냉동장치용 열교환기의 성능 향상

The Performance Improvement of Heat Exchanger for Refrigeration Equipment

김 영 호*
Young Ho Kim

1. 열교환기와 에너지절약

냉동공조장치에 있어서 열교환기의 성능은 에너지절약에 직접적인 관계가 있으므로 오늘날 냉동공조관계자들은 열교환기의 성능 향상에 깊은 관심을 갖고 있다. 에너지절약적인 입장에서 보면 냉동장치용 열교환기는 냉매의 증발 또는 응축온도와 피냉각 또는 냉각유체간의 평균온도차를 가능하면 적게 해야 한다. 일반적으로 증발기 또는 응축기에 있어서의 능력 q(Kcal/h.W)는 실제의 전열면적에 대하여 (1)식과 같이 나타낸다.

$$q = KA\,\Delta t \quad \cdots\cdots (1)$$

여기서,

K: 전열체의 열관류율(Kcal/m^2h℃)

A: 전열면적(m^2)

Δt: 냉각 또는 피냉각유체와 냉매와의 평균온도차(℃)

따라서 기존설비에 있어서는 Δt가 크게 되지 않도록 관리하고 운전해야 하며 전열면이 오염되지 않도록 하고 장치내 침입공기의 배출을 철저히 이행하고 적정시기에 제상을 실시하여야 한다.

또한 적극적으로 Δt를 적게 하기 위해서는 K값을 고정시켜 고려한다면 전열면적 A를 크게해야 한다. 그러나 전열면적을 증가시키게 되면 열교환기의 원가가 상승하고 공조기 코일에 있어서는 풍량이 증대하여 동력비가 증가하며 수냉식 응축기에서는 펌프의 동력비가 증가한다. 따라서 주어진 조건하에서 K값이 최대가 되는 열교환기의 구조상 문제를 우선적으로 검토할 필요가 있다. 종래에는 K값은 Δt에 관계없이 일정한 값으로 취급되어 왔으나 실제 증발기에서는 Δt가 적어지면 K값이 작아지며 응축기에서는 Δt가 적어지면 K값이 커지는 특성이 있다.

냉동장치의 열교환에 있어서 냉매의 압력손실 특히 증발관에서의 압력손실의 대소는 에너지 절약상 중요한 요소가 된다.

즉, 증발관의 1회로당 길이가 너무 길게되거나 1회로내의 냉매유량이 과다하면 압력손실이 커져서 압축기의 흡입압력이 필요이상으로 낮아져서 동력소비가 증가한다.

반대로 1회당 길이가 짧게 되면 냉매유량이 작아지고 K값이 감소하여 능력당 소요전열면적이 증가하여 원가가 상승한다.

한편 증발관 군(群)의 각 회로에 냉매가 균등하게 흐르게 하는 일은 에너지 절약에 있어서 중요한 요소이다.

* 정회원, 우원설비(주) 대표

2. 전열 촉진기술

종래 냉동공조기에 있어서의 에너지절약은 소비전력의 80~90%를 차지하는 압축기를 중심으로 기계적인 부분에 대한 개량이 중점적으로 추진되어 왔으나 거의 한계에 이르고 있으며 현재는 열을 이동시키는 열교환기에 대한 전열특성의 향상이 냉동장치의 에너지절약과 자원절약에 영향을 미치는 인자로 대두하게 되었다. 열교환기의 성능 향상을 위해서는 전열면적의 증대, 장치의 소형화, 온도효율의 향상 및 펌프동력의 저감과 더불어 열전달과 밀접한 관계가 있는 벽체마찰에 대한 충분한 검토가 수반되어야 하기 때문에 전열관의 배열이나 조합을 변경시키는 설계기법의 개량 뿐만 아니라 최근에는 전열면 자체를 개량하는 기술 혁신이 진행되고 있다. 열전달성능의 개선은 전열촉진을 증대시키는 것을 말한다. 이러한 전열촉진에 대한 연구는 1961년 J. P. 쥴이 응축기의 수측열전열을 촉진시키는 실험을 행한 이래 수없이 보고되었다. 특히 최근 10년간 전열촉진에 관한 발표논문은 기하급수적으로 증가하고 있으며 이들 증가율은 자연과학이나 공학분야중에서 가장 많은 숫자를 차지하고 있다.

발표논문의 대부분은 기초적인 연구 개발에 관한 것이지만 "제2세대"의 열전달기술이라 할 수 있는 전열촉진기술의 특허 출원도 급증하고 있다.

전열촉진기술은 외부에서의 동력을 이용하지 않고 전열면 가까이 난류를 발생시킬 수 있는 물체를 취부하는 수동적기술과 외부동력을 적극적으로 이용하는 능동적기술로 대별된다.

이들 중에서 어떤 것이 가장 적정한가는 대상이 되는 열교환기내의 전열현상의 형식의 차이에 따라서 좌우된다. 예를 들면 상(相) 변화가 없는 단상류열전달인가 2상류 또는 비등과 같은 상변화를 수반하는가에 따라 달라지며 이들 전열촉진기술을 분류하면 표1과 같다.

이들 기술은 단기능이 아닌 상호조합에 의하여 보다 높은 전열촉진을 달성할 수 있다.

표 1. 전열촉진기술

수 동 적 기 술	능 동 적 기 술
(1) 약품등으로 처리한 전열면	(1) 각종 기계에 의한 전열촉진
(2) 표면을 거칠게 만든 전열면	(2) 표면의 진동
(3) 확장 전열면	(3) 유체의 진동
(4) 압입형 전열촉진장치	(4) 정전장(靜電場)
(5) 와류 발생장치	(5) 흡입, 취출
(6) 코일튜브	(6) 충동 분류
(7) 표면장력 응용장치	
(8) 전열촉진제의 첨가(입자)	

3. 열교환기의 성능향상

3.1 증발기

3.1.1 전열성능 향상

증발기의 전열특성은 공기측과 냉매측으로 구분되며 공기측이나 냉매측 다같이 압력손실을 최소화하여 열전달율을 높이는 것이 과제이다.

공기측의 열전달율 향상을 위해서는 핀핏치 및 배관배열의 최적화 또는 핀형상을 개량하는 방법 등이 고려될 수 있다.

냉매측의 열전달율 향상책으로는 내면에 미세한 홈이 있는 관재료가 흔히 채용된다. 그림1은 공기측 및 냉매측의 열전달율이 열관

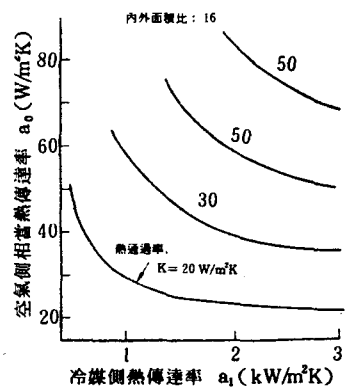


그림 1. 열관류율에 미치는 열전달의 영향

류율에 미치는 영향을 나타낸다. 여기서 알 수 있는 바와 같이 공기측 전열 성능이 낮을 때에는 냉매측 전열성능이 향상되어도 열관류율의 향상은 크게 기대할 수가 없으나 공기측 전열성능이 높은 경우에는 냉매측 전열성능이 열관류율 향상에 미치는 효과가 크다. 즉, 증발기의 성능향상을 위해서는 우선 공기측 전열성능을 향상시키는 일이 중요하다.

(1) 공조분야의 증발기

공조기에 널리 사용되고 있는 크로스핀 튜브식 열교환기에서는 핀(fin) 형상의 개량에 의하여 전열성능의 향상을 기하여 왔다.

그림2는 공기측 전열특성의 동향을 나타내고 있으며 핀 표면에 요철을 만들거나 스릿트(또는 루우버)를 설치한 경우에 전열성능이 향상된다는 것은 Kays(영국)의 문헌을 통하여 널리 알려져 있다.

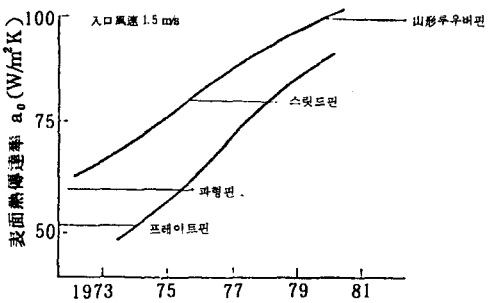


그림 2. 공기측전열특성의 동향

최근 에너지절약이라는 사회적요구에 부응하여 가공기술도 향상되어 각종 제품에 이러한 특수핀이 적용되고 있다. 스릿트핀은 핀표면에 많은 절단편을 형성하므로서 리딩엣지의 효과에 의하여 열전달율을 높인다.

그러나 경계층부의 흐름과 핀간 주류와의 혼합이 적어서 후류(後流)에서는 핀과 공기와의 온도차를 충분히 얻을 수가 없어서 열교환량에는 제한이 있다.

그림3에 나타난 바와 같은 산형 루우버 핀에서는 핀 사이의 흐름을 복잡하게 하므로서 압력손실의 증가를 최소한으로 억제하여 열전달율의 향상을 꾀하고 있다.

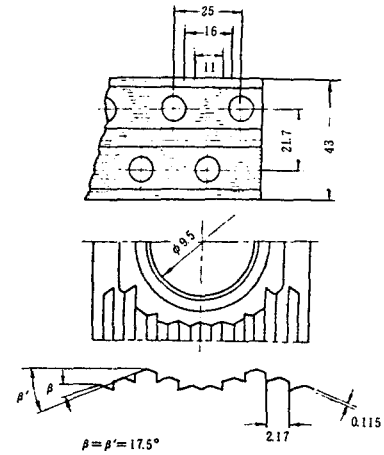


그림 3. 산형 루우버 핀

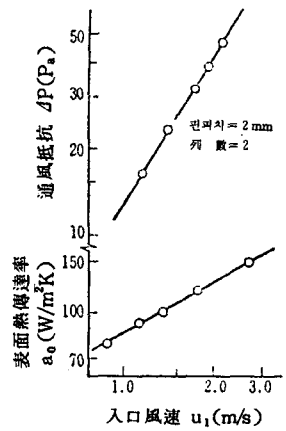


그림 4. 산형 루우버핀의 성능

그림4는 루우버핀의 전열성능과 통풍 저항을 나타낸다.

이상과 같은 핀표면에서의 열전달율은 공기측 성능을 평가하는 기본이지만 증발기의 경우 제습시 또는 착상시의 전열성능이 중요하다.

종래에는 이와 같은 물질이동을 수반하는 경우에는 다음과 같은 식으로 정착되는 상당엔탈피 전달율을 실험적으로 구하여 적용하였다.

$$k_i = Qt/Fo\,(i_a - i_p)\,Lmtd \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (2)$$

여기서,

k_i : 상당엔탈피 전달율(kg/m^2h)

Qt : 전열교환량(W)

Fo : 외표면 전열면적(m^2)

i_a : 공기의 엔탈피(J/kg)

i_p : 전열관 온도에 대응하는 포화공기의 엔탈피(J/kg)

그러나 상당엔탈피 전달율은 작동하는 공기의 온습도 또는 전열관 온도에 의존하기 때문에 정도가 높은 증발기의 전열계산을 이행할 때에는 온습도조건을 변화시킨 계통적인 실험자료가 필요하다.

핀표면에서 국부적으로 Lewis의 관계가 성립된다고 보고 그림4의 열전달율에서 상당엔탈피 전달율을 계산한 결과를 그림5에 나타낸다.

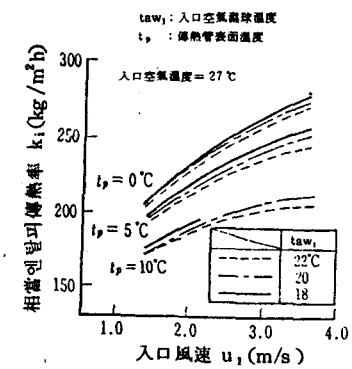


그림5. 습식코일의 전열특성

여기서 알 수 있는 바와 같이 물질전달을 수반하는 경우의 성능은 작동온습도 조건에 의하여 변화한다는 것을 명심하여 열교환기 및 사이클작동점의 설계를 시행해야 한다.

히트펌프용 공조기가 난방운전을 하게 되면 실외열교환기의 표면온도가 0℃ 이하로서 외기의 노점보다 낮은 경우에는 열교환기 표면에 서리가 생성되는데 이때의 전열특성도 위와 같은 물질전달특성이 적용된다.

다음에는 냉매측의 전열성능 특성에 대하여 알아본다.

그림1에서 나타난 바와 같이 열교환기의 열관류율 향상을 위하여 우선 공기측의 성능 향상이 필요하지만 최근 핀의 형상 개량으로 공기측 성능이 높아짐에 따라 냉매측의 성능 향상도 열관류율의 개선에 효과적으로 대응하게 되었다.

일반적으로 공조기용 증발기는 크로즈핀 튜브식이며 냉매측 통로에 관경의 변화는 있지만 거의 원형관이 사용되고 있다.

원형관내에서의 냉매증발열전달율 및 압력손실의 예를 그림6에 나타낸다. 원형관에서 전열성능을 높이기 위해서는 냉매의 유속을 증대시키면 간단하지만 압력손실이 커지기 때문에 냉매와 공기와의 온도차가 적어져서 열교환량을 충분하게 확보할 수 없거나 압축기의 흡입압력저하로 냉동사이클의 성적계수를 저하시킨다는 것을 고려해야 한다.

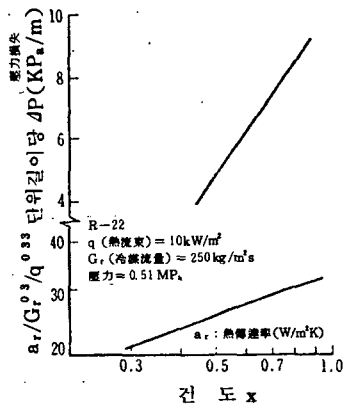


그림6. 원형관내 비등열전달율과 압력손실

전열관의 내면에 홈을 만들거나 핀을 가공하여 전열성능을 향상시키고져 하는 연구는 오래전부터 시행해 나왔으며 최근에는 홈의 형상이 개량되어 관내의 압력손실이 매끈한 관과 같고, 냉매의 응축, 비등열전달율이 매끈한 관의 1.5~2배나 되는 전열관이 개발되고 있다.

(2) 냉동냉장분야의 증발기

냉동냉장분야에서 사용하고 있는 증발기에서는 프레이트핀이 주류이지만 전열관은 공조분야에서 사용하고 있는 것보다 관경이 크다.

이것은 증발기의 성능향상을 위해서라기보다는 "서리에 강한" 열교환기가 착상시의 성능 저하량을 경감시키고 제상회수를 적게하는 등 냉동사이클의 평균(시간적) 성능향상에 효과적이기 때문이다.

프레이트핀은 스릿트핀이나 산형 루우버핀보다는 표면열전달율이 낮지만 핀효율이 높아서 핀표면 온도가 균일하여 서리가 핀표면에 균일하게 부착된다. 또한 경이 큰 전열관은 증발기가 저압에서 작동하므로 가스의 비체적이 커서 압력손실을 경감하여 압축기가 고효율에서 운전된다.

슈퍼마켓용 개방형 쇼케이스를 공기열원식 히트펌프 공조기와 비교하여 예로 들면 실내온도 30℃, 관계습도 60%에 있어서 쇼케이스용 증발기는 단위 전열면적당 0.1~0.15 kg/㎡h의 착상량이 생기고 히트펌프식 공조기가 난방운전되는 경우에는 외기가 1.5℃, 관계습도 85%에 있어서 약 0.04~0.06 kg/㎡h의 착상량이 생긴다. 이때 쇼케이스는 약 4시간마다 제상운전을 하며 공조기는 약 1시간마다 제상운전을 한다. 따라서 제상직전에는 쇼케이스에 있어서 0.5 kg/㎡, 공조기에서 0.05 kg/㎡의 서리가 증발기에 부착되고 있었던 것으로 된다.

이와 같이 공조기의 약 10배나 되는 착상량에 대하여 냉동 사이클이 안정되게 운전하기 위해서는 쇼케이스의 증발기는 공조용 증발기의 5~8배의 핀핏치(10~16㎜)가 되어야 한다.

개방형 쇼케이스에는 실내 주위공기와 쇼케이스 내부공기를 차단하기 위하여 일반적으로 에어커튼을 설치하지만 에어커튼은 완전하지 않아서 쇼케이스안으로 외기가 침입한다. 이와 같이 쇼케이스용 증발기는 외기에 함유되어 있는 수분을 제거하기 때문에 앞서 말한 바와 같이 착상량이 많다. 그러나 저장을 목적으로 하는 냉장고 등에서는 비교적 착상속도가 늦기 때문에 이때에는 핀핏치가 4~6㎜인 열교환기가 이용된다.

이상은 부착된 서리에 대응할 수 있는 핀핏치에 대하여 설명했으나 한편으로는 착상량을 감소시키는 대책을 고려해야 한다.

즉, 증발기의 전열성능향상, 선열면적의 증대 또는 풍량의 증가는 동일 열교환량을 얻기 위하여 냉매증발온도를 상승시킬 수가 있으며 현열비를 높게 할 수가 있다.

그림 7은 증발기입구의 공기온습도 및 풍량이 일정한 경우 전열면적이 변화하는데 따른 열교환량과 냉매측 증발온도와의 관계를 계산에 의하여 구해낸 예이다.

이때의 열교환기에 대한 주요사양 및 전열성능은 표2에 나타난 바와 같다.

기준치로서 그림중 A점에서 작동하고 있는 경우, 전열면적을 1.5배로 하면 동일열교환량을 얻을 수 있는 증발온도는 약 3K 높아지지만 이때 잠열량은 거의 감소하지 않는다.

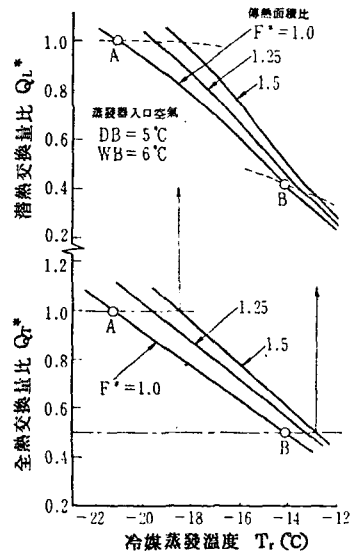


그림 7. 냉매증발온도와 열교환량 관계

표 2. 열교환기의 주요 사양

핀 핏 치	4 ㎜
핀의 판두께	0.2 ㎜
핀 폭	86.6 ㎜
관 경	10.1 ㎜
관의 단핏치(段=pass)	25 ㎜
관의 열핏치(列=row)	21.7 ㎜
열 수	4
내외면적비	8.4
핀의 표면열전달율	45 U_1 0.24(W/㎡k)
접촉 열저항	0.9×10^{-4}(㎡K/w)
냉매측 열전달율	그림 6 참조

증발온도가 높은 그림중 B점에서 작동하고 있는 경우에는 전열면적을 1.5배로 하면 냉매 증발 온도는 1.5K 밖에 상승하지 않지만 잠열량은 약 10% 감소한다는 것을 알 수 있다.

즉, 냉매증발온도를 상승시켜서 착상량을 감소시키는 방법은 공기와 냉매의 온도차가 크고 착상량이 많은 경우에 효과가 적으며 공기와 냉매의 온도차가 적거나 공기의 상대습도가 낮거나, 착상량이 적은 경우에 효과적이다.

증발기 입구공기온도가 5℃ 전후의 냉장유닛에서는 냉매증발 온도를 카스케이드로 하고 잠열량의 일부를 응축수를 통하여 제거하며 전체의 착상량을 감소시키는 방법도 있다.

3.1.2 열관류율 값

(1) 공기냉각용 증발기

공기냉각용 증발기에는 핀코일이 일반적으로 사용되며 이제까지 이들의 K값은 온도차 Δt와는 무관한 값으로 취급되어 왔다.

왜냐하면 냉매가 비등증발할 때의 열전달율이 명확하지 않았기 때문이다.

냄비에서 물을 끓일 때 불을 세게하면 비등이 심하게 일어난다. 이 때문에 관내냉매의 증발비등이 왕성해져서 비등 거품에 의한 액의 반류작용으로 액이 교반되어 냉매측 열전달율 α_r이 커진다.

이와 같이 α_r은 냉매에 유입되는 열류밀도 φ_r와 밀접한 관계가 있으며 간략하게 표시하면 (3)식과 같다.

$$\alpha_r = C\,\varphi_r^{0.8} \quad \cdots\cdots (3)$$

여기서,

α_r : 냉매측의 열전달율(Kcal/㎡h℃)

C : 냉매의 종류, 증발온도, 관내경에 의한 정수

φ_r : 열류밀도(Kcal/㎡h)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{m}{\alpha_r}} \quad \cdots\cdots (4)$$

여기서,

α_a : 공기측 열전달율(Kcal/㎡h℃)

m : 유효내외 면적비(핀효율 η_f, 핀칼라 접촉효율 η_c를 고려한 유효외표면 전열면적을 관내표면적으로 나눈 값)

K : 유효외표면 전열면적을 기준한 열관류율(Kcal/㎡h℃)

(3)식에서 Δt의 대소 또는 외표면풍속의 대소에 의하여 φ_r가 변하게 되면 (4)식에서 K값도 변화한다.

그림8은 가장 많이 사용되는 동관과 R-22인 경우의 Δt와 K값의 관계를 나타낸다.

여기서 Δt를 적게 하면 K값이 적게되므로 핀코일의 전열면적을 크게해서 에너지절약을 고려하는 경우에 주의하여야 할 사항이다.

(2) 핀핏치와 K값

에너지절약이 문제되기 이전에는 냉동용 냉각기도 핀핏치를 적게하여 냉각기를 소형화하

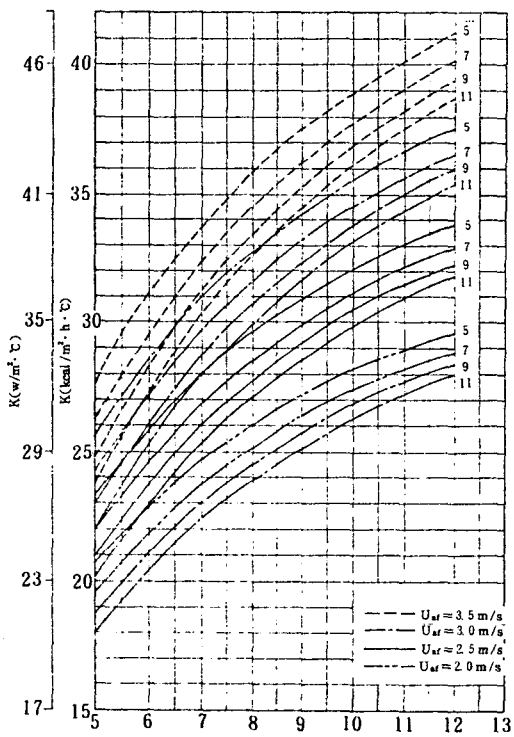


그림 8. 냉매 R-22, 동관 OD 15.88, 유닛트쿨러(ℓ=15 m, Δh=39 Kcal/kg 기준)의 K값과 Δt(과열도 0℃, η_c=1, P_p=40)

려는 경향이 있었으나 핀핏치가 적으면 착상 때문에 에너지절약상 대단히 불리하다는 것이 판명되었다. 착상이 되지 않는다해도 Δt를 적게하면 다음과 같은 간단한 계산식으로도 불리하다는 것을 쉽게 알 수가 있다.

$$\varphi_r = \frac{qm \cdot \Delta h}{\pi di \times l} \quad \cdots\cdots (5)$$

여기서,

φ_r : 평균열유밀도(Kcal/㎡h)

qm : 코일 1회로의 냉매유량(kg/h)

Δh : 코일 입출구의 냉매엔탈피차(Kcal/kg)

di : 관내경(m)

l : 과열부를 제외한 코일 1회로당 길이(m)

(3), (4)식에서

$$K = \frac{C\Delta t^{-0.8} \cdot K^{0.8}}{\frac{C\Delta t^{0.8}}{\alpha_a} \cdot K^{0.8} + m^{0.2}} \quad \cdots\cdots (6)$$

이므로 R-22, 동관 OD15.88, $\ell = 15\,m$ 코일

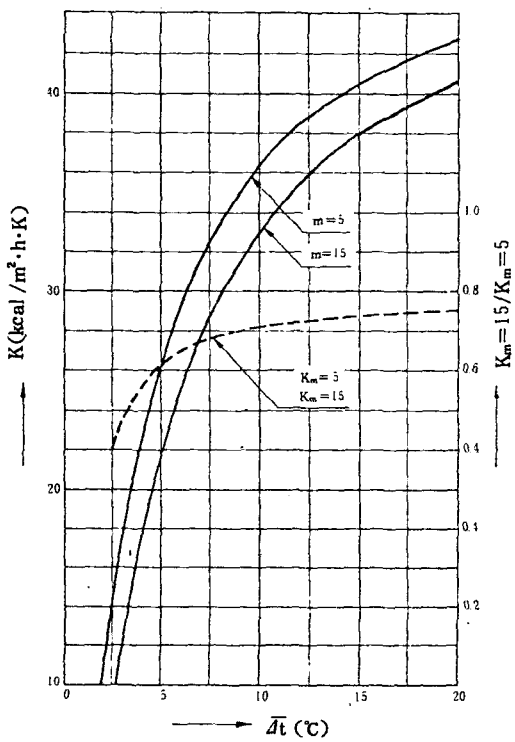


그림 9. 내외면적비 m과 열관류율 K와의 관계

전면풍속 Uaf = 3 m/s인 경우 윗 식에 의하여 K와 Δt와의 관계를 구하면 그림 9와 같다.

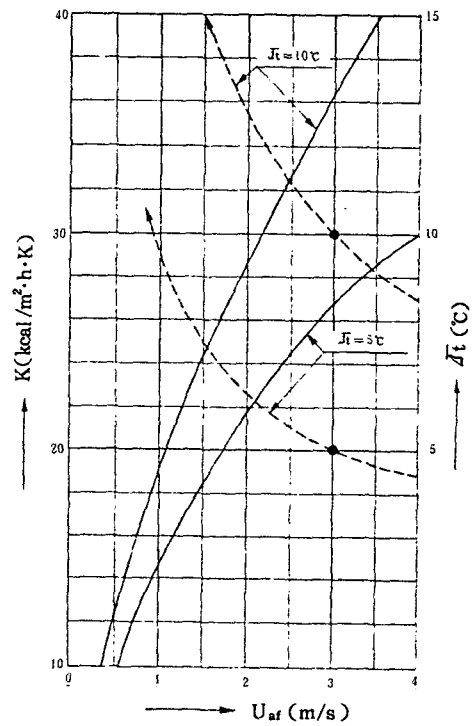
여기서, $m = 5$는 핀핏치 Pf = 11㎜이고, $m = 15$는 Pf = 3㎜에 상당한다. 그림에 나타난 바처럼 종래와 같이 Δt를 크게 채택하게 되면 K값은 큰 차가 없지만 $K_m = 15/K_m = 5$는 $\Delta t = 10$℃ 이하가 되면 현저하게 적어진다는 것을 알 수가 있다.

즉, 착상문제를 고려하지 않아도 핀핏치를 지나치게 적게 선정하는 것은 냉각기를 소형화한다는 이점은 있으나 Δt를 적게하여 에너지절약을 계획할 때에는 K값의 점에서 불리하다.

실제적으로는 동관과 알루미늄핀 가격비 문제도 관계된다.

(3) 전면풍속과 K값

핀코일의 외표면 열전달율 α_a(Kcal/㎡h℃)는 코일전면풍속 Uaf의 증가와 더불어 커지



—— 전면풍속 Uaf와 열관류율 K와의 관계

----- 풍속저하에 따른 Δt의 증대(Uaf = 3 m/s)

그림 10. 전면풍속과 열관류율, 온도차와의 관계

므로 냉매에 유입되는 열유밀도 φ_r를 증가시켜 K값을 크게 한다.

전예와 같이 R-22, $l=15m$ 동관 OD1588에 있어서 (3), (4)식에서의 어떤 Δt인 경우의 K와 Uaf와의 관계를 구하면

$$\frac{1}{K}=\frac{1}{\alpha_a}+\frac{m^{0.2}}{C\Delta t^{-0.8}\cdot K^{0.8}} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (7)$$

로서 그림 10을 얻을 수가 있다.

여기서는 관핏치 Pp=40×40인 경우의 유효전열면적 Ae에 대하여

$$\alpha_a=26\times Uaf^{0.63}(Kcal/m^2h℃) \quad \cdots\cdots (8)$$

를 적용하였다.

그림에서 알 수 있는 바와 같이 Uaf=3m/s에 있어서 $\Delta t=10℃$인 경우 Uaf=2m/s로 되면 $\Delta t=12.5℃$가 되어 실온 tr=−15℃에 있어서 압축기의 동력 10.4%가 증가한다.

한편 냉각기에 착상하게 되면 공기저항이 증가하여 팬의 특성상 풍속이 감소하고 외표면 열전달율 α_a가 감소하여 Δt가 증가하므로 에너지 소비가 크게 된다.

그림 11은 세 종류의 핀핏치인 냉각기의 착상시에 대한 K값의 감소 및 송풍공기의 정압

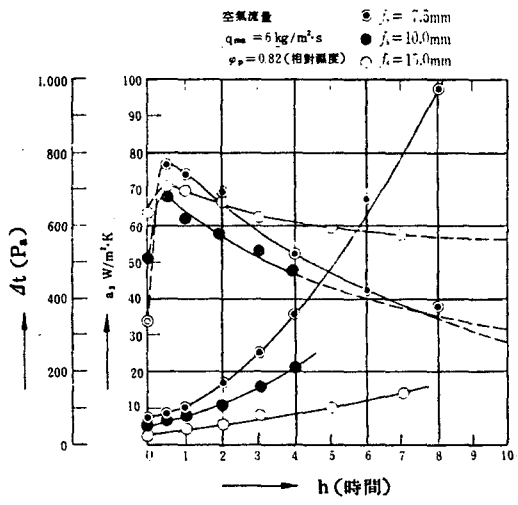


그림 11. 핀코일 착상시의 공기측 열전달율 α_a 및 통과공기의 압력손실 ΔP와 핀핏치 f_s와의 관계

손실을 측정한 결과이며 핀핏치가 큰 냉각기(Pf=15㎜)에서는 착상하더라도 공기의 압력손실이 적어서 K값의 저하가 핀핏치가 적은 냉각기에 비교하여 대단히 적다. 이 때문에 Δt가 거의 변화하지 않으며 착상하더라도 동력소비가 많아지지 않으므로 핀핏치가 큰 것이 에너지 절약상 유리하다.

착상시에는 서리의 열전도 저항이 있지만 서리의 두께 $\delta_F=3㎜$, 서리의 열전도율 $\lambda_F=3$ Kcal/m²h℃(서리의 상태에 따라 달라진다), Uaf=2m/s로 하면 (8)식에서 $\alpha_a=40.2$Kcal/m²h℃가 되므로 양자의 열저항을 비교하면,

$$\frac{\delta_F}{\lambda_F}=\frac{3\times10^{-3}}{3}=10^{-3}\ Kcal/m^2h℃ \ll \frac{1}{\alpha_a}$$

$$\fallingdotseq 2\times10^{-2}Kcal/m^2h℃$$

가 된다.

즉 착상시의 K값 감소, Δt의 증대는 일반적으로 공기저항의 증가에 의한 풍속저하에 원인되고 있다. 핀코일에 착상시 풍속감소의 비율은 팬의 특성에도 관계가 있다.

그림 12에 있어서 팬(Ⅰ)과 같은 정압특성을 갖는 팬에 있어서는 동일한 정압손실의 증가 ΔP가 있더라도 팬(Ⅱ)보다 풍속저하가 적어지고 K값 감소도 적어서 에너지절약에 알맞는 팬이 된다. 따라서 냉동용 냉각기팬에는 이처럼 정압−풍량특성의 경사가 큰 것을 선정하는 것이 바람직하다.

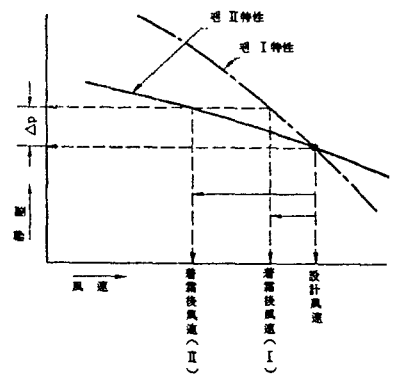


그림 12. 팬특성과 착상후 냉각기 풍속과의 관계

전열면적이 큰 냉각기를 사용하여 평균온도차를 적게 한다는 것은 제상에너지를 감소시키기 위해서도 중요하다.

그림 13은 냉장고내 온도 tr=−23℃, 고내습도 η_p=80%, 냉각기 전면풍속 Uaf=3m/s, 서리의 밀도 ρ_F=130 kg/m³인 경우, 착상두께 δ_F=2.5㎜로 제상하고 제상가열시간 τ=12분인 때의 1일당 유효전열면적 Ae의 1㎡당 제상소요열량을 약산한 것이다.

실제로 냉각기를 가열하기 위한 열량은 이 제상열량과 대체적으로 같기 때문에 실제열량은 대략 그림에 나타나 있는 값의 2배정도이다. 고내온도와 냉각기내 냉매증발온도와의 차(TD)를 감소시키면 착상량이 감소하여 제상회수도 줄어서 에너지 절약효과도 있고, 저장식품의 품질보증에도 효과적이다. 제상회수가 과다하게 되면 식품의 건조 및 단백질의 변질, 전분의 노화 등을 조장하여 품질을 손상시킬 염려가 있다.

(4) 냉각기 전열면적의 확대와 에너지절약율

Δt를 감소시키기 위해서는 전열면적을 크게 할 필요가 있으나 전술한 바와 같이 Δt를 적게하면 K값도 적어져서 목적하는 Δt의 감소율 이상으로 큰 전열면적의 냉각기를 선정하지 않으면 안된다.

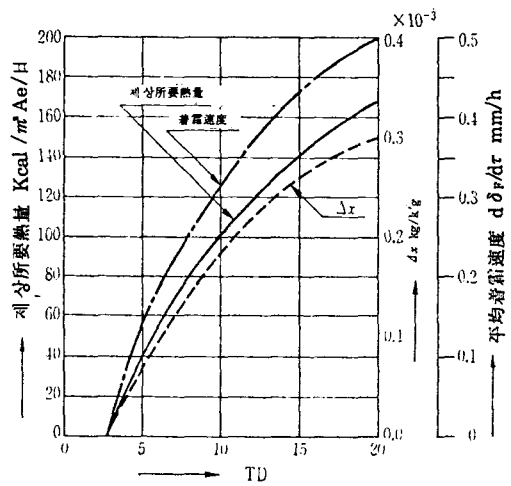


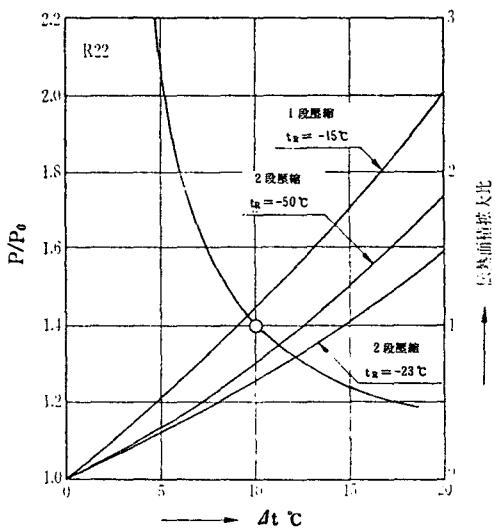
그림 13. 온도차와 제상에 필요한 열량과의 관계(예)(냉각기의 열용량은 제외)

그림 14는 이러한 관계를 나타낸 것으로서 Δt=10℃인 경우 냉각기의 전열면적을 1이라고 했을 때 Δt=5℃로 하기 위해서는 전열면적을 약 2.6배로 크게 할 필요가 있다. Δt의 감소에 의하여 압축기입력은 그림에 나타난 바와 같이 감소한다(압축기의 제효율에 따라 변한다). 그러나 팬동력은 전열면적의 확대에 비례하여 풍량이 증가하므로 비례적으로 증가한다.

그래서 Δt의 감소에 의한 에너지절약효과는 압축기 입력과 팬입력의 합에 의하여 평가하여야 한다.

일반적으로 프레이트 핀냉각기의 팬입력은 그 냉동능력 ϕ_0의 0.5~4% 정도이며 전면풍속이 크거나 파형핀과 같이 통풍저항이 큰 경우에는 상기 수치의 큰 쪽으로 근접한다.

그림 15는 냉동능력 ϕ_0에 대한 팬입력 P_F의 비인 P_F/ϕ_0가 1~4%의 냉각기에 대하여 Δt를 10℃에서 5℃가 되도록 전열면적 A를 확대한 경우, 압축기 입력 P_c와 P_F의 합계인 에너지절약율을 계산한 것이다. 다만, 이 그림은 냉각기 전면풍속은 바꾸지 않고 전열면적만을 확대한 경우의 값을 나타낸 것이다.



P_0 : 증발온도, t_e=실온 t_R 일때의 압축기 축입력
P : Δt값에 대응하는 압축기 축입력

그림 14. 전열면적 A와 Δt와의 관계

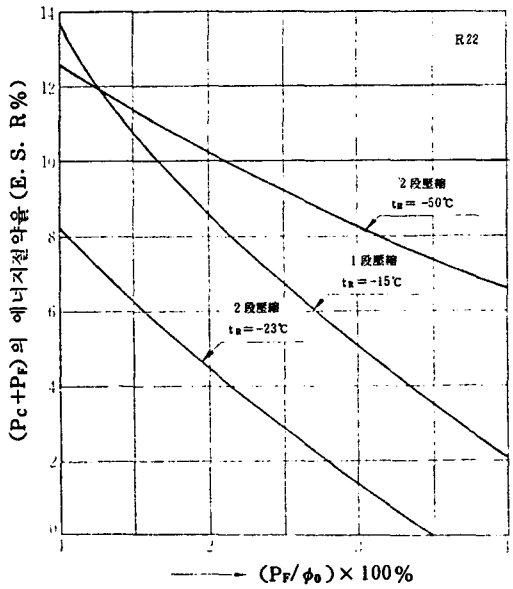


그림 15. 평균온도차 Δt 가 10℃에서 5℃가 되도록 냉각기를 갱신한 경우의 압축기 입력 P_c 및 팬입력 P_F 합계의 에너지 절약율

그림에서 알 수 있는 바와 같이 냉각기의 전열면적의 확대는 성적계수 ϕ_0/P_c가 적은 장치인 경우일수록, 또한 팬동력 P_F가 적은 냉각기일수록 보다 효과적일 수 있다.

(5) 핀형 냉각기의 공기측 열전달율의 향상과 에너지 절약

(3), (4)식에서 알 수 있는 바와 같이 핀형 냉각기의 공기측 열전달율 α_a가 크게 되면 관내 냉매의 열류밀도 φ_r이 증가하여 α_r도 크게 된다. 냉각기를 합리적으로 설계하기 위해서는 다음 식이 성립되어야 한다.

$$(1/\alpha_a) \fallingdotseq (m/\alpha_r) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (8)$$

α_a가 증가하면 그 증가율에 거의 2배 가까운 비율까지 K값도 증가하게 된다. 그래서 α_a의 증가를 목적으로 하여 파형핀, 절상핀, 침상핀, 비드형핀 등의 각종 핀이 이용되고 있으나 증발기에서는 착상·착로의 문제가 있어서 파형핀만이 이용되고 있다.

그러나 이들 핀에 있어서는 공기의 흐름을 혼란시켜서 α_a를 향상시키고자 하는 것으로 특별한 대책이 없는 한 통풍저항이 커져서 팬동력이 증가한다. 이 때 K값 증가효과에 의하여 전열면적을 축소하여 풍량을 감소시켰다 하더라도 그것으로 팬동력의 증가를 막을 수가 없다.

그림 16은 동관 OD 15.88을 사용한 일열핀 코일(관핏치 ts = 25 ㎜, 핀폭 bf = 22 ㎜)에 대하여 프레이트핀, 파형핀, 특수파형핀의 공기측 열전달율 α_a와 코일전면풍속 Uaf와의 관

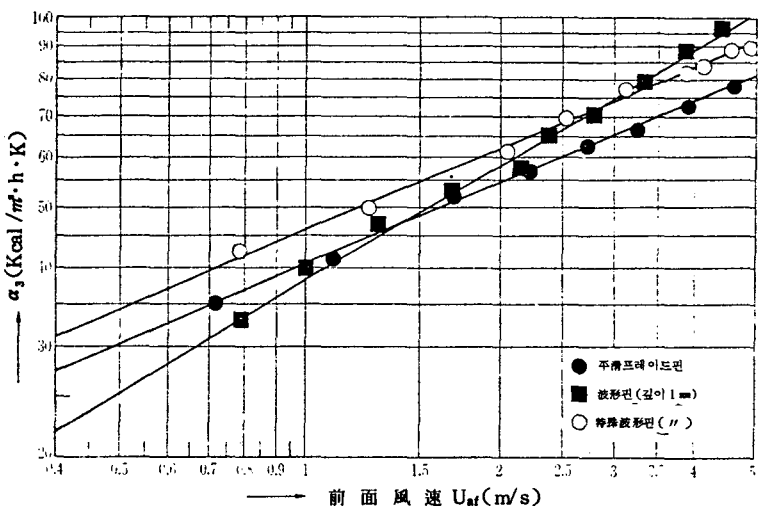


그림 16. 각종 핀코일의 Uaf와 α_a의 관계

계에 대한 실험예로서 그림 17은 그 통풍압력 손실을 나타내고 있다.

그림에서 Uaf=2.5 m/s인 경우, 프레이트핀의 α_a=60 Kcal/㎡h℃에 대하여 일반적인 파형핀에 있어서는 α_a=67 Kcal/㎡h℃가 되고 약 10% 정도 크게 된다.

m=20이라 하고 관내외 열저항이 같은 설계의 프레이트핀 냉각기를 파형핀 냉각기로 바꾸게 되면 K값은 10.8%만큼 크게 된다.

그러나 그림 17에서 압력손실은 68.2%나 증가하고 단위 전면면적당 팬동력은 67.8% 증가하게 된다. 따라서 K값이 증가한 만큼 프레이트핀보다 전열면적이 감소한다고 하면 67.8×(1−0.108)=60.5%의 팬입력이 증가한다.

(6) 만액식 증발기의 K값과 관내유속

만액식 증발기(Shell and tube식 증발기)는 물이나 브라인 냉각용으로 널리 사용되고 있다. 예를 들면 수냉각용으로써 프레온 냉매를 사용하는 경우 관내를 흐르는 수측 열전달율

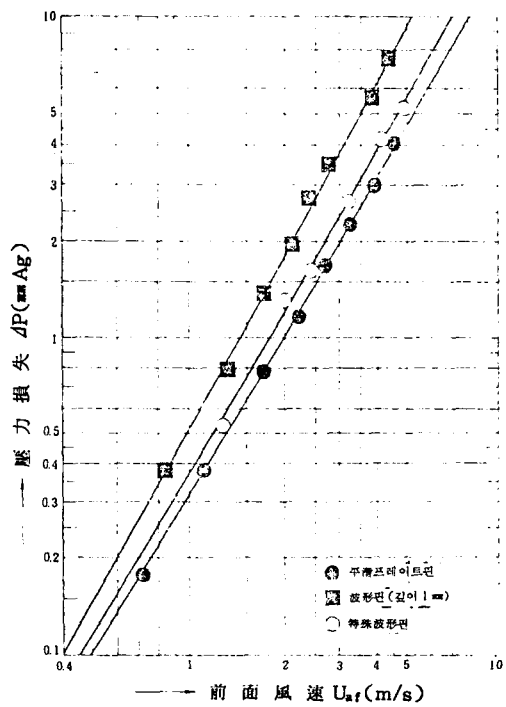


그림 17. Uaf와 ΔP와의 관계(f_p=2.13, t_f=0.2)

α_w보다 관외 냉매의 열전달율 α_r이 적기 때문에 OD 19.05의 Low fin tube가 냉각관으로 널리 사용되고 있다.

Low fin tube는 당초 19핀관이 일반적으로 사용되어 왔으나 최근에는 26핀관이 사용되고 있어서 내외면적비가 보다 확대되어 있다. 이 때 냉매측 기준인 열관류율 K값은 (4)식과 같다.

$$K=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_r}+\frac{m}{\alpha_w}}$$

26핀관에 있어서 m=4.75, Δt=6℃, 관내유속 U_w=2.5 m/s, 수온 10℃일 때 α_w=6,780 Kcal/㎡h℃, α_r=3,400 Kcal/㎡h℃의 계산수치이며,

$$\frac{1}{r}=2.95\times10^{-4}\ \text{Kcal/㎡h℃}<\frac{m}{\alpha_w}$$

$$=7\times10^{-4}\ \text{Kcal/㎡h℃}$$

로서 냉수측의 열저항이 냉매측보다 오히려 크다. α_w를 크게 하기 위하여 U_w가 증가한다는 것은 잘 알려진 바와 같이 Shell 내부식의 문제 때문에 곤란하다. 그래서 관내측이 철계이트 양식의 것이 사용되고 있으나 파형핀과 같이 수측저항손실이 커져서 펌프동력을 증가시키는 것이 문제가 된다.

냉수용의 경우에는 증발온도 te가 높고 냉각관길이의 증대, 즉 전열면적의 확대에 따라서 압력손실 증가로 인한 펌프동력증가를 흡수하기가 어렵다.

m=4.75인 Low fin tube를 사용한 R-22 냉수용 만액식 증발기의 K값을 관내유속 U_w=2.5 m/s에 대하여 계산하면 그림 18과 같이 된다.

그림에 나타난 바와 같이 오염계수 0인 때에는 핀형 냉각기처럼 Δt를 적게 설계하려면 K값이 감소한다는데 주의하여야 한다. 냉수가 밀폐회로가 아닌 곳에서 사용되어 오염되기 쉬울 때에는 수측의 열저항이 크기 때문에 그림에 나타난 바 대로 K값이 대단히 적게 된다.

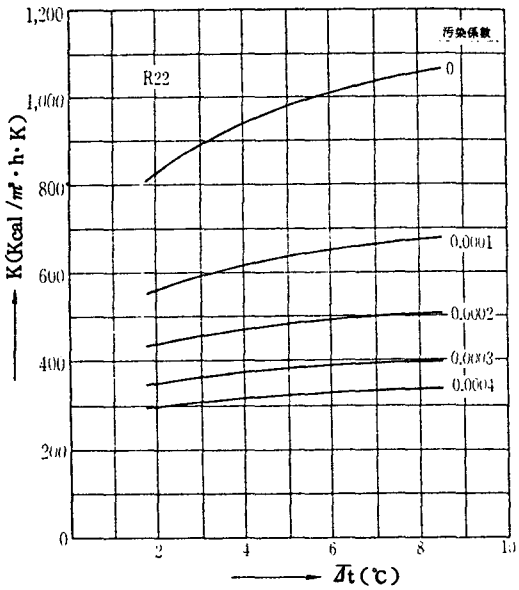


그림 18. 만액식 증발기의 평균열관류율 (OD 19.05, 26 핀관 평균냉수온도 $t_w = 10℃$)

R-22용 만액식 증발기에서 동관 OD 19.05의 26핀관, $m = 4.75$, 평균냉수온도 $t_w = 10℃$로 하고 관내유속 U_w와 K값의 관계를 구하면 그림 19와 같다.

그림에 있어서 $K-U_w$는 Δt에 관계없이 거의 비례관계에 있으며 수량제어에 있어서 펌프동력을 합리적으로 소비할 수 있도록 부하설비가 갖춰진다면 증발기의 능력제어를 에너지 절약적으로 행할 수 있다는 특성을 갖는다.

3.1.3 건식 증발기에서의 냉매의 압력손실과 에너지 절약

건식 증발기는 관내를 냉매가 흐르면서 증발한다. 일정한 운전조건하에서는 관단면을 흐르는 냉매의 유량은 일정하므로 냉매가 증기가 되어 흐르는 경우에는 유속이 빨라져서 10 ~20 m/s의 속도로 되는 경우가 많다. 그래서 냉매증기가 관내를 흐르면서 이루는 마찰에 의한 압력손실은 압축기의 흡입압력에 영향을 미치는 일이 많으며 이에 대하여 냉매액의 유속은 대단히 적어서 그 압력손실은 무

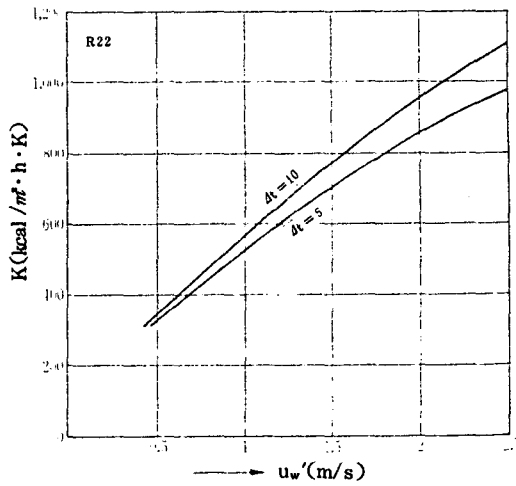


그림 19. 만액식 증발기의 평균 열관류율 K값과 관내유속 U_w와의 관계

시할 수 있을 정도이다.

한편, 유속이 적은 냉매액이 가속되어 큰 증기유속으로 되어야 하기 때문에 압력차가 필요하게 된다.

이상과 같은 흐름의 마찰에 의한 압력손실과의 합이 증발관내에서의 냉매의 압력강하가 되고 이에 상당하는 압축기의 흡입압력이 저하하여 압축일량이 증대한다. 이때문에 압력손실이 크면 에너지 절약상 대단히 불리하다.

어떤 관경에 있어서 Δt가 커지거나 냉각관 1회로의 길이가 긴 경우에는 냉매유량이 많아지고 (5)식에 의하여 φ_r이 크게 되고 (3)식에 의하여 냉매측 열전달율 α_r이 증대하여 K값도 커지게 된다. 그러나 냉매의 압력손실이 증가하기 때문에 압축기의 흡입압력을 고정하여 운전하게 되면 증발기 입구의 냉매압력이 높아져서 주위의 피냉각 공기와의 평균온도차 Δt는 적게 된다.

또한 냉매유량이 적어지면 (5), (3)식에 의하여 α_r이 감소하고 K값이 적어진다.

그래서 피냉각공기 평균온도 t_a와 증발기 출구냉매의 포화온도 tos와의 차 Δt의 값에 대하여 K값이 최대가 되는 적정 증발관의 길이(1회로의 길이)가 존재하며 그림 20은 그 일례를 나타낸다.

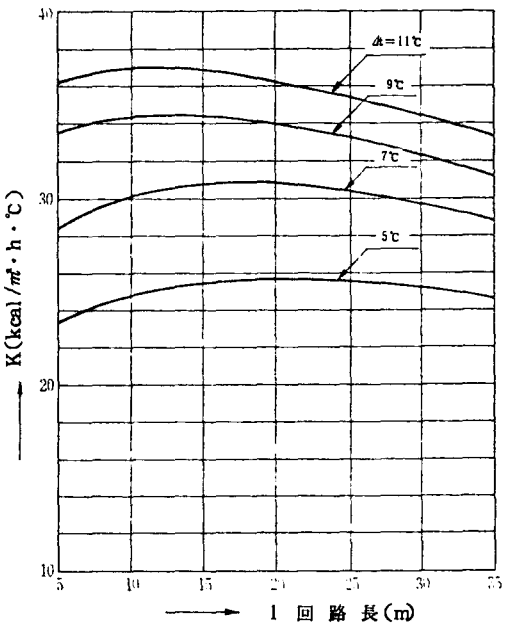


그림20. 증발관 1회로의 길이와 K값의 관계 (R-22, OD15.33, $m=6$, 핀두께 $t_f=0.25$, Uaf 3 m/s)

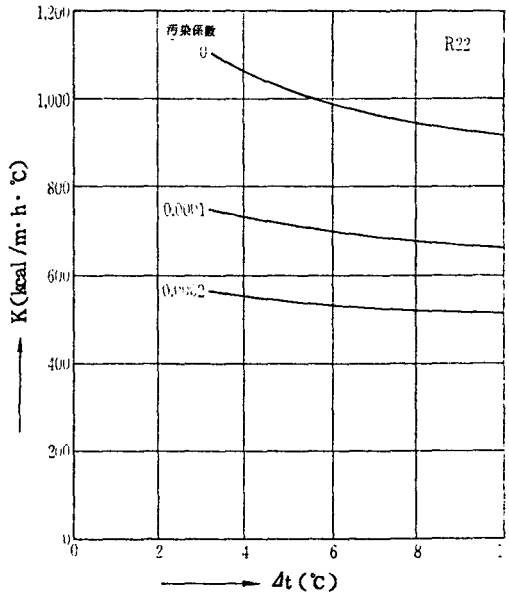


그림21. 평균온도차 Δt와 K값의 관계 (OD 19.05, 26핀($m=4.75$), 응축온도 $t_k=30$℃, 관내유속 $U_w=2.5m/s$)

그림에 나타난 바와 같이 증발관의 1회로의 길이가 과다할 때에는 K값이 적어지므로 일정한 냉동능력을 얻기 위해서는 Δt가 커지도록 압축기 흡입력을 낮게 운전해야 하므로 에너지절약상 불리하게 된다.

그러나 K값은 그림에 나타난 바와 같이 최대값의 폭이 크기 때문에 동관 OD15.88에서는 1회로의 길이를 15m 정도, 동관 OD 9.52에서는 10m 정도가 되도록 관회로군을 선정하면 된다.

3.2 응축기

3.2.1 횡형 Shell and tube식 응축기의 K값

프레온용 Shell and tube형 응축기에서는 냉각관으로 Low fin tube가 사용된다. 일반적으로 냉각관은 관내외의 온도차가 크게 되면 응축작용은 왕성하지만 액막이 두꺼워져서 전열저항이 증가하여 응축열전달율은 적어진다.

예를 들면 R-22에 있어서 응축온도 tc=30°, 관내유속 $U_w=2.5m/s$인 경우 평균온도차와의 관계를 구해보면 그림21과 같다.

오염계수 0인 경우 증발기와는 반대로 Δt를 적게 하면 K값이 커져서 전열면적을 확대하는 점에서는 유리하다. 만액식 증발기(냉수기)와 비교하여 응축기에서는 냉각수의 온도가 높기 때문에 냉각수측 열전달율 α_w는 크게 되지만 Low fin tube에서는 수측 열저항이 냉매측에 비하여 대단히 커서 관내가 오염되면 그림에 나타난 바와 같이 K값이 현저히 저하한다. 그래서 응축기에서의 관내청소의 이행여부가 에너지절약에 대단히 중요하다.

3.2.2 공냉식 응축기의 K값

냉각수의 부족, 겨울철 냉각수의 동결, 공기오염에 수반되는 수처리 서비스가 어렵다는 등의 이유로 최근 공냉식응축기는 대용량의 기종으로 확대적용되고 있다. 그러나 룸쿨러 등의 양산품은 별도로 하고 공냉식응축기에 대한 합리적 설계방식은 충분하게 확립되지 못하고 있다. 그것은 공냉식응축기에 대한 방열능력의 측정은 비교적 용이하지만 공기측에서 직접 얻어내야 하는 K값의 측정이 대단히 곤

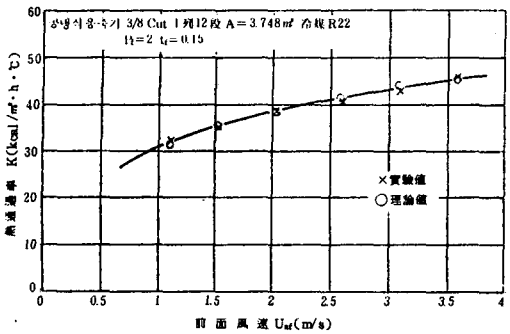


그림 22. 공냉식 응축기의 열관류율 K(유효전열 기준) 핀접촉효율 $\eta_c=0.92$, $P_p=25$, $f_b=22$

란하기 때문이다.

ASHRAE 규격에서도 응축기의 방열능력만을 간접적으로 측정하는 방법만이 제시되고 있을 뿐이다. 그림 22는 특별히 설계된 공기혼합기에 의하여 공냉식응축기 전후의 공기온도를 정확하게 측정하여 구한 R-22용 동관 OD9.53의 K값이며 과열부를 포함하여 응축이 완료될 때까지의 관길이에 대한 값이다.

응축온도 $t_k=36.1\sim40.9$℃, 응축기입구냉매과열온도는 10.2~25.7℃의 범위이지만 다른 t_k 및 과열도에 이용하여도 오차가 적을 것으로 판단된다. 왜냐하면 냉매의 응축열전달율 α_r는 t_k에 의하여 다소 변화하지만 그 변화량은 미미하기 때문이다.

예를 들면 R-22에서 t_k가 40℃에서 30℃로 변화해도 α_r는 6% 정도 커지는데 불과하다. 더구나 공냉식응축기에서는 관외측의 열저항이 관내냉매측에 비하여 2배 이상이고 α_r가 다소 변화하는 정도로서는 K값은 거의 변하지 않는다. 과열제거열량은 응축열량에 비교하여 적으며 과열부에서도 응축현상은 일어나기 때문에 과열도의 영향은 실용상 실험범위에서는 인정하지 않는다.

이와 같은 K값에 대하여 응축기입구 공기온도 t_{a1}, 유효외표면 전열면적 1㎡당 방열열류밀도 φ(Kcal/㎡h) 및 코일전면풍속 Uaf (m/s)의 관계를 구해보면 그림 23과 같다.

최근 응축기의 소음방지를 위하여 코일전면

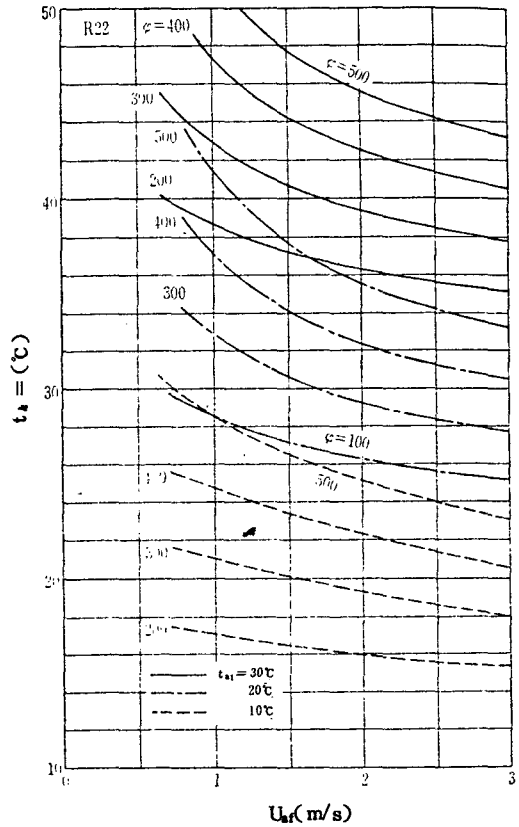


그림 23. 공냉식 응축기의 전면풍속 Uaf, 입구공기온도 t_{a1}, 응축온도 t_k와의 관계

풍속 Uaf를 적게 하려는 경향이 있으나 그림에서 알 수 있는 바와 같이 Uaf=1m/s 정도로 하기 위해서는 외표면 전열면적을 확대하여 단위면적당 열부하를 감소시키지 않으면 여름철 응축온도 t_k가 높아져서 에너지절약상 대단히 불리하다.

3.2.3 공냉식 응축기의 전열면적 확대와 에너지절약

전술한 바와 같이 공냉식 응축기는 코일전면풍속 Uaf를 적게하면 동일한 단위외표면 전열면적당 열부하 φ에서는 t_k가 대단히 높아져서 전열면적의 확대에 따른 에너지절약효과는 유닛쿨러의 경우보다 크다.

그림 24는 각 φ값에 대한 압축기입력 P_c와 팬입력 P_F의 합과의 관계 및 φ=500Kcal/

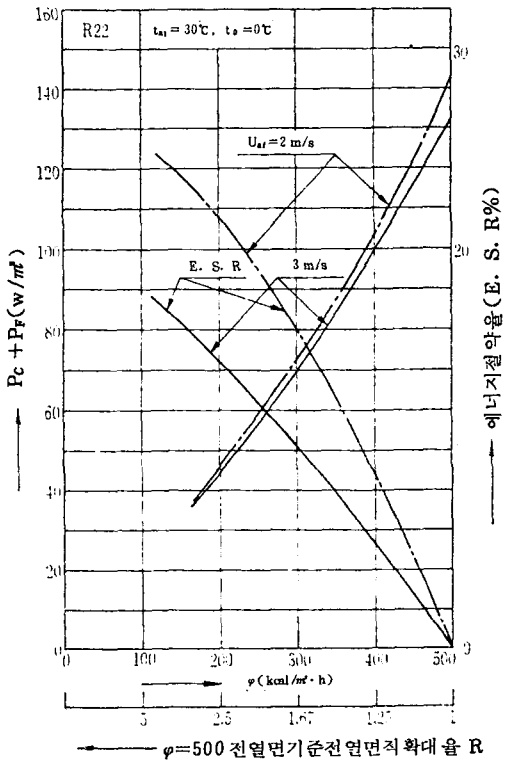


그림 24. 공냉식 응축기의 총합동력과 유효외표면 전열면적 1㎡당 방열부하 φ 및 φ=500(Kcal/㎡h)를 기준한 전열면적 확대율 R과 에너지절약율과의 관계

㎡h의 전열면적을 기준으로 하고, 이것을 확대하여 φ를 적게 했을 때의 에너지절약율(ESR)을 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 Uaf가 적을수록 전열면적의 확대는 운전비면에서 대단히 유효한 에너지절약수단이 된다.

3.2.4 공냉식 응축기의 외표면 열전달율의 향상

공냉식 응축기를 사용하는 냉동장치의 에너지절약은 t_k의 값에 의존하며 t_k는 그림23에서와 같이 코일입구온도는 t_{a1}에 의하여 지배된다. 또한 관내 냉매열전달율은 t_k 또는 온도차에 의하여 심하게 변화하지 않으므로 공냉식 응축기의 성능향상은 배관상의 문제(냉매의 균등분류, 알맞는 기액분리에 의한 응축액의 조기분리)를 제외하면 외표면 열전달율 α_a의 향상으로 결정된다.

한편 공냉식 응축기는 옥외에 설치하기 때문에 특히 팬소음이 문제가 되므로 공기측 열전달율 α_a의 향상을 위하여 특수파형핀과 같은 저풍속 전열특성이 좋은 핀이 필요하며 핀 표면이 오염되어 열전달율이 저하되기 쉽고 부식되기 쉽다.

이와 같이 공냉식 응축기에서는 여러가지 어려운 특성을 만족시킬 수 있는 핀이 필요하다.