

냉기 강제순환형 공랭식 쇼케이스 성능 해석

김정식^{1*}, 김내현²

¹(재)인천테크노파크 기술혁신본부, ²인천대학교 기계공학과

Performance analysis of a cold-air forced circulation type showcase

Jeong-Sik Kim^{1*} and Nae-Hyun Kim²

¹Division of Technical Innovation, Incheon Technopark

²Department of Mechanical Engineering, University of Incheon

요약 본 연구에서는 식료품의 진열과 보관에 사용되며 전시효과가 우수한 냉기 강제순환식 쇼케이스의 성능을 예측하는 프로그램을 개발하였다. 압축기의 성능해석에는 제조사에서 제공한 성능선도를 사용하였고 모세관 내 압력손실은 균질유동 모델을 사용하여 계산하였다. 증발기와 응축기는 미소체적으로 구분하여 에너지 균형을 고려하였고 관 내측과 공기측 열전달계수는 적절한 상관식으로부터 구하였다. 압축기로 3/4 마력급 왕복동식 2개를 사용하고, 팽창장치로는 내경 1.6 mm의 모세관을, 응축기와 증발기로는 상호 공유형태의 핀-튜브 열교환기를 적용한 쇼케이스 시제품에 대해 성능시험을 수행하고 시험결과와 비교했을 때, 본 프로그램은 시제품의 증발 온도와 응축 온도를 적절히 예측함을 확인하였다.

Abstract In this study, a simulation program was developed, which predicts the performance of cold-air forced circulation type air cooled showcase. The showcase has an excellent display effect in addition to preserving the grocery. In the program, the compressor was analyzed using performance data supplied by the manufacturer and the capillary tube pressure drop was analyzed using a homogeneous model. The evaporator and condenser were analyzed by dividing the heat exchangers into small elements, where energy balance and appropriate heat transfer correlations were used. A showcase model with two 3/4 HP compressors, capillary tubes of 1.6 mm inner diameter, a fin-and-tube evaporator and condenser was tested, and the results are compared with the predicted values. It is shown that both evaporation and condensation temperatures are adequately predicted by the program.

Key Words : Showcase, Forced Circulation, Refrigeration Cycle, Simulation

Nomenclature

A : cross-sectional area of tube, m²
D : inner diameter of tube, m
f : friction factor, dimensionless
h : enthalpy, kJ/kg
L : length of increment, m
P : pressure, Pa
Q : heat transfer rate, W
Re : Reynolds number
T : Temperature, °C

U : overall heat-transfer coefficient, W/m²·K
v : specific volume, m³/kg
V : velocity of refrigerant, m/s
w : work, W
W : mass flow rate, kg/s
 μ : viscosity, Pa·s
 η : efficiency

subscript

ref : refrigerant

*Corresponding Author : Jeong-Sik Kim(Incheon Technopark)

Tel : +82-32-260-0810 email : tomato2004@itp.or.kr

Received December 5, 2012

Revised (1st January 10, 2013, 2nd February 8, 2013)

Accepted March 7, 2013

1. 서론

1.1 연구 배경

냉동 및 냉장 쇼케이스(showcase)는 식료품, 어류, 육류 등을 진열, 보관하기 위한 냉동장치로 제품의 신선도 유지를 위하여 고내 온도 및 습도가 적절하게 유지되어야 한다. 유통산업의 발전에 따라 다양한 온도대의 쇼케이스가 사용되고 있으며 대략 4℃의 냉장용과 -20℃의 냉동용으로 구분된다. 쇼케이스는 압축기, 증발기, 응축기, 모세관, 팬 등의 냉동장치와 케이스 등의 구조체로 구성된다. 소용량 쇼케이스의 경우 냉동장치가 케이스 내에 하나의 유닛으로 구성되며 대용량인 경우는 컨텐싱 유닛(압축기와 응축기)이 별도로 설치된다. 케이스는 우레탄 발포를 통하여 단열성을 높이고 견고한 구조를 가지도록 하고 있다.

Fig. 1은 일반적인 냉장 쇼케이스의 외관을 나타내는데, 소형 쇼케이스는 냉기 공급방식에 따라 자연대류식과 강제순환식으로 나눈다. 자연대류식은 증발기가 쇼케이스 내 최상부에 위치하여 주위의 공기를 냉각시키고 냉각된 공기는 자중에 의하여 고내로 서서히 공급되는 방식이다. 반면 강제순환식은 증발기가 쇼케이스 하부에 설치되고 팬을 사용하여 강제로 공기를 고내로 순환시켜 에어커튼을 형성하여 보냉 효과를 증대시킨다. 두 방식을 비교하면 자연대류식의 경우 팬을 사용하지 않는다는 장점은 있으나, 증발기가 고내 상부에 설치되므로 외부 케이스 전체를 발포 하여야 한다. 반면 Fig. 2와 같은 강제대류식은 케이스 상단부를 유리로 대체할 수 있으므로 내부 제품의 전시효과가 월등하다.

쇼케이스 하부의 증발기 표면은 공기의 노점 온도 이하로 유지되므로 공기 중의 수분이 표면에 착상된다. 착상은 공기의 유효통과면적을 감소시켜 풍량을 감소시키고 전열에 부가저항으로 작용하여 증발기의 전열성능을 감소시킨다. 심할 경우는 압축기로 액냉매가 유입되어 압축기 파손의 원인이 되기도 한다. 개방형 쇼케이스에서는 외기가 연속적으로 고내로 유입되므로 착상은 더욱 문제가 된다. 따라서 주기적으로 착상된 얼음을 제거하여야 한다. 일반적으로 제상은 증발기에 히터를 설치하여 수행한다.

지금까지 쇼케이스에는 저온 냉매인 R-502가 주로 사용되어 왔지만, 이들 물질은 오존층 파괴와 관련되므로 신냉매인 R-404A로 바뀌고 있다. 신냉매는 기존냉매와 열물성이 다르므로 압축기, 증발기, 응축기, 모세관 등 주요부품이 변경되어야 한다.

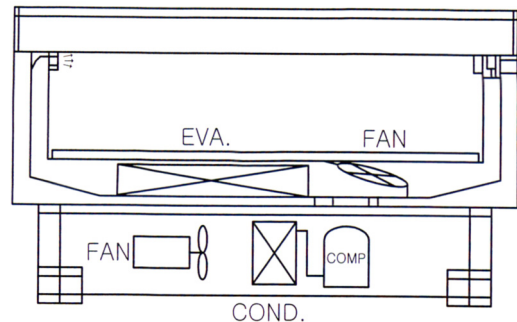
1.2 연구 목적

소형 쇼케이스는 대형 백화점, 할인마트 등에도 설치 가 되지만, 주로 소형 마트에 사용된다. 소형 마트는 대형 마트와는 달리 실내 환경이 일정하게 유지되지 않고 여름과 겨울의 온도편차가 심하다. 현재 소형 쇼케이스 시장은 자연대류식과 강제순환식이 대략 절반씩 점유하고 있으나, 소비자의 선호도 및 제품의 고급화로 점차로 강제순환식으로 이동하고 있는 추세이다. 현재 국내에서 생산되는 제품은 자연대류식이 주종을 이루고 있으며, 일부 생산되는 강제순환식은 이태리 부품을 수입, 조립 판매하고 있는 수준이다. 따라서 향후 국내 쇼케이스 시장의 수요를 고려할 때 신뢰도 있는 강제순환형 쇼케이스의 개발은 매우 중요하다고 판단된다.

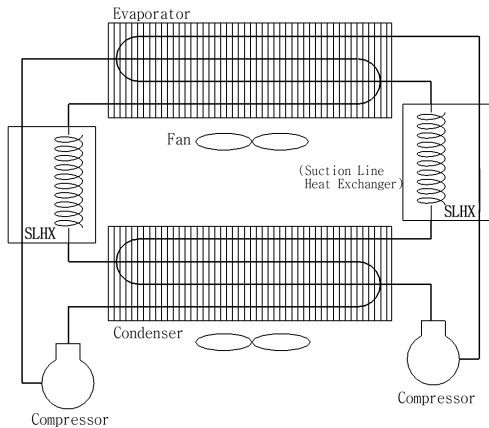
쇼케이스의 주요 구성부품은 일반 냉동 시스템과 같으나, 증발기가 옆으로 설치되고 고내 온도가 균일하게 유지되어야 하는 등 요구사항이 까다로워서 냉동 시스템 해석시 이를 고려하여야 한다. 본 연구에서는 요소부품 설계 기술을 바탕으로 신냉매에 적용이 가능한 쇼케이스 해석 프로그램을 개발하고 시험결과와 비교하여 유효성을 검증하고자 하였다.



[Fig. 1] Photo of a refrigerated showcase



[Fig. 2] Schematic of forced circulation type showcase



[Fig. 3] Refrigeration cycle of a showcase

2. 시스템 해석

2.1 압축기 시뮬레이션

Fig. 3에 쇼케이스의 냉동 사이클의 회로도를 나타내었다. 압축기에서 토출된 고압가스는 응축기에서 응축된 후 모세관을 통과하여 증발기에서 순환공기에 냉열을 공급한 후 다시 압축기로 공급된다. 400리터급 쇼케이스에는 3/4 마력급 압축기 2개가 사용되는데 응축기와 증발기를 서로 공유하는 형태이다.

압축기 내에서 일어나는 손실로는 전기 모터로부터 전기에너지가 가스압축을 위한 기계적 에너지로 변환됨에 있어 불완전 변환에 기인하는 손실, 실린더 내에서 비가역과정 압축에 기인한 압축손실, 열전달 손실, 압력손실 등이 있다. 본 연구에서는 이러한 손실을 모터효율, 기계효율, 단열압축효율, 체적효율로부터 구하였다. 본 연구의 압축기(Aspera T2168K)에 대한 시뮬레이션과 성능시험 결과와의 비교는 Fig. 4 및 Fig. 5에 보여진다. 냉매의 질량유동을 보여주는 Fig. 4는 두 결과가 비교적 일치함을 나타낸다. 압축기 소요입력을 보여주는 Fig. 5에서는 시뮬레이션 결과와 성능 시험치가 증발기 온도 -35℃에서 큰 차이를 보인다. 하지만 냉동 사이클에서 통상 증발기 온도는 -20℃ 부근이므로, 실제 사이클을 모사하는데 큰 오차가 없을 것으로 판단된다. 본 연구에서는 압축기 성능해석을 별도로 수행하지 않고 제조사에서 제공하는 성능곡선을 피팅하여 사용하였다[1].

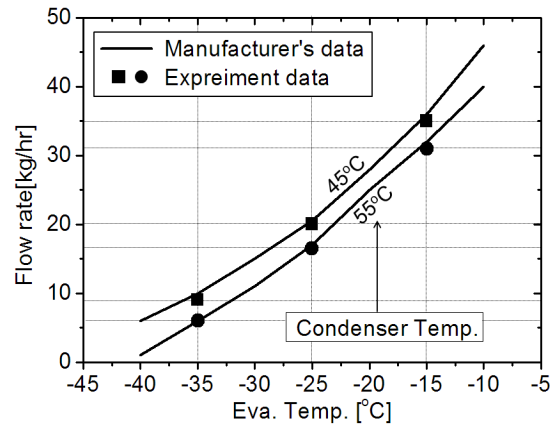
2.2 모세관성능해석 및 시뮬레이션

냉동사이클에서 팽창 장치의 역할은 액냉매의 압력을 감소시키는 것과 증발기로의 냉매유량을 조절해주는 것

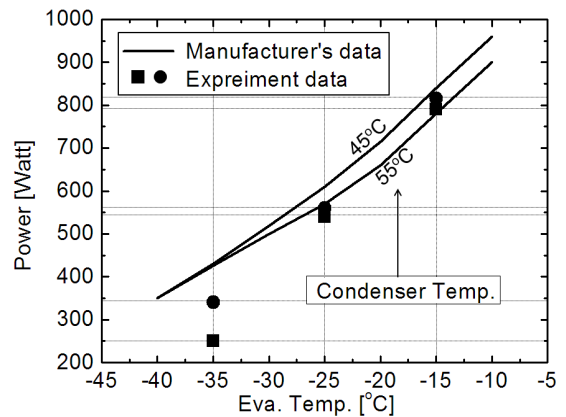
이다. 팽창 기구에는 모세관, 과열도로 조절되는 팽창밸브, 플로트 밸브, 그리고 정압조절 밸브 등이 있다. 소형의 냉동사이클에서는 저렴한 모세관이 주로 사용된다. 모세관을 사용할 수 있는 범위는 통상 10 kW까지의 냉동용량이며, 모세관의 길이는 1~6 m, 내경은 0.5~2 mm 범위이다.

모세관의 어느 한 부위에서 서로 미세한 거리 L만큼 떨어져 있는 두 지점(지점 1 과 지점 2)으로 형성된 미소체적에 적용될 수 있는 질량보존의 법칙, 에너지 보존의 법칙, 운동량보존의 법칙은 다음과 같다.

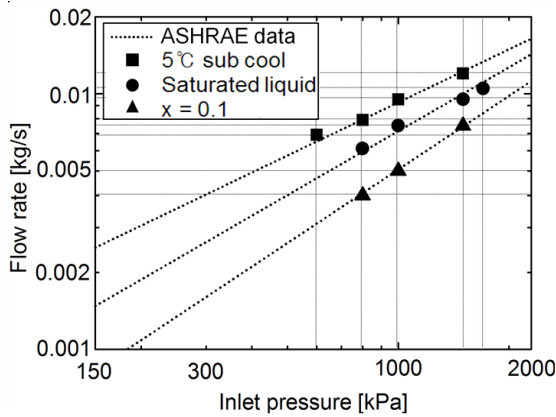
$$\frac{W}{A} = \frac{V_1}{v_1} = \frac{V_2}{v_2} \quad (1)$$



[Fig. 4] Mass flow rate of compressor (Aspera T2168K)



[Fig. 5] Consumption power of compressor (Aspera T2168K)



[Fig. 6] Simulated refrigerant flow rate in a capillary tube compared with ASHRAE data

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \quad (2)$$

$$\left[(P_1 - P_2) - f \frac{\Delta L}{D} \frac{V^2}{2\nu} \right] A = w(V_2 - V_1) \quad (3)$$

이상유동에서 마찰계수 f 는 이론적인 해석을 통하여 구하기는 어렵다. 여기서는 난류유동 영역중에서도 저난류영역에 해당하는 다음의 균질유동 모델을 적용하였다[2].

$$f = \frac{0.33}{Re^{0.25}} = \frac{0.33}{\left(\frac{VD}{\mu\nu}\right)^{0.25}} \quad (4)$$

모세관 모델의 검증을 위해 기존의 자료와 시뮬레이션 결과를 Fig. 6에 비교하였다. 실선은 R22를 사용하는 길이 2.03 m, 직경 1.63 mm인 모세관에 대한 유량 자료로 모세관 입구의 냉매상태가 건도 $x = 0.1$, 포화상태, 5°C 과냉각일 때의 각 조건에 대해 나타나 있다[3]. 시뮬레이션 결과는 Fig. 6에 데이터점으로 나타나 있는데 전 조건에 걸쳐 ASHRAE(American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) 자료와 매우 근사한 값을 갖는 것을 보여준다.

모세관 사양이 주어져 있을 때 유량은 다음과 같이 구한다. 입구에서 유량을 비롯한 모든 상태를 가정하고, 상기 식들을 이용하여 주어진 온도 감소를 얻게 되는 모세관 길이를 구한다. 이렇게 미소간격 계산을 연속하여 출구 온도를 얻는 데까지 총 모세관 길이를 구하여 설정된 모세관길이와 비교한다. 계산된 길이가 길면 초기 유량

가정치가 작은 것이므로 유량을 증가시킨다. 이를 반복하여 계산된 모세관 길이와 설정된 모세관길이 일치할 때까지 계산을 수행한다. 이때 유량이 주어진 모세관사양에서 입출구 조건을 만족하는 유량이 된다.

2.3 응축기 모델링

압축기 출구의 고압 과열증기는 응축기를 지나며 관 외측을 흐르는 공기와 열교환하며 응축, 과냉액의 상태로 모세관으로 공급된다. 소형 냉동 시스템에 사용되는 응축기로는 주로 핀-관 열교환기가 사용된다. 핀-관 열교환기의 관 내측으로는 냉매가 흐르고, 관 외측의 핀 사이로는 공기가 흐른다. 열교환기를 해석하기 위해서는 관 내측 및 관 외측의 열전달계수와 마찰계수를 알아야 한다. 공기가 핀 사이를 흐르는 관 외측의 경우는 열교환기 전체에 걸쳐 단일 열전달계수를 사용할 수 있으나, 냉매가 상변화를 하는 관 내측의 경우는 단일 열전달계수를 사용할 수가 없고 단상영역(과열증기와 과냉액영역)과 포화영역을 나누어 고려하여야 한다. 각 영역에서의 전열량은 다음과 같다.

$$Q = UA \Delta T_{lm} \quad (5)$$

응축기 입구의 냉매 상태는 항상 과열증기 상태를 유지하나 출구의 상태는 냉매의 질량유속, 포화압력 그리고 관 외측을 흐르는 공기의 풍속에 따라 과냉액이나 이상유체로 배출될 수도 있다. 응축기를 나온 냉매는 모세관을 통과하며 유량과 압력이 조절되므로 냉동 사이클을 해석하기 위해서는 응축기 출구의 냉매 상태를 잘 예측할 수 있어야 한다. 우선 응축기 출구상태가 과냉인지 아닌지를 판단하기 위하여 주어진 질량유속, 포화압력, 공기측 풍속 조건에서 출구의 상태가 포화액이 되는 길이를 계산하고 실제 길이가 이보다 짧으면 출구에서는 이상유체가 배출되는 것으로 생각할 수 있다.

2.3.1 과열증기영역 요구길이(L)

과열증기영역에서 전열량은 다음과 같다.

$$Q_v = \dot{m}_{ref}(i_m - i_v) \quad (6)$$

열교환을 대향류로 가정하면 공기의 출구 온도는 다음과 같다.

$$T_{a,out} = T_{a,in} + \frac{Q_v}{(\dot{m}c_p)_{air}} \quad (7)$$

과열증기영역에서 UA값은 다음과 같다.

$$UA = \frac{Q_v}{\Delta T_{lm}} \quad (8)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{r,in} - T_{a,out}) - (T_{sat} - T_{a,in})}{\ln \left(\frac{T_{r,in} - T_{a,out}}{T_{sat} - T_{a,in}} \right)} \quad (9)$$

과열증기영역 요구길이는 다음과 같다.

$$L_v = UA \left(\frac{1}{\frac{\eta h_o A_o}{L} + \frac{t}{k A_m} + \frac{1}{\frac{h_i A_i}{L}}} \right) \quad (10)$$

2.3.2 이상영역 요구길이

이상영역에서는 열전달계수 h_i 가 건도에 따라 변하므로 응축기를 미소요소로 나누어 해석해야 한다. 이상영역을 N개의 미소요소로 나누면 각 전열량은 다음과 같다.

$$(Q_{fg})_i = \left(\frac{\dot{m}_{ref} i_{fg}}{N} \right) \quad (11)$$

미소요소 출구의 공기 온도는 다음 식에서 구한다.

$$(T_{a,out})_i = (T_{a,in})_i + \frac{(Q_{fg})_i}{(\dot{m} c_p)_{air}} \quad (12)$$

미소요소에서 UA값은 다음과 같다.

$$(UA)_i = \frac{(Q_{fg})_i}{(\Delta T_{lm})_i} \quad (13)$$

미소요소 요구길이는 다음과 같이 된다.

$$(L_{fg})_i = (UA)_i \left(\frac{1}{\frac{\eta h_o A_o}{L} + \frac{t}{k A_m} + \frac{1}{\frac{h_i A_i}{L}}} \right) \quad (14)$$

이 때, h_i 는 미소요소에서의 건도에서 계산한다. 위와 같이 N개의 미소요소에 대해 계산하면 이상영역요구 길이를 구할 수 있다. 만일 응축기 길이가 과열영역과 이상영역 요구길이 합보다 크다면 응축기 출구는 과냉되고,

작다면 이상유체가 배출된다고 생각할 수 있다.

2.3.3 과냉시 응축기 출구냉매 온도

과냉영역의 길이는 응축기 길이에서 과열영역과 이상영역의 길이를 빼면 구할 수 있다.

$$L_i = L - (L_v + L_{fg}) \quad (15)$$

$$Q_i = UA \Delta T_{lm} \quad (16)$$

출구의 공기 온도와 냉매의 출구 온도는 각각 다음과 같다.

$$T_{a,out} = T_{a,in} + \frac{Q_i}{(\dot{m} c_p)_{air}} \quad (17)$$

$$T_{r,out} = T_{r,in} - \frac{Q_i}{(\dot{m} c_p)_{ref}} \quad (18)$$

2.4 증발기 모델링

쇼케이스에서는 증발기도 응축기와 같이 핀-관 열교환기가 사용된다. 하지만 증발기는 쇼케이스 하부에 장착되므로 높이가 낮고, 유동방향의 길이가 긴 형상으로 설치된다. 쇼케이스에서는 평판 핀이 사용되고, Gray-Webb 상관식[4]을 사용하여 평판 핀의 열전달계수를 구하였다.

관내 증발열전달은 핵비등과 대류효과의 조합으로 예상되는데, 높은 열유속에서는 핵비등이 지배적이고 낮은 열유속에서는 대류효과가 지배적이 된다. 관내 증발열전달을 예측하는 대표적인 모델은 Steiner와 Taborek에 의해 제안된 접근 모델이다[5].

$$h = (h_{nb}^n + h_{cv}^n)^{1/n} \quad (19)$$

여기서 h_{nb} 는 핵비등열전달계수이고, h_{cv} 는 대류비등열전달계수이다.

관내 증발열전달을 예측하는 모델로 촉진모델이 있는데, 이는 단상 열전달계수에서 다음과 같은 식으로 구해진다.

$$h = E h_l \quad (20)$$

여기서 E는 촉진계수로 Boiling 수(Bo)와 Convection 수(Co)의 함수이다. Bo와 Co는 다음과 같이 정의된다.

$$Bo = \frac{q}{h_{fg} G} \quad (21)$$

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (22)$$

수평관의 경우 E는 Froude 수가 작을 경우 ($Fr < 0.04$) Froude 수에도 관계된다.

$$Fr = \frac{G^2}{\rho^2 Dg} \quad (23)$$

축진모델의 대표적인 예로 Shah상관식이 있는데 수평관의 경우 다음과 같다.

$$h = h_l \max(E_{cv} \text{ or } E_{cb}) \quad (24)$$

여기서 N 과 E_{cv} , E_{cb} 를 다음과 같이 구한다.

$$Fr \geq 0.04: N = Co \quad (25)$$

$$Fr < 0.04: N = 0.38 Co Fr^{-0.3} \quad (26)$$

$$E_{cv} = 1.8 N^{-0.8} \quad (27)$$

$$N \geq 1 E_{cb} = 230 Bo^{1/2} \text{ for } Bo > 0.3 \times 10^{-4} \quad (28)$$

$$E_{cb} = 1 + 46 Bo^{1/2} \text{ for } Bo < 0.3 \times 10^{-4} \quad (29)$$

$$0.1 \leq N \leq 1 E_{cv} = F Bo^{0.5} \exp(2.74 N^{-0.1}) \quad (30)$$

$$N < 0.1 E_{cb} = F Bo^{0.5} \exp(2.74 N^{-0.15}) \quad (31)$$

위 식에서 F 는 Bo 에 따라 아래의 값을 가진다.

$$F = 14.7 \text{ for } Bo \geq 11 \times 10^{-4} \quad (32)$$

$$F = 15.43 \text{ for } Bo < 11 \times 10^{-4} \quad (33)$$

Shah 상관식에서 축진계수 E 는 E_{cv} 와 E_{cb} 중 큰 값을 택한다. 한편, 축진모델의 다른 한 예인 Kandlikar 상관식은 다음과 같다.

$$\frac{h}{h_l} = 667.2 Bo^{0.7} (25 Fr)^{0.3} F_{fl} + 1.136 Co^{-0.9} (25 Fr)^{0.3} \quad (34)$$

위 식은 h/h_l 이 Shah 상관식과 마찬가지로 Co , Bo , Fr 의 함수임을 나타낸다.

3. 사이클해석 및 검증

3.1 요소부품 모델링

3.1.1 압축기

쇼케이스에 사용되는 R-404A 압축기는 Aspera T2168K로 성능곡선을 증발 온도 T_e 와 응축 온도 T_c 에 따라 커브 피팅을 하여 다음 식을 얻는다.

$$\begin{aligned} \dot{m} = & (122.36 - 1.088 T_c) + (4.595 - 0.0461 T_c) T_e \\ & + (0.0484 - 5.74 \times 10^{-4} T_c) T_e^2 \end{aligned} \quad (35)$$

$$\begin{aligned} P = & (988.25 + 12.35 T_c) + (-10.9 + 0.592 T_c) T_e \\ & + (-0.525 + 0.013 T_c) T_e^2 \end{aligned} \quad (36)$$

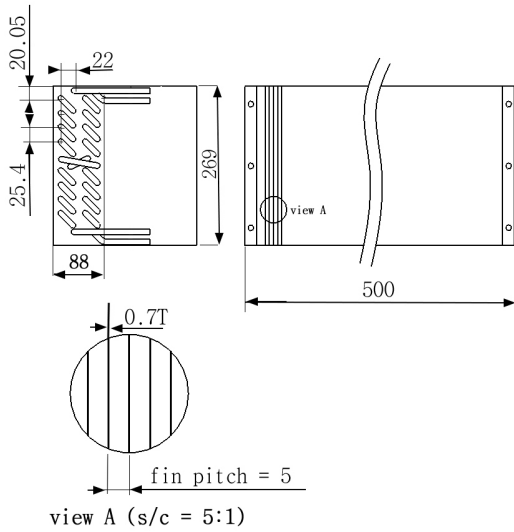
$$\begin{aligned} Q_c = & (4480.6 - 30.125 T_c) + (141.92 - 0.821 T_c) T_e \\ & + (1.159 - 0.00575 T_c) T_e^2 \end{aligned} \quad (37)$$

3.1.2 응축기

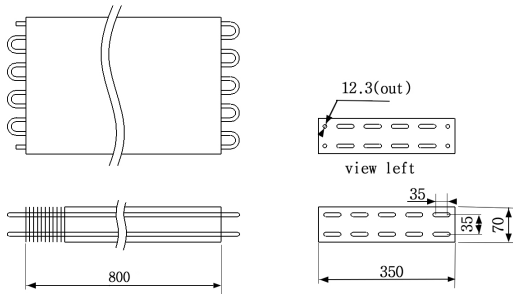
응축기 관 내측의 열전달 계수는 Cavallini와 Zecchin의 식을 사용하였다[6]. 공기측 열전달은 Gray-Webb 상관식을 사용하였다. 응축기는 핀-관 열교환기로 500 x 88 x 269 mm의 크기이고, 외경 9.5 mm 동관이 4열, 10단으로 구성되어 있다. 핀의 형상은 평판이고 핀 핏치는 5 mm이다. Fig. 7에 응축기의 도면이 나타나 있다.

3.1.3 증발기

증발기의 경우도 응축기와 유사하게 해석하였다. 관 내측에는 열유속에 따라 10 kW/m² 이하에서는 Shah 상관식을, 그 이상에서는 Kandlikar 상관식을 사용하였다[7]. 공기측 열전달은 Gray-Webb 상관식을 사용하였다. 증발기는 핀-관 열교환기로 800 x 350 x 70 mm의 크기이고, 외경 12.3 mm 동관이 10열, 2단으로 구성되어 있다. 핀의 형상은 평판이고 핀 핏치는 8.1 mm이다. Fig. 8에 증발기의 도면을 나타내었다.



[Fig. 7] Drawings of condenser



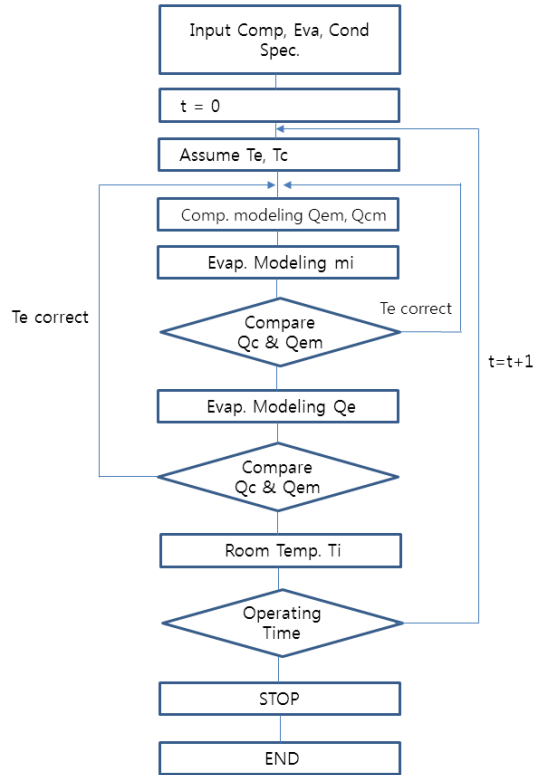
[Fig. 8] Drawings of evaporator

3.1.4 모세관

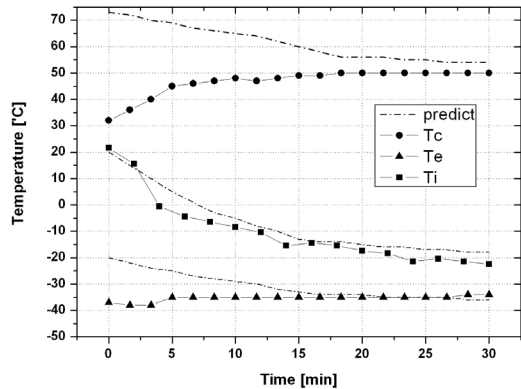
모세관은 내경 1.6 mm, 길이는 2500 mm이다.

3.2 프로그램의 흐름도

프로그램의 흐름도가 Fig. 9에 나타나있다. 우선 고내 온도 T_i , 증발 온도 T_c 와 응축 온도 T_e 를 가정한 다음, 압축기 유량곡선과 모세관해석을 통하여 냉매유량을 결정한다. 또한 압축기 성능 곡선에서 응축기 전열량 Q_{cm} 과 증발기 전열량 Q_{em} 을 구한다. 그리고 응축기와 증발기 모델링을 통하여 Q_c , Q_e 를 구하고, 이 값이 서로 일치하도록 T_c 와 T_e 를 조절한다. 이때 증발기 유입공기 온도는 시제품의 측정값을 사용하였다. 고내 전열량은 증발기로부터 공급되는 냉열량에서 쇼케이스 외부에서 전도를 통해 들어오는 열량을 빼어 구하였다. 이와 같이 하여 시간에 따른 고내온도 T_i , 증발 온도 T_e , 응축 온도 T_c 및 냉매질량유량 등을 구하였다.



[Fig. 9] Program flow chart



[Fig. 10] Comparison of experimental results and predictions

3.3 실험결과와 비교

400리터급 쇼케이스 시제품에 대한 성능 시험을 항온 항습실(KOLAS 규격)에서 공기 건구 온도 20°C, 상대습도 50%로 수행하였다. 고내 온도는 쇼케이스내 좌우상하 24개소에서 측정된 온도를 평균하여 구하였다. 측정된 증발 온도, 응축 온도와 해석프로그램에 의한 예측치를 Fig. 10에 나타내었는데, 본 해석 모델과 실험치는 가동

후 20분을 지나면서 증발 온도와 응축 온도를 적절히 예측하고 있으며, 고내 온도도 -20°C 로 유지됨을 보여주고 있다.

쇼케이스의 성능평가에서 고내 온도 도달시간과 고내 온도의 균일한 유지가 모두 중요하다고 할 수 있다.

그러나 쇼케이스는 on/off 를 반복하지 않고 장시간 가동되며, 초기 가동 후 20분 정도 경과하면 증발기 온도가 일정 온도에 도달하므로 성능수준에 만족하는 것으로 판단된다.

4. 결론

본 연구에서는 냉매로 R-404A를 적용하고 식품 냉동용으로 사용되는 400리터급 강제순환식 쇼케이스의 성능을 예측하는 프로그램을 개발하고, 건구 온도 20°C , 상대습도 50%에서 수행된 실제 시험결과와 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 개발된 프로그램은 쇼케이스의 증발 온도와 응축 온도를 비교적 잘 예측하였다.
- 2) 고내 온도는 실제의 경우와 차이가 있는데 이는 적용된 상관식과 해석의 단순화에 따른 오차로 판단된다.
- 3) 향후 해석의 정확성을 높이기 위하여 착상을 고려한 해석모델에 대한 연구가 필요하다.
- 4) 본 연구결과는 소형 강제순환식 쇼케이스 설계는 물론 유사한 냉동 시스템의 설계에 유용하게 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

References

[1] Embraco, "Electrical Components Aspera - EMBRACO", Available From : <http://pdf.directindustry.com/pdf/embraco/electrical-components-aspera/17666-31470-12.html> (accessed Dec., 27, 2012)

[2] Stoecker, W. F, and Jones, J. W, "Refrigeration and Air-Conditioning", McGraw-Hill Co. 1982.

[3] ASHRAE, "ASHRAE Handbook; Equipment Volume", Atlanta, GA, 1979.

[4] Gray, D. L. and Webb, R. L., "Heat Transfer and friction Correlations for Plate Finned-Tube Heat Exchanger Having Plane Fins", Proceeding 8th Internal Journal of Heat Transfer Conference, Vol. 6, pp. 2745-2750, 1986.

[5] Steiner, D., and Taborek, J., "Flow Boiling Heat Transfer of Single Components in Vertical Tubes", Heat Transfer Engineering, Vol. 13, No. 2, pp. 43-69, 1992. DOI: <http://dx.doi.org/10.1080/01457639208939774>

[6] Cavallini, A., and R. Zecchin, "A dimensionless correlation for heat transfer in forced convective condensation", Proceedings of the 8th International Heat Transfer Conference, Tokyo, Sept. 3-7, Japan Society of Mechanical Engineers, vol. 3, pp. 309-313, 1974.

[7] Kandlikar, S. G., "Development of flow Boiling map for subcooled and Saturated Flow Boiling of Different Fluids inside Circular Tubes", International Journal of Heat Transfer, Vol. 113, pp. 190-200, 1991. DOI: <http://dx.doi.org/10.1115/1.2910524>

김 정 식(Jeong-Sik Kim)

[정회원]



- 2002년 3월 : 일본 큐슈대학 대학원 총합이공학연구과(공학박사)
- 2005년 1월 ~ 현재 : (재)인천테크노파크 기술혁신본부 선임연구원

<관심분야>

열전달촉진, 에너지효율향상, 공정혁신

김 내 현(Nae-Hyun Kim)

[정회원]



- 1986년 5월 : Penn. State University Pennsylvania, PA, U.S.A (공학석사)
- 1989년 12월 : Penn. State University Pennsylvania, PA, U.S.A (공학박사)
- 1994년 3월 ~ 현재 : 인천대학교 기계공학과 교수

<관심분야>

열전달, 공기조화 및 냉동