

## Wire-on-tube형 열교환기의 공기측 열전달계수 측정

이 태 희\*, 이 장 석\*, 박 종 진\*, 윤 점 열\*

### Measurement of air side heat transfer coefficient of wire-on-tube type heat exchanger

T. H. Lee, J. S. Lee, J. J. Park, J. Y. Yun

(Received July 7, 1999; revision received November 5, 1999)

#### ABSTRACT

The experiment was conducted to obtain correlation of the air side heat transfer coefficient of wire-on-tube type heat exchanger using the single layer heat exchanger. The correction factors to Zhukauskas correlation was driven from the experimental results. The numerical analysis and experiment with several wire-on-tube type condensers to validate the correction factors are also performed. The maximum discrepancy between experimental results and the numerical results using the correction factors of this study and Zhukauskas correlation is 10.0%, while that of reference correlation is 47.5%.

**Key words:** Wire-on-tube type heat exchanger(wire on tube형 열교환기), Condenser(응축기), Heat transfer coefficient(열전달계수)

기 호 설 명	
$A$	: 전열면적 [ $m^2$ ]
$C_p$	: 정압 비열 [ $kJ/kg^\circ C$ ]
$D$	: 직경 [ $m$ ]
$F_c$	: 직교유동 보정계수, 식(9)
$F_p$	: 평행유동 보정계수, 식(12)
$G$	: 부피유량 [ $m^3/min$ ]
$h$	: 열전달계수 [ $W/m^2^\circ C$ ]
$K$	: heat conductance [ $W/^\circ C$ ]
$k$	: 열전도계수 [ $W/m^\circ C$ ]
$L$	: 길이 [ $m$ ]
$\dot{m}$	: 질량유량 [ $kg/h$ ]
$N$	: 개수
NTU	: 전달단위수, $\frac{K}{(\dot{m} C_p)_a}$
$P$	: 압력 [ $bar$ ]
Pr	: 프란틀수, $\frac{\nu}{\alpha}$
$q$	: 열전달량 [ $W$ ]
Re	: 레이놀드수, $\frac{\rho V D}{\mu}$
$S$	: 간격 [ $m$ ]
$T$	: 온도 [ $^\circ C$ ]
$U_G$	: 모든 냉매를 기체로 가정하였을 때의 유속 [ $m/s$ ]
$V$	: 유속 [ $m/s$ ]
$W$	: 폭 [ $m$ ]
$x$	: 전도

\* 정회원, LG전자 Home Appliance 연구소  
(E-mail address: thl@lge.co.kr)

그리스 문자

- $\epsilon$  : 열교환기 유용도,  $\frac{q_{actual}}{q_{max}}$
- $\eta_w$  : wire의 흰 효율
- $\Psi$  : 상승인자, 식(15)에서 정의

하첨자

- a : 공기
- AC : All cross
- av : 평균
- c : 입계
- calc : 계산
- cond : 응축
- cor : 관계식
- exp : 실험
- i : 입구
- l : 액체
- r : 냉매
- s : 표면
- T : 관과 wire의 합
- t : 관
- w : wire
- WC : Wire cross
- Z : Zhukauskas의 관계식

1. 서론

Wire-on-tube형 열교환기는 철제 관의 내부로 냉매가 흐르고 그 관의 양쪽에 용접된 철사를 흰으로 사용하는데, 그 형태는 Fig. 1과 같다. 이 열교환기는 가격이 저렴하고 제작이 용이하여 가정용 냉장고 등의 소형 냉동시스템의 응축기로 널리 쓰이고 있지만, 설계 및 성능해석에 필수적인 공기측 열전달계수에 관한 자료는 매우 드물다.

이 열교환기의 공기측 열전달계수를 계산하는 방법에는 공기유동과 직교하는 원통에 대한 공기측 열전달관계식인 Zhukauskas의 관계식<sup>(1)</sup>에 적절한 보정계수를 곱하여 wire와 tube의 열전달계수를 각각 계산하거나, wire-on-tube형 열교환기

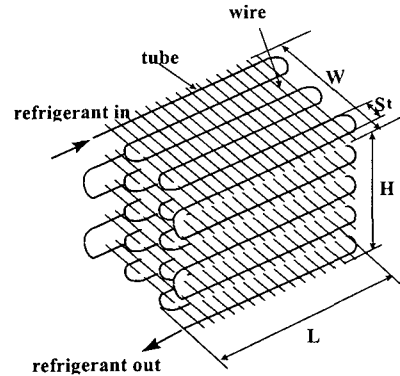


Fig. 1 Schematic diagram of wire-on-tube type heat exchanger.

에 대한 실험을 실시하여 그 결과를 수식화하는 방법이 있다. Jaster<sup>(2)</sup>는 전자의 방법을 이용하였는데, Zhukauskas의 관계식을 기본으로 하여 공기 유동과 수직인 부분(관 또는 wire)에는 보정계수를 1로 하고, 평행한 부분의 보정계수는 0.5를 취하였다. 그리고 최근 Hoke 등<sup>(3)</sup>은 8가지의 wire-on-tube형 열교환기에 대하여 1600개 이상의 데이터를 이용하여 이 열교환기의 공기측 열전달계수에 관한 관계식을 발표하였다. 이 결과는 상당히 많은 양의 데이터에 근거하여 최근에 발표되었지만, 그 오차 범위가  $\pm 20\%$ 에 걸쳐 있고 수치해석에 적용해 본 결과 그 절대 값이 실제 값에 비하여 너무 작아 사용하기가 곤란하다.

위에서 살펴본 바와 같이 냉장고용 응축기로 사용되는 wire-on-tube형 열교환기의 성능 해석 및 설계에 적용할 만한 기존의 관계식이 부족하기 때문에 이 연구를 통하여 공기측 열전달계수를 측정하여 관계식을 도출하고자 한다.

그리고, 도출된 관계식의 적용성 검토를 위하여 wire-on-tube형 열교환기의 열적 성능 측정 실험 및 수치해석을 동시에 수행하고자 한다.

2. 열전달계수 측정 실험

냉장고용 응축기로 사용되는 wire-on-tube형 열교환기와 공기가 만나는 방법은 Fig. 2에 도시한 것과 같이 세 가지가 있는데, 공기의 유동이 관과 wire 모두에 직교하는 경우(all cross, Fig. 2(a)), wire에 직교하고 관에 평행한 경우(wire cross, Fig. 2(b)), 그리고 관에만 직교하는 경우

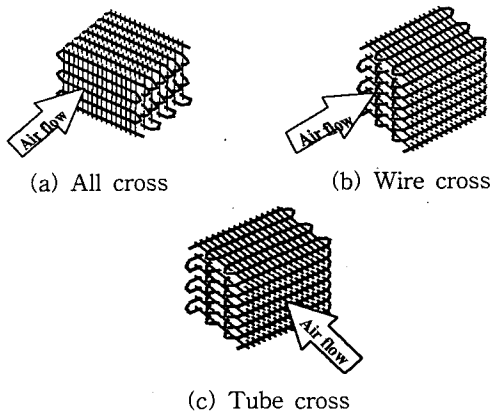


Fig. 2 Air flow configuration of wire-on-tube type heat exchanger.

(tube cross, Fig. 2(c))로 나누어 생각 할 수 있다. 이 열교환기는 그 구조상 공기와 만나는 방향에 따라 열전달 특성이 달라지므로 각각의 유동 구조에 대한 열전달계수의 측정이 필요하다.

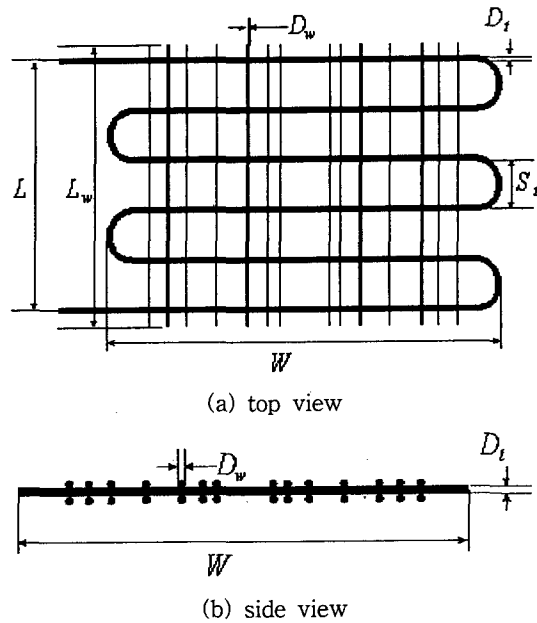
그러므로 이 연구에서는 Fig. 3에 나타낸 것과 같은 단층(single layer) wire-on-tube형 열교환기를 이용하여 all cross인 경우와 wire cross인 경우에 대하여 공기측 열전달계수를 측정하였다.

별도의 물실험장치를 구성하지 않고 공기측 열전달계수를 측정하기 위하여 열교환기의 관 내측에 선형 히터(line type heater)를 삽입하고, 이를 이용하여 열전달량을 조절하였다. 이 방법은 별도의 물 실험장치가 필요 없을 뿐만 아니라 공기로 발산된 열전달량을 매우 정확하게 측정할 수 있는 이점이 있다.

2.1 실험 장치 및 실험 방법

Fig. 4는 이 연구에서 사용된 공기측 열전달계수 측정 장치의 개략도이다. 이 장치는 공기의 유동을 발생시키고, 공기 유량을 측정할 수 있는 풍동(wind tunnel)과 시험 열교환기의 장착을 위한 사각 덕트형의 시험부(test section), 그리고 시험 열교환기의 관 내부에 삽입된 선형 히터에 열량을 공급해 주는 전원부(heat supply section) 등으로 구성되어 있다.

풍동 내부에는 지름이 18~60 mm를 가지는 4개의 노즐이 있는데, 공기 유량에 따라 적절한 노즐을 개방함으로써 측정 오차를 최소화하였다.



$N_w = 14 \times 2$        $D_w = 1.55 \text{ mm}$        $D_t = 4.66 \text{ mm}$   
 $L_w = 154 \text{ mm}$        $L = 140 \text{ mm}$        $W = 220 \text{ mm}$   
 $S_t = 28 \text{ mm}$

Fig. 3 Single layer wire-on-tube type heat exchanger used for measurement of air side heat transfer coefficient.

시험부(test section)는 각각의 실험 목적에 맞도록 두께 10 mm의 아크릴 판을 이용하여 제작하였다. 또한 시험부의 벽면을 통한 열전달을 차단하기 위하여 두께 30 mm의 단열재를 부착하였다.

전원부는 열량조절을 위한 슬라이더스와 열량 측정을 위한 전력계(power meter)로 구성되어 있는데, 전력계를 데이터 기록계와 연결하여 열량을 기록하였다.

공기 입구 온도( $T_{a,i}$ )는 저항온도계(RTD)와 20개의 junction을 가지는 써모파일(thermopile)을 이용하여 측정하였으며, 관 표면온도( $T_s$ )는 10개의 열전대(type-T)를 이용하여 측정된 값의 평균으로부터 구하였다. 공기의 유량은 차압계로 측정된 노즐 양단의 압력강하량을 이용하여 계산하였다.

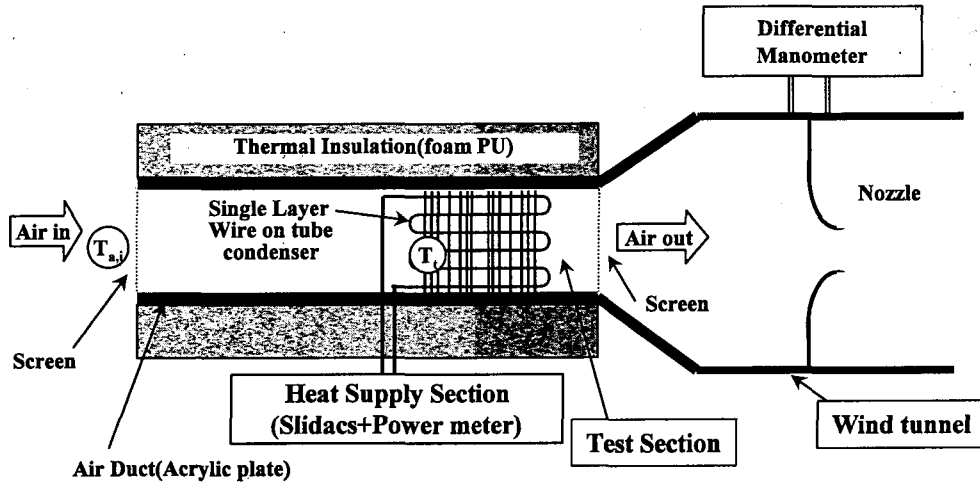


Fig. 4 Schematic diagram of experimental apparatus.

## 2.2 Data 정리

공기측 열전달계수는 다음의 식을 이용하여 측정하였다.

$$(\eta_s A \tau h)_{AC} = (\dot{m} C_p)_a \times NTU \quad (1)$$

$$(\eta_s A \tau h)_{WC} = \frac{q}{(T_{t,av} - T_{a,av})} \quad (2)$$

식(1)은 all cross의 경우, (2)는 wire cross의 경우에 각각 적용하였다. 여기서, 식(1)의 NTU는 전달단위수(number of transfer unit)로써, 식(3)과 같이 판 표면온도가 일정한 경우에 적용할 수 있는  $\epsilon$ -NTU관계식을 이용하여 계산한다.

$$NTU = -\ln(1 - \epsilon) \quad (3)$$

여기서  $\epsilon$ 은 열교환기의 유용도(effectiveness)로서 다음의 식으로부터 구한다.

$$\epsilon = \frac{q}{(\dot{m} C_p)_a (T_t - T_{a,i})} \quad (4)$$

이 때, 열전달량  $q$ 는 히터의 발열량이다. 그리고, 식(2)의  $T_{a,av}$ 는 시험 열교환기의 균일한 발열로 인하여 공기의 온도가 진행 방향에 따라 선형적

으로 변화하기 때문에 다음의 식과 같이 계산하였다.

$$T_{a,av} = T_{a,in} + \frac{q}{2 \dot{m} C_{p,a}} \quad (5)$$

식(1)~(5)에서 볼 수 있듯이 히터의 발열량( $q$ )과 함께 판 표면 온도( $T_t$ )와 공기 입구 온도( $T_{a,i}$ ), 그리고 공기의 질량유량( $\dot{m}_a$ )을 측정하면 판의 공기측 열전달계수와 전열면적의 곱으로 표현되는 판의 heat conductance( $K_t$ )와 wire의 환효율, 열전달계수 그리고, 전열면적의 곱으로 표현되는 wire의 heat conductance( $K_w$ )의 합인 공기측 heat conductance( $K$ )를 구할 수 있다. 이때  $K$ 는 다음의 식과 같다.

$$K = K_t + K_w = A_t h_t + \eta_w A_w h_w \quad (6)$$

여기서,  $A_t$ 와  $A_w$ 는 각각 판과 wire의 열전달 면적, 그리고  $h_t$ 와  $h_w$ 는 각각 판 및 wire의 공기측 열전달계수이다. 이때 wire의 환효율( $\eta_w$ )의 계산식은 다음과 같다.

$$\eta_w = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (7)$$

여기서,

$$m = \sqrt{\frac{4 h_w}{k_w D_w}}, \quad L = \frac{S_t}{2} \quad (8)$$

위 식에서 알 수 있듯이 wire의 환효율( $\eta_w$ )이 열전달계수의 함수로 표현되기 때문에  $K$ 로부터 환효율과 열전달계수를 각각 산출하기 위해서는 몇 번의 반복계산이 요구된다.

그리고, 이 연구에서 사용된 wire-on-tube형 열교환기는 관과 wire가 용접되어 있기 때문에 관과 wire의 접촉 열저항은 무시하였다.

### 3. 열전달계수 측정 결과

#### 3.1 All cross의 경우

Fig. 5에는 관과 wire 모두가 공기 유동과 직교하는 경우의 공기측 heat conductance( $K_{AC}$ )를  $Pr^{0.37}$ 로 나눈 값을 도시하였다. 이 그림에는 실험으로부터 얻어진 단층 wire-on-tube형 열교환기의 공기측 heat conductance, 관의 conductance ( $h_{Z,t} A_t F_c$ ), 그리고 wire의 conductance ( $\eta_w h_{Z,w} A_w F_c$ )를 함께 도시하였다. 여기서  $F_c$ 는 공기와 직교하는 부분에 대한 보정계수이며 정의는 다음 식과 같다.

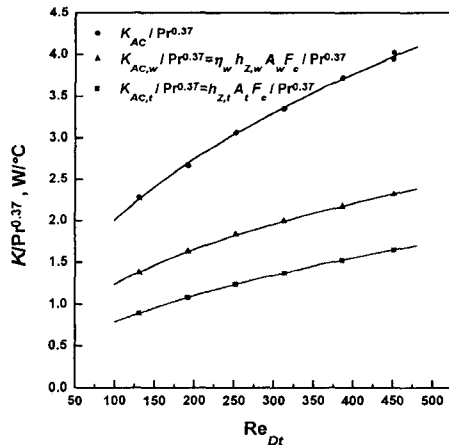


Fig. 5 The variation of heat conductance with  $Re$ (all cross).

$$F_c = \frac{K_{AC}}{h_{Z,t} A_t + \eta_w h_{Z,w} A_w} \quad (9)$$

여기서  $h_{Z,t}$ 와  $h_{Z,w}$ 는 각각 관 및 wire에 대한 Zhukauskas의 열전달 관계식으로 다음과 같다.

$$h_Z = C Re_D^m Pr^{0.37} \left( \frac{Pr_f}{Pr_s} \right)^{0.25} \frac{k_a}{D} \quad (10)$$

여기서  $C$ 와  $m$ 은  $Re$ 수에 따라 달라지는 값인데, 이를 Table 1에 나타내었다.

Fig. 5를 살펴보면 알 수 있듯이 wire에 의하여 전달되는 열량은  $Re$ 수에 따라 다소 달라지지만 총 열전달의 60%에 이르는 것으로 나타났다. 이것은 wire와 tube의 면적비는 거의 같지만 wire의 외경이 tube의 외경에 비하여 훨씬 작아 열전달계수가 크기 때문이다.

실험에서 얻어진 값과 Zhukauskas의 식을 적용하여 계산한 값의 비,  $F_c$ 는 Fig. 6에 도시한 것과 같이  $Re$ 수와 상관없이 일정한 값을 가지는 것으로 나타났으며, 다음의 식과 같다.

$$F_c = 1.3 \quad (11)$$

$F_c$ 의 값이 1보다 크다는 것은 wire와 관이 각각 따로 떨어져 있을 때보다 함께 교차되어 있어 공기의 유동을 교란시킴으로써 열전달을 촉진시킨다는 것을 말한다.

#### 3.2 Wire만 공기 유동에 수직인 경우

Fig. 7에는 wire cross인 경우의 공기측 heat conductance( $K_{WC}$ ) 그리고 관의 conductance( $h_{Z,t} A_t F_p$ ) 및 wire의 conductance( $\eta_w h_{Z,w} A_w F_c$ )를 함께 도시하였다. 이 그림을 살펴보면 알 수 있

Table 1 Values of  $C$  and  $m$  in equation (10) as a function of  $Re$  range

$Re_D$	$C$	$m$
1 - 40	0.75	0.4
40 - 1000	0.52	0.5
$10^3 - 2 \cdot 10^5$	0.26	0.6
$2 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^6$	0.023	0.8

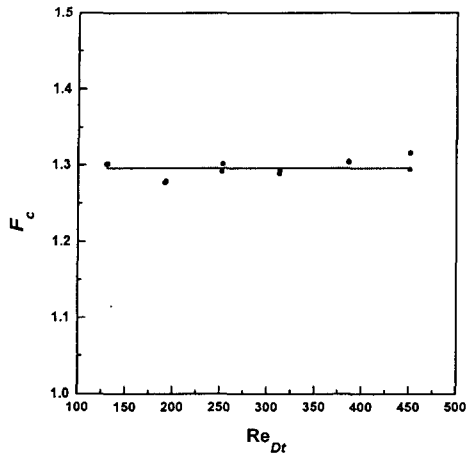


Fig. 6 Correction factor for cross flow( $F_c$ ).

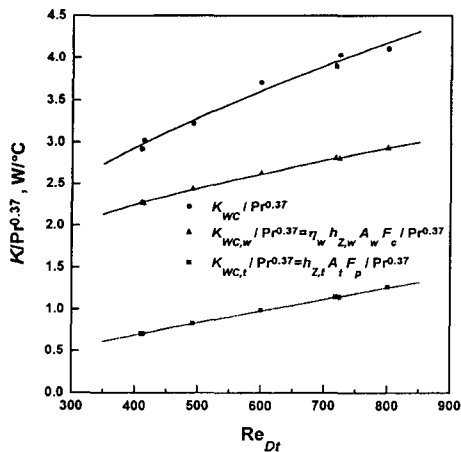


Fig. 7 The variation of heat conductance with  $Re$ (wire cross).

듯이 wire에서 발산된 열량의 비는  $Re$ 수의 증가에 따라 감소하지만 평균적으로는 총열전달의 73%이다. 평행유동에 대한 보정계수( $F_p$ )는 다음 식과 같이 구한다.

$$F_p = \frac{K_{WC} - \eta_w h_{z,w} A_w F_c}{h_{z,t} A_t} \quad (12)$$

여기서 식(12)의 분모 항에 수직유동에 놓인 원통의 열전달관계식을 대입한 것은 수평유동에 놓인 열전달 관계식에 관한 문헌을 찾을 수 없었기

때문이다.

Fig. 8에는  $Re$ 수에 따른  $F_p$ 의 변화를 도시하였다. 이 값은  $Re$ 수의 증가와 함께 완만하게 증가하는데, 이를 수식으로 나타내면 다음과 같다.

$$F_p = 0.063 Re_{Dt}^{0.37} \quad (13)$$

실험으로부터 얻어진 식(11) 또는 (13)의 보정계수와 Zhukauskas의 식을 곱한 값과 실험 결과를 Fig. 9에 비교하여 도시하였다. 그 결과, 90%의

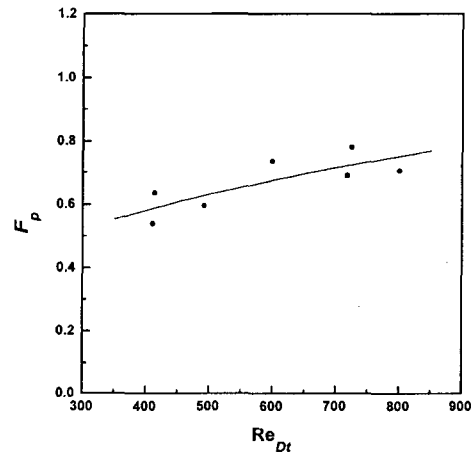


Fig. 8 Correction factor for parallel flow( $F_p$ ).

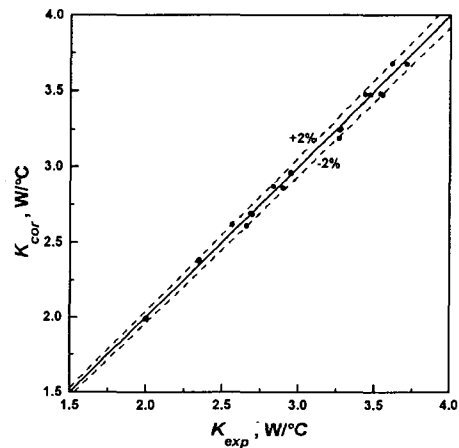


Fig. 9 Comparison of experimental heat conductance and correlation.

data가 2%이내, 그리고 100%의 data가 2.5%이내의 오차를 보이며 일치하였다.

#### 4. 보정계수의 적용성 검토

이 연구에서는 공기측 열전달계수의 측정 실험 결과와 기존 식의 비를 이용하여 공기측 열전달계수에 대한 보정계수를 구하였다. 이들 보정계수의 적용성 검토는 3가지의 wire-on-tube형 응축기에 대한 열적 성능 평가 실험 결과와 수치해석 결과를 비교함으로써 수행하였다. 이때 사용된 응축기의 사양을 Table 2에 나타내었다. 이 표의  $L_t$ 는 관의 총 길이이다.

##### 4.1 열교환기 성능 실험

Wire-on-tube형 응축기의 열적 성능 평가에 이용된 실험 장치<sup>(4)</sup>는 냉매공급장치와 항온항습실, 그리고 시험부(test section)가 포함되어있는 풍동으로 이루어져 있다. 여기서 풍동에 연결되어 있는 시험부(test section)는 높이가 200 mm, 너비가 200 mm이다.

냉매 공급 장치를 이용하여 냉매측 입구조건을, 그리고 항온항습실을 이용하여 공기측 입구조건을 각각의 실험조건에 맞도록 조절하고, 풍동의 팬(fan)의 회전수를 조절하여 공기의 유량을 조절하였다. Table 3에는 보정계수의 검증을 위한 냉매 및 공기측 실험조건 및 실험 결과를 나타내었다.

##### 4.2 수치해석

Section-by-section법<sup>(5)</sup>을 적용하였고, 냉매측 열전달계수는 다음의 식에 나타낸 Shah의 관계식<sup>(6)</sup>을 적용하였다.

Table 2 Specifications of the wire-on-tube type heat exchangers used in this study

	$A_{T_1}$ , $m^2$	$A_{T_2}$ , $m^2$	$D_i$ , mm	$L_t$ , m	$A_{w_1}$ , $m^2$	$D_w$ , mm	$L_w$ , mm
Cond. #1	0.32	0.16	4.76	10.9	0.15	1.53	158
Cond. #2	0.30	0.10	4.76	6.8	0.20	1.53	142
Cond. #3	0.39	0.13	4.76	8.8	0.26	1.53	142

Table 3 Operating conditions and results of experiment for validation of the correction factors

Cond.	Flow	Exp. No.	$G_a$ , $m^3/min$	$T_{a,i}$ , ℃	$\dot{m}_r$ , kg/h	$T_{r,i}$ , ℃	$T_{r,cond}$ , ℃	$q_{exp}$ , kcal/h
1	all cross	1	1.901	29.4	3.96	63.1	36.8	88.6
1	all cross	2	1.553	29.5	3.99	63.4	36.8	76.0
1	all cross	3	1.210	29.6	3.97	63.4	36.8	64.4
1	all cross	4	0.924	29.6	3.99	63.5	36.7	52.1
1	tube cross	5	1.920	29.4	3.98	64.8	36.7	79.9
1	tube cross	6	1.692	29.5	3.94	64.7	36.8	76.7
1	tube cross	7	1.408	29.7	3.97	64.6	36.8	70.0
1	tube cross	8	0.924	29.7	3.95	64.7	36.8	55.0
1	wire cross	9	1.939	29.7	3.99	63.2	36.8	77.9
1	wire cross	10	1.551	29.4	3.95	63.1	36.7	66.9
1	wire cross	11	1.212	29.8	3.99	63.1	36.8	58.9
1	wire cross	12	0.897	29.7	4.03	63.3	36.8	50.6
2	all cross	13	1.920	29.6	3.93	63.9	36.8	87.4
2	all cross	14	1.510	29.8	3.96	63.9	36.8	74.7
2	all cross	15	1.250	29.6	3.99	64.0	36.7	69.1
2	all cross	16	0.790	29.7	3.89	63.9	36.8	52.0
3	all cross	17	1.910	29.6	4.04	65.9	36.8	95.9
3	all cross	18	1.207	29.7	4.00	65.9	36.8	70.9
3	all cross	19	0.907	29.8	4.01	66.1	36.8	61.3

$$h_r = 0.023 \frac{k_f}{D_i} Re_i^{0.8} Pr_i^{0.4} \Psi \quad (14)$$

$$\Psi = \left[ (1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{P_r^{0.38}} \right] \quad (15)$$

여기서,  $Re_i$ 은 관내를 흐르는 모든 냉매가 액체라고 가정하였을 때의  $Re$ 수,  $Pr_r$ 은 액냉매의  $Pr$ 수, 그리고  $P_r$ 은 환산압력(Reduced pressure,  $P/P_c$ )이다. 이 식의 적용범위는 Table 4에 나타내었다.

그리고 수치해석에 적용된 공기측 열전달계수는 앞 장에서 구한 보정계수와 Zhukauskas의 관관계식을 이용하여 계산하였다. 이 때의 보정계수 적용 방법을 Table 5에 나타내었다.

Section-by-section법 적용시에 각 section 열교환기의 공기 유량은 공기의 유속과 각 section 열교환기가 차지하는 공기측 유동단면적을 곱하여 계산하였는데, 최상단 및 최하단, 그리고 최우측 및 좌측에 위치하는 section 열교환기의 공기 유동 단면적은 타 section 열교환기의 유동 단면적에 2를 곱하여 계산하였다. 이는 가장자리에 위치하는 section 열교환기의 바깥쪽으로도 많은

Table 4 The range of parameters in which the Shah correlation has been well-verified<sup>(6)</sup>

Parameter	Verified Range
Fluid	Water, R11, R12, R22, R113, methanol, ethanol, toluen, trichlorethylene, benzene
Flow channel	Tube, annulus,
Flow direction	Horizontal, vertical, 15° inclined to horizontal
$d_i$ , mm	2.8 to 40
$T_{cond}$ , °C	21 to 355
$x$ , percent	0 to 100
$q$ , W/m <sup>2</sup>	158 to 16,000,000
mass flux, kg/m <sup>2</sup> s	11 to 4000
$P$ , bar	0.7 to 180
$P_r$	0.0019 to 0.82
$Pr_l$	1 to 13
$Re_l$	350 to 100,000
$u_G$ , m/s	3 to 300
Flow pattern	All

Table 5 Application of correction factors for numerical analysis

Flow type	h of tube	h of wire
All cross	$h_{z,t} \cdot F_c$	$h_{z,w} \cdot F_c$
Tube cross	$h_{z,t} \cdot F_c$	$h_{z,w} \cdot F_p$
Wire cross	$h_{z,t} \cdot F_p$	$h_{z,w} \cdot F_c$

양의 공기가 흘러가고 있는데, 이 영향을 고려하기 위함이다. 그리고, wire는 열교환기 전체에 고루 분포하고 있는 것으로 가정하였다.

4.3 실험 및 해석 결과의 비교

Table 6과 Fig. 10은 응축기에 대한 실험 및 수치해석 결과를 나타낸 것인데, 이 때 적용된 운전 조건은 Table 3에 나타낸 바와 같다. 이 실험에 사용된 냉매는 R134a이다. 이 표에는 이 연구를 통하여 도출된 보정계수와 Jaster 등<sup>(2)</sup>의 보정계수(1 또는 0.5), 그리고 Hoke 등<sup>(3)</sup>이 제안한 관계식을 적용하여 구한 값을 동시에 나타내었다.

이 연구의 보정계수를 적용하여 해석한 결과는 실험값과의 오차가 최대 10.0%, 평균 3.7%이지만, Jaster<sup>(2)</sup>의 경우는 최대 값은 11.5%, 평균 8.1%

Table 6 Comparison of experimental and numerical results of heat transfer rate of wire-on-tube type condenser

Exp. No.	$Q_{exp}$ , kcal/h	$Q_{calc}$ , kcal/h	error, %	$Q_{Jaster}$ , kcal/h	error, %	$Q_{Hoke}$ , kcal/h	error, %
1	88.6	88.7	0.1	78.4	11.5	73.7	16.8
2	76.0	78.6	3.3	70.1	7.9	65.9	13.3
3	64.4	67.8	5.3	61.2	4.9	57.6	10.5
4	52.1	57.3	10.0	52.5	0.9	49.4	5.2
5	79.9	83.2	4.1	70.4	11.9	49.3	38.3
6	76.7	70.9	7.6	66.7	13.0	46.2	39.7
7	70.0	63.4	9.4	60.6	13.4	42.1	39.9
8	55.0	53.0	3.6	52.1	5.3	35.8	34.9
9	77.9	75.2	3.5	67.4	10.9	40.9	47.5
10	66.9	69.0	3.1	64.3	3.9	37.4	44.2
11	58.9	60.0	1.9	56.7	3.7	33.6	43.0
12	50.6	54.0	6.7	51.6	1.9	30.8	39.3
13	87.4	88.3	1.0	78.6	10.1	74.3	14.9
14	74.7	75.3	0.8	67.8	9.2	64.3	13.9
15	69.1	68.6	0.7	62.1	10.0	59.0	14.6
16	52.0	51.1	1.8	47.5	8.7	45.0	13.5
17	95.9	97.1	1.3	87.1	9.2	82.6	13.8
18	70.9	72.2	1.7	66.0	6.9	62.9	11.3
19	61.3	58.9	3.9	54.9	10.4	52.4	14.5

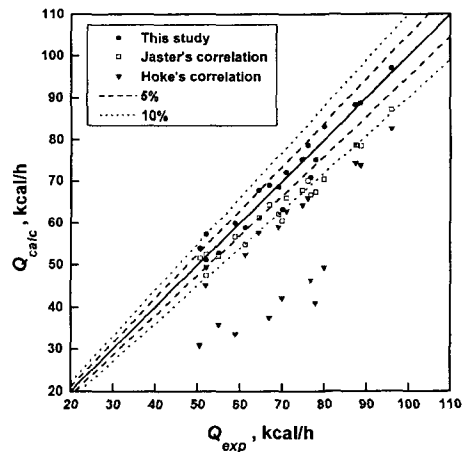


Fig. 10 Comparison of experimental heat transfer rate and calculated heat transfer rate.

이다. 특히 Hoke 등<sup>(3)</sup>이 제안한 관계식을 적용할 경우에는 대부분의 data가 10%이상의 오차를 보인다.(오차의 최대 값은 47.5%, 평균 24.7%)

이 연구에서 실험 및 해석을 실시한 영역에서



Hoke 등의 관계식을 Zhukauskas 관계식으로 나눈 값이 1 이하의 값을 보이는데, 이것은 수직 유동 속에 놓인 원통에 열전달을 촉진시키는 또 다른 물체가 부착되어있는 wire-on-tube 열교환기의 구조를 고려해 보면 물리적으로 타당하지 않은 결과라고 할 수 있다. Hoke 등의 관계식과 Zhukauskas 관계식의 비가 1 이하인 것은 Hoke 등이 열전달계수를 도출할 때, 단층의 열교환기를 이용하여 측정한 것이 아니라, Fig. 1에 나타난 것과 같은 열교환기를 이용한 실험으로부터 얻어진 열교환기 전체의 UA값으로부터 Gnielinski correlation을 이용하여 계산한 관 내측의 열저항을 제한 후에 구한 열교환기 전체의 평균 열전달계수이기 때문일 것으로 생각된다. 그리고, Jaster의 경우 또한 공기 유동과 수직한 부분의 보정계수가 1 인데, 이것은 원통 주위에 부착된 유동 교란 물체가 열전달에 아무런 기여를 하지 않는다고 가정한 것이므로 물리적으로 타당성이 적다고 생각된다.

따라서, 이 연구를 통하여 구한 보정계수를 사용하면 Jaster<sup>(2)</sup>의 보정계수를 사용하거나 Hoke 등<sup>(3)</sup>의 관계식을 사용할 때보다 정확한 예측 결과를 기대할 수 있다.

## 5. 결론

단층 wire-on-tube형 열교환기를 이용하여 공기측 열전달 관계식을 보정계수의 형태로 구하였고, 수치해석을 통하여 적용성을 검토하였다.

그 결과, 이 연구를 통하여 도출한 보정계수와 Zhukauskas의 식을 적용하면 기존의 관계식 또

는 보정계수를 사용하는 것 보다 정확한 결과를 얻을 수 있음을 확인하였다.

## REFERENCE

1. Zhukauskas, A., and Ziugzda, J., 1972, Heat Transfer of a Cylinder in Crossflow, Hemisphere publishing Corp.
2. Jaster, H., 1992, Analysis of ducted refrigerator evaporators and condensers, GE Report 92CRD163.
3. Hoke, J. L., Clausing, A. M., and Swofford, T. D., 1997, An experimental investigation of convective heat transfer from wire-on-tube heat exchangers, Transactions of ASME, Vol. 119, pp. 348-356.
4. Lee, T. H., Lee, J. S., Park, J. J., Kim, B. J., Lee, S. W., and Yun, J. Y., 1997, An Experimental and Numerical Study on the Performance Analysis of an Evaporator used in a Domestic Refrigerator Freezer, SAREK winter conference, pp. 196-203.
5. Lee, T. H., Lee, J. S., Park, J. J., Lee, S. W., and Yun, J. Y., 1998, Numerical Analysis of Flat-tube Type Condenser, SAREK summer conference, pp. 1411-1416.
6. Shah, M. M., 1981, Heat transfer during film condensation in tubes and annuli : a review of literature, ASHRAE Transactions, Vol. 87, Part 1, pp. 1068-1105.