

이중창 공기층의 최적두께에 관한 수치해석

황 호 준¹, 최 형 권^{2*}

서울산업대학교 대학원, 서울산업대학교 기계공학과

Numerical Analysis of Optimum Air-Layer Thickness in a Double Glazing Window

Ho June Hwang¹, Hyoung Gwon Choi^{2*}

Department of Mechanical Engineering, Seoul National University of Technology, Seoul 139-743, Korea

(Received October 21, 2004; revision received December 28, 2004)

ABSTRACT: Double pane window system, in which an air layer with a finite width is filled between glasses, is used in order to increase the insulation efficiency. In the present study, a conjugate heat transfer problem of a double pane window system has been studied numerically in order to investigate the effect of an air layer on the heat transmittance of the double pane window system using a finite element method based on P2P1 basis function. In this study on the conjugate heat transfer of a double pane window system, numerically predicted Nusselt numbers with or without conjugate heat transfer effect have been compared with an available existing empirical formula. It has been found that a Nusselt number from an existing formula for an enclosed space is different from that obtained from the present conjugate heat transfer analysis mainly due to the effects of a very high aspect ratio and conjugate heat transfer mechanism. Furthermore, it has been shown that the numerically estimated optimal air thickness of the double pane window system with conjugate heat transfer effect is a little bit longer than that obtained without considering conjugate heat transfer effect.

Key words : Conjugate Heat Transfer(복합 열전달), Double Pane Window(이중창), Optimum Air-Layer Thickness(최적 공기층 두께)

기 호 설 명

g : 중력 [m/s^2]

h : 열전달계수 [W/m^2K]

H : 유리창 높이 [m]

γ : 항등 텐서

k : 열전도계수 [W/mK]

L : 특성 길이 [m]

\vec{n} : 단위법선 벡터

Nu : Nusselt 수, hL/k

p : 압력 [N/m^2]

Pr : Prandtl 수, ν/α

q : 압력 형상함수

Ra : Rayleigh 수, $\frac{g\beta(T_h - T_c)L^3}{\nu\alpha}$

S : 유리창 표면

* Corresponding author

Tel.: +82-2-970-6312; fax: +82-2-949-1458

E-mail address: hgchoi@snut.ac.kr

- t : 시간 [s]
 T : 온도 [K]
 u, v : x, y 방향 속도성분 [m/s]
 \vec{W} : 속도 형상함수

그리스 문자

- α : 열 확산율 [m²/s]
 β : 열팽창 계수 [K⁻¹]
 δ : 공기층 두께 [mm]
 μ : 점성계수 [kg/ms]
 ν : 동 점성계수 [m²/s]
 ρ : 밀도 [kg/m³]
 $\vec{\sigma}$: 응력텐서
 $\vec{\sigma}$: 열유속
 $\vec{\tau}$: 전단응력텐서

상첨자

- $*$: 무차원 변수
 emp : 경험식
 n : 시간 단계

하첨자

- a : 공기층
 avg : 평균 값
 c : 차가운 면
 g : 유리창
 h : 뜨거운 면
 max : 최대 값

1. 서 론

창은 열전달 및 환기와 관련이 있을 뿐만 아니라 실내거주자의 쾌적함과 심리적인 요소 등 공간 환경의 질과도 밀접한 관계를 가지고 있다. 특히, 에너지 손실면에 있어서 창문은 벽체, 지붕과 같은 외부구조에 비해 매우 취약한 부위이므로 에너지절약 측면에서 깊이 고려되어야 할 부분이다. 본 논문에서는 창문을 통하여 손실되는 열에너지의 양과 특성을 알아보기 위해 이중창의

구조를 가지는 창문에 대하여 유리창을 통한 전도는 무시하고 공기층의 대류만을 고려한 열전달 현상과 유리창을 통한 전도와 공기층을 통한 대류를 동시에 고려한 복합열전달 현상을 각각 수치해석 한다.

이중창의 열전달과 관련하여 여러 선행연구들이 수행되었다. Gan⁽¹⁾은 이중창에서의 대류열전달계수, 열저항 및 열관류율의 변화를 유리창을 통한 전도를 무시하고 대류만을 고려하여 2차원 수치해석을 통하여 살펴보고, 경계조건인 유리창 내외표면의 온도는 일정온도 조건으로 하였다. 그는, 공기층의 두께에 따른 열관류율의 변화를 살펴본 결과, 어느 최적 공기층의 두께까지는 열관류율이 감소하다가 그 보다 커지면 대류열전달이 활성화 되어 다시 완만하게 증가함을 보였고, 복사 열전달량은 공기층의 두께에 크게 영향을 받지 않음을 보였다. Aydin⁽²⁾은 이중창에서의 열전달율을 계산하기 위하여 2차원 자연 대류를 수치해석 하였다. 경계조건인 유리창 외표면의 온도는 서로 다른 기후를 갖는 4개 지역에서 겨울철 평균온도의 값을 각각 구하여 외표면에 일정온도 조건으로 지정하였다. 그는 주어진 유리창의 내외표면의 온도차에 대하여 공기층의 두께의 변화에 따른 열전달율을 계산하여, 열전달율이 최소가 되는 최적 두께가 존재함을 보였고, 서로 다른 온도차에 대한 공기층의 최적 두께를 제시하였다. Larsson et al.⁽³⁾은 두개의 공기층을 갖는 삼중창에서 열유동장을 해석하고 열관류율에 대해 조사하였다. 창문 사이에는 공기보다 열전달계수가 낮은 krypton-gas를 주입하였고, 경계조건인 유리창 내외표면의 온도는 실험에서 얻은 값을 일정온도 조건으로 지정하여 수치해석 한 후, 두개의 공기층에서의 Nusselt 수를 서로 비교함으로써 삼중창의 단열성능을 알아보았다. Hwang and Lee⁽⁴⁾는 이중창의 열적인 성능을 알아보기 위해 이중창 공기층의 두께에 따른 열관류율 값과 창문의 경사도에 따른 열관류율 값을 실험을 통하여 알아보았고, 열전달 관계식을 통한 계산 값과 실험 값을 서로 비교하였다. 경사창의 열전달 특성을 고찰하여 각 창 열관류율을 비교한 결과 창 열의 경사도에 따른 열관류율 값은 수직창을 기준으로 창 열의 경사도가 수평창으로 변화할수록 증가함을 보였다. Jang et al.⁽⁵⁾은 이중창 사이의 간격이 넓어짐에 따라 대류에 의한 열전달이 크게 나타나

이중창 절연 문제에 대한 보완책으로 이중창 중앙에 하나의 유리창을 더 설치한 삼중창과 이중창 중간 높이에 스페이서(spacer)를 설치하여 대류유동 강도를 줄이는 방안에 대해 연구하였다. 그들은 실험 및 수치해석 방법을 토대로 하여 다양한 형태의 다중창에 대한 열전달 성능을 분석하였다. 삼중창, 이중창 및 스페이서에 의해 열 차폐효과를 준 이중창들에 대해서 대류유동 강도와 에너지 절약 효과를 서로 비교함으로써 다중창이 이중창보다 단열 효과를 향상시킴을 보였다. 복합열전달의 해석과 관련하여 Dong and Li⁽⁶⁾는 2차원 단면을 갖는 고체 벽의 전도와 유체의 대류를 고려한 복합열전달 현상을 유한체적법을 이용하여 수치해석 하였다. 평균 Nusselt 수는 고체 벽의 열전도 계수와 Rayleigh 수가 증가함에 따라 커짐을 보였고, 전체 계산 영역에서 고체 벽의 두께와 유체 부분의 두께가 차지하는 비율을 변화시키면서 평균 Nusselt 수의 변화를 수치적으로 확인하였다. Misra and Sarkar⁽⁷⁾는 2차원 단면을 갖는 고체 벽의 전도와 유체의 대류가 동시에 고려되는 문제를 유한요소법을 이용하여 해석하였다. 각각 다른 벽 두께를 가지는 형상들의 열유동장을 비교하여 벽두께와 전도계수가 복합열전달에 미치는 영향에 대해 연구하였다.

본 연구에서는 이전의 연구들을 확장하여 내외부면 pair-glass 사이에 공기를 주입한 이중창에 대해 유리창의 전도를 무시한 경우와 공기층의 대류와 유리창의 전도를 동시에 고려한 복합열전달을 각각 해석하여 기존 문헌에 존재하는 열전달 상관 관계식에서 유도한 열전달율과 수치해석의 결과 값을 서로 비교하였다. 그리고, 유리창의 전도를 무시한 경우와 전도를 고려하였을 때, 이중창 공기층의 두께 변화에 따른 열전달율을 살펴보고, 열전달율이 최소가 되는 공기층의 최적 두께에 대해 알아보하고자 한다.

2. 수치해석 기법

2.1 지배방정식

연속방정식

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

운동량 방정식

$$\rho \frac{D\vec{u}}{Dt} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{u} + \rho g \beta (T - T_c) \hat{j} \quad (2)$$

에너지 방정식

$$\frac{DT}{Dt} = \alpha \nabla^2 T \quad (3)$$

수치해석을 위해 아래와 같은 무차원화 된 변수들을 도입 하면, 무차원화 된 연속, 운동량, 에너지 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$u^* = \frac{u}{\alpha L}, \quad x^* = \frac{x}{L}, \quad T^* = \frac{T - T_c}{T_h - T_c},$$

$$t^* = \frac{t}{L^2/\alpha}, \quad p^* = \frac{pL^2}{\rho \alpha^2}$$

$$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0 \quad (1^*)$$

$$\rho \frac{D\vec{u}^*}{Dt^*} = -\nabla p^* + \text{Pr}(\nabla^2 \vec{u}^*) + \text{RaPr}T^* \hat{j} \quad (2^*)$$

$$\frac{DT^*}{Dt^*} = \nabla^2 T^* \quad (3^*)$$

여기서, $\text{Ra} = \frac{g\beta(T_h - T_c)L^3}{\nu\alpha}$, $\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha}$ 이다.

2.2 수치해석 기법

수치해석으로는 Yoo and Choi⁽⁸⁾에 의해 개발된 유한요소법에 근거한 비압축성 유동해석 코드인 PAT-Flow code를 사용하였다. 사용된 기법을 정리하면 다음과 같다.

1단계 : Navier-Stokes 방정식과 연속방정식에 P2P1 Galerkin 유한요소법과 발산정리를 적용하면 다음의 식을 얻는다.

허용되는 모든 함수 $\vec{W} \in V$ 와 $q \in P$ 에 대해 다음 식을 만족하는 $\vec{u} \in H_h^1(\Omega)$ 와 $p \in L_h^2(\Omega)$ 을 찾는다.

$$\int (\vec{W} \cdot \rho \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} \right) + \nabla W \cdot \vec{\sigma}) d\Omega = \int \vec{W} \cdot \vec{\sigma} \cdot \vec{n} d\Gamma + \int \vec{W} \cdot \rho \vec{g} \beta (T^n - T_c) d\Omega \quad (4)$$

$$\int q \nabla \cdot \vec{u} d\Omega = 0$$

위에서 \vec{W} 과 q 는 각각 속도와 압력에 대한 형상함수인데 본 연구에서는 P2P1 유한요소법을 적용하므로 각각 2차와 1차 다항식으로 표현되고, $V = \vec{W} | \vec{W} \in H_h^1(\Omega)$, $\vec{W} = 0$ on Γ_g , $P = q | q \in L_h^2(\Omega)$, Ω 와 Γ 는 각각 유체 영역과 그 경계, Γ_g 는 Dirichlet 경계조건이 주어지는 유체 경계이다. ρ 는 유체의 밀도, \vec{u} 는 유체의 속도 벡터, $\vec{\sigma}$ 는 응력 텐서로 $\vec{\sigma} = -p \mathcal{I} + \tau$ 인데, p 는 압력, \mathcal{I} 와 τ 는 각각 항등 텐서(identity tensor)와 전단응력 텐서이다. Stokes 가정에 의해 $\tau = \mu[\vec{u} + (\nabla \vec{u})^T]$ 로 표현되고, μ 는 유체의 점성계수이다. \vec{n} 은 유체 경계 Γ 에 수직인 단위법선 벡터이다. 식 (4)에 수치적분을 적용하여 얻어진 요소행렬을 조립하면 다음과 같은 전체행렬을 얻는다.

$$\begin{bmatrix} A_{uu} & A_{uv} & B_u \\ A_{vu} & A_{vv} & B_v \\ (B_u)^T & (B_v)^T & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ v \\ p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_u \\ f_v \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

위의 행렬을 풀어 속도장과 압력장을 갱신한 후 2단계에서 온도장을 구한다.

2단계 : 1단계에서 갱신된 속도분포 \vec{u}^{n+1} 을 이용하여 갱신된 온도 분포 T^{n+1} 을 전체 영역에서 구한다. 이산화 과정은 1단계에서와 같이 Galerkin 방법을 이용한다.

허용되는 모든 $W \in \mathcal{J}$ 에 대해서 다음의 식을 만족하는 $T^{n+1} \in H_h^1(\Omega)$ 을 찾는다.

$$\int \left[W \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{u}^{n+1} \cdot \nabla T \right) + \alpha \nabla W \cdot \nabla T \right] d\Omega = \int W \cdot \vec{\sigma} \cdot \vec{n} d\Gamma \quad (6)$$

여기서, $\mathcal{J} = \{ W | W \in H_h^1(\Omega), W = 0 \text{ on } \Gamma_g \}$ 이고, $\vec{\sigma} = \alpha \nabla T$ 는 경계에서의 열유속을 나타낸다.

2.3 코드의 검증

수치해석 기법의 검증을 위해 선택된 문제의 경계조건 및 격자계는 Fig. 1에 도시된 것과 같고, 수치 결과는 Davis⁽⁹⁾의 수치해와 비교하였다. Table 1은 본 연구에서 얻어진 Rayleigh 수의 변화 ($Ra = 10^3, 10^4, 10^5, 10^6$)에 따른 평균된 Nusselt 수의 값들을 기존의 연구 결과들과 비교한 것이다. 본 연구에서 얻은 Nusset 수는 Davis⁽⁹⁾의 표준해와 약 0.5% 이내로 상당히 잘 일치함을 확인하였다. Table 2는 Rayleigh 수의 변화 ($Ra = 10^3, 10^4, 10^5, 10^6$)에 따른 v_{max}의 변화

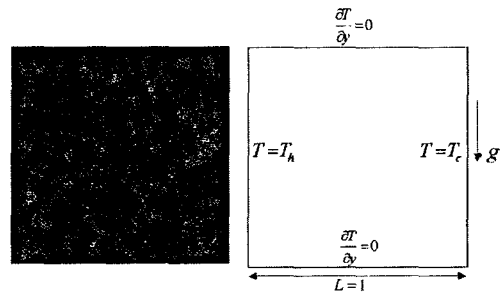


Fig. 1 Geometry and boundary condition for a benchmark problem.

Table 1 Comparison of Nusselt number

Ra	Present results	G. DeVahl Davis ⁽⁹⁾	Choi et al ⁽¹⁰⁾	Relative error $\left \frac{\text{Present} - \text{Davis}}{\text{Davis}} \right \cdot 100\%$
10^3	1.118	1.118	1.143	0.022
10^4	2.246	2.243	2.264	0.169
10^5	4.525	4.519	4.530	0.124
10^6	8.830	8.800		0.343

Table 2 Comparison of the maximum vertical-velocity

Ra	Present results	G. De Vahl Davis ⁽⁹⁾	Choi et al ⁽¹⁰⁾	Relative error $\left \frac{\text{Present} - \text{Davis}}{\text{Davis}} \right \cdot 100\%$
10^3	3.688	3.697	3.726	0.241
10^4	19.589	19.617	19.801	0.139
10^5	68.200	68.590	69.020	0.562
10^6	220.680	219.360		0.604

를 나타낸 것으로 v_{max} 는 사각 공간의 중심에서 수평선을 따르는 선상에서 최대 속도로 각각 정의하였고, Nu_{avg} 는 다음 식과 같이 정의하였다.

$$N_{avg} = \int_0^1 \frac{\partial T^*}{\partial x^*} dy \Big|_{x=0} \quad (7)$$

3. 수치해석 결과

3.1 계산조건

이중창의 열-유동해석을 위한 경계조건 및 해석모델의 형상은 Fig. 2에 도시된 그림과 같다. 유리창의 전도를 무시한 경우의 온도 경계조건으로는 유리창을 제외한 부분의 수직 양쪽 벽면 (S_2, S_3)이 각각 고온 ($T_h=24^\circ\text{C}$)과 저온 ($T_c=-10^\circ\text{C}$)의 일정 온도조건으로 하였고, 나머지 수평 벽면에 대해서는 단열 조건을 적용하였다. 그리고, 공기층을 통한 대류와 유리창의 전도를 동시에 고려한 경우의 온도 경계조건으로는 유리창의 내외표면의 수직 양쪽 벽면 (S_1, S_4)이 각각 고온 ($T_h=24^\circ\text{C}$)과 저온 ($T_c=-10^\circ\text{C}$)의 일정 온도조건으로 하였고, 나머지 수평 벽면에 대해서는 단열 조건을 적용하였다. 속도에 관한 경계조건으로는 모든 벽면에서 점착조건을 사용하였다. $Pr=0.71$, $H=0.8$ m이고, $\delta=3\sim 27$ mm에 대하여 공기층의 두께를 3 mm씩 증가시켜가며 계산을 수행하였다. 이 경우에 δ 를 기준 길이로 계산한 Ra_δ 수는

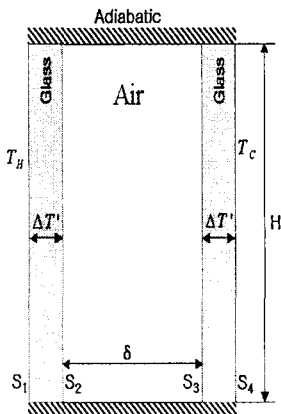


Fig. 2 Geometry of a double glazing window system.

$1.2 \times 10^2 < Ra_\delta < 8.6 \times 10^4$ 이다. 유동은 층류, 비압축성 그리고, 2차원 유동이라고 가정하였다.

3.2 수치해석과 경험식의 비교

본 연구에서는 유리창을 통한 전도를 고려한 경우와 그렇지 않은 두 가지 경우에 대해 공기층의 최적 두께를 수치해석을 통해 알아보고 경험식의 결과와 비교해 본다. 경험적인 Nusselt 수와 열전달율은 기존 문헌에 존재하는 밀폐공간에서의 자연 대류에 의한 열전달 관계식을 이용하였다.

3.2.1 격자계의 수렴검증

격자계의 검증을 위하여 공기층의 두께(δ)가 24 mm일 때, 전도를 무시한 경우에 대해 계산하여 본 연구의 계산조건과 일치하는 Aydin⁽²⁾의 격자 검증을 거친 해와 비교하였다. Fig. 3은 격자계 20×40, 40×60, 40×80, 40×100, 40×120 들을 사용했을 때 Nusselt 수의 변화를 나타내는 그림이다. y방향으로 격자수가 적을 경우에는 큰 차이를 보이는 반면에 격자수가 늘어남에 따라 수렴됨을 확인하였고, 본 연구에서는 Aydin⁽²⁾의 결과 값과 약 0.5% 이내의 차이를 갖는 40×120의 격자계를 모든 계산에 사용하였다.

3.2.2 전도를 무시한 경우

유리창을 통한 전도를 무시한 경우 수치해석에 사용되어진 경계 조건 및 격자의 형태는 Fig. 4

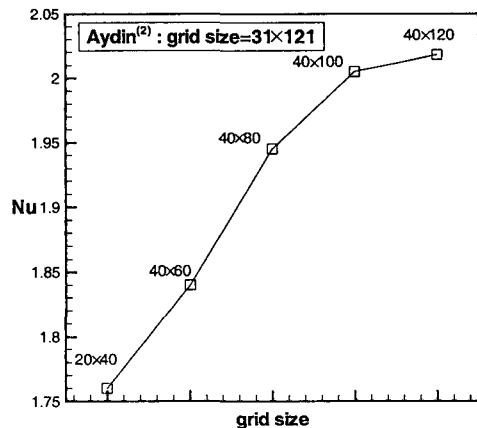


Fig. 3 Convergence of Nusselt number with grid size at $Ra_\delta=6.0 \times 10^4$.

와 같다. 경계 조건으로는 양쪽의 수직 벽면을 일정한 온도 조건으로 하였으며, 유리창을 통한 전도는 무시하고, 공기층을 통한 대류만을 고려하여 수치해석하였다.

아래 식 (10)으로부터 경험식에 근거한 열전달율을 구하기 위해서 기존 문헌에 존재하는 중형비가 큰 사각 공간 내에서의 Nusselt 수의 경험식⁽¹¹⁾을 이용하였다.

$$Nu_{\delta}^{emp} = 0.42 \cdot Ra_{\delta}^{1/4} \cdot Pr^{0.012} \cdot \left(\frac{H}{\delta}\right)^{-0.3}$$

$$\begin{cases} 10 < H / \delta < 40 \\ 1 < Pr < 2 \times 10^4 \\ 10^4 < Ra_{\delta} < 10^7 \end{cases} \quad (8)$$

$$h = \frac{Nu_{\delta}^{emp} k}{\delta} \quad (9)$$

$$q = hA\Delta T \quad (10)$$

Table 3은 기존 문헌에 존재하는 경험식⁽¹¹⁾을

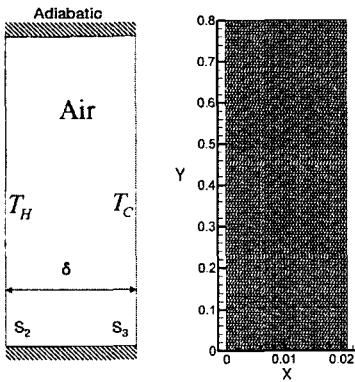


Fig. 4 Boundary condition and mesh for isothermal case.

이용하여 얻은 열전달율을 나타내고 있고, 전도를 무시한 경우의 수치해석 결과 값과 서로 비교하였다. 도표에 나타난 바와 같이 공기층의 두께가 3, 6 mm일 때 경험식을 이용하여 Nusselt 수를 구하게 되면 Nusselt 수가 1 보다 작은 값을 가지게 되지만, Nusselt 수의 정의에 의해 $Nu_{emp} < 1$ 인 경우 ($Ra < 10^3$)에는 $Nu=1$ 로 지정하였다. Fig. 5는 경험식⁽¹¹⁾, Aydin⁽²⁾ 그리고, 본 연구에서 수치해석하여 얻은 열전달율을 비교한 그래프이다. 본 연구에서 얻은 결과 값과 Aydin⁽²⁾의 결과는 잘 일치함을 알 수 있었고, 경험식과는 비교적 큰 차이를 나타내고 있음을 확인할 수 있다. 그 이유 중의 하나는 본 연구에서 사용한 사각공간의 중형비($H/\delta \gg 100$)가 경험식($10 < H/\delta < 40$)의 그것보다 큰 값을 가지기 때문인 것으로 여겨진다. 또한, Fig. 5에서 열전달율이 최소가 되는 공기층의 최적두께가 존재함을 알 수 있었고, 전도를 무시한 경우에는 그 값은 약 15~18 mm이다.

3.2.3 전도를 고려한 경우

유리창을 통한 전도를 고려한 경우 수치해석에

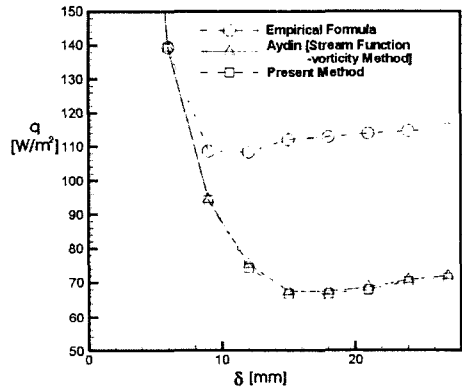


Fig. 5 Comparison of heat flux for isothermal case.

Table 3 Comparison of heat flux for isothermal boundary condition

	δ [mm]	3	6	9	12	15	18	21	24	27
	Ra_{δ}	1.2×10^2	9.4×10^2	3.2×10^3	7.5×10^3	1.5×10^4	2.5×10^4	4.0×10^4	6.0×10^4	8.6×10^4
q [W/m ²]	Emp. ⁽¹¹⁾ (Isothermal)	278.8	139.4	108.7	108.4	112.1	112.9	113.9	114.7	115.2
	Present Study (Isothermal)	279.1	139.3	94.2	74.2	66.8	66.8	67.9	70.3	71.3

사용되어진 경계 조건 및 격자의 형태는 Fig. 6 과 같다. 경험식을 이용하여 Nusselt 수, 열전달 율을 구하기 위해서는 유리창에서의 온도차($\Delta T' = T_{S1} - T_{S2}$)를 구해서 공기층과 접하는 유리창 양쪽 면(S_2, S_3)의 온도차를 구해야 된다. 먼저, 유리창의 온도차를 알아보기 위해 유리창 면에서 전도에 의한 열전달율과 공기층의 대류에 의한 열전달율이 같다는 조건으로부터 다음의 식을 얻는다.

$$q = -kA \nabla T = hA \Delta T \quad (11)$$

유리창 내의 온도분포는 선형이라 가정하고 Nusselt 수의 정의를 이용하면 위 식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$k_g \frac{\Delta T'}{t_g} = \frac{Nu_g k_a}{\delta} (\Delta T - 2\Delta T') \quad (12)$$

식 (8)을 이용하면, 식 (12)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

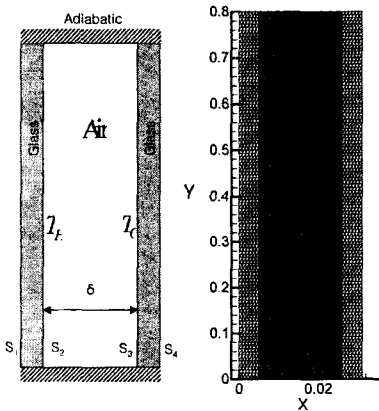


Fig. 6 Boundary condition and a mesh of conjugate heat transfer analysis.

$$\frac{\Delta T'}{\Delta T - 2\Delta T'} = 0.42 Ra_{\delta}^{1/4} Pr^{0.012} \left(\frac{H}{\delta}\right)^{-0.3} \frac{k_a t_g}{k_g \delta} \quad (13)$$

식 (13)에서 우변을 M으로 치환하면, $\Delta T'$ 을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\Delta T' = \frac{\Delta T \cdot M}{1 + 2 \cdot M} \quad (14)$$

Table 4는 식 (14)를 활용하여 공기층과 접하는 양쪽 유리면의 온도차를 구하고, 이를 이용하여 $Ra\delta$ 와 Nusselt 수를 얻은 후 경험식에 근거하여 계산한 열전달율 및 수치해석으로 얻어진 결과를 나타낸다. Fig. 7은 Table 4의 결과를 그래프로 나타낸 것이다. 공기층의 두께가 증가함에 따라 열전달율이 감소하다가 최적 두께를 지나면서 다시 증가하는 현상을 보여, 열전달율이 최소가 되는 공기층의 최적두께가 존재함을 확인하였다. Fig. 8은 공기층의 최적두께의 존재를 물리적으로 설명하기 위하여 이중창을 가로지르는 수평선($y = 0.4 \text{ m}$)을 따라서 온도와 수직방향 속도 성분(v)의 분포를 세 가지 공기층의 두께에 대하여

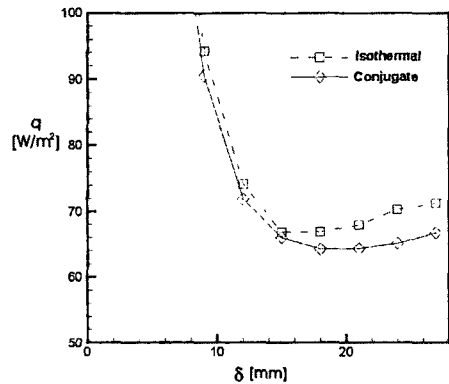


Fig. 7 Comparison of heat flux between isothermal and conjugate heat transfer analysis.

Table 4 Comparison of heat flux for conjugate heat transfer analysis

	δ [mm]	3	6	9	12	15	18	21	24	27
	Ra_{δ}	1.1×10^4	9.0×10^4	2.9×10^5	7.2×10^5	1.3×10^6	2.4×10^6	3.8×10^6	5.7×10^6	8.1×10^6
q [W/m ²]	Emp. ⁽¹¹⁾ (Conjugate)	266.2	132.9	103.6	103.9	106.6	107.1	108.3	108.9	109.4
	Present Study (Conjugate)	269.2	134.5	90.5	71.9	65.4	64.0	64.3	65.1	66.7

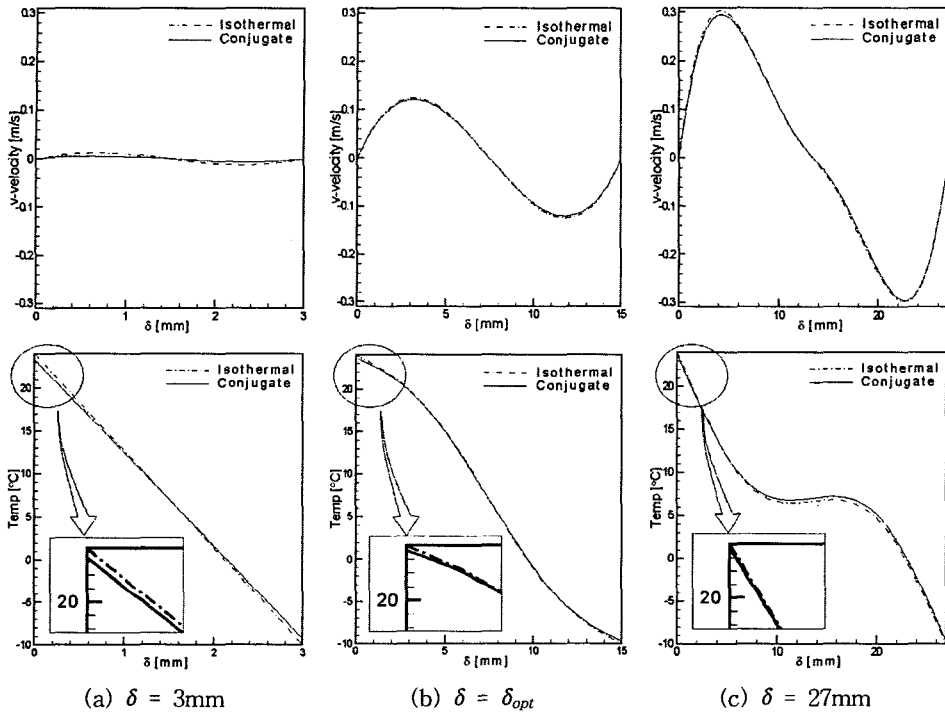


Fig. 8 Temperature and velocity profiles along the horizontal line($y = 0.4$ m) with the thickness of the air layer.

나타낸다. Fig. 8-(a)의 공기층의 두께가 아주 얇은 경우($Nu \sim 1$)에는 전도에 의한 열전달이 대류의 그것보다 우세하여 온도분포는 거의 선형이 된다. 따라서, 전도에 의한 열전달 모드가 지배적인 두께까지는 공기층의 두께가 증가함에 따라 이중창을 통한 열전달이 감소하는 경향을 유지한다. 공기층의 두께가 최적치 근처일 때의 온도분포는 전도에 의한 열전달 모드에 대류에 의한 열전달 모드가 추가되어 벽 근처에서 온도 구배는 전도가 지배적일 경우보다 감소하는 경향을 가진다. 한편, 공기층의 두께가 최적치 이상으로 두꺼워지면 높은 Nusselt 수에서 대류에 의한 열전달 모드가 더 지배적이 되어 저온부와 고온부의 공기가 대류에 의하여 에너지를 교환하므로 온도분포는 Fig. 8-(c)와 같이 벽 근처에서 심한 구배를 가진다. 따라서, 최적두께보다 공기층의 두께가 두꺼워지면 열전달이 다시 증가하게 됨을 Fig. 8로부터 알 수 있다. 한편, 본 연구에서 주어진 조건에서 전도를 무시한 경우는 $\delta=15\sim 18$ mm, 전도를 고려한 경우는 $\delta=18\sim 21$ mm일 때,

열전달율이 최소가 됨을 확인하였다.

4. 결론

이중창에서 복합열전달 특성을 고찰하고, 공기층 두께의 증가에 대한 열관류율 값을 비교하여, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 경험식과 수치해석을 이용하여 이중창에서 전도를 무시한 경우와 전도를 고려한 경우의 열전달율을 비교해보면 약 4~5 %의 차이를 보인다.
- (2) 기존 문헌에 존재하는 밀폐 공간 내에서의 자연 대류에 의한 열전달 관계식은 두개의 수직벽이 각각 다른 일정 온도로 유지되는 조건에서 유도하였다. 실제 이중창의 열전달 조건($H/\delta \gg 100, Ra < 10^5$)에 적용한 경우와 비교한 결과 상당한 차이를 보이므로 실제 이중창의 열전달 조건에 적용하기에는 부적합하며, 적합한 상관관계식의 유도가 필요하다.
- (3) 이중창에서 공기층 두께의 증가에 따른 열전달율의 변화를 살펴본 결과 공기층 두께가 증가

(3) 이중창에서 공기층 두께의 증가에 따른 열전달율의 변화를 살펴본 결과 공기층 두께가 증가함에 따라 열전달율은 계속 감소하다가 어떤 최적의 공기층 두께에서 최소가 됨을 확인하였고, 그 이상의 두께에서 열전달율은 크게 증가하지 않음을 확인하였다.

(4) 실내의 온도차가 34℃인 경우에서, 열전달율이 최소가 되는 공기층의 최적두께를 살펴보면, 전도를 무시하였을 경우는 약 $\delta=15\sim 18$ mm이고, 전도를 고려한 경우는 이보다 약간 증가하여 약 $\delta=18\sim 21$ mm임을 확인하였다.

참고문헌

1. Gan, G., 2001, Thermal transmittance of multiple glazing: computational fluid dynamics prediction, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, pp. 1583-1592.
2. Aydin, O., 2000, Determination of optimum air-layer thickness in double pane windows, *Energy and Buildings*, Vol. 32, pp. 303-308.
3. Larsson, U., Moshfegh, B., and Sandberg, M., 1999, Thermal analysis of super insulated windows (numerical and experimental investigations), *Energy and Buildings*, Vol. 29, pp. 121-128.
4. Hwang, H.-J., and Lee, K.-H., 2001, A study on the change of heat transmission coefficient according to the degree of windows slope, *Journal of Korean Housing Association*, Vol. 12, pp. 133-140.
5. Jang, D. S., Song, E.-Y., and Lee, S.-I., 1992, A numerical and experimental study of heat transfer through a double pane window to enhance thermal insulation of building, *Energy Engg. J.*, Vol. 1, pp. 66-75.
6. Dong, S.-F. and Li, Y.-T., 2004, Conjugate of natural convection and conduction in a complicated enclosure, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 2233-2239.
7. Misra, D. and Sarkar, A., 1997, Finite element analysis of conjugate natural convection in a square enclosure with a conducting vertical wall, *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.*, Vol. 141, pp. 205-219.
8. Yoo, J. Y. and Choi, H. G., 2003, PAT-Flow, Program registration number 2003-01-12- 1139.
9. De Vahl Davis, G., 1983, Natural convection of air in a square cavity a bench mark numerical solution", *Int. J. Num. Meth. Fluids*, Vol. 3, pp. 249-264.
10. Choi, H. G., Choi, H., and Yoo, J. Y., 1997, A fractional 4 step finite element formulation of the unsteady incompressible Navier-Stokes equations using SUPG and linear equal-order element methods, *Comput. Method. Appl. Engrg.*, Vol. 143, pp. 333-348.
11. MacGregor, R. K. and Emery, A. P., 1969, Free convection through vertical plane layer : moderate and high prandtl number fluid, *J. Heat Transfer*, Vol. 91, pp. 391.