

과도액정기법을 이용한 열전달 측정 및 수치해석

홍철현* · 양장식† · 이기백**

(원고접수일 : 2004년 2월 18일, 심사완료일 : 2004년 7월 28일)

Heat Transfer Measurement Using a Transient Liquid Crystal Technique and Numerical Analysis

Cheol-Hyun Hong* · Jang-Sik Yang† · Ki-Baik Lee**

Abstract : A transient liquid crystal technique has become one of the most effective ways in measuring the local heat transfer coefficients on the entire surface. The key point of this technique is to convert the inlet flow temperature into an exponential temperature profile using a mesh heater. In order to verify the validity of this technique, the heat transfer characteristics on the wall surface by a pair of longitudinal vortices is investigated experimentally and numerically. A standard $k-\epsilon$ is used for the numerical analysis of turbulent flow field. It is found from experiment and numerical analysis that two peak values exist over the whole domain, as the longitudinal vortices move to the farther downstream, these peak values decrease and the dimensionless averaged Nusselt number with the lapse of time is maintained nearly at constant values. The experiment results obtained from the present experiment in terms of the transient liquid crystal technique are in good agreement with the numerical results. Therefore, the transient liquid crystal technique developed for the measurement of heat transfer coefficient is proved to be a valid method.

Key words : Transient liquid crystal technique(과도 액정 기법), Vortex generator(와동발생기), Mesh heater(메쉬 히터), Heat exchanger(열교환기)

기호설명

b : 와동발생기의 높이 [mm]
 c : 아크릴의 비열 [J/kg · K]

h : 열전달 계수 [$W/m^2 \cdot K$]
 k : 아크릴/유체의 열전도 계수 [$W/m \cdot K$]
 l : 와동발생기의 길이 [mm]
 t : 시간 [s]

† 책임저자(부산대학교 기계기술연구소), E-mail : yangjs@pusan.ac.kr, T : (051)510-1665

* 부산대학교 기계설계전산화인력양성센터

** 부산대학교 기계공학과 · 기계기술연구소

- C_p : 공기의 정압비열
- D : 카메라와 시험부 사이의 거리 [mm]
- Nu : 누셀트 수 ($\frac{hL}{k}$)
- Re : 레이놀드 수 ($\frac{VL}{\nu}$)
- T_g : 가열된 공기의 최종온도 [°C]
- T_f : 시간 변화에 따른 유입 유체 온도 [°C]
- T_i : 초기 유입 유체 온도 [°C]
- T_s : 시간 변화에 따른 벽면온도 [°C]
- T^* : 무차원 온도 ($\frac{T_s - T_i}{T_g - T_i}$)
- U_∞ : 자유유동 속도 [m/s]
- X : 주유동 방향의 좌표 [mm]
- Y : 주유동 방향에 수평(span)한 좌표 [mm]
- Z : 주유동 방향에 수직한 좌표 [mm]
- z : Z방향과 반대 방향의 좌표 [mm]
- ρ : 아크릴의 밀도 [kg/m³]
- α : 비디오 카메라와 조명이 이루는 각

1. 서 론

공기조화 시스템의 성능개선 측면에서 열교환기의 열전달 효율 증대에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 특히 소형의 열교환기가 널리 사용되고 있으며, 에너지 절감 및 비용절감 측면에서 이러한 열교환기의 성능개선이 절실히 요구된다. 이와 관련하여 와동발생기를 이용한 열교환기의 성능개선 및 평가를 위한 측정 방법에 대한 연구가 수행되어지고 있다.

일반적으로 열전달표면에서의 열전달계수를 측정하는 경우에는 두 가지 방법이 있다. 즉, 정상상태(steady state)와 과도상태(transient state)를 이용하는 것이다. 그러나 자연현상뿐만 아니라 공학적인 응용분야에서 정상상태의 경우보다는 과도상태의 열전달이 보다 일반적인 현상이다.

Baughn⁽¹⁾는 균일 열유속을 이용한 정상상태 기법으로 열전달을 연구하였다. Baughn이 이용

한 정상상태 열전달 측정법은, 구리막대를 부착한 매우 얇은 골드필름(또는 스테인레스 호일)을 벽면에 부착하고, 균일 열유속(uniform heat flux)을 만들기 위해 골드필름에 전류를 공급했다. 이러한 방법은 굴곡이 있는 부분이나 일정한 반경을 가지는 모서리 부분에서는 가열원인 필름을 벽면에 부착하기가 힘들뿐만 아니라 부분적으로 불완전하게 부착된 곳에서 빈 공간이 발생하게 된다. 빈 공간내부의 공기는 과열된 필름에 의해 확장하게 되므로 과열된 필름내의 빈 공간에서는 비 균일한 열유속을 발생하게 된다. 결국 완전하게 부착되지 못한 영역에서는 정확한 열전달특성을 구할 수 없게 된다. 또한 대규모의 열교환기의 경우에는 지속적인 열공급을 위해서는 거대한 열 발생장치와 정상상태에 도달하기까지는 상당한 측정시간이 요구되고 시간과 비용이 소요된다. 이러한 단점을 극복하기 위해 과도상태하에서 열전달 특성을 측정하기 위한 연구가 수행되고 있다.

과도기법은 지속적인 균일 열유속을 벽면에 공급하는 대신, 시간변화에 대한 실험모델의 벽면 온도를 측정하여 열전달 특성을 측정하는 기법⁽²⁾이다. 일반적으로 과도기법해석은 정상상태기법 보다 단순하며, 시간과 노력, 비용이 적게 소요된다.

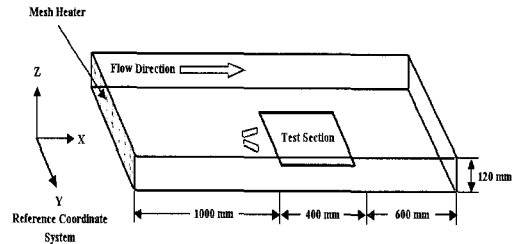


Fig. 1 Schematic diagram of the test facility

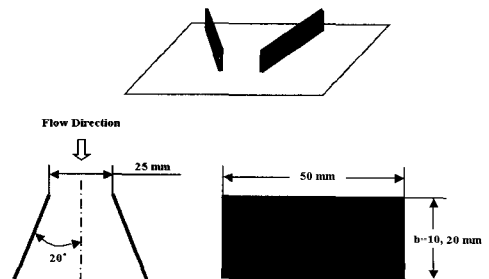


Fig. 2 Shape and dimensions of vortex generators

기준에는 열전대를 이용하여 과도응답해석을 통해 열전달 특성에 대한 연구를 수행하였다. 그러나 열전대의 사용은 빠른 응답속도에도 불구하고 낮은 공간 분해능으로 넓은 영역에 적용하는데 한계가 있다. 그러나 액정을 이용할 경우 비정상상태하에서 국소적인 표면온도를 실시간으로 측정될 수 있어 비정상상태 국소열전달 연구에 사용할 수 있다. 과도해석기법에 사용되는 액정의 온도범위는 일반적으로 $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 에서 $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ 사이^[3] 이므로, 넓은 온도영역 뿐만 아니라 다양한 형태의 열교환장비에도 응용될 수 있다.

따라서 본 연구에서는 벽면에서의 비정상 국소열전달특성을 조사하기 위해 과도액정기법을 사용하였고, 공학적인 응용과 그 적합성을 조사하기 위해 와동발생기를 부착한 경우 와동발생기 하류벽면에서의 열전달특성을 측정하고, 이를 검증하기 위하여 수치계산을 수행하여 비교 검토하였다.

2. 실험 장치 및 실험 방법

2.1 실험장치

유동장 실험은 아음속 개방형 풍동을 사용하였고, 풍동은 송풍부, 확대부, 축소부, 메쉬 히터(mesh heater)와 시험부로 구성된다. 두께 15 mm의 투명 아크릴로 제작된 직사각형 덕트의 전체 크기는 높이, 폭, 길이가 각각 120, 400, 2000 mm이다. 그리고 시험부의 크기는 Fig. 1에서와 같이 $120 \times 400 \times 400\text{ mm}$ 이며 수축부의 수축비는 3.5:1 이다. 유입되는 공기의 속도는 인버터를 이용하여 일정하게 유지하도록 하였다. 와동발생기의 설치 위치는 풍동의 수축부 출구에서 1000 mm 떨어진 위치에 설치하였다.

Table 1 Test conditions

Boundary layer thickness (δ)	24 mm
Displacement thickness (δ^*)	1.20 mm
Momentum thickness (θ)	1.18 mm
Shape factor ($H_{sf} = \delta^*/\theta$)	1.01
Reynolds number (Re)	2.0402×10^4
Turbulence intensity	0.8 %

Fig. 2는 본 실험에 이용된 와동발생기의 형상과 영각 그리고 크기를 나타낸 장치도이다. 주 유동방향에 대한 와동발생기의 영각은 대칭으로 설치된 와동발생기의 중심선에서 와동발생기까지의 반시계방향의 각으로 정의하였고 와동발생기 사이의 거리는 코드길이의 전면에서의 간격으로 정의하였다. 와동발생기의 영각 및 와동발생기 사이의 간격은 각각 20° , 25 mm로 고정하였다. 또한 와동발생기의 코드길이는 50 mm이며 와동발생기의 높이는 각각 10, 20 mm의 경우로 변경하여 실험을 수행하였다.

시험부 내로 유입되는 유동특성을 측정하기 위해 I형 경계층 프로브를 사용하여 경계층 두께, 평균 속도, 난류 강도를 측정하였다. 이들의 측정 위치는 와동발생기가 설치된 위치에서 이루어졌으며 측정은 3축 이송장치를 이용하여 아래 바닥에서 1 mm 간격으로 수행하였다. 이렇게 얻어진 측정값들을 Table 1에 나타내었다.

2.2 이론적 배경

본 실험에서 행해진 비정상상태의 유입 유체 온도상승에 대한 바닥면에서의 열전달 해석을 위하여 적용된 가정은 다음과 같다.

- (1) 실험이 수행되는 시간에 대한 유체 및 바닥면에서의 물성치는 일정하다.
- (2) 유입 유체의 유동은 정상상태이다.
- (3) 시험부 바닥면은 단열이다.
- (4) 유입 유체의 온도변화는 일정한 시정수를 갖는 지수형 함수이다.

유입 유체 온도의 지수형 상승에 대한 반 무한 평면에서의 바닥면에 수직인 온도 분포는 아래의 일반적인 지배방정식과 초기조건 및 경계조건 그리고 에너지 평형 방정식으로 결정될 수 있다.

$$\alpha \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1)$$

$$T_f = T_i + (T_g - T_0)(1 - e^{-t/\tau}) \quad (2)$$

$$T(z=0, t) = T_i \quad (3)$$

$$T(z=\infty, t) = T_i \quad (4)$$

$$h(T_f(t) - T(0, t)) = -k \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z=0} \quad (5)$$

여기서 $T_f = T_f(t)$ 는 메쉬 히터에서 가열된 유입 유체 온도이고, 식 (2)는 지수형 온도함수이다.

반 무한 평면에서 유입 유체의 온도가 T_i 에서 T_g 의 일정한 온도로 순간적으로 가열될 경우 유체 온도의 변화에 대한 바닥면($z=0$)에서의 일반적인 온도 관계식은 다음의 식 (6)과 같이 주어진다.

$$T_s = T_i + (T_g - T_i) \exp(\beta^2) \times \text{erfc}(\beta) \quad (6)$$

$$\beta = \frac{h\sqrt{t}}{\sqrt{\rho c k}} \quad (7)$$

그러나 기계적인 메커니즘에 의해 순간적으로 유입 유체의 온도가 T_i 에서 T_g 으로 변화할 수가 없다. 유입 유체의 온도가 일정한 시정수를 갖고 지수적으로 증가하는 식 (2)와 같은 형태의 함수로 주어진다. 즉 바닥면에서의 무차원 온도 분포는 Gillespie⁽⁴⁾에 의해 제시된 식 (8)로 표현할 수 있기 때문에 임의의 시간에서 바닥면의 국소 열전달 계수(h)는 바닥면의 액정에서 구한 온도분포와 식 (8)을 이용하여 수치적으로 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{T_s - T_i}{T_g - T_i} &= 1 - \frac{t/\beta^2 \tau}{(1+t/\beta^2 \tau)} e^{\beta^2} \text{erfc}(\beta) \\ &\quad - e^{-t/\tau} \frac{1}{(1+t/\beta^2 \tau)} \\ &\quad \times \left(1 + \frac{\sqrt{\rho c k}}{h\sqrt{\tau}} \left(\frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{t}{\tau}} + \frac{2}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. \frac{1}{n} e^{-n^2/4} \sinh n\sqrt{\frac{t}{\tau}} \right) \right) \quad (8) \end{aligned}$$

본 연구의 경우, 유입 유체의 온도가 완전한 계단 함수의 형태가 아닌 지수함수의 형태인 경우이므로 유입 유체의 온도 이력은 반드시 필요하며

이렇게 얻어진 온도 값을 이용하여 수치적인 계산 절차를 통해 열전달 계수를 구할 수 있다.

2.3 액정보정

와동발생기 하류 바닥면에서의 열전달 측정에 앞서, 액정의 색상 값에 대한 온도 값을 구하기 위해 보정 실험을 수행하였다. 보정판의 크기는 폭 80 mm, 길이 145 mm이며, 두께 15 mm의 아크릴로 제작하였다. Fig. 4에서 처럼, 9개의 열전대를 두께 15 mm, 폭 50 mm, 길이 115 mm의 동판에 구멍을 내어 삽입하였고, 실제 실험조건과 동일한 위치에 설치하였다. 보정장치와 비디오 카메라와의 거리(D)는 700 mm이며 광원으로 사용된 두 개의 20 W의 삼파장 램프와 보정판이 이루는 각(α)은 60°로 고정하였다. 온도와 액정의 색상변화를 동시에 측정하기 위해 비디오 카메라와 표준온도계(Omega, DP41-TC)를 사용하였고 이 온도계의 분해능은 0.01 °C이며 정확도는 ± 0.1 °C이다.

두께 15 mm인 아크릴 판 위에 액정(Hallcrest, R30C5W)을 에어브러쉬를 이용해 균일하게 분무하고 액정 위에 동일한 방법으로 검정페인트(Hallcrest, BBG1)를 균일하게 도포하여 보정판을 제작하였다. 가열원으로는 항온조를 이용하여 가열된 물을 유입시키고 일정온도가 유지될 수 있도록 하였다. 보정실험은 각기 다른 시간에 3회 측정하였고 획득된 데이터는 먼지나 이물질 등에 의한 오차를 줄이기 위해 3×3 화소(pixel)에 대하여 미디언 필터링(median filtering)으로 처리하여 이상불 평균하였다.

Fig. 5는 이상불 평균 처리한 액정의 반응 색상(Hue) 값에 대한 온도 값의 보정 데이터를 나타내고 있으며, 이러한 보정 데이터를 이용하여 식(9)와 같은 보정 곡선식을 구하였다.

$$\begin{aligned} T &= 29.8 + (4.6 \times 10^{-2}) \times \text{Hue} \\ &\quad + (-7.8 \times 10^{-4}) \times \text{Hue}^2 \\ &\quad + (5.0 \times 10^{-6}) \times \text{Hue}^3 \quad (9) \end{aligned}$$

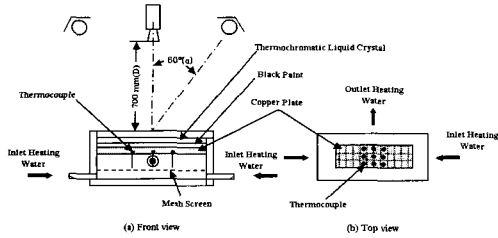


Fig. 4 Schematic diagram of calibration apparatus

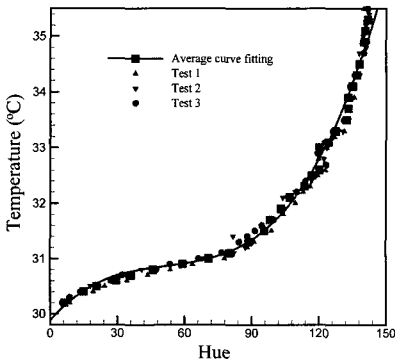


Fig. 5 Calibration curve of temperature for hue changes

2.4 실험방법

열전달 측정을 위해 시험부로 유입되는 입구에 총 용량 60 kW의 변압기와 직경 40 μm의 와이어(SUS304)로 짜여진 메쉬 히터를 이용하여 공기를 순간적으로 가열하였고, 고온의 열로 인한 팽창과 수축에 견딜 수 있도록 Fig. 6과 같이 플랜지 부분에 내열재인 베켈라이트를 사용하여 단열을 하였다. 그리고 메쉬와 전류가 통전할 수 있도록 구리막대를 접촉시켰다.

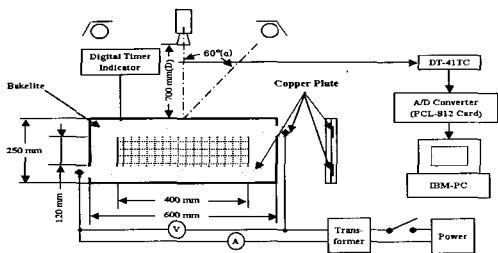


Fig. 6 Heating apparatus made of a stainless mesh

또한 외측을 아크릴 플랜지로 밀착하여 누수공기를 최대한 억제할 수 있도록 설계하였다. 시험부 단면의 크기는 길이 400 mm, 너비 400 mm, 높이 120 mm이며 두께 15 mm의 아크릴 판으로 구성하였다.

본 실험에서, 과도상태의 온도변화를 가지는 유입 공기의 온도를 측정하기 위하여, 풍동내 와동 발생기가 부착된 위치에서 열전대(T type)를 이용하여 실시간으로 유입 공기의 온도를 측정하였다. 그리고 시험부의 바닥면에서의 온도변화를 실시간으로 측정하기 위하여 비디오 카메라를 이용하여 영상을 기록하였다. 이렇게 기록된 영상 자료는 디지털 변환기와 디코더를 이용하여 시험부 바닥면의 전영역에 걸쳐 데이터를 처리하였다. 액정의 반응시간은 약 3 ms이므로 실시간으로 측정된 액정의 색상 값을 이용하여 얻어진 바닥면에서의 온도 값은 거의 실시간이라고 할 수 있다.⁽⁴⁾

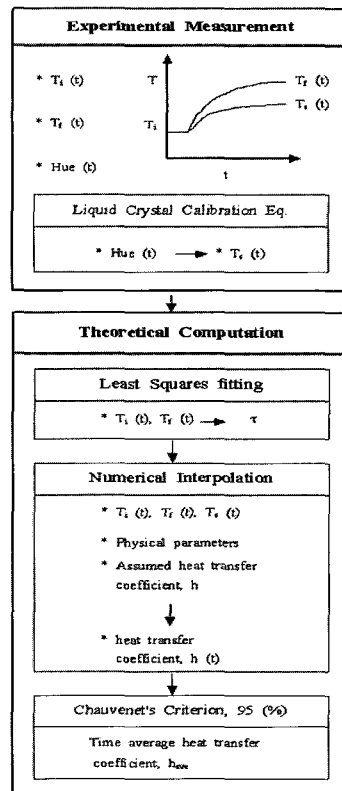


Fig. 7 Calculation procedure for obtaining local heat transfer coefficient

메쉬 히터에 의해 가열된 공기의 온도는 지수형 함수로 증가하면서 정상상태의 온도에 도달하게 된다. 이때 측정된 유입공기의 온도 변화와 아크릴 바닥면에서의 온도 관계식은 앞의 식 (8)로 표현될 수 있다.

실험적으로 측정된 자료를 이용하여 열전달 계수를 구하는 절차를 Fig. 7에 나타내었다. 먼저 메쉬 히터를 통해 유입되는 실제 실시간의 공기 온도, $T_f(t)$ 를 측정하였고, 동시에 비디오 카메라와 영상처리 장치를 이용하여 바닥면에서 액정의 색상 값을 측정하였다. 이렇게 얻어진 데이터를 바탕으로 식 (2)와 최소 자승법을 이용하여 실시간 유입 공기의 온도에 부합되는 지수형 온도함수의 시정수(τ)를 구하였다.

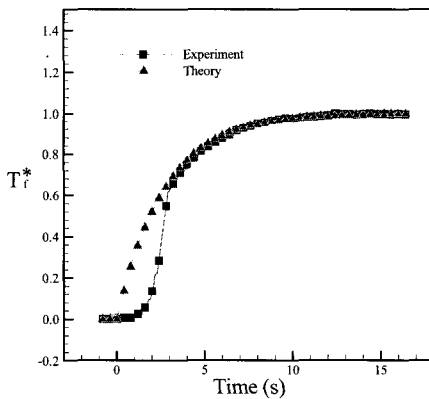


Fig. 8 Dimensionless inlet and exponential temperature profile for time variations

Fig. 8은 실제 유입 유동의 무차원화된 온도와 이를 바탕으로 한 일정 시정수를 가지는 이론적 지수함수의 무차원화된 온도 분포를 같이 도시하였다. 초기의 짧은 시간 영역에서는 메쉬 히터에서 가열된 공기와 이론적 지수함수가 어느 정도의 오차를 나타내고 있지만 시간이 경과할수록 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 이러한 초기의 짧은 오차는 메쉬 히터로 유입되는 전류 및 전압을 조절하기 위해 설치된 변압기(transformer)에 의한 시간 지연과 유입유체의 유동속도에 기인한 것으로 생각된다. 그리고 앞서 행해진 액정의 보정 실험에서 구해진 보정식으로 하류 바닥면에서의

Table 2 Values contributed to the uncertainty in Nu .

Measurement	Typical value	Standard error	Eq. (10)
t (sec)	15	0.1	0.66 %
l (mm)	5	0.05	1 %
$\sqrt{\rho ck}$ ($W \cdot \text{sec}^{0.5}/K \cdot m^2$)	569	29	5.09 %
$T_f - T_i$ ($^{\circ}C$)	29.4	0.2	0.68 %
$T_s - T_i$ ($^{\circ}C$)	4.8	0.4	8.33 %

실시간 온도, $T_s(t)$ 를 구하였다. 이미 구해진 시정수를 이용하여 지수형 온도 함수를 구하고, 바닥면에서의 온도, $T_s(t)$ 와 미리 가정한 열전달 계수(h)에서 3차 스플라인 보간법(cubic spline interpolation)을 이용하여 수치적으로 바닥면에서의 실시간 열전달 계수를 구하였다.

본 실험에서의 과도 액정 기법에 의해 측정된 하류 바닥면에서의 대류 열전달 계수에 대한 불확실성은 아래의 식 (10)에 의해서 구했다.⁽⁵⁾

$$\begin{aligned}
 e^2_{Nu} = & \left(\frac{\partial Nu}{\partial t} e_t \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial \sqrt{\rho ck}} e_{\sqrt{\rho ck}} \right)^2 \\
 & + \left(\frac{\partial Nu}{\partial (T_f - T_i)} e_{(T_f - T_i)} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial l} e_l \right)^2 \\
 & + \left(\frac{\partial Nu}{\partial (T_s - T_i)} e_{(T_s - T_i)} \right)^2 \quad (10)
 \end{aligned}$$

여기서 e 는 표준오차이며 측정된 값들의 일반적인 값들과 Nu 수의 불확실성에 기인하는 각각의 표준오차를 Table 2에 나타내었다. 이러한 조건들에 의해서 얻어진 총 불확실성은 9.86 %이다.

3. 수치해석

일반적인 비정상 상태의 점성과 일정한 밀도(ρ)를 가지는 3 차원 비압축성 유동은 다음의 연속방정식과 모멘텀 방정식으로 표현할 수 있다.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (11)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \partial \frac{u_i u_j}{\partial x_j} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (12)$$

여기서 τ_{ij} (viscous stress tensor) 는

$$\tau_{ij} = 2\nu S_{ij} - R_{ij} \quad (13)$$

로 정의되며 ν 는 동점성계수(kinematic viscosity)이다. 그리고 S_{ij} (strain rate tensor), R_{ij} (Reynolds stresses)는 다음과 같다.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (14)$$

$$R_{ij} = \frac{1}{3} (R_{kk} \delta_{ij} - 2\nu_r S_{ij}) \quad (15)$$

에너지 방정식은 다음과 같이 나타낸다.

$$\begin{aligned} \rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) T \right] &= \frac{\partial Q}{\partial t} + k \nabla^2 T + \Phi \\ &= \frac{\partial Q}{\partial t} + k \nabla^2 T \end{aligned} \quad (16)$$

여기서 우변의 첫째 항은 외부작용에 의해 발생하는 단위 체적당 열량이며, 셋째 항은 소산(dissipation)항으로서 비압축성 저속유동에서 무시할 수 있다.

난류해석모델은 표준 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였고, 초기조건 및 경계조건은 표1에서 언급한 실험조건과 동일하게 적용하였다. 해석은 상용 수치해석 프로그램인 FLUENT⁽⁶⁾를 사용하였다.

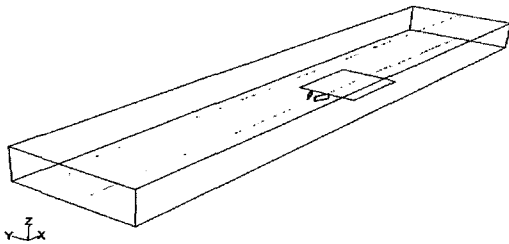


Fig. 9 Schematic representation of the model for channel with vortex generator

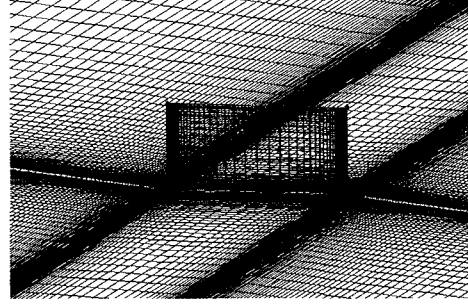


Fig. 10 Grid system used in the computation

수치해석 대상은 Fig. 9에서 개략적으로 도시하였고, 해석의 편의상 쌍으로 구성된 와류발생기에서 대칭성을 지니므로 한쪽 면만을 해석하였다.

입구에서 유입되는 유동의 온도가 시간에 따라 변하므로 초기 및 경계조건으로서 입구온도가 시간에 따라 각기 주어져야 한다. 따라서 입구에서 적용된 조건은 이론적으로 얻어진 지수형 함수로 적용한다.

계산격자는 주유동 방향으로 250, 높이 방향으로 60, 폭 방향으로 100으로 하였다. Fig. 10에서 보는 것과 같이 와동발생기의 전, 후방과 와동이 집중되는 곳에서 격자를 집중하여 생성하였다. 수렴성의 한도는 총잔류 오차가 10^{-7} 까지 이르도록 하였고, 계산시간은 HP X2000에서 약 20시간 정도 소요되었다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 11에서 보여주는 것은 와동발생기 하류 영역 벽면에서의 액정의 색상(hue) 변화를 보여주고 있다. 시간의 경과에 따라 벽면에서의 전체적인 색상이 과도상태의 유입공기의 온도 영향으로 적색, 녹색, 청색의 순으로 변하고 있다. Fig. 11의 (a)에서는 사각형의 와동발생기의 날개높이가 10 mm인 경우이며, 20 mm의 경우에는 (b)에 나타내었다. 높이 10 mm의 경우에는 폭방향으로 좁고 긴 영역에서 높은 온도영역을 나타내고 있으며, 높이 20 mm의 경우에는 10 mm의 경우보다 넓은 영역에 걸쳐 온도변화가 뚜렷하게 나타나고 있다.

각각의 같은 시간대에서 바닥면에서의 온도에 대한 수치해석결과를 Fig. 12에 나타내었다. 실험에서 얻어진 액정의 색상 값의 변화와 거의 유사한 형태의 온도변화를 나타내고 있다. 시간의 경과에 따라 유입공기의 온도 증가에 의해 하류 바닥면 전체의 온도가 상승하고 있음을 확인할 수 있다. 또한 와동발생기 하류에서 두개의 높은 온도영역이 점점 하류로 이동하면서 폭방향으로 확장되어지는 것을 확인할 수 있다.

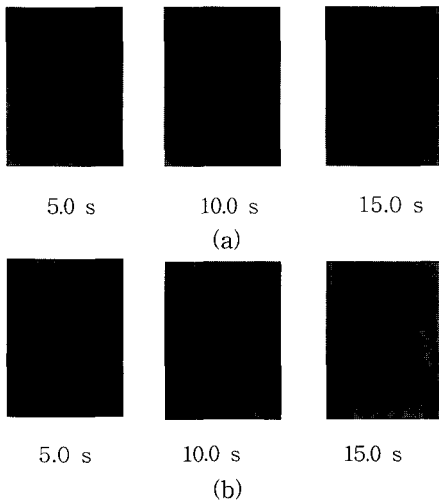


Fig. 11 Color changes of liquid crystal on the wall surface with time variation ((a) $b=10$ mm, (b) $b=20$ mm)

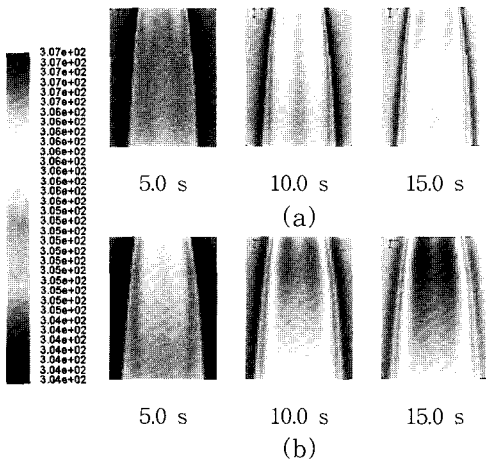


Fig. 12 Temperature changes of numerical analysis on the wall surface with time variation ((a) $b=10$ mm, (b) $b=20$ mm)

시간의 경과에 따라 변하는 바닥면에서의 온도분포를 이용하여 Fig. 7에서 언급되어진 절차에 따라 N_u 수를 구하였다. 와동발생기 하류 바닥면에서 열전달증대 효과를 알기 위해 N_{u_0} 수로 무차원화하였다. 마찬가지로 수치해석 결과에서도 동일하게 적용하였다. 여기서 N_{u_0} 는 와동발생기를 부착하지 않고 측정한 바닥면에서의 N_u 수이다.

각 시간변화에 따른 바닥면에서의 평균 N_u 수를 Fig. 13에서 수치해석 결과와 비교하였다. 실험적으로 얻어진 N_u 수는 실험 시작 후 시간이 경과함에 따라 거의 일정한 값을 유지하게 된다. 수치해석에서도 이와 유사한 경향을 보이고 있으며, 수치해석 결과와는 초입부를 제외하고 약 6%의 오차를 보이고 있다. 이러한 오차의 원인은 실제 실험에서 사용된 측정면이 액정과 블랙페인트로 도포 되어 있기 때문에 표면 거칠기가 수치해석에 주어진 조건과 차이가 있기 때문인 것으로 생각된다. 그리고 초입부에서 불일치한 결과는 Fig. 8에서 언급한 무차원화된 온도의 시간함수가 실제 측정치와의 오차에 의한 것으로 판단된다.

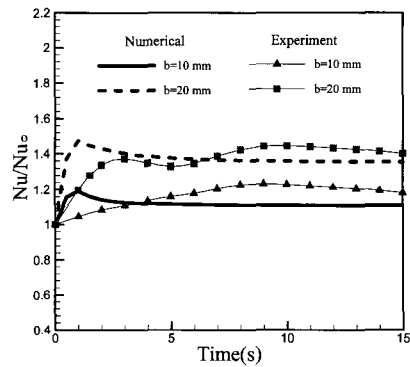


Fig. 13 Dimensionless average Nusselt number profiles on the wall surface with time variation

Fig. 14는 유동에 수직한 방향의 평균 N_u 수를 유동방향에 대해 나타내었다. 그림에서 나타나는 바와 같이 실험 및 수치해석을 통한 열전달계수 값은 와동발생기 하류 200mm 까지는 거의 일정한 값이 유지하다가 200mm 이후의 하류에서 다소 완만하게 감소하고 있다. 이것은 와동의 강도

가 급속하게 감소되는 영향인 것으로 파악되며, 이와 같은 현상은 Pauley⁽⁷⁻¹¹⁾ 등의 연구에서 다음과 같이 언급된 바 있다. 바닥면에서의 nusselt 수에 지배적으로 작용하는 인자는 종방향 주와동의 세기이며, 이러한 와동의 세기는 와동발생기 후류의 일정 시점에서 급속히 감소하는 경향이 있음을 밝히고 있다.

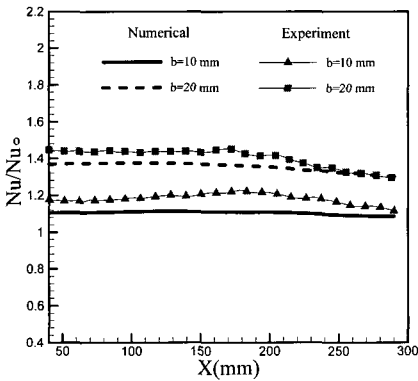


Fig. 14 Streamwise distributions of the spanwise averaged Nusselt number

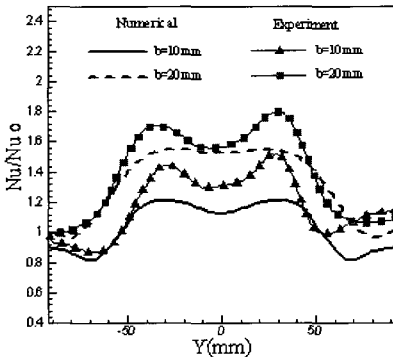


Fig. 15 Spanwise distributions of the streamwise averaged Nusselt number

와동발생기 부착으로 인한 열전달 증대 효과는 그림에서 보이는 것과 같이 실험 및 수치해석 결과에서 b=10mm 에서 약 120 %, b=20mm 에서 약 140 %에 달하는 것으로 와동발생기의 면적비에 비해 그 효과가 탁월함을 확인할 수 있다.

Fig. 15에서는 유동방향의 평균 N_u 수를 유동에 수직한 단면방향으로 나타내었다. 실험과 수치해석의 결과에서와 같이 전 영역에 걸쳐서 와동

발생기 하류에서 두개의 최대 열전달계수 값이 나타나고, 이러한 결과는 기존의 삼각익을 이용한 정상상태의 연구⁽⁷⁻⁹⁾에서도 유사한 경향을 나타내고 있다. 수치해석결과 보다 최대 열전달계수 값이 보다 명확하고 높게 나타나는 것은 앞에서 언급한 것과 같이 바닥면에서의 마찰정도의 차이로 인한 것이며, 와동의 세기가 보다 강한 곳에서 이러한 마찰의 영향이 더욱 뚜렷하게 나타나고 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

비정상상태하에서 국소열전달 측정방법을 위한 과도액정기법이 연구되었다. 이 기법의 검증을 위해 종방향 와동쌍을 가지는 벽면에서의 열전달 특성이 조사되었으며, 이러한 종방향와동은 사각형 와동발생기를 이용하여 생성되었다. 스테인레스 메쉬 히터가 과도상태의 유입공기의 온도를 열기 위해 사용되었고, 이로부터 일정 시정수를 가지는 유입온도에 대한 간단한 지수형 온도 곡선식을 얻었다. 유도된 식으로부터 국소열전달 계수 값을 계산하였고, 이를 수치해석 결과와 비교되었다. 과도상태하에서 폭방향의 N_u 수의 분포에서는 두개의 최고값이 나타나며, 측정벽면의 평균 N_u 수는 시간에 따라 거의 일정하다. 이러한 결과는 수치해석 결과와 기존의 연구결과와 비교하여 어느 정도의 유사성을 가지고 있음을 확인할 수 있었다. 따라서 이론해석을 이용한 과도액정기법이 신뢰할만하며, 실제 공학적응용에서 적용 가능성을 확인시켜 주고 있다. 또한 본 실험에서 수행된 액정을 이용한 과도상태의 열전달 측정 방법은 대규모의 열교환장치의 표면의 열전달 측정에 적용할 경우 정상상태의 방법에 비해 시간 및 비용절감 측면에서 매우 유용하게 응용될 수 있을 것으로 판단된다.

참고문헌

[1] Baughn, J. W., "Liquid Crystal Methods for Studying Turbulent Fig.

- 14 Streamwise distributions of the spanwise averaged Nusselt number Heat Transfer," International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 16, No. 5, pp. 364-375, 1995.
- [2] Chyu, M. K., Ding, H., Downs, J. P. and Soechting, F. O., "Determination of Local Heat Transfer Coefficient Based on Bulk Mean Temperature Using a Transient Liquid Crystals Technique," Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 18, pp. 142-149, 1998.
- [3] Ireland, P. T., Neely, A. J., Gillespie, D. R. H. and Robertson, A. J., "Turbulent Heat Transfer Measurements Using Liquid Crystals," International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 20, pp. 355-367, 1999.
- [4] Gillespie, D. R. H., "Intricate Internal Cooling Systems for Gas Turbine Blading," Doctor of Philosophy Thesis, University of Oxford, 1996.
- [5] Moffat, R. J., "Contributions to the Theory of Single-Sample Uncertainty Analysis," Journal of Fluids Engineering, Vol. 104, June, pp. 250-260, 1982.
- [6] FLUENT users guide, version 5.6, 2001.
- [7] Hong, C. H., Yang, J. S., and Lee, K. B., "An Experimental Study on the Effects of the Boundary Layer and Heat Transfer by Vortex Interactions (I)," Journal of KSME(B), Vol. 24, No. 2, pp. 288-297, 2000.
- [8] Kwon, S. I., Yang, J. S. and Lee, B. K., "The Experimental Study of the Interaction Between the Flow and Temperature Field and a Boundary Layer Due to a Variety of

the Height of a Vortex Generator," Journal of KSME(B), Vol. 26, No. 1, pp. 82-93, 2002.

- [9] Yang, J. S., Lee, K. B., "A Numerical Simulation of Longitudinal Vortex in Turbulent Boundary Layers," Journal of KSME(B), Vol. 24, No. 6, pp. 802-813, 2000.
- [10] Han, D. J., An experimental Study on the Interaction and Flow Characteristics of Longitudinal Vortex Pairs, Master of Science Thesis, Pusan National University, 1999.
- [11] Weshphal, R. V., Pauley, W. R. and Eaton, J. K., "Interaction Between a Vortex and a Turbulent Boundary Layer-Part I: Mean Flow Evolution and Turbulence Properties," NASA TM88361, 1987.

저 자 소 개



홍철현 (洪徹弦)

1970년 8월생, 1997년 부산대학교 공과대학 기계공학과 졸업, 1999년 동대학원 졸업(석사), 2004년 동대학원 졸업(박사), 현재 부산대학교 기계설계전산화인력양성센터 전임연구원.



양장식 (梁長植)

1961년 1월생, 1984년 부산대학교 공과대학 기계공학과 졸업, 1995년 동대학원 졸업(박사), 현재 부산대학교 기계기술연구소 전임연구원.



이기백 (李起白)

1938년 8월생, 1964년 서울대학교 물리학과 졸업, 1968년 경북대 대학원 졸업(석사), 1983년 동대학원 졸업(박사), 1991년-1993년 부산대학교 공과대학 특성화 공학부장, 1970년 - 현재 부산대학교 공과대학 기계공학부 명예교수.