

R744-R717 캐스케이드 냉동시스템에서 운전조건 변화에 따른 성능 해석

Performance Simulation of a R744-R717 Cascade Refrigeration System According to Operating Conditions

유지호(Jiho Ryu)¹, 조홍현(Honghyun Cho)^{2*}

¹조선대학교 기계공학과 대학원, ²조선대학교 기계공학과

¹Graduate school of Mechanical Engineering, Chosun University, Kwangju, 61452, Korea

²Department Mechanical Engineering, Chosun University, Kwangju, 61452, Korea

(Received February 12, 2015; revision received August 3, 2015; Accepted: August 12, 2015)

Abstract The evaporating temperature range required for the low temperature freezing system is from -50°C to -30°C . Since it is difficult to keep the required capacity in a cabinet, it is advantageous to design the system using a cascade refrigeration system. Use of carbon dioxide and ammonia would be advantageous since ammonia is an environment-friendly working fluid and has a high capacity for performance improvement. To investigate the performance characteristics of the R744-R717 cascade refrigeration system, a theoretical model was developed and performance was analyzed according to cascade heat exchanger operating temperature. The optimal cascade R744 condensing temperature was -5°C , and maximum COP was 1.13 when the temperature difference of the cascade heat exchanger was 5°C . In addition, the total system COP increased by 1.17 when the cascade temperature gap was 3°C at the middle temperature of -7.5°C .

Key words Cascade refrigeration system(캐스케이드 냉동시스템), Carbon dioxide(이산화탄소), Ammonia(암모니아), COP(성능계수)

* Corresponding author, E-mail: hhcho@chosun.ac.kr

기호설명

COP : 성능계수
 h : 엔탈피 [kJ/kgK]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 Q : 전열량 [kW]
 T : 온도 [$^{\circ}\text{C}$]
 V : 압축기 용적 [m^3]
 W : 압축일량 [kW]

E : 증발기
 mid : 캐스케이드 열교환기 중간온도
 $R717$: 암모니아
 $R744$: 이산화탄소
 suc : 압축기 흡입부

1. 서론

대형 냉동창고 또는 대형마켓과 같은 저온 냉동 시스템에서 냉동식품을 보관하기 위해 필요한 증발온도는 약 $-50^{\circ}\text{C} \sim -30^{\circ}\text{C}$ 의 범위로 이를 단단 증기압축 사이클의 구성을 통하여 충분한 냉방용량을 확보하기 어렵다. 따라서 단단 증기압축식 냉동시스템 또는 캐스케이드(Cascade) 냉동시스템을 적용하여 시스템을 설계하는 것이 효과적이며, 이는 상온의 온도조건에서 작동되는 냉동시스템에서 필요한 저온의 증발온도를 얻을 수 있다. 그러나 단일냉매를 사용하는 단단 증기압축식 냉동시스템의 경우 낮은 저온의 증발온도에 도달하는데 한계

그리스 문자

η_s : 등엔트로피 효율
 η_v : 체적 효율
 v : 비체적 [m^3/kg]

하첨자

Air : 실외 또는 실내온도
 cas : 캐스케이드 열교환기
 C : 응축기

가 있어 저온 냉동시스템은 개별적인 2개의 사이클로 구성되어 저단과 고단 사이클이 서로 열교환하는 캐스케이드 냉동시스템을 적용하는 것이 유리하다.⁽¹⁾ 특히 자연냉매인 이산화탄소(R744)와 암모니아(R717)를 이용한 시스템의 경우 환경친화적이고 성능향상의 가능성이 크기 때문에 이에 대한 연구가 필요하다.

기존의 관련연구로 Lee et al.⁽²⁾은 R744-R717 캐스케이드 냉동시스템의 열역학적 모델링을 수행하여 기존 연구결과와 비교하여 최적의 캐스케이드 응축온도를 결정하였으며, Bhattacharyya et al.⁽³⁾은 R744사이클의 증발온도를 최적화하기 위한 사이클 연구를 진행하였고, Dopazo et al.⁽⁴⁾은 R744-R717 캐스케이드 냉동시스템의 실험적 연구를 수행하여 캐스케이드 응축온도에 따른 최적 COP를 고찰하여 기존의 R717 2단 압축 냉동사이클과 비교하였다. 또한 Giovanni et al.⁽⁵⁾은 R744와 여러 자연냉매를 혼합한 작동유체를 사용하여 캐스케이드 냉동시스템의 성능특성에 관한 연구를 수행하였으며, Mehdi et al.⁽⁶⁾은 R744-R717 캐스케이드 냉동시스템에서 3E(엑서지, 경제성, 친환경성)에 대한 해석을 진행하였다. 또한 Getu et al.⁽⁷⁾은 R744 -R717 캐스케이드 냉동시스템의 고단사이클에 다양한 자연냉매를 적용한 비교연구를 수행하였다. 그리고 Yun et al.⁽⁸⁾은 R744-R717 캐스케이드 냉동시스템과 R744 2단 압축 시스템에 SLHX와 IHX를 적용하여 비교하였으며 Likitthammanit⁽⁹⁾는 R744-R717 캐스케이드 냉동시스템과 R744 냉동시스템에 대해 실험적 비교연구를 수행하였다.

하지만 R744-R717 캐스케이드 냉동시스템에 대한 연구는 아직까지 완벽하지 않은 실정이다. 특히 각단의 사이클의 최적화를 통한 캐스케이드 열교환기에서의 운전조건 변화에 따른 성능에 대한 연구는 특히 미흡한편이다. 이에 본 연구에서는 R744-R717 캐스케이드 냉동시스템을 모델링하였으며 최적의 성능과 운전특성을 파악하기 위해 캐스케이드 열교환기의 R744

응축온도와 R717 증발온도 그리고 캐스케이드 열교환기의 온도차 등의 운전조건을 변화시켜가면서 시스템의 성능특성을 고찰하였다.

2. 시스템 모델링 및 해석 조건

2.1 시스템 모델링

본 연구에서 사용되는 냉매의 열역학적 물성치 및 성능분석은 EES⁽¹⁰⁾를 이용하여 계산하였다. 저단사이클의 냉매는 R744를 적용했으며 고단사이클의 냉매는 R717를 적용하여 캐스케이드 냉동시스템을 모델링 하였으며 성능해석을 위해 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 위치 에너지와 운동에너지는 무시한다.
- 4) 각 배관에서의 열손실과 압력강하는 고려하지 않는다.

위의 가정을 토대로 각 사이클의 질량유량, 압축기 동력, 각 열교환기의 열전달량은 Table 1에 제시한 질량 및 에너지 평형식으로 계산된다.

Fig. 1은 본 연구에서 설계한 캐스케이드 냉동 시스템의 개략도를 나타내고 있다. 본 연구에서 설계된 냉동시스템은 고단 및 저단 압축기와 팽창장치, 고단 응축기, 캐스케이드 열교환기, 저단 증발기로 구성되어 있다. 그리고 Fig. 2는 본 연구에서 사용된 시뮬레이션의 알고리즘의 순서도를 나타내었다. 고단 사이클의 응축기와 저단 사이클의 증발기는 판-관 열교환기를 적용하였으며, 이 때 열교환기의 입구의 공기의 유량은 일

Table 1 The balance equations for R744-R717 cascade refrigeration system

Component	Mass balance	Energy balance
R717 compressor	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{R717} = \frac{\eta_{v,R717} V_{G,R717}}{v_{suc,R717}}$	$W_{R717} = \frac{\dot{m}_H(h_6 - h_5)}{\eta_{v,H}}$
R717 condenser	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{R717}$	$Q_{C,R717} = \dot{m}_H(h_6 - h_7)$
R717 EEV	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{R717} = C_{d,R717} \sqrt{\rho_{R717} \Delta p_{R717}}$	$h_7 = h_8$
Cascade condenser	$\dot{m}_8 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{R717}, \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{R744}$	$Q_{cas} = \dot{m}_H(h_5 - h_8) = \dot{m}_L(h_2 - h_3)$
R744 compressor	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{R744} = \frac{\eta_{v,R744} V_{G,R744}}{v_{suc,R744}}$	$W_{R744} = \frac{\dot{m}_L(h_2 - h_1)}{\eta_{v,L}}$
R744 EEV	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{R744} = C_{d,R744} \sqrt{\rho_{R744} \Delta p_{R744}}$	$h_3 = h_4$
R744 evaporator	$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_{R744}$	$Q_{E,R744} = \dot{m}_L(h_1 - h_4)$

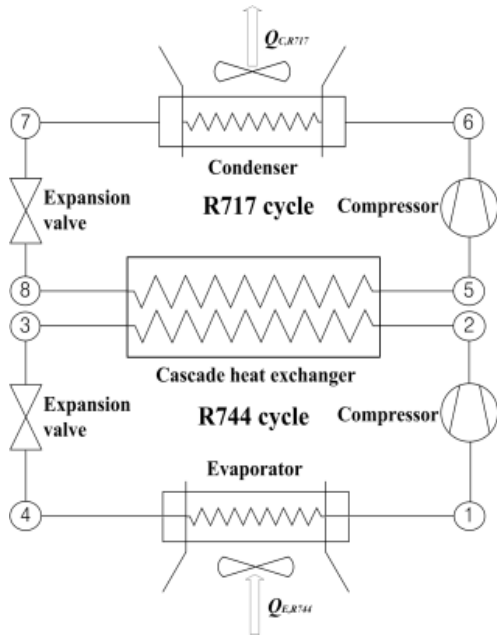


Fig. 1 Schematic diagram of the R744-R717 cascade refrigeration system.

Table 2 Correlations of R744-R717 cascade refrigeration system simulation

		R744	R717	Air
Heat transfer coefficient	Single-phase	Gnielinski ⁽¹¹⁾	Dittus and Boelter ⁽¹⁴⁾	Wang ⁽¹⁷⁾
	Two-phase	Gungor and Winterton ⁽¹²⁾	Cavallini and Zechin ⁽¹⁵⁾	
Pressure drop	Single-phase	Churchill ⁽¹³⁾	Fanning ⁽¹⁶⁾	Wang ⁽¹⁷⁾
	Two-phase		Pierre ⁽¹⁶⁾	

정하게 설정하였다. 또한 캐스케이드 열교환기는 이중관 형태를 적용하였다. 본 연구에서 고단 응축기의 크기는 2,500×500×80 mm, 저단 증발기의 크기는 5,000×500×80 mm, 그리고 캐스케이드 열교환기의 길이는 18 m로 설계하였다. 각각의 열교환기 해석에 적용된 저단 및 고단 사이클의 냉매측과 공기측 열전달 및 압력강하 상관식은 Table 2에 나타내었으며 저단 및 고단 사이클에 적용된 압축기의 등엔트로피 및 체적효율은 식(1)~식(4)과 같다.

• R744 Compressor⁽¹⁸⁾ :

$$\eta_{s,R744} = 0.00476R_p^2 - 0.09238R_p + 0.89810 \quad (1)$$

$$\eta_{v,R744} = 0.00816R_p^2 - 0.15293R_p + 1.13413 \quad (2)$$

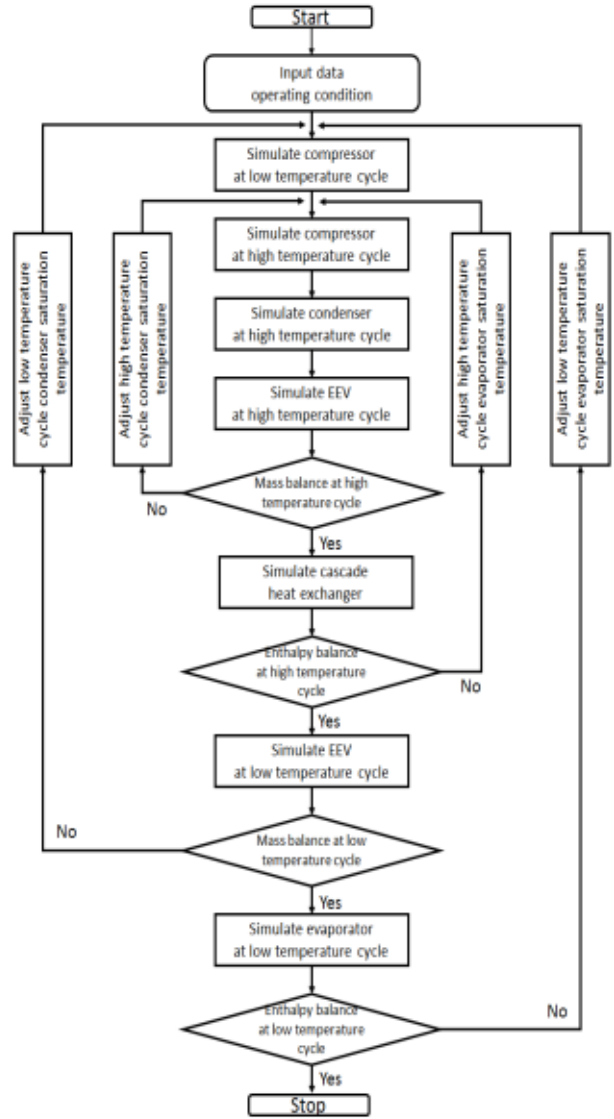


Fig. 2 Flow chart for R744-R717 cascade refrigeration system simulation.

• R717 Compressor⁽¹⁹⁾ :

$$\eta_{s,R717} = -0.00097R_p^2 - 0.01026R_p + 0.83955 \quad (3)$$

$$\eta_{v,R717} = -0.00076R_p^2 - 0.05080R_p + 1.03231 \quad (4)$$

R744-R717 캐스케이드 냉동시스템의 COP는 식(5)와 같이 표현되며 각단의 COP는 식(6)과 같이 계산된다.

$$COP_{Total} = \frac{Q_{E,R744}}{W_{R717} + W_{R744}} \quad (5)$$

$$COP_{R744} = \frac{Q_{E,R744}}{W_{R744}}, \quad COP_{R717} = \frac{Q_{E,R717}}{W_{R717}} \quad (6)$$

Table 3 Operating condition of R744-R717 cascade refrigeration system modeling

Parameter	Value		
	Fixed	Variable	
Case I	$T_{E,R744}, T_{C,R717}, \Delta T_{cas}$	$T_{C,R744}$	
Case II	$T_{E,R744}, T_{C,R717}, T_{E,R717}$	ΔT_{cas}	
Case III	$T_{E,R744}, T_{C,R717}, T_{C,R744}$	ΔT_{cas}	
Case IV	$T_{E,R744}, T_{C,R717}, T_{cas,mid}$	$T_{C,R744}, T_{E,R717}$	
Case V	$T_{C,R744}, T_{C,R717}, \Delta T_{cas}$	$T_{E,R744}$	
Case VI	$T_{E,R744}, T_{C,R744}, \Delta T_{cas}$	$T_{C,R717}$	
	$T_{E,Air} (^{\circ}C) = -15$		
	$T_{C,Air} (^{\circ}C) = 25$		

2.2 해석 조건

Table 3는 본 해석에 사용된 고단 및 저단 사이클에서 냉매의 응축온도와 증발온도, 공기온도를 나타내고 있으며 본 연구에서 우선 캐스케이드 열교환기의 작동온도 변화에 따른 성능변화를 파악하기 위해 $\Delta T_{cas} = 5^{\circ}C$ 로 일정하게 유지하고 작동조건에 따른 R744-R717 캐스케이드 냉동사이클의 성능을 고찰하였다. 또한 증발온도와 응축온도를 고정시키고 각각의 캐스케이드 열교환기 온도차 증가에 따른 성능을 예측하였으며 최적의 중간온도 조건에서 온도차에 따른 성능을 분석하였다. 또한 저단측 증발기와 고단측 응축기의 작동온도 변화에 따른 성능을 고찰하였으며, 기존 연구와 다르게 실제 운전사이클에 더욱 가깝게 해석하기 위하여 과열도와 과냉도를 고정시키지 않고 주어진 열교환기의 사양에서 운전조건에 따라 tube-by-tube method를 이용하여 수행하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 캐스케이드 열교환기 작동온도 변화에 따른 성능특성 고찰 (Case I)

Fig. 3은 고단의 응축온도와 저단의 증발온도가 각각 $35^{\circ}C$ 와 $-30^{\circ}C$, 캐스케이드 열교환기에서 온도차를 $5^{\circ}C$ 로 일정하게 유지시킨 후 캐스케이드 열교환기의 R744 응축온도가 $-10^{\circ}C$ 에서 $10^{\circ}C$ 로 증가함에 따른 각 단의 열교환기 용량과 압축기 일을 보여주고 있다. 캐스케이드 열교환기에서 R744 응축온도가 $20^{\circ}C$ 증가함에 따라 저단 사이클의 압축기 일은 54.1% 증가하는 반면 고단 사이클의 압축기 일은 46.3% 감소하는 것을 확인할 수 있다. 또한 R744 냉방용량은 9.2 kW 에서 7.5 kW 로 약 18.5% 감소하는 것으로 나타났으며 이는 저단 압축비

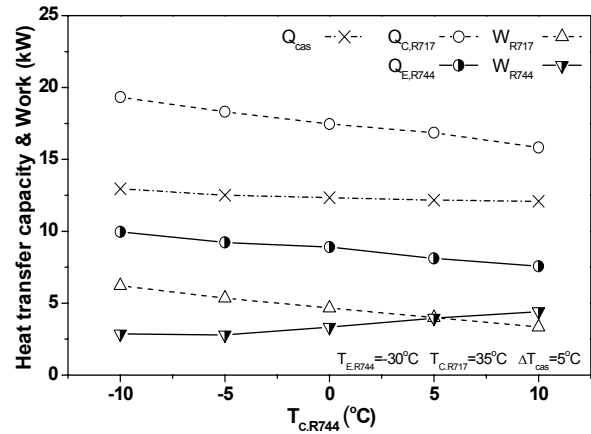


Fig. 3 Variations of heat transfer capacity and compressor work with the R744 condensing temperature(Case I).

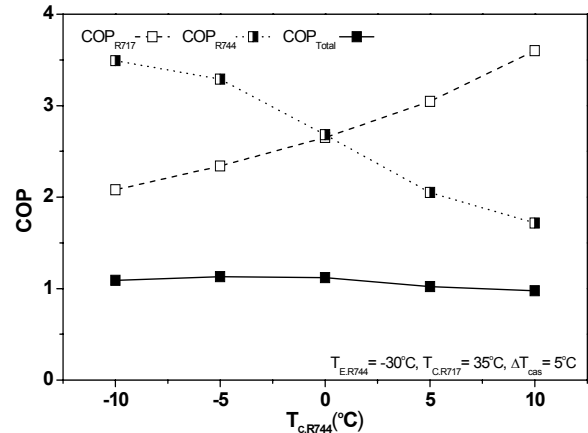


Fig. 4 Variation of COP with the R744 condensing temperature(Case I).

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 kW 에서 15.8 kW 로 약 13.6% 감소하는 것으로 나타났다. R744 응축온도가 증가함에 따라 캐스케이드 열교환기의 용량 또한 약 6.7% 감소하는 것으로 확인되었다.

Fig. 4는 Case I의 조건에서 R744-R717 캐스케이드 시스템의 고단, 저단 그리고 전체 COP의 변화를 보여주고 있다. 캐스케이드 응축온도가 $20^{\circ}C$ 증가함에 따라 고단 사이클(R717)의 COP는 2.08 에서 3.62 로 증가하는 반면, 저단 사이클(R744)의 COP는 3.49 에서 1.71 으로 크게 감소하는 경향을 보였다. 이는 저단 사이클의 압축기 일이 증가하는 반면 저단 사이클의 증발용량은 감소하

기 때문이다. 또한 캐스케이드 증발온도가 증가할수록 고단 사이클의 COP 증가는 고단 사이클의 압축비 감소로 인하여 압축기 일이 크게 감소하고 상대적으로 증발기 용량의 감소폭이 작기 때문이다. 전체 사이클의 COP는 낮은 R744 응축온도 조건에서 증가하다가 -5°C 부근에서 최대값을 가진 후 다시 감소하는 경향을 가진다. 이는 Fig. 3에서 나타난 바와 같이 저단 압축기 일은 증가하는 반면 고단 압축기 일은 감소하여 각 단의 압축기 일의 증감비율의 영향이 성능에 크게 미치지 때문이다. 본 연구에서 캐스케이드 열교환기의 온도차가 5°C 로 일정할 때 R744 응축온도가 -5°C 에서 전체 사이클의 최대 COP는 1.13으로 나타났다.

3.2 캐스케이드 열교환기의 고단 및 저단 작동온도 변화에 따른 성능특성 고찰 (Case II, III)

Fig. 5와 Fig. 6은 Case II와 Case III의 조건에서 각 열교환기의 열량과 각단의 압축기 일의 변화를 나타내고 있다. 캐스케이드 열교환기의 온도차가 5°C 에서 20°C 로 증가함에 따라 캐스케이드 열교환기의 열전달량은 Case II 조건에서 10.3% 증가하였으며, Case III 조건에서 약 4% 감소하는 경향을 보였으나 두 조건 모두 고단의 응축열량은 증가함을 보였다. 또한 조건별로 각 단의 압축비 증가로 인하여 각 압축기의 소요 동력이 지속적으로 증가하고 특히 저단 응축온도가 증가할 경우 냉매용량의 감소로 인하여 충분한 크기로 설계된 캐스케이드 열교환기에서 열전달량의 감소로 저단 사이클의 응축과정에서 과냉도가 충분히 확보되지 않아 저단사이클의 열전달량 역시 각각 3.8%, 2.4% 감소하는 것으로 해석되었다.

Fig. 7은 Case II, Case III의 조건에서 캐스케이드 시스템의 COP 변화를 보여주고 있다. 캐스케이드 열교환기의 온도차가 증가함에 따라 고단 COP의 경우 2.34에서 2.61으로 11.5% 증가하였으며, 저단 COP는 3.29에서 1.97으로 40.1% 감소하였는데, 이는 저단의 압축기 일의 증가와 증발열량의 감소에 기인한 것이다. 또한 시스템 전체의 COP는 증발열량의 감소와 고단 압축기 일의 감소량보다 저단 압축기 일의 증가량이 크게 나타나 약 1.13에서 0.91로 약 19.5% 감소하는 것으로 해석되었다. 한편 Case III의 조건에서는 캐스케이드 열교환기의 온도차가 증가함에 따라 고단 COP의 경우 2.3에서 1.51으로 34% 감소하였으며, 저단 COP는 3.2에서 3.26으로 1.8% 증가하는데, 이는 고단 압축기 일이 증가하는 반면 캐스케이드 열교환기의 열교환량이 감소하고 저단 압축기 일과 증발용량이 거의 일정하게 유지되기 때문이다. 시스템 전체의 COP는 저단 압축기 일과 증발열량이 유지되는 반면 고단 압축기 일의 증가량이 크게 나타나 1.13에서 0.84로 약 25.7%

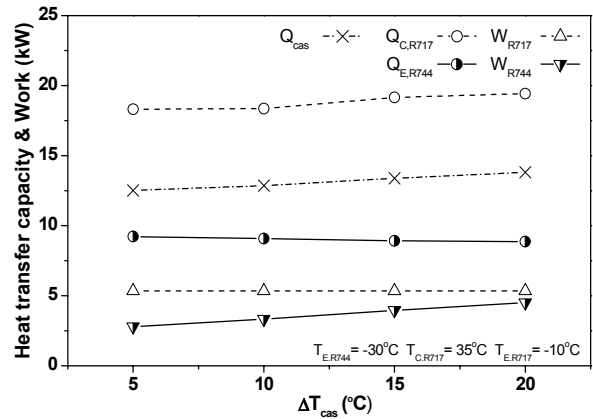


Fig. 5 Variations of heat transfer capacity and compressor work with the cascade temperature gap(Case II).

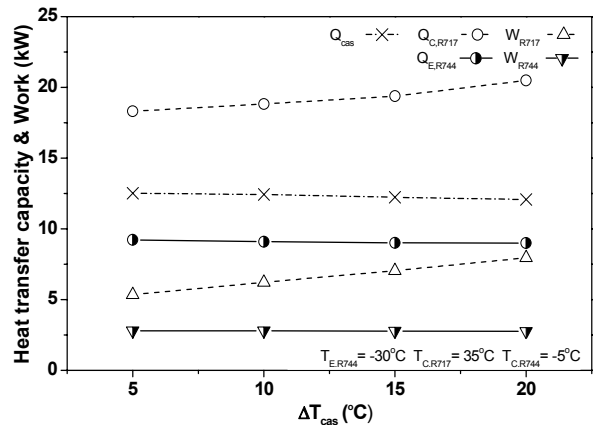


Fig. 6 Variations of heat transfer capacity and compressor work with the cascade temperature gap(Case III).

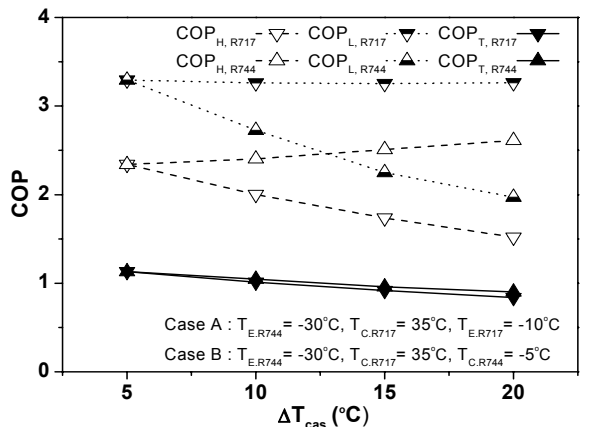


Fig. 7 Variation of COP with cascade temperature gap(Case II, Case III).

감소하는 것으로 해석되었다. 이는 저단 사이클의 작동 온도 변화에 비하여 성능의 변화폭이 6.2% 정도 큰 것으로 R744-R717 캐스케이드 냉동사이클의 성능은 고단인 R717사이클의 성능변화에 조금 더 민감한 것을 확인할 수 있었다.

3.3 캐스케이드 열교환기에서 온도차에 따른 성능특성 (Case IV)

Fig. 8는 고단 응축온도, 저단 증발온도를 일정하게 유지시킨 후 Case I에서 최대 COP를 나타낸 운전조건인 중간온도인 -7.5°C 를 기준으로 캐스케이드 열교환기에서 온도차를 증가시킴에 따른 각 열교환기의 열량과 압축기 일의 변화를 나타내고 있다. 캐스케이드 온도차가 증가함에 따라 캐스케이드 열교환기의 열전달량은 약 8.9% 증가하고 각 단의 압축비가 증가하여 고단과 저단 압축기의 일이 각각 8.1%와 15.5% 정도 증가하는 것으로 나타났다. 그리고 고단의 응축열량은 11.3% 증가하는 반면 저단 증발열량은 1.9% 감소하는 것으로 해석되었다. 캐스케이드 열교환기에서 온도차가 증가하면 각 단의 압축비의 증가로 각 사이클에 흐르는 냉매유량 감소효과가 나타나는 것으로 확인되었다.

Fig. 9은 Case IV에서 각 단의 COP와 전체 COP의 변화를 보여주고 있다. 캐스케이드 온도 15.1% 감소하는데 이는 고단과 저단 사이클에 적용된 냉매의 물성 차이로 R717의 경우 고단 압축기 일의 증가량보다 캐스케이드 열교환기의 열전달량이 크기 때문에 고단 COP는 감소폭이 작지만 R744의 경우 저단 압축기 일량은 증가함과 동시에 저단 증발기의 열전달량이 감소하기 때문이다. 본 연구에서 사이클 해석결과 캐스케이드 온도차가 3°C 일 때 최대 COP 1.17을 가지는 것으로 나타나 캐스케이드 열교환기의 온도차가 5°C 일 때에 비하여 약 4% 정도 향상되는 것으로 나타났다. 기존의 Lee et al.⁽²⁾의 해석적 연구에 의하면 최적의 R744 응축온도는 -6°C 에서 온도차가 3°C 로 본 연구와 동일한 결과를 보였지만 최대 COP의 경우 1.84로 본 연구의 결과와 다소 차이를 보였다. 이는 해석 시 사용된 식의 작동조건 차이에 기인한 것으로 판단된다.

3.4 저단 증발기의 작동온도에 따른 성능특성 (Case V)

Fig. 10은 Case V의 조건에서 각 열교환기의 열량과 압축기 일의 변화를 나타내고 있다. 저단 증발온도가 감소함에 따라 저단 압축비의 상승으로 인하여 저단 압축기 일은 2.8 kW에서 5.9 kW로 113.9% 증가하게 되지만 저단 사이클의 냉매유량 감소로 인하여 저단 사이클의 냉방용량 또한 9.2 kW에서 9.1 kW로 약

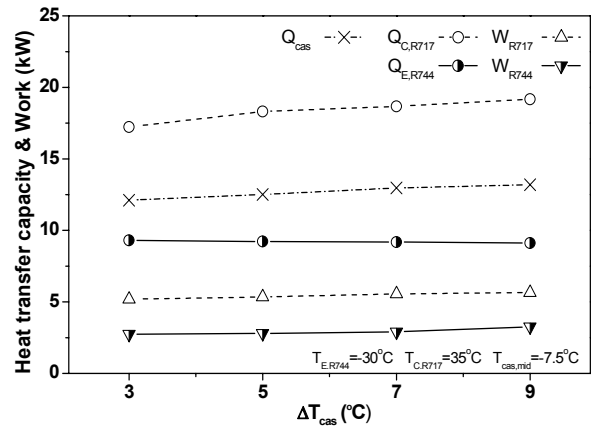


Fig. 8 Variations of heat transfer capacity and compressor work with the cascade difference temperature(Case IV).

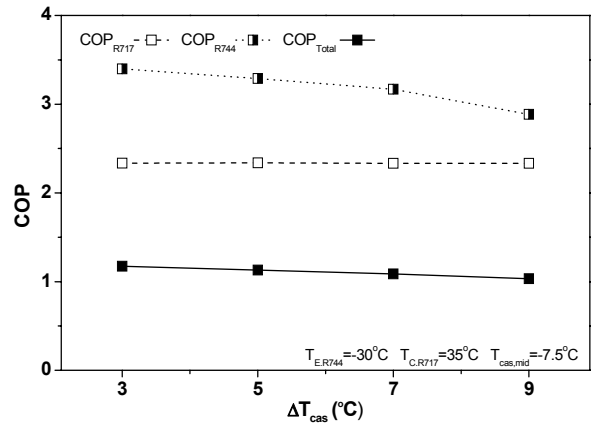


Fig. 9 Variation of COP with the cascade difference temperature(Case IV).

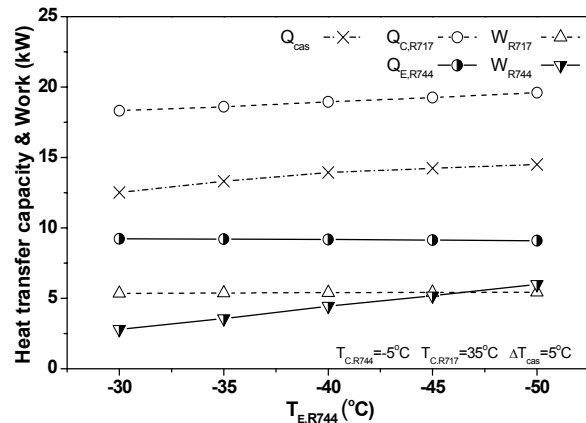


Fig. 10 Variations of heat transfer capacity and compressor work with the R744 evaporating temperature(Case V).

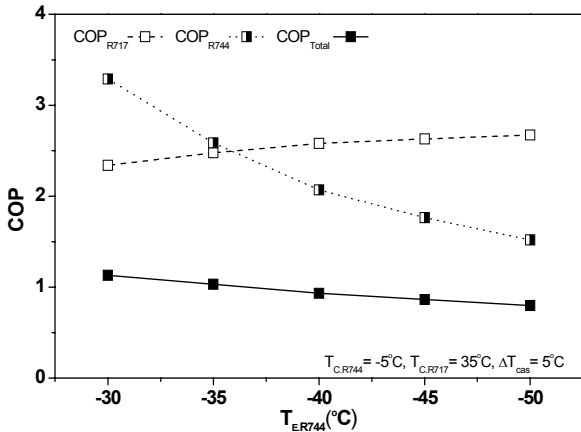


Fig. 11 Variation of COP with the R744 evaporating temperature(Case V).

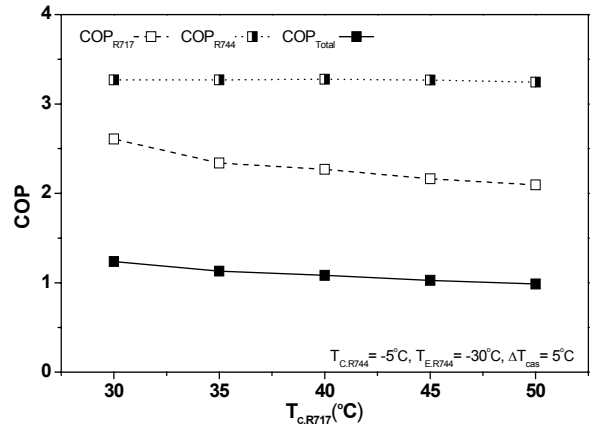


Fig. 13 Variation of COP with the R717 condensing temperature(Case VI).

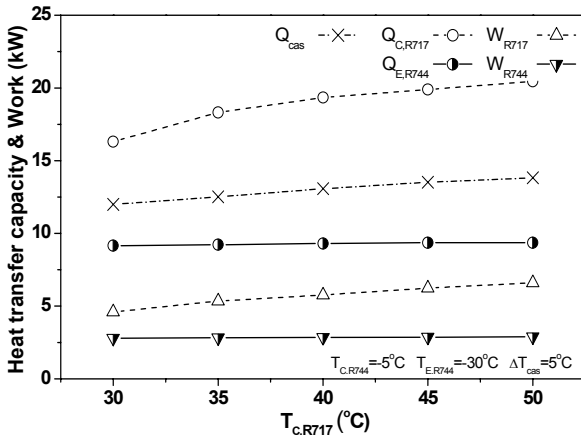


Fig. 12 Variations of heat transfer capacity and compressor work with the R717 condensing temperature(Case VI).

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 저단측 냉매의 온도 상승으로 캐스케이드 열교환기에서 열전달량이 약 15% 상승하는 것으로 나타났다. 반면, 고단 사이클의 압축기 일량이 거의 일정하기 때문에 고단 응축열량은 약 캐스케이드 열량의 증가에 비례하여 약 10.2% 증가하는 것으로 확인되었다.

Fig. 11는 Case V에서 시스템의 COP 변화를 보여주고 있다. 저단 증발온도가 -30°C에서 -50°C까지 감소함에 따라 캐스케이드 열교환기의 열전달량이 증가한 반면 고단 압축기 일이 거의 일정하였기 때문에 고단 COP는 2.34에서 2.67로 14.2% 증가하는 것으로 나타났으며, 반면 저단 COP는 저단 압축기 일의 증가와 저

단 증발기의 증발열량 감소로 인하여 3.29에서 1.52로 53.9%의 큰 감소량을 보였다. 또한 시스템 전체의 COP는 앞서 기술한 원인으로 성능계수가 1.13에서 0.79로 약 29.6% 감소하는 것으로 해석되었다. 이를 통하여 캐스케이드 냉동시스템의 저단 증발온도를 하강시킬 경우 시스템의 냉방용량 감소와 동시에 압축기의 전력부하가 크게 상승하여 운전효율이 감소하는 것으로 확인되었다.

3.5 고단 응축기의 작동온도에 따른 성능특성 (Case VI)

Fig. 12은 Case VI의 조건에서 각 열교환기의 열량과 각 단의 압축기 일 변화를 나타내고 있다. 고단 응축기의 작동온도가 증가할수록 고단측 압축비의 증가로 인하여 고단 압축기 일이 약 43.5% 증가함과 동시에 고단 사이클에 흐르는 냉매의 유량은 감소된다. 그러나 고단 응축온도가 증가할수록 응축기 출구에서의 과냉도가 증가하여 캐스케이드 열교환기의 증발과정 입구의 건도가 감소하여 캐스케이드 열교환기에서 열교환량이 약 15.3% 증가하는 것을 확인할 수 있었다. 또한 저단 사이클에 흐르는 작동유체의 질량유량 미소하게 증가하며 저단 압축기 일도 약 3% 증가하는 것으로 나타났으며, 저단 증발기의 냉방용량이 약 2.3% 증가하는 것으로 확인하였다.

Fig. 13는 Case VI에서 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 Fig. 12에서 설명하였듯이 캐스케이드 열교환기의 열교환량 증가보다 고단 압축기 일의 증가가 상대적으로 크게 나타났기 때문이다. 시스템 전체의 COP는 저단 증발기

의 냉방용량이 소폭 증가하였지만 저단 압축기 일과 고단 압축기 일의 증가량이 훨씬 높게 나타나 1.23에서 0.98로 약 20.3% 감소하는 것으로 해석되었다. 고단 응축온도를 상승시킴에 따라 캐스케이드 냉동시스템의 냉방용량은 소폭 증가시킬 수 있지만 고단 사이클의 압축기 일의 증가로 인하여 사이클 전체의 운전효율이 감소하는 것으로 확인되었다. R744-R717 캐스케이드 냉동사이클의 성능향상을 위해서는 각 단의 응축기 토출부에 충분한 과냉도를 확보하여야 하며 압축비의 증가로 인한 사이클내 작동유체의 질량유량 감소를 최소화 시키는 것이 중요함을 확인할 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 R744-R717 캐스케이드 냉동사이클 성능해석 모델을 개발하였으며 캐스케이드 열교환기에서 여러 가지 작동온도 변화에 따른 R744-R717 캐스케이드 냉동시스템의 각 단과 시스템의 전체의 성능 특성을 해석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 캐스케이드 작동온도가 증가할수록 캐스케이드 열교환기의 열전달량은 거의 일정하지만 고단 응축 열량과 저단 증발열량은 감소하는 것으로 나타났으며 전체 사이클의 COP는 증가하다가 감소하였다. 본 연구에서는 캐스케이드 열교환기에서 온도차가 5°C로 일정할 때 R744의 최적응축온도는 -5°C로 전체 시스템의 COP는 1.13으로 나타났다. 또한 캐스케이드 열교환기에서 중간온도 -7.5°C를 기준으로 캐스케이드 열교환기의 온도차를 증가할 경우 캐스케이드 온도차가 3°C 일 때 전체 사이클의 최대 COP 1.17을 가지는 것으로 예측되었다.
- (2) 캐스케이드 열교환기에서 R744 응축온도나 R717 증발온도를 고정시킨 조건에서 캐스케이드 열교환기의 온도차를 증가시킴에 따라 성능은 감소하는 것으로 나타났으며 R717사이클의 성능변화가 시스템 전체의 성능에 미치는 영향이 더 큰 것으로 나타났다.
- (3) R744 증발온도를 감소시킬 경우 저단 압축기 일이 증가하고 저단 증발열량이 감소하여 시스템 전체의 COP는 약 29.6% 감소하는 것으로 나타났으며, R717 응축온도를 증가시킬 경우 고단 응축기의 과냉도 증가로 인하여 저단 증발기의 냉방용량이 증가하였으나 고단 압축기 일의 증가량이 상대적으로 높아 시스템 전체의 성능계수는 약 20.3% 감소하는 것으로 나타났다. 따라서 R744-R717 캐스케이드 냉동시스템에서 증발온도의 변화가 사이클 성능 변화에 큰 영향을 미치는 것으로 확인하였다.

References

1. Rezayan, O. and Behbahaninia, A., 2011, Thermo-economic optimization and exergy analysis of CO_2/NH_3 cascade refrigeration systems, *Energy*, Vol. 36, pp. 888-895.
2. Lee, T. S., Liu C. H., and 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. 1100-1108.
3. Bhattacharyya, S., Mukhopadhyay S., Kumar A., Khurana R. K., and 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.
4. Dopazo, J. A. and Fernandez-Seara, J., 2011, Experimental evaluation 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.
5. Nicola, G. D., Polonara, F., Stryjek, R., and Arteconi, A., 2011, Performance of cascade cycles working with blends of CO_2 + natural refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 34, pp. 1436-1445.
6. Aminyavari, M., Najafi, B., Shirazi, A., and 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.
7. Getu, H. M. and Bansal, P. K., 2008, Thermodynamic analysis of an R744-R717 cascade refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 31, pp. 45-54.
8. Yun, R. and Cho, Y., 2010, Evaluation of the performance for the $CO_2 - NH_3$ cascade system and the two stage CO_2 systems, *Proceedings of the SAREK 2010 Summer Annual Conference*, 10-S-144.
9. 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.
10. EES : Engineering Equation Solver, 2006. fChart Software Inc.
11. Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass

- transfer in turbulent pipe and channel flow, International Chemical Engineering, Vol. 16, pp. 59-68.
12. Gungor, K. E. and 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.
 13. Churchill, S. W., 1977, Friction factor equation span all fluid flow regimes, Chemical Engineering, Vol. 7, pp. 91-92.
 14. Duttus, P. W. and Boelter, L. M. K., 1930, University of California Publications on Engineering, Vol. 2, No. 13, pp. 443-461.
 15. Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation, Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf, Vol. 3, pp. 309-313.
 16. Baik, Y. J., Chang, Y. S., and Kim, Y. I., 2000, Measurement of single and condensation heat transfer coefficients of ammonia in a horizontal tube, SAREK, Vol. 12, No. 6, pp. 561-569.
 17. Wang, C. C., Lee, W. S., and Shen, W. J., 2001, A comparative study of compact enhanced fin-and-tube heat exchangers, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 28, pp. 4282-4286.
 18. Petter, N., Filipo, D., Havard, R., and Arne, B., 2004, Measurements and experience on semi-hermetic CO2 compressors, Fifth International Conference on Compressors and Coolants, IIR, Slovak Republic.
 19. Stoecker, W. F., 1998, Industrial Refrigeration Handbook, McGraw Hill.