 영향이 전혀 없으며 100년 전 이전부터 산업용 공조기나 냉동설비에 대량으로 사용되어 왔으며 특히 증발잠열이 CFC계 냉매와 비교하여 매우 크다는 장점이 있다. 그러나 부식성과 독성 등으로 인하여 냉매 누설이 발생할 경우 인체에 피해를 끼치게 되며 안전성 측면에서 옥외 설비나 간접 시스템용 냉매로 사용되어

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

직접적인 활용이 힘들다는 단점이 있다. R744-R134a 캐스케이드 냉동사이클은 높은 산업호환성으로 국제환경기구에서는 활용을 적극적으로 권장하고 있으나 유럽에서 캐스케이드 냉동사이클의 고단 작동유체로 사용하는 R134a는 높은 GWP로 인하여 2017년까지 사용가능하도록 규제를 발표하였다. 따라서 R744-R134a 냉동시스템은 개발이 되어도 향후 몇 년간만 활용이 가능하다는 단점이 있다. R1234yf 냉동시스템은 R134a를 적용한 냉동시스템에 별도의 구조변경이나 추가가 없이 활용이 가능하며 R1234yf와 같은 대체냉매들은 인체에 무해하며 특히 R1234yf의 경우 GWP가 4로 매우 낮고 이를 시스템에 적용할 경우 R134a를 적용한 냉동시스템과 동일하게 높은 산업호환성으로 다양한 저온 냉장/냉동시스템에 적용이 가능하다는 장점이 있다.

그리고 캐스케이드 냉동사이클에 내부 열교환기를 장착함으로써 응축기 토출부의 고온고압의 작동유체와 증발부 토출부의 저온 저압의 냉매를 서로 열교환함으로써 팽창장치 입구에서 작동유체의 과냉도를 보다 많이 확보할 수 있어 팽창과정에서 야기되는 비가역적 에너지 손실을 감소시킬 수 있으며 압축기 입구의 과열도가 증가하여 압축기에 액상의 작동유체가 유입되는 것을 제한하여 압축기 손상을 방지하는 것이 가능하다. 또한 각 단의 증발과정에서 냉방용량이 증가하여 사이클의 성능계수가 증가하게 되며 시스템의 신뢰성 확보에 유리한 장점이 있다.

캐스케이드 냉동사이클에 대한 연구는 국내외에서 활발히 진행되고 있으나 고단 사이클에 R717을 적용한 연구가 명확하지 못하고 있으며 다양한 고단 작동유체를 적용한 성능 비교분석의 연구가 부족한 실정이다. 특히 산업용 냉동시스템으로 주목받고 있는 R744-R134a, R744-R1234yf 캐스케이드 냉동사이클에 대한 연구는 세계적으로 미비한 단계에 있어 캐스케이드 냉동사이클에 대한 구체적인 이해와 분석, 성능향상을 위한 방법에 대한 연구가 절실히 필요한 실정이다. 또한 시스템 내에 내부 열교환기를 장착함으로써 낮은 성능계수를 가진 캐스케이드 냉동사이클의 성능향상을 위한 성능해석 및 성능비교에 대한 연구는 아직 완성단계에 이르지 못하고 있다.

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 2 절 국내·외 연구동향

기존의 관련 연구로 우선 Lee(2006) 등은 R744-R717 캐스케이드 냉동사이클의 열역학적 모델링을 수행하여 기존 연구결과와 비교하여 최적의 캐스케이드 응축온도를 결정하였고 캐스케이드 열교환기의 온도차가 작을수록 시스템의 성능계수가 높게 나타난다고 보고하였으며, Bhattacharyya(2005) 등은 R744사이클의 증발온도를 최적화하기 위한 사이클 연구를 진행하였고, Dopazo(2011) 등은 R744-R717 캐스케이드 냉동사이클의 실험적 연구를 수행하여 캐스케이드 응축온도에 따른 최적 COP를 고찰하여 기존의 R717 2단 압축 냉동사이클과 비교하였다. 또한 Nicola(2011) 등은 R744와 여러 자연냉매를 혼합한 작동유체를 사용하여 캐스케이드 냉동사이클의 성능특성에 관한 연구를 수행하였으며, Aminyavari(2014) 등은 R744-R717 캐스케이드 냉동사이클에서 3E(엑서지, 경제성, 친환경성)에 대한 해석을 진행하였다. Getu(2008) 등은 R744 -R717 캐스케이드 냉동사이클의 고단 사이클에 다양한 자연냉매를 적용한 비교연구를 수행하였다. 그리고 Likitthammanit(2007)는 R744-R717 캐스케이드 냉동사이클과 R744 냉동시스템에 대해 실험적 비교연구를 수행하여 R744-R717 캐스케이드 냉동사이클의 성능이 R404A 시스템이나 내부 열교환기를 가진 R744 이단 압축 시스템보다 높게 나타났다. Winkler(2008) 등은 R744/R404A 냉동시스템의 고온측과 저온측의 냉매를 서로 열교환시 성능계수를 분석하였다. Cavallini(2005) 등은 이산화탄소 2단 압축 시스템의 실험 및 시뮬레이션 해석을 통하여 시스템 최적화를 하였으며 이들은 R744 이단 압축 시스템의 성능향상을 위하 SLHX와 IHX를 적용하였다.

또한 Sanz-Kock(2014) 등은 R744-R134a 캐스케이드 냉동 플랜트에 대한 실험적 연구를 수행하여 저단 사이클의 증발온도가 −30℃일 때 최대 냉방용량을 보이며 저단 사이클의 압축비가 저단 사이클의 질량유량에 직결됨을 증명하였다. 그리고 Antonio(2012)는 R744-R717 캐스케이드 냉동사이클과 HFC계 이단 압축 냉동시스템에 대해 실험적 비교연구를 수행하였다.

국내에서는 Kim(2002) 등이 이산화탄소를 저단 사이클의 작동유체로 적용하여 R744-R134a, R744-R290 캐스케이드 냉동사이클을 비교 및 고찰하였다. Yun(2010) 등은 R744-R717 캐스케이드 냉동사이클과 R744 2단 압축 시스템에 SLHX와 IHX를 적용하여 비교하였으며, Oh(2011, 2012, 2013) 등은 R744-R404A를 적용한 캐

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

스케이드 냉동사이클의 다중 회귀 분석을 통하여 최적 냉매 충전을 위한 질량유량비 분석을 통하여 최적 캐스케이드 증발온도와 최대 성능계수에 대한 수학적 방정식을 제안하였다. 그리고 내부 열교환기를 적용한 시스템에서 다양한 운전조건에 따른 성능 특성 분석, 엑서지 분석에 대한 해석적 연구를 수행하였으며 저단 사이클에 R744를 적용하였고 고단 사이클에 R290, R1270, R600a 등의 천연냉매를 적용한 캐스케이드 냉동사이클의 운전 조건에 따른 성능 특성 비교연구를 수행하였다. Kim 등(2007)은 R290-R170 캐스케이드 냉동사이클의 성능특성 분석을 통하여 종래의 예측식과 비교 후 최적 캐스케이드 증발온도와 최대 성능계수 예측을 위한 수학적 방정식을 제안하였다.

현재까지 캐스케이드 냉동사이클에 대한 연구는 저단 사이클에 R744를 적용하였으며 고단 사이클에 R717, R134a, R404A 등 현재 사용 중에 있는 냉매를 적용하였으나 작동조건에 따른 성능해석에 대하여 수행되었으며 작동유체의 변경에 따른 성능 비교에 대한 연구는 많지 않은 실정이다. 특히 R744-R134a 캐스케이드 냉동사이클에 R1234yf를 적용한 연구 성과는 전무하다. 또한 R744-R717 시스템에 내부 열교환기를 각 단에 장착하여 성능비교를 수행한 연구 기초 자료는 아직 부족한 실정이다. 따라서 R744-R717 시스템을 기본으로 고단 사이클의 작동유체를 R134a와 R1234yf로 변경하여 신냉매를 적용한 캐스케이드 냉동사이클의 기초 성능 확보를 위하여 캐스케이드 냉동사이클의 최적 운전조건에 대한 체계적인 연구가 절실히 필요한 실정이다.

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 3 절 연구 목적

일본이나 유럽 등의 선진국에서는 캐스케이드 냉동사이클의 친환경, 고효율화에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 그 중 일본의 경우 자연냉매에 대한 연구 및 개발이 활발히 진행 중에 있으며 유럽의 경우 R134a를 적용한 캐스케이드 냉동사이클을 개발하여 대형 물류창고나 식품저장창고에 시장에 나와 판매 중에 있으며 이에 대한 연구 및 개발도 활발히 이루어지고 있다. 그러나 R744-R717 캐스케이드 냉동사이클에 대한 연구는 아직까지 완벽하지 않은 실정이며 고단 작동유체인 암모니아(R717)의 부식성, 독성 등으로 인해 사용에 제약이 많은 실정이며 특히 각 단의 사이클의 최적화를 통한 캐스케이드 열교환기에서의 운전조건 변화에 따른 성능에 대한 연구는 특히 미흡한편으로 캐스케이드 열교환기의 작동온도 뿐만 아니라 고단 사이클의 응축온도와 저단 사이클의 증발온도를 변경함에 따른 캐스케이드 냉동사이클의 성능 특성을 분석한 연구는 아직 활발하지 못한 편이다. 그리고 캐스케이드 냉동사이클의 고단 작동유체로 R134a를 적용한 캐스케이드 냉동사이클은 높은 산업 호환성과 운전 안정성 등으로 인하여 널리 보급되어 활용 중에 있으나 HFC계 냉매인 R134a의 높은 GWP로 인하여 사용에 제약이 있어 이에 대한 대체 냉매인 R1234yf를 적용시킨 캐스케이드 냉동사이클에 대한 연구가 절실한 실정이나 현재 캐스케이드 냉동사이클에 R134a와 R1234yf를 적용시킨 연구는 아직 활발하게 진행되지 않은 실정이다.

이에 본 연구에서는 R744-R717과 R744-R134a, R744-R1234yf 캐스케이드 냉동사이클을 모델링하였으며 최적의 성능과 운전특성을 파악하기 위하여 R744-R717 캐스케이드 냉동사이클과 동일한 운전조건에서에서 각 단의 작동온도를 변화시켜가면서 시스템의 성능특성을 고찰하였다. 그리고 기존 연구로부터 알 수 있듯이 내부 열교환기를 R744-R717 캐스케이드 냉동사이클에 부착하여 성능분석에 대한 연구가 부족한 실정이다. 따라서 각 단에 내부 열교환기를 장착한 캐스케이드 냉동사이클을 모델링하였으며 내부 열교환기가 부착되지 않는 조건에서 최적의 성능과 운전특성을 나타낸 동일한 조건에서 내부 열교환기 장착 여부에 따른 성능 특성을 파악하기 위하여 캐스케이드 열교환기에서 운전조건을 변화시켜가면서 시스템의 성능특성을 비교 및 고찰하여 R744-R717 캐스케이드 냉동사이클의 최적화에 대한 연구를 수행하려 한다.

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

본 연구를 통하여 다양한 작동유체를 적용한 캐스케이드 냉동사이클의 성능특성과 친환경 저온 냉동시스템 개발에 필요한 기초적인 성능 데이터를 제공할 수 있을 것으로 예상되며 캐스케이드 캐스케이드 냉동사이클의 작동온도에 대한 최적화 연구와 캐스케이드 냉동사이클에 내부 열교환기를 적용하여 시스템의 고효율을 위한 연구를 통하여 국내를 비롯한 국외의 냉동 공조 산업에 이바지 할 것으로 기대된다.

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 2 장 캐스케이드 냉동사이클 모델링

제 1 절 캐스케이드 냉동사이클

캐스케이드 냉동사이클은 개별적인 2개 이상의 사이클로 구성되어 저단과 고단 사이클이 서로 열교환하는 시스템으로 단일 냉매를 사용하는 단단 증기압축 사이클이나 다단 증기압축 사이클과 달리 고단 및 저단의 작동온도에 따른 시스템의 냉방용량과 COP 변화가 큰 편으로 각 단의 작동유체의 최적 성능을 보이는 온도대가 존재하므로 최적의 시스템 모델링이 필요하다. 따라서 이를 위하여 저단 사이클의 작동유체는 R744를 적용하였으며, 고단 사이클의 작동유체는 R717, R134a, R1234yf을 각각 적용한 압축기, 고단 응축기, 저단 증발기, 캐스케이드 열교환기, 팽창장치에 대한 최적화된 모델링이 요구되며, 기본 사이클에 대한 모델링이 완성된 후 캐스케이드 냉동사이클에 내부 열교환기를 각 단에 적용시킨 모델링이 진행되어야 한다. 따라서 본 연구에서는 작동유체 변경에 따른 캐스케이드 냉동사이클의 성능 특성 비교와 함께, 기본 시스템(Basic cycle)과 내부 열교환기 장착 시스템(Internal heat exchanger cycle)을 모델링하여 각각의 성능특성을 비교 및 고찰하였으며 그에 앞서 성능해석을 위해 모델의 간소화를 위하여 다음과 같이 가정하였다.

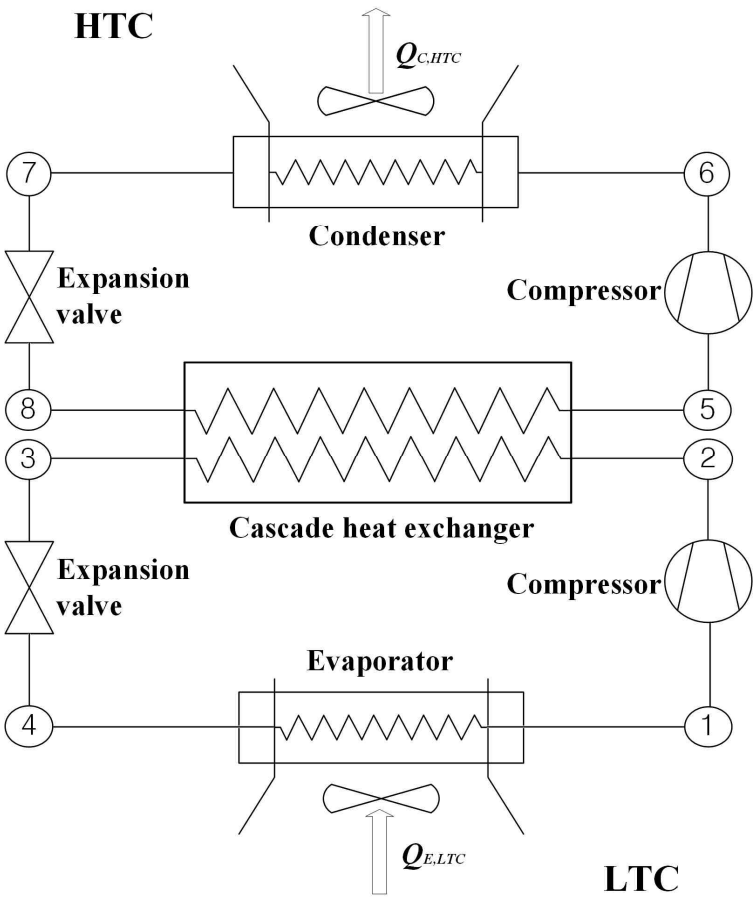
1. 저단 및 고단 사이클 압축기의 등엔트로피 효율은 압축비로 표현된다.
2. 저단 및 고단 사이클 팽창장치의 냉매는 단열팽창과정인 등엔탈피 과정이다.
3. 모든 과정은 정상상태이며 위치에너지와 운동에너지는 무시한다.
4. 각 배관에서의 열손실과 압력강하는 고려하지 않는다.

Fig. 2.1은 각각의 사이클의 개략도를 나타내고 있다. 기본사이클(Fig. 2.1(a))은 고단 압축기, 고단 응축기, 고단 팽창장치, 캐스케이드 열교환기, 저단 압축기, 저단 팽창장치, 저단 증발기로 구성되어 있으며, 저단 사이클에만 내부 열교환기를 적용시킨 사이클(Fig. 2.1(b))은 기본사이클의 캐스케이드 열교환기에서 토출되는

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

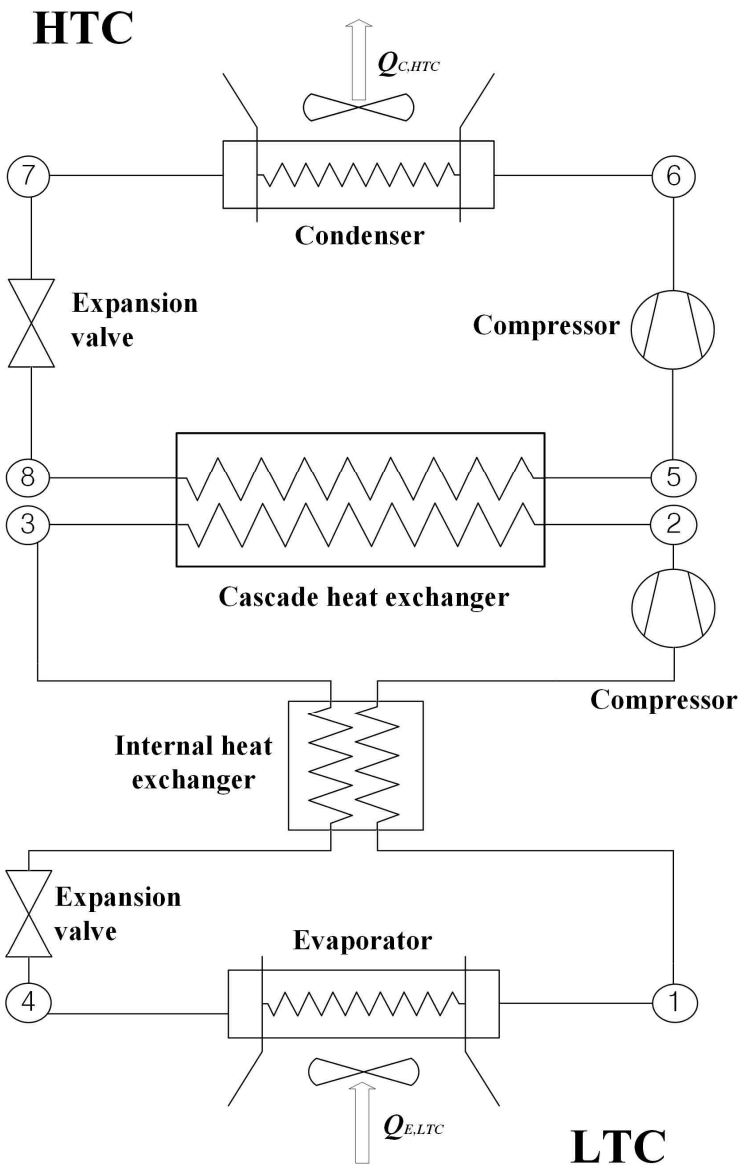
저단 사이클의 고온고압 작동유체와 저단 증발기에서 토출된 저온저압 작동유체가 서로 열교환한 후 고온고압의 작동유체는 저단 팽창장치 입구로 유입되며 저온저압의 작동유체는 저단 압축기 입구로 유입되도록 구성되어 있다. 고단 및 저단 사이클 모두에 내부 열교환기를 적용시킨 조건(Fig. 2.1(c))은 저단 사이클에 내부 열교환기를 적용시킨 조건에서 추가로 고단에 내부 열교환기를 장착하여 고단 응축기에서 토출되는 고온고압의 작동유체와 캐스케이드 열교환기에서 토출되는 고단 사이클의 저온저압 작동유체가 서로 열교환한 후 고온고압의 작동유체는 고단 팽창장치 입구로 유입되며 저온저압의 작동유체는 고단 압축기 입구로 유입되도록 구성되어 있다.

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY



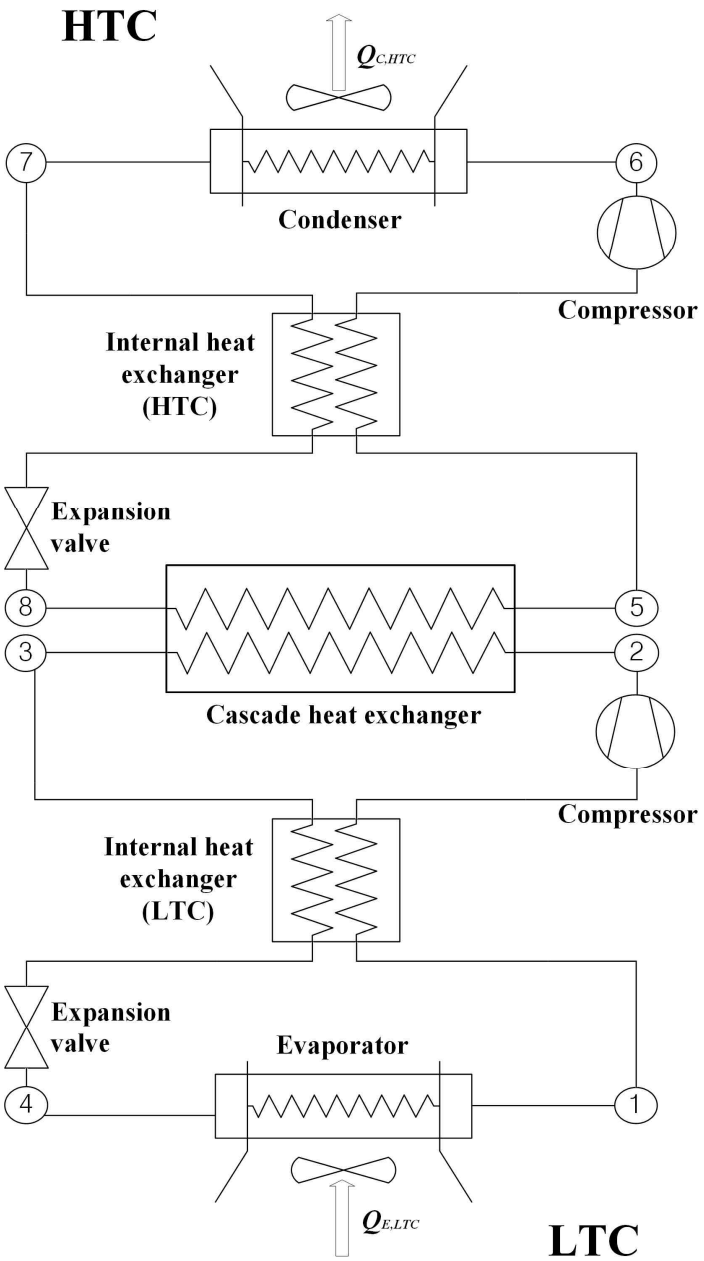
(a) Basic cycle

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY



(b) Internal heat exchanger in LTC

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY



(c) Internal heat exchanger in both cycle

Fig. 2.1 Schematic diagram of the cascade refrigeration system

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 2절 압축기(Compressor) 모델링

캐스케이드 냉동사이클에는 각 단에 개별적인 압축기의 설계가 요구되며 본 연구에 적용된 저단 사이클인 이산화탄소 사이클의 압축기는 반밀폐형 왕복동식 압축기의 모델로 선정하였으며, 압축기의 질량유량과 체적 효율은 실험에 의하여 얻어진 결과를 이용한 N. Petter(2004)등이 제안한 수식을 적용하여 구하였다. 본 연구에서 설계된 이산화탄소 압축기의 토출유량과 압축기 소요동력은 식(2-1)과 (2-2)와 같이 표현된다.

$$\dot{m}_{LTC} = \frac{\eta_{v,LTC} \times Z_{cyl,LTC} \times V_{cyl,LTC} \times N_{LTC}}{v_{suc,LTC}} \tag{2-1}$$

$$W_{comp,LTC} = \frac{\dot{m}_{LTC}(h_{i,LTC} \times h_{comp_{in},LTC})}{\eta_{s,LTC}} \tag{2-2}$$

이 때 저단 압축기 체적 효율, 등엔트로피 효율은 아래 식 (2-3)과 (2-4)를 이용하여 구할 수 있다.

$$\eta_{s,LTC} = 0.00476 \times R_p^2 - 0.09238 R_p + 0.89810 \tag{2-3}$$

$$\eta_{v,LTC} = 0.00816 R_p^2 - 0.15293 R_p + 1.13413 \tag{2-4}$$

그리고 다양한 냉매가 적용되는 고단 사이클의 압축기는 McGraw Hill의

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

Industrial Refrigeration Handbook에 기술된 압축기의 질량유량과 체적 효율에 의하여 계산되는 압축기 토출유량과 압축기 소요동력을 사용하였으며 이는 식(2-5)와 (2-6)과 같이 표현된다.

$$\dot{m}_{HTC} = \frac{\eta_{v,HTC} \times Z_{cyl,HTC} \times V_{cyl,HTC} \times N_{HTC}}{v_{suc,HTC}} \tag{2-5}$$

$$W_{comp,HTC} = \frac{\dot{m}_{HTC}(h_{i,HTC} \times h_{comp_{in},HTC})}{\eta_{s,HTC}} \tag{2-6}$$

이 때 고단 압축기의 체적 효율과 등엔트로피 효율은 아래 식 (2-7)과 (2-8)을 통하여 구할 수 있다.

$$\eta_{s,HTC} = -0.00097 \times R_p^2 - 0.01026 R_p + 0.83955 \tag{2-7}$$

$$\eta_{v,HTC} = -0.00076 R_p^2 - 0.05080 R_p + 1.03231 \tag{2-8}$$

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 3 절 응축기(Condenser) 모델링

본 연구에서 적용한 응축기 모델링은 공조시스템에서 보편적으로 활용하고 있는 Fin-tube 열교환기를 적용하였으며, Fin-tube 열교환기는 동관과 알루미늄 핀으로 구성되어 있다. 동관의 외경은 0.0127 m, 내경은 0.0109 m으로 구성하였으며 핀의 형태는 Slit fin을 사용하였다. 또한 2개의 열교환기 입구와 출구로 열교환량을 극대화 시켰다. 본 연구에서 적용한 열교환기의 모양을 Fig. 2.2에 그리고 자세한 사양을 Table 2.1에 나타내었다.

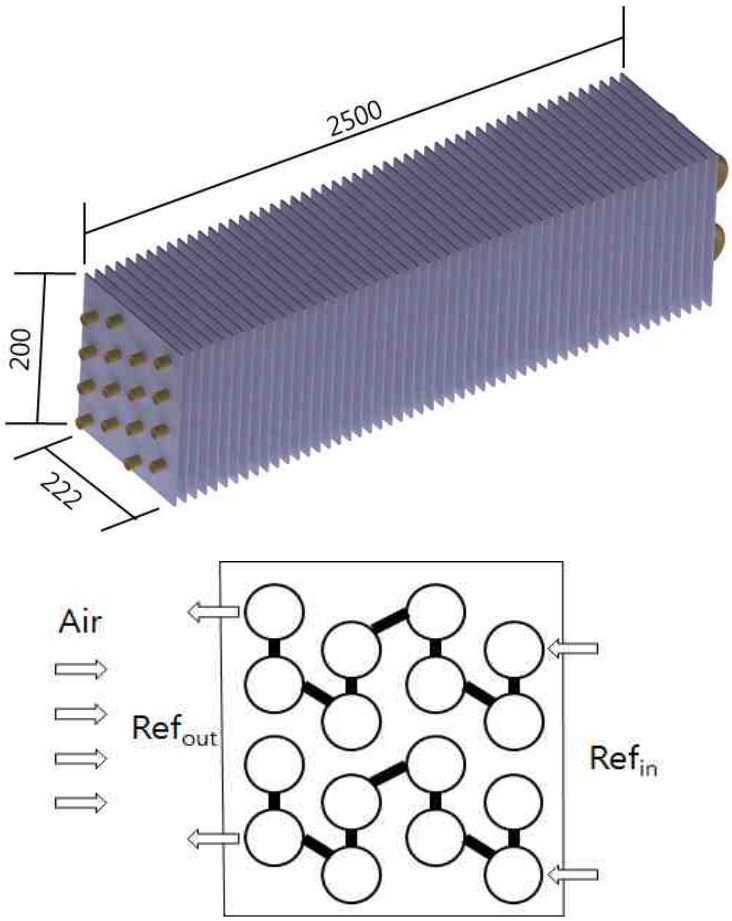


Fig. 2.2 Schematics of the condenser (unit : mm)

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

Table 2.1 Specification of condenser

Parameter	Specification
Diameter of outer tube (m)	0.0127
Diameter of inner tube (m)	0.0109
Tube thickness (m)	0.000889
Length (m)	2.5
Tube materials	Copper
Number of tube	4
Number of row	2
Number of heat exchanger	4
Fin material	Al
Fin shape	Slit
Fin pitch (m)	0.004
Fin thickness (m)	0.00025
Number of slit	10
Slit height (m)	0.0008
Slit width (m)	0.001

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

고단 사이클의 응축기는 Fin-tube 열교환기로 관 내부에 흐르는 작동유체의 냉매 열전달 해석을 수행하기 위하여 ε-NTU(effectiveness-number of transfer units)방법을 사용하였으며, 해석에 사용된 유용도는 최대 열전달량과 실제 열전달량의 비를 나타낸 것으로 다음 식 (2-8)과 같이 나타낼 수 있다. 본 연구에서는 ϵ_{HTC} 값을 식 (2-9)를 적용하여 정의하였다.

$$\epsilon_{HTC} = \frac{Q_{HTC}}{Q_{\max,HTC}} = \frac{\text{실제 열전달량}}{\text{최대 열전달량}} \tag{2-8}$$

$$\epsilon_{HTC} = 1 - \exp\left(\left(\frac{1}{C_{HTC}}\right) NTU_{HTC}^{2}\right) \times \exp\left(-C_{HTC}\left(NTU_{HTC}^{0.78}\right) - 1\right) \tag{2-9}$$

고단 응축기의 NTU_{HTC} 값은 식 (2-10)을 통하여 구할 수 있으며, 총괄열전달계수는 식 (2-11)을 통하여 구할 수 있다.

$$NTU_{HTC} = \frac{UA_{HTC}}{C_{\min,HTC}} \tag{2-10}$$

$$UA_{HTC} = \frac{1}{R_{total,HTC}} \tag{2-11}$$

또한 고단 응축기의 최대 열전달율 $Q_{\max,HTC}$는 식 (2-12)와 같이 나타낼 수 있으며, ϵ_{HTC}와 $Q_{\max,HTC}$를 통하여 실제 열전달율 Q_{HTC}를 식 (2-13)로 정의할 수 있다.

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

$$Q_{\max,HTC} = (m_{HTC}c_{p,HTC})_{\min}(T_{cond,in} - T_{cond,out}) \tag{2-12}$$

$$Q_{HTC} = \epsilon_{HTC}(m_{HTC}c_{p,HTC})_{\min}(T_{cond,in} - T_{cond,out}) \tag{2-13}$$

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

1. 냉매측 열전달상관식

본 연구에서 고단측 작동유체의 단상영역 열전달계수는 Dittus and Boelter(1930)가 제안한 상관식을 사용하였으며, 이상영역 열전달계수는 Cavallini and Zechin(1974)가 제안한 상관식을 사용하였다. 이 때 단상영역 열전달계수는 식 (2-14)에 나타내었으며 이상영역 열전달계수와 Re 수는 식 (2-15)~(2-17)과 같다.

$$h_{s,HTC} = 0.03 \times Re_{HTC}^{0.77} \times \Pr^{0.4} \times \frac{k_{HTC}}{D_{i,HTC}} \tag{2-14}$$

$$h_{tp,HTC} = 0.046 \times Re_{eq,HTC}^{0.77} \times \Pr_{f,HTC}^{0.33} \times \frac{k_{f,HTC}}{D_{i,HTC}} \tag{2-15}$$

$$Re_{eq,HTC} = Re_{g,HTC} \times \left(\frac{\mu_{g,HTC}}{\mu_{f,HTC}}\right)\left(\frac{\rho_{f,HTC}}{\rho_{g,HTC}}\right)^{0.5} + Re_{f,HTC} \tag{2-16}$$

$$Re_{g,HTC} = \frac{G_{HTC} \times x_{HTC} \times D_{i,HTC}}{\mu_{g,HTC}}, \qquad Re_{f,HTC} = \frac{G_{HTC}(1 - x_{HTC})}{\mu_{f,HTC}} \tag{2-17}$$

여기서 단상영역의 마찰계수는 Fanning의 상관식을 사용하였고 이상영역 마찰계수는 Pierre(1964)의 상관식을 적용하였으며 이는 다음과 같다.

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

$$\Delta P_{s,\,HTC} = 4f_{s,\,HTC}\left(\frac{\rho_{HTC}\mu_{HTC}^{2}}{2g}\right)\left(\frac{L_{HTC}}{d_{HTC}}\right) \tag{2-18}$$

$$\Delta P_{tp,\,HTC} = \left(f_{tp,\,HTC}\left(\frac{L_{HTC}}{d_{HTC}}\right) + \frac{\Delta x_{HTC}}{x_{HTC}}\right) \times G_{HTC}^{2} \times \frac{1}{\rho_{HTC}} \times \frac{1}{1000} \tag{2-19}$$

$$f_{tp,\,HTC} = 0.0185\left(\frac{k_{f,\,HTC}}{Re_{f,\,HTC}}\right)^{0.25} \tag{2-20}$$

$$k_{f,\,HTC} = 1000 \times \left(\frac{i_{in,\,HTC} - i_{out,\,HTC}}{L_{HTC} \times g}\right) \tag{2-21}$$

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

2. 공기측 열전달상관식

실외에서 작동유체와 열교환하는 Fin-tube 열교환기의 해석은 Wang(2001)등이 제안한 공기측의 j-factor와 f-factor를 사용하였으며, 각 미소체적에 대하여 사용된 식은 다음과 같이 표현된다.

$j-factor$:

$$j=j=\begin{cases} 0.9047\,Re_{d_f}^{j_1}\left(\frac{f_A}{d_f}\right)^{j_2}\left(\frac{P_v}{P_h}\right)^{j_3}\left(\frac{s_s}{s_h}\right)^{-0.0305}N_t^{0.0782} \\ \qquad \text{for } N_t>2 \text{ and } Re_{d_f}<700 \\ 1.0691\,Re_{d_f}^{j_4}\left(\frac{f_A}{d_f}\right)^{j_5}\left(\frac{s_s}{s_h}\right)^{j_6}N_t^{j_7} \\ \qquad \text{for } N_t=1,2 \text{ or } N_t>2 \text{ and } Re_{d_f}>700 \end{cases} \tag{2-22}$$

$$j_1=-0.2555-\frac{0.0312}{\left(\frac{f_A}{d_f}\right)}-0.0487N_t \tag{2-23}$$

$$j_2=0.9703-0.0455\sqrt{Re_{d_f}}-0.4986\left(\ln\frac{P_v}{P_h}\right)^2 \tag{2-24}$$

$$j_3=0.2405-0.003Re+5.5349\left(\frac{f_A}{d_f}\right) \tag{2-25}$$

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

$$j_4 = -0.535 + 0.017\left(\frac{P_v}{P_h}\right) - 0.0107 N_t \tag{2-26}$$

$$j_5 = 0.04115 + 5.5756\sqrt{\frac{N_t}{Re_{d_f}}}\ \ln\frac{N_t}{Re_{d_f}} + 24.2028\sqrt{\frac{N_t}{Re_{d_f}}} \tag{2-27}$$

$$j_6 = 0.2646 + 1.0491\left(\frac{s_s}{s_h}\right)\ln\frac{s_s}{s_h} - 0.216\left(\frac{s_s}{s_h}\right)^3 \tag{2-28}$$

$$j_7 = 0.3749 + 0.0046\sqrt{Re_{d_f}}\ \ln Re_{d_f} - 0.0433\sqrt{Re_{d_f}} \tag{2-29}$$

Fanning friction factor f :

$$f = 1.201\, Re_{d_f}^{f_1}\left(\frac{f_A}{d_f}\right)^{f_2}\left(\frac{P_v}{P_h}\right)^{f_3}\left(\frac{s_s}{s_h}\right)^{f_4}(N_t)^{f_5}(s_w)^{f_6} \tag{2-30}$$

$$f_1 = -0.1401 + 0.2567\ln\left(\frac{f_A}{d_f}\right) + 4.399^{-s_w} \tag{2-31}$$

$$f_2 = -0.383 + 0.7998\ln\left(\frac{f_A}{d_f}\right) + \frac{5.1772}{s_w} \tag{2-32}$$

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

$$f_3 = -1.7266 - 0.1102\ln\left(Re_{d_f}\right) - 1.4501\left(\frac{f_A}{d_f}\right) \tag{2-33}$$

$$f_4 = 0.4034 - 0.199\left(\frac{\frac{s_s}{s_h}}{\ln\left(\frac{s_s}{s_h}\right)}\right) + 0.4208\left(\frac{\ln\frac{s_s}{s_h}}{\ln\left(\frac{s_s}{s_h}\right)}\right) \tag{2-34}$$

$$f_5 = -9.0566 + 0.6199\ln Re_{d_f} + \frac{32.8057}{\ln Re_{d_f}} - \frac{0.2881}{\ln N_t} + \frac{0.9583}{N_t^{1.5}} \tag{2-35}$$

$$f_6 = -1.4994 + 1.209\left(\frac{P_v}{P_h}\right) + \frac{1.4601}{s_h} \tag{2-36}$$

또한 핀 효율(fin efficiency)과 표면 효율(surface efficiency)는 다음과 같이 포현된다.

$$\eta_f = \frac{\tan h\,(ml)}{ml}, \qquad m = \sqrt{\frac{2h_{aw}}{k_f f_t}}, \qquad l = \frac{H}{2} - f_2 \tag{2-37}$$

$$\eta_s = 1 - \frac{A_f}{A_s}(1 - \eta_f) \tag{2-38}$$

그리고 다음과 같은 식을 통하여 총괄열전달계수를 구하였다.

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_{ref,in}A_{ref,in}} + \frac{\ln\left(\frac{d_{out}}{d_{\in}}\right)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_{air}\eta_f A_{fin}} \tag{2-39}$$

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 4 절 증발기(Evaporator) 모델링

본 연구에서 설계한 저단 사이클의 증발기는 고단 사이클의 응축기와 동일한 직경과 핀 형상이나 크기가 다른 Fin-tube 열교환기로 설계하였다. 작동유체와 공기의 열교환 방식 및 열교환기 해석 방법은 동일하게 수행하였으나 작동유체의 유동이 1개의 입구에서 1개의 출구로 토출되도록 설계하여 넓은 면적의 전열면을 확보하였다. Fig. 2.3에 증발기의 모습을 그리고 Table 2.2은 증발기의 세부 사양을 나타내고 있다.

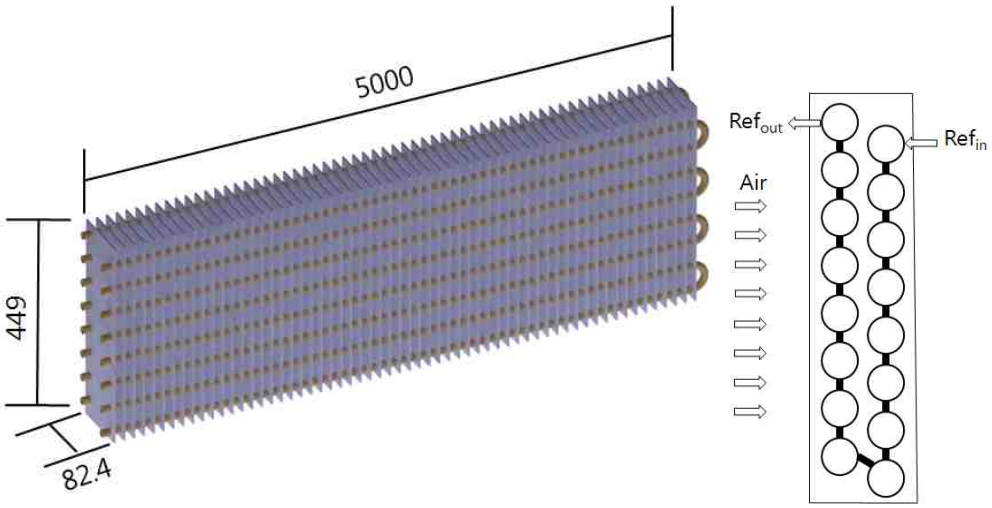


Fig. 2.3 Schematics of the evaporator

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

Table 2.2 Specification of the evaporator

Parameter	Specification
Diameter of outer tube (m)	0.0127
Diameter of inner tube (m)	0.0109
Tube thickness (m)	0.000889
Length (m)	5
Tube materials	Copper
Number of tube	4
Number of row	2
Number of heat exchanger	4
Fin material	Al
Fin shape	Slit
Fin pitch (m)	0.004
Fin thickness (m)	0.00025
Number of slit	10
Slit height (m)	0.0008
Slit width (m)	0.001

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

1. 냉매측 열전달상관식

저단 사이클 증발기는 고단 사이클의 응축기와 동일한 Fin-tube 열교환기로 작동유체와 공기측 사이의 열전달 해석을 수행하기 위하여 ε-NTU방법을 사용하였으며 단상영역의 열전달계수는 Gnielinski(1976)가 제안한 상관식을 적용하였으며 이 때 Nu수는 다음과 같다.

$$Nu_{LTC} = \frac{\left(\frac{f_{LTC}}{8}\right)(Re_{LTC} - 1000)\Pr_{LTC}}{1 + 12.7\left(\frac{f_{LTC}}{8}\right)^{1/2}\left(\Pr_{LTC}^{2/3} - 1\right)} \tag{2-40}$$

$$;\ 0.5 < \Pr_{LTC} < 2000,\ \ 2300 < Re_{LTC} < 5 \times 10^5$$

또한 열전달계수는 식 (2-40)에서 구해진 Nu_{LTC}와 열전도도를 이용하여 아래의 식 (2-41)을 통하여 계산하였다.

$$h_{LTC} = \frac{k_{LTC} \times Nu_{LTC}}{D_{i,\,LTC}} \tag{2-41}$$

이상영역의 열전달계수는 Gungor and Winterton(1986)이 제안한 상관식을 사용하였다.

$$h_{tp,\,LTC} = (SS_2 + FF_2)h_{LTC} \tag{2-43}$$

$$S = 1 + 3000Bo^{0.86} \tag{2-44}$$

$$F = 1.12\left(\frac{x_{LTC}}{1 - x_{LTC}}\right)^{0.75}\left(\frac{\rho_{f,\,LTC}}{\rho_{g,\,LTC}}\right)^{0.41} \tag{2-45}$$

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

$$S_2 = \begin{cases} Fr_f^{(0.1-2Fr_f)} & Fr_f < 0.05 \\ 1 & Fr_f \geq 0.05 \end{cases} \tag{2-46}$$

$$F_2 = \begin{cases} Fr_f^{0.5} & Fr_f < 0.05 \\ 1 & Fr_f \geq 0.05 \end{cases} \tag{2-47}$$

$$Bo = \frac{q}{G_{tp} Gfg} \tag{2-48}$$

$$Fr_f = \frac{G_{tp}^2}{g D_{i,\,LTC} \rho_f^2} \tag{2-49}$$

저단 사이클에서 단상 및 이상영역의 관마찰계수 f는 Churchill(1977)이 제안한 상관식을 사용하였으며 이는 아래의 식 (2-50)과 같다.

$$f_{LTC} = 8\left(\left(\frac{8}{Re_{LTC}}\right)^{12} + \left(\left(2.457\ln\left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re_{LTC}}\right)^{0.9} + 0.27\epsilon}\right)\right)^{16} + \left(\frac{37530}{Re_{LTC}}\right)^{16}\right)^{-3/2}\right)^{1/16} \tag{2-50}$$

또한 저단 증발기에서 공기측 열전달계수는 고단 응축기에서의 공기측 열전달계수와 동일한 Wang(2001)등의 식을 적용하였다.

조선대학교 CHOSUN UNIVERSITY

제 5 절 팽창장치(Expansion device) 모델링

고단 및 저단 사이클의 팽창장치의 모델을 통하여 시스템에 흐르는 작동유체의 질량유량을 계산하였다. 모든 사이클에서 팽창과정은 등엔탈피 과정으로 가정하였으며, 질량유량 식은 Buckingham-π 정리를 통하여 도출되는 6개의 물리적 변수와 4개의 기하학적 변수를 사용하였다. 우선 저단 사이클 작동유체의 질량유량은 Hwang and Kim(2007)의 상관식을 사용하여 계산하였다.

$$\dot{m}_{LTC} = f(p_{in,LTC}, \Delta p_{LTC}, T_{i,LTC}, d_{o,LTC}, d_{m,LTC}, L_{LTC}, \rho_{in,LTC}, p_{c,LTC}, T_{c,LTC}) \quad (2\text{-}51)$$

$$\pi_1 = c_1(\pi_2)^{c_2}(\pi_3)^{c_3}(\pi_4)^{c_4}(\pi_5)^{c_5} \quad (2\text{-}52)$$

$$\left(\frac{\dot{m}_{LTC}}{A_{t,m}\sqrt{\rho_{LTC}\Delta p_{LTC}}}\right) = c_1\left(\frac{L_{LTC}}{d_{m,LTC}}\right)^{c_2}\left(\frac{d_{m,LTC}}{d_{o,LTC}}\right)^{c_3}\left(\frac{p_{i,LTC}}{p_{c,LTC}}\right)^{c_4}\left(\frac{T_{i,LTC}}{T_{c,LTC}}\right)^{c_5} \quad (2\text{-}53)$$

여기서 각각의 상수는 Table 2.3에 나타내었다.

Table 2.3 Constants of expansion valve correlation in eq. (2-53) for low-temperature cycle

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}

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

또한 고단 사이클에서 팽창장치를 과하는 작동유체의 질량유량 계산은 Table 2.4의 상수를 이용하여 식 (2-42)를 통하여 계산하였다.

$$\dot{m}_{HTC} = f\begin{pmatrix} p_{i,HTC}, p_{out,HTC}, d_{m,HTC}, L_{HTC}, \rho_{i,HTC}, \rho_{o,HTC}, \\ \mu_{f,HTC}, \mu_{g,HTC}, p_{c,HTC}, \Delta p_{HTC}, x_{i,HTC} \end{pmatrix} \tag{2-55}$$

$$\pi_1 = c_1(\pi_2)^{c_2}(\pi_3)^{c_3}(\pi_4)^{c_4}(\pi_5)^{c_5}(\pi_6)^{c_6}(\pi_7)^{c_7} \tag{2-56}$$

$$\left(\frac{\dot{m}_{HTC}}{A_{t,m}\sqrt{\rho_{LTC}\Delta p_{HTC}}}\right) = c_1\left(\frac{p_{c,HTC}-p_{i,HTC}}{p_{c,HTC}}\right)^{c_2}\left(\frac{p_{c,HTC}-p_{o,HTC}}{p_{c,HTC}}\right)^{c_3} \left(\frac{L_{HTC}}{d_{m,HTC}}\right)^{c_4}\left(\frac{\mu_{f,HTC}}{\mu_{g,HTC}}\right)^{c_5}\left(\frac{x_{i,HTC}}{1-x_{\in,HTC}}\right)^{c_6}\left(\frac{\rho_{o,HTC}}{\rho_{f,HTC}}\right)^{c_7} \tag{2-57}$$

Table 2.4 Constants of expansion valve correlation in eq. (2-57) for high-temperature cycle

Constant	Value
c_1	7.2×10^{-2}
c_2	-9×10^{-2}
c_3	4.06×10^{-1}
c_4	-1.49×10^{-1}
c_5	-9.9×10^{-2}
c_6	-1.3×10^{-2}
c_7	2.83×10^{-1}

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 6 절 캐스케이드 열교환기(Cascade heat exchanger) 모델링

본 연구에서 설계한 캐스케이드 열교환기는 캐스케이드 냉동사이클에서 보편적으로 활용되고 있는 이중관식 열교환기를 적용하였으며 Table 2.5는 본 연구에서 설계된 R744-R717, R134a, R1234yf 캐스케이드 열교환기의 설계 사양을 나타내고 있다. 이중관식 열교환기는 고온의 유체로부터 전열면을 통하여 저온의 유체와 열교환을 하여 열을 저장하는 것으로 내관과 외관으로 간단히 구성되어 있으며, 외관에 고단 팽창장치에서 토출되는 저온 저압의 작동유체가 유동하며 내관에는 저단 압축기에서 토출되는 고온 고압의 작동유체가 유동하도록 설계하였다. 캐스케이드 열교환기의 모델링은 고단 및 저단의 작동유체 사이의 에너지 평형식 및 질량 평형식을 통하여 각 단에 흐르는 작동유체의 상태량을 계산하였다.

Table 2.5 Specification of the cascade heat exchanger

Parameter	Specification
Diameter of outer tube (m)	0.022
Diameter of inner tube (m)	0.016
Tube thickness (m)	0.003
Length (m)	20
Materials	SUS304
Type of flow	Counter flow

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 7 절 내부 열교환기(Internal heat exchanger) 모델링

본 연구에서 설계한 내부 열교환기는 일반적으로 활용되고 있는 이중관식 열교환기를 적용하였으며 Table 2.6는 본 연구에서 설계된 내부 열교환기의 설계 사양을 나타내고 있다.

Table 2.6 Specification of the internal heat exchanger

Parameter	Specification
Diameter of outer tube (m)	0.022
Diameter of inner tube (m)	0.016
Tube thickness (m)	0.003
Length (m)	10
Materials	SUS304
Type of flow	Counter flow

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 3 장 사이클 해석 방법 및 조건

제 1 절 사이클 해석 방법

Fig. 3.1과 Fig. 3.2는 내부 열교환기를 적용하지 않은 캐스케이드 냉동사이클, 내부 열교환기를 적용한 캐스케이드 냉동사이클의 알고리즘을 도시하고 있다. 시뮬레이션 해석의 초기조건으로 고단 사이클 및 저단 사이클의 압축기 입구온도와 입구압력, 출구압력 그리고 각 단의 팽창장치 출구압력을 가정하였으며, 저단 압축기, 고단 압축기, 고단 응축기, 고단 팽창장치, 캐스케이드 열교환기 순서로 고단 사이클의 해석을 마친 후에 캐스케이드 열교환기에서 저단 응축과정의 토출온도와 압력이 오차범위 내에 수렴한다면 저단 팽창장치, 저단 증발기의 순서대로 캐스케이드 냉동사이클의 해석을 수행하였다. 각 단의 압축기와 팽창장치에서의 질량을 맞추기 위하여 각 단의 압축기 토출 압력을 변화시켜가며 오차 범위 내에 수렴하는 조건을 갖춘 후 고단 사이클의 경우 캐스케이드 열교환기, 저단 사이클의 증발기 해석으로 진행하게 되는데 캐스케이드 열교환기에서 저단 압축기 토출온도와 저단 응축과정 입구온도의 차이를 저단 압축기 토출온도로 나눈 값이 ±5% 이내일 경우 저단 사이클 해석 과정으로 넘어가게 되며, 각 단의 압축기 입구압력을 압축기 입구압력과 해석을 통한 각 단의 증발기 토출 압력의 차이로 나눈 값이 ±5% 이내이고 각 단의 압축기 초기온도와 고단 사이클에서 각 단의 증발기 토출온도 차이가 ±0.5℃ 이내일 경우 시뮬레이션 해석을 종료하도록 설계하였다.

본 연구에서는 캐스케이드 냉동사이클의 고단 작동유체를 변경시켜가며 고단 사이클의 응축온도, 캐스케이드 열교환기에서 작동온도, 저단 사이클의 증발온도를 변화시켜 가면서 각각의 사이클의 성능변화를 고찰하기 위하여 성능해석 및 성능비교를 수행하였다. 또한 동일한 운전조건에서 R744-R717 캐스케이드 냉동사이클의 고단 및 저단 사이클에 내부 열교환기 장착 여부에 따른 시스템의 성능향상에 미치는 영향을 파악하였다.

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

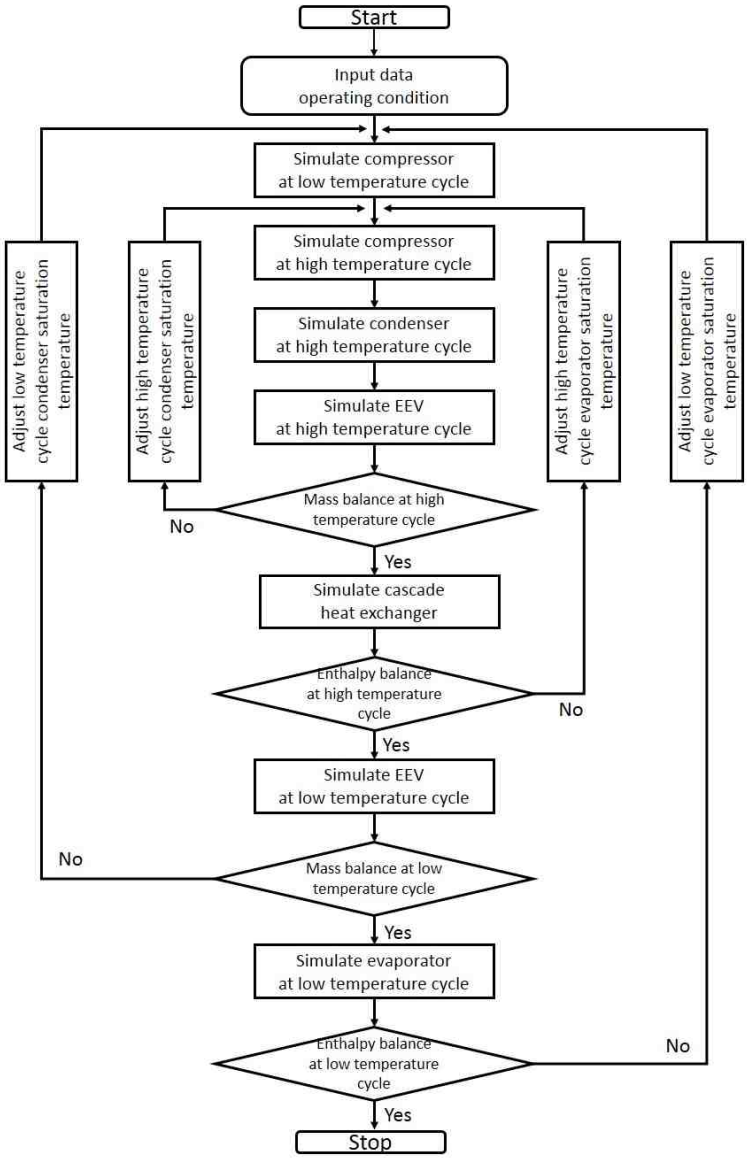


Fig. 3.1 Flow chart for simulation of cascade refrigeration system simulation

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

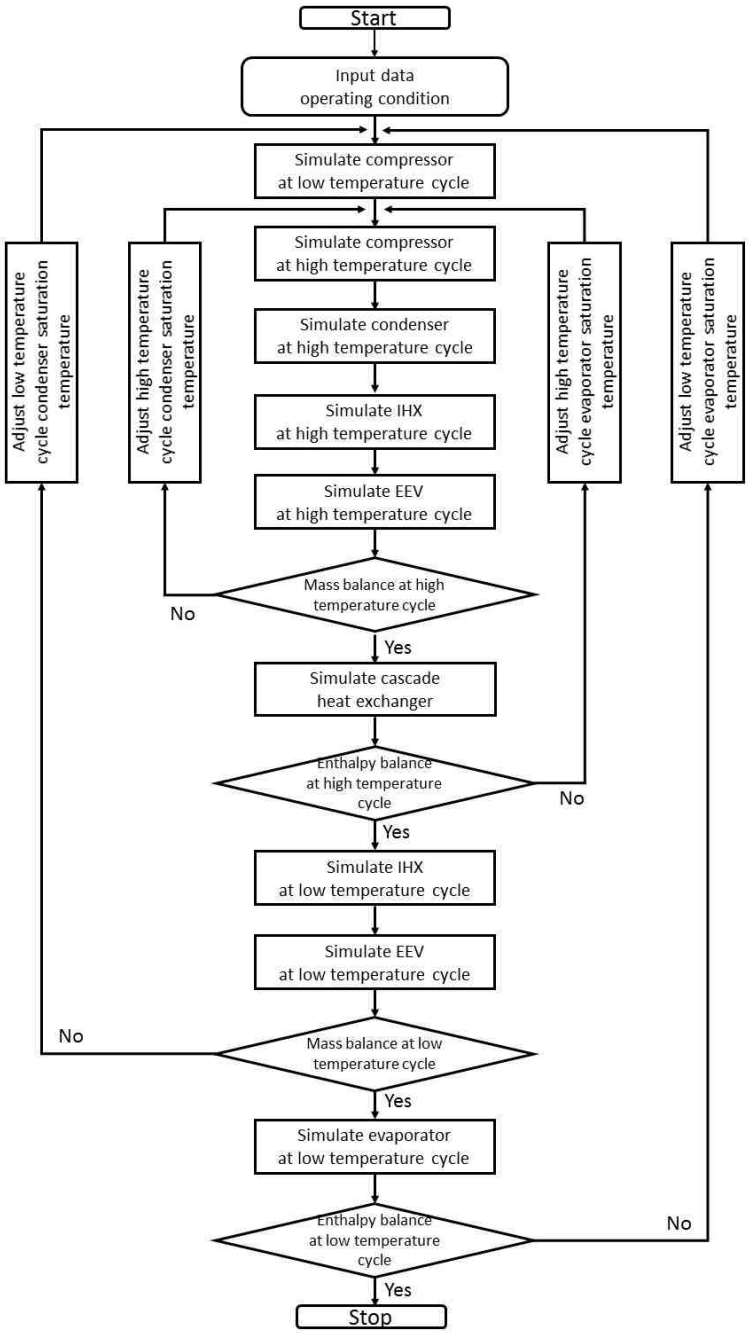


Fig. 3.2 Flow chart the simulation of cascade refrigeration system with an internal heat exchanger

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 2 절 사이클 해석 조건

캐스케이드 냉동사이클은 고단 응축기, 저단 증발기, 캐스케이드 열교환기의 작동온도에 따라 고단 및 저단 사이클의 냉방용량, 압축기 소요동력, COP가 민감하게 변화한다. 특히 각 단의 작동유체의 물성특성에 따라 더욱 큰 변화 폭을 보이기 때문에 캐스케이드 냉동사이클의 작동온도에 따른 R744-R717, R744-R134a, R744-R1234yf 시스템의 성능 비교를 수행하였다.

본 연구에서 최적의 작동온도를 찾기 위하여 고단 응축온도는 30℃~50℃, 고단 증발온도는 −15℃~5℃, 저단 응축온도는 −10℃~10℃, 저단 증발온도는 −50℃~-30℃의 범위에서 5℃ 간격으로 변화시켜 가며 성능해석을 수행하였으며, 시스템의 운전특성을 고찰하기 위해 국제 표준 규격인 SI에 의거하여 실외측 온도와 실내측 온도를 각각 25℃, -15℃로 설정하였다. 이때 고단 응축기의 공기속도와 저단 증발기의 공기속도를 각각 2 m/s, 1 m/s로 설정하여 성능해석을 수행하였다. 본 연구에서 설정된 캐스케이드 냉동사이클의 각 단에서의 해석 조건을 Table 3.1에 나타내었다.

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

Table 3.1 Operating condition of cascade refrigeration system

Parameter	Value
$T_{E,LTC}$(℃)	-50, -45, -40, -35, -30*
$T_{C,LTC}$(℃)	-10, -5*, 0, 5, 10
$T_{E,HTC}$(℃)	-15, -10*, -5, 0, 5
$T_{C,HTC}$(℃)	30, 35*, 40, 45, 50
$T_{E,Air}$(℃)	-15
$T_{C,Air}$(℃)	25
Case Ⅰ	Basic cycle without IHX
Case Ⅱ	IHX in low temperature cycle
Case Ⅲ	IHX in both cycle

*Basic condition

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 3 절 개발된 모델에 대한 검증

본 연구에서 개발된 R744-R717 캐스케이드 냉동사이클 해석에 대한 신뢰성을 파악하기 위하여 R744-R717 캐스케이드 냉동사이클의 실험을 실시한 Lee(2006) 등이 본 연구의 비교를 통하여 검증하였다. 즉, 개발된 모델과 동일하게 고단 사이클의 작동유체는 R717, 저단 사이클의 작동유체는 R744로 적용하여 실험을 통하여 개발된 실험식과 본 연구에서 개발된 모델의 해석값의 비교를 통하여 검증을 실시하였으며 Lee의 실험에서 개발된 최적 캐스케이드 응축온도와 최대 COP를 예측하는 상관식은 아래 식 (2-58)과 (2-59)과 같이 표현된다.

$$T_{C,LTC,OPT} = 40.63 + 0.4(T_{C,HTC}) + 0.4(T_{E,LTC}) + \Delta T_{cas} \quad (2\text{-}58)$$

$$COP_{Total,\max} = 1.0818 - 0.0221(T_{C,HTC}) + 0.0315(T_{E,LTC}) - 0.0283\Delta T \quad (2\text{-}59)$$

; The unit used in Eqs. (2-58) and (2-59) is Kelvin(K).

위 상관식을 사용하여 R744-R717 캐스케이드 냉동사이클의 저단 사이클의 응축온도와 고단 사이클의 증발온도를 동시에 변화시켜 캐스케이드 열교환기의 온도차를 변화시킴에 따른 본 연구에서 개발된 모델과 Lee의 최대 COP 예측식 결과를 비교하여 Fig. 3.3에 나타내었다. 비교한 작동조건 모두 예측식 결과보다 소폭 낮은 해석 결과를 나타내었는데, 이는 기존 연구의 운전조건과 본 연구의 운전조건이 상이하여 나타난 것으로 확인되었다. 하지만 최적 캐스케이드 응축온도 예측식은 거의 일치하는 것으로 나타났으며, 최대 COP 예측식과 동일한 경향을 나타내었다. 이를 통하여 본 연구에서 개발된 모델이 캐스케이드 냉동사이클 성능예측에 활용이 가능할 것으로 전망된다.

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

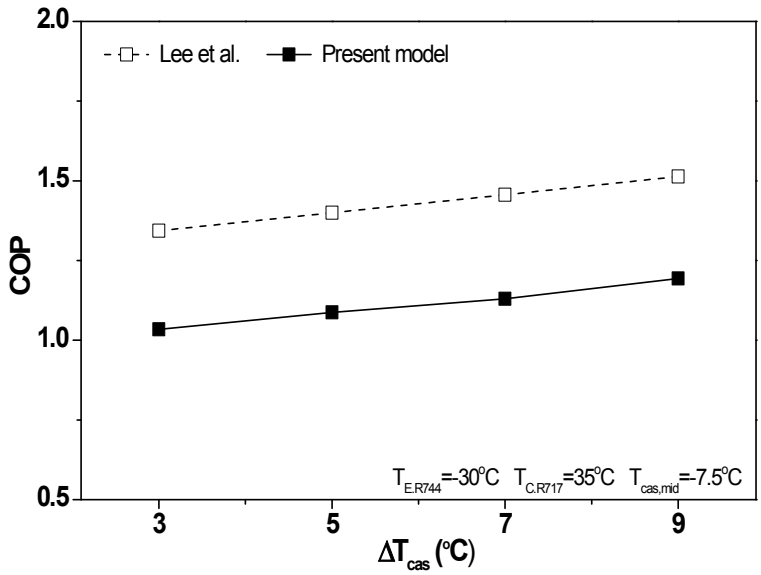


Fig. 3.3 Verification compared with previous studies of changing the cascade temperature gap

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 4 장 캐스케이드 냉동사이클의 성능해석 결과

제 1 절 R744-R717 사이클의 성능특성

캐스케이드 냉동사이클은 고단과 저단이 서로 다른 작동유체를 사용하여 저온까지 최대의 효율로 활용하기 위한 시스템으로 작동유체의 온도에 따라 물성특성이 크게 변화하여 성능에 영향을 미치며 각 단의 압축비가 증가함에 따라 이에 각 단의 압축기 소요동력이 증가하는 경향을 보인다. 하지만 냉방용량은 감소하는 경향을 나타내며 각 단에서 압축비가 증가함에 따라 거의 일정한 압축기 소요동력과 냉방용량의 증감비율을 보이는 것으로 확인되었으며, 특정 작동온도에서 최적의 COP를 보이는 것으로 나타났다. 따라서 R744-R717 캐스케이드 냉동사이클의 최적 운전특성과 성능을 파악하기 위하여 고단 응축기, 캐스케이드 열교환기, 저단 증발기에서 작동온도를 5℃간격으로 변화함에 따른 시스템의 성능을 예측하였다.

Fig. 4.1은 고단 응축온도와 저단 증발온도를 각각 35℃, -30℃로 고정시켰으며 캐스케이드 열교환기에서 고단 증발온도와 저단 응축온도의 온도차를 5℃로 일정하게 유지시킨 후 캐스케이드 열교환기에서 저단 응축온도(R744 응축온도)가 −10℃에서 10℃로 증가함에 따른 각 단의 열교환기 용량과 압축기 소요동력을 보여주고 있다. 캐스케이드 열교환기에서 고단 응축온도가 20℃ 증가함에 따라 저단 사이클의 압축기 소요동력은 54.1% 증가하는 반면 고단사이클의 압축기 소요동력은 46.3% 감소하는 것을 확인할 수 있다. 또한 R744 냉방용량은 9.2 kW에서 7.5 kW로 약 18.5% 감소하는 것으로 나타났으며 이는 저단 압축비 증가로 인하여 압축기 소요동력이 증가하고 저단사이클에 흐르는 냉매의 양이 줄어들기 때문이다. 또한 고단 사이클의 압축비 감소로 인하여 압축기의 소요동력이 감소하고 이에 토출되는 냉매의 토출온도가 감소하기 때문에 고단 응축기의 응축열량은 19.3 kW에서 15.8 kW로 약 13.6% 감소하는 것으로 나타났다. R744 응축온도가 증가함에 따라 캐스케이드 열교환기의 용량 또한 약 6.7% 감소하는 것으로 확인되었다.

Fig. 4.2는 Fig. 4.1과 동일한 조건에서 R744-R717 캐스케이드 냉동사이클의 고

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

단, 저단 및 전체 COP의 변화를 보여주고 있다. 캐스케이드 열교환기에서 저단 응축온도가 20℃ 증가함에 따라 고단 사이클(R717)의 COP는 2.08에서 3.62로 증가하는 반면, 저단 사이클(R744)의 COP는 3.49에서 1.71으로 크게 감소하는 경향을 보였다. 이는 저단 사이클의 압축기 소요동력이 증가하는 반면 저단 사이클의 증발용량은 감소하기 때문이다. 또한 캐스케이드 증발온도가 증가할수록 고단 사이클의 COP 증가는 고단 사이클의 압축비 감소로 인하여 압축기 소요동력이 크게 감소하고 상대적으로 증발기 용량의 감소폭이 작기 때문이다. 전체 사이클의 COP는 낮은 R744 응축온도 조건에서 증가하다가 −5℃ 부근에서 최대값을 가진 후 다시 감소하는 경향을 가진다. 이는 Fig. 3에서 나타난 바와 같이 저단 압축기 소요동력은 증가하는 반면 고단 압축기 소요동력은 감소하여 각 단의 압축기 소요동력의 증감비율의 영향이 성능에 크게 미치기 때문이다. 본 연구에서 캐스케이드 열교환기의 온도차가 5℃로 일정할 때 R744 응축온도가 −5℃에서 전체 사이클의 최대 COP는 1.13으로 나타났다.

Fig. 4.3과 Fig. 4.4는 고단 응축온도는 35℃, 저단 증발온도를 −30℃로 고정시킨 후 각각 고단 증발온도와 저단 응축온도를 −10℃, -5℃로 일정하게 유지한 다음 캐스케이드 열교환기에서 온도차를 5℃에서 20℃로 증가함에 따른 각 단의 열교환기 용량과 압축기 소요동력을 보여주고 있다. 고단 증발온도를 고정시킨 조건에서 저단 응축온도를 증가시켜 캐스케이드 열교환기의 온도차를 증가시킨 경우 캐스케이드 열교환기의 열전달량은 약 10.3% 증가하였으며 저단 응축온도를 고정시킨 후 고단 증발온도를 감소시킨 조건은 약 4% 감소하는 경향을 보였으나 두 조건 모두 고단 응축열량은 증가하는 것으로 나타났다. 또한 조건별로 각 단의 압축비 증가로 인하여 각 압축기의 소요동력이 지속적으로 증가하고 특히 저단 응축온도가 증가할 경우 저단 사이클의 작동유체 질량유량의 감소로 인하여 충분한 크기로 설계된 캐스케이드 열교환기에서 열전달량이 감소하여 저단 사이클의 응축과정에서 과냉도가 충분히 확보되지 않아 저단 사이클의 열용량 역시 각각 3.8%, 2.4% 감소하는 것으로 해석되었다.

Fig. 4.5은 Fig. 4.3와 Fig. 4.5와 같은 조건인 캐스케이드 열교환기에서 온도차가 증가함에 따른 캐스케이드 냉동사이클의 COP 변화를 나타내고 있다. 고단 증발온도를 감소시켜 캐스케이드 열교환기의 온도차를 증가시킬 경우 고단 사이클

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

의 COP는 2.3에서 1.51로 약 34% 감소하였으며, 저단 사이클의 COP는 3.2에서 3.26으로 약 1.8% 증가하는데, 이는 저단 압축기 소요동력이 증가하는 반면 저단 사이클의 증발열량이 감소하고 고단 압축기 소요동력과 캐스케이드 열교환기의 열교환량이 거의 일정하게 유지되기 때문이다. 고단 사이클의 증발온도를 감소시킬 경우 시스템 전체의 COP는 고단 압축기 소요동력이 거의 일정하게 유지되는 반면 저단 압축기 소요동력의 증가량이 크게 나타나며 저단 사이클의 증발열량이 감소하여 1.13에서 0.84로 약 25.7% 감소하는 것으로 해석되었다. 또한 저단 사이클의 응축온도를 증가시켜 캐스케이드 열교환기의 온도차를 증가시켰을 경우 사이클의 COP는 1.13에서 0.902로 약 20.2% 감소하는 결과를 보였는데 이는 고단 사이클의 작동온도 변화에 비하여 성능의 변화폭이 5.5% 정도 작은 것으로 R744-R717 캐스케이드 냉동사이클의 성능은 고단인 R717 사이클의 성능변화에 조금 더 민감한 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 4.6은 고단 응축온도를 35℃, 고단 증발온도를 −10℃, 저단 응축온도를 −5℃로 일정하게 유지시킨 후 저단 증발온도를 −30℃에서 −50℃로 5℃ 간격으로 감소함에 따른 각 열교환기와 압축기 소요동력 변화를 나타내고 있다. 저단 증발온도가 감소함에 따라 저단 압축비의 상승으로 인하여 저단 압축기 소요동력은 2.8 kW에서 5.9 kW로 113.9% 증가하게 되지만 저단 사이클의 작동유체 유량 감소로 인하여 저단 증발기에 흐르는 냉매 유량의 감소로 사이클의 냉방용량 또한 9.2 kW에서 9.1 kW로 약 1.3% 감소하는 것을 확인할 수 있었다. 하지만 고단 사이클의 경우 저단 증발온도가 증가할수록 저단 압축기 토출부의 과열도가 상승하게 되며 이에 따라 캐스케이드 열교환기에 유입되는 저단 냉매의 온도 상승으로 캐스케이드 열교환기에서 열전달량이 약 15% 상승하는 것으로 나타났으며, 고단 사이클의 압축기 소요동력량이 거의 일정하기 때문에 고단 응축열량은 약 10.2% 증가하는 것으로 확인되었다.

Fig. 4.7은 Fig. 4.6과 동일한 운전조건에서 시스템의 COP 변화를 보여주고 있다. 저단 증발온도가 −30℃에서 −50℃까지 감소함에 따라 고단 COP는 캐스케이드 열교환기의 열전달량이 증가한 반면 고단 압축기 소요동력이 거의 일정하였기 때문에 2.34에서 2.67로 14.2% 증가하는 것으로 나타났으며, 저단 COP는 저단 압축기 소요동력의 증가와 저단 증발기의 증발열량 감소로 인하여 3.29에서 1.52

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

로 53.9%의 큰 감소량을 보였다. 또한 시스템 전체의 COP는 앞서 기술한 원인으로 COP가 1.13에서 0.79로 약 29.6% 감소하는 것으로 해석되었다. 이는 캐스케이드 냉동사이클의 저단 증발온도를 하강시킬 경우 시스템의 냉방용량 감소와 동시에 전력부하가 크게 상승하여 운전효율이 크게 감소하는 것으로 확인되었다.

Fig. 4.8은 고단 증발온도와 저단 응축온도, 저단 증발온도를 일정하게 고정시킨 후 고단 응축온도를 30℃에서 50℃까지 5℃ 간격으로 증가시킨 조건에서 각 열교환기의 열량과 각 단의 압축기 소요동력 변화를 나타내고 있다. 고단 응축기의 작동온도가 증가할수록 고단 압축비의 증가로 인하여 고단 압축기 소요동력이 약 43.5% 증가함과 동시에 고단 사이클에 흐르는 작동유체의 감소되지만 고단 응축온도가 증가할수록 응축기 토출부의 과냉도가 증가하여 고단 사이클의 증발과정이 이루어진 캐스케이드 열교환기에서 열교환량이 12 kW에서 13.8 kW로 약 15.3% 증가하는 것을 확인할 수 있었다. 저단 사이클의 경우 캐스케이드 열교환기의 열교환량의 증가로 저단 작동유체의 질량유량 증가하며 저단 압축기 소요동력은 약 3.1% 증가하는 것으로 나타났으며, 저단 증발기의 냉방용량이 약 2.3% 증가하는 것을 확인하였다.

Fig. 4.9는 Fig. 4.8의 결과에 따른 시스템의 COP 변화를 보여주고 있다. 고단 응축온도가 증가함에 따라 고단 COP의 경우 2.61에서 2.09로 약 19.6% 감소하였으며, 저단 COP는 3.27에서 3.24로 약 0.9% 감소하는데, 이는 캐스케이드 열교환기의 열교환량 증가보다 고단 압축기 소요동력의 증가가 상대적으로 높으며 저단 압축기 소요동력의 증가량이 저단 증발기의 냉방용량 증가량보다 더 크기 때문이다. 시스템 전체의 COP는 저단 증발기의 냉방용량이 소폭 증가하였지만 저단 압축기 소요동력과 고단 압축기 소요동력의 증가량이 훨씬 높게 나타나 1.23에서 0.98로 약 20.3% 감소하는 것으로 해석되었다. 고단 응축온도를 상승시킴에 따라 캐스케이드 냉동사이클의 냉방용량은 소폭 증가시킬 수 있지만 고단 및 저단 사이클 모두 압축기 소요동력의 증가로 인하여 부하가 상대적으로 크게 상승하기 때문에 운전효율이 감소하는 것으로 확인되었다. R744 -R717 캐스케이드 냉동사이클의 성능향상을 위해서는 각 단의 응축기 토출부에 충분한 과냉도를 주며 압축비의 증가로 인한 사이클 내 작동유체의 질량유량 감소를 최소화시키는 것이 중요함을 확인할 수 있다.

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

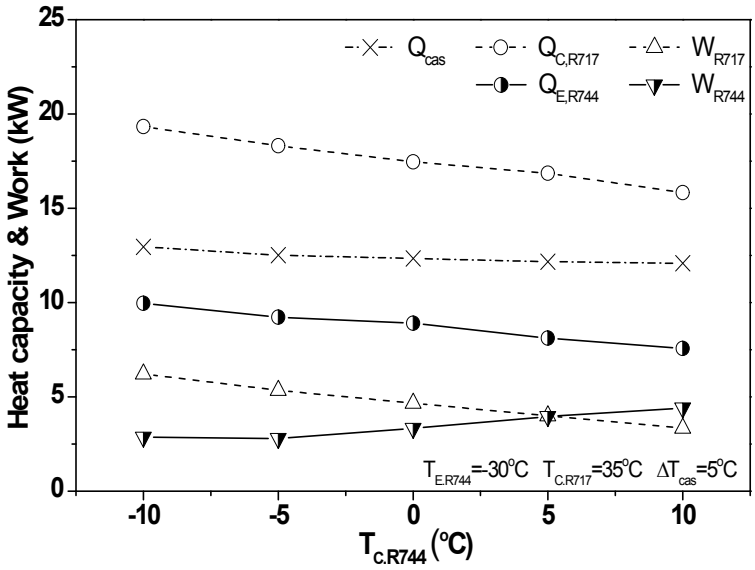


Fig. 4.1 Variations of heat capacity and compressor work with the R744 condensing temperature (R744-R717)

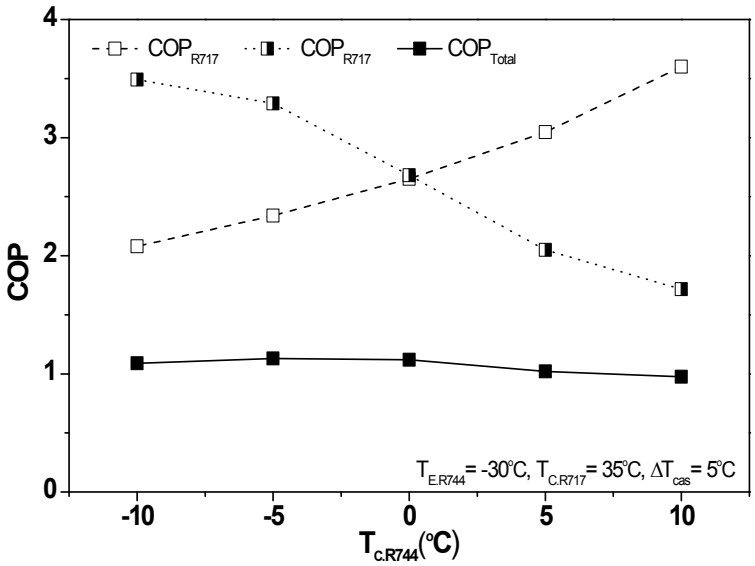


Fig. 4.2 Variation of COP with the R744 condensing temperature (R744-R717)

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

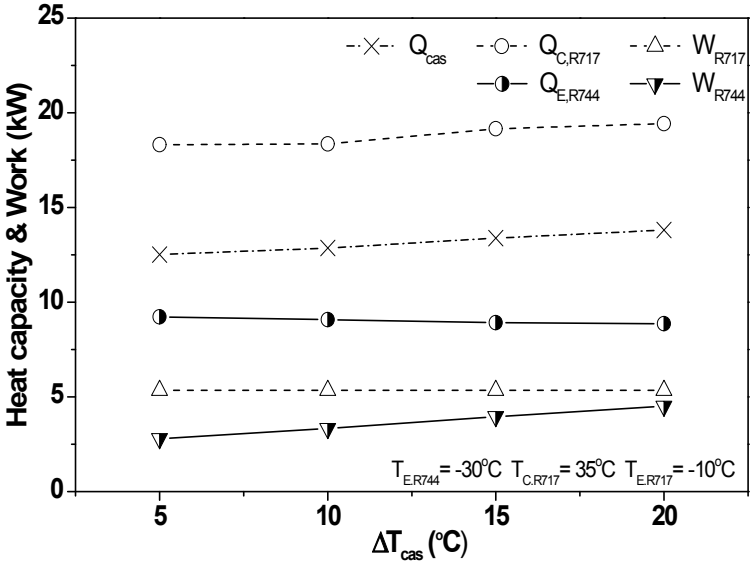


Fig. 4.3 Variations of heat capacity and compressor work with the cascade temperature gap (R744-R717, $T_{E,R717}: fixed$)

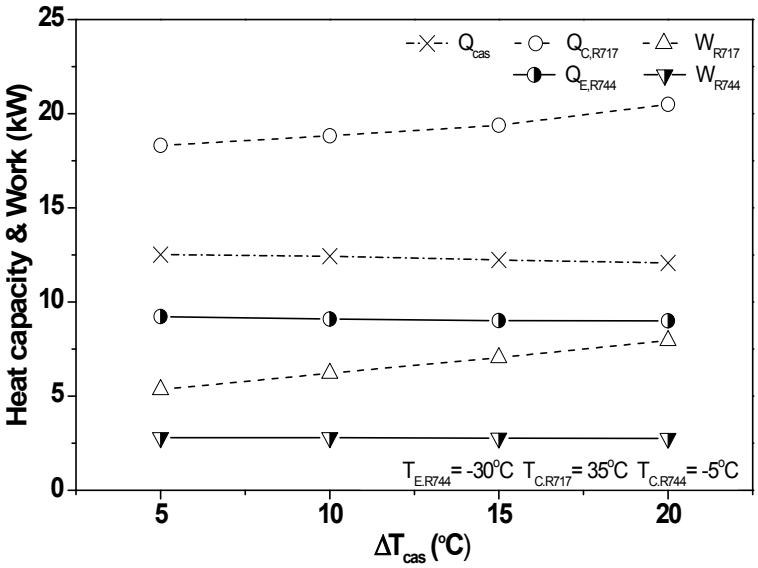


Fig. 4.4 Variations of heat capacity and compressor work with the cascade temperature gap (R744-R717, $T_{C,R744}: fixed$)

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

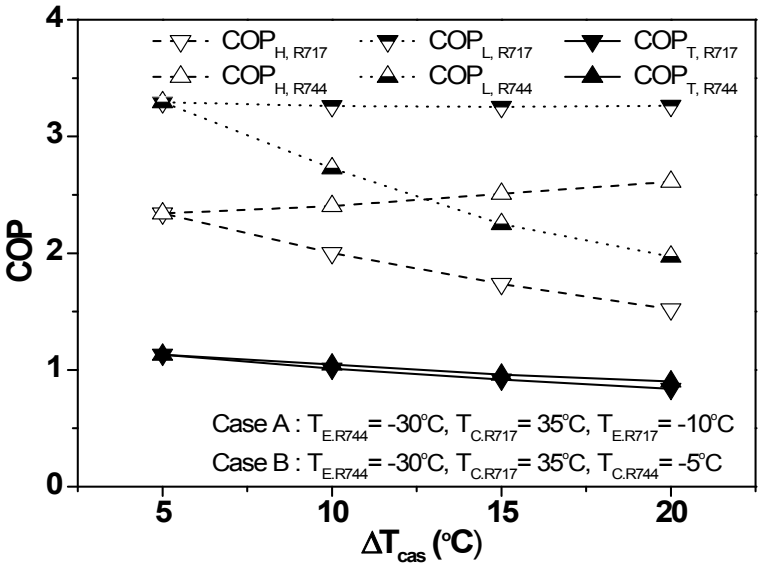


Fig. 4.5 Variation of COP with cascade temperature gap (R744-R717)

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

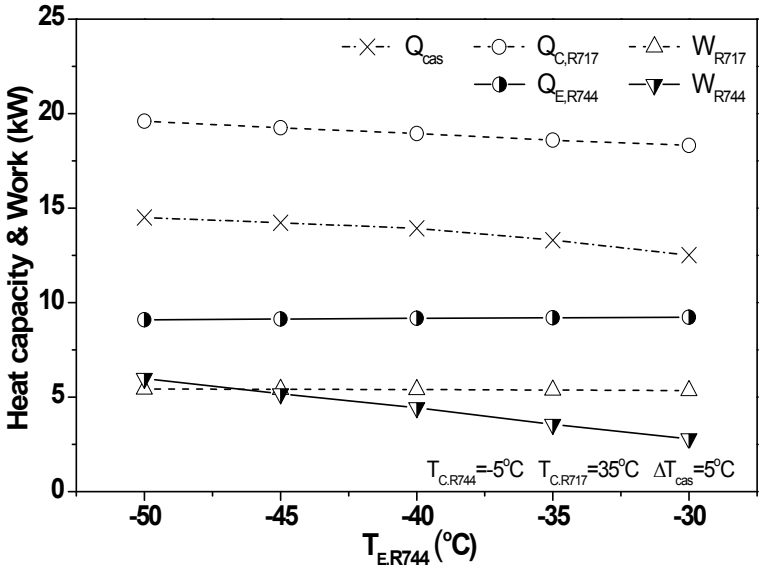


Fig. 4.6 Variations of heat capacity and compressor work with the R744 evaporating temperature (R744-R717)

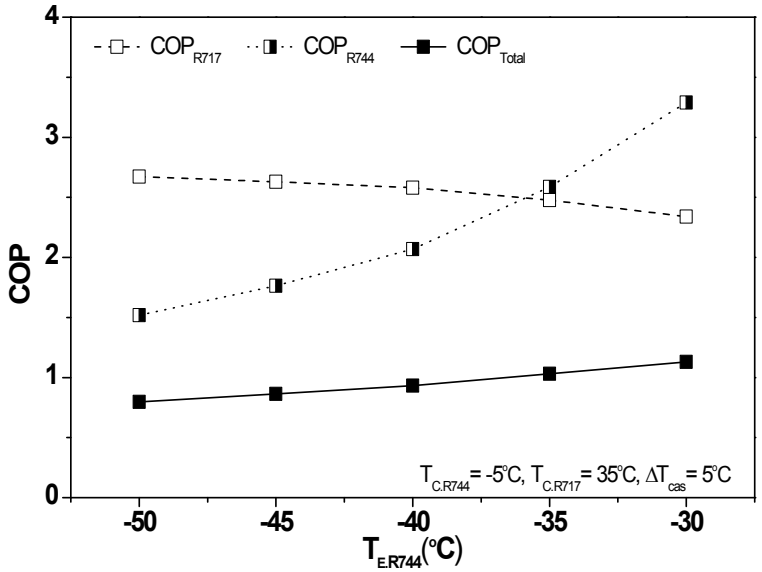


Fig. 4.7 Variation of COP with the R744 evaporating temperature (R744-R717)

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

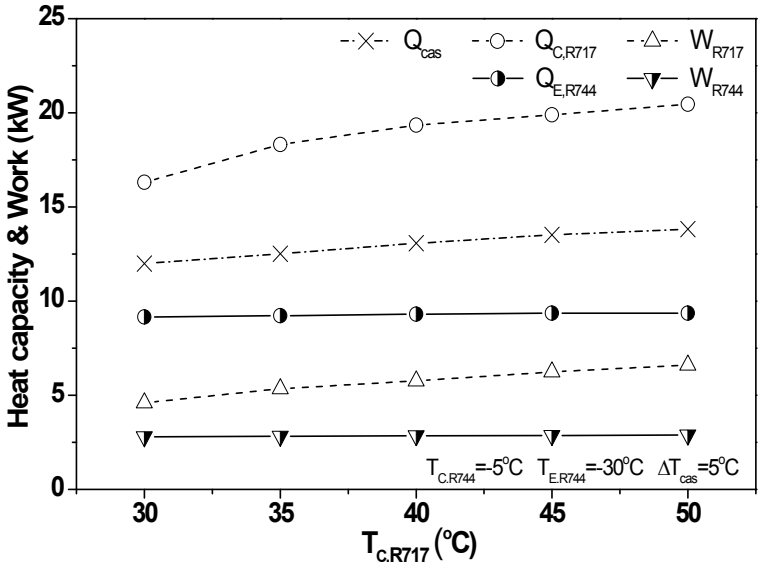


Fig. 4.8 Variations of heat capacity and compressor work with the R717 condensing temperature (R744-R717)

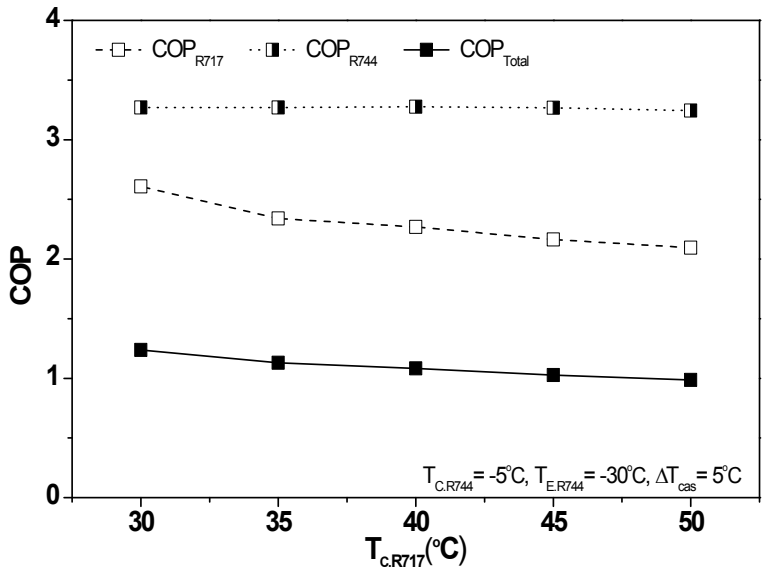


Fig. 4.9 Variation of COP with the R717 condensing temperature (R744-R717)

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 2 절 R744-R134a 사이클의 성능특성

R744-R134a 캐스케이드 냉동사이클은 신뢰성 높은 열역학적 물성치, 저단 증발기 측의 냉방용량 확보의 용이성과 시스템의 범용성이 우수한 장점으로 높은 산업호환성을 가지고 있으며 유럽에서의 경우 R744-R134a 냉동사이클의 활용을 적극 권장하고 있다. 따라서 R744-R134a 캐스케이드 냉동사이클의 운전조건에 따른 냉방용량과 압축기 소요동력 등을 통한 성능 특성을 파악하기 위하여 저단 작동유체인 R744의 증발온도와 응축온도, 고단 작동유체인 R134a의 증발온도와 응측온도를 각각 5℃씩 변화시켜가며 최적의 운전조건을 선정하였다.

Fig. 4.10은 고단 응축온도와 저단 증발온도를 각각 35℃와 -30℃로 일정하게 고정시켰으며, 캐스케이드 열교환기에서의 고단 증발온도와 저단 응축온도의 온도차를 5℃로 일정하게 유지한 후 캐스케이드 열교환기에서 저단 응축온도가 −10℃에서 10℃로 5℃ 간격으로 증가함에 따른 각 단의 압축기 소요동력과 열교환기에서 열교환량을 나타내고 있다. 캐스케이드 열교환기의 작동온도가 −10℃에서 10℃로 20℃ 증가함에 따라 캐스케이드 냉동사이클의 냉방용량인 저단 증발열량은 11.7 kW에서 9.1 kW로 감소하는 것으로 나타나는데 이는 고단 사이클의 질량유량 감소로 캐스케이드 열교환기에서 열전달량이 14.1 kW에서 14.7 kW로 4.3% 증가하였지만 저단 사이클의 압축비가 증가로 인하여 저단 사이클의 작동유체 질량유량이 감소하였기 때문이다.

Fig. 4.11은 캐스케이드 열교환기에서 고단 증발온도와 저단 응축온도의 온도차를 5℃로 일정하게 유지시킨 후 캐스케이드 열교환기의 작동온도가 증가함에 따른 고단 사이클과 저단 사이클 그리고 전체 캐스케이드 냉동사이클의 COP 변화를 나타내고 있다. 캐스케이드 열교환기의 작동온도가 증가할수록 고단 사이클의 COP는 6.08에서 9.07로 약 49% 증가하는 반면 저단 사이클의 COP는 5.56에서 2.25로 약 59% 감소하는 것을 확인할 수 있다. 이는 캐스케이드 열교환기의 작동온도가 증가할수록 고단 사이클의 증발온도는 증가하게 되고 이에 따라 고단 사이클의 압축비는 감소하게 된다. 따라서 고단 사이클의 압축기 소요동력이 감소하여 고단 사이클의 COP는 증가하게 된다. 반면 저단 사이클의 응축온도는 증가하게 되어 고단 사이클과 정반대의 경향을 보이는데, 이는 저단 사이클에 흐르는 작동유체의 질량유량이 감소하여 저단 증발기에서 공기측과 충분한 열전달이

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

발생하지 않으며 저단 사이클의 압축비 증가로 인해 저단측 압축기의 소요동력이 크게 증가하였기 때문이다. R744-R134a 캐스케이드 냉동사이클의 COP는 캐스케이드 열교환기의 작동온도가 증가함에 따라 저단 응축온도가 −10℃일 때 최대 COP 2.644를 보인 후 감소하여 저단 응축온도가 10℃일 때 1.606을 보였는데 이는 각 단의 압축비에 따른 질량유량 증감이 고단 사이클보다 저단 사이클이 민감하게 반응했으며 캐스케이드 열교환기의 작동온도가 상승할수록 저단 사이클의 작동유체 질량유량이 감소하여 사이클의 냉방용량이 감소하였기 때문이다.

Fig. 4.12과 Fig. 4.13은 고단 응축온도는 35℃, 저단 증발온도를 −30℃로 일정하게 유지시키고 고단 증발온도와 저단 응축온도를 각각 −10℃, -5℃로 일정하게 고정시킨 후 캐스케이드 열교환기에서 온도차를 5℃에서 20℃로 증가함에 따른 각 단의 열교환기 용량과 압축기 소요동력을 나타내고 있다. 고단 사이클의 증발온도를 일정하게 유지시킨 조건에서 캐스케이드 열교환기에서 온도차를 5℃에서 20℃로 증가시킨 경우 저단 사이클의 증발열량은 10.78 kW에서 9.23 kW로 약 14.4% 감소하였으며, 저단 사이클의 응축온도를 일정하게 유지시킨 조건은 10.78 kW에서 10.2 kW로 약 5.6% 감소하는 것으로 나타났다. 그리고 캐스케이드 열교환기의 열용량은 각각의 조건에서 2.24% 증가와 6.79% 감소하는 것으로 확인되었다. 고단 사이클의 증발온도를 일정하게 유지시켰을 경우 저단 사이클의 응축온도를 일정하게 유지시켰을 경우보다 냉방용량의 감소폭이 큰 원인은 고단 사이클의 증발온도를 −10℃로 고정시키고 저단 사이클의 응축온도를 증가시키면 저단 사이클의 압축비가 상승하게 되며 이로 인하여 저단 사이클 내의 작동유체 질량유량이 감소하기 때문이다. 또한 캐스케이드 열교환기의 열전달량은 각각의 조건에서 반대의 경향을 보이는데 이는 앞서 기술한 바와 동일하게 저단 응축온도를 일정하게 유지시킨 상태에서 고단 증발온도를 감소시키면 고단 사이클 내의 작동유체 질량유량의 감소가 발생하며 그로 인하여 캐스케이드 열교환기에서 전열량이 감소하기 때문이다. 캐스케이드 열교환기에서 충분한 열교환이 발생하지 않으면 저단 사이클의 응축과정 출구에서 과냉도가 감소하여 냉방용량의 감소로 이어지게 된다.

Fig. 4.14는 Fig. 4.12와 Fig. 4.13과 동일한 조건에서 캐스케이드 냉동사이클의 고단 및 저단 그리고 전체 사이클의 COP를 나타내고 있다. 고단 사이클의 증발

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

온도를 고정시킨 후 캐스케이드 열교환기의 온도차를 증가시킬 경우 고단 사이클의 COP는 6.53에서 6.92로 약 6.11% 증가하였으며, 저단 사이클의 COP는 4.07에서 2.327로 약 42.8% 감소하는 것으로 확인되었다. 그리고 캐스케이드 냉동사이클의 전체 COP는 2.23에서 1.52로 약 32.8% 감소하는 것으로 해석되었다. 이는 사이클의 냉방용량이 감소함과 동시에 저단 압축기 소요동력의 감소가 고단 압축기 소요동력의 증가보다 훨씬 크기 때문이다. 또한 저단 사이클의 응축 온도를 고정시킨 경우 고단 사이클의 COP는 약 32.2% 감소하였으며 저단 사이클의 COP는 약 9.1% 증가하는 것으로 나타났다. 저단 사이클의 증발온도가 감소할수록 저단 응축과정의 토출부 온도가 캐스케이드 열교환기의 온도차가 커질수록 낮아져 보다 큰 과냉도를 확보하게 되며 이로 인하여 냉방용량이 증가하여 나타난 것으로 확인되었다. 해석결과 캐스케이드 냉동사이클의 전체 COP는 약 -13.8% 감소하는데 이는 R744-R134a 캐스케이드 냉동사이클의 COP에 미치는 영향이 고단 사이클인 R134a 사이클보다 저단 사이클인 R744 사이클의 작동온도 변화에 더 성능변화가 큰 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 4.15와 Fig. 4.16은 고단 사이클의 응축온도와 증발온도, 저단 사이클의 응축온도를 일정하게 유지시킨 후 저단 사이클의 증발온도를 −30℃에서 −50℃로 감소함에 따른 각 열교환기의 열전달량과 각 단의 압축기 소요동력 그리고 사이클의 COP 변화를 나타내고 있다. 저단 사이클의 증발온도가 감소함에 따라 저단 압축비는 증가하여 저단 압축기 일은 2.65 kW에서 5.14 kW로 약 93.8% 증가하였지만 저단 사이클에 흐르는 질량유량 감소로 인하여 저단 사이클의 증발기 용량은 10.78 kW에서 9.29 kW로 약 13.83% 감소하는 것으로 나타났다. 하지만 고단 사이클의 경우 저단 사이클의 증발온도가 증가할수록 저단 사이클의 압축기 토출온도가 상승하여 캐스케이드 열교환기에서 열전달량이 13.29 kW에서 14.71 kW로 약 10.69% 증가하였으며 이로 인한 고단측 캐스케이드 열교환기 토출온도가 상승하여 고단 사이클의 압축기 입구의 과열도가 높아져 압축기 소요동력이 2.19 kW에서 2.3 kW로 약 5.02% 증가하는 것으로 나타났다. 이러한 원인으로 고단 사이클의 COP는 약 5.4% 증가하는 것으로 나타났으며, 저단 사이클의 COP는 약 55.5%의 감소를 보였다. 그리고 캐스케이드 냉동사이클의 전체 COP는 약 43.9% 감소하는 것으로 해석되었는데 이는 캐스케이드 냉동사이클의 저단 증발

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

온도가 감소할 경우 저단 사이클의 작동유체 질량유량 감소로 인한 냉방용량 감소와 저단 압축기의 부하가 증가로 인하여 최저 COP를 보이는 것으로 확인되었다.

Fig. 4.17과 Fig. 4.18은 캐스케이드 열교환기의 작동온도와 저단 사이클의 증발기 작동온도를 일정하게 유지시킨 후 고단 사이클의 응축온도를 30℃에서 50℃로 증가시킨 조건에서 각 단의 열교환기의 열전달량과 압축기 소요동력 그리고 사이클의 COP의 변화를 나타내고 있다. 고단 사이클의 응축온도가 30℃에서 50℃로 증가할수록 고단 사이클의 압축비가 증가하여 고단 사이클에 흐르는 작동유체의 질량유량이 감소함과 동시에 압축기 소요동력이 2.1 kW에서 2.55 kW로 약 22.43% 증가하였으나 캐스케이드 열교환기의 열전달량은 13.16 kW에서 13.94 kW로 약 5.93% 증가하는 것으로 나타났다. 작동유체의 질량유량이 감소함에도 캐스케이드 열교환기의 열전달량이 증가하는 원인은 고단 사이클의 응축온도가 증가함에 따른 응축기 토출부의 과냉도가 증가하기 때문이다. 또한 캐스케이드에서 열전달량이 증가하기 때문에 고단 사이클의 응축온도가 상승할수록 충분한 과냉도를 확보하여 저단 사이클의 증발기의 열교환량은 10.47 kW에서 11.71 kW로 약 11.84% 증가한다. 저단 사이클의 압축기 소요동력은 캐스케이드 열교환기의 열교환량 증가로 인한 작동유체의 질량유량 증가로 2.6 kW에서 2.75 kW로 약 5.77% 증가하는 것으로 확인되었다. 이러한 결과에 따라 고단 사이클의 COP는 6.27에서 5.47로 약 12.76% 감소하였으며 저단 사이클의 COP는 4.027에서 4.258로 약 5.74% 증가하는 것으로 나타났는데 이는 캐스케이드 열교환기의 열교환량 증가보다 저단 사이클의 압축기 소요동력 증가가 더 크기 때문이다. 캐스케이드 전체 사이클의 COP는 2.23에서 2.21로 약 0.85% 감소하였다. 사이클 전체의 COP는 냉방용량이 증가하였지만 고단 및 저단 사이클의 압축기 소요동력이 모두 증가하기 때문이다.

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

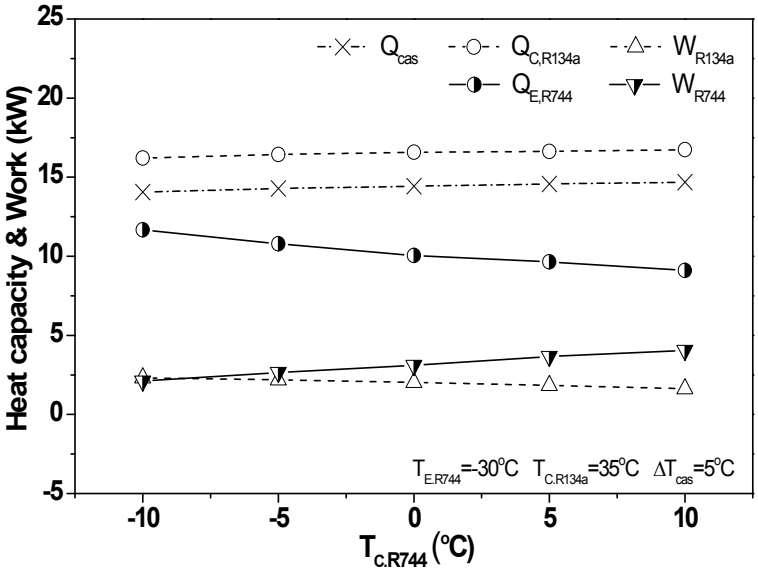


Fig. 4.10 Variations of heat capacity and compressor work with the R744 condensing temperature (R744-R134a)

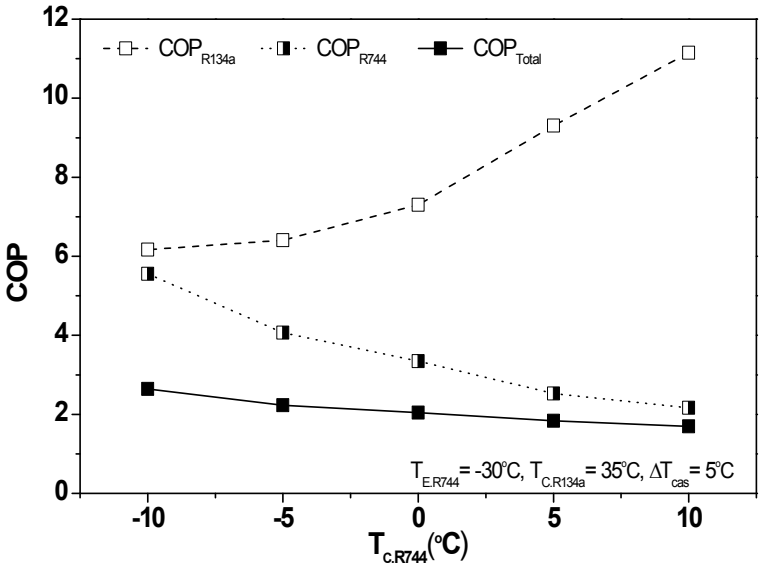


Fig. 4.11 Variation of COP with the R744 condensing temperature (R744-R134a)

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

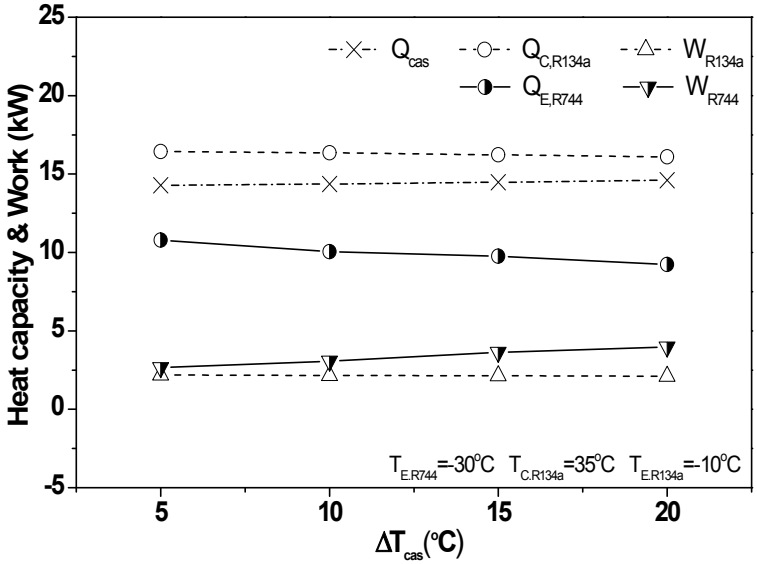


Fig. 4.12 Variations of heat capacity and compressor work with the cascade temperature gap (R744-R134a, $T_{E,R134a} : fixed$)

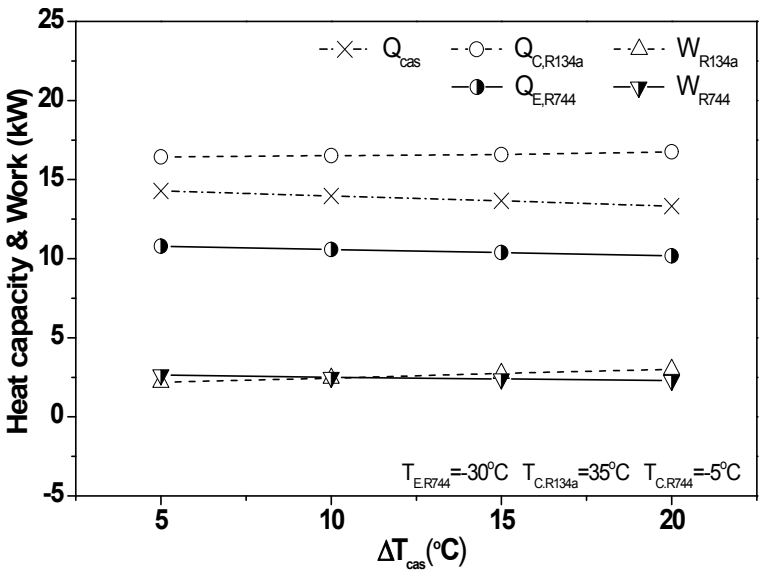


Fig. 4.13 Variations of heat capacity and compressor work with the cascade temperature gap (R744-R134a, $T_{C,R744} : fixed$)

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

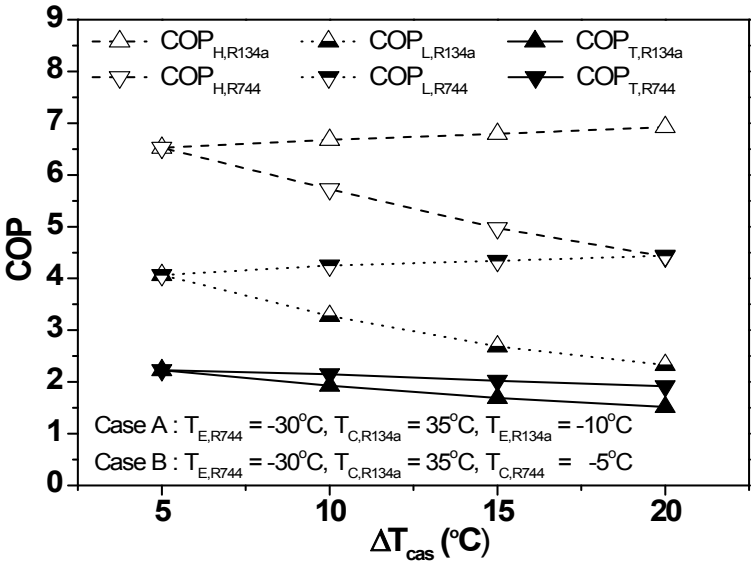


Fig. 4.14 Variation of COP with cascade temperature gap (R744-R134a)

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

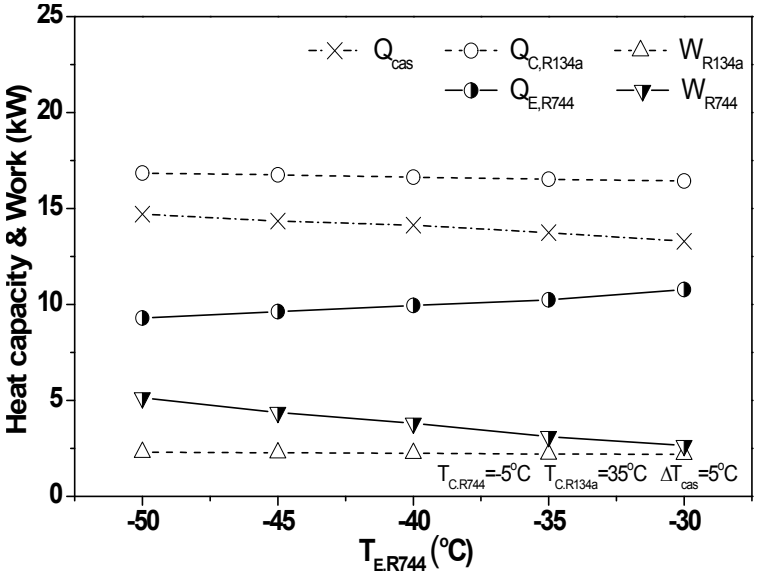


Fig. 4.15 Variations of heat capacity and compressor work with the R744 evaporating temperature (R744-R134a)

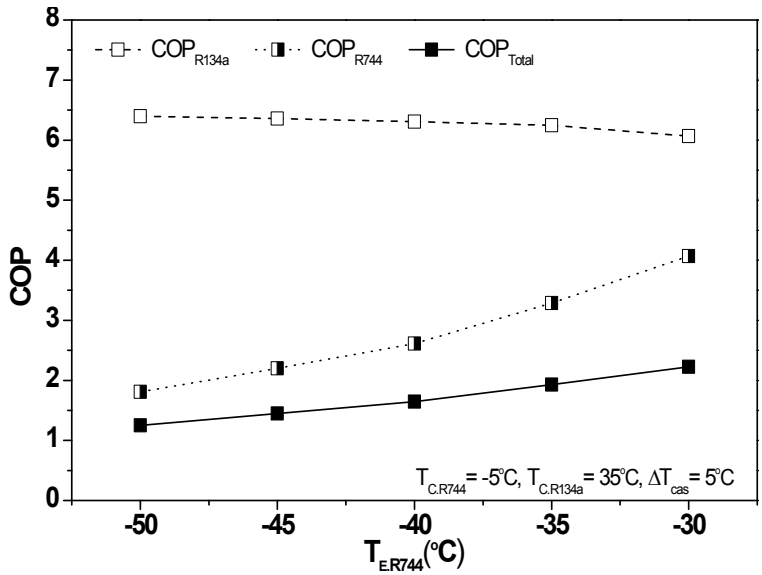


Fig. 4.16 Variation of COP with the R744 evaporating temperature (R744-R134a)

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

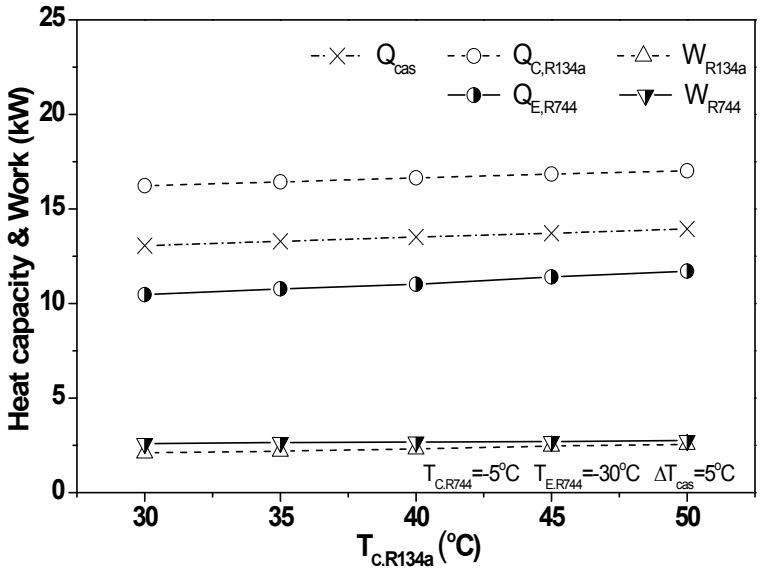


Fig. 4.17 Variations of heat capacity and compressor work with the R134a condensing temperature (R744-R134a)

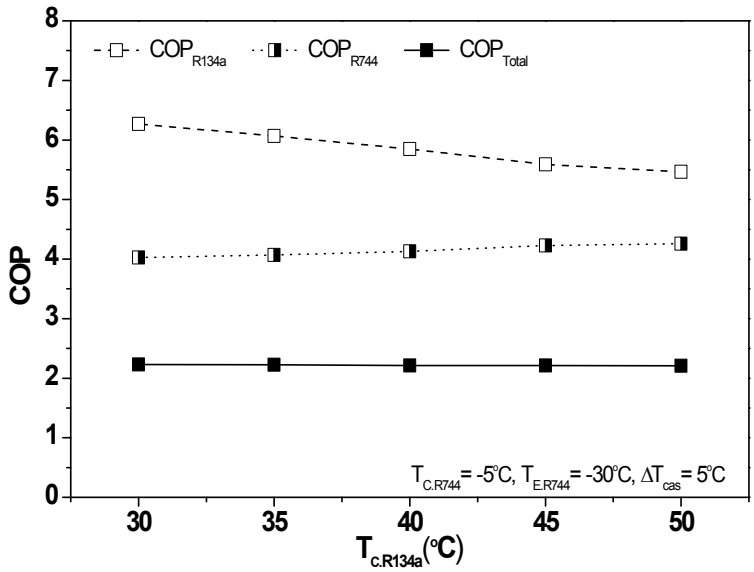


Fig. 4.18 Variation of COP with the R134a condensing temperature (R744-R134a)

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 3 절 R744-R1234yf 사이클의 성능특성

R744-R1234yf 캐스케이드 냉동사이클은 최근 지구온난화나 오존층 파괴 등 환경문제로 인하여 사용에 제약이 있는 HCFC계 냉매를 적용한 R744-R134a 캐스케이드 냉동사이클을 대체하기 위하여 연구개발중에 있는 시스템으로 R744-R134a 캐스케이드 시스템의 별도의 구조변경 없이 사용이 가능함과 동시에 시스템의 범용성 역시 우수하다. 따라서 본 연구에서는 R744-R1234yf 캐스케이드 냉동사이클의 운전조건에 따른 냉방용량과 압축기 소요동력 등을 통한 시스템의 성능 특성을 파악하기 위하여 저단 사이클과 고단 사이클의 작동온도를 변화시켜가며 최적의 운전특성을 보이는 조건을 예측하였다.

Fig. 4.19는 고단 응축온도와 저단 증발온도를 각각 35℃, -30℃로 고정시킨 후 캐스케이드 열교환기에서 저단 사이클의 응축온도를 −10℃에서 10℃로 5℃간격으로 상승시킴에 따른 각 단의 열교환기 용량과 압축기 소요동력을 나타내고 있다. 저단 사이클의 응축온도가 20℃ 증가함에 따라 고단 사이클의 압축비는 감소하게 되며, 저단 사이클의 압축비는 증가하게 된다. 이로 인하여 고단 압축기의 소요동력은 2.49 kW에서 1.26 kW로 약 49.3% 감소하였으며 저단 압축기의 경우 2.3 kW에서 4.048 kW로 약 76% 증가하는 것으로 나타났다. 그리고 고단 사이클의 압축비의 감소로 인하여 고단 사이클에 흐르는 작동유체의 질량유량은 증가하게 되며 이로 인하여 캐스케이드 열교환기의 열전달량은 12.96 kW에서 13.72 kW로 약 5.86% 상승하게 된다. 하지만 저단 사이클의 경우 충분한 과냉도가 확보됨에도 불구하고 작동유체의 질량유량 감소로 인하여 냉방용량이 10.21 kW에서 9.1 kW로 약 10.9% 감소하는 것으로 나타났다.

Fig. 4.20은 위의 조건에서 고단과 저단 사이클 그리고 R744-R1234yf 캐스케이드 냉동사이클의 COP 변화를 보여주고 있다. 캐스케이드 열교환기의 작동온도가 −10℃에서 10℃로 증가함에 따라 고단 사이클의 COP는 5.19에서 10.85로 약 108.8% 상승하였으며 저단 사이클의 COP는 4.44에서 2.25로 약 49% 감소하는 것으로 확인되었다. 또한 캐스케이드 냉동사이클의 전체 COP는 저단 사이클의 응축온도가 −5℃일 때 최대 COP 2.148을 보이고 캐스케이드 열교환기의 작동온도가 증가함에 따라 COP도 감소하는 것으로 나타났는데 이는 시스템의 냉방용량은 지속적으로 감소하는 반면 고단 사이클의 압축기 소요동력 감소량이 저단

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

사이클의 압축기 소요동력 증가량보다 작기 때문으로 캐스케이드 열교환기의 작동온도에 고단 사이클보다 저단 사이클이 더 민감한 성능변화를 보이는 것으로 판단된다.

Fig. 4.20과 Fig. 4.21 고단 사이클의 응축온도와 저단 사이클의 증발온도를 일정하게 유지시킨 다음 고단 사이클의 증발온도 또는 저단 사이클의 응축온도를 변경시켜가며 캐스케이드 열교환기의 운전온도차를 5℃에서 20℃로 증가함에 따른 각 단의 열교환기 용량과 압축기 소요동력을 나타내고 있다. 고단 사이클의 증발온도를 고정시키고 저단 사이클의 응축온도를 증가시켜 캐스케이드 열교환기에서 온도차를 증가시킨 경우 저단 사이클의 압축기 소요동력은 2.58 kW에서 3.96 kW로 약 53.7% 증가하며 고단 사이클의 압축기 소요동력은 2.05 kW에서 2.01 kW로 약 2% 감소하는 것으로 확인되었는데 압축비가 변동이 없는 고단 사이클의 압축기 소요동력이 감소한 원인은 저단 사이클에 흐르는 작동유체의 감소로 인하여 캐스케이드 열교환기 토출부에서 높은 과열도가 발생하여 고단 압축기의 질량유량이 소폭 감소하였기 때문으로 확인되었다. 하지만 캐스케이드 열교환기의 열전달량은 약 4.73% 증가하였으며 저단 사이클의 증발열량은 작동유체의 질량유량 감소로 인하여 9.95 kW에서 8.97 kW로 약 9.9% 감소하는 것으로 나타났다. 저단 사이클의 응축온도를 일정하게 유지시킨 조건의 경우 고단 사이클의 압축기 부하가 약 51% 증가하였으며 캐스케이드 열교환기의 열용량 역시 13.1 kW에서 12.3 kW로 6.3% 감소하였다. 이는 고단 사이클의 작동유체 유량 감소로 인한 것으로 캐스케이드 열교환기에서 충분한 열교환이 일어나지 않아 저단 사이클의 응축과정에서 과냉도의 발생이 작아 냉방용량 역시 9.95 kW에서 9.75 kW로 소폭 감소하는 것으로 나타났다. 이는 캐스케이드 냉동사이클의 증발기가 위치한 저단 사이클의 운전온도 뿐만 아니라 고단 사이클의 운전온도도 시스템의 냉방용량에 영향을 미치는 것으로 판단된다.

Fig. 4.22는 위와 같은 조건에서 캐스케이드 냉동사이클의 고단 및 저단, 전체 사이클의 COP를 나타내고 있다. 고단 사이클의 증발온도를 일정하게 유지시킨 조건은 저단 사이클의 COP는 3.86에서 2.26으로 약 41.4% 감소하였으며 고단 사이클의 COP는 6.39에서 6.83으로 약 6.87% 감소하였는데 저단 사이클의 응축온도를 증가시킬 경우 고단 사이클의 COP는 향상되지만 저단 사이클의 COP는

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

큰 폭으로 감소하는 것을 확인하였다. 또한 캐스케이드 냉동사이클의 전체 COP는 2.15에서 1.5로 약 30.1% 감소하는 것으로 확인하였다. 저단 응축온도를 고정시킨 후 고단 증발온도를 감소시킨 조건에서 고단 사이클의 COP는 6.39에서 3.95로 약 38.1% 감소하는 반면 저단 사이클의 COP는 3.86에서 4.25로 약 10.3% 증가하는 것으로 나타났다. 그리고 전체 사이클의 COP는 2.15에서 1.81로 약 15.9% 감소하는 것으로 나타났는데 이는 R744-R1234yf 캐스케이드 냉동사이클에서 캐스케이드 열교환기의 작동온도는 시스템의 냉방용량과 직결되어있는 저단측의 응축온도가 변화함에 따른 COP 변화가 더욱 큰 것으로 고단측의 증발온도가 변화한 경우 캐스케이드 열교환기의 용량이 변화하여 저단 사이클에도 영향을 미치는 것으로 나타났다.

Fig. 4.23과 Fig 4.24는 고단 응축온도를 35℃, 고단 증발온도를 −10℃, 저단 응축온도를 −5℃로 일정하게 유지시킨 후 저단 증발온도를 −30℃에서 −50℃로 감소함에 따른 각 열교환기와 압축기 소요동력 그리고 캐스케이드 냉동사이클의 COP 변화를 나타내고 있다. 저단 증발온도가 −30℃에서 −50℃로 감소함에 따라 저단 사이클의 압축비 증가로 인한 압축기 소요동력의 증가와 질량유량 감소로 냉방용량이 9.95 kW에서 약 11.7% 감소한 8.79 kW로 나타났는데 캐스케이드 냉동사이클에 큰 냉방부하가 생긴 경우 저단 사이클의 COP는 3.86에서 1.73으로 약 55.1% 감소하는 것으로 확인되었다. 캐스케이드 열교환기의 열전달량은 저단 사이클의 응축과정 입구 온도가 상승하여 13.1 kW에서 13.4 kW로 약 2.3% 증가하였는데 이로 인한 고단 사이클의 과열도 상승으로 고단 압축기 소요동력은 0.49% 증가하는 것으로 나타났다. R744-R1234yf 캐스케이드 냉동사이클의 COP는 2.15에서 1.23으로 42.6% 감소하는데 이는 저단 사이클의 증발온도가 감소함에 따른 저단 사이클의 성능감소가 매우 크기 때문으로 R744-R1234yf 캐스케이드 냉동사이클의 경우 냉방부하가 크게 발생하는 산업에서 사용할 경우 시스템의 성능이 크게 하락하는 것으로 확인되었다.

Fig. 4.25와 Fig. 4.26은 고단 사이클의 응축온도를 제외한 모든 운전조건을 일정하게 유지시킨 후 고단 응축온도를 30℃에서 50℃까지 증가시켰을 때의 각 단의 열교환기 용량과 압축기 소요동력 그리고 캐스케이드 냉동사이클의 COP 변화를 나타내고 있다. 고단 사이클의 응축온도가 30℃에서 50℃로 증가할 경우 고

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

단 사이클의 압축기 소요동력은 1.83 kW에서 2.68 kW로 약 46.5% 증가하는데 이는 고단 압축비의 상승으로 인한 결과로 고단 사이클의 응축열량 역시 소폭 상승하는 결과를 나타냈다. 또한 고단 사이클의 응축열량 증가로 인하여 고단 사이클의 과냉도가 충분히 확보되어 고단 사이클의 작동유체 유량이 감소함에도 불구하고 캐스케이드 열교환기의 열전달량은 12.8 kW에서 13.4 kW로 약 4.69% 증가하였다. 캐스케이드 열교환기에서 충분한 열교환을 거친 저단 사이클의 작동유체는 높은 과냉도를 확보하여 증발기에서 9.8 kW에서 10.2 kW로 약 4.6% 증가하는 것으로 나타났다. 하지만 고단 사이클의 압축기 소요동력이 고단 사이클의 증발열량인 캐스케이드 열교환기의 열전달량보다 높아 고단 사이클의 COP는 6.99에서 5로 약 28.5% 감소하였고, 저단 사이클의 경우 3.79에서 3.95로 약 4.2%의 COP 증가를 보였다. 캐스케이드 냉동사이클의 COP는 2.22에서 1.94로 약 12.4%의 성능감소를 보였는데 R744-R1234yf 캐스케이드 냉동사이클은 고단 사이클의 압축비를 크게 주었을 때 냉방용량은 소폭 증가하나 고단 및 저단 압축기의 전력부하가 상대적으로 높기 때문에 COP는 하락하는 것으로 나타났다. 시스템의 성능향상을 위해서는 작동온도에 민감한 저단 사이클의 운전온도 변화를 최소화 시켜야 하는 것을 확인하였다.

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

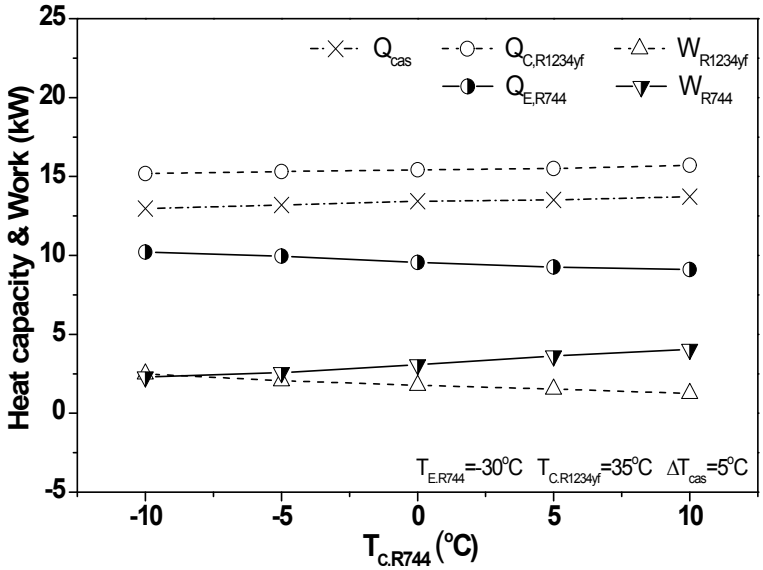


Fig. 4.19 Variations of heat capacity and compressor work with the R744 condensing temperature (R744-R1234yf)

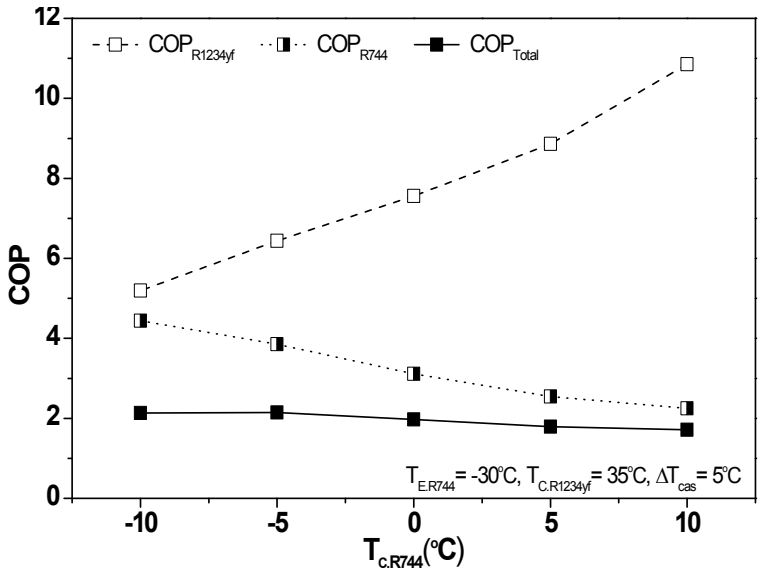


Fig. 4.20 Variations of heat capacity and compressor work with the R744 condensing temperature (R744-R1234yf)

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

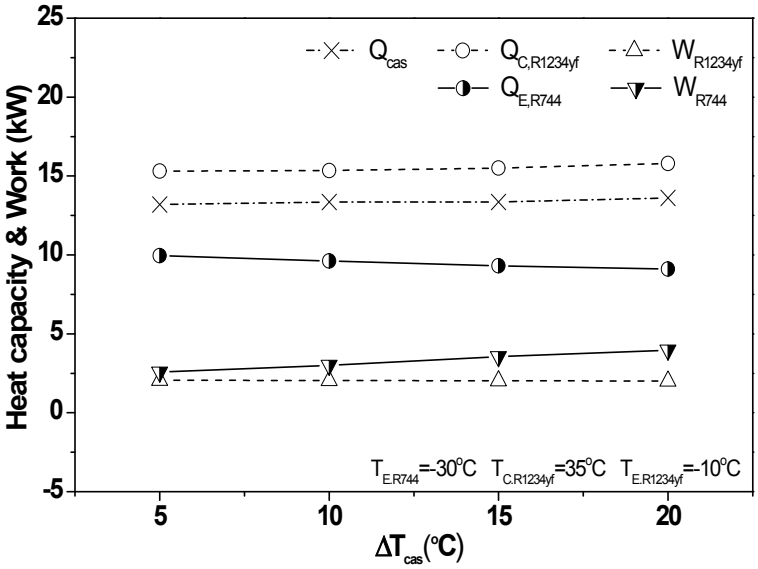


Fig. 4.21 Variations of heat capacity and compressor work with the cascade temperature gap (R744-R1234yf, $T_{E,R1234yf} : fixed$)

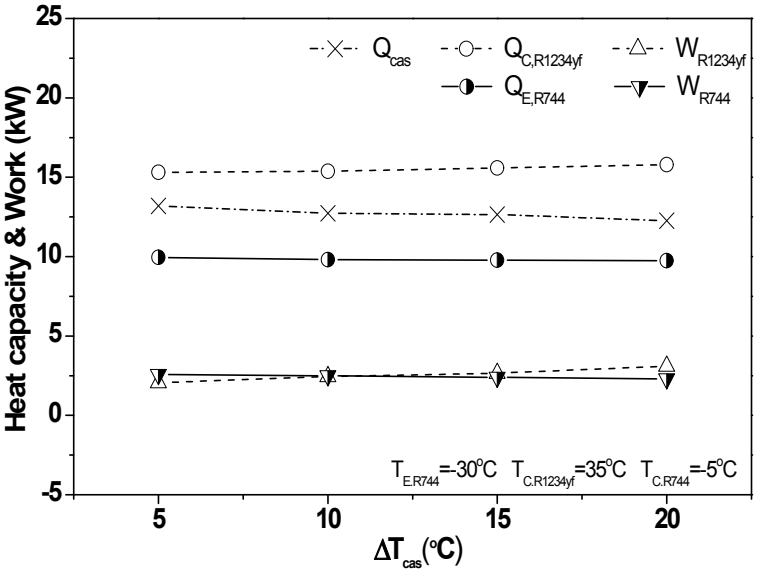


Fig. 4.22 Variations of heat capacity and compressor work with the cascade temperature gap (R744-R1234yf, $T_{C,R744} : fixed$)

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

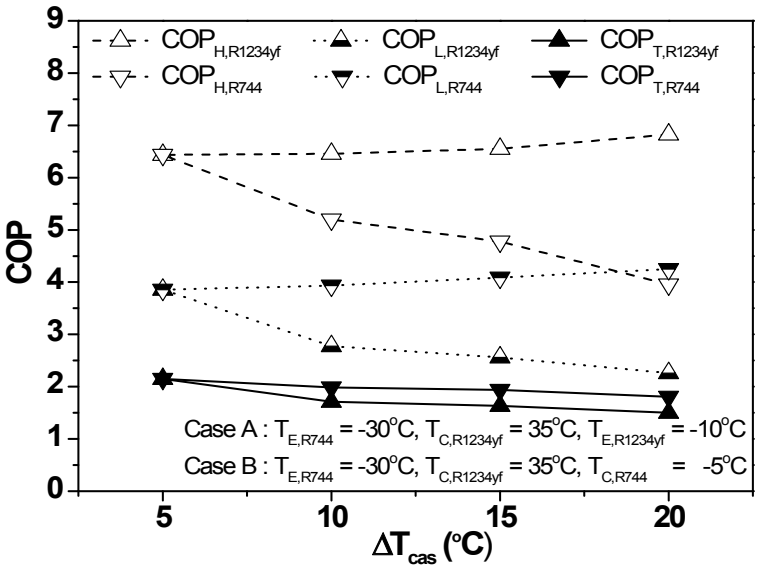


Fig. 4.23 Variation of COP with cascade temperature gap (R744-R1234yf)

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

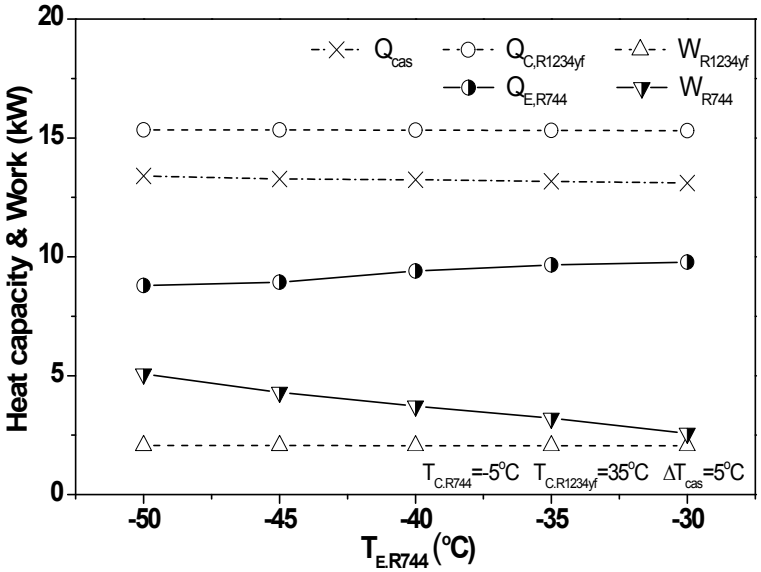


Fig. 4.24 Variations of heat capacity and compressor work with the R744 evaporating temperature (R744-R1234yf)

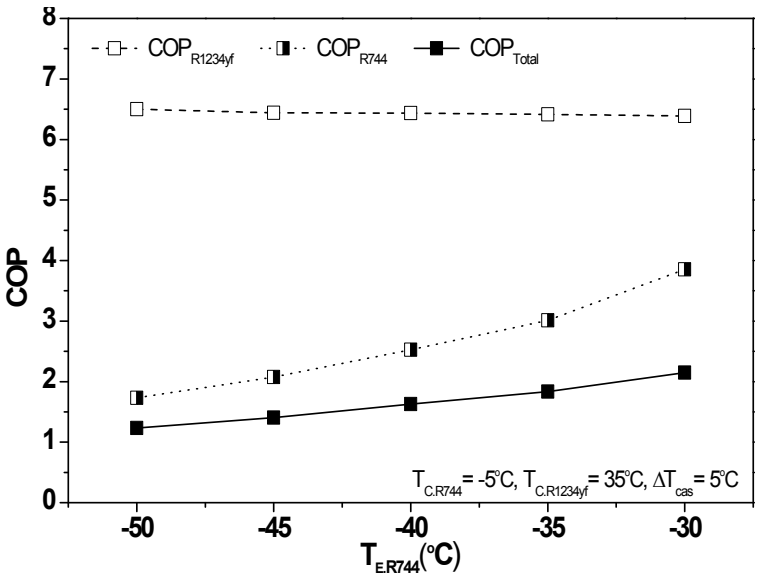


Fig. 4.25 Variation of COP with the R744 evaporating temperature (R744-R1234yf)

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

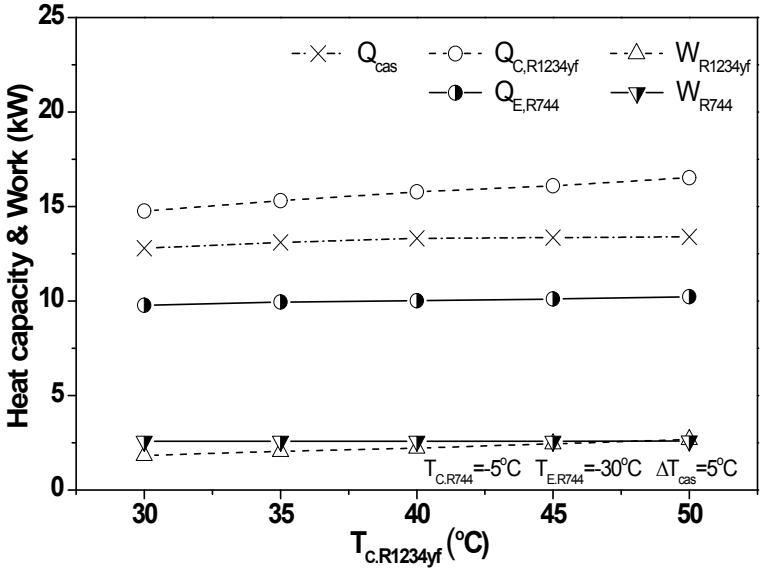


Fig. 4.26 Variations of heat capacity and compressor work with the R134a condensing temperature (R744-R1234yf)

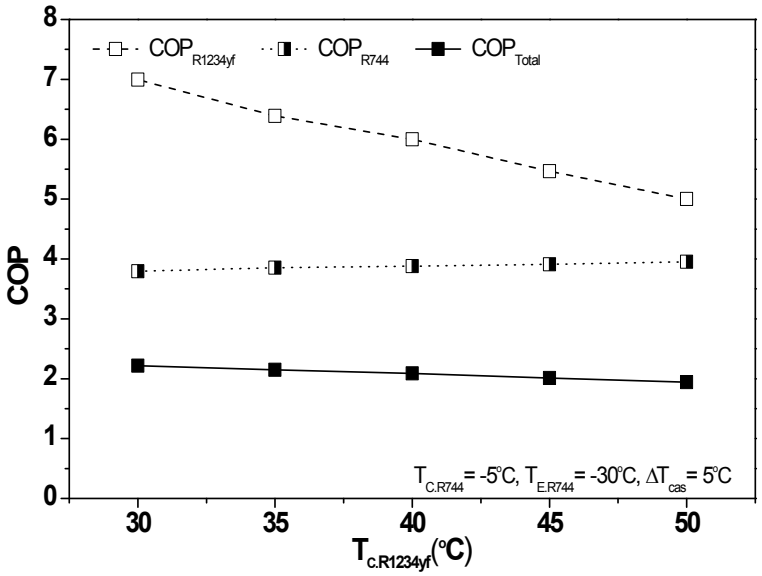


Fig. 4.27 Variation of COP with the R134a condensing temperature (R744-R1234yf)

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 4 절 캐스케이드 냉동사이클의 작동유체 변경에 따른 성능특성 비교

1. 캐스케이드 열교환기의 작동온도 변화에 따른 성능비교

앞의 절에서 캐스케이드 냉동사이클의 저단 작동유체는 R744를 적용하였으며 고단 작동유체를 자연냉매인 R717, 신뢰성 높은 운전성능과 범용성이 큰 HCFC계 냉매인 R134a 그리고 환경규제로 인하여 사용에 제약이 있는 R134a를 대체하는 R1234yf를 각각 적용하여 고단 사이클의 응축온도, 증발온도와 저단 사이클의 응축온도, 증발온도를 변화시켜가며 성능특성을 비교 고찰하였다. 이어서 본 절에서는 동일한 운전조건에서 고단 사이클의 작동유체 변경에 따른 캐스케이드 냉동사이클의 성능특성을 비교하였다.

Fig. 4.28은 고단 사이클의 응축온도를 35℃, 저단 사이클의 증발온도를 −30℃로 고정시킨 후 캐스케이드 열교환기의 온도차를 5℃로 유지하고 저단 사이클의 응축온도를 −10℃에서 10℃로 상승시켰을 때 고단 사이클의 작동유체 변경에 따른 저단 증발열량, 고단 및 저단의 압축기 소요동력을 나타내고 있다. 캐스케이드 열교환기의 온도차가 일정한 상태에서 저단 사이클의 응축온도가 변화하는 것은 저단 사이클 뿐만 아니라 고단 사이클 역시 운전조건이 변화하는 것을 의미하는데 캐스케이드 열교환기 내 작동유체의 운전조건이 증가할수록 고단 사이클을 R717, R134a 그리고 R1234yf를 적용한 캐스케이드 냉동사이클의 냉방용량은 각각 23.9%, 22%, 10.9% 감소하는 것으로 나타났으며 고단 사이클의 압축기 소요동력은 각각 46.3%, 29.9%, 49.3% 감소하였다. 또한 저단 사이클의 압축기 소요동력은 각각 68%, 92.8%, 76% 증가하며 고단 사이클에 R717을 적용한 시스템을 제외하고 동일한 경향을 보였다. 이에 전체 압축기의 소요동력은 R717을 적용한 사이클은 14.6% 감소, R134a 또는 R1234yf를 적용한 사이클은 각각 28.4%, 10.8% 증가하는 것으로 나타났다.

Fig. 4.29는 캐스케이드 열교환기의 작동온도를 증가시켰을 때 고단 사이클의 작동유체 변경에 따른 고단 및 저단 사이클의 COP와 전체 사이클의 COP를 비교하여 나타내고 있다. 캐스케이드 열교환기의 작동온도가 증가할수록

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

R744-R1234yf 시스템의 고단 사이클 COP가 108.8%의 가장 큰 폭으로 증가함과 동시에 저단 사이클의 COP가 49.3%로 가장 작은 폭의 감소를 보였다. 하지만 전체 사이클의 COP는 R744-R134a 시스템이 39.3%의 감소폭을 보이며 가장 큰 성능 감소를 보였는데 이는 R744-R134a 시스템의 경우 캐스케이드 열교환기의 작동온도가 증가할 경우 고단 사이클의 압축기 소요동력의 증가는 가장 작았지만 고단 응축기에서 과냉도가 R744-R1234yf 시스템보다 작게 확보되어 캐스케이드 열교환기의 열교환량 역시 더 작아 저단 사이클의 냉방용량 확보가 상대적으로 더 작은 것으로 나타났다. 또한 저단 증발기에서 가장 높은 과열도로 토출하여 압축기의 소요동력이 가장 높은 것이 크게 작용한 것으로 확인하였다.

전반적으로 캐스케이드 열교환기의 작동온도 변화에 따른 성능 변화는 R744-R134a 캐스케이드 냉동 사이클이 가장 큰 것으로 나타났다.

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

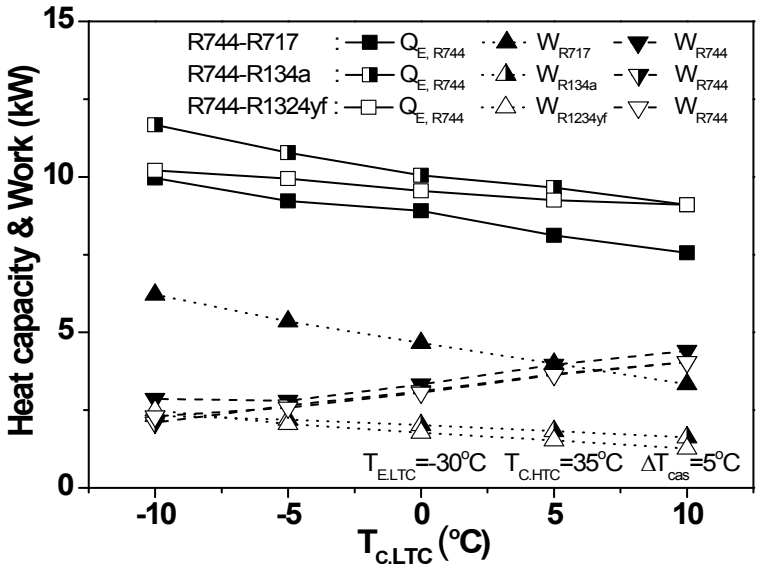


Fig. 4.28 Variations of heat capacity and compressor work with the LTC condensing temperature (Compared about working fluid of HTC)

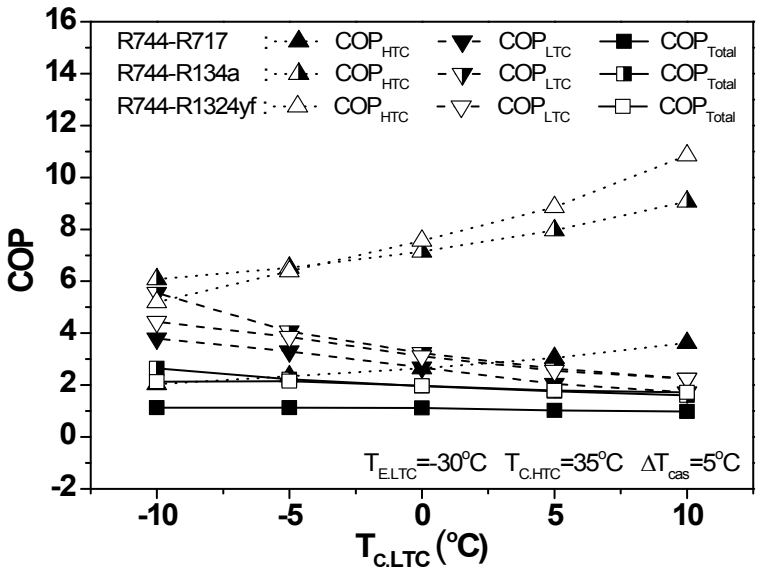


Fig. 4.29 Variation of COP with the LTC condensing temperature (Compared about working fluid of HTC)

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

2. 저단 증발기 작동온도 변화에 따른 성능비교

Fig. 4.30과 Fig. 4.31은 고단 응축온도는 35℃, 고단 증발온도는 −10℃, 저단 응축온도를 −5℃로 일정하게 유지시킨 다음 저단 사이클의 증발온도를 감소시켰을 경우 고단 사이클의 작동유체 변경에 따른 저단 증발열량, 압축기 소요동력과 COP 비교를 나타내고 있다.

저단 사이클의 증발온도가 감소하면 저단 사이클의 압축비가 증가하게 되고 이에 따른 저단 사이클 내의 작동유체 질량유량이 감소한다. 그 영향으로 저단 사이클의 증발열량은 감소하게 되는데 R744-R717 시스템은 1.3%의 감소량을 보인 반면 R744-R134a과 R744-R1234yf 시스템은 각각 13.8%, 8.8% 감소하였으며 특히 R744-R134a 시스템은 가장 큰 폭으로 감소하였다. 이는 저단 사이클의 증발온도가 감소할수록 과열도가 상승하여 압축기 토출온도의 증가와 질량유량 감소가 고단 사이클의 증발과정에 영향을 미침을 의미하며 작동유체의 변경에 따른 캐스케이드 열교환기에서 저단 사이클의 과냉도 확보에 영향을 미치기 때문이다. 하지만 저단 압축기 소요동력은 각각 114%, 93.8%, 146.4% 증가하는 것으로 나타났는데 특히 R744-R717 시스템의 경우 가장 높은 과열도로 인하여 저단 압축기 소요동력 증가량를 보였으나 캐스케이드 열교환기에서 가장 큰 과냉도를 확보하여 냉방용량의 감소폭이 가장 작은 것으로 나타났다.

이러한 원인으로 R744-R717 시스템은 29.6%의 COP 감소를 보인 반면 R744-R134a 시스템과 R744-R1234yf 시스템은 COP 감소폭이 각각 43.9%와 34.6%의 감소폭을 보였다. 하지만 고단 사이클의 COP는 고단 사이클에 적용한 작동유체의 종류에 상관없이 모두 비슷한 감소폭을 보였다.

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

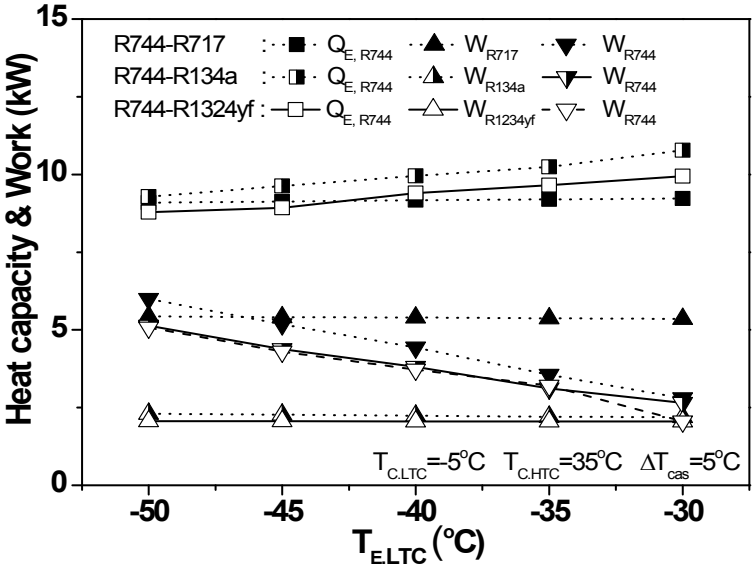


Fig. 4.30 Variations of heat capacity and compressor work with the LTC evaporating temperature (Compared about working fluid of HTC)

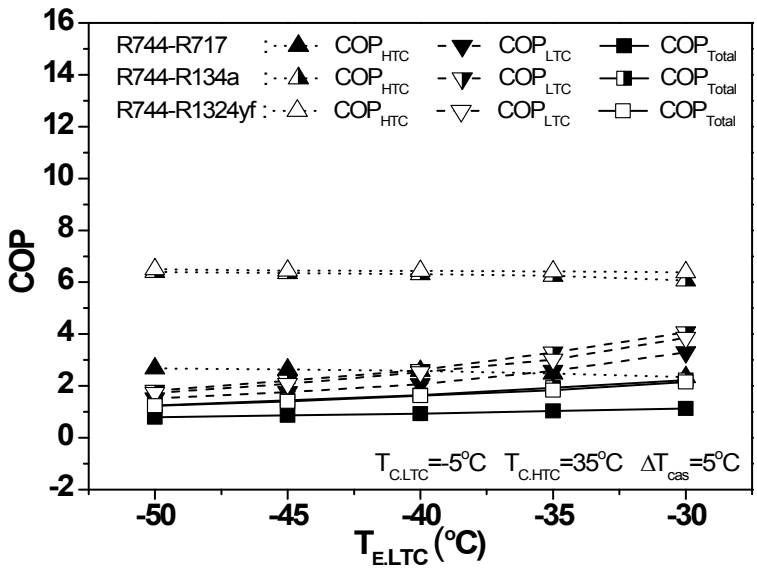


Fig. 4.31 Variation of COP with the LTC evaporating temperature (Compared about working fluid of HTC)

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

3. 고단 응축기 작동온도 변화에 따른 성능비교

Fig. 4.32와 Fig. 4.33는 고단 사이클의 증발온도와 저단 사이클의 응축온도 그리고 저단 사이클의 증발온도를 고정시킨 다음 고단 사이클의 응축온도를 30℃에서 50℃로 증가시킬 경우 고단 사이클의 작동유체 변경에 따른 저단 사이클의 증발열량, 압축기 소요동력과 COP 비교를 나타내고 있다. 고단 사이클의 응축온도가 증가할수록 R744-R717 시스템의 경우 가장 큰 고단 압축기 소요동력 증가폭을 보였으며 R744-R134a 시스템의 경우 가장 작은 고단 압축기 소요동력 증가폭을 보였는데 이는 앞서 기술한 바와 같이 R744-R717 캐스케이드 냉동사이클이 고단 사이클의 작동조건 변화에 가장 민감하기 때문으로 판단된다. 또한 고단 사이클의 응축온도가 상승하여 고단 사이클의 압축비가 상승함에 따라 R744-R717 시스템은 가장 작은 냉방용량 증가폭을 보였는데 이는 캐스케이드 열교환기에서 높은 열교환량 중에 고단 사이클의 현열 열전달량이 상대적으로 높은 비율을 차지하여 열교환기의 효율이 감소하며 실제 냉방용량에서 요구되는 과냉도 확보는 가장 작기 때문이다.

이와 같은 원인으로 R744-R717 시스템의 경우 가장 큰 COP 감소를 보이며 고단 사이클에 R717을 적용한 시스템은 유일하게 저단 사이클의 COP가 감소하는 것으로 나타났다. 이는 고단 사이클에 R717을 적용한 경우 고단 사이클의 작동온도가 증가함에 따라 저단 사이클에 미치는 영향이 상대적으로 크며 캐스케이드 열교환기에서 저단측의 과냉도 확보가 충분하지 않기 때문으로 판단된다. 그리고 R744-R134a 시스템은 가장 작은 COP 감소폭을 보였는데 이는 냉방용량의 높은 증가폭과 고단 사이클의 압축기 소요동력의 가장 작은 감소폭으로 인하여 고단 사이클의 응축온도가 증가하여도 시스템의 성능 감소에 크게 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다. 하지만 R744-R1234yf 시스템의 경우 R744-R134a 시스템보다 큰 성능감소를 보였으며 이를 최소화 시킬 수 있는 방안이 요구된다.

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

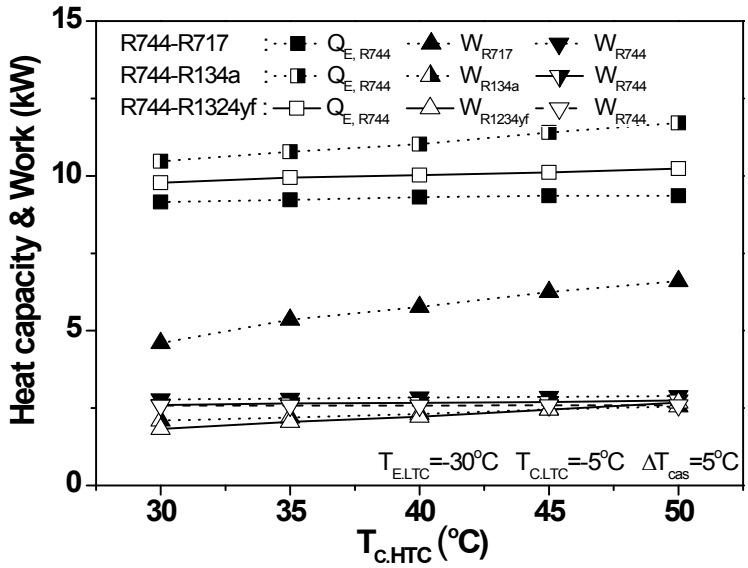


Fig. 4.32 Variations of heat capacity and compressor work with the HTC condensing temperature (Compared about working fluid of HTC)

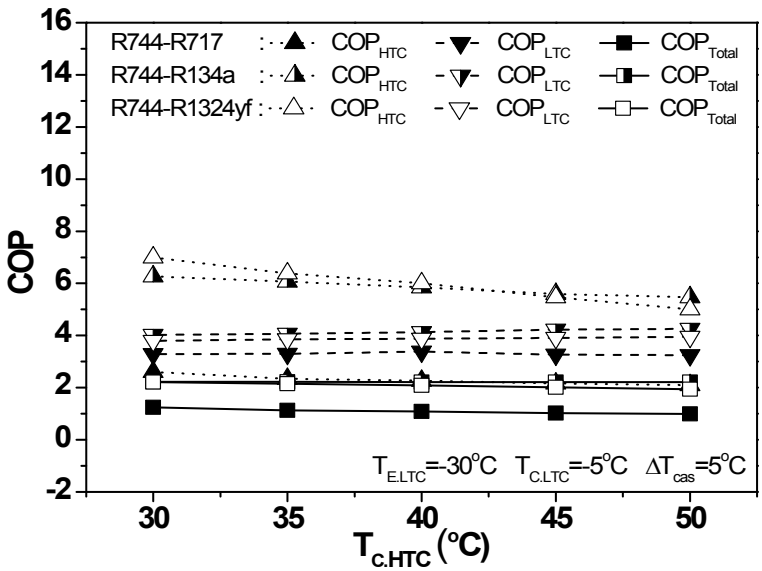


Fig. 4.33 Variation of COP with the HTC condensing temperature (Compared about working fluid of HTC)

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 5 절 기본 사이클과 내부 열교환기 장착 사이클의 성능비교

1. 기본 시스템과 저단 사이클에만 내부 열교환기를 적용한 시스템 성능비교

Fig. 4.34는 고단 응축온도는 35℃, 저단 증발온도는 −30℃이며 캐스케이드 열교환기에서 온도차를 5℃로 일정하게 유지시킨 후 캐스케이드 열교환기의 저단 응축온도가 −10℃에서 10℃로 증가함에 따른 각 단의 열교환기 용량과 압축기 소요동력을 보여주고 있다. 캐스케이드 열교환기의 작동온도가 증가함에 따라 기본 캐스케이드 냉동사이클(*Case* Ⅰ)과 저단 사이클에 내부 열교환기를 적용시킨 시스템(*Case* Ⅱ)을 비교한 결과 저단 증발기 토출부와 저단 응축기 토출부의 열교환으로 인하여 저단 압축기 입구온도의 상승으로 *Case* Ⅰ보다 *Case* Ⅱ의 저단 압축기 소요동력은 평균적으로 약 1.55% 상승하는 것으로 나타났지만 캐스케이드 냉동사이클의 냉방용량은 평균적으로 약 5.23% 증가하는 것으로 나타났으며, 냉방용량은 캐스케이드 열교환기의 작동온도가 10℃일 때 각각 7.56 kW, 8.24 kW로 8.98%로 가장 큰 차이를 보였다. 그리고 최대 냉방용량의 경우 각각 9.9 kW, 10.06 kW로 약 1.2% 차이나는 것으로 나타났다. 이는 내부 열교환기에서 저단 사이클의 과냉도가 증가하였기 때문으로 판단되며, 캐스케이드 열교환기의 작동온도가 상승할수록 냉방용량 증가량이 상승하는 것으로 나타났다.

Fig. 4.35는 고단 응축온도와 저단 증발온도를 일정하게 유지시킨 후 캐스케이드 열교환기의 작동온도를 증가시킬 경우 *Case* Ⅰ과 *Case* Ⅱ의 고단 사이클과 저단 사이클 그리고 전체 사이클의 COP 변화를 비교한 결과이다. 고단 사이클의 COP는 내부 열교환기 장착에 따른 큰 변화가 없는 반면 저단 사이클의 COP는 최소 0.24%에서 최대 3.97% 증가하는 것으로 나타났는데, 이는 저단 압축기 소요동력의 증가량보다 저단 증발열량의 증가량이 상대적으로 크기 때문으로 판단되며, 전체 사이클의 COP는 캐스케이드 열교환기의 작동온도가 증가할수록 COP의 차이가 증가하다가 저단 응축온도가 −5℃ 일 때 최댓값을 가진 후 다시 감소하는 경향을 보인다. 또한 COP 차이가 최대인 조건에서 *Case* Ⅱ의 최대 COP

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

1.164로 3.01% 증가하는 것으로 나타났다. 이는 Fig. 4.21에서 나타난 바와 같이 저단 증발열량은 모든 조건에서 *Case* Ⅰ보다 *Case* Ⅱ가 높았으며 저단 압축기 소요동력은 소폭 증가한 반면 고단 압축기 소요동력은 거의 일정하였기 때문으로 판단된다.

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

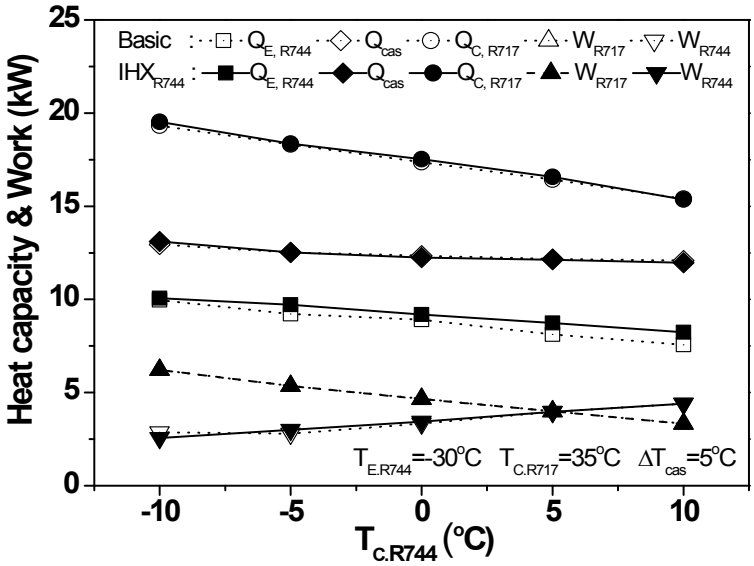


Fig. 4.34 Variations of heat capacity and compressor work with the R744 condensing temperature (Compared *Case* Ⅰ and *Case* Ⅱ)

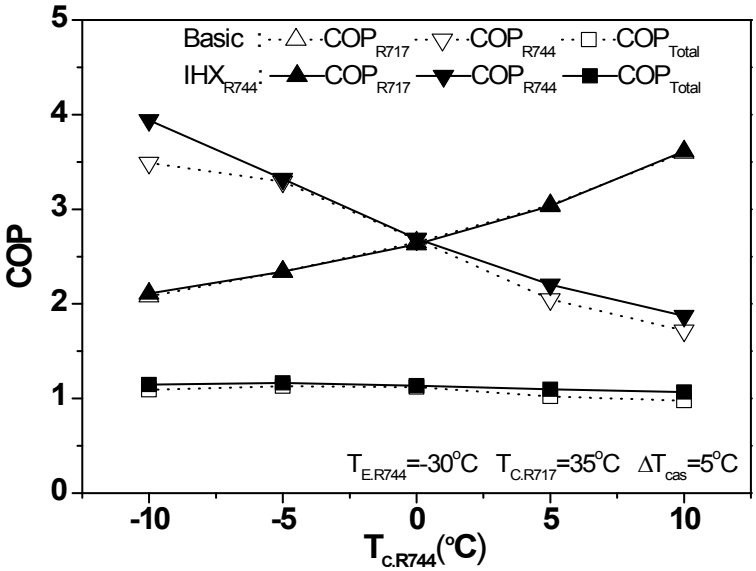


Fig. 4.35 Variation of COP with the R744 condensing temperature (Compared *Case* Ⅰ and *Case* Ⅱ)

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

2. 기본 시스템과 고단 및 저단 사이클 모두 내부 열교환기를 적용한 시스템 성능비교

Fig. 4.36은 *Case* Ⅰ, *Case* Ⅱ와 동일한 운전조건에서 고단 및 저단 사이클에 내부 열교환기를 적용시킨 시스템(*Case* Ⅲ)의 각 단의 열교환기 용량과 압축기 소요동력의 변화를 나타내고 있다. 저단 응축온도가 −10℃에서 10℃로 변경될 때 캐스케이드 열교환기의 열교환량은 평균적으로 약 1.52% 상승하였으며 고단 압축기 소요동력은 약 0.47% 증가하는 것으로 나타났는데 이는 고단 증발기 토출부와 고단 응축기 토출부의 열교환으로 인하여 고단 사이클의 과냉도가 충분히 확보되었기 때문으로 판단된다. 또한 저단 사이클의 증발열량과 저단 압축기 소요동력은 각각 4.87%, 0.36% 증가하는데 *Case* Ⅲ가 *Case* Ⅱ보다 높은 증가량을 보인 이유는 캐스케이드 열교환기에서 *Case* Ⅱ보다 더 높은 과냉도를 확보한 뒤 저단 사이클의 내부 열교환기에서 추가적인 과냉도를 확보하였기 때문으로 사료되며, 캐스케이드 열교환기에서 저단측 응축온도가 10℃일 때 각각 7.56과 8.29로 냉방용량 최대 차이인 9.6%를 보인다.

Fig. 4.37는 Fig. 4.36와 동일한 조건에서 *Case* Ⅰ과 *Case* Ⅲ의 고단 사이클과 저단 사이클 그리고 전체 사이클의 COP 변화를 비교한 결과이다. 고단 사이클의 COP는 Fig. 4.35과 다르게 내부 열교환기 장착에 따라 저단 응축온도가 −10℃에서 10℃로 변화할 때 최대 3.61% 증가하는 것으로 나타났으며 이는 캐스케이드 열교환기의 열교환량 증가량이 고단 압축기 소요동력의 증가량보다 상대적으로 크기 때문이다. 저단 사이클의 COP는 *Case* Ⅱ보다 높은 7.59%의 증가량을 보였는데 그 원인으로 저단 압축기 소요동력은 *Case* Ⅱ보다 증가량이 작은 반면 캐스케이드 열교환기와 저단 내부 열교환기에서 충분한 과냉도가 확보되어 냉방용량이 크게 증가하였기 때문으로 판단된다. 전체 사이클의 COP의 최대 차이는 저단 응축온도가 10℃인 조건에서 7.59%의 차이를 보이며 저단 응축온도가 −5℃와 0℃일 때 최대 COP 1.151를 보인 후 다시 감소하는 경향을 가지는데 이는 각 단의 압축기 소요동력 증감비율의 영향이 COP에 크게 미치기 때문이며 *Case* Ⅰ보다 최대 COP를 보이는 캐스케이드 열교환기의 작동온도가 높은 것으로 나타났다. 그 이유는 고단과 저단 사이클에 모두 내부 열교환기를 장착시킬 경우 캐스

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

케이드 열교환기의 작동온도가 증가하여도 냉방용량의 감소폭이 상대적으로 작기 때문으로 판단된다. 또한 최대 COP가 *Case* Ⅱ 보다 낮은 이유는 저단 사이클의 증발열량 증가량보다 각 단의 압축기 소요동력의 증가량이 상대적으로 크기 때문으로 나타났다.

이는 캐스케이드 냉동사이클에 내부 열교환기를 적용한 경우 캐스케이드 열교환기의 모든 운전조건에서 내부 열교환기를 적용하지 않을 때 보다 높은 냉방용량 확보와 COP 향상을 보였는데, 이는 캐스케이드 냉동 사이클을 적용하는 산업특성상 극소량의 냉방용량 확보가 매우 중요하며 이는 시스템의 효율 향상을 극대화 시킬 수 있을 것으로 기대된다. 또한 캐스케이드 열교환기의 작동온도가 증가함에 따라 기본 사이클의 경우 급격히 감소되었던 냉방용량 확보 감소와 COP 감소를 최소화 시킬 수 있어 캐스케이드 냉동사이클의 작동온도에 따른 성능 감소를 최소화 시키며 여러 운전조건에서 성능변화의 폭을 감소시켜 운전 안정성과 효율향상에 기여하는 것으로 확인되었다.

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

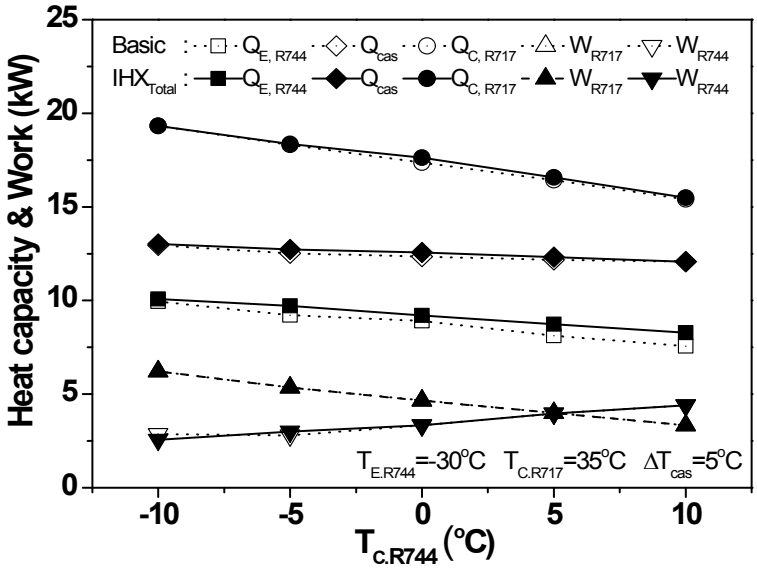


Fig. 4.36 Variations of heat capacity and compressor work with the R744 condensing temperature (Compared *Case* Ⅰ and *Case* Ⅲ)

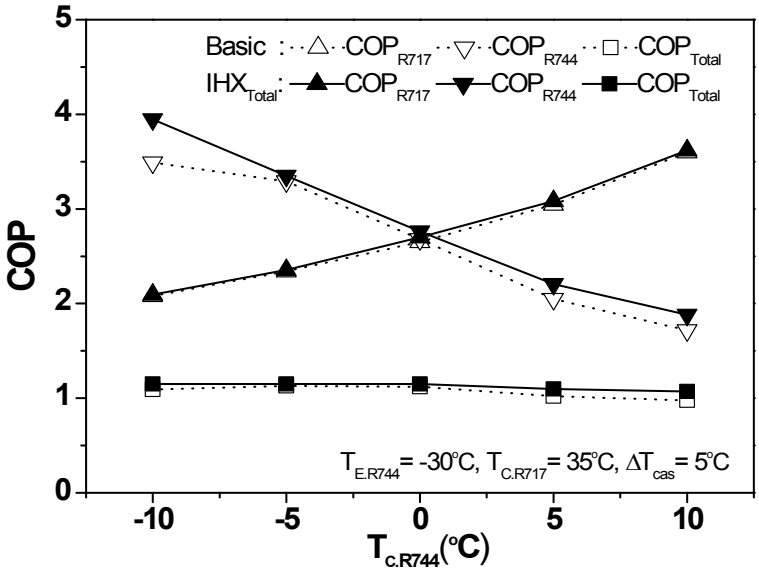


Fig. 4.37 Variation of COP with the R744 condensing temperature (Compared *Case* Ⅰ and *Case* Ⅲ)

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

제 5 장 결론

본 연구에서는 저단 사이클에 R744를 적용하고 고단 사이클에 R717, R134a, R1234yf를 각각 적용한 캐스케이드 냉동사이클의 성능을 여러 가지 운전조건 변화에 따라 비교 및 분석하였으며 R744-R717 캐스케이드 냉동사이클을 기본 사이클, 내부 열교환기를 저단부에 적용한 사이클, 내부 열교환기를 고단부와 저단부에 모두 적용한 사이클의 성능을 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

본 연구에서 캐스케이드 열교환기의 온도차를 일정하게 유지시킨 다음 캐스케이드 열교환기의 작동온도를 증가시킬 경우 R744-R717, R744-R134a, R744-R1234yf 시스템 모두 캐스케이드 열교환기의 작동온도가 낮을수록 냉방용량은 증가하였다. R744-R717 시스템이 캐스케이드 열교환기의 작동온도 증가에 따른 냉방용량 감소가 가장 큰 23.9%를 보였으며 저단 압축기 소요동력 역시 68%로 가장 큰 증가폭을 보였다. 또한 R744-R717, R744-R1234yf 시스템의 COP는 캐스케이드 열교환기에서 저단 응축온도가 −5℃이며 고단 증발온도가 −10℃일 때 최대 COP를 보이는 반면 R744-R134a 시스템의 경우 저단 응축온도가 −10℃일 때 최대 COP를 보인 후 감소하였는데 캐스케이드 열교환기의 작동온도가 증가할수록 39.3%의 가장 큰 성능감소를 보였지만 R744-R717 시스템의 경우 13.2%로 가장 작은 성능감소를 보였다. 최대 COP를 보이는 온도조건에서 각각 저단 사이클의 응축온도와 고단 사이클의 증발온도를 고정시킨 후 캐스케이드 열교환기의 온도차을 증가시킬 경우 R744-R717 시스템은 전체 사이클의 COP가 점차 감소하는 것으로 확인되며 고단 사이클의 작동온도 변화가 저단 사이클의 작동온도 변화에 더 민감한 것으로 나타났다. R744-R134a 시스템은 R744-717 시스템과 반대로 저단 사이클의 작동온도를 고정시켰을 경우 전체 사이클의 COP 감소가 더 작았으며 고단 사이클의 작동온도를 변화시킬 경우 시스템의 성능에 더 민감한 것으로 확인되었다. R744-R1234yf 시스템은 R744-R134a 시스템과 유사한 경향을 보였으나 전체적으로 둔감한 성능 변화를 보이는 것으로 나타났다.

캐스케이드 냉동사이클의 저단 사이클 증발온도를 감소시키는 조건에서 R744-R717 시스템은 1.3%인 가장 작은 냉방용량 감소를 보였으나 저단 증발기에서 과열영역 열전달이 상대적으로 증가하여 저단 사이클의 압축기 소요동력은

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

114%로 가장 큰 증가량을 보였다 R744-R134a 시스템은 저단 사이클에서 13.8%로 가장 큰 냉방용량 감소를 보였으며 이로 인하여 전체 사이클의 COP가 43.9%로 가장 크게 감소하는 것으로 확인되었다. R744-R1234yf 시스템은 R744-R134a 시스템과 비슷한 경향으로 42.6%의 성능감소를 보였다. 이는 고단 사이클에 R134a와 R1234yf를 적용한 캐스케이드 냉동사이클의 경우 저단 사이클의 작동온도 변화에 따라 시스템의 성능에 민감하게 반응하는 것으로 확인되었으며 성능감소를 최소화하기 위해서는 캐스케이드 열교환기의 저단 사이클 증발과정에서 충분한 과냉도를 확보하여 냉방용량의 감소를 최소화시켜야 하는 것으로 나타났다.

캐스케이드 냉동사이클의 응축온도를 30℃에서 50℃로 증가시키는 조건에서 R744-R717 시스템은 캐스케이드 열교환기의 작동온도를 변경할 때와 유사하게 고단 사이클의 작동온도에 민감하게 반응하는 것을 확인하였으며 이로 인하여 저단 사이클의 COP는 1.5% 감소하였으며 전체 사이클의 COP는 20.4% 감소하는 것으로 나타났다. R744-R134a 시스템의 냉방용량은 11.8%로 가장 큰 증가폭을 보였는데 이는 캐스케이드 열교환기에서 잠열에 의한 열교환 비율이 가장 높을 뿐만 아니라 저단 사이클의 과냉도 확보가 가장 높았기 때문으로 R744-R717 시스템과 반대로 저단 사이클의 COP가 5.7% 증가하였다. 또한 전체 사이클의 COP는 가장 작은 감소폭인 0.8%의 성능 감소를 보였다.

캐스케이드 열교환기에서 작동온도가 낮을 경우에 냉방용량과 COP 증가량이 높은 것으로 나타났으며 내부 열교환기를 저단 사이클에만 적용하였을 경우 냉방용량은 평균적으로 3.75% 증가하는 것으로 나타났으며, R744-R717 사이클의 COP 증가량은 평균 4.69%이며, 최대 COP는 저단 응축온도가 −5℃일 때 1.164로 나타났다. R744-R717 캐스케이드 냉동사이클의 고단과 저단 사이클에 각각 내부 열교환기를 적용하였을 경우 냉방용량 증가량은 평균 4.87% 이며, R744-R717 사이클의 COP는 평균적으로 4.85% 증가하였고 최대 COP는 저단 응축온도가 −5℃~0℃일 때 1.151로 나타났다.

캐스케이드 냉동사이클에 다양한 작동유체를 적용한 후 각 단의 작동온도를 변경시켜가며 각 사이클의 성능 특성을 비교한 결과 R744-R134a 시스템과 R744-R1234yf는 유사한 경향을 보이는 반면 R744-R717 시스템은 반대의 경향을

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

보였는데 고단 사이클에 R717을 적용한 결과 고단 사이클의 작동온도 변화에 매우 민감하게 반응하여 고단 사이클의 압축비가 증가할 경우 성능 감소폭이 가장 큰 것으로 나타났다. 그러나 고단 사이클에 R134a와 R1234yf를 적용한 결과 저단 사이클의 작동온도 변화에 민감하게 반응하는 것으로 확인되었다. 또한 R744-R717 캐스케이드 냉동사이클에 내부 열교환기를 적용한 결과 저단 사이클에만 적용하였을 경우 냉방용량의 확보에는 가장 유리한 것으로 해석되었으나 시스템 성능의 효율을 향상시키기 위해서는 저단 사이클뿐만 아니라 고단 사이클에도 내부 열교환기를 적용하여야 가장 높은 COP를 보이는 것으로 확인되었다. 그리고 캐스케이드 열교환기의 작동온도가 상승하여도 냉방용량과 COP의 손실을 최소화시킴을 확인할 수 있었으며, 이는 캐스케이드 냉동사이클의 작동온도 변화에도 기본 사이클 대비 안정적인 냉방능력을 보유할 수 있음을 의미한다.

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

【참고문헌】

1. 자료

EES: Engineering Equation Solver, 2006. fChart Software Inc.

EVAP-COND, Simulation Models for Finned Tube Heat Exchangers, 2003, NIST Building and Fire Research Laboratory, P.A. Domanski,

2. 단행본

W. F. Stoecker, Industrial Refrigeration Handbook, McGraw Hill, 1998.
Yunus, Cengel, Heat and Mass Transfer, Mc Graw Hull, 2007.

3. 논문

Antonio, M., 2012, R744-R717 Cascade Refrigeration System: Performance Evaluation compared with a HFC Two-Stage System, Energy Procedia, Vol. 14 pp. 56-65.

Aminyavari, M., Najafi, B., Shirazi, A., Rinaldi, F., 2014, Exergetic, economic and environmental (3E) analyses, and multiobjective optimization of a CO_2/NH_3 cascade refrigeration system, Applied Thermal Engineering, Vol. 65, pp. 42-50.

Bhattacharyya, S., Mukhopadhyay, S., Kumar, A., Khurana, R. K., Sarkar, J., 2005, Optimization of a $CO_2-C_3H_8$ cascade system for refrigeration and heating, International Journal of Refrigeration, Vol. 28, pp. 1284-1292.

Baik, Y, J., Chang, Y. S., Kim, Y. G., 2000, Measurement of single and

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

condensation heat transfer coefficients of ammonia in a horizontal tube, SAREK, Vol. 12, No. 6, pp. 561-569.

Cavallini, A., Zecchin, R., 1974, A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation, Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 3, p. 309-313.

Cavallini, A., Cecchinato, L., Corradi, M., Fornasieri, E., Zilio, C., 2005, two-stage trascritical carbon dioxide cycle optimization : A theoretical and experimental analysis, International Journal of Refrigeration, Vol. 28, pp. 1274-1283.

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

Choi, J. M, Chung, J. T, Kim, Y. C., 2004, A generalized correlation for two-phase flow of alternative refrigerants through short tube orifices, International Journal of Refrigeration, Vol. 27, pp. 393-400.

Dopazo, J. A., Fernandez-Seara, J., 2011, Experimental evalation of a cascade refrigeration system prototype with CO_2 and NH_3 for freezing process application, International Journal of Refrigeration, Vol. 34, pp. 257-267.

Duttus, P. W., Boelter, L. M. K., 1930, University of California Pblications on Engineering, Vol. 2, No. 13, pp. 443-461.

Getu, H. M., Bansal, P. K., 2008, Thermodynamic analysis of an R744-R717 cascade refrigeration system, International Journal of Refrigeration, Vol. 31, pp. 45-54.

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

Gungor, K. E., Winterton, R. H. S., 1986, A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 29, pp. 351-358.

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

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

Kim, S., Kim, M., 2002, Experimental and simulation on the performance of an autocascade refrigeration system using carbon dioxide as a refrigerant, International Journal of Refigeration, Vol. 25, pp. 1093-1101.

Kim, P. H., Lee, B. H., Jeong, H. M., Chung, H. S., Kim C. S., 2007, The Characteristic of Propane(R290)-Ethane(R170) as Refrigerant in the Cascade Refrigeration System, Journal of the Korean Society for Power System Engineering, Vol. 11, No. 4, pp. 50-55.

Li, H. S, Cao, F., Bu, X. B., Wang, L. B, Wang, X. L., 2014, Performance characteristics of R1234yf ejector-expansion refrigeration cycle, Applied Energy, Vol. 121, pp. 96-103.

Likitthammanit, M., 2007, Experimental investigation of CO_2/NH_3 cascade and transcritical CO_2 refrigeration systems in supermarkets, Master of Science Thesis, Stockholm, Sweden.

Lee, T. S., Liu, C. H., Chen, T. W., 2006, Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO_2 / NH_3 cascade refrigeration system, International Journal of Refrigeration, Vol. 29, pp.

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

1100-1108.

Navarro-Esbri, J., Mendoza-Miranda, J. M., Mota-Babiloni, A., Barragán-Cervera, A., Belman-Flores, J. M., 2013, Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a vapor compression system, International Journal of Refrigeration, Vol. 36, pp. 870-880.

Nicola, G. D., Polonara, F., Stryjek, R., Arteconi, A., 2011, Performance of cascade cycles working with blends of CO_2+ natural refrigerants, International Journal of Refrigeration, Vol. 34, pp. 1436-1445.

Navarro-Esbri, J., Mendoza-Miranda, J. M., Mota-Babiloni, A., Barragán-Cervera, A., Belman-Flores, J. M., 2014, Shell-and-tube evaporator model performance with different two-phase flow heat transfer correlations. Experimental analysis using R134a and R1234yf, Applied Thermal Engineering, Vol. 62, pp. 80-89.

Oh, H. K., Son, C. H, 2011, Development of Cascade Refrigeration System Using R744 and R404A : Analysis on Performance Characteristics, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 35, No. 2, pp. 182-188.

Oh, H. K., Son, C. H, 2011, Development of cascade refrigeration system using R744 and R404A : Prediction and comparison on maximum COP(Coefficient of Performance), Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 35, No. 2, pp. 189-195.

Oh, H. K., Son, C. H, 2011, Exergy Analysis of R744-R404A Cascade Refrigeration System, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 35, No. 8, pp. 1001-1008.

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

Oh, H. K., Son, C. H, 2012, Performance analysis of a R744 and R404A cascade refrigeration system with internal heat exchanger, Journal of the Korean Society for Power System Engineering, Vol. 16, No. 1, pp. 38-43.

Oh, H. K., Son, C. H, Jo, H., Jeon, M. J., 2013, Mass flow rate ratio analysis for optimal refrigerant charge of a R744 and R404A cascade refrigeration system, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 37, No. 6, pp. 575-581.

Park, K. J, Kang, D. T., Jung D. S., 2011, Condensation heat transfer coefficients of R1234yf on plain, low fin, and Turbo-C tubes, International Journal of Refrigeration, Vol. 34, pp. 317-321.

Petter, N., Filipo, D., Havard, R., Arne, B., Measurements and experience on semi-hermetic CO_2 compressors, Fifth International Conference on Compressors and Coolants, IIR, Slovak Republic, 2004.

Pierre, B., 1964, Flow resistance with boiling refrigerants – part 1, ASHRAE Journal, pp. 58-65.

Rezayan, O., Behbahaninia, A., 2011, Thermoeconomic optimization and exergy analysis of CO_2 / NH_3 cascade refrigeration systems, Energy, Vol. 36, pp. 888-895.

Steven Brown, J., Yana-Motta, S. F., Domanski, P. A., 2002, Comparitive analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO_2 and R134a, International Journal of Refrigeration, Vol. 25, pp. 19-32.

Son, C. H, Oh, H. K., 2009, Analysis of Performance Characteristics of a Cascade Refrigeration System, Journal of the Korean Society of Marine

조선대학교
CHOSUN UNIVERSITY

Engineering, Vol. 33, No. 8, pp. 1123-1128.

Sanz-Kock, C., Llopis, R., Sanchez, D., Cabello, R., Torrella, E., Experimental evaluation of a R134a/CO_2 cascade refrigeration plant, Applied Thermal Engineering, Vol. 73, pp. 39-48.

Wang, C. C., Lee, W. S., Shen, W. J., 2001, A comparative study of compact enhanced fien-and-tube heat exchangers, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 28, pp. 4282-4286.

Winkler, J. M., Aute, V., Radermacher, R., Shapiro, D., 2008, Simulation and Validation of a R404A/CO_2 cascade refrigeration system. Proceedings of the international refrigeration and air conditioning conference at Purdue, Vol. 12, No. 1, p. 2273.

Yun, R., Cho, Y., 2010, Evaluation of the performance for the $CO_2 - NH_3$ cascade system and the two statge CO_2 systems, Proceedings of the SAREK 2010 Summer Annual Conference, 10-S-144.