

냉동기 증발기(공기 냉각기)의 성능평가 방법 (Refrigeration Air Cooler Rating Methods)

출처 : ASHRAE Journal, August 2010, pp.24-28.

저자 : Bruce I. Nelson

번역 : 박 창 용 / 편집위원

서울과학기술대학교 기계설계자동화 공학부(cypark@snut.ac.kr)

서론

냉동기의 증발기(공기 냉각기)는 냉동 저장창고와 식품 가공 시설 내 공기의 냉각과 순환에 폭 넓게 사용된다. 냉각기 제조업자들은 각각 다른 과정과 평가방법에 근거하여 냉동설비를 생산하고 있다.¹⁾ 유럽에서는 많은 상업용 증발기(예를 들어 R404a/R-507 냉매를 사용하는 증발기) 제조업체가 유럽 성능평가 표준인 EN 328에 근거한 유럽인 증기관 Eurovent의 인증 프로그램에 가입되어 있다.²⁾ 하지만, 어떠한 업체도 암모니아용 증발기와 같은 공업용 증발기에 대한 인증을 받지 않은 상태이다.

미국은 AHRI-420³⁾ 표준을 시행하고는 있지만 현재까지 이 표준에 근거한 인증 프로그램에 참여하고 있는 제조업체는 아직 없다. 따라서, 전문 냉동기 설계자들이 현재 사용되고 있는 서로 다른 성능평가 방법들을 이해하고 이를 적절히 설계에 반영하는 것은 매우 중요하다. 일반적인 평가 방법에서 계산된 냉동부하를 만족하는 것으로 보이는 증발기가 극단적인 경우에는 매우 작게 설계된 상황이 발생할 수 있다. 잘못된 평가방법 적용은 필연적으로 작은 용량의 증발기 선정과 가격절감이라는 매력적인 요소를 계약자와 사용자에게 보여

줄 수 있다. 하지만 이러한 잘못된 증발기의 선정은 필요보다 작은 증발기를 설치하는 것에 따른 에너지 소비량 증가와 작은 냉동용량으로 인해 초기투자비용 감소보다 더 많은 비용을 지불해야 하는 상황을 발생시킨다.

공기 온도 변화

증발기 코일 핀을 지나는 공기의 온도는 다음 식에 따라 감소된다.⁴⁾

식에 사용된 약어의 의미는 표 1에 정리되어 있다.

$$\dot{q} = \dot{m} \times C_p (T_{ent} - T_{lvg}) \quad (1)$$

공랭식 냉각 증발기에 의해 냉각된 실내에서, 증발기 코일을 통해 지나는 공기온도의 변화(감소)량은 실내를 순환하며 공기가 갖는 온도변화(증가)량과 같다. 잘 설계된 냉동고란 고내에서 공기 온도 증가율과 증발기를 통과하는 공기온도 감소율이 거의 같다는 조건을 만족시키는 냉동고를 의미한다. 식 1에 의하면, 실내의 공기온도 변화율은 증발기를 통하는 공기 유입량에 의하여 결정될 것이다. 예를 들어, 상대적으로 작은 공기온도 변화율이 어떤 냉동고에서 적합하다면, 주어진 냉동용

량에 대해 상대적으로 높은 공기유량을 갖는 증발기가 선택되어야 한다.

열교환기 효율

증발기의 현열 냉각 용량을 계산하는데 사용되는 잘 알려진 방법 중 하나는 효율평가 방법 (effectiveness method)이다.⁵⁾ 열교환기 효율은 무한한 면적으로 전달될 수 있는 최대 가능한 열전달 양과 실제로 전달되는 열전달 양의 비로 정의된다. 이 방법은 냉동 용량이 증발기의 공간적 크기와 초기 온도차(initial temperature difference, 유입 공기온도와 증발온도의 차)에 의해 바로 계산될 수 있기 때문에 매우 유용하다. 초기 온도차는 냉동 산업에서 “DTI” (또는 “TD”)로 표기된다. 현열 냉각용량은 아래의 식으로 계산된다.

$$\begin{aligned} \dot{q} &= \dot{m} \times C_p \times \epsilon \times (T_{ent} - T_{evap}) \\ &= \dot{m} \times C_p \times \epsilon \times DTI \end{aligned} \quad (2)$$

일정한 공기 유량과 함께 작동하는 코일의 주어진 크기에 대해 열교환기 효율은 냉동기에서 일반

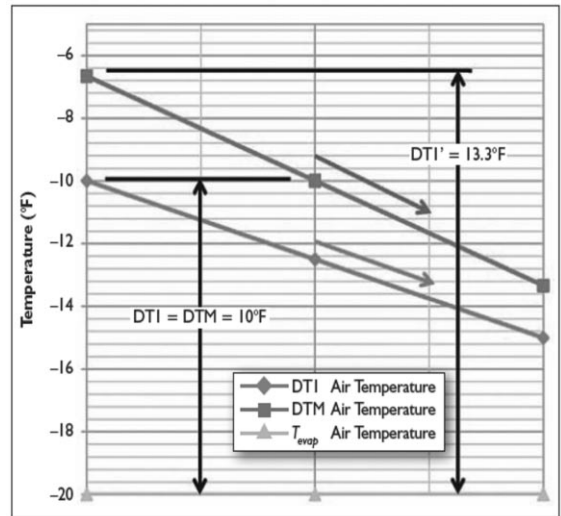
적으로 일어나는 작은 작동 온도 범위에서 일정하다고 가정할 수 있기 때문에, 증발기의 용량은 DTI(초기 온도차)의 비에 비례한다고 할 수 있다. 따라서, 증발기의 현열용량이 주어진 DTI에 대해 알려져 있다면, 새로운 초기 온도차 DTI'에 대한 용량은 원래의 냉동용량에 DTI'/DTI을 곱하여 얻을 수 있다. 예를 들어 DTI이 10°F (5.6°C)일 때 임의의 증발기 용량이 10TR라 하자. 동일한 조건에서 작동하는 냉동기의 새로운 DTI이 12°F (6.7°C)일 때 증발기 용량은 $10 \times (12/10) = 10 \times 1.2 = 12$ TR (약 42 kW)정도가 된다.

평균 냉동고 내부 온도와 DTM 평가

냉동 시스템의 제어는 일반적으로 내부 공기 온도를 일정하게 유지하도록 하며, 이를 위해 압축기와 냉각기는 내부 온도가 상승 또는 하강에 따라서 on/off 된다. 증발기의 위치와 관련된 공기온도 감지장치의 위치는 증발기 성능에 영향을 준다. 그 이유는 냉동고내 위치에 따라 공기의 온도는 차이가 존재하며, 전술한 것과 같이 증발기의 용량은 증발기에 닿는 공기온도에 의해 결정되기 때문이다. 냉동고 내부의 상단에 위치한 증발기

<표 1> 약어표

Variables	
q	= cooling capacity (sensible only), Btu/h (kW)
\dot{m}	= mass flow rate of air, lb _m /h (kg/s)
C_p	= specific heat capacity of moist air, Btu/lb _m ·°F (kJ/kg·°C)
T_{ent}	= dry-bulb air temperature entering the coil ("air on" temperature), °F (°C)
T_{lvg}	= dry-bulb air temperature leaving the coil, °F (°C)
ϵ	= effectiveness = $(T_{ent} - T_{lvg}) / (T_{ent} - T_{evap})$
T_{evap}	= average refrigerant evaporating temperature, °F (°C)
q_{DTM}	= capacity at mean (room) temperature difference, Btu/h (kW)
q_{DTI}	= capacity at initial (air on) temperature difference, Btu/h (kW)
DTI	= initial temperature difference = "air on" temperature - evaporating temperature, °F (°C)
DTM	= mean (room) temperature difference = average room temperature - evaporating temperature, °F (°C)
ρ	= air density, lb _m /ft ³ (kg/m ³)
V	= actual volumetric airflow rate, ft ³ /min (m ³ /h)



[그림 1] DTI과 DTM의 공기온도

(예를 들어 천장에 증발기가 설치된 경우)는 냉동고 내부에서 가장 높은 온도를 갖는 공기에 노출되어 가장 큰 DT1을 갖는 조건에서 작동한다. 반대로, 증발기들로 냉동고의 바닥 또는 바닥에 가까운 부분에 위치한 증발기의 경우 내부에서 가장 낮은 온도를 갖는 공기에 노출되어 가장 작은 DT1을 갖는 조건에서 작동하게 된다.

증발기가 천장에 설치되고(공기 온도가 냉동고에서 최대) 제어 시스템 온도 센서가 평균 실내 온도를 감지할 수 있는 위치에 설치된(냉동고 내부 높이의 중간지점) 경우에 대해, 증발기 제조업체는 평균온도차(mean temperature difference)를 근거로 증발기의 성능을 평가했다고 제시한다. 이 평균온도차를 “DTM”이라 한다. 동일한 증발기에 대한 DTM 평가는 DT1을 이용한 평가보다 항상 높게 나타나는데, 그 이유는 증발기 측면에서 본 유효 초기 온도차의 크기가 DT1 공기온도 변화에 비해 약 1.5배 정도 크기 때문이다. 그림 1은 두 작동조건에서 증발기를 통과하는 공기의 온도변화를 보여주고 있다. 두 조건에서 공기의 유속은 일정하게 유지되고 있다. DT1 = 10°F (5.6°C)의 조건은 파란색으로, DTM = 10°F (5.6°C)의 조건은 빨간색으로 나타냈다. DTM = 10°F (5.6°C) 조건은 DT1' = 13.3°F (7.4°C)라는 초기 온도차를 가지기 때문에, 냉동용량과 공기 온도변화는 DDT1 = 10°F (5.6°C) 조건보다 상당히 크게 나타난다. 이는 같은 증발기가 “온도차”를 어떻게 정의 하는가에 따라 냉동용량이 크게 달라질 수 있다는 보여주는 좋은 예이다.

DTM 평가는 증발기가 천장에 위치한 특별한 경우에는 유용하지만, 냉동 시스템 설계자는 DTM 평가시스템이 갖는 한계를 신중하게 인식해야 하며, DTM 평가 잘못 적용하는 실수를 피해야한다. 냉동고 안에 설치된 증발기에 접촉하는 공기의 온도가 냉동고 내 공기의 최고온도보다 낮은 경우 DTM 방법은 사용하기 어렵다. 이러한 경우는 공기가 냉동고 내부에서 상대적으로 낮은 온도를 갖는 부분을 증발기에 유입시키거나 바닥에 증발기가 설치된 조건이 해당된다.

DT1 평가는 실제로 예상되는 증발기와 접촉하는 공기의 온도를 사용하는 경우 정확한 평가가 가능

하며, 적절한 증발기의 선택을 할 수 있도록 한다. 증발기를 선택하는 방법은 보수적이어야 하며, 실제 증발기와 접촉하는 공기의 온도는 냉동고내 최고 공기온도보다 항상 낮은 값으로 계산하는 것이 좋다.

DTM 증발기 평가를 DT1으로 변환하는 방법

식 1과 2는 관계식 3을 유도하는데 사용되며, 식 3은 동일한 증발기에 대해 이미 알고 있는 DT1 평가를 새로운 DTM 평가로 변환하는데 사용할 수 있다.

$$\dot{q}_{DTM} = \frac{\dot{q}_{DT1} \times \frac{DTM}{DT1}}{\left[1 - \frac{\dot{q}_{DT1}}{2 \cdot 60 \times C_p \times \rho \times \dot{V} \times DT1} \right]} \quad (3)$$

예:

임의의 증발기가 DT1 = 10°F와 증발기 접촉 공기온도 -10°F의 조건에서 DT1 평가 120,000 Btu/h의 값을 갖는다. 증발기의 공기 통과량은 18,850 cfm이다. 증발기에서 공기의 평균 밀도는 0.0883 lbm/ft³, 평균 비열은 0.24 Btu/lbm · °F이며, 그림 1에서 나타낸 증발기와 동일한 증발기라 가정한다.

동일한 증발기에 대해 DTM = 10°F에서 DTM 평가값을 구하라.

식 3으로부터 :

$$\begin{aligned} \dot{q}_{DTM} &= \frac{120,000 \times \frac{10}{10}}{\left[1 - \frac{120,000}{2 \cdot 60 \times 0.24 \times 0.0883 \times 18,850 \times 10} \right]} \\ &= 160,050 \text{ Btu/h} \end{aligned}$$

예제에서 알 수 있듯, DTM 평가는 같은 조건에서 작동하는 같은 공랭식 냉각기에 대한 DT1 평가보다 일반적으로 상당히 높다. 위의 예에서 DTM 평가는 DT1 평가보다 33%나 더 크다는 점에 유의하라.

앞의 식은 현열용량 계산에만 적용될 수 있음에 주목해야 하며, 증발기의 잠열효과가 포함되는 경우에는 사용할 수 없다. 증발기 성능과 평가에 미치는 잠열부하 효과는 다음 장에 제시되었다.

잠열부하와 현열부하의 비율 (SHR)

증발기 표면 온도가 냉각되는 공기의 이슬점 이하로 떨어지면, 공기 내 수증기는 액체 상태로 응축되거나 (32°F [0°C] 보다 높은 온도) 서리로 성장하게 된다(32°F [0°C] 보다 낮은 온도). 공기의 제습과 연관된 냉각효과는 잠열냉각으로 정의된다. 현열 냉동부하와 잠열 냉동부하의 합은 전체부하 (total load)로 정의된다. 현열 냉동부하를 전체 냉동 부하로 나눈 비율을 현열비라 하며 불리며 습 공기 선도에서 공기 상태선의 기울기로 정의된다.

$$SHR = \frac{\text{Sensible Cooling Load}}{\text{Sensible Cooling Load} + \text{Latent Cooling Load}} \quad (4)$$

현열과 잠열 성분 포함한 냉동부하의 정확한 예측은 적절한 냉동 시스템 장비 선택과 성공적인 작동을 위해 중요하다. 다양한 현열 냉동부하가 고려되어야 하고, 빛, 전기 모터, 지게차, 냉각/냉동 제품, 벽, 천장, 바닥을 통한 열전달, 외부로부터 침투되는 공기에 대한 냉동부하 등이 포함되어야 한다. 잠열 냉동부하는 냉각된 공간에 수분의 양이 증가하면 항상 존재한다. 공간에 수분함량을 더하는 원인은 전형적으로 다음을 포함한다: 침투

<표 2> 다양한 공기온도에서 DT1 = 10°F (5.6°C), 상대습도 95% 공기에 대한 현열비

Room Temperature (°F)	Sensible Heat Ratio
45	0.55
32	0.66
10	0.83
0	0.89
-10	0.93
-30	0.97

공기, 식료품의 호흡 및 증산작용, 냉동창고로 입고되는 제품 및 포장, 기타 물질 표면의 수분, 작업자의 호흡과 가슴 장비(영상의 기온일 경우).

부하 계산으로부터 결정된 SHR(현열비)은 증발기 코일을 통해 지나가는 공기의 SHR과 평형을 이루게 될 것이다. 일반적으로, 분압법칙에 의해 공기의 온도가 감소할수록 그 공기가 포함할 수 있는 수분의 양은 감소하며, 최소 가능 SHR은 증가한다. 냉동된 공간에서 상대습도는 습공기 선도를 통해 예측될 수 있다. 표 2는 증발기 표면의 공기 상대습도가 95%인 다양한 공기온도에 대한 일반적인 현열비를 보여주고 있다.

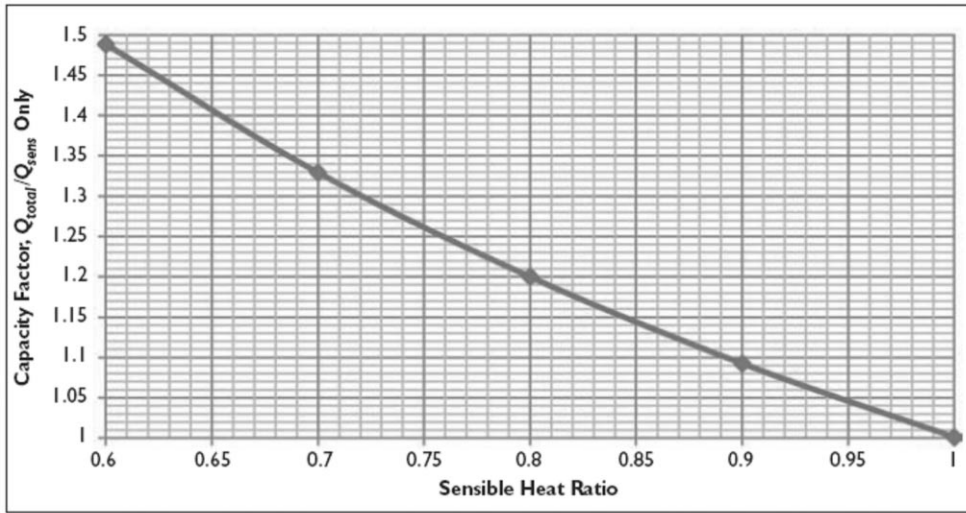
증발기 평가에서 잠열 부하(SHR)의 영향

증발기의 코일은 평판의 핀이 관이 붙여진 형태로 제작된다. 핀은 부(secondary)표면, 관은 주(primary)표면이라 한다. 증발기 성능 계산을 위해, 관 표면은 전체 열전달 표면에 대해 100% 효율이라 계산되지만, 핀 표면은 핀의 시작지점부터 끝지점까지 온도가 변하기 때문에 100% 이하의 효율을 갖는다.

물질 전달(공기로부터 물의 응축 또는 서리성장)에 의한 증발기 용량은 코일 표면과 공기의 수증기압 차이와 표면 물질전달계수의 함수이다. 물질 전달 과정은 현열 전달 과정보다 열적으로 훨씬 효율적인 과정이며 물질전달이 일어나는 증발기 표면의 열유속은 매우 높다.⁶⁾ 결과적으로, 증발기의 표면 유효성이 상수로 일정하다면, 증발기의 현열 및 잠열 냉동용량 증가는 식 5에서 보여주는 것과 같이 현열 냉동부하를 현열비로 나눈 값과 같다.

$$\begin{aligned} \text{Total Cooling Capacity}_{\text{ideal}} \\ = \frac{\text{Sensible Cooling Load}}{SHR} \end{aligned} \quad (5)$$

그렇지만, 핀 표면을 통한 열유속의 증가는 핀 표면 온도 구배 증가로 인해 전체 표면 유효성과 핀 효율이 감소하는 효과를 가진다.⁷⁾ 그 결과 식 5에 의해 예측된 값보다 약간 낮은 전체 냉동용량을



[그림 2] 현열비의 함수로 표현된 암모니아 시스템용 증발기의 성능증가 예측

나타낸다. 현열과 잠열 열전달이 포함된 표면에서의 유효성과 핀 효율을 정확하게 계산하도록 개발된 컴퓨터 모델을 통해, 증발기 코일 성능 증가에 대한 예측값이 SHR에 함수로 유도되었다. 그림 2는 넓은 범위의 외기온도에서 작동하는 암모니아 냉동 증발기의 성능증가 예측값을 현열비의 함수로 보여주고 있으며, 증발기는 일반적인 핀 밀도와 형상 그리고 $DT1 = 10^{\circ}F$ ($5.6^{\circ}C$)인 조건에서 작동하였다.

잠열 냉각을 포함하는 증발기의 평가는 모든 현열 평가보다 높게(몇몇 경우 상당히 높게) 나타날 것이다. 잠열부하 현열비와 그에 따른 냉동공간에서의 상대습도 예측은 매우 신중해야 한다. 냉동공간의 높은 상대습도(현열비 1보다 작은 경우)에 근거한 성능평가를 토대로 증발기를 선정하는 경우, 실제 현열비가 1에 근접하거나 1인 공간에서 선택된 증발기는 요구되는 냉동용량에 비해 작은 증발기가 된다.

예를 들어, 장기간 저장용 냉동창고(내부 설계온도 $+0^{\circ}F$ ($-17.8^{\circ}C$))의 현열비는 거의 1이다. 표 2로부터, $+0^{\circ}F$ ($-17.8^{\circ}C$) 온도와 95%의 상대습도를 갖는 공기에 대한 현열비는 0.89이다. 그림 2에서, $+0^{\circ}F$ ($-17.8^{\circ}C$)의 온도와 95%의 상대습도를 갖는

증발기 표면 공기조건에서 작동하는 증발기의 잠열 및 현열조건 평가결과는 현열조건 평가에 비해 용량이 약 11% 높다. 따라서 이러한 조건에서는 온도를 고려하지 않고 습도 95%만을 고려한 증발기의 선택은 실제 요구 용량보다 부족한 용량을 갖는다.

결론

미국의 증발기 제조업체들은 전통적으로 현열비 1.0 (모든 현열)과 $DT1$ 을 바탕으로 용량을 평가해왔다. 유럽의 제조업체들은 일반적으로 증발기에 닿는 공기의 상대습도가 85% 내지 95%인 상태에서 잠열 냉동용량을 포함시키는 방식으로 증발기를 평가한다. 유럽의 제조업체들은 추가적으로 $DT1$ 또는 DTM , 혹은 둘 다의 조건에 근거한 성능평가 결과를 제공한다. 위에서 언급한 내용들은 두 평가방법의 차이점, 작동조건에 따른 적절한 성능평가 방법 적용 및 올바른 증발기 선택의 중요성에 관한 것이다. 잘못 적용된 DTM 평가방식이나 총냉동용량 평가법은 실제 요구보다 훨씬 작은 열교환기를 선택하도록 하여 에너지 효율이 우수하고 요구 용량을 만족시키는 냉동기 제작을 불

가능하도록 한다.

참고문헌

1. Nelson, B. 2010. "Comparing air cooler ratings." Technical Bulletin, Colmac Coil Manufacturing, Inc.
2. EN. 2002. Standard EN 328, EN 328-Heat exchangers-Test procedures for establishing the performance of forced convection unit air coolers for refrigeration, European Norm.
3. AHRI. 2008. Standard 420, Performance Rating of Forced-Circulation Free-Delivery Unit Coolers for Refrigeration, Air-Conditioning Heating & Refrigeration Institute.
4. 2009 ASHRAE Handbook?Fundamentals, Chap. 4, p. 4.18.
5. Kays, W.M., A.L. London. 1964. Compact Heat Exchangers, Second Edition, Chap. 2, pp. 15 - 24. McGraw-Hill Book Company.
6. AHRI 2001. Standard 410, Forced-Circulation Air-Cooling and Air-Heating Coils, Section 6.2.1. Air-Conditioning Heating & Refrigeration Institute.
7. Xia, Y., A.M. Jacobi. 2005. "Air-side data interpretation and performance analysis for heat exchangers with simultaneous heat and mass transfer: wet and frosted surfaces," International Journal of Heat and Mass Transfer 48. 