

## 소형 공조용 응축기의 특성 해석

김재돌 · 장재은 · 윤정인\*

동명대학 건축설비과, \*부경대학교 냉동공조공학과

### Analysis of Characteristics on Small Air Conditioning Type Condenser

Jae-Dol Kim, Jae-Eun Jang and Jung-In Yoon\*

Department of Architectural Equipment, Tongmyong College,

\*Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering, Pukyong National University

#### 요 약

본 연구는 일반적으로 소·중용량의 냉동·공조기에 많이 사용되고 있는 플레이트 핀 코일형 공냉 응축기를 대상으로 수치해석에 의해 응축기의 특성을 파악하였다. 해석에서는 응축기를 과열증기영역, 2상영역 및 과냉각액영역으로 구분하여 공냉 응축기의 성능에 큰 영향을 미치고 있는 공기온도, 공기측 열전달률, 입구 냉매온도, 응축온도 및 질량유량 등을 파라미터로하여 이들의 상호관계와 이들이 응축 완료점까지의 거리 및 방열량 등에 미치는 영향을 파악하였다. 해석결과로는 해석모델로부터 각 영역의 냉매 상태량, 온도분포 및 열전달률을 구할 수 있었고, 일반적으로 응축기의 성능에 많은 영향을 미치는 각종 파라미터들을 중심으로 광범위한 작동조건에서 이들의 상관관계 및 특성을 파악함으로써 응축기 설계를 위한 기초 자료 및 설치장소나 주위환경 등에 따라 서로간에 다양한 영향을 미치는 실제 장치의 동적특성 해석을 위한 자료를 얻을 수 있었다.

**Abstract**— When investigating optimal design of the condenser in the refrigeration and heat pump systems, there is still a lack of data for the static characteristics of the condenser. This is due to the fact that the static characteristics of the condenser is absolutely difficult to measure and are burdened with uncertainties. In this study, the simulation works for static characteristics of the condenser of small sized air conditioner are presented. In the simulation, the test condenser is divided by single phase cooling region of superheated vapor, two phase condensing region of liquid and vapor, and single phase cooling region of subcooling liquid. The five main parameters are air temperature, heat transfer coefficient of air, refrigerant temperature of condenser inlet, saturated temperature, and refrigerant flow rate. The results show that the calculation method for tube length is an easy-to-use to model analysis of static characteristics and to determine state of refrigerant in the condenser. The effects of the five parameters on the length of condensing completed point and heat flow rate in the condenser are clarified.

#### 1. 서 론

생활 수준의 향상과 더불어 쾌적한 환경을 바라는 인간의 욕구가 증대함에 따라 공조기의 중요성은 날로 증가하고 있다. 공조장치는 크게 압축기, 응축기, 팽창장치 및 증발기 등 4개의 주요 부품으로 구성되어 있으며, 장치의 효율향상을 위해서는 각 구성요소의 최적 설계

가 선행되어야 한다. 이를 위해서는 각 구성요소의 특성을 정확히 파악할 필요가 있다. 특히, 열교환기인 증발기와 응축기는 용도의 차이는 있지만 주로 동일한 형상의 열교환기를 사용하고 있고, 이들이 시스템 전체의 성능에 미치는 영향은 대단히 크다<sup>1,2)</sup>. 지금까지 열교환기의 연구는 실험적인 방법과 컴퓨터 시뮬레이션의 두가지 방법으로 이루어지고 있다. 전자는 많은 변수들을 계

통적으로 변화시키면서 열교환기를 평가해야 함으로 막대한 시간과 비용이 소요되므로 이를 대신하여 컴퓨터 프로그램을 이용한 후자의 방법이 최근 많이 적용되고 있다<sup>3,5)</sup>.

열교환기를 해석하는 방법으로는 크게 LMTD법, ε-NTU법, Tube by Tube법으로 나눌 수 있으며, LMTD법은 입출구의 상태값이 명확할 경우, ε-NTU법은 출구의 상태값이 불명확할 경우, Tube by Tube법은 분지 등의 해석을 위해 관을 추적해 가면서 해석하는 방법 등이 보고되어 있다<sup>6)</sup>.

그러나 지금까지 응축기에 대한 정확한 해석에는 여러가지 문제점이 있다. 그 중의 하나가 위에서도 언급한 바와 같이 응축기 자체의 상세한 특성을 실험적으로 파악하는 것이 대단히 어렵다는 것이다. 즉, 응축기내 작동매체인 냉매의 상태가 일정한 유동특성을 가지는 것이 아니라 응축기 입구 부근에서는 과열증기의 단상영역이며, 여기에 전열관 벽면에서 과열증기가 액화되어 과열증기와 포화액이 혼합 존재하는 2상영역과 완전히 액화된 냉매는 포화액 보다 온도가 낮은 과냉액으로 유출되는 크게 세가지 과정을 거치고 있다. 이와 같이 상변화에 따른 열 및 물질 이동이 동시에 발생됨으로서 실험적으로 정확히 응축기의 특성을 파악하는 것이 곤란하다.

따라서, 본 연구에서는 일반적으로 소·중용량의 냉동·공조기에 많이 사용되고 있는 플레이트 핀 코일형 공냉 응축기를 과열증기영역, 2상영역 및 과냉각액영역으로 구분하여 해석하였다. 그리고 공냉 응축기의 성능에 큰 영향을 미치고 있는 공기온도, 공기측 열전달률, 입구 냉매온도, 응축온도 및 질량유량 등을 파라미터로 하여 이들의 상호관계와 이들이 응축완료점까지의 거리 및 방열량 등에 미치는 영향을 수치해석에 의해 파악하여 응축기 설계를 위한 참고 자료를 제공하고자 하였다. 또한, 이들 결과는 실제 설치장소나 작동조건, 주위환경 등에 따라 서로간에 다양한 영향을 미치게 되는 동적 조건하에서의 특성해석을 위한 기초 자료로 활용하고자 하였다.

## 2. 이론해석

### 2-1. 해석 모델

본 해석에서 사용한 응축기는 소형 가정용 룸에어콘 등에 사용되고 있는 플레이트핀 코일형 공냉식 열교환기로서 그 구조는 Fig. 1에서와 같이 관축방향에 대해서 수직으로 핀이 부착되어 있다. 그림에서와 같이 전열관은 1패스 2열 25단으로 전열관은 밴드로 연결되어 있으며, 밴드부에 대한 영향은 Rohsenow<sup>7)</sup>, Geary<sup>8)</sup> 등

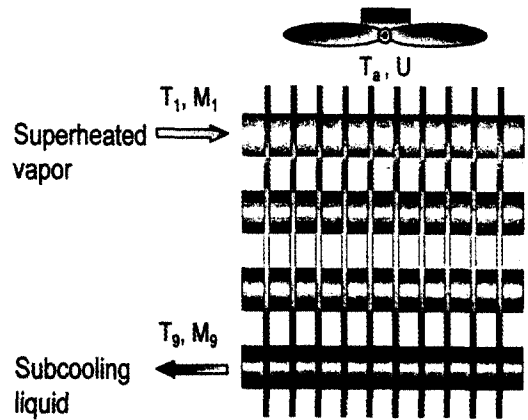


Fig. 1. Schematic diagram of air-cooled condenser.

의 실험적 연구에 의하면 일반적으로 질량유속, 열유속 및 전도 등에 따라 영향을 미치는 것으로 보고하고 있다. 또한, 이들에 대한 상관식들의 오차범위도 실험 조건에 따라 다양한 차이를 나타내는 것으로 알려져 있어 본 연구에서는 밴드부가 직관부의 열전달률과 압력강하에 미치는 영향을 생략하고, 응축기를 하나의 수평 전열관으로 가정하였다. 그리고 실제 기기에 적용시키기 위하여 설계사양 및 작동조건은 제작회사의 설계자료를 참조하였다. Table 1은 대상으로 한 응축기의 설계사양을 나타내며, Table 2는 기준조건 및 각종 파라미터의 변화량을 나타내고, 작동유체는 R-22을 사용하였다.

Table 1. Specifications of air-cooled condenser.

Items	Features
Fin area	38.1 mm × 231 × 301 ea (6.707 ea/cm)
Length of condensing tube	Including bend: 13.0 m
Diameter	I.D.: 9.39 mm, O.D.: 10.11 mm
Effective length	448.77 mm
Height	330.2 mm
Width	38.1 mm

Table 2. Conditions of various parameters.

Parameters	Standard conditions	Ranges
Inlet air temperature, (°C)	30	20~45
Heat transfer coefficient of air side, (W/m <sup>2</sup> · K)	30	28.2~48.9
Inlet refrigerant temperature, (°C)	95	60~110
Condensing temperature, (°C)	49	35~55
Mass flow rate, (kg/s)	0.009	0.005~0.015

2-2. 해석방법

실제장치의 응축기에서 냉매의 상태는 Fig. 2에서와 같이 입구의 경계 1에서 과열증기로 유입하여 경계 2에서 관내벽면에 포화액막이 발생되며, 이 때의 관중심부는 과열증기 상태이다. 그리고, 경계 4'에서 그 경계까지 과열증기로 흐르던 관 중심부의 증기는 포화증기로 되고, 경계 6에서 냉매의 응축이 완료되어 완전히 포화액으로 된다. 그리고 출구의 경계 9까지 냉각이 계속되어 냉매는 과냉각액으로 유출하게 된다. 또, 경계 4는 관단면에 있어서 기액 2상 냉매의 평균 비엔탈피가 포화증기의 비엔탈피에 건도를 고려한 것과 일치하는 상태로 된다. 따라서, 본 연구에서는 경계 1에서 경계 2를 과열증기의 단상 냉각구간, 경계 2에서 경계 6까지를 액과 증기가 공존하는 2상응축구간, 경계 6에서 경계 9까지는 액단상 냉각구간으로 분할하여 각 구간에 대한 냉매 상태량, 열전달률, 관벽온도 등을 구하였다.

2-2-1. 과열증기의 단상냉각구간

Fig. 2의 경계 1에서 경계 2까지는 과열증기의 단상 냉각구간으로서 압축기가 실린대내 가스를 폴리트로픽 압축하여 토출하는 것으로 가정하면, 응축기 입구 냉매온도  $T_{v1}$ 은 다음 식과 같다.

$$T_{v1} = \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} \cdot (T_s + 273.15) - 273.15 \quad (1)$$

여기서,  $n$ 은 폴리트로픽 지수,  $P_s$ 는 압축기 토출 증기 압력,  $P_d$ 는 압축기 흡입 증기압력,  $T_s$ 는 압축기 흡입 증기 온도를 나타낸다. 그리고, 경계 2에서의 냉매온도  $T_{v2}$ 를 응축기 작동조건으로 가정하여 산술평균 냉매온도  $T_{v12} = (T_{v1} + T_{v2})/2$ 에서의 열물성치와 Dittus-Boelter식<sup>9)</sup>에 의해 냉매측 평균열전달률  $\alpha$ 를 다음 식과 같이 계산하였다.

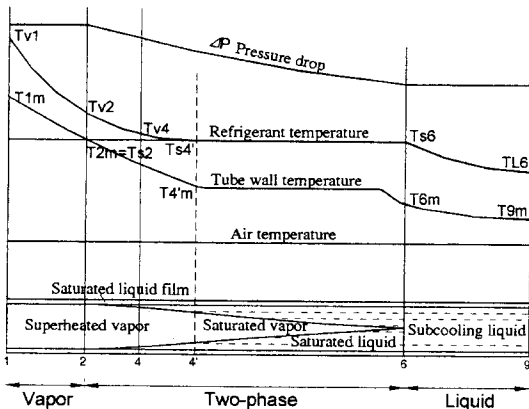


Fig. 2. Model of refrigerant and tube-wall temperature distribution.

$$\alpha = 0.023 Re_v^{0.8} \cdot Pr_v^{0.3} \cdot \frac{k_{v12}}{d} \quad (2)$$

여기서,  $Re_v$ 는 Reynolds 수,  $G$ 는 질량유속,  $Pr_v$ 는 Prandtl 수를 각각 나타내고,  $k_v$ 는 열전도도를 나타낸다.

식(2)로부터 구한 냉매측 평균열전달률을 이용하여 앞에서 가정한 경계 2에서의 냉매온도  $T_{v2}$ 를 다음 식으로부터 계산하였다.

$$T_{v2} = T_{s2} + \frac{\alpha'}{\alpha} (T_{s2} - T_a) \quad (3)$$

여기서,  $\alpha'$ 는 관내벽으로부터 공기로의 전열파라미터로  $\alpha' = (A_i/A_o)\alpha$ 로 표시된다. 그리고  $A_i$ 는 응축기 관내 원주길이,  $A_o$ 는 [(핀의 전체 면적+수평관에 끼워진 부분의 핀 면적)/수평관 길이]로 계산한 응축기 등가 관외 원주길이,  $\alpha$ 는 공기측 평균열전달률,  $T_{s2}$ 는 경계 2에서의 포화온도이며,  $T_a$ 는 유입공기온도를 나타낸다. 그리고 이 구간의 길이  $L_{12}$ 는 다음과 같이 계산하였다.

$$L_{12} = \left( \frac{1}{\alpha} + \frac{1}{\alpha'} \right) \frac{M (H_{v1} - H_{v2})}{A_i (T_{v1} - T_{v2})} \ln \left( \frac{T_{v1} - T_a}{T_{v2} - T_a} \right) \quad (4)$$

여기서,  $H_{v1}$  및  $H_{v2}$ 는 경계 1 및 2에서 냉매의 비엔탈피를 나타낸다.

이상에서와 같이 여러 물성치가 결정되고,  $L_{1k} = (L_{12}/\alpha_i) \ln(T_{v1} - T_a)/(T_{vk} - T_a)$ 로 두어 식(4)를 풀면, 과열증기의 단상 냉각구간 내에서의 냉매온도 분포 및 관벽온도 분포는 아래와 같다<sup>10)</sup>.

$$T_{vk} = T_a + (T_{v1} - T_a) \exp \left( -\alpha_i \frac{L_{1k}}{L_{12}} \right) \quad (5)$$

$$T_{mk} = T_a + \gamma_i (T_{v1} - T_a) \exp \left( -\alpha_i \frac{L_{1k}}{L_{12}} \right) \quad (6)$$

여기서,  $\alpha_i = [(\alpha_s A_i + \alpha_a A_o) / (\alpha_s A_i + \alpha_a A_o)] \cdot (L_{12}/M C_{pv12})$ ,  $\gamma_i = [(\alpha_s A_i) / (\alpha_s A_i + \alpha_a A_o)]$ 를 나타낸다.

2-2-2. 액과 증기의 2상응축구간

Fig. 2의 경계 2에서 경계 6까지는 액과 증기가 공존하는 2상응축구간으로, 미소구간  $j-k$  사이에서 냉매의 엔탈피 변화는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Delta Q_{jk} = & \rho_{vjk} \cdot c_{pvjk} \cdot U_{vjk} \cdot St_{vjk} \cdot (T_{vj} - T_{sjk}) \cdot \sqrt{v_{jk}} \cdot A_i \cdot \Delta L_{jk} \\ & + M \cdot (-\Delta x_{jk}) \cdot B_{Ljk} = \rho_{vjk} \cdot c_{pvk} \cdot U_{vjk} \cdot St_{vjk} \\ & (T_{vk} - T_{sk}) \cdot \sqrt{v_k} \cdot A_i \cdot \Delta L_{jk} + M \cdot (-\Delta x_{jk}) \cdot B_{Lk} \end{aligned} \quad (7)$$

여기서,  $B_L$ 은 응축잠열,  $c_{pv}$ 는 냉매증기의 정압비열,  $\Delta L_{jk}$ 는 미소구간 경계  $j$ 에서 경계  $k$ 까지의 길이,  $M$ 은 냉

매유량,  $\Delta Q_{jk}$ 는 미소구간  $\Delta L_{jk}$ 에서의 전열량, St는 Stanton 수, U는 평균 증기유속,  $\Delta x_{jk}$ 는 미소구간  $\Delta L_{jk}$ 에서 건도 변화, v는 보이드율,  $\rho_v$ 는 냉매증기밀도, j, k는 경계위치를 각각 나타낸다.

이 식에서 우변 제 1항은 증기에서 액막으로의 전열량을 나타내며, 제 2항은 증기에서 액으로 상변화에 의한 방출열량을 나타낸다. 또한, 액막의 열전달과 관벽에서 공기로의 열전달은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Delta Q_{jk} &= \alpha_{hjk} \cdot (T_{sjk} - T_{mjk}) \cdot A_i \cdot \Delta L_{jk} \\ &\approx \alpha_{hk} \cdot (T_{sk} - T_{mk}) \cdot A_i \cdot \Delta L_{jk} \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \Delta Q_{jk} &= \alpha'_a \cdot (T_{mjk} - T_a) \cdot A_i \cdot \Delta L_{jk} \\ &\approx \alpha'_a \cdot (T_{mk} - T_a) \cdot A_i \cdot \Delta L_{jk} \end{aligned} \quad (9)$$

여기서,  $\alpha_h$ 는 액막의 국소열전달계수,  $\alpha'_a$ 는 관내벽에서 공기로의 전열계수를 나타내고, 과열증기에서 포화액막으로의 열전달은 아래의 식과 같다.

$$\begin{aligned} \Delta Q'_{jk} &= q'_{jk} \cdot \pi \cdot d' \cdot \Delta L_{jk} \approx M \{ \{ c_{pvj} (T_{vj} - T_{sj}) x_j \} \\ &- \{ c_{pvk} (T_{vk} - T_{sk}) x_k \} \} = \Delta Q_{jk} - M(-\Delta x_{jk}) \cdot B_{Lk} \end{aligned} \quad (10)$$

여기서, d'는 기액계면까지의 내경, q'는 기액계면에서의 대류열유속을 나타낸다. 그리고, 과열단상 냉각 구간에서의 압력강하는 아래의 식과 같이 구하였다<sup>11)</sup>.

$$\begin{aligned} \Delta P_{jk} &:= \Delta L_{jk} \cdot \left[ \frac{G_2}{\alpha_k} \cdot \frac{\left( \left( \frac{x^2}{\alpha_k \cdot \rho_{vk}} \right) - \left( \frac{x^2}{\alpha_j \cdot \rho_{vj}} \right) \right)}{\Delta L_{jk}} \right. \\ &\left. + \frac{2}{d\sqrt{\alpha_k}} \cdot \frac{f_{ik}}{\rho_{vk}} \left( \frac{G \cdot x_k}{\alpha_k} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (11)$$

여기서, d는 관내경,  $f_{ik}$ 는 기액계면 마찰계수,  $\Delta P_{jk}$ 는 미소구간  $\Delta L_{jk}$ 에서의 정압강하, x는 건도를 나타내며, 식 (7)-(9)는 미소구간  $\Delta L_{jk}$ 의 평균치로부터 성립하는 식이다. 그러나, 미소구간  $\Delta L_{jk}$ 가 매우 짧으면 그 구간의 냉매온도강하와 압력강하는 매우 작다. 따라서, 각 식에서 미소구간  $\Delta L_{jk}$ 의 출구점 k에서의 식과 대체가 가능하다. 이것은 미소구간  $\Delta L_{jk}$ 의 평균치와 출구점 k에서 각각의 냉매상태량을 이용하여 총방열량  $Q_{2k} = \sum \Delta Q_{jk}$ 를 산출한 결과 그 차는 미소하였고, 다른 계산 값에도 거의 영향을 미치지 않았다. 그리고, 식(7)에 사용된 Stanton 수 St와 보이드율 v는 아래와 같이 반실험식과 Fauske식<sup>12-13)</sup>을 이용하였다.

$$St = 0.45 f_i / Pr_v^{2/3} \quad (12)$$

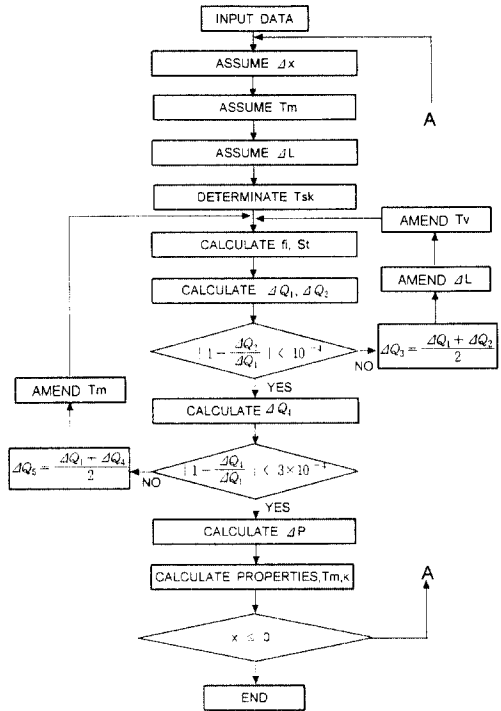


Fig. 3. Flow chart on the two-phase region.

$$v = \left( 1 + \sqrt{\frac{\rho_v}{\rho_l} \frac{1-x}{1}} \right)^{-1} \quad (13)$$

이상의 식들로부터 장치의 설계사양, 작동조건 및 과열증기의 단상 냉각구간에서 구한 경계 2에서의 냉매상태값을 입력하여 2상응축구간 내의 냉매상태량, 관벽 온도 및 열전달률 분포를 구하였다. 단, 식(7)을 식(10)으로 두는 경우, 오차를 작게 하기 위하여 식(7)의 제 1항을 다음 식과 같이 변형하였으며, Fig. 3은 이 구간의 계산 흐름도를 나타낸다.

$$\begin{aligned} \Delta Q_{jk} &\approx [\rho_{vj} \cdot c_{pvj} \cdot U_{vj} \cdot St_j \cdot (T_{vj} - T_{sj}) \\ &+ \rho_{vk} \cdot c_{pvk} \cdot U_{vk} \cdot St_k \cdot (T_{vk} - T_{sk})] \frac{\sqrt{\alpha_j + \alpha_k}}{2} \\ &A_i \cdot \Delta L_{jk} + M(-\Delta x_{jk}) B_{Lk} \end{aligned} \quad (14)$$

2-2-3. 액단상 냉각구간

Fig. 2의 경계 6에서 출구의 경계 9까지는 과냉각 액단상 냉각구간으로서 다음과 같이 해석하였다. 이 구간에서 냉매측 평균열전달률  $\alpha_L$ 은 액과 증기의 2상응축구간에서 구한 경계 6에서의 포화냉매액 온도  $T_{Lk}$ 과 기상 출구 냉매온도  $T_{Lk}$ (=유입공기온도  $T_a$ )와의 산술평균 냉

매온도  $T_{L6}=(T_{L6}+T_{L1})/2$ 에서의 열물성치<sup>14)</sup>와 Dittus-Boelter의 식으로부터 계산하였다.

$$L = 0.023 Re_L^{0.8} \cdot Pr_L^{0.3} \cdot \frac{k_{L6a}}{d} \quad (15)$$

그리고, 이 구간의 길이  $L_{69}$ 는 응축기 출구 냉매온도  $T_{L9}$ (경계 6에서의 포화냉매액 온도  $T_{L6}$ )-(과냉각도)로서 다음 식으로부터 구하였다.

$$L_{69} = \left( \frac{1}{\alpha_L} + \frac{1}{\alpha_a'} \right) \frac{M}{A_i} \frac{(H_{L6} - H_{L9})}{(T_{L6} - T_{L9})} \ln \left( \frac{T_{L6} - T_a}{T_{L9} - T_a} \right) \quad (16)$$

이상의 값들로부터 액단상 냉각구간에서 냉매온도분포 및 관벽온도분포는 다음 식으로부터 구하였다.

$$T_{Lk} = T_a + (T_{L6} - T_a) \text{EXP} \left( -\alpha_2 \frac{L_{6k}}{L_{69}} \right) \quad (17)$$

$$T_{Lm} = T_a + \gamma_2(T_{L6} - T_a) \text{EXP} \left( -\alpha_2 \frac{L_{6k}}{L_{69}} \right) \quad (18)$$

여기서,  $\alpha_2 = [(\alpha_L A_i + \alpha_n A_o) / (\alpha_L A_i + \alpha_n A_o)] \cdot L_{69} / Mc_{pL69}$ ,  $\gamma_2 = \alpha_L A_i / (\alpha_L A_i + \alpha_n A_o)$ 를 나타낸다.

### 3. 해석 결과 및 고찰

#### 3-1. 응축완료까지의 거리

Fig. 4는 유입 공기온도 변화에 대한 응축완료까지의 거리를 나타낸 것으로 공기측 열전달률을 파라미터로 하였다. 이 경우 입구 냉매온도 95°C, 응축온도 49°C, 냉매유량 0.009 kg/s인 표준조건하에서 유입 공기온도를 20~45°C로 변화시켰으며, 공기측 열전달률은 28~49 W/m<sup>2</sup>·K로 변화시켰다. 그림에서와 같이 유입 공기온도는 높을수록, 공기측 열전달률은 낮을수록 2상응축구간의 길이가 길게 나타났다. 이것은 유입공기의 온도가 높을수록 작동유체인 냉매증기와 공기와의 온도차가 작아지고, 공기측 열전달률의 감소에 따라 냉매에서 공기로의 전열량이 감소하기 때문으로 생각된다. 또, 공기온도가 45°C일때는 공기측 열전달률의 모든 조건에서 완전응축이 되지 않았다.

Fig. 5는 공기측 열전달계수 30 W/m<sup>2</sup>·K, 입구 냉매온도 95°C, 응축온도 49°C 조건에서 냉매유량 변화에 따른 응축완료까지의 거리를 나타낸 것으로 유입 공기온도를 파라미터로 하였다. 그림에서 냉매유량의 증가에 따라서는 과열영역 및 2상응축영역이 길게되어 응축

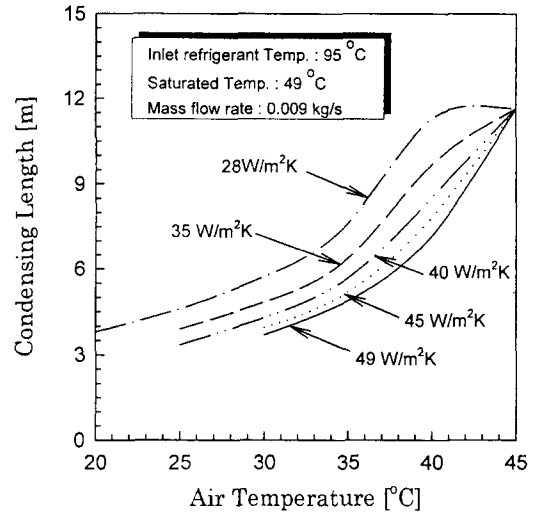


Fig. 4. Effect of condenser inlet air temperature on the condensing length.

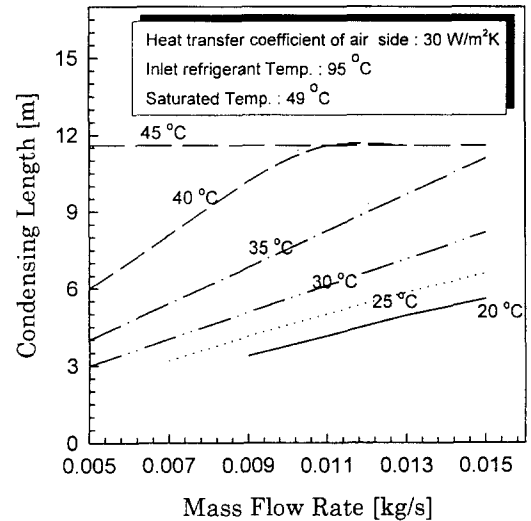


Fig. 5. Effect of mass flow rate on the condensing length.

완료까지의 거리가 증가하는 경향을 보였다. 또한, 입구 공기온도가 낮은 경우 보다 높은 경우일 때 응축완료까지의 거리가 더 길어지는 경향을 나타내었다. 그리고, 공기온도가 20~35°C 내에서는 완전 응축이 이루어졌지만, 40°C에서는 냉매유량이 0.011 kg/s의 범위에서 완전하게 응축이 되지 않았고, 45°C에서는 전체 냉매유량 범위에서 완전응축이 되지 않았다.

Fig. 6은 공기측 열전달계수 30 W/m<sup>2</sup>·K, 응축온도 49°C, 냉매유량 0.009 kg/s의 조건하에서 냉매 입구온도

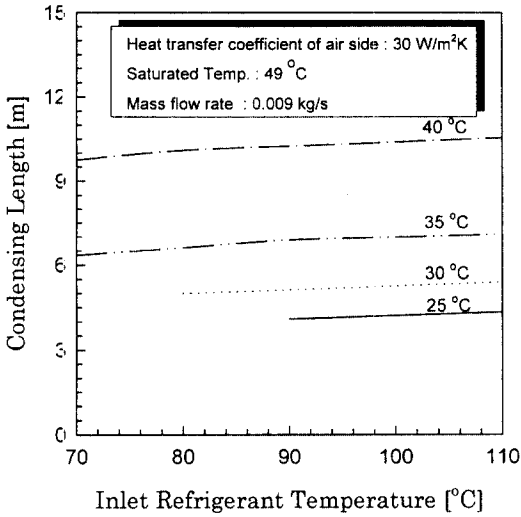


Fig. 6. Effect of condenser inlet refrigerant temperature on the condensing length.

변화에 따른 응축완료까지의 거리를 나타낸 것으로 공기온도를 파라미터로 하였다. 그림에서와 같이 입구 냉매온도가 높게 되는 만큼 응축완료까지의 거리는 증가하는 경향을 보였지만 그 영향은 다른 파라미터에 비해 매우 미소한 증가를 보였다. 이것은 입구냉매온도의 상승으로 인해 현열변화를 하는 과열증기 영역만 약간 길어지고, 2상응축 영역의 길이는 그다지 크게 변화되지 않은 결과라 생각된다. 따라서, 응축완료까지의 거리는

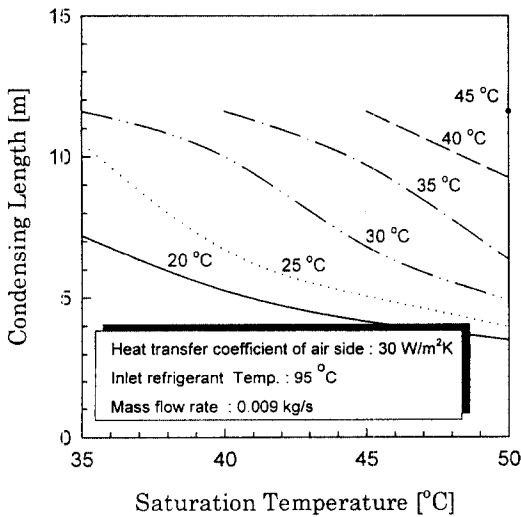


Fig. 7. Effect of saturated temperature on the condensing length.

입구냉매온도의 영향보다는 유입공기 온도에 더 큰 영향을 받는다는 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 응축온도에 따른 응축완료까지의 거리를 나타낸 것으로 다른 조건은 표준조건으로 하였으며, 유입 공기온도를 파라미터로 하였다. 그림에서와 같이 응축온도가 낮을수록 유입공기 온도차가 높을수록 응축완료까지의 거리는 증가하는 경향을 나타내었다. 이것은 공기와의 열교환 온도차가 작게 되기 때문이며, 특히 유입 공기온도가 30°C 이상일 때는 완전응축이 발생되지 않았다.

### 3-2. 방열량

Fig. 8은 유입 공기온도의 변화에 따른 응축기의 방열량을 나타낸 것으로 나머지 조건은 Table 2의 표준조건으로 공기측 열전달률을 파라미터로 하였다. 그림에서 유입공기 온도가 20~40°C 범위에서는 공기측 열전달률이 방열량에 큰 영향을 미치지 않았지만 40°C 이상에서는 큰 영향을 미쳤다. 이것은 유입 공기온도와 공기측 열전달률의 변화에서 유입 공기온도는 낮을수록, 공기측 열전달률은 높을수록 동일 운전조건에서 관벽온도가 낮게 되어 열교환량이 많아지기 때문에 응축 개시점이 빨라지고 교환열량도 많은 것으로 생각된다. 그러나 공기온도가 포화온도와 가까운 45°C에서는 냉매의 완전응축이 이루어지지 않았으므로 현저한 방열량의 감소를 보였다.

Fig. 9는 냉매유량의 변화에 따른 방열량을 나타낸 것으로 공기온도를 파라미터로 하였다. 그림에서와 같이 공기온도가 20~35°C 범위에서 변화할 경우에는 거의 방

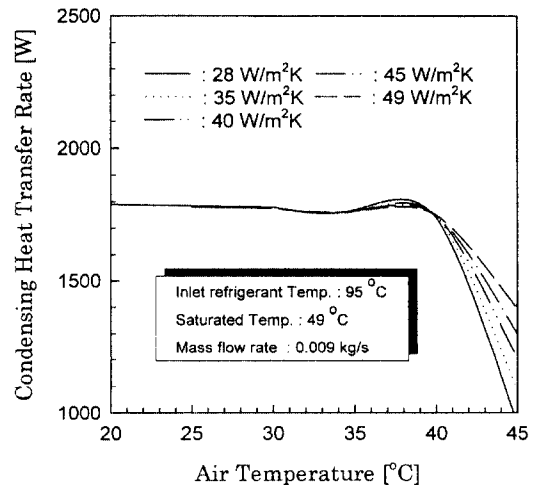


Fig. 8. Effect of condenser inlet air temperature on the condensing heat transfer rate.

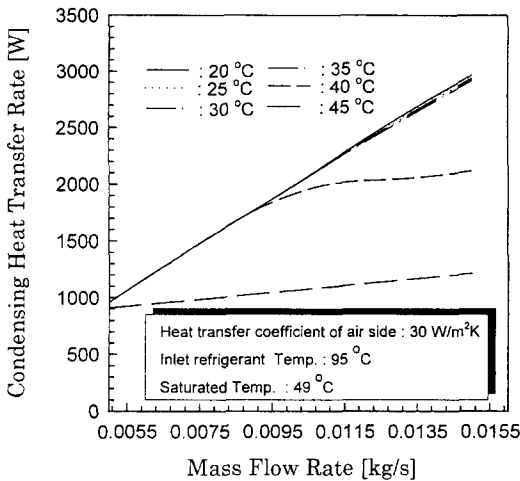


Fig. 9. Effect of mass flow rate on the condensing heat transfer rate.

열량에 영향을 미치지 않았다. 그러나 유량의 변화에 대해서는 거의 선형적으로 증가함을 보였다. 이것은 2상 구간에서 냉매유량의 증가에 따른 열교환량이 크게 증가하기 때문으로 생각된다. 그러나 공기온도 40°C, 유량 0.011 kg/s 이상에서는 완전응축이 일어나지 않았고, 45°C에서는 전체 유량범위에서 완전응축이 되지 않으므로 유량증가에 따른 방열량의 증가폭은 미소하였다.

Fig. 10은 입구 냉매온도 변화에 따른 방열량을 나타낸 것으로 공기온도를 파라미터로 하였다. 그림에서와 같이 입구냉매온도가 증가할수록, 공기온도가 낮을수록

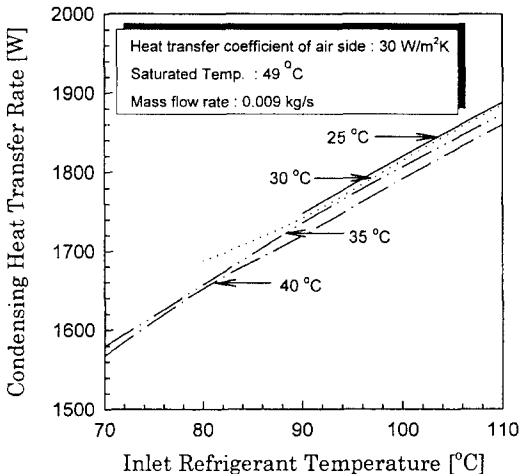


Fig. 10. Effect of condenser inlet refrigerant temperature on the condensing heat transfer rate.

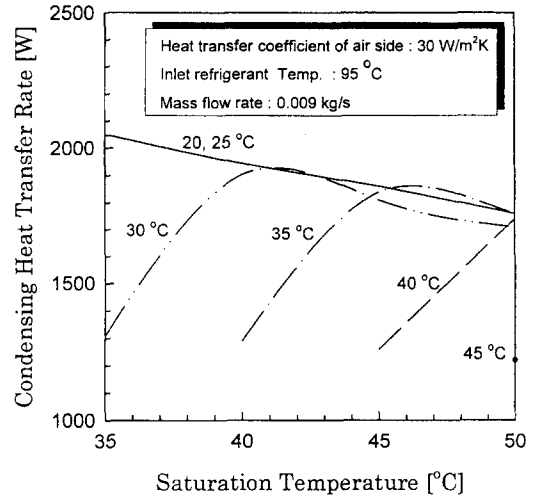


Fig. 11. Effect of saturated temperature on the condensing heat transfer rate.

방열량이 증가하는 경향을 보였다. 이것은 작동유체가 가지는 열량이 상대적으로 많아지고, 과열증기 구간의 현열량도 증가하기 때문으로 생각된다. 그리고, 입구 냉매온도 변화가 유입 공기온도 변화보다 방열량에 더 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있다.

Fig. 11은 냉매의 포화온도 변화에 따른 방열량을 나타낸 것으로 공기온도를 파라미터로 하였으며, 기타 조건들은 표준상태로 하였다. 그림에서 포화온도가 높아질수록 방열량은 다소 감소하는 경향을 나타내었다. 이것은 응축온도가 낮을수록 외부 유체와의 온도차가 작게되기 때문이며, 그림에서와 같이 응축온도 변화보다는 외부 공기온도 변화가 방열량에 더 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 이때, 공기온도가 20~25°C에서는 완전하게 응축하여 일정한 방열량의 감소를 보였지만, 포화온도와 가까운 공기온도에서는 완전하게 응축이 되지않아 2상 응축영역이 짧아지므로서 현저한 방열량의 감소를 보였다.

#### 4. 결 론

공기조화용 소형 공냉 응축기에서 냉매상태량, 열전달률 및 관벽온도 등을 파악하여 시뮬레이션에 의해 이들의 변화가 응축완료점까지의 거리와 방열량에 미치는 영향을 파악한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 전열면적 계산법에 의해 전열관을 미소부분으로 분할하고, 순차계산을 통하여 국소 열전달률 및 압력강하식을 구하여 공냉응축기의 해석모델 및 냉매상태량 분포를 파악할 수 있었다.

2. 시뮬레이션에 의해 응축온도, 응축기 입구냉매온도, 공기측 열전달률, 냉매유량, 유입 공기온도 등을 작동조건으로 설정하여 이들이 응축완료까지의 거리 및 방열량에 미치는 영향을 정성적 및 정량적으로 파악할 수 있었으며, 이들 결과를 실험적으로 검증한 결과 기준조건 범위내에서는 최대오차가 5% 이내로 잘 일치하였다.

3. 일반적으로 응축기의 성능에 많은 영향을 미치는 각종 파라미터들을 중심으로 광범위한 작동조건에서 이들의 상관관계 및 특성을 파악함으로써 응축기 설계를 위한 기초자료를 얻을 수 있었으며, 이들 결과는 설치장소나 작동조건, 주위환경 등에 따라 서로간에 다양한 영향을 미치는 실제장치의 동적특성 해석을 위한 기초 자료를 획득할 수 있었다.

$\rho$  : 밀도,  $\text{kg/m}^3$

**첨자**

- 1~9 : 경계위치
- a : 공기
- d : 토출
- h : 국소
- i : 기액계면
- j, k : 임의의 경계
- L : 액단상
- m : 관벽
- s : 과열증기 및 포화
- v : 증기

**감사의 글**

본 연구는 1998년도 동명대학 학술연구소의 연구비 지원으로 수행되었으며, 이에 관계자분들께 감사를 드립니다.

**참고문헌**

**사용기호**

- $A_i$  : 응축기 관내 원주 길이, m
- $A_o$  : 응축기 관외주 길이, m
- $B_L$  : 응축잠열, J/kg
- $c_p$  : 정압비열,  $\text{J/kg} \cdot \text{K}$
- $d'$  : 기액계면 직경, m
- $f_i$  : 기액계면 마찰계수
- H : 엔탈피, W/kg
- L : 관길이, m
- $\Delta L$  : 미소구간 길이, m
- M : 질량유량,  $\text{kg/s}$
- n : 폴리트로픽 지수
- Nu : 너셀수
- P : 압력, Pa
- Pr : 프란틀수
- $\Delta P$  : 정압강하, Pa
- Q : 전열량, W
- $\Delta Q$  : 미소구간  $\Delta L$ 에서 전열량, W
- Re : 레이놀즈수
- St : 스탠턴수
- T : 온도, °C
- v : 보이드율
- x : 전도
- $\Delta x$  : 미소구간  $\Delta L$ 에서의 전도변화
- $\alpha$  : 열전달 계수,  $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$

1. 장영수, 김민수, 노승탁: "탄화수소 냉매를 사용한 냉방시스템의 성능 및 열전달 특성", 대한기계학회 논문집(B), 제 21권, 제 5호, pp. 713-723 (1997).
2. Withers, J.G.: "Tube-side heat transfer and pressure drop for tubes having helical internal ridging with turbulent/transitional flow single-phase fluid", Part I, Single-Helix Ridging, Heat Transfer Engineering, Vol. 2, No. 1, pp. 48-58 (1980).
3. 권정배, 배성원, 김무환: "Wilson Plot Technique을 이용한 열전달계수 측정", '97공기조화 냉동공학회 학술논문집, pp. 257-261 (1997).
4. 박혁범, 유승문, 윤 백, 유국철: "평활관 및 미세원관 내에서의 물을 이용한 열전달 및 압력강하 특성에 관한 실험", 공기조화 냉동공학회 논문집, 제 9권 제 4호, pp. 454-461 (1997).
5. 安田弘, 柳澤澈邇, 出石峰敏: "蒸氣壓縮式冷凍サイクルの動特性モデル", 日本冷凍協會論文集, 第 11卷, 第 3號, pp. 263-275 (1994).
6. 鳥越邦和, 山下浩幸, 蛭子毅, 川端克宏: "空調用空冷式熱交換器における最新の技術動向", 冷凍, 第 67卷, 第 782號, pp. 1-10 (1992).
7. Rohsenow, W.M.: "The influence of return bends on the down streams pressure drop and condensation heat transfer in tubes", ASHRAE Trans., No. 2269, pp. 129-137 (1973).
8. Geary, D.F.: "Return Bend Pressure Drop in Refrigeration Systems", ASHRAE Trans., No. 2342, pp. 250-265 (1975).
9. 藤井哲, 本田博司, 野津滋, 川上修二: "過熱蒸氣の水平管内凝縮", 冷凍, 第 52卷, 第 596號, pp. 553-576 (1977).
10. 野津滋, 藤井哲, 本田博司: "空冷コンデンサの傳熱



- 面積の計算法”, 冷凍, 第 57卷, 第 660號, pp. 41-53 (1982).
11. 野津滋, 本田博司, 藤井哲: “過熱蒸氣の水平管内凝縮 - 熱傳達と壓力降下の式の提案 -”, 冷凍, 第 58卷, 第 669號, pp. 15-24 (1983).
12. 野津滋, 藤井哲, 本田博司: “空冷コンデンサの平均凝縮熱傳達係數と摩擦係數の實用簡易式の提案”, 冷凍, 第 58卷, 第 670號, pp. 11-16 (1983).
13. 野津滋, 藤井哲, 本田博司: “空冷コンデンサの平均凝縮熱傳達係數と摩擦係數の式の提案”, 冷凍, 第 58卷, 第 670號, pp. 1-9 (1983).
14. 日本冷凍協會: 1975, “R22 冷媒熱物性値表”.