

지수형 온도변화를 이용한 표면 열전달의 측정

박병규*, 홍택**, 박상희***
(1998년 11월 12일 접수)

Measurement of Surface Heat Transfer Using Exponential Temperature Variations

Byung Kyu Park, Taek Hong and Sang Hee Park

Key Words: Performance Evaluation(성능평가), Transient Response Analysis(과도응답해석), Surface Heat Transfer(표면 열전달), Heat Exchanger(열교환기), Exponential Temperature Variations(지수형 온도변화), Single-Blow Method(단일송풍 온도변화법)

Abstract

A single blow, transient testing method for determining the heat transfer characteristics of heat exchanger surfaces are presented. The exponential inlet temperature variations were made using screen mesh with small time constant and frontal velocities of the test section. The system is used to investigate the usefulness of a model with exponential inlet temperature variations. A data reduction program is developed to calculate the temporally and spatially averaged heat transfer coefficient using the measured disturbance and response of the fluid temperature. The results are compared with the existing theoretical and experimental data for parallel plate stacks. It was recommended to take an average for the time greater than the 99% of the final temperature had reached in order to obtain fairly good results.

기호설명

A : 코어의 열전달면적[m^2], $2NLW$
 A_o : 코어의 최소 자유유동 면적[m^2]
 b_1 : $(v_f/A_c)b_2$ 로 정의된 상수
 b_2 : $m_s c_s / m_f c_f$ 로 정의된 상수
 c : 비열[$J/(kg \cdot K)$]
 D_h : 수력직경[m], $(4A_c L)/A$
 f : Fanning 마찰계수
 G : 질량유속[$kg/(s \cdot m^2)$], \dot{m}_f / A_c
 h : 유체측 평균열전달계수[$W/(m^2 \cdot K)$]
 j : Colburn j 인자

L : 유체 유동방향 열교환기의 길이[m]
 m : 질량[kg]
 \dot{m}_f : 유체의 질량유량[kg/s]
 N : 열교환기내의 유동채널 수
 Ntu : 전달 단위수, $hA / \dot{m}_f c_f$
 Pr : Prandtl 수, $\mu c_f / k_f$
 Re_d : 수력직경 기준 Reynolds수, $D_h G / \mu$
 T^* : 무차원 온도, $(T - T_o) / (T_{f,i} - T_o)$
 t^* : 무차원 시간, Ntu / b_1
 u_m : 열교환기 전면유속[m/s]
 v_f : 유동방향 단위 길이당 코어내의 유체의 체적[m^3/m]
 W : 코어의 폭[m]
 x^* : 무차원 길이, $(Ntu x) / L$
 β : 무차원시간, θ^* / Ntu

* 회원, 한국기계연구원 열유체환경연구부

** 금오공과대학교 대학원

*** 회원, 금오공과대학교 기계공학부

- θ : 시간 [s]
 θ^* : 무차원시간, $(hA\theta)/(m_s c_s) = \theta/\tau_{sys}$
 μ : 점성계수 [kg/(m·s)]
 ρ : 코어의 밀도 [kg/m³]
 τ_i : 가열기(입구유체온도)의 시정수 [s]
 τ_{sys} : 벽-유체 시스템의 시정수 [s],
 $(m_s c_s)/(hA)$

하첨자

- e : 열교환기의 출구
 f : 유체
 i : 열교환기의 입구
 s : 벽
 o : 초기상태

1. 서론

열교환기의 성능을 평가하기 위해 열교환기 내의 열전달 표면 또는 매트릭스와 유동유체 사이의 열전달계수를 구하는 많은 실험적인 기법들이 개발되어 왔다. 이 방법들은 크게 정상상태 방법⁽¹⁾과 과도특성을 이용하는 비정상상태 방법^(2,3)으로 분류할 수 있다.

정상상태 방법은 표면으로 연속적인 열을 공급하기 위하여 고온유체, 증기용축 또는 자체표면에서의 전기적인 발열 등에 의한 일정한 열원을 실험에 사용한다. 평균열전달계수 h 는 대류열유속을 평균 표면온도와 평균 유체온도의 차로 나눈 값으로 정의되므로 두 유체를 사용하는 경우 각 유체의 양단에서 온도를 측정함으로써 구할 수 있다. 이 측정방법은 L/D_h 비가 큰 값을 갖는 실험코어에 적용될 때 심각한 오차가 발생한다. 그리고 $Ntu > 3$ 또는 $Ntu < 0.2$ 인 경우에는 온도측정의 오차가 매우 작을 지라도 평균열전달계수의 계산에 있어서는 과도한 오차를 초래한다⁽¹⁾.

비정상상태 방법에서는 열전달 표면 또는 매트릭스로부터 열을 제거 또는 공급하기 위해 단일 유체를 실험에 사용한다. 여기서 입구유체의 온도가 시간의 함수 $f(\theta)$ 로 변할 때 시간에 따른 전열면과 유체의 엔탈피에 의해 대류열전달량이 시간에 의존하게 된다. 이 현상은 평균열전달계수

가 일정하게 유지되고 표면과 유체의 온도가 유로를 따라 위치와 시간에 대해 변하는 모델을 설정하여 해석할 수 있다. 평균열전달계수는 해석 모델로부터 결정된 출구에서의 유체온도곡선과 측정된 온도이력곡선을 매칭하여 결정된다. 일반적으로 공기가 작동유체로 사용되고 실험코어 상류에 설치된 가열스크린이 열원으로 이용된다.

표면의 열전달계수를 평가하기 위하여 입구유체온도 $f(\theta)$ 의 대표적인 시간함수, 즉 단일송풍 온도변화법(single-blow method)의 계단변화^(3,4)와 주기적인 방법의 조화함수변화가 이용되어 왔다. 일반적으로 전자가 실험의 용이성 때문에 많이 사용된다. Schumann⁽⁴⁾은 단일송풍 온도변화법에서 입구유체온도의 계단상승에 따른 열교환기 출구에서의 온도응답을 결정할 수 있는 해석적인 곡선을 제시하였다. Locke⁽⁵⁾는 출구유체의 온도곡선에서 열전달 표면의 Ntu 값과 최대구배가 일대일 대응되는 최대구배법을 제안하였다. Mondt와 Siegl⁽⁶⁾은 Schumann의 해석으로 결정된 출구유체 온도곡선의 시작점에서 곡선의 계단상승에 따른 절편값이 열전달 표면에서 길이방향 열전도가 없는 경우와 무한한 경우에는 Ntu 에 따라 지수함수적으로 감소한다는 사실에 기초를 둔 초기치 상승법을 제시하였다.

모든 단일송풍 온도변화법의 공통적인 단점은 가열스크린의 열용량이 유한하기 때문에 입구유체온도의 반응곡선이 해석에서 가정한 것처럼 시작점에서 결코 완전한 계단변화를 할 수 없다는 것이다. 이 때문에 예측한 평균열전달계수가 많은 경우 상당히 부정확한 결과를 초래하게 된다. 결과적으로 비정상상태 방법에 의해 평가한 평균열전달계수의 정확성은 가열스크린에 의한 유체 입구 온도의 실제변화가 해석모델에서 가정한 온도변화와외 차이에 크게 좌우되며, 또한 초기변화에 대한 계측기의 응답성 정도에도 의존한다.

따라서 본 연구에서는 실제 가열기 특성을 고려함으로써 보다 정확한 표면 열전달계수의 결과물 얻기 위해서 열교환기로 유입되는 유체의 온도변화를 유한한 시정수를 갖는 지수형 온도변화로 가정하고 이를 이용한 표면 열전달성능의 측정법에 대하여 고찰하였다.

2. 이론해석

2.1 지배방정식

열교환기 표면과 유체사이의 열전달 관계식은 다음의 에너지 방정식으로 나타낼 수 있다.⁽⁷⁾

$$\frac{\partial T_s^*}{\partial \theta^*} = T_f^* - T_s^* \quad (1)$$

$$\frac{\partial T_f^*}{\partial \theta^*} + b_1 \frac{\partial T_f^*}{\partial x^*} = b_2 (T_s^* - T_f^*) \quad (2)$$

여기서 T_s^* 와 T_f^* 는 초기온도와 입구유체온도이력을 기초로 한 고체와 유체의 무차원 온도들이다. θ^* 는 시스템 상수 τ_{sys} 에 대한 물리적인 시간 θ 의 비로서 정의된다. x^* 는 위치변화를 나타내는 무차원 변수이고 열교환기의 출구에서 Ntu 값이 된다. b_2 는 고체 표면과 유체사이의 열용량비이다.

식 (1), (2)에 대한 초기조건들과 경계조건들은 다음과 같다.

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

$$T_f^*(\theta^*, 0) = f(\theta^*) \quad (4)$$

여기서 $f(\theta^*)$ 는 유체의 입구 온도이력 함수로서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$f(\theta^*) = 1 - e^{-\theta^*/\tau^*} \quad (5)$$

여기서 τ^* 는 τ_{sys} 에 대한 τ_i 로 정의된다. τ_i 는 가열스크린과 유체입구측 열전대의 열용량과 이들의 표면과 유입유체 사이의 열전도에 의존하는 유체입구 온도이력에 대한 시정수(time constant)이고 실험으로 결정한다.

초기조건과 경계조건을 고려하여 Laplace 변환 방법으로 식 (1)과 (2)의 해를 구하면 다음 식과 같은 유체의 출구온도를 얻을 수 있다.^(7,14)

$$\theta^* < t^* \text{ (즉, } \theta < L/V_c \text{) 일 때,}$$

$$\overline{T_f^*(\theta^*, Ntu)} = 0 \quad (6)$$

$$\theta^* \geq t^* \text{ (즉, } \theta \geq L/V_c \text{) 일 때,}$$

$$T_f^*(\theta^*, Ntu) = \frac{1}{\tau^*} \int_0^{\theta^*} e^{-(\theta^* - \eta)/\tau^* - b_2 \eta} \times \{ e^{-(\eta - t^*)} I_0(2\sqrt{b_2 t^* (\eta - t^*)}) + \Psi_2(\eta, Ntu) \} d\eta \quad (7)$$

여기서,

$$t^* = Ntu/b_1,$$

$$\Psi_2(\eta, Ntu) = \int_0^{\eta - t^*} e^{-\xi} I_0(2(b_2 t^* \xi)^{1/2}) d\xi$$

이다.

2.2 Fanning 마찰계수 f 및 Colburn j 인자

열교환기 표면에 대한 Fanning 마찰계수 f 와 Colburn j 인자는 다음 식으로 결정한다.⁽¹⁾

$$f = \frac{D_h}{4L} \left(\frac{\Delta p}{\rho u_m^2 / 2} - K_c - K_e \right) \quad (8)$$

$$j = \frac{h}{G C_f} Pr^{2/3} \quad (9)$$

여기서 Δp 는 열교환기 코어를 통한 압력강하이고, u_m 은 코어내부 유체의 유속이며, K_c, K_e 는 열교환기 입구와 출구의 손실계수로 Kay와 London⁽¹⁾에 제시되어 있다.

3. 실험장치 및 실험방법

3.1 실험장치

실험장치는 풍동, 측정부, 자료획득 및 제어 시스템, 시험용 열교환기로 구성되며, 전체적인 시스템의 개략도를 Fig. 1에 나타냈다.⁽⁸⁾

풍동은 열교환기 입구온도의 조절을 위한 가열부, 단면축소부와 연결되어 균일한 단면유동을 만든 250x60x500mm의 시험부, 오리피스가 설치되어 있는 공기유량 측정부, 인버터로 회전속도를 조절하는 와류형 송풍기로 구성되어 있다.

가열부는 메쉬 스크린으로 제작하여 유동단면을 균일하게 가열할 수 있도록 하였다. 검증용 열교환기 코어는 Fig. 2에 나타난 바와 같이 두께 1.0mm의 알루미늄 판으로 공간에 균일하게 배열된 평행 평판군으로 구성하였다. 각 평판은 길이

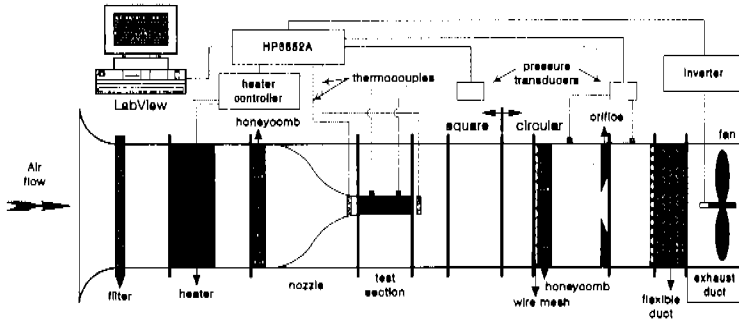


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

290mm, 폭 230mm, 평판과 평판사이의 거리는 5mm이며, 열교환기의 수력반경 r_h 는 2.5mm이다.

자료획득 제어장치인 HP3852A를 사용하여 열교환기 코어 전후의 온도이력 및 압력강하를 측정하였고, 실험조건에 필요한 송풍량과 송풍온도는 각각 인버터와 히터제어기를 통하여 조절하였다. 실험 자료획득 및 장치의 제어는 LabView 프로그램을 이용하였다.

3.2 실험방법

실험동안 열교환기의 유속 u_m 은 1.3 ~ 4.6 m/s ($Re_d=930 \sim 2800$)로 변화시켰고 30초 동안 일정 풍량으로 송풍기를 가동하여 유동이 정상상태가 되면 히터에 일정한 전력공급으로 유입공기를 가열하여 시간 경과에 따른 열교환기 입·출구 공기의 온도이력을 측정하였다.

측정한 자료를 이용하여 열전달계수 h 를 구하는 방법을 Fig. 3에 나타내었다. 열전달계수 h 를 결정하는 과정은 다음과 같다. 먼저 실험으로부터 구한 입구의 유체온도 이력곡선으로부터 시정수 τ_i 를 구한다. 임의의 시간 θ 에서 출구의 유체온도 이력곡선상의 한 점을 선택한다. 결정된 시정수 τ_i , 실험코어의 기하학적 형상인자, 물성치, 질량유량, 그리고 가정한 h 값을 식 (7)에 대입하여 출구의 유체온도 T_2^* 를 계산하고, 실험값과 비교한다. 만약 두 온도의 절대오차가 허용오차(1.0×10^{-6})이내이면, 가정한 h 값이 타당한 유체의 열전달계수 h 이다.

임의의 시간중분 만큼 지난 시각에서 한 점을 온도이력 곡선상에서 선택하고, h 값을 결정하는 절차를 반복한다. 그러나, 만약 허용오차를 만족

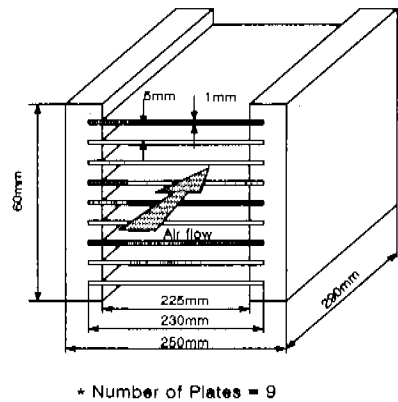


Fig. 2 Test core of model heat exchanger.

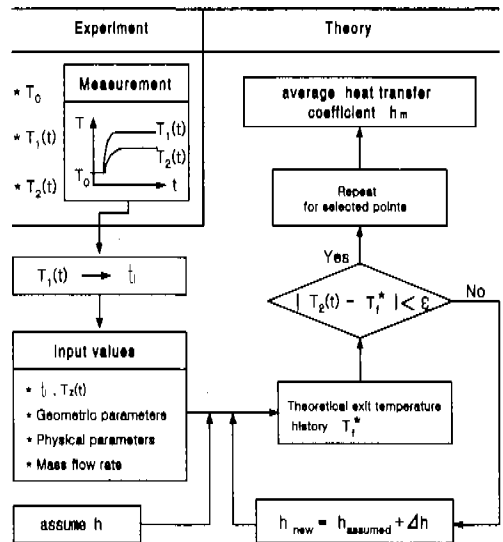


Fig. 3 Performance evaluation process in the modified single-blow method.

하지 못하면 두 온도의 평균 대수편차에 의한 증감분 Δh 가 가정한 h 에 부가되고 이 과정에서 h 의 오차가 0에 근접하게 되며 허용오차를 만족할 때까지 Fig. 3의 절차를 반복해서 수행한다.

온도응답곡선 상에서 정확한 평균열전달계수를 구하기 위해서는 입구의 유체온도가 거의 최종 정상상태 온도에 도달하는 시각 이후에서의 점들을 선정하여 열전달계수를 계산하고 산술평균하여 정해진 유속에서의 실험코어에 대한 평균열전달계수를 결정한다. 이 절차에 따라 실험코어의 평균열전달계수를 결정하기 위한 데이터처리 프로그램을 작성하였다. 유체의 물성치는 체적 평균온도(bulk mean temperature)를 기준으로 계산한다. 본 실험장치에서는 시정수 τ_i 와 유속 u_m 이 $\tau_i = 0.732 u_m^{-0.24}$ 관계식으로 나타났다.

4. 결과 및 검토

Fig. 4는 시정수 τ_i 가 2.0인 지수형 입구온도 이력곡선에 대해서 열교환기의 성능을 나타내는 Ntu 의 변화에 따라 무차원 출구온도 응답특성을 무차원 시간 β 에 대해서 나타낸 것이다. 이 그림에서 알 수 있는 바와 같이 Ntu 가 증가할 때 무차원 시간 β 의 경과에 따라 무차원 출구온도 응답곡선이 현저하게 지연되고 있다. 이 사실로부터 열전달계수가 틀수록 온도교란이 열전달면에 충분히 흡수되어 교란에 따른 출구온도의 응답은 지연되며, 또한 Ntu 값이 일정할 때 입구온도의 교란에 대응하는 유일한 무차원 출구온도 이력이 존재함을 알 수 있다.

Fig. 5는 Mullisen⁽⁹⁾의 제단함수 입구온도 변화에 대한 데이터틀 이용하여 시정수 τ_i 변화에 따른 열전달계수의 변화와 출구온도 응답곡선의 변화를 나타낸 것이다. 입구온도 이력으로부터 계산한 τ_i 는 0.426s이다. 출구온도 응답곡선에 대한 열전달계수는 $24.962 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로서 Mullisen⁽⁹⁾의 결과와 잘 일치하고 있다. 시정수 τ_i 의 변화가 출구온도 응답곡선의 변화 및 열전달계수의 변화에 미치는 영향을 살펴보기 위하여 시정수 τ_i 가 $\tau_i+50\%$, $\tau_i+20\%$, $\tau_i-20\%$ 로 변할 경우, 입출구 온도 곡선들을 함께 표시하였다. 가열기의 시정수

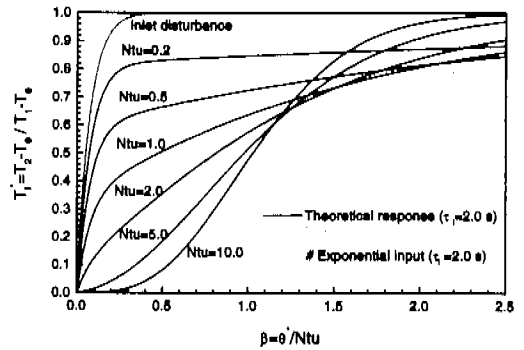


Fig. 4 Normalised exit temperature response from exponential inlet disturbance.

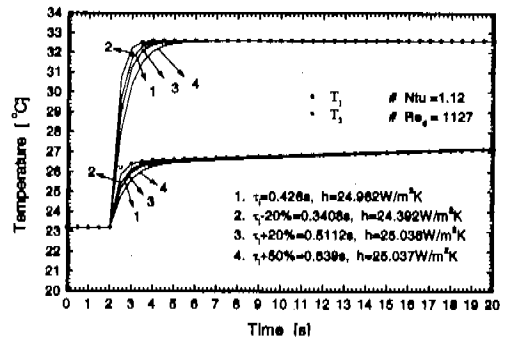


Fig. 5 Effects of time constant variations on temperature profiles.

가 0.426s로 충분히 작으면 지수함수 입구온도 변화에서 τ_i 의 변화에 따른 열전달계수의 차이는 2.2%이하로 매우 작다. 따라서 유체 입구온도가 지수형으로 상승할 때 데이터 획득시간이 길면 시정수의 차이가 평균열전달계수와 출구온도 응답에 미치는 영향은 충분히 작다는 것을 알 수 있다. 그러나 실제적으로는 시정수가 커질수록 덕트를 구성하는 재료의 축열효과 때문에 긴 데이터 획득시간 동안 시간에 따른 지수형 온도변화 거동을 하는 가열기를 만드는 것이 매우 어렵게 된다.

Fig. 6은 열교환기 전면속도가 $V=3.87\text{m/s}$ 이고 입구유체의 온도가 지수형으로 상승하여 상승폭이 약 11.7°C 일 때, 출구의 유체온도변화를 나타낸 것이다. 정확한 평균열전달계수를 구하기 위해서는 초기의 부정확성을 배제하여야 하며 이를 위해 최종 정상상태 온도의 99%에 도달하는

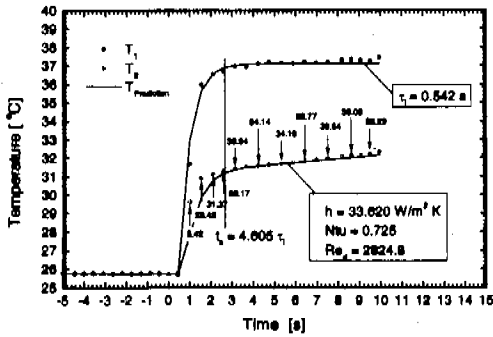


Fig. 6 Calculated heat transfer coefficients with time for exponential inlet temperature variation ($V=3.87\text{m/s}$).

4.605 τ_i 보다 큰 시각에서의 점들을 선정하고, 각 점에서 계산한 열전달계수의 산술평균으로부터 구한다. 본 성능장치에 제작 사용한 가열기의 시정수는 0.542s로 매우 작았으며, 시간의 경과에 따른 열전달계수 값은 거의 일정하였으며 그 평균치는 $33.620\text{ W/m}^2\text{K}$ 이었다. 이때 실험적인 출구온도를 기준으로 한 예측된 출구온도의 평균 절대오차는 0.92%이하로 매우 작았다. 이 결과로부터 시정수를 고려하여 지수형 입구온도상승에 따른 열교환기의 출구온도 응답곡선으로부터 평균열전달계수를 비교적 정확하게 예측할 수 있음을 알 수 있다. 그러나 데이터 취득시간이 길어 질수록 가열스크린을 통과한 공기온도의 거동이 지수함수에서 벗어나서 기존의 단일송풍 온도변화법⁽⁷⁾을 개선할 필요가 있음을 알 수 있다.

Fig. 7은 재생기 이론에 기초를 둔 Schumann⁽⁴⁾의 입구 유체온도의 계단상승에 대한 Ntu 값에 따른 출구유체온도의 변화에 대한 해석곡선들 상에 Mullisen⁽⁹⁾ 결과와 Fig. 6의 실험적인 출구온도 응답곡선을 함께 나타낸 것이다. 이로부터 해석곡선들 상에 실험적인 두 곡선의 Ntu 값이 시정수를 고려한 현재의 데이터 처리프로그램으로 예측한 값과 잘 일치하고 있다. 이로부터 가열기의 시정수가 상당히 작은 경우 시작점에서 급격한 온도상승으로 인하여 Schumann⁽⁴⁾의 입구의 유체온도 계단상승을 잘 예측하고 있음을 알 수 있으며, 또한 지수형 입구온도상승에 따른 열전달 해석에도 적합함을 알 수 있다.

형상비가 매우 큰 10개의 평행판 유로물 만

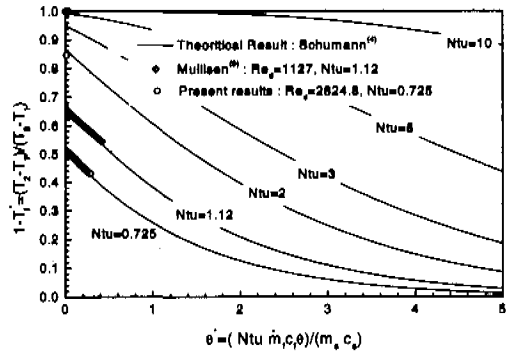


Fig. 7 Comparison of exit fluid temperature responses for step and exponential changes in inlet fluid temperature.

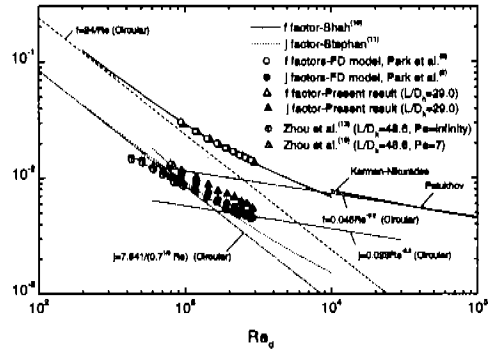


Fig. 8 Heat transfer and flow friction characteristics due to Reynolds number.

들어 $930 \leq Re_p \leq 2800$ 사이의 층류영역에서 실험하였다. 열교환기의 수력저항을 기준으로 한 Reynolds수의 변화에 대한 모델 열교환기 표면의 마찰인자 f 와 Colburn j 인자의 변화를 Fig. 8에 나타냈다. 이 그림에서 실선은 무한한 형상비의 채널내 층류발달유동에 대한 Shah⁽¹⁰⁾의 이론적인 결과이며, 점선은 일정 벽온도조건을 만족하는 무한한 형상비의 채널내 층류발달유동 이론에 대한 Stephan의 이론적인 결과⁽¹¹⁾이다.

본 실험으로부터 얻은 층류영역 내의 데이터들과 평균 절대오차가 0.58%로 매우 잘 일치하고 있으나 j 인자에 대한 결과들은 9-17% 정도 크게 나타났다. 따라서 개량된 단일송풍 온도변화법⁽⁷⁾의 정도 향상방법에 대한 추가적인 연구가 필요하며, 유한차분법보다 장치제작이 상당히 까다로운 것으로 나타났다.

5. 결 론

열교환기 또는 열전달 표면의 성능을 평가하기 위해 지수형 온도변화 특성을 이용하는 비정상상태 방법을 개발하여 시험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 시정수가 작은 가열기를 설계 제작하였으며, 지수형 온도변화를 이용한 비정상상태 열교환기 성능평가장치를 개발하였다.

(2) 개량된 단일송풍 온도변화법으로 평균열전달계수를 구하기 위해서는 가열기 최종 정상상태 온도의 99%에 도달하는 시점보다 큰 시각에서의 점들에서 계산한 열전달계수와 산술평균으로부터 구할 것을 추천한다.

(3) 시정수가 작은 가열기에서는 평균열전달계수의 측정에 시정수의 변화가 미치는 영향은 미미하며, 임의의 Ntu 값을 갖는 열교환기 성능평가에 적용할 수 있다.

(4) 지수형 온도변화를 이용한 개량된 단일송풍 온도변화법은 본 실험조건의 범위에서 Fanning 마찰계수는 이론적 예측치와 잘 일치하지만 Colburn j 인자는 약간 크게 예측한다.

후 기

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

참고문헌

- (1) Kay, W. M. and London, A. L., 1964, *Compact Heat Exchangers*, 2nd ed., McGraw-Hill, New York.
- (2) Stang, J.H. and Bush, J.E., 1974, "The Periodic Method for Testing Compact Heat Exchanger Surfaces," *Journal of Engineering for Power*, *Trans. ASME*, Vol. 96A(2), pp. 87~94.
- (3) 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.

- (4) 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.
- (5) Locke, G. L., 1950, *Heat Transfer and Flow*, Tech. Report No. 10, Department of Mechanical Engineering, Stanford University.
- (6) Mondt, J. R., and Siegl, D. C., 1972, "Performance of Perforated Heat Exchanger Surface," *ASME Paper No. 64-GT2-11*.
- (7) 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.
- (8) 박병규, 홍택, 박상희, 1999, "과도응답해석을 이용한 열교환기의 성능평가방법에 관한 연구," *공기조화 냉동공학 논문집*, 제11권, 제1호, pp. 81~90.
- (9) Mullisen, R. S., 1983, "Heat Transfer, Pressure Drop, and Fluid Flow in Interrupted Wall Passages," Ph.D. thesis, Mechanical Engineering Department, Colorado State University.
- (10) Shah, R. K., 1978, "A Correlation for Laminar Hydrodynamic Entry Length Solutions for Circular and Noncircular Ducts," *Journal of Fluid Engineering*, Vol. 100, pp. 177~179.
- (11) Shah, R. K. and London, A. L., 1978, "Laminar Flow Forced Convection in Ducts," *A Source Book for Compact Heat Exchanger Analytical Data*, Academic Press, New York.
- (12) Yang, W.J., 1961, "Dynamic Response and Phenomena of a Single-Solid, Single-Fluid Heat Exchangers, Part I," *Trans. JSME*, Vol. 27, No. 180, pp. 1275~1285.
- (13) Zhou, K., Schmidt, U., Luo, X., and Roetzel, W., 1998, "Transient Impulse Test Technique for Heat Transfer and Axial Dispersion Coefficients," *Proceedings of International Conference for Heat Exchangers for Sustainable Development*, pp. 645~652.
- (14) Smith, E.M., 1997, *Thermal Design of Heat Exchangers*, John Wiley and Sons.
- (15) 박병규, 홍택, 박상희, 1998, "지수형 온도변

화물 이용한 표면 열전달의 측정," 대한기계학회, 1998년도 추계 학술대회 논문집B, pp. 111~116.
(16) Yagi, Y. and Mochizuki, S., 1990, "Develop-

ment of a Modified Single-Blow Method (An Application to Parallel Plate Heat Transfer Surfaces)," *JSME*, Vol. 56, No. 529, pp. 2724~2728.