Journal of the Korea Academia-Industrial cooperation Society
Vol. 20, No. 7 pp. 353-362, 2019

https://doi.org/10.5762/KAIS.2019.20.7.353
ISSN 1975-4701 / eISSN 2288-4688

인터쿨러와 공랭식 응축기를 동시에 사용하는 냉방-냉동 겸용 캐스케이드 사이클에 대한 연구

김내현
인천대학교 기계공학과

A Study on the Cascade Hybrid Cooling/Refrigeration Cycle Equipped With Intercooler and Air-Cooled Condenser in Series

Nae-Hyun Kim
Department of Mechanical Engineering, Incheon National University

요 약 그간 캐스케이드 냉동 시스템에 대해서 열역학적 해석은 다수 수행되었으나 증발기, 응축기, 인터쿨러 등 부품 해석을 통한 시스템 평가는 미진한 상태이다. 본 연구에서는 냉방 및 냉동 열교환기가 별도로 장착되어 있고 하부 사이클에 공랭식 응축기와 인터쿨러가 직렬로 연결되어 있는 캐스케이드 냉동 사이클에 대해 성능 해석을 수행하였다. 우선 증발기, 응축기, 인터쿨러 등 요소부품에 대해 모델링을 수행하고 R-410A를 사용하는 냉방 능력 8 kW, 냉동 능력 15 kW의 캐스케이드 냉동 사이클의 요소 부품의 - 상부 응축기, 하부 응축기, 냉방 증발기, 냉동 증발기, 인터쿨러, 압축기, 전자팽창변 - 설계를 수행하였다. 설계 사양에 대하여 외기 온도를 26°C에서 38°C로 변화시키며 해석을 수행한 결과 냉각 열량은 하부 증발기에서는 거의 일정하고 상부 증발기에서는 9% 감소, 인터쿨러에서는 63% 증가하였다. 한편 COP는 외기 온도의 증가에 따라 감소하였다. 인터쿨러가 작동하지 않는 사이클 대비 인터쿨러 사이클이 COP 측면에서 우위를 보였다. 또한 상부 응축기의 크기를 당초 설계치의 2배 증가시키면 하부 증발기 열량은 변함이 없는 반면 상부 증발기 열량은 4% 증가하였다. 한편 상부 응축기의 크기 증가에 따라 상부 사이클의 COP는 증가하는 반면 하부 사이클의 COP는 큰 변화가 없다. 또한 하부 응축기 크기를 2.8배 증가시키면 상하부 증발기의 열량 변화는 거의 없고 인터쿨러의 열량만이 8% 감소하였다. 아울러 하부 사이클의 COP는 응축기의 크기가 증가함에 따라 다소 증가하였으나 상부 사이클의 경우는 그 변화가 미미하였다.

Abstract Thermodynamic analysis of cascade refrigeration systems has attracted considerable research attention. On the other hand, a system evaluation based on thermodynamic analyses of the individual parts, including the evaporator, condenser, intercooler, expansion valve, etc., has received less attention. In this study, performance analysis was conducted on a cascade refrigeration system, which has an individual cooling and refrigeration evaporator, and equips the intercooler and air-cooled condenser in a series in a lower cycle. The thermo-fluid design was then performed on the major components of the system - upper condenser, lower condenser, cooling evaporator, refrigeration evaporator, intercooler, compressor, electronic expansion valve - of 15 kW refrigeration, and 8 kW cooling capacity using R-410A. A series of simulations were conducted on the designed system. The change in outdoor temperature from 26 C to 38 C resulted in the cooling capacity of the lower evaporator remaining approximately the same, whereas it decreased by 9% at the upper evaporator and by 63% at the intercooler. The COP decreased with increasing outdoor temperature. In addition, the COP of the cycle with the intercooler operation was higher that of the cycle without the intercooler operation. Furthermore, the increase in the upper condenser size by two fold increased the upper evaporator by 4%. On the other hand, the lower evaporator capacity remained the same. The COP of the upper cycle increased with increasing upper condenser size, whereas that of the lower cycle remained almost the same. When the size of the lower condenser was increased 2.8 fold, the intercooler capacity increased by 8%, whereas those of upper and the lower evaporator remained approximately the same. Furthermore, the COP of the lower cycle increased with an increase in the lower condenser. On the other hand, the change of the upper condenser was minimal.

Keywords : Cascade Refrigeration, Intercooler, Cooling, Refrigeration, Hybrid

*Corresponding Author : Nae-Hyun Kim(Incheon National Univ.)
email: knh0001@incheon.ac.kr
Received March 25, 2019 Revised May 10, 2019
Accepted July 5, 2019 Published July 31, 2019

1. 서론

대형 냉동 창고나 대형 할인 마트와 같은 냉동 냉장 설비에는 저온 식품을 보관하기 위해 저온용 냉동 시스템이 필요하다. 이러한 냉동 시스템에는 여러 대의 압축기를 이용하여 증발 압력에서 응축 압력까지 냉매 압력을 단계적으로 올리는 다단 증기 압축식 냉동 사이클이 주로 사용되어 왔다. 그러나 다단 증기 압축식 냉동 장치는 주로 단일 냉매를 사용하기 때문에 보다 낮은 저온을 얻는데는 한계가 있다. 또한, 높은 압축비로 인하여 압축기 소비 동력이 크게 된다. 이러한 이유로 저온용 냉동 시스템으로는 독립된 2개의 사이클을 구성하고 사이클 간에 서로 열교환하여 저온을 얻는 캐스케이드 냉동 사이클을 주로 사용하고 있다. Fig. 1에 캐스케이드 냉동 사이클의 개략도를 나타내었다. 여기서는 상부 고온 사이클의 증발기와 하부 저온 사이클의 응축기가 하나의 열교환기(인터쿨러)를 구성하여 열교환을 수행한다.

지금까지의 저온 캐스케이드 냉동 시스템에 대한 연구들을 살펴보면 Bansal and Jain[1]은 저온부에 R744를, 고온부에 ethanol, R717, R1270, R290, R404A 등을 적용한 캐스케이드 냉동 사이클에 대한 성능을 열역학적으로 분석하였고 Nicola et al.[2]은 고온 사이클에 R717을 적용하고 저온 사이클에 R744와 HFC계의 혼합 냉매를 적용한 캐스케이드 냉동 사이클에서 내부 열교환기의 부착 여부에 따른 엑서지 손실을 평가하였다. 한편

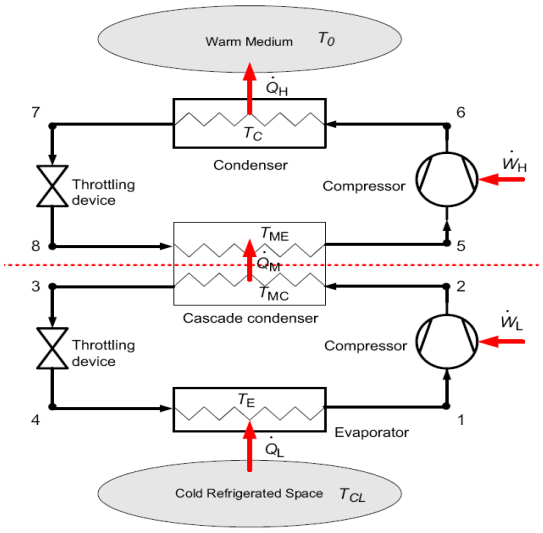

Fig. 1. Schematic drawing of the cascade refrigeration system

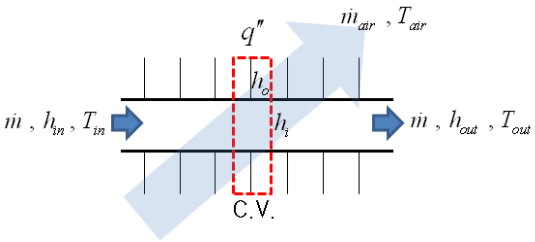

Fig. 2. Schematic drawing showing the control volume of the refrigeration condenser or evaporator

Lee et al.[3]은 R744/R717 캐스케이드 냉동시스템에 대해 열역학적 모델링을 통하여 엑서지를 분석하였다. 이러한 종래의 연구는 주로 캐스케이드 냉동 시스템에 대해 열역학적 해석을 수행하였고 증발기, 응축기, 인터쿨러 등 부품 해석을 통한 시스템 평가는 아직 미진한 상태이다. 따라서 본 연구에서는 캐스케이드 냉동 사이클 중에서도 공랭식 응축기와 인터쿨러가 직렬로 연결되어 있는 캐스케이드 냉동 사이클의 성능 해석을 수행하였다. 우선 증발기, 응축기, 인터쿨러 등 요소 부품에 대해 모델링을 수행하고 이들의 크기 및 외기 온도 등이 사이클 성능에 미치는 영향을 평가하였다.

2. 요소 부품 해석

2.1 공랭식 증발기

공랭식 증발기에서 냉매측은 2상, 드라이아웃, 기상으로 연속적으로 변화하기 때문에 이를 적절히 모사하기 위해서는 열교환기를 미소 체적으로 나누고 각 요소에서 유동, 열전달, 물질전달 등을 해석할 필요가 있다. Fig. 2에 증발기의 미소체적 개략도를 나타내었다. 증발기의 경우 휜 표면은 표면 온도에 따라 건표면과 습표면이 혼재할 수 있다. 즉, 표면 온도가 주위 공기의 노점 온도보다 낮으면 결로수로 젖게 되는 습표면이 형성되고 노점 온도보다 높으면 건표면이 형성된다. 미소 체적 해석의 장점은 건표면과 습표면을 구분하여 해석 할 수 있다는 점이다. 미소체적의 경우 혼합-혼합 직교류에 해당되므로 이 때의 $\varepsilon - NTU$ 식은 다음과 같다. 여기서 유용도 ε 과 NTU 는 건표면과 습표면에 따라 다음과 같이 다르게 정의된다.

$$\varepsilon = \left[\frac{1}{1-\exp(NTU)} + \frac{C}{1-\exp(-NTU*C)} - \frac{1}{NTU} \right] \quad (1)$$

$$\varepsilon = \frac{Q}{(mC_p)_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad , \quad NTU = \frac{UA}{(mC_p)_{\min}} \quad ,$$

$$C = \frac{(mC_p)_{\min}}{(mC_p)_{\max}} \quad : \text{(건표면)}$$

$$\varepsilon = \frac{Q}{m(h_{h,i} - h_{c,i})} \quad , \quad NTU = \frac{UA}{(m)_{\min}} \quad ,$$

$$C = \frac{(m)_{\min}}{(m)_{\max}} \quad : \text{(습표면)}$$

여기서 Q는 전열량, h는 엔탈피, m은 유량, C_p는 비열이다. 습표면의 경우 전체 열저항은 다음 식으로 표현된다. 건표면의 경우는 다음 절에서 다루어질 응축기 해석과 동일하다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{b_r}{h_i A_i} + \frac{b_p t}{k_p A_{pm}} + \frac{b_{w,m}}{\eta_w h_{o,w} A_o} \qquad (2)$$

여기서 h_i는 냉매측 열전달계수, $h_{o,w}$는 공기측 열전달계수, η_w는 습표면 핀 효율, b_r은 냉매 온도에서 포화 엔탈피의 기울기, b_p는 관벽 평균 온도에서 포화 엔탈피의 기울기, $b_{w,m}$은 액막 온도에서 포화 엔탈피의 기울기이다.

증발기에서 냉매는 팽창 장치를 지나 건도 0.1~0.2로 유입되고 증발하여 과열 증기 상태로 유출된다. 또한 2상 열전달계수는 건도 0.7~0.8에서 dryout이 발생하면 감소하는 경향 (liquid deficient region)을 보인다. 따라서 냉매측 열전달은 2상 영역과 단상 영역 그리고 liquid deficient region에 대해 별도로 고려하여야 한다. 본 연구에서는 냉매의 증발 열전달에 널리 사용되는 Shah[4] 상관식을 사용하였다. 하지만 Shah 상관식은 liquid deficient region 까지 확장될 수는 없다. 따라서 증기 영역과 이상 영역의 열전달계수의 불연속성을 해소하기 위하여 건도 0.9〈x〈1.0 영역에서는 단상과 2상 열전달계수를 선형화하여 구하였다. 단상 영역의 상관식으로는 잘 알려진 Dittus-Boelter 상관식[5]을 사용하였다. 한편 관 내를 흐르는 냉매는 마찰 손실에 의하여 압력이 변하게 되고 따라서 포화 온도도 변하게 된다. 관내의 압력 손실은 Friedel[6] 상관식을 사용하여 구하였다. 한편 공기 측 열전달계수는Gray and Webb[7]의 평판 핀 상관식을 사용하여 구하였다.

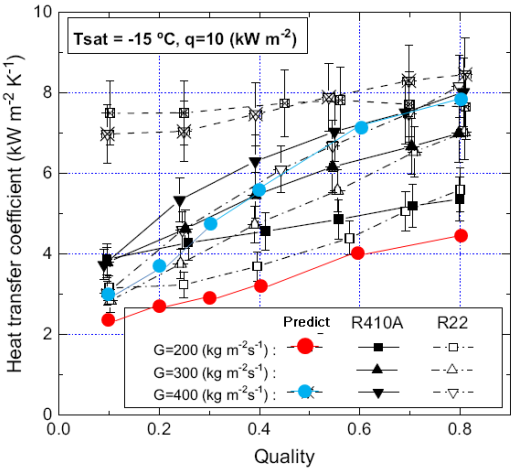

Fig. 3. Heat transfer coefficient of Park and Hrnjak[8] data predicted by the present model

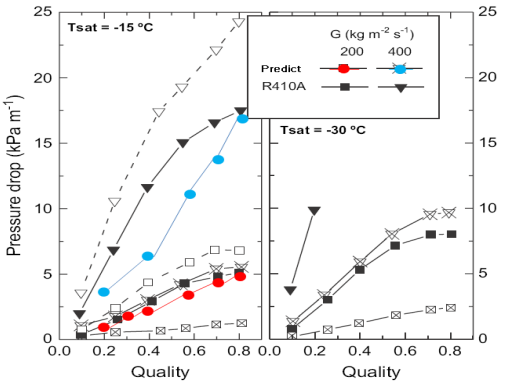

Fig. 4. Pressure drops of Park and Hrnjak[8] data predicted by the present model

Fig. 3에 본 해석 프로그램의 증발 열전달 계수 예측치를, Fig. 4에 압력 손실 예측치을 Park and Hrnjak[8]의 실험값과 비교하였다. 증발열전달계수는 3~33%, 압력손실은 3~45%의 오차로 예측되는 것으로 나타났다.

열교환기 내에 냉매 봉입량을 계산하기 위해서는 기공율을 추정할 필요가 있다. Rice[9]는 기공율 상관식을 (1) Homogeneous 상관식, (2) Slip-ratio 상관식 , (3) X_{tt} 상관식, (4) 질량 유속 상관식으로 분류하였다. 본 연구에서는 Slip-ratio 상관식인 Premoli et al.[10]의 상관식을 적용하였다. 미소 체적 내의 기체의 질량과 액체의 질량은 식 (3), (4)로 나타낼 수 있으며, 냉매 유동 방향에 따라 순차적으로 계산하여 열교환기 내 냉매 봉입

량을 구할 수 있다.

$$m_g = \rho_v A_c \alpha \triangle L \quad (3)$$

$$m_f = \rho_v A_c (1-\alpha) \triangle L \quad (4)$$

여기서 α는 기공율이고 A_c는 유동 단면적이다.

2.2 공랭식 응축기

공랭식 응축기 해석은 건표면이 형성되고 관 내에서 냉매의 응축이 일어난다는 것을 제외하고는 증발기와 동일하다. 따라서 식 (1) 중 건표면의 $\varepsilon - NTU$ 식을 사용하고 다음과 같이 표현되는 열저항 식을 사용하였다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta h_0 A_0} + \frac{t}{kA_m} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (5)$$

한편 응축 열전달계수로는 Shah[11] 상관식을 사용하였다. Fig. 5와 6에 본 해석 프로그램으로 도출된 R-410A 응축열전달계수와 압력 손실 계측치를 Anowar et al.[12] 실험값 (그림 내의 삼각형)과의 비교하였다. 실험 데이터를 ±10% 내에서 적절히 예측함을 보여준다.

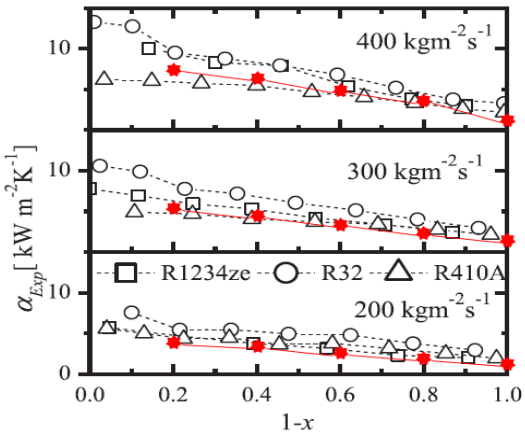

Fig. 5. Heat transfer coefficient of Anowar et al.[12] data predicted by the present model

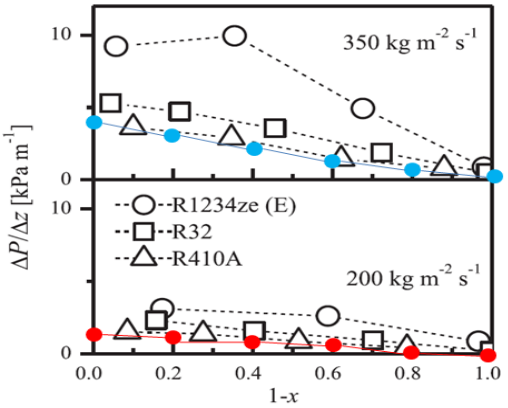

Fig. 6. Pressure drops of Anowar et al.[12] data predicted by the present model

2.3 인터쿨러

인터쿨러는 동심관 열교환기로 관 내측에는 공랭식 응축기 출구에서 공급된 2상 또는 과냉 상태의 고압, 고온의 냉매가 흐르고 관 외측에는 증발기 입구로 부터의 저압, 저온의 냉매가 공급된다. Fig. 7에 인터쿨러를 해석하기 위한 미소체적에 대한 개략도를 나타내었다. 두 냉매는 평행류로 흐르며 관내측 열전달계수는 2상일 때 Shah 응축 상관식[11]을 사용하였으며 단상일 때 Dittus-Boelter 상관식[5]을 사용하였다. 관 외측 열전달계수는 2상일 때 Shah 증발 상관식[5]을 사용하였으며 단상일 때 역시 Dittus-Boelter 상관식[4]을 사용하였다.

2.4 압축기

압축기 해석은 등 엔트로피 효율을 고려하여 해석하였다. 이 때 압축 후의 엔탈피는 식 (6)으로 나타낼 수 있으며 압축 일은 식 (7)로 나타내진다.

$$W = m_r (h_2 - h_1) \quad (6)$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2,isen} - h_1}{\eta_{isen}} \quad (7)$$

여기서 하첨자 1, 2는 압축기 입구와 출구를 나타내며 η_{isen}은 등 엔트로피 효율로서 0.8로 일정하다고 가정하였다. 압축기에 대한 해석 모델은 Fischer and Rice[13]가 제안한 압축기 성능곡선을 이용한 map-based 모델을 기본으로 하였으며 이 때 질량유량의 관계식은 식 (8)과 같다.

$$m_{map} = \alpha_1 + \alpha_2 T_e + \alpha_3 T_c + \alpha_4 T_e T_c + \alpha_5 T_e^2 + \alpha_6 T_c^2 + \alpha_7 T_e^2 T_c + \alpha_8 T_e T_c^2 + \alpha_9 T_e^3 + \alpha_{10} T_c^3 \quad (8)$$

한편 압축기 입구 과열도가 변하는 경우 압축기 유량에 대한 보정이 요구된다. 본 연구에서는 Dibiri and Rice [14]의 과열도 보정 관계식을 적용하였으며 식 (9)와 같다.

$$m_r = (0.75\frac{v_{map}}{v_{act}} + 0.25)m_{map} \quad (9)$$

여기서 v_{map} 압축기 성능 곡선 작성시 형성된 과열도에서의 비체적이고 v_{act}는 실제 과열도에서의 비체적이다. 압축기는 인버터로 작동되는데 인버터에 대한 모델링은 L사의 사내 자료를 사용하였다[15].

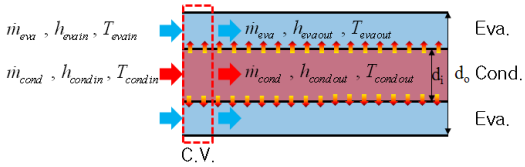

Fig. 7. Schematic drawing showing the control volume of the intercooler

2.5 팽창 장치

팽창 장치는 냉매의 압력을 원하는 증발 압력으로 떨어뜨리는 기능과 냉매의 유량을 조절하는 기능을 수행한다. 여기서는 부하 응답성이 우수한 전자팽창변 (EEV)을 사용하였다. EEV 유량은 식 (11)의 Park et al.[16] 상관식을 사용하여 예측하였다. 여기서 C_d는 보정계수로 6개의 무차원 변수로 구성되어 있다.

$$m_r = C_d(\frac{\pi D^2}{4})\sqrt{2\rho_f(P_{in} - P_d)} \quad (10)$$

3. 사이클 해석

Fig. 8에 인터쿨러가 포함된 캐스케이드 사이클의 개략도를 나타내었다. 본 사이클은 2개의 다른 온도의 냉각 부하 (냉동 및 냉장)를 감당하도록 개발되었다. 증발부 2곳은 하부 (C8) 사이클과 상부 (C7) 사이클에 별도로 구성된다. 따라서 상부 사이클은 인터쿨러와 공랭식 증발기가 병렬로 구성되어 있다. 또한 넓은 범위의 냉각 부하를 조절하기 위하여 하부 사이클에서 공랭식 응축기와 인터쿨러를 직렬로 연결하여 응축부를 구성하였다. 즉, 필요에 따라 인터쿨러를 단속 운전하여 부하를 조절허도록 하였다.

캐스케이드 사이클 해석을 위하여 Table 1과와 같은 초기 조건을 만족하는 증발기, 응축기, 인터쿨러 설계를 수행하였다. 즉, 응축 온도 45°C, 하부 사이클 증발 온도 -10°C, 상부 사이클 증발 온도 5°C, 과열도 및 과냉도는 5°C를 가지는 열교환기를 상기 요소 부품 해석을 통하여 설계하였다. 열교환기의 미소 체적의 크기는 냉매 흐름 방향으로 핀 피치(1.1mm)를 하나의 검사체적으로 선정하였다. 또한 열교환기의 열수는 1열로 가정하였으며 열교환기에 분배기를 사용한 것으로 가정하여 적절한 관내측 질량유속을 고려하여 계산하였다. 이 때 인터쿨러의 용량은 하부 사이클이 과냉도 5°C로 단독 운전 되었을 때 산정되는 공랭식 응축기 열량의 40%를 담당하도록 설계되었다. Fig. 9에 캐스케이드 사이클 해석에 대한 flow chart를 나타내었다. 해석 절차는 다음과 같다.

1) 두 사이클의 증발, 응축온도, 과열도를 가정한 다.
2) 가정한 증발, 응축온도를 가지고 하부 사이클과 상부 사이클의 유량을 가계산한다.
3) 하부 응축기 해석을 수행한다 (하부 과냉도 계산).
4) 응축기 후단의 인터쿨러 해석을 수행한다. 해석시 인터쿨러 증발부 입구 건도 및 유량을 가정한다.
5) 응축 압력을 변화시켜 하부 인터쿨러 출구 과냉도를 목표 값에 수렴시킨다 .
6) 증발기 해석을 수행한다 (하부 과열도 계산).
7) 유량을 변화시켜 인터쿨러 증발부 출구 과열도를 5°C를 맞춘다.
8) 상부 사이클의 공랭식 응축기를 해석한다 (상부 과냉도 계산).
9) 응축 압력을 변화시켜 공랭식 응축기 출구 과냉도를 목표 값에 수렴시킨다.
10) 상부 사이클 증발기 해석을 수행한다 (상부 과열도 계산).
11) 상부 사이클 응축 압력이 변화함에 따라 C8 사이클 증발기 및 인터쿨러 입구 건도가 변화하였음으로 이를 수렴시키기 위하여 4~10번 과정을 반복 수행한다.

상기 절차를 사용하여 냉각열량 15kW인 상부 사이클과 냉각열량 8kW인 하부 사이클로 구성된 캐스케이드 시스템의 기초 설계를 수행하였고 그 결과를 Table 2에 나타내었다.

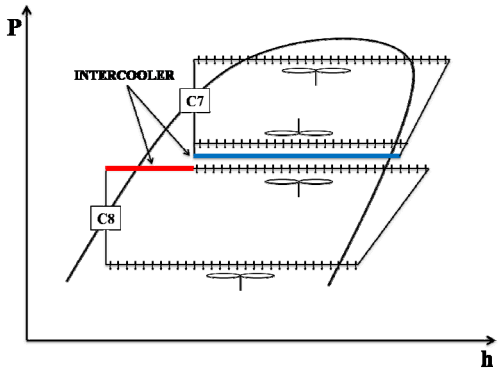

Fig. 8. Cascade cycle of this study

Table 1. Air and refrigerant temperatures used for the design of the refrigeration components.

Spec.	Temperature
Indoor temp.	27.0°C/19.5°C
Outdoor temp.	35.0°C/24.0°C
T_{sub}	5°C
T_{sup}	5°C
$T_{c,C8}$	45°C
$T_{e,C8}$	-10°C
$T_{c,C8}$	45°C
$T_{e,C7}$	5°C

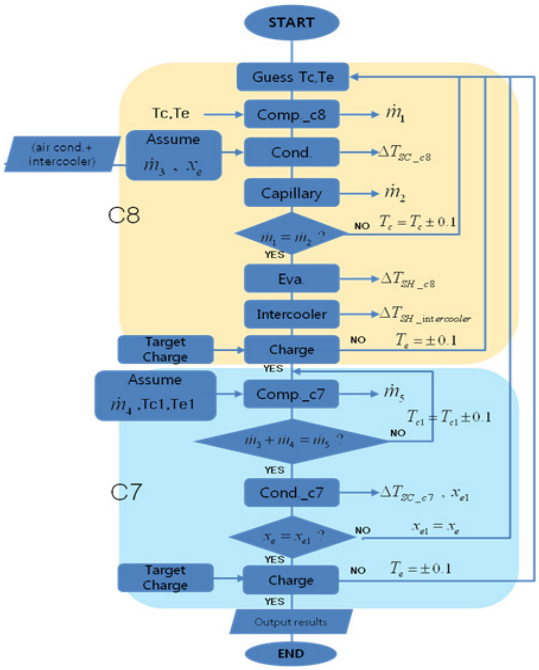

Fig. 9. Flow chart of the present cascade system

Table 2. Preliminary design specification of the cascade refrigeration system having 15kW and 8 kW cooling capacity at upper and lower cycle

Cycle	Parts	Specifications
Lower	Eva.	fin-tube, length 15.38 m, O.D. 10.02 mm, I.D. 9.7 mm, fin pitch 1.1 mm, fin thickness 0.1 mm, tube pitch 18 mm, 1 row
	Cond.	fin-tube, length 114.5 m, O.D. 10.02 mm, I.D. 9.7 mm, fin pitch 1.1 mm, fin thickness 0.1 mm, tube pitch 18 mm, 1 row
	Comp.	Scroll, R-410a
	Exp.	I.D. 3.0 mm

Cycle	Parts	Specifications
Upper	Eva.	fin-tube, length 17.8 m, O.D. 10.02 mm, I.D. 9.7 mm, fin pitch 1.1 mm, fin thickness 0.1 mm, tube pitch 18 mm, 1 row
	Cond.	fin-tube, length 121.7 m, O.D. 10.02 mm, I.D. 9.7 mm, fin pitch 1.1 mm, fin thickness 0.1 mm, tube pitch 18 mm, 1 row
	Comp.	Scroll, R-410a
	Exp.	I.D. 3.0 mm
	Intercooler	double pipe H-X, parllel flow, length 1.94 m, O.D. 15.88 mm, 10.02 mm,

4. 사이클 해석 결과

4.1 외기 온도 변화

본 연구의 캐스케이드 사이클의 외기 온도변화에 따른 해석 결과를 Fig. 9-12에 나타내었다. Fig. 10에 증발기와 인터쿨러 열량을 외기온도 변화에 따라 나타내었다. 외기 온도가 26°C에서 38°C로 변화하는 동안 냉각 열량은 하부 증발기에서는 거의 일정하고 상부 증발기에서는 9% 감소, 인터쿨러에서는 63% 증가하였다. 상부 사이클에서는 외기온도가 증가하면 응축온도가 올라가고 증발엔탈피는 감소한다. 이를 만회하기 위해서는 냉매 유량이 증가하여야 하는데 이는 압축기에 장착된 인버터에 의해

가능하다. 이는 Fig. 11에 나타난 소비 동력으로부터도 확인할 수 있는데 냉매 유량 증가에 의하여 상부 사이클의 소비 동력이 급격히 증가함을 보인다.

Fig. 12에는 COP를 나타내었다. 일반적으로 외기온도가 올라가면 COP는 감소한다. 하지만 하부 사이클의 경우 인터쿨러 작동 시 COP 감소폭이 줄어들었다. 이는 공랭식 응축기의 역할을 외기 온도의 영향이 없는 인터쿨러가 대신하면서 나타나는 경향으로 보인다. 그러나 상부 사이클의 경우는 반대로 외기온도가 증가함에 따라 COP 감소폭은 커짐을 보인다. 전반적으로 시스템 전체의 COP는 인터쿨러 사이클이 입터쿨러를 작동하지 않은 경우에 비하여 우위를 보인다.

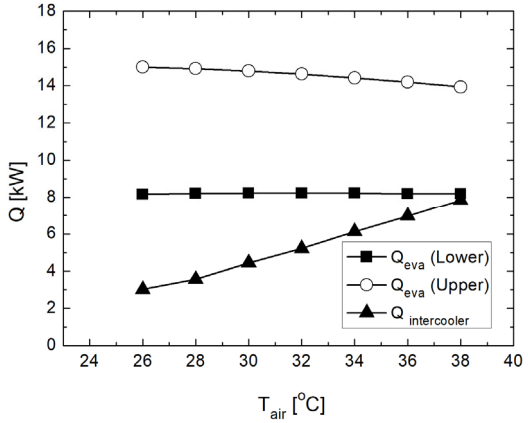

Fig. 10. Cooling capacity of the upper and lower cycle at different outdoor temperature

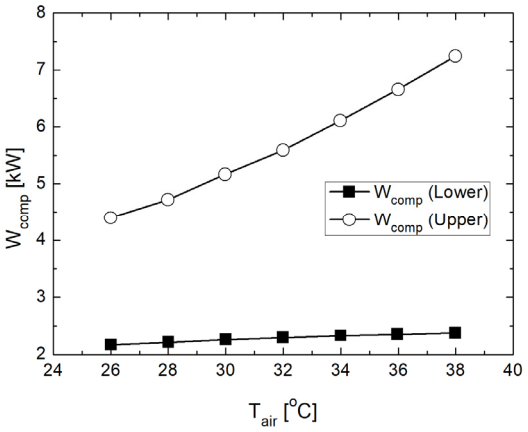

Fig. 11. Power consumption of the upper and lower cycle at different outdoor temperature

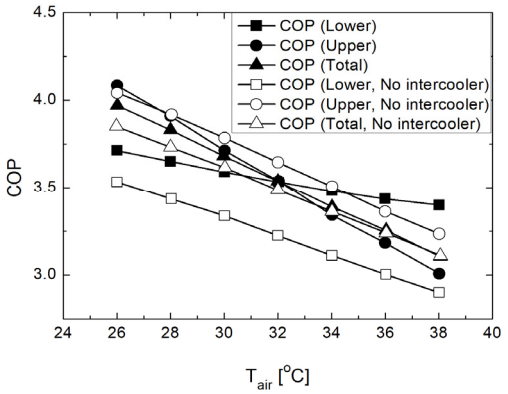

Fig. 12. COP of the upper and lower cycle at different outdoor temperature

4.2 상부 사이클 공랭식 응축기 크기 변화

Fig. 13에 상부 사이클 응축기 크기 변화에 따른 증발기 열량 변화를 나타내었다. 응축기의 크기가 당초 설계치의 2배 증가하는 동안 하부 사이클의 증발기 열량은 일정하였고 상부 사이클의 경우는 4% 증가하였다. 또한 이 증가량은 인터쿨러에서의 열량 증가 때문으로 나타났다. 한편 상부 사이클의 증발기 열량은 인터쿨러 유무에 관계없이 유사하였다.

Fig. 14에는 압축기 소비동력을 나타내었다. 상부 사이클의 경우 응축기의 크기가 증가함에 따라 응축온도가 감소하고 따라서 압축기 소비 동력은 증가한다. 반면에 하부 사이클에서는 소비 동력이 응축기의 크기와 관계없이 일정한 값을 보여준다. Fig. 15에 COP의 변화를 나타내었다. 상부 사이클의 응축기 크기가 증가함에 따라 상부 사이클의 COP는 증가하는 경향을 보이는데 이러한 경향은 인터쿨러가 없더라도 동일하다. 반면 하부 사이클의 COP는 변화가 없음을 보여준다.

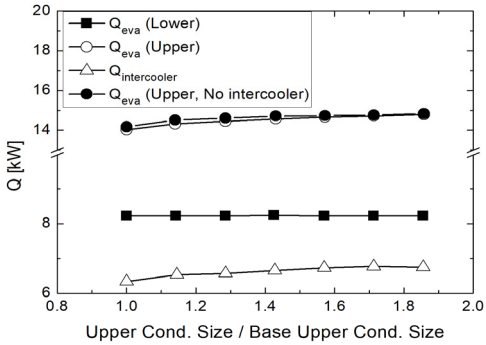

Fig. 13. Cooling capacity of the upper and lower cycle with the increase of upper condenser size

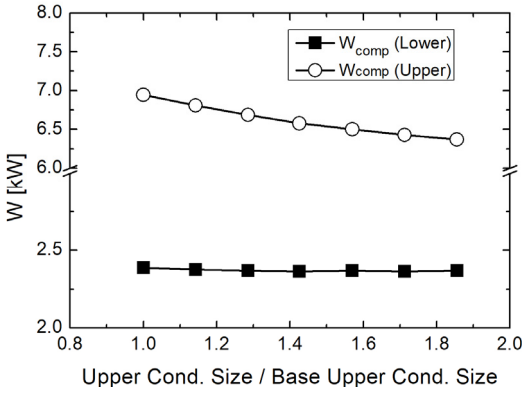

Fig. 14. Power consumption of the upper and lower cycle with the increase of upper condenser size

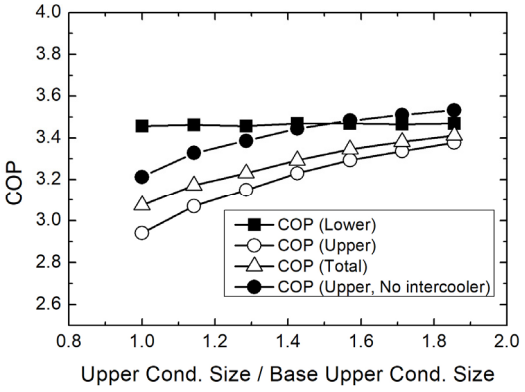

Fig. 15. COP of the upper and lower cycle with the increase of upper condenser size

4.3 하부 사이클 공랭식 응축기 크기 변화

Fig. 16에 하부 사이클 공랭식 응축기 크기 변화에 따른 증발기 열량 변화를 나타내었다. 응축기 크기가 2.8배 증가하는 동안 상하부 사이클 증발기의 열량변화는 거의 없고 인터쿨러의 열량만이 8% 감소하였다. Fig. 17에는 압축기 소비동력을 나타내었다. 공랭식 응축기 크기가 증가함에 따라 하부 사이클은 2% 감소, 상부 사이클은 거의 변화가 없는 것으로 나타났다. Fig. 18에는 COP 변화를 나타내었다. 인터쿨러가 작동하지 않을 경우 하부 사이클의 COP는 응축기의 크기 증가에 따라 다소 증가하였으나 상부 사이클의 경우는 그 변화가 미미함을 보여준다.

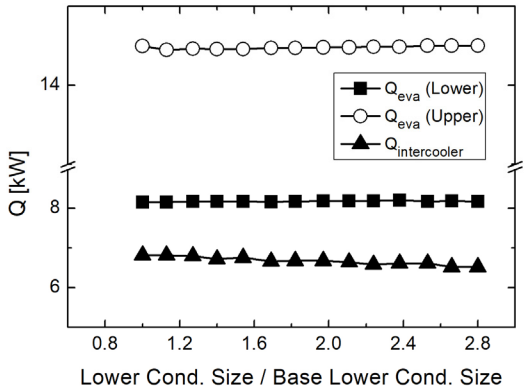

Fig. 16. Cooling capacity of the upper and lower cycle with the increase of the lower condenser size

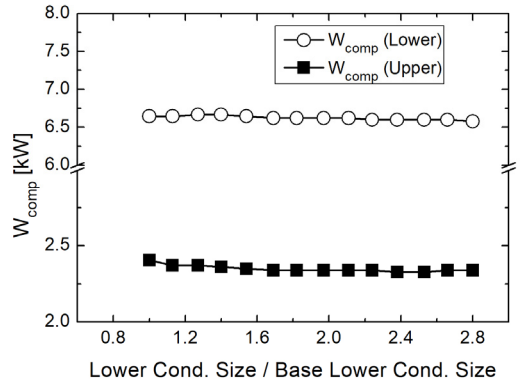

Fig. 17. Power consumption of the upper and lower cycle with the increase of the lower condenser size

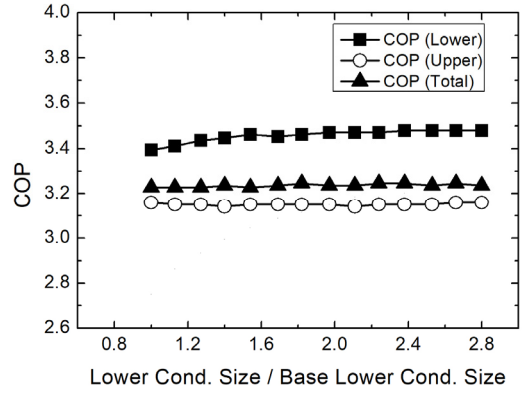

Fig. 18. COP of the upper and lower cycle with the increase of the lower condenser size

4. 결론

본 연구에서는 냉방 및 냉동 열교환기를 별도로 가지고 있고 하부 사이클에 공랭식 응축기와 인터쿨러가 직렬로 연결되어 있는 캐스케이드 냉동 사이클의 성능 해석을 수행하였다. 우선 증발기, 응축기, 인터쿨러 등 요소 부품에 대해 모델링을 수행하고 이들의 크기 및 외기온도 등이 싸이클 성능에 미치는 영향을 평가하였다. 주된 결론은 다음과 같다.

(1) 냉방 능력 8 kW, 냉동 능력 15 kW의 캐스케이드 냉동 사이클의 요소 부품 -상부 응축기, 하부 응축기, 냉방 증발기, 냉동 증발기, 인터쿨러, 압축기, 전자 팽창변 설계를 수행하였다. 구속 조건은 상부 응축 온도 45°C, 하부 응축 온도 45°C, 상부 증발 온도 5°C, 하부 증발온도 -10°C, 과열도 5°C, 과냉도 5°C이다. 또한 실외 온도는 35°C/24°C, 실내 온도는 27°C/19.5°C로 설정하였다.

(2) 외기 온도 변화에 따른 해석 결과 외기 온도가 26°C에서 38°C로 변화하는 동안 냉각 열량은 하부 증발기에서는 거의 일정하고 상부 증발기에서는 9% 감소, 인터쿨러에서는 63% 증가하였다. 한편 COP는 외기 온도의 증가에 따라 감소하였다. 또한 인터쿨러가 작동하지 않는 사이클 대비 인터쿨러 사이클이 COP에서 우위를 보였다.

(3) 상부 응축기의 크기가 당초 설계치의 2배 증가하는 동안 하부 증발기 열량은 일정하였고 상부 증발기의 경우는 4% 증가하였다. 한편 상부 응축기의 크기가 증가함에 따라 상부 사이클의 COP는 증가하는 경향을 보였다. 반면 하부 사이클의 COP는 큰 변화가 없었다.

(4) 하부 응축기 크기가 2.8배 증가하는 동안 상하부 증발기의 열량 변화는 거의 없고 인터쿨러의 열량만이 8% 감소하였다. 하부 사이클의 COP는 응축기의 크기가 증가함에 따라 다소 증가하였으나 상부 사이클의 경우는 그 변화가 미미하였다.

References

[1] P. K. Bansal, S. Jain, "Cascade Systems: Past, Present, and Future," ASHRAE Trans., vol. 113, pp. 245-252, 2007.

[2] G. D. Nicola, G. Giuliani, F. Polonara, R. Stryjek, "Blends of Carbon Dioxide and HFCs as a Working Fluids for the Low-Temperature Circuit in Cascade Refrigerating Systems," Int. J. Refrig., vol. 28, pp. 130-140, 2005.
DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.06.014

[3] T. S. Lee, C. H. Liu, T. W. Chen C. H., "Thermodynamic Analysis of Optimal Condensing Temperature of Cascade-Condenser in CO2/NH3 Cascade Refrigeration Systems," Int. J. Refrig., vol. 29, pp. 1100-1108, 2006.
DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.03.003

[4] M. M. Shah, "Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer : Equations and Further Study," ASHRAE Trans., vol. 88, pp. 185-196, 1982.

[5] F. W. Dittus, L. M. K. Boelter, "Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type," University of California Publications in Engineering, vol. 2, pp. 443-461, 1930.

[6] L. Friedel, "Improved Friction Pressure Drop Correlations for Horizontal and Vertical Two-Phase Pipe Flow," European Two-Phase Flow Group Meeting, Ispra, Paper E2,1979.

[7] D. L. Gray, R. L. Webb, "Heat Transfer and Friction Correlations for Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers Having Plain Fins," Heat Transfer 1986, 8th IHTC, pp. 2745-2750, 1986.

[8] C. Y. Park, P. S. Hrnjak, "CO_2 and R-410A Flow Boiling Heat Transfer, Pressure Drop, and Flow Pattern at Low Temperatures in a Horizontal Smooth Tube," Int. J. Refrig. vol. 30, pp. 166-178, 2007.
DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.08.007

[9] C. K. Rice, "The Effect of Void Fraction Correlation and Heat Flux Assumption on Refrigerant Charge Inventory Predictions." *ASHRAE Trans.*, vol. 93, pp. 341-367, 1987.

[10] A. Premoli, D. D. Francesco, A. Prina, "A Dimensional Correlation for Evaluating Two-Phase Mixture Density." La Termotecnica, vol. 25, No. 1, pp. 17-26, 1971.

[11] M. M. Shah, "A General Correlation for Heat Transfer during Film Condensation inside of Pipes," Int J. Heat Mass Transfer, vol. 22, pp. 547-556, 1979.
DOI: https://doi.org/10.1016/0017-9310(79)90058-9

[12] H. Anowar, Y. Onaka, A. Miyara, "Experimental Study on Condensation Heat Transfer and Pressure Drop in Horizontal Smooth Tube for R1234ze(E), R32 and R410A," Int. J. Refrig, vol. 35, pp. 927-938, 2012.
DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.01.002

[13] S. K. Fischer and C. K. Rice, "The Oak Ridge Heat Pump Models : I. A Steady-State Computer Design Model for Air-to-Air Heat Pumps," ORNL/CON-80/R1, Oak Ridge National Lab., 1980

[14] P. M. Dibiri, C. K. Rice, "A Compressor Simulation Method With Corrections for the Level of Suction Gas Superheat," ASHRAE Trans., vol. 87, pp. 771-782, 1981.

[15] N.-H. Kim, "Analysis of a Complex Refrigeration System," Final Report to LG Electronics, 2013.

[16] C. S. Park, H. H. Cho, Y. T. Lee, Y. C. Kim, "Mass Flow Characteristics and Empirical Modeling of R22 and R410A Flowing Through Electronic Expansion Valves," Int. J. Refrig., vol., 30, pp. 1401-1407, 2007. DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.03.011

김 내 현(Nae-Hyun Kim) [정회원]

• 1989년 12월 : Penn. State University Pennsylvania, PA, U.S.A (공학박사)
• 1994년 3월 ~ 현재 : 인천대학교 기계공학과 교수

〈관심분야〉
열전달, 공기조화 및 내용