

소형 공조용 증발기의 특성 해석

김재돌* · 윤정인** · 김영수** · 문춘근***

Analysis of Characteristics on Small Air-Conditioning Type Evaporator

J-D Kim* · J-I Yoon** · Y-S Kim** · C-G Moon***

Key words : Air-cooled evaporator(공냉식 증발기), Heat transfer coefficient(열전달 계수), Super-heated vapor region(과열증기영역), Two-phase region(2상영역)

Abstract

When investigating optimum design of the evaporator in the refrigeration and heat pump systems, there is still lack of data for the dynamic characteristics of the evaporator. This is due to the fact that the static characteristics in the evaporator are absolutely difficult to measure and are burdened with uncertainties. In this study, the simulation works for static characteristics in the evaporator of small air conditioner are carried out to obtain the data of dynamic characteristics. In the simulation, the test evaporator is divided by two-phase evaporating region and single-phase heating region. The major parameters are refrigerant flow rate, heat transfer coefficient of air, air velocity and air temperature. 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 evaporator. The effects of the four parameters on the length of evaporating completed point and heat flow rate to the evaporator are clarified.

기호설명

Nu : 너셀수
P : 압력 [Pa]
Pr : 프란틀수
 ΔP : 정압강하 [Pa]

Q : 전열량 [W]
 ΔQ : 미소구간 ΔL 에서 전열량 [W]
Re : 레이놀즈수
St : 스타턴수
T : 온도 [$^{\circ}$ C]
v : 보이드율

* 정회원, 동명대학 (원고접수일 : 2000년 12월)
** 정회원, 부경대학교
*** 정회원, 부경대학교 대학원

- x : 건도
- Δx : 미소구간 ΔL 에서의 건도변화
- α : 열전달 계수 [$W/m^2 \cdot K$]
- ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

- 1~4 : 경계위치
- a : 공기
- h : 국소
- j, k : 임의의 경계
- l : 액단상
- m : 관벽
- s : 과열증기 및 포화
- v : 증기

1. 서 론

생활수준의 향상과 쾌적한 환경을 바라는 인간의 욕구 증대 그리고 에너지 절약을 위한 기술개발 등으로 냉동공조기의 사용과 중요성은 날로 증가하고 있다. 냉동공조기는 압축기, 응축기, 팽창장치, 증발기 등 4개의 주요 부품으로 구성되어 있으며, 시스템의 효율향상을 위해서는 시스템의 최적설계가 이루어져야 하며, 전체 시스템의 최적설계를 위해서는 시스템 각 구성요소의 최적설계가 선행되어야 한다. 이를 위해서는 시스템 각 구성요소들의 특성을 정확히 파악할 필요가 있다. 냉동공조기에 있어 증발기와 응축기는 용도의 차이는 있지만 소형의 경우 주로 동일한 형상의 열교환기를 사용하고 있기 때문에 전체 성능에 미치는 영향이 매우 크고, 팽창장치와 압축기와는 달리 성능에 직접적인 영향을 미치기 때문에 이 부분의 최적설계여부가 시스템의 성능을 좌우하게 된다.⁽¹⁻²⁾ 그러나 이들 열교환기에 대한 정확한 해석에는 여러 가지 어려운 점들이 있다. 그 중의 하나는 이들 열교환기 내 작동매체인 냉매의 상태가 일정한 유동특성을 가지는 것이 아니라 상변화에 따라 열 및 물질이동이 동시에 발생하기 때문에 증발기나 응축기 자체의 정확한 특성을 실험적으로 파악하는 것이 대단히 어렵다는 것이다.⁽³⁻⁴⁾

따라서, 본 연구에서는 일반적으로 소형 가정용

공조기에 사용되고 있는 플레이트 핀 코일형 공냉식 증발기를 대상으로 증발기의 성능에 큰 영향을 미치고 있는 냉매유량, 공기측 열전달률, 공기속도, 공기온도를 파라미터로 하여 이들의 상호관계와 증발완료까지의 거리 및 흡열량 등에 미치는 영향을 파악하였다. 해석 시에는 증발기를 2상영역과 과열증기영역으로 구분하여 해석하였다.

2. 이론해석

2.1 해석모델

본 해석에 사용된 증발기는 소형 가정용 룸에어콘에 사용되고 있는 것으로 관측 방향에 수직으로 핀이 부착되어 있으며 전열관 내·외경이 각각 6.5mm, 7.0mm이고, 길이 7898mm, 핀면적 25.4mm×231mm, 핀수 264개로 2패스 2열 25단으로 구성되어 있다. 모델 해석시에는 곡간부가 직관부의 열전달률과 압력강하에 미치는 영향을 생략하고, 증발기를 수평 전열관으로 가정하였다. 그리고 실제 기기에 적용시키기 위하여 설계사양 및 작동조건은 제작회사의 설계자료를 참조하였다.

Table 1은 본 모델해석에 사용된 파라미터 및 작동조건을 나타내며, 표에서는 기준범위를 중심으로 변화 범위 내에서 각 스텝별 해석을 수행하였

Table 1 Operating conditions and parameters

Parameters	Standard conditions	Ranges
		Step
Evaporating temperature [$^{\circ}C$]	7.6	1.6~13.6 3
Inlet quality	0.2	0.1~0.4 0.1
Mass flow rate [kg/s]	0.01	0.004~0.012 0.002
Heat transfer coefficient of air side [$W/m^2 \cdot K$]	32	25.5~34.8
Air velocity [m/s]	1.15	0.75~1.35 0.2
Air temperature [$^{\circ}C$]	27	23~31 2

다. 그리고 사용된 냉매는 일반적으로 공조용에 많이 쓰이는 R-22를 사용하였다.

2.2 해석방법

Fig. 1은 플레이트 핀 코일형 증발기의 개략도를 나타내며, Fig. 2는 증발기 입구에서 출구까지 냉매와 관벽의 온도 및 냉매의 상태 분포를 나타낸다. 해석은 이 모델로부터 수행하였으며, 그림에서 입구경계 1에서 경계 2를 증발영역, 경계 2에서 경계 3을 증발완료점 영역, 경계 3에서 경계 4를 과열증기 영역으로 분할하여 각 영역에서 각 파라미터에 대하여 해석하였다.

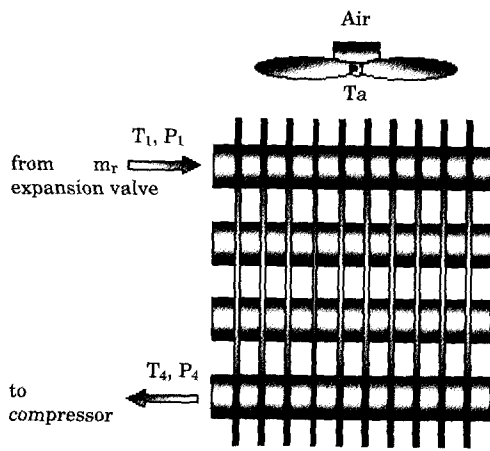


Fig. 1 Schematic diagram of air cooling evaporator

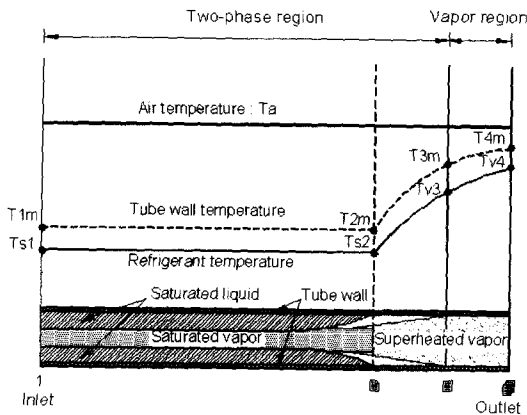


Fig. 2 Model of temperature and refrigerant distribution in the air-cooled evaporator

실제 장치에서 냉매의 흐름은 입구경계 1에서 포화증기와 포화액의 2상 상태로 유입된 냉매는 관 중심부에는 포화증기 그리고 관내벽면에는 포화액으로 흐르다가 경계 2에서 포화증기는 과열증기로 되고, 경계 3에서 냉매는 증발을 완료하게 된다. 그리고 경계 4까지 냉매는 가열이 계속되어 과열증기로 유출하게 된다.

(1) 기·액 2상영역

Fig. 2의 경계 1에서 경계 3까지는 액과 증기가 공존하는 2상증발영역으로, 증발기 내 입구의 미소구간에서 환상류 모델을 나타내면 Fig. 3과 같다. 이 영역의 미소구간 j~k에서 공기로부터 관내벽으로의 열전달, 액막의 열전달, 냉매 엔탈피 변화를 고려하면 각각 식(1)~(3)과 같다.

$$\Delta Q_{jk} = \alpha_a' \cdot (T_a - T_{mjk}) \cdot A_i \cdot \Delta L_{jk} \approx \alpha_a' \cdot (T_a - T_{mk}) \cdot A_i \cdot \Delta L_{jk} \quad (1)$$

$$\Delta Q_{jk} = \alpha_{hjk} \cdot (T_{mjk} - T_{sjk}) \cdot A_i \cdot \Delta L_{jk} \approx \alpha_{hk} \cdot (T_{mk} - T_{sk}) \cdot A_i \cdot \Delta L_{jk} \quad (2)$$

$$\Delta Q_{jk} = \rho_{vjk} \cdot c_{pvjk} \cdot U_{vjk} \cdot St_{vjk} \cdot (T_{vjk} - T_{sjk}) \cdot \sqrt{v_{jk}} \cdot A_i \cdot \Delta L_{jk} + M \cdot (\Delta x_{jk}) \cdot B_{Ljk} \approx \rho_{vk} \cdot c_{pvk} \cdot U_{vk} \cdot St_{vk} \cdot (T_{vk} - T_{sk}) \cdot \sqrt{v_k} \cdot A_i \cdot \Delta L_{jk} + M \cdot (\Delta x_{jk}) \cdot B_{Lk} \quad (3)$$

여기서, A_i 는 관내원주 길이, B_L 은 증발잠열, c_{pv} 는 냉매증기의 정압비열, ΔL_{jk} 는 미소구간 경계 j에서 경계 k까지의 길이, M 은 냉매유량, ΔQ_{jk} 는 미소구간 ΔL_{jk} 에서 전열량, St 는 스탠턴수, U_v 는 평균 증기유속, Δx_{jk} 는 미소구간 ΔL_{jk} 에서 건도 변화, v 는 보이드율, T_s 는 포화온도, T_v 는 냉매증기

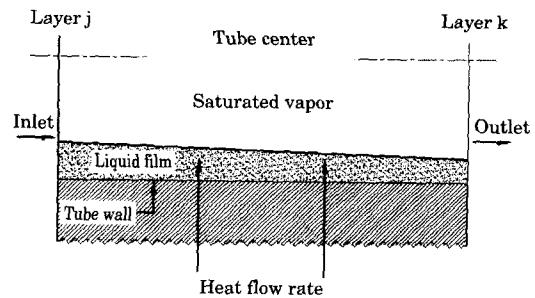


Fig. 3 Model of annular flow from layer j to layer k

온도, ρ_v 는 냉매증기 밀도, j, k 는 경계위치, α_h 는 액막의 국소 열전달계수, T_m 은 관내벽온도, α_a' 는 공기로부터 관내벽으로의 전열계수, T_a 는 유입 공기온도를 각각 나타낸다. 그리고, 이 구간에서의 2상구간의 압력강하는 식(4)로부터 계산하였다.

$$\frac{\Delta P_{jk}}{\Delta L_{jk}} = \Phi_i^2 \cdot \left(\frac{\Delta P_{jk}}{\Delta L_{jk}}\right) \left(\frac{\Delta P_{jk}}{\Delta L_{jk}}\right) = \frac{2f_i \cdot G^2 \cdot (1-x)^2}{d \cdot \rho_l} \quad (4)$$

여기서, Φ_i 는 마찰손실 파라미터, f_i 는 마찰계수이며, G 는 질량속도, x 는 건도, ρ_l 는 냉매액의 밀도를 각각 나타낸다.

(2) 과열증기 단상영역

Fig. 2의 경계 3에서 경계 4는 과열증기영역으로 다음과 같이 해석하였다. 냉매측 열전달률 α_s 는 기·액 2상영역에서 경계 3의 냉매온도와 가정한 출구 냉매온도 T_4 와의 산술평균 냉매온도로 구한 열물성치로부터 Dittus-Boelter의 식(5)로부터 계산하였다.

$$\alpha_s = 0.023 Re_v^{0.8} \cdot Pr_v^{0.4} \cdot \frac{k_{v34}}{d} \quad (5)$$

여기서, Re_v 는 레이놀즈수, Pr_v 은 프란트수를 나타낸다. 그리고 이 구간의 길이는 식(6)로부터 계산하였다. 이상에서와 같이 여러 값이 결정되면, 과열증기 단상구간 내에서의 냉매온도 분포 및 관벽온도 분포는 각각 식(7), (8)로부터 계산하였다.

$$L_{34} = \left(\frac{1}{\alpha_s} + \frac{1}{\alpha_a'}\right) \frac{M}{A_i} c_{pv} \ln\left(\frac{T_a - T_{v3}}{T_a - T_{v4}}\right) \quad (6)$$

$$T_{vk} = T_a - (T_a - T_{v3}) \text{EXP}\left(-\alpha_1 \frac{L_{3k}}{L_{34}}\right) \quad (7)$$

$$T_{vm} = T_a - \gamma(T_a - T_{v3}) \text{EXP}\left(-\alpha_1 \frac{L_{3k}}{L_{34}}\right) \quad (8)$$

여기서,

$$\alpha_1 = [(\alpha_s A_i \alpha_a A_o) / (\alpha_s A_i + \alpha_a A_o)] \cdot L_{34} / M c_{pv34}$$

$$\gamma = \alpha_s A_i / (\alpha_s A_i + \alpha_a A_o) \text{를 각각 나타낸다.}$$

3. 해석결과 및 고찰

3.1 증발완료까지의 거리

Fig. 4는 냉매유량 변화에 따른 증발완료까지의 거리를 나타낸 것으로 증발기 유입공기온도를 파라미터로 하였다. 냉매유량은 0.01kg/s를 기준으로 0.004~0.012kg/s까지 0.002kg/s씩 변화시켰으며, 유입공기온도는 27°C를 기준으로 23~31°C까지 2°C씩 변화시켰다. 그림에서와 같이 냉매유량이 증가할수록, 유입공기온도가 낮을수록 증발완료까지의 길이는 증가함을 알 수 있었다. 이것은 냉매유량이 증가할수록, 유입공기온도가 낮을수록 열교환량에 영향을 미침으로써 증발완료까지의 길이가 길어지게 된다. 유입공기온도가 23°C의 경우, 냉매유량 0.008~0.012kg/s의 범위에서는 완전히 증발하지 않았으며, 유입공기온도가 31°C의 경우에는 전체 유량 범위에서 완전히 증발하였다.

Fig. 5는 증발기 유입공기온도 변화에 대한 증발완료까지의 거리를 공기측 열전달률을 파라미터로 하였다. 공기온도를 23~31°C까지 2°C를 기준으로 2°C씩 변화시켰으며, 공기측 열전달률은 공기속도 상관식으로부터 구하였다. 공기속도는 기준속도 1.15m/s를 기준으로 0.75~1.35m/s까지

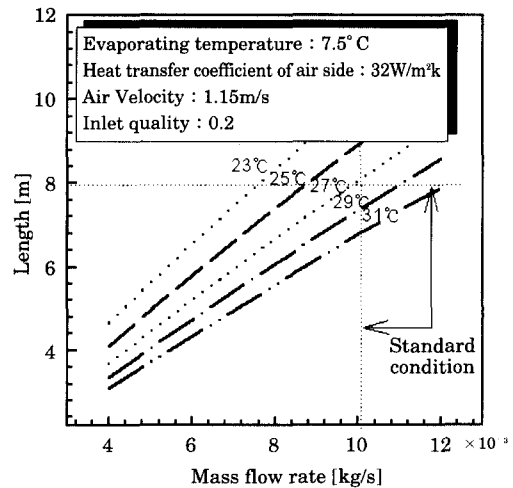


Fig. 4 Change in length with respect to the mass flow rate

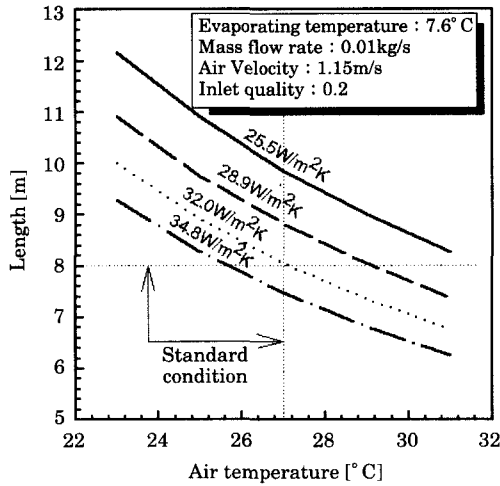


Fig. 5 Change in length with respect to the air temperature

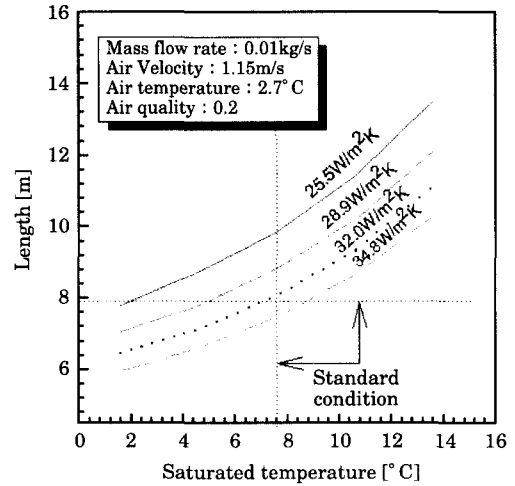


Fig. 7 Change in length with respect to saturated temperature

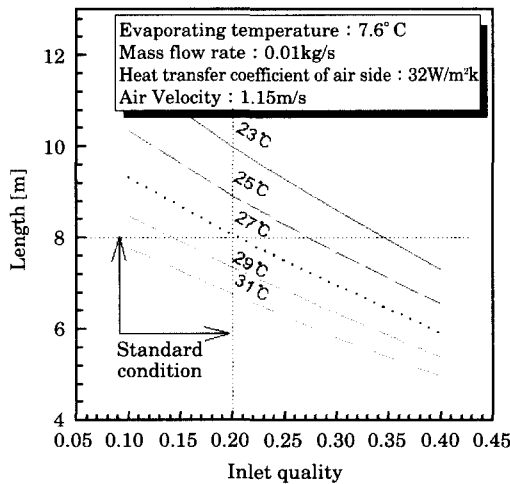


Fig. 6 Change in length with respect to inlet quality

0.2m/s씩 변화시켰다. 그림에서와 같이 유입공기 온도와 공기측 열전달률이 증가할수록 증발완료까지의 길이는 짧아졌다. 그리고 공기측 열전달률이 25.5W/m²K의 경우, 23~31°C의 전체 범위에서 냉매는 완전히 증발하지 않았다. 이것은 유입공기 온도 증가에 따른 열교환량의 증가보다 공기측 열전달률의 감소에 따른 열교환량의 감소량이 커짐에 따른 결과로 판단된다.

Fig. 6은 증발기 입구 건도 변화에 대한 증발완

료까지의 거리를 공기온도를 파라미터로 한 경우 증발완료까지의 거리에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 증발기 입구 건도는 0.1~0.4까지 0.2를 기준으로 0.1씩 변화시켰으며, 공기온도는 23~31°C까지 2°C를 기준으로 2°C씩 변화시켰다. 그림에서와 같이 증발기 입구 건도가 증가할수록 유입 공기온도가 낮을수록 증발완료까지의 거리가 증가하는 일반적인 경향을 보였다. 이는 증발기 입구 건도가 증가한다는 것은 동일한 냉매유량에서 포화액보다 포화증기가 많아짐을 의미하며 따라서 증발완료까지의 거리는 감소하게 되는 것으로 판단된다.

Fig. 7은 포화온도의 변화에 따른 증발완료까지의 거리를 공기측 열전달률을 파라미터로 증발 완료까지의 거리에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 포화온도는 1.6~13.6°C까지 7.6°C를 기준으로 3.6°C씩 변화시켰으며, 공기측 열전달률은 25.5~34.8W/m²K까지 32.0W/m²K을 기준으로 변화시켰다. 그림에서와 같이 포화온도가 증가할수록 공기측 열전달률이 감소할수록 증발완료까지의 거리는 증가하는 경향을 보였다. 이는 포화 온도가 증가함에 따라 유입공기온도와 온도차가 감소하여 충분한 열전달이 이루어지지 않았기 때문이다.

3. 2 증발완료까지의 열량

Fig. 8은 냉매유량 변화에 따른 증발기의 흡열량을 유입공기온도를 파라미터로 나타낸 것이다. 냉매유량은 0.01kg/s를 기준으로 0.004~0.012kg/s까지 0.002kg/s씩 증가시켰으며, 유입공기온도는 27°C를 기준으로 23~31°C까지 2°C씩 증가시켰다. 그림에서와 같이 냉매유량 및 유입공기온도가 증가할수록 증발기의 열교환량은 증가함을 알 수

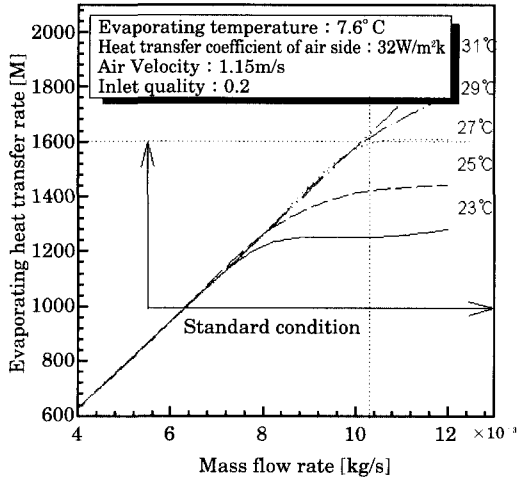


Fig. 8 Change in evaporating heat transfer rate with respect to the mass flow rate

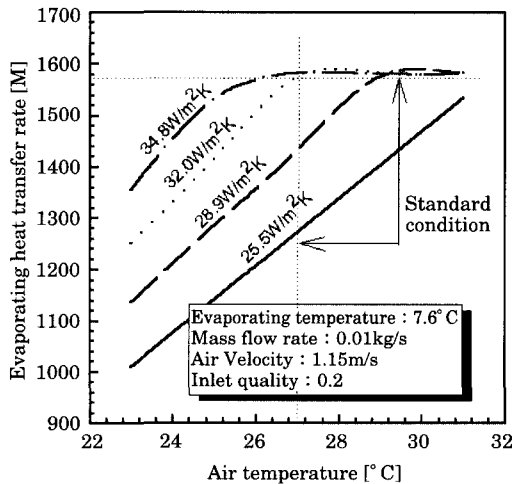


Fig. 9 Change in evaporating heat transfer rate with respect to the air temperature

있다. 유입공기온도 23°C의 경우, 냉매유량이 0.008~0.012kg/s의 범위에서 그리고 유입공기온도 25°C, 27°C의 경우에는 0.01~0.012kg/s의 범위에서 열교환량의 변화가 거의 없었지만, 유입공기온도가 31°C의 경우에는 전 유량범위에서 열교환량이 증가함을 알 수 있었다. 이것은 유입공기온도 23°C의 경우 0.008~0.012kg/s, 25°C, 27°C의 경우 0.01~0.012kg/s의 범위에서 냉매가 완전히 증발하지 않아 흡열량의 변화가 거의 없는 것으로 판단된다. 그리고 31°C의 경우에는 유량증가에 따라 2상구간이 증가하고, 전체 유량 범위에서는 완전히 증발하므로 열교환량이 증가하는 것으로 판단된다.

Fig. 9는 유입공기온도 변화에 따른 증발기의 흡열량의 변화를 공기측 열전달률을 파라미터로 나타내었다. 그림에서 유입공기온도는 27°C를 기준으로 23~31°C까지 2°C씩 증가시켰으며, 공기측 열전달률은 32W/m²K를 기준으로 25.5~34.8W/m²K로 변화시켰다. 이 때, 유입공기온도 및 공기측 열전달률이 증가할수록 증발기 흡열량은 증가하는 경향을 보였다. 그러나 공기측 열전달률이 28.9W/m²K의 경우, 유입공기온도 29~31°C에서, 32W/m²K와 34.8W/m²K의 경우에는 27~31°C의 범위에서 증발기의 흡열량이 일정하였다. 이는 유입공기온도가 상승함에 따라 흡열량은 증

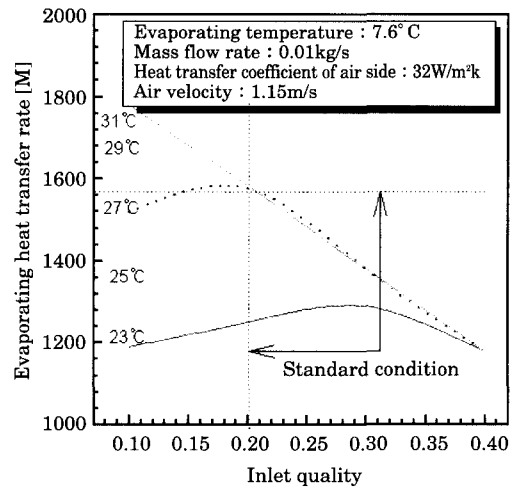


Fig. 10 Change in evaporating heat transfer rate with respect to inlet quality

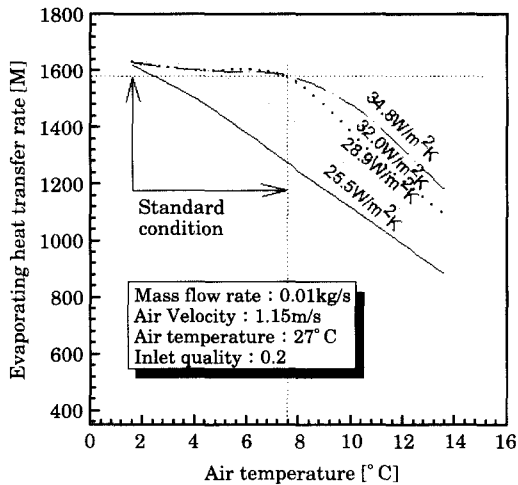


Fig. 11 Change in evaporating heat transfer rate with respect to saturated temperature

가하지만 흡열량에 큰 영향을 미치는 2상구간의 거리가 감소하기 때문으로 생각된다.

Fig. 10은 증발기 입구건도에 따른 증발기의 흡열량의 변화를 유입공기온도를 파라미터로 나타낸 것이다. 증발기 입구 건도는 0.1~0.4까지 0.2를 기준으로 0.1씩 변화시켰으며, 유입공기온도는 23~31°C까지 27°C를 기준으로 2°C씩 변화시켰다. 그림에서 유입공기온도가 31°C, 29°C의 경우, 증발기 입구 건도가 증가할수록 증발기의 열교환량이 감소하는 경향을 보였지만, 유입공기온도가 27°C의 경우에는 증발기 입구 건도가 0.2를 기준으로 증가, 감소하는 경향을 보였으며, 유입공기온도가 25°C, 23°C의 경우에는 증발기 입구 건도가 각각 0.2, 0.3을 기준으로 증가, 감소하는 경향을 보였다. 따라서 최적의 증발기 입구 건도는 이러한 점들이 기준이 될 수 있다.

Fig. 11은 포화온도변화에 대한 증발기 열교환량의 변화를 공기측 열전달률을 파라미터로 나타낸 것이다. 포화온도는 앞에서와 같이 1.6~13.6°C까지 7.6°C를 기준으로 3.6°C씩 변화시켰으며, 공기측 열전달률은 25.5~34.8W/m²K까지 변화시켰다. 그림에서 알 수 있듯이 포화온도가 증가할수록 공기측 열전달률이 감소할수록 증발기의 열교환량은 감소하는 경향을 보였다. 공기측 열전달률이 25.5W/m²K인 경우 전 포화온도 범위에서 증발

기의 열교환량이 감소하는 경향을 보였지만, 공기측 열전달률이 28.9W/m²K인 경우에는 포화온도가 1.6~4.6°C의 범위에서, 공기측 열전달률이 32.0W/m²K와 34.8W/m²K에서는 1.6~7.6°C의 범위에서 증발기 열교환량의 감소량이 거의 일정한 경향을 나타내었다. 이는 이 범위에서 포화온도가 증가할수록 2상구간의 길이는 증가하지만, 냉매측 열전달계수가 감소하고 유입공기와의 온도차가 감소함으로써 증발기의 흡열량의 감소 변화가 거의 일정한 경향을 나타내는 것으로 판단된다.

4. 결 론

소형 공조용 공냉식 증발기에서 냉매유량, 공기측 열전달률, 공기속도 및 온도, 입구건도, 포화온도의 변화가 증발완료까지의 거리와 흡열량에 미치는 영향에 대해 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 전열면적 계산법에 의해 전열관을 미소부분으로 분할하고, 순차계산을 통하여 공냉식 증발기의 해석모델 및 냉매상태량의 분포를 파악할 수 있었다.
- (2) 냉매유량, 공기측 열전달률, 공기속도 및 온도, 입구건도, 포화온도의 변화가 증발완료까지의 거리 및 흡열량에 미치는 영향을 정성적 및 정량적으로 파악할 수 있었다.
- (3) 일반적으로 증발기의 성능에 많은 영향을 미치는 각종 파라미터들을 중심으로 광범위한 작동조건에서 이들의 상관관계 및 특성을 파악함으로써 증발기 설계를 위한 기초자료를 얻을 수 있었다.

후 기

이 논문은 2001년도 두뇌한국21사업에 의해 지원되었으며 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. 鳥越邦和, 山下浩幸, 蛭子毅, 川端克宏, 1992, “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.

2. 飯田健二, 1980, “空冷ヒートポンプルームクーラーパッケージの紹介”, 冷凍, 第55卷, 第634號, pp. 68~78.
3. 望月貞成, 八木良尙, 楨本達三, 1979, “プレートフィン形空冷コンデンサの過渡特性に関する研究”, 冷凍, 第54卷, 第624號, pp. 17~25.
4. 野津滋, 本田博司, 藤井哲, 1983, “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.
5. Japanese association of refrigeration, 1976, “R22 Thermophysical Properties of Refrigeration”, Tokyo
6. ASHRAE Handbook Fundamentals, 1995, “Thermophysical Properties of Refrigerants”, Chapter 19
7. 이종필, 신진규, 한인근, 김재돌, 윤정인, 1997, “응축기의 동특성 해석을 위한 정특성 평가”, 공기조화·냉동공학회 하계학술발표논문집, pp. 244~250.
8. J. D. Kim, H. K. Oh, and J. I. Yoon, 1996, “Analysis Of Dynamic Characteristics on Evaporator with Various Disturbances”, Proceedings of International Ondol Conference, pp. 422~429.

저 자 소 개



김재돌(金在堯)

1967년생. 1991년 부산수산대학교 냉동공학과 졸업. 1993년 부산수산대학교 대학원 냉동공학과 졸업(공학석사). 1996년 동대학원 졸업(공학박사). 현재 동명대학 건축기계설비시스템과 조교수



윤정인(尹政仁)

1962년생. 1988년 부산수산대학교 냉동공학과 졸업. 1990년 부산수산대학교 대학원 냉동공학과 졸업(공학석사). 1995년 동경농공대 대학원 졸업(공학박사). 현재 부경대학교 기계공학부 냉동공조에너지전공 조교수



김영수(金永守)

1957년생. 1979년 부산대학교 기계공학과 졸업. 1981년 서울대학교 대학원 기계설계과 졸업(공학석사). 1994년 Concordia대 졸업(공학박사). 현재 부경대학교 기계공학부 냉동공조에너지전공 교수.



문춘근(文春根)

1971년생. 1997년 부경대학교 냉동공조공학과 졸업. 1999년 부경대학교 대학원 냉동공학과 졸업(공학석사). 현재 동 대학원 냉동공조공학과 박사과정.