

空氣 冷却 및 加熱用 코일의 용량

배 순 훈* · 강 신 형**

1. 序 論

공기조화에서 공기를 냉각 또는 가열하기 위하여 원형튜브에 연속평판 핀(Fin)이 달린 코일(Coil)을 많이 쓰고 있다. 외국에서는 이 코일은 대개 공기조화기기 제조업자들의 표준제품으로 이에 대한 표준규격이 마련되어 있다. 우리나라에서는 외국제품, 주로 일본 제품을 모방하고 있는데 국내의 통일된 표준규격이 없어서 성능을 서로 비교하기 힘들고 선택에 적절한 기준이 없다. 경쟁이 심한 제조업체에서는 원자재를 줄이기 위하여 핀의 면적 또는 튜브의 수를 줄이고 있는데 이 때에 실제 용량은 현저히 감소하는데도 불구하고 고시용량(告示容量)은 변하지 않는 경우가 있다. 여기서는 미국냉동협회(American Refrigeration Institute)의 표준규격(Standard 410) [1]을 기초로 하여 코일규격 고시방법(告示方法)을 설명하고 용량 계산방법을 예시 하고자 한다.

2. 코일의 規格

코일의 규격은 정해진 작동조건에서 실험한 결과로 정해진다. ARI가 보증하는 규격에는 응용규격(Application rating)과 검사규격(Certified rating)이 있는데 응용규격은 실제 공기조화 시스템이 사용될 때 사용조건에서의 용량을 알 수 있도록 어느 일정한 범위의 작동조건에 대한 용량과 작동변수를 포함한 규격이며 검사규격이라 함은 다음 표1에 주어진 작동조건에 대한 응용규격을 말한다. 이 검사규격인 경우에는 실험은 ARI가 지정한 심사위원들의 입회하에 ARI가 지정한 실험실에서 행하게 된다 실험조건과 다른 작동조건에서의 용량은 계산에 의하여 정하고 코일의 규격에 미소한 변화가 있을 때도 새로운 실험을 하지 않고 계산에 의하여 정할 수 있다. 그러나 코일의 설계가 크게 변경될

경우에는 다시 실험을 거쳐야 한다.

한편, 코일규격에 미소한 변경이 있어 계산에 의해 용량을 정할 때 용량이 97.5% 이하로 줄지 않으면 ARI에서 보증하는 검사규격을 그대로 사용할 수 있다. 여기서 계산으로 용량을 정할 수 있는 것은 다음 경우에 한한다.

- a. 알루미늄핀 대신에 구리핀을 쓸 경우에는 핀의 두께는 알루미늄핀에 비해 0.003in 까지 줄었을 경우 까지 허용함.
- b. 핀의 두께가 증가 했을 경우.
- c. 튜브의 두께가 0.0016in 와 0.049in 사이에서 변경 될 경우,
- d. 튜브의 재질이 일상 공기조화에 쓰는 구리, red brass, admiralty, 알루미늄, 90-10 Cupro-Nickel 인 경우.

이상의 경우에서는 과거의 실험 결과로 미루어 지금의 열전달 지식으로 그 용량의 변화를 예측할 수 있기 때문에 새로운 실험을 요구하지 않는다.

검사규격을 고시할 때에는 다음의 여러 사항을 포함 하여야 한다.

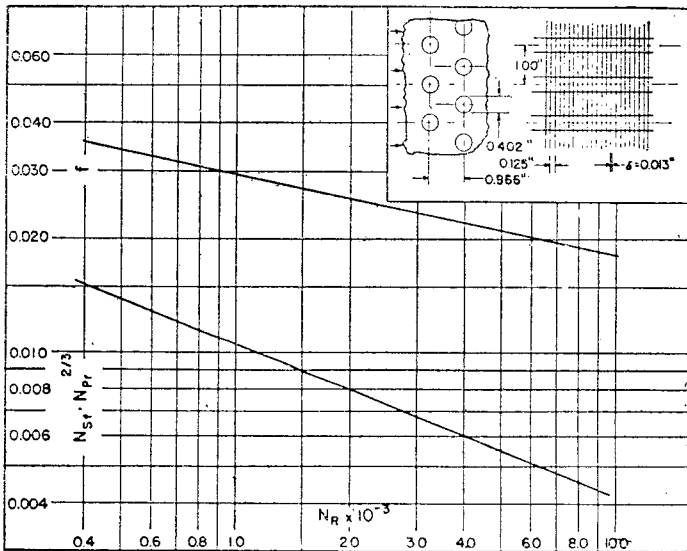
1. 코일의 기능 즉 냉각용, 가열용, 제습용 등.
2. 제조원의 이름과 주소.
3. 모델, 규격, 형태.
4. 표1에 주어진 작동조건중에 코일의 적용조건.
5. 전 냉각용량, Btuh.
6. 감열 냉각용량, Btuh.
7. 잠열 냉각용량, Btuh. (선택)
8. 감열 가열용량, Btuh.
9. 표준 공기밀도에서 코일을 통한 공기의 압력차, in Water.
10. 냉매의 코일을 통한 압력차, psi. (선택).
11. 코일을 통한 물의 압력차, ft Water. (선택)
12. 코일을 통한 수증기의 압력차, psi. (선택)
13. 표준 공기의 유량, cfm.
14. 코일을 나가는 공기의 건구온도, °F.

* 正會員, 韓國科學院

** 韓國科學院

표 1. 검사규격의 작동조건의 범위(표준 29.92 inHg)

항 목	냉 각 코 일		가 열 코 일	
	냉 매	냉 수	수 증 기	온 수
공기의 표면속도(표준공기), fpm	200~800	200~800	200~1500	200~1500
입구공기의 건구온도, °F	65~100	65~100	-20~100	0~100
입구공기의 습구온도, °F	60~85	60~85	—	—
순환수의 속도, fps	—	1~8	—	0.5~8
출구의 냉매온도, °F	30~55	—	—	—
입구의 물의 온도, °F	—	35~65	—	120~250
출구의 수증기 최소과열도, °F	6	—	—	—
입구의 수증기 압력, psig	—	—	2~250	—
입구의 수증기 최대과열도, °F	—	—	50	—



Tube outside diameter=0.402in.
 Fin pitch=8.0per in.
 Flow passage hydraulic diameter, $4r_h=0.01192ft$
 Fin thickness=0.013in.
 Free-flow area/frontal area, $\sigma=0.534$
 Heat transfer area/total volume, $\alpha=179ft^2]ft^3$
 Fin area/total area=0.913

Note: Minimum free-flow area in spaces transverse to flow.

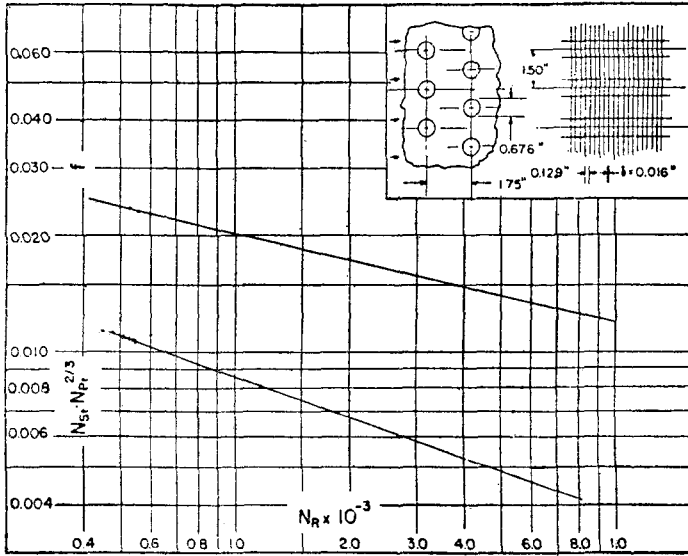
Fig.1. Finned circular tubes, surface 8.0-8/3T. (Data of Trane Company.)

15. 코일을 나가는 공기의 습구온도, °F.
16. 물의 유량, gpm.
17. 물의 출구온도, °F.
18. 냉각 매개체명
19. 가열 매개체명

이상의 사항을 포함하거나 혹은 이러한 정보를 산출할 수 있는 재료를 고시해야 한다.

3. 코일의 용량 계산

코일을 쓰는 목적에 따라 계산방법이 다르겠지만 여기서는 습기를 고려하지 않아도 될 경우, 즉 코일의 전 표면이 건조하여 공기에 포함되어 있는 습기의 량에 변화가 없는 경우만을 고려하기로 한다. 냉각 또는 가열 매개체로 튜브내에 물이 상(相)변화 없이 흐를 경우만



Tube outside diameter=0.676in.
 Fin pitch=7.75 per in.
 Flow passage hydraulic diameter, $4r_h=0.0114$ ft
 Fin thickness=0.016in.
 Free-flow area/frontal area, $\alpha=0.481$
 Heat transfer area/total volume, $\alpha=169$ ft²/ft³
 Fin area/total area=0.959
 Note: Minimum free-flow area in spaces transverse to flow.

Fig. 2. Finned circular tubes, surface 7.75-5/8T. (Data of Trane Company.)

을 예로 든다. 이 경우가 가장 기초적이고 실제 가장 많이 부딪히는 문제이다. 제습코일의 경우도 표면 열전달 계수만 주어지면 이상의 경우와 비슷한 계산방법을 따르던 된다.

코일의 용량계산을 필요로 하는 여러가지 경우가 있겠으나 여기에서는 우선 제조원에서 열전달 계수와 마찰계수를 고시 하였을 때 주어진 작동조건에서 용량을 구하는 방법을 예시하여, 코일을 선택하는 경우 이 방법을 그대로 따르던 된다. 또한 제조원에서 새로운 코일을 실험하여 그 결과를 발표할 때에도 선택하는 사람들이 이용하는데 편리하게 실험결과를 정리할 수 있는 방법도 이 계산방법을 기초로 할 수 있다.

열전달 표면의 면적은 원의 표면적 A_s , 원의 면적을 제외한 표면적 A_p , 공기 자유유동 단면적 A_{fr} , 코일의 공기유동 방향의 단면적 A_{fs} , 등으로 구분하여 각각 다음과 같이 구한다.

$$A_s = N_f \left[\frac{L_f L_D}{72} - \frac{N_i (D_o + 2\delta)^2}{91.68} \right] \quad (1)$$

$$A_p = \frac{N_i N_f L_c (D_o + 2\delta)}{45.84} \quad (2)$$

$$A_{fr} = \frac{N_f L_c [2L_f - (D_o + 2\delta) N_i]}{288} \quad (3)$$

$$A_{fs} = \frac{L_f L_c}{144} \quad (4)$$

공기쪽의 열전달 계수와 마찰 계수는 무차원 변수를 사용하여 Log-Log 그래프에 표시 하는데 그 예로 미국의 Trane 회사의 두개의 코일에 관한 실험결과[3]가 그림 1과 그림 2에 나타나 있다. 여기서 종축에는 마찰 계수와, 스탠톤 수와 프란틀 수의 곱으로 나타나 있고 횡축에는 레이놀즈 수가 나타나 있다. 여기서 레이놀즈 수 N_R 은

$$N_R = \frac{4r_h \cdot G}{\mu} \quad (5)$$

로 주어지는데 $4r_h$ 는 수력직경을 표시하며

$$4r_h = \frac{4A_{fr} \cdot L_D}{A_o} \quad (6)$$

이고 질량속도 G 는 W/A_{fr} 이다. 이 레이놀즈 수를 가지고 그림 1이나 그림 2에서 스탠톤 수를 구하면 공기쪽의 열전달 계수를 알 수 있게 된다. 공기쪽에는 원이 있으므로 원의 열전달 효율을 고려하여야 한다. 사각형 원은 면적이 같은 대등한 원형 원으로 환산하여 원 효율을 구하게 된다. 이 경우 대등한 원의 바깥쪽의 반경 X_e 는

$$X_e = \sqrt{\frac{L_f L_D}{\pi N_i}} \quad (7)$$

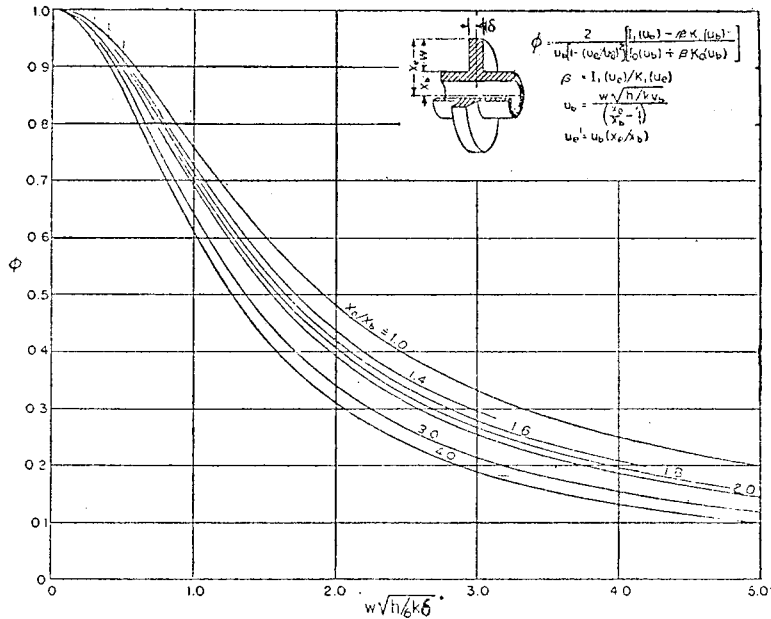


Fig. 3. Efficiency of Annular Fins of Constant Thickness

로 구하고 원의 안쪽의 반경 X_b 는

$$X_b = \frac{D_o + 2\delta}{2} \quad (8)$$

하다. 한편 W 를 $(X_e - X_b)$ 라면 X_e/X_b 와 $w\sqrt{h_a/6k_f\delta}$ 를 가지고 그림 3에서 원효율을 구하게 된다. 그림 3은 Gardner[2]의 원판 뒀에 대한 해석의 결과를 그대로 인용한 것이다. 여기서 원효율 ϕ 를 구하면 표면효율 η 는

$$\eta = \frac{\phi A_s + A_p}{A_o} \quad (9)$$

로 구할 수 있다.

한편 물이 흐르는 판 내부에서의 열전달 계수는 잘 알려진 McAdams의 실험식이 널리 사용되고 있다.

$$h_w = \frac{150(1 + 0.011T_b)V^{0.8}}{D_i^{0.2}} \quad (10)$$

위에서 얻은 h_a 와 h_w 를 가지고 열전달 계수 U_a 를 다음과 같이 구한다.

$$\frac{1}{U_a} = \frac{1}{\eta h_a} + \frac{1}{(A_i/A_o)h_w} + \frac{A_o}{A_i} r_f \quad (11)$$

여기서 튜브 벽을 통한 열전도 저항은 무시할 수 있을 정도로 적다고 가정했으며 튜브내부에 표면이 오염되는 것을 고려하여 이 얇은 오염층의 열전달 저항을 r_f 로 표시하였다. 보통 일반적인 물의 조건에서 r_f 는 0.0005 1/Btu·hr·ft²·°F 이다. 공기쪽의 표면 오염은 보통 무시한다.

여기서 유동열용량(Fluid capacity rate)을 $C(=Wc_p)$ 라 하고 C_w 와 C_a 중에서 적은 것을 C_{min} 이라하면 열전달 단위수(Number of heat transfer unit) NTU 는

$$NTU = \frac{A_o U_a}{C_{min}}$$

이로 주어진다.

한편 열교환기의 유효성(Effectiveness) ϵ 은 (1)

$C_{min} = C_{air}$ 인 경우

$$\epsilon = 1 - e^{-\Gamma(C_w/C_a)} \quad (12)$$

$$\Gamma = 1 - e^{-NTU(C_a/C_w)} \quad (13)$$

(2) $C_{min} = C_w$ 인 경우

$$\epsilon = \frac{C_a}{C_w} [1 - e^{-\Gamma'(C_w/C_a)}] \quad (14)$$

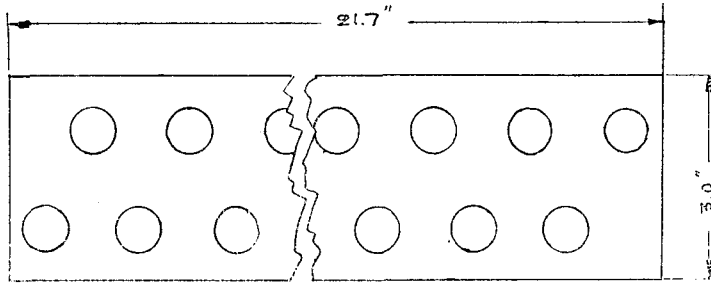
$$\Gamma' = 1 - e^{-NTU} \quad (15)$$

로 표시된다. 이 결과는 Cross flow, one fluid mixed, and the other unmixed 인 경우에 대한 것이므로 튜브의 배치가 다른 경우에는 적절한 다른 식을 이용하여야 한다. 일반적인 경우는 Kays 와 London[4]의 결과를 참고하라. 이상의 식(12) 또는 식(14)에서 구한 ϵ 으로부터 열전달을 Q 는 가열용 코일인 경우에는

$$Q = \epsilon C_{min}(T_{min} - T_{ain}) \quad (16)$$

냉각용 코일인 경우에는

$$Q = \epsilon C_{min}(T_{ain} - T_{min}) \quad (17)$$



Fin thickness=0.012 in.
 Fin pitch=8.0per in.
 Tube Outside diameter=0.644 in } after expansion
 Tube inside diameter=0.600 in }
 <Operating Condition>
 Air mass rate, $W_a=5700\text{lbm/hr}$
 Water mass rate, $W_w=2210\text{lbm/hr}$
 Air inlet temp. $T_{a1}=84^\circ\text{F}$
 Water inlet temp. $T_{w1}=44^\circ\text{F}$

Fig. 4. Fin and Tube Size, and Operating Condition

로 나타낼 수 있다.

코일을 통한 공기의 압력손실 ΔP 는

$$\Delta P = f \frac{G_a^2}{2g_c \rho_a} \frac{A_o}{A_f} \quad (18)$$

로써 구할 수 있다. 여기서 f 는 그림 1 또는 그림 2에서 구한다.

4. 코일치수의 변화에 따른 용량변화

코일치수가 변화함에 따라 용량이 변화하는데 이것을 그림 5, 6, 7에 나타내었다. 여기서는 그림 4에 나타난 원을 매 인치당 8개의 간격으로 배치 하였고 코일 전면 (A_{fa})이 $36 \times 21.7\text{in}$ 인 경우를 기준 치수로 하여 원의 공기 유동방향의 폭을 감소하여 그림 5에 나타 내었다. 그림 6과 그림 7은 각각 원의 면적은 일정하게 하고 튜브의 개수를 줄였을 경우와, 원의 면적과 튜브의 개수를 같은 비율로 줄였을 경우에 용량의 변화를 나타내었다. 여기서 보던 용량이 ARI에서 정하는 97.5% 이상인 조건에 부합되는 것은 대개 기준치수 보다 6%이내로 적어질 경우에 한해서 표준용량을 그대로 고시할 수 있는 것이다. 시중에 나와 있는 제품의 규격은 제조원에 따라서 같은 용량으로 고시된 코일에 대해서 치수가 10%~20%의 차이가 있는데 제조방식에 다른 점이 있다는 것을 고려 하더라도 그 차이가 너무 큰 것이다.

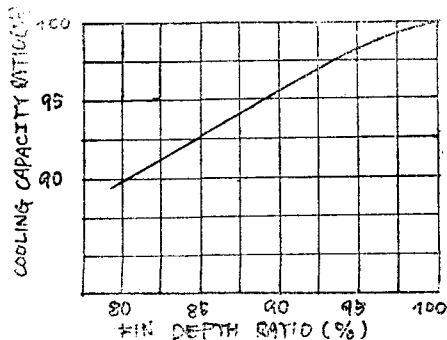


그림 5. 원의 공기유동방향의 폭을 줄일 때

브의 개수를 줄였을 경우와, 원의 면적과 튜브의 개수를 같은 비율로 줄였을 경우에 용량의 변화를 나타내었다. 여기서 보던 용량이 ARI에서 정하는 97.5% 이상인 조건에 부합되는 것은 대개 기준치수 보다 6%이내로 적어질 경우에 한해서 표준용량을 그대로 고시할 수 있는 것이다. 시중에 나와 있는 제품의 규격은 제조원에 따라서 같은 용량으로 고시된 코일에 대해서 치수가 10%~20%의 차이가 있는데 제조방식에 다른 점이 있다는 것을 고려 하더라도 그 차이가 너무 큰 것이다.

5. 結 言

이상 코일의 용량규격에 관해서 규격고시에 고려될 점과 계산 방식에 관해서 論하였는데 일반적으로 우리나라에서는 공기조화기 일반에 걸친 규격통일이 미비하

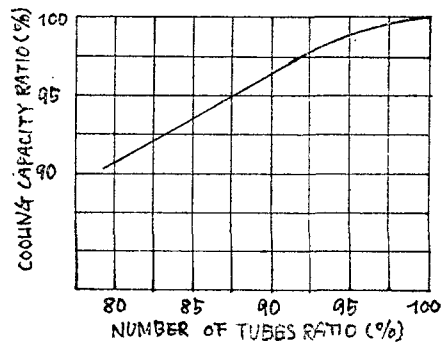


그림 6. 튜브의 개수를 줄일 때

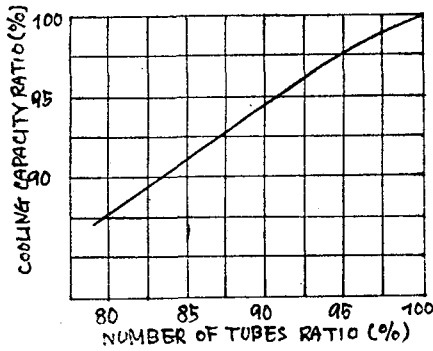


그림 7. 튜브당 원의 면적을 일정케 하고 튜브의 갯수를 줄일 때(원길이는 일정)

여 각 제조사 간의 정당한 경쟁이 어렵다. 따라서 국내 제품의 품질 향상에 큰 저해 요인이 되므로 단시일내에 적당한 표준규격이 마련되어야 하겠다. 여기에서는 냉각 및 가열코일의 검사규격에 대한 설명과 코일의 표면이 건조한 경우 용량을 계산하는 방법을 설명하여 코일의 선택에 도움이 되도록 하였다.

6. 부 호 설 명

- A_{ra} : 공기유동 방향의 코일의 단면적, ft^2
- A_{rf} : 공기유동 방향의 자유유동 최소 단면적, ft^2
- A_i : 튜브 내부 표면적, ft^2
- A_o : 코일의 전 열전달 면적, ft^2
- A_p : 원을 제외한 코일의 열전달 ft^2 면적, ft^2
- A_s : 원의 열전달 면적, ft^2
- C_a : 공기의 유동 열용량, $Btu/hr \cdot ^\circ F$
- C_w : 물의 유동 열용량, $Btu/hr \cdot ^\circ F$
- C_p : 비열, $Btu/^\circ F \cdot lbm$
- D_i : 튜브의 내경, in
- D_o : 튜브의 외경, in
- f : 마찰계수
- G_a : 공기의 질량속도, $lbm/hr \cdot ft^2$
- g_c : 상수, $4.17 \times 10^8 \text{ lbm} \cdot ft / \text{lb} \cdot hr^2$
- h_a : 공기측의 열전달 계수, $Btu/hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F$
- h_w : 물측의 열전달 계수, $Btu/hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F$
- k_f : 원의 열전도도, $Btu/hr \cdot ft \cdot ^\circ F$
- L_c : 원과 원 사이의 간격, in

- L_D : 원의 공기유동 방향 길이, in
- L_f : 원의 폭, in (그림 4를 참고)
- N_f : 원의 개수
- N_{pr} : 프란틀 수,
- N_{Re} : 레이놀즈 수,
- N_{St} : 스탠튼 수,
- N_t : 튜브의 갯수,
- NTU : 열전달 단위수,
- ΔP : 압력강하, psi
- Q : 열전달 율, Btu/hr
- $4r_h$: 수력직경, ft
- T_{ain} : 공기의 입구온도, $^\circ F$
- T_b : 물의 평균온도, $^\circ F$
- T_{win} : 물의 입구온도, $^\circ F$
- U_a : 공기측의 열전달 면적에 대한 전 열전달 계수, $Btu/hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F$
- V : 물의 속도, ft/sec
- W : 유량, lbm/hr
- w : 원의 높이, in (그림 3을 참고)
- X_o : 대등한 원형원의 바깥쪽의 반경 in (그림 3을 참고)
- X_i : 대등한 원형원의 안쪽의 반경 in (그림 3을 참고)
- α : A_o /코일의 부피, ft^2/ft^3
- δ : 원의 두께, in
- Γ, Γ' : 식(13)과 식(15)을 참고
- ϵ : 열교환기의 유효성
- η : 열전달표면 효율,
- μ : 점성 계수, $lbm/hr \cdot ft$
- ρ_a : 공기의 밀도, lbm/ft^3
- σ : A_{fi}/A_{fa} ,
- ϕ : 원 효율,

인 용 문

1. ARI Standard 410, American Refrigeration Institute, Washington, D. C.
2. K. A. Gardner, Efficiency of Extended Surface, ASME Trans, 67, 630(1945)
3. W. Kays and A. L. London, Compact Heat Exchanger. p 224, 2nd, Ed. McGraw-Hill, New York(1964)
4. ibid, p. 19