

## 유동방향의 열전도가 전열면의 성능에 미치는 영향

### Effects of longitudinal conduction on the performance of heat transfer surfaces

박 병 규\*, 홍 택\*\*, 박 상 희\*\*\*  
B. K. Park, T. Hong, S. H. Park

**Key words:** Heat transfer performance(열전달 성능), Transient response analysis(과도응답해석), Exponential temperature variations(지수형 온도변화), Parametric analysis(매개변수 해석), Longitudinal conduction(유동방향의 열전도), Heat exchanger(열교환기)

#### ABSTRACT

The effects of longitudinal heat conduction on the performance of heat transfer surfaces are investigated by using a single-blow method. In the transient testing method for determining the heat transfer characteristics, exponential inlet temperature variations are made by using screen-mesh heater with small time constant and low frontal velocities of the test section, and the experimentally determined inlet temperature profile is used as the inlet fluid temperature condition. The effects of longitudinal heat conduction are negligible only if  $\tau^* < 0.05$  and  $N_{tu} \leq 3$  and should be considered if  $N_{tu} > 3$ . The test results are compared with the existing theoretical and experimental data and the validity of this technique is confirmed by the good agreement.

#### 기 호 설 명

$A$ : 실험코어의 전체열전달 면적 [ $m^2$ ]	$L$ : 시험코어의 유동방향 길이 [ $m$ ]
$A_s$ : 유동방향 고체평판의 전체 열전도면적 [ $m^2$ ]	$\dot{m}$ : 유체의 질량유량 [ $kg/s$ ]
$A_c$ : 코어의 최소 자유유동면적 [ $m^2$ ]	$M_s$ : 시험코어내 평판의 질량 [ $kg$ ]
$C$ : 비열 [ $J/kg \cdot K$ ]	$N_{tu}$ : 전달단위수, $h_m A / \dot{m} C_f$
$D$ : 분산계수 [ $W/m \cdot K$ ]	$Pe$ : 유동방향 분산 Peclet 수, $\dot{m} C_f L / A_c D$
$D_h$ : 유동채널의 수력직경 [ $m$ ]	$Pr$ : Prandtl 수
$G$ : 질량유속 [ $kg/s \cdot m^2$ ], $\dot{m} / A_c$	$Re_D$ : Reynolds 수, $D_h G / \nu$
$h_m$ : 평균열전달계수 [ $W/m^2 \cdot K$ ]	$T$ : 온도 [ $K$ ]
	$T_{fm}$ : 최대안정 유체온도 [ $K$ ]
	$T^*$ : 무차원 온도, $(T - T_i) / (T_{fm} - T_i)$
	$u_{fr}$ : 전면 자유유동속도 [ $m/s$ ]
	$x$ : 길이좌표 [ $m$ ]

\* 정회원, 한국기계연구원 열유체환경연구부

\*\* 금오공과대학교 대학원 기계공학과

\*\*\* 정회원, 금오공과대학교 기계공학과

$x^*$  : 무차원길이,  $x/L$

### 그리스문자

$\lambda_s$  : 고체의 열전도계수 [ $W/m \cdot K$ ]  
 $\lambda_1$  : 유동방향의 고체열전도인자,  $\lambda_s A_s / \dot{m} C_p L$   
 $\theta$  : 시각 [s]  
 $\theta^*$  : 무차원 시각,  $\dot{m} C_p \theta / M_s C_s$   
 $\tau_i$  : 입구유체온도의 시정수 [s]  
 $\tau^*$  : 무차원 시정수,  $\dot{m} C_p \tau_i / M_s C_s$

### 하첨자

$f$  : 유체  
 $i$  : 초기상태  
 $s$  : 고체  
 $1$  : 입구  
 $2$  : 출구

## 1. 서 론

열교환기의 성능은 공조시스템의 효율을 좌우하는 중요한 인자이다. 따라서 공조시스템의 효율을 개선하기 위해서는 반드시 열교환기가 최적으로 설계되어야 하며, 이 과정에서 최적설계에 필요한 기본데이터를 확립하기 위한 신속하고 정확한 열교환기 성능평가 방법의 개발이 절실히 요구된다.

일반적으로 열교환기의 성능평가 방법은 정상상태 평가방법과 비정상상태 평가방법으로 구분할 수 있다. 정상상태 평가방법은 표면의 다른 한 쪽 상에서 증기가 응축되는 고온유체 또는 표면자체 내에서 전력소산에 의해 연속하여 표면으로 열을 공급하는 일정 열원을 실험에 사용하여 리큐퍼레이터(recuperator)의 표면에 대한 Colburn  $j$ 인자와 Reynolds수의 관계를 확립하는데 목적이 있다<sup>(1)</sup>. 이 방법은  $0.2 \leq N_{tu} \leq 3$  범위의 열교환기 표면에서 정밀한 성능평가 결과를 얻을 수 있는 장점 때문에 현재까지 많이 사용되고는 있지만 평가시간과 비용이 많이 소요되는 단점이 있다.

비정상상태 방법은 재생기(regenerator)의 열저장 효과를 이용하여  $N_{tu}$ 가 높은 표면이나 매트릭스형 표면에 대한 Colburn  $j$ 인자와 Reynolds수의 관계를 확립하는데 목적이 있다. 이 방법은 시험코어부터 열을 제거 또는 공급하기 위한 단 하나의 유체와 열원으로서 가열스크린을 실험에 이용하기 때문에 실험원리가 간단하고 열교환기의 성능평가시간과 비용이 적게 소요되며, 비교적 높은 정확성의 결과를 얻을 수 있는 장점이 있다. 그리고 코어 출구유체의 실험적인 온도응답곡선을 입구유체의 온도응답곡선을 이용하여 이론적 또는 수치적 방법으로 예측된 출구유체의 온도응답곡선과 매칭시킴으로써 열전달 성능을 결정한다. 따라서 정밀한 평가결과들을 얻기 위해서는 매칭방법의 기초가 되는 적절한 수학적 모델을 사용함으로써 가능한 한 평가결과들의 불확실성을 감소시킬 필요가 있다. 그러나 이러한 불확실성을 완전히 제거시킬 수는 없기 때문에 이것을 최소화하기 위한 적절한 매칭방법을 찾아야 한다.

열전달 성능을 결정하기 위한 매칭방법으로는 직접곡선매칭법(direct curve matching method)<sup>(2-4)</sup>, 최대구배법(maximum slope method)<sup>(5-7)</sup>, 초기상승법(initial rise method)<sup>(8)</sup> 등이 있지만, 최대구배법과 초기상승법은 실제의 경우 유한한 열용량의 가열스크린으로는 실현할 수 없는 가열순간의 완전한 계단변화를 이론적인 배경으로 하기 때문에 결정된  $N_{tu}$ 값에 상당한 부정확성을 초래한다. Liang과 Yang<sup>(9)</sup>은 매칭방법에 따른  $N_{tu}$ 값의 부정확성을 개선하기 위해 가열스크린의 유한한 시정수를 고려하여 임의의  $N_{tu}$ 범위에서 코어의 열전달성을 결정할 수 있는 개량 단발송풍법(modified single-blow method)을 제안하였다. Cai 등<sup>(13)</sup>은 코어의 유동방향 열전도 효과를 고찰하고 보정하기 위한 실험식을 제시하였다. 최근에 박 등<sup>(14)</sup>은 유한차분법으로 유동방향 열전도와 임의의 입구유체 온도변화가 있는 시험코어의 과도응답 특성을 고찰하였다.

이와 같은 기존의 연구를 검토해 보면 시간에 따라 입구유체의 온도가 변할 때 유동방향 열전도 효과를 무시하여 시험코어 표면과 유체의 엔탈피 변화에 따른 대류열전달계수를 측정하기 위한 연구<sup>(2-11)</sup>가 주로 수행되었으며, 일부<sup>(13,14)</sup>의 연구를 제외하면 유동방향 열전도 효과를 고려하여 코어의 열전달 성능을 파악한 연구의 사례가 적고 이러한 상황에서 열교환기의 최적설계에

장 효과를 이용하여  $N_{tu}$ 가 높은 표면이나 매트릭스형 표면에 대한 Colburn  $j$ 인자와 Reynolds수의 관계를 확립하는데 목적이 있다. 이 방법은 시험코어부터 열을 제거 또는 공급하기 위한 단 하나의 유체와 열원으로서 가열스크린을 실험에 이용하기 때문에 실험원리가 간단하고 열교환기의 성능평가시간과 비용이 적게 소요되며, 비교적 높은 정확성의 결과를 얻을 수 있는 장점이 있다. 그리고 코어 출구유체의 실험적인 온도응답곡선을 입구유체의 온도응답곡선을 이용하여 이론적 또는 수치적 방법으로 예측된 출구유체의 온도응답곡선과 매칭시킴으로써 열전달 성능을 결정한다. 따라서 정밀한 평가결과들을 얻기 위해서는 매칭방법의 기초가 되는 적절한 수학적 모델을 사용함으로써 가능한 한 평가결과들의 불확실성을 감소시킬 필요가 있다. 그러나 이러한 불확실성을 완전히 제거시킬 수는 없기 때문에 이것을 최소화하기 위한 적절한 매칭방법을 찾아야 한다.

필요한 기본데이터도 매우 부족한 실정이다.

본 연구에서는 유한차분법으로 매개변수 해석을 통하여 유동방향의 고체 열전도와 유체의 분산효과가 열전달성능에 미치는 영향을 파악하고 제작한 실험장치에서의 실험결과를 통하여 이를 확인하고자 한다.

## 2. 이론 해석

### 2.1. 지배방정식

과도특성을 이용하여 검증하고자 하는 성능평가방법<sup>(14)</sup>의 열전달해석 대상인 시험코어에 대한 벽과 유체의 에너지 평형을 고려하기 위해 다음과 같이 가정하였다.

- (1) 유체유동은 정상상태 유동이다.
- (2) 유체와 벽면의 물성치는 일정하다.
- (3) 유체와 벽의 열전도계수는 유동에 수직한 방향으로 무한하다.
- (4) 유체의 열용량은 고체의 열용량에 비하여 상대적으로 무시할 수 있다.
- (5) 코어의 전후 경계면은 단열면이다.

벽의 유동방향 열전도효과와 유체의 분산효과를 고려한 비정상상태 열전달현상의 지배방정식과 초기조건 및 경계조건은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial T_f^*}{\partial x^*} - \frac{1}{Pe} \frac{\partial^2 T_f^*}{\partial x^{*2}} = Nu_w(T_s^* - T_f^*) \quad (1)$$

$$\frac{\partial T_s^*}{\partial \theta^*} - \lambda_1 \frac{\partial^2 T_s^*}{\partial x^{*2}} = Nu_w(T_f^* - T_s^*) \quad (2)$$

$$\theta^* = 0: T_s^*(0, x^*) = T_f^*(0, x^*) = 0 \quad (3)$$

$$x^* = 0: T_f^* - \frac{1}{Pe} \frac{\partial T_f^*}{\partial x^*} = T_{f,1}^*(\theta^*, 0),$$

$$\left( \frac{\partial T_s^*}{\partial x^*} \right) = 0$$

$$x^* = 1: \frac{1}{Pe} \frac{\partial T_f^*}{\partial x^*} = 0, \left( \frac{\partial T_s^*}{\partial x^*} \right) = 0 \quad (4)$$

식(4)의 입구경계조건 중 첫 번째 식은 열교환기 코어로 들어가는 총 열유속이 대류와 분산에 의해 열교환기로 들어가는 열유속과 같다는 총 열평형 식을 고려함으로써 얻을 수 있다. 가열스크린의 시정수를 고려하여 열교환기 입구( $x^*=0$ )에서 유체의 온도변화를 지수온도함수로 가정하면 온도분포  $T_{f,1}^*(\theta^*, 0)$ 는 다음과 같다.

$$T_{f,1}^*(\theta^*, 0) = 1 - \exp(-\theta^*/\tau^*) \quad (5)$$

여기서  $\tau^* = \dot{m}C_f\tau_i/M_sC_s$ 로 측정된 입구유체의 온도응답으로부터 결정된 시정수  $\tau_i$ 를 포함하는 무차원 시간이다. 현재의 시스템에서 가열스크린의 시정수  $\tau_i$ 와 유속  $u_{fr}$ 은  $\tau_i = 0.700 u_{fr}^{0.24}$  관계식으로 나타났다.

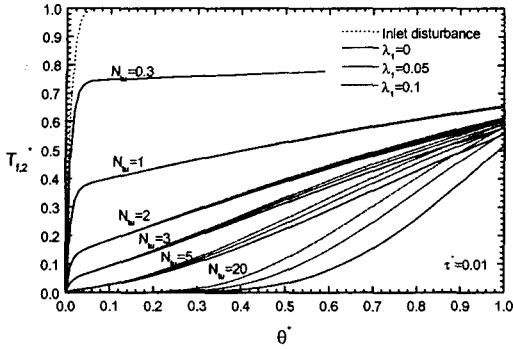
에너지 평형식(1)과 (2)는 초기조건 식(3)과 경계조건 식(4)를 고려하여 유한차분법으로 수치적인 해를 구하였다. 이 지배방정식 및 경계조건외 특별한 경우로서  $\tau^*=0$ ,  $\lambda_1=0$ , 및  $Pe=\infty$ 인 경우는 Schumann<sup>(2)</sup>의 경우와 동일하게 되고,  $\tau^*\neq 0$ ,  $\lambda_1=0$ , 및  $Pe=\infty$ 인 경우는 Liang과 Yang<sup>(9)</sup>의 경우와 동일하게 됨을 쉽게 알 수 있다.

## 3. 결과 및 검토

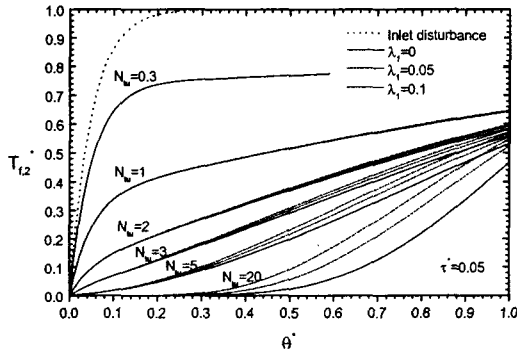
본 연구에서는 유동방향의 고체 열전도가 열전달 성능에 미치는 영향을 위주로 검토하고자 하며 지면 관계상 유체의 분산효과에 대해서는 여기서 간략하게 다루고자 한다.

### 3.1 출구유체 무차원온도 $T_{f,2}^*$ 의 응답특성

Fig. 1에서 정해진 시정수에 대하여 무차원 유동방향 전도인자  $\lambda_1$ 이 0, 0.05, 0.1으로 변할 때, 무차원시간  $\theta^*$ 에 대한  $Nu_w$ 값에 따른 이론적인 출구온도  $T_{f,2}^*$ 의 응답곡선들의 변화를 나타냈다. Fig. 1(a)는  $\tau^*$ 가 0.01일 때 출구유체 무차원온도  $T_{f,2}^*$ 의 응답곡선 변화를 나타내며, Fig. 1(b)는  $\tau^*$ 가 0.05일 때의 변화를 나타낸다. 여기서 출구



(a)  $\tau^* = 0.01$



(b)  $\tau^* = 0.05$

Fig. 1 Theoretical outlet fluid temperature response curves at different  $\tau^*$  and  $\lambda_1$ .

유체 무차원온도의 응답특성은  $\lambda_1$ ,  $\tau^*$ , 및  $N_{tu}$ 값에 의존하고  $N_{tu}$ 가 증가함에 따라  $T_{f,2}^*$ 의 반응이 늦게 나타나며  $\lambda_1$ 에 의한 영향이 커짐을 알 수 있다. 잘 제작된 실험장치라 할 지라도 보통의 실험조건에서는  $\theta^* < 0.5$  이므로  $N_{tu}$ 가 3 이하일 때 출구에서 유체온도의 응답특성에 대한  $\lambda_1$ 의 영향은 거의 무시할 수 있음을 알 수 있다.

### 3.2 유동방향의 열전도에 의한 영향

Fig. 2은 해석에서 유동방향의 열전도 영향을 고려할 때와 무시할 때  $N_{tu}$ 값의 차이인  $\Delta N_{tu}$  ( $N_{tu, \lambda_1=0} - N_{tu}$ )의 변화를 나타낸 것이다.  $N_{tu}$ 가 증가함에 따라  $\lambda_1$ 이 클수록  $\Delta N_{tu}$ 값의 변화가 현저하게 커짐을 알 수 있다. 이러한 변화곡선들로부터

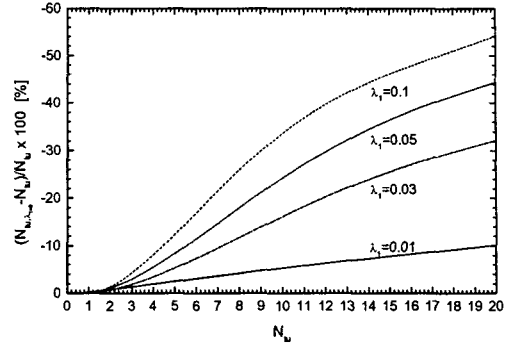


Fig. 2 Effect of longitudinal heat conduction on the relative error of  $N_{tu}$  results.

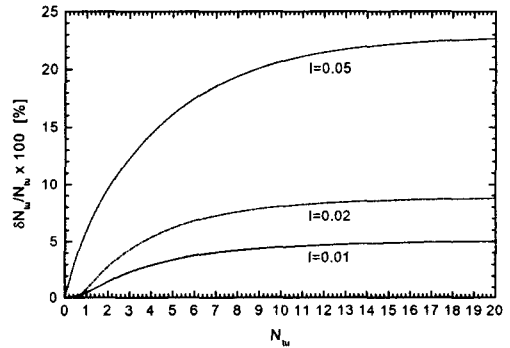


Fig. 3 Effect of the deviation from a step change on test results.

$\Delta N_{tu} / N_{tu}$ 의 백분율이 5%인 경계점은 각각  $\lambda_1 = 0.1$ 일 때  $N_{tu} = 3.3$ ,  $\lambda_1 = 0.05$ 일 때  $N_{tu} = 3.9$ ,  $\lambda_1 = 0.03$ 일 때  $N_{tu} = 5.0$ , 그리고  $\lambda_1 = 0.01$ 일 때  $N_{tu} = 9.9$ 이다. 따라서  $N_{tu} < 3$ 인 경우에는 유동방향 열전도 효과가 열교환기의 성능평가 결과에 미치는 영향이 매우 작아서 무시할 수 있음을 알 수 있다.

### 3.3 입구 유체온도의 계단변화로부터의 편차에 의한 영향

순간 가열조건인 온도의 이상적인 계단변화에 대한 실제의 입구 유체온도  $T_{f,1}^*(\theta^*)$ 의 편차는 다음 식과 같이 표시할 수 있다.

$$I = \int_0^\infty (1 - T_{f,1}^*(\theta^*)) d\theta^* \quad (6)$$

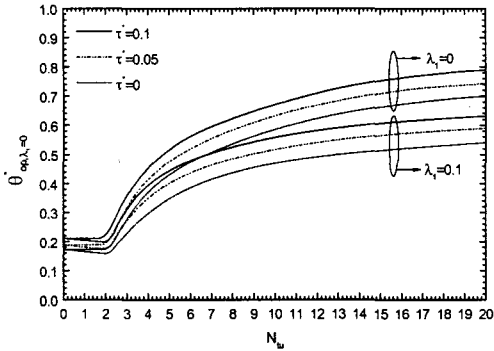


Fig. 4 Optional matching time for best accuracy.

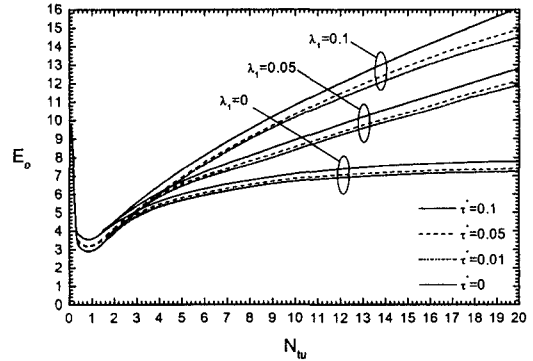


Fig. 5 Effect of longitudinal heat conduction for different  $\tau^*$ .

$\lambda_1=0$  인 경우 주어진  $I$ 에 대해  $N_{w}$ 에 따른  $N_{w}$ 변화율을 계산한 결과를 Fig. 3에 나타냈다. 여기서 입구유체온도의 계단변화에 대한 편차의 영향이 현저하다는 것을 알 수 있다. 또한 식(6)을 적분하면  $I=\tau^*$ 임을 쉽게 알 수 있다. 따라서 실제의 경우 정확한  $N_{w}$ 를 얻기 위해서는 입구유체 온도곡선이 가능한 한 작은 시정수를 갖도록 제작하는 것이 필요하다.

3.4 최적 매칭시간

과도특성을 이용하여 전열면의 열전달특성을 평가하는 경우 실험장치의 유로를 구성하는 덕트의 축열효과가 결과에 영향을 미칠 수 있으므로 최적매칭 시간을 고려하는 것이 필요하다. 예를 들면, 대표점 매칭법(selected point matching technique)<sup>(9)</sup>을 사용하는 경우 열전달성능은 대표로 선택한 시각  $\theta^*$ 에서의 측정값  $T_{f,2,exp}^*(\theta^*)$ 를 해당하는 이론값과 매칭시켜 결정한다. 측정값과 이론값의 차이가 0.005이내 일 때 이론적인 값  $T_{f,2}^*$ 의 계산에서 가장한  $N_{w}$ 값을 이 시간에서의 결과값으로 결정한다. 더 큰 시각에서 새로운 점의  $T_{f,2,exp}^*(\theta^*)$ 가 선택되고 이 절차를 반복한다. 결국 서로 다른 시각에서 결과들을 산술평균하여 실험에 대한  $N_{w}$ 값을 결정한다. 그러나 항상 출구유체온도의 측정값에 대하여 어느정도의 불확실성이 있으므로 매칭시간은 이 불확실성의 영향을 최소화하도록 선택되어야 한다. 먼저 온도 측정의 불확실성에 대한 민감도는 다음 식으로

정의할 수 있다.

$$E = \frac{|\delta N_w / N_w|}{|\delta T_{f,2}^*|} = \frac{1}{N_w} \left| \left( \frac{\partial N_w}{\partial T_{f,2}^*} \right) \right| \quad (7)$$

여기서  $E$ 는 온도측정의 불확실성에 의존하는 증폭인자이다. 이 증폭인자  $E$ 는 어떤 주어진  $N_{w}$ 에 대하여 서로 다른 매칭시간에서 상당히 차이를 나타낼 수 있다. 따라서 선정된 점들의 적합성 정도가 실험결과의 정밀도에 커다란 영향을 미칠 수 있으므로  $|\partial N_w / \partial T_{f,2}^*|$ 값이 최소가 되는 시각 즉, 주어진  $N_{w}$ 에 대한 최적의 매칭시간을 예측할 수 있다. 검색시간간격(searching time interval)을  $\Delta\theta^*=0.01$ 로 설정하여  $\tau^*, \lambda_1$ , 및  $N_{w}$ 의 함수로서 최적의 매칭시간에 대한 수치적인 계산결과를 Fig. 4에 나타냈다. 만약 실험자료처리(data reduction)시 매칭시간을 Fig. 4에서 제시한 값을 근거로 정한다면 온도측정의 불확실성의 영향이 최소가 되는 최적의 실험결과를 도출할 수 있을 것이다. 그러나 실제 실험에서는 유동조건에 따라  $N_{w}$ 가 변하므로 적절한 타협점으로 일정한 측정시간을 정하는 것이 바람직하다<sup>(14)</sup>.

3.5 측정온도의 불확실성에 의한 영향

전열면의 과도특성을 이용하여 열전달 성능을 평가할 때, 출구온도의 측정오차  $\delta T_{f,2}^*$ 는  $N_{w}$ 결과치의 정밀도에 직접적으로 영향을 준다. 온도 측정의 불확실성에 대한 민감도는 식(7)을 통하

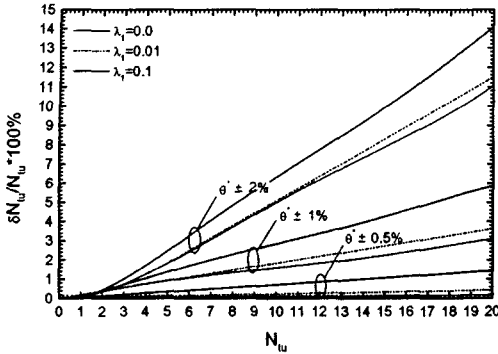


Fig. 6 Effect of the nondimensional temperature on the relative  $N_w$  results.

여 결정할 수 있다. Fig. 4에서 권장된 시간에 따라 수행할 때 증폭인자  $E_o$ 의 값은 최소가 된다. 유동방향의 고체 열전도인자  $\lambda_1$ 과 무차원 시정수  $\tau^*$ 에 대해서  $N_w$ 에 따른  $E_o$ 를 Fig. 5에 나타냈다.  $E_o$ 는 입구유체의 온도조건에는 민감하지 않으며,  $N_w > 3$ 일 때  $\lambda_1$ 의 영향이 크고,  $N_w$ 값이 증가할 때 증가한다는 것을 알 수 있다.

만약 최적의 매칭시간을 선택하면, Fig. 5로부터 온도측정의 불확실성  $\delta T_f$ 가 0.012인 경우  $N_w < 9$ 의 범위에서  $N_w$ 의 상대오차를 약 3-10%로 유지할 수 있는 것으로 나타났다.

### 3.6 물성치 오차의 영향

여러가지 물리적인 물성치들의 측정오차들이 무차원인자  $\lambda_1$ 과  $\theta^*$ 를 통하여 출구 유체온도의 이론적인 값에 영향을 미치기 때문에 이 인자들도 실험결과들에 대한 오차의 한 원인이 될 수 있다.  $\theta^*$ 의 오차에 대한  $N_w$ 결과들의 민감성을 Fig. 6에 나타냈다. 해석결과로부터  $N_w$ 가  $\lambda_1$ 의 오차에는 비교적 적은 영향을 받고  $\theta^*$ 의 오차에는 상당히 민감하게 영향을 받는다는 것을 알 수 있다.  $\theta^*$ 의 오차에 의한  $N_w$ 의 상대오차는 온도 측정의 불확실성에 의한 오차보다 상당히 적으며 보통의 실험에서는  $\pm 1\%$ 이하로 무시할 만 하다.

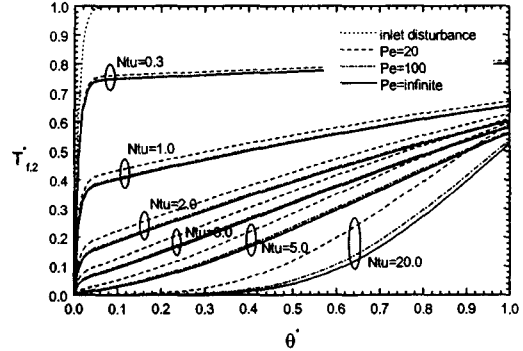


Fig. 7 Theoretical outlet fluid temperature response curves with respect to  $Pe$ .

### 3.7 유체의 유동방향 분산효과에 의한 영향

비정상상태 방법을 사용하여 전열면의 성능을 평가하는 경우 일반적으로 유체의 유동방향 분산효과(axial dispersion effect)는 무시한다. 이 영향이 온도이력에 미치는 영향을 고찰하기 위하여 유동방향 분산 Peclet수의 변화에 따른 무차원 출구유체의 온도이력을 Fig. 7에 나타냈다. 여기서  $Pe$ 가 무한대인 경우는 분산효과를 무시한 경우이며, 본 실험의 범위를 충분히 포함하도록  $Pe=20$ 과  $100$ 에 대하여 고찰하였다. 유체의 유동방향 분산효과는 유동방향의 고체 열전도에 의한 영향과 마찬가지로  $N_w < 3$  이하에서는 비교적 작아서 무시할 수 있는 것으로 나타났다. 그러나 자료처리시간이 짧아질수록 유체의 분산효과가 출구유체의 초기온도 변화에 미치는 영향이 상대적으로 커질 수 있으므로 이에 대한 연구가 필요한 것으로 생각된다.

## 4. 실험에 의한 검증

### 4.1 실험장치

실험장치는 풍동, 측정부, 자료획득 및 제어 시스템, 시험용 열교환기로 구성하였다<sup>(14)</sup>.

풍동은 메쉬 스크린으로 제작된 열교환기 입구 온도를 조절하기 위한 가열부, 250x60x500 mm의 시험부, 오리피스가 설치된 공기유량 측정부, 인버터로 회전속도를 조절하는 와류형 송풍기로 구성된다. 검증용 열교환기 코어는 알루미늄 평판

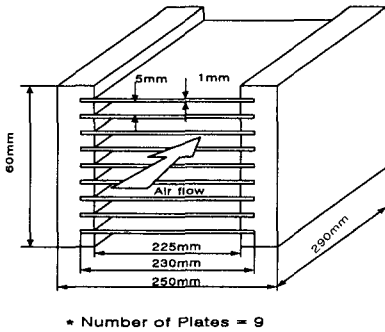


Fig. 8 Test core of model heat exchanger.

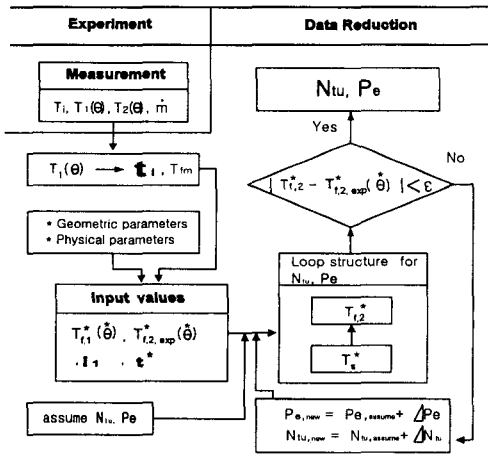


Fig. 9 Performance evaluation process in the modified single-blow method.

으로 제작하였으며 Fig. 8에 나타낸 바와 같다. LabView 프로그램을 이용하여 자료획득 제어장치 HP3852A를 통하여 시험용 시편 전후의 온도이력을 측정하였고, 실험조건에 필요한 송풍량을 인버터로 제어하였다. 실험동안 열교환기의 유속  $u_f$ 은 1.3~4.6 m/s( $Re_D = 930 \sim 2800$ )로 변화시켰다.

4.2 열전달 성능평가

측정한 자료를 이용하여  $N_{tu}$ 와  $Pe$ 수를 구하는 결정절차를 Fig. 9에 나타냈다. 먼저 실험을 통

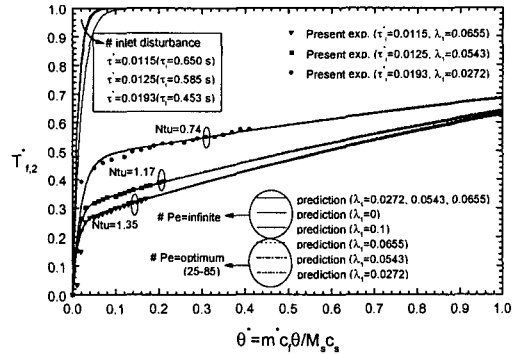


Fig. 10 Comparison of experimental results with predictions.

하여 질량유량  $\dot{m}$ , 시간경과에 따른 유체의 입·출구 온도이력  $T_1(\theta)$ 과  $T_2(\theta)$ , 초기온도  $T_i$ 를 구한다.  $T_1(\theta)$ 로부터 시정수  $\tau_i$ 와 최대안정 유체 온도  $T_{fm}$ 을 결정하고, 코어의 기하학적 형상과 물성치를 고려하여 무차원 인자들  $T_{f,1}^*(\theta^*)$ ,  $T_{f,2,exp}^*(\theta^*)$ ,  $\lambda_1$  및  $\tau^*$ 를 계산한다. 그 후에 적절한  $N_{tu}$ 와  $Pe$ 수를 가정하고 무차원 인자들과 함께 차분방정식에 대입하여 벽의 온도분포  $T_s^*$ 를 결정 후  $T_s^*$ 에 대응하는 유체의 출구온도분포  $T_{f,2}^*$ 를 계산한다. 계산된  $T_{f,2}^*$ 를 실험으로 측정된 출구 온도이력  $T_{f,2,exp}^*(\theta^*)$ 와 비교하여 두 온도이력의 평균절대오차가 수렴조건인 허용오차( $\epsilon = 1.0 \times 10^{-6}$ )보다 작으면 그때의 가정한  $N_{tu}$ 와  $Pe$ 수를 실제의  $N_{tu}$ 값과  $Pe$ 수로 한다. 반면에 허용오차를 만족하지 못하면 가정한  $N_{tu}$ 와  $Pe$ 수에 각각 미소증분 0.001만큼 증가시키면서 허용오차를 만족할 때까지 Fig. 9의 절차를 반복해서 수행한다.

이러한 절차에 따라 실험코어의  $N_{tu}$ 와  $Pe$ 수를 결정하기 위한 자료처리 프로그램을 개발하였으며 유체의 물성치는 체적평균온도(bulk mean temperature)를 기준으로 계산하도록 하였다.

Fig. 10은 무차원 시간에 대한 출구유체의 무차원온도를 나타낸 것으로 이론적인 예측치와 실험결과가 비교적 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 본 실험장치에서는 시정수가 충분히 작아서 출구유체온도에 미치는 영향은 매우 작고 모델코어의  $N_{tu}$ 값이 1부근이어서 유동방향의 열전도효과도 작음을 알 수 있다. 또한 매개변수 해석의

결과로부터 예상한 바와는 달리 유동방향의 고체 열전도인자와 유체의 유동방향 분산효과가  $T_{f,2}^*$ 에 미치는 영향이 본 실험조건에서는 미미한 것으로 나타났다.

## 5. 결 론

열교환기의 전열면 성능을 평가하는데 사용하는 단발송풍법에 대한 매개변수 해석과 실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1)  $\tau^* < 0.05$ 이고  $N_m \leq 3$ 인 경우 유동방향의 열전도 효과는 무시할 수 있다.
- (2) 비정상상태방법인 단발송풍법을 사용할 때  $N_m \geq 3$ 인 경우에는 유동방향의 고체 열전도와 유체의 유동방향 분산효과를 고려하여야 한다.
- (3) 지수함수형 입구유체온도 변화에서 정확한 열전달 성능을 측정하기 위해서는 가능한 한 작은 시정수를 갖는 시험장치를 사용하는 것이 바람직하다.
- (4) 유체의 유동방향 분산효과가 출구유체의 초기온도 변화에 미치는 영향에 관한 추가적인 연구가 필요하다.
- (5) 본 실험의 범위내에서 실험결과는 이론적인 예측치와 비교적 잘 일치한다.

## 후 기

본 연구는 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비요소 기술개발)으로 지원되어 수행하였습니다. 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

1. Kay, W.M. and London, A.L., 1964, Compact Heat Exchangers, 2nd ed., McGraw-Hill, New York.
2. Schumann, T.E.W., 1929, Heat transfer: a liquid flowing through a porous prism, Journal of the Franklin Institute, Vol. 28, No. 1, pp. 405-416.
3. Furnas, C.C., 1932, Heat Transfer from Gas Stream to Bed of Broken Solids, U.S. Bureau of Mins, Bulletin No. 361.
4. Mullisen, R.S., 1983, Heat Transfer, Pressure Drop, and Fluid Flow in Interrupted Wall Passages, Ph.D. thesis, Mechanical Engineering Department, Colorado State University.
5. Locke, G.L., 1950, Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Porous Solids, Tech. Report No. 10, Dept. of Mech. Eng., Stanford University.
6. Howard, C.P., 1964, The single-blow problem including the effects of longitudinal conduction, ASME Paper 64-GTP-11.
7. Pucci, P.f., Howard, C.P., and Piersall, C.h., Jr., 1967, The single-blow transient testing technique for compact heat exchanger surfaces, ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 89, pp. 29-40.
8. Mondt, J.R., and Siegla, D.C., 1972, Performance of Perforated Heat Exchanger Surface, ASME Paper No. 64-GT2-11.
9. Liang, C.Y. and Yang, W.J., 1975, Modified single-blow technique for performance evaluation on heat transfer surfaces, J. of Heat Transfer, Trans. ASME, Vol. 97, pp. 16-21.
10. Sim, Y.S. and Yang W.J., 1987, New performance evaluation analyses on heat transfer surface by single-low technique, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 30, No. 8, pp. 1587-1594.
11. Bell, J.C., and Katz, E.F., 1949, A method for measuring surface heat transfer using cyclic temperature variations, Proceedings of the Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute, Vol. 2, pp. 243-254.
12. Stang, J.H. and Bush, J.E., 1974, The periodic method of testing compact heat exchanger surfaces, ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 96, series A, pp. 87-94.
13. Cai, Z.H., Li, M.L., Wu, Y.W., and Ren H.S., 1984, A modified selected point



- matching technique for testing compact heat exchanger surfaces, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 27, No. 7, pp. 971-978.
14. 박병규, 홍택, 박상희, 1999, 과도응답해석을 이용한 열교환기의 성능평가방법에 관한 연구, 공기조화 냉동공학 논문집, 제 11권 제 1 호, pp. 81-90.
  15. Shah, R.K., London, A.L., 1978, *Laminar Flow Forced Convection in Ducts, A Source Book for Compact Heat Exchanger Analytical Data*, Academic Press, New York.