

수평 급기가 레인지 후드 주위의 자연대류에 미치는 영향

김 병 국, 최 형 권^{*†}, 용 호 택^{*}, 이 명 호^{*}

서울산업대학교 대학원, ^{*}서울산업대학교 기계공학과

Horizontal Air-Jet Effect on the Natural Convection around a Range-Hood System

Byoung Guk Kim, Hyoung Gwon Choi^{*†}, Ho Taek Yong^{*}, Myeong Ho Lee^{*}

Graduate School of Industry and Engineering, Seoul National University of Technology, Seoul 139-743, Korea

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

(Received October 11, 2004; revision received February 1, 2005)

ABSTRACT: Horizontal air-jet effect has been utilized in some air conditioning systems in order to control the contaminated air indoor. In the present study, the flow and heat transfer of the contaminated air from a range hood system has been investigated with or without horizontal air-jet effect when the hood fan is on or off. For the present numerical experiment, PAT Flow code has been used. From the present numerical simulations, it has been shown that the air jet of a range hood generates coanda effect confining the contaminated air in a certain region. Furthermore, the qualitative relation between the flow rate of the capture air jet and the distribution pattern of the contamination has been discussed.

Key words: Horizontal air-jet(수평 급기), Natural convection(자연대류), Contaminated air(오염된 공기), Optimal velocity(최적속도)

기 호 설 명

g : 중력 [m/s²]

h : 열전달계수 [W/m²K]

\vec{l} : 항등텐서

L : 특성 길이 [m]

\vec{n} : 단위법선 벡터

Nu : Nusselt 수, hL/k

p : 압력 [N/m²]

Pr : Prandtl 수, ν/α

q : 압력 형상함수

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

T : 온도 [K]

u, v : x, y 방향 속도 성분 [m/s]

\vec{W} : 속도 형상함수

그리스 문자

α : 열 확산율 [m²/s]

β : 열팽창계수 [K⁻¹]

μ : 점성계수 [Kg/ms]

ν : 동점성계수 [m²/s]

ρ : 밀도 [kg/m³]

$\vec{\sigma}$: 응력텐서

$\vec{\sigma}$: 열유속

$\vec{\tau}$: 전단응력텐서

[†] Corresponding author

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

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

상첨자

- n : 시간 단계
 $*$: 무차원 변수

하첨자

- avg : 평균
 c : 차가운 벽
 h : 뜨거운 벽
 max : 최대값

1. 서 론

최근 에너지 절약 시공에 따라 건설된 고단열, 고기밀 공동주택의 경우 환기량이 부족하게 되고, 특히 주방 내에서 조리시 다량의 오염물질 발생과 온도 상승으로 인해 실내 환경을 악화시킨다. 따라서 오염물질과 가열된 공기를 효율적으로 배출시켜 실내로의 확산을 방지하는 주방 환기시스템은 설비 분야에서 중요한 부분을 차지하고 있다.

또한, 최근 들어 친환경적인 설비시스템의 중요성이 강조되면서 주방 내의 환기시스템에 의한 실내 환경 연구는 국외뿐만 아니라 국내에서도 활발히 연구되고 있다. Kim et al.⁽¹⁾은 공동주택 주방에서 요리시 가스렌지에서 발생하는 이산화탄소에 의한 실내 오염 정도를 고찰하고 가스렌지 및 창문의 위치에 따른 실내 오염 정도를 비교하였다. 가스렌지와 창문이 너무 근접하면 기류단락으로 인해 실내 오염이 증가될 수 있기 때문에 주방 설계시 위치선정의 중요성을 제시하였다. Kang and Han⁽²⁾은 주방 팬 가동시 보조급기의 유무에 따라 주방과 거실 내의 CO 및 CO₂ 농도를 실측하고 자연대류를 고려하지 않은 CFD를 통하여 포집효율을 예측하여 환기성능을 분석하였다. 배기후드에 보조급기를 가동할 경우 배기후드만 가동할 경우에 비해 열포집 및 가스포집 효율은 전반적인 증가를 보였으며 보조급기에 의한 공기가 에어커튼 역할을 함으로써 오염물질 및 열확산 방지효과를 보였다. Chiang et al.⁽³⁾은 주방에서의 CFD 해석과 실험을 통해 가스렌지에 의한 대류 열전달 내에서 채광창, 내부창이 각각 열린 경우와 후드가 작동된 경우에 대하여 유동장, 온도장

및 일산화탄소의 분포를 해석하였다. 오염공기의 밀집 부위는 가스렌지의 위치에 의존하며 채광창이 오염공기의 밀집 부위와 근접할 경우 배기능력이 뛰어난 것을 보였다. Park⁽⁴⁾은 배기 전용후드와 동시 급배기형 후드의 급기방식, 급기풍속, 배기풍속에 따른 국소 배기효율, 실내 온도분포를 실험을 통해 계측하여 배기성능 개선방안을 제시하였다. 국소 배기효율과 실내 온도분포 실험결과 배기 전용후드에 비해 동시 급배기형 후드의 우수함을 보였고 급기 방향보다는 급기유무가 후드성능에 미치는 영향이 큰 것을 보였다. Schrock⁽⁵⁾은 상업용 주방에서의 천장의 확산기(diffuser)의 보급급기에 기존의 후드시스템과 와 천장의 확산기와 싱크대 뒤 하향 급기에 의한 Backdrop plenum hood를 BTM(breathing thermal mannequin)으로 측정하여 열적 쾌적성을 비교하였으며 주방 설계시 복사부하에 대한 고려를 요구하였다. 한편, 수평 급기 효과는 실내 오염된 공기를 조절하기 위한 여러 공기조화시스템에 사용되어져 왔다. Yi⁽⁶⁾은 에너지 절감 차원에서 기존의 주방 후드에 수평 급기 효과에 의해 유인된 공기를 배기구를 통해 배출시키는 천장 수평 급기를 도입한 Capture air jet system을 제안, 실험을 통해 Capture air jet system과 기존의 후드만 사용한 주방에 대하여 온, 습도 및 환기 성능을 비교한 결과 Capture air jet system이 주방으로부터 열과 습기, 그리고 연소가스를 효과적으로 배출하는 것을 입증하였다. Yi et al.⁽⁷⁾은 기존의 배기후드와 천장면의 급기 노즐에서 수평으로 급기되는 기류의 코안다 효과를 이용하여 유인기류를 형성시키는 Capture Air Ventilation System에서 풍량 변환에 따른 온도 및 오염물질의 포집 효율의 변화를 실험과 자연대류를 고려하지 않은 CFD를 통해 연구하였다. 같은 후드 배기량의 조건에서 기존후드에 비해 CAV System의 포집효율이 높은 것으로 나타났다 또한 급배기 방식 및 위치선정에 대한 정밀실험 및 수치해석과 효율증대 방안에 대한 지속적인 연구의 필요성을 제시하였다.

본 연구에서는 수평 급기가 가스렌지에 의한 자연대류에 미치는 영향에 대하여 수치해석으로 해석한다. 기존의 레인지 후드 시스템에서 후드 팬이 작동할 경우 혹은 꺼져 있을 경우에 대하여 수평 급기가 있을 때와 없을 때에 자연대류에 의

해 생성되는 유동장과 오염공기 및 열원의 분포를 조사한다. 수치해석 기법으로는 유한요소법을 이용한 PAT Flow⁽¹⁰⁾ 코드를 사용한다. 해석결과로부터 각각의 경우에 대하여 주방 내의 유동장 및 온도장을 비교 검토한 후 수평 급기 효과가 실내 열원의 분포에 미치는 영향을 조사한다.

본 논문의 2장에서는 지배방정식과 수치해석 기법에 대해 서술하였으며, 3장에서는 수치해석 기법에 대한 검증과 레인지 후드 시스템에서 후드 팬이 꺼진 경우 혹은 작동할 경우 및 레인지 후드 시스템이 없는 경우에 대하여 온도장 및 유동장의 결과를 제시하였다. 4장에서는 결론을 도출한다.

2. 본 론

2.1 지배방정식 및 경계조건

본 연구에서는 Fig.1에서 도시한 레인지 후드의 수평 급기와 수직 급기가 실내 온도분포에 미치는 영향을 정성적으로 비교 분석하였고, 또한 수평 급기의 경우에 대하여 다음 3가지 경우를 수치해석하였다. Case 1은 레인지 후드가 꺼져 있고 수평 급기가 없는 자연대류에 의한 유동만이 존재할 경우, Case 2는 레인지 후드만 작동할

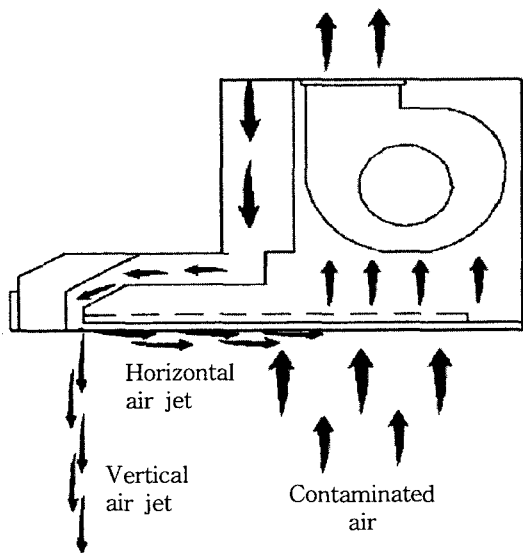


Fig. 1 Schematic diagram of horizontal air jet and vertical air jet.

Table 1 Simulation cases

	Range hood	Air-jet
Case 1	×	×
Case 2	○	×
Case 3	○	○

경우, 그리고 Case 3은 레인지 후드가 작동하고 수평 급기가 있을 경우이다. 이 3가지 경우에 대한 2차원 형상과 경계조건은 Fig.2와 같다.

Inlet 부분은 속도조건을, 레인지 후드와 Traction free를 제외한 부분에는 점착조건을, 그리고 Heat 부분은 온도조건을 부여하였다. 내부 초기 온도는 293 K로 설정하였다. 유동은 층류, 비압축성 2차원 유동이라고 가정하였고, 유동 및 열전달을 기술하는 지배방정식은 다음과 같다.

연속방정식

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

운동량방정식

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

에너지방정식

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

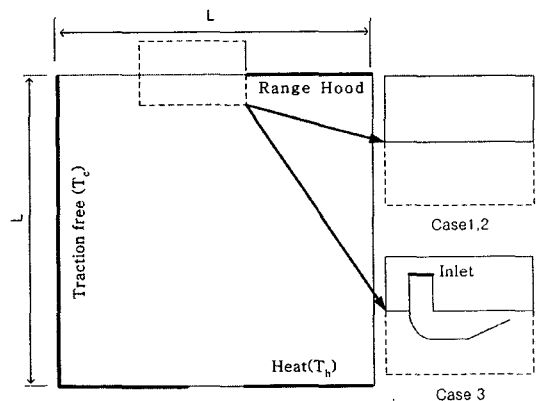


Fig. 2 Geometry and boundary condition.

수치해석을 위해 아래와 같은 무차원화된 변수들을 도입하면, 무차원 연속, 운동량, 에너지방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

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

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

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

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

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

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⁽¹⁰⁾에 의해 개발된 유한요소법에 근거한 비압축성 유동해석 코드인 PAT Flow 코드를 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 대해서 다음 식을 만족하는 $\vec{u} \in H_h^1(\Omega)$ 와 $p \in L_h^2(\Omega)$ 를 찾는다.

$$\int \left\{ \vec{W} \cdot \rho \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} \right) + \nabla W : \tilde{\sigma} \right\} d\Omega =$$

$$\int W \cdot \tilde{\sigma} \cdot \vec{n} d\Gamma + \int \vec{W} \cdot \rho \vec{g} \beta (T^n - T_c) d\Omega \quad (4)$$

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

위에서 \vec{W} 과 q 는 각각 속도와 압력에 대한 형상함수인데 본 연구에서는 P2P1 유한요소법을 적용함으로 각각 2차와 1차 다항식으로 표현되

고, $V = \{ \vec{W} \mid \vec{W} \in H_h^1(\Omega), \vec{W} = 0 \text{ on } \Gamma_g \}$, $P = \{ q \mid q \in L_h^2(\Omega) \}$, Ω 와 Γ 는 각각 유체영역과 그 경계, Γ_g 는 Dirichlet 경계조건이 주어지는 유체 경계이다. ρ 는 유체의 밀도, \vec{u} 는 유체의 속도 벡터, $\tilde{\sigma}$ 는 응력 텐서로 $\tilde{\sigma} = -p\hat{I} + \tilde{\tau}$ 인데, p 는 압력, \hat{I} 와 $\tilde{\tau}$ 는 각각 항등 텐서(identity tensor)와 전단응력 텐서이다. Stokes 가정에 의해서 $\tilde{\tau} = \mu[\nabla \vec{u} + (\nabla \vec{u})^T]$ 로 표현되고, μ 는 유체의 점성계수이다. \vec{n} 은 유체경계 Γ 에 수직한 단위법선 벡터이다. 식(4)에 수치적분을 적용하여 얻어진 요소행렬을 조립하면 다음과 같은 전체 행렬을 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 온도분포 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.

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

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

3. 결 과

3.1 수치해석 기법의 검증

사각 밀폐 공간에서의 자연대류를 해석하여, Davis⁽⁸⁾의 표준해와 비교하였다. 사각 밀폐 공간의 형상 및 경계조건은 Fig. 3과 같다. $\text{Pr} = 0.71$ 에

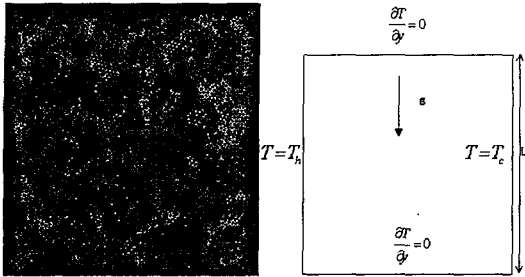


Fig. 3 Mesh and boundary condition of square cavity.

대하여 $Ra=10^3, 10^4, 10^5, 10^6$ 에서 계산하였고, 각 Rayleigh 수에서 얻어진 v_{max} , Nu_{avg} 는 Table 2, 3에서 기존의 연구결과와 비교되었다. v_{max} 는 사각공간의 중심에서의 수평선을 따르는 선상에서

y 방향 최대속도로 정의되고, Nu_{avg} 는 다음 식과 같이 정의하였다.

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

본 연구의 수치해에서 얻은 Nusselt 수와 v_{max} 는 Davis⁽⁸⁾의 표준해와 상당히 잘 일치함을 확인하였다.

3.2 결 과

Case 1, 2, 3 각각에 대하여 세 가지 Rayleigh 수($Ra=1.5 \times 10^6, 3 \times 10^7, 1.2 \times 10^8$)에 대해 계산을 수행하였다. Case 3의 급기속도는 레인지 후드와 급기가 모두 없을 경우 자연대류에 의한 수평 최

Table 2 Comparison of the maximum vertical velocity

Ra	Present results	G. De Vahl Davis ⁽⁸⁾	Choi et al. ⁽⁹⁾	Relative error $\left[\frac{\text{Present} - \text{Davis}}{\text{Davis}} \right] \times 100\%$
10^3	3.688	3.697	3.726	0.241
10^4	19.589	19.617	19.801	0.139
10^5	68.20	68.59	69.02	0.562
10^6	220.68	219.36		0.604

Table 3 Comparison of Nusselt number

Ra	Present results	G. De Vahl Davis ⁽⁸⁾	Choi et al. ⁽⁹⁾	Relative error $\left[\frac{\text{Present} - \text{Davis}}{\text{Davis}} \right] \times 100\%$
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

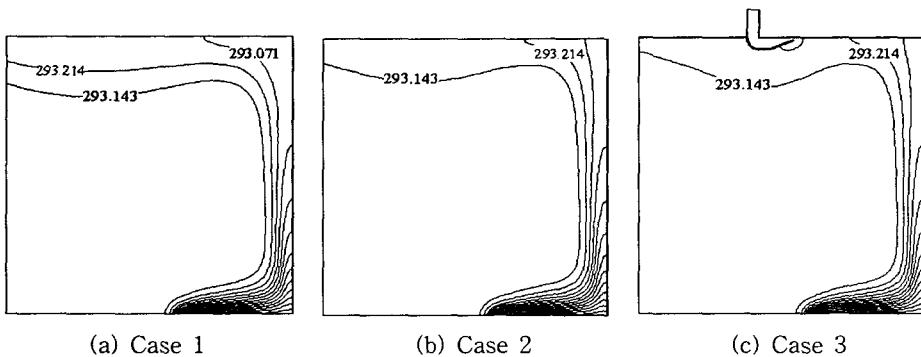


Fig. 4 Contour maps of temperature for three cases at $Ra=1.5 \times 10^6$.

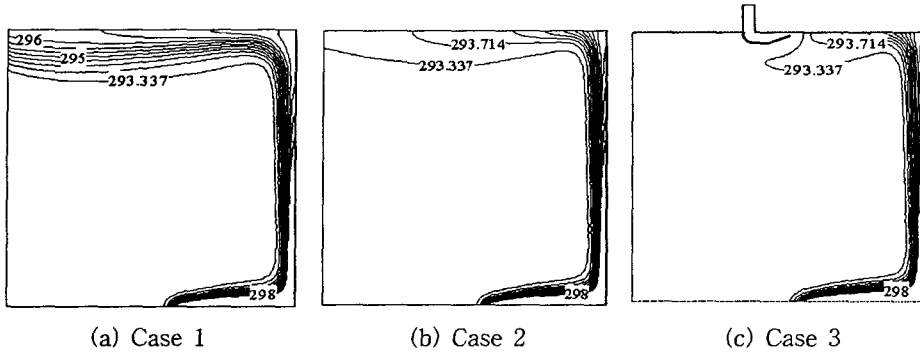


Fig. 5 Contour maps of temperature for three cases at $Ra=3 \times 10^7$.

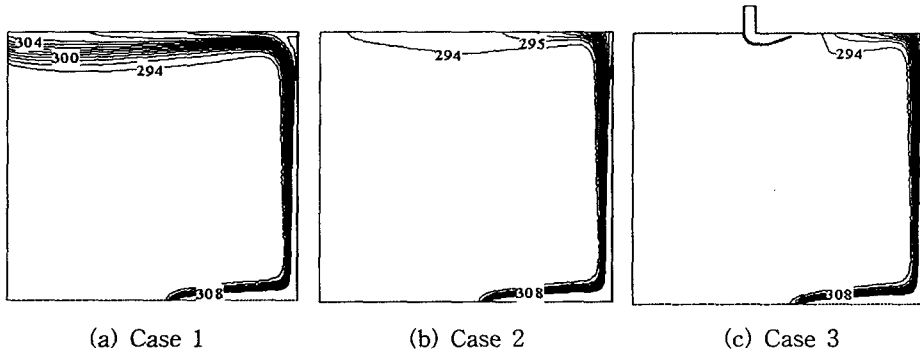


Fig. 6 Contour maps of temperature for three cases at $Ra=1.2 \times 10^8$.

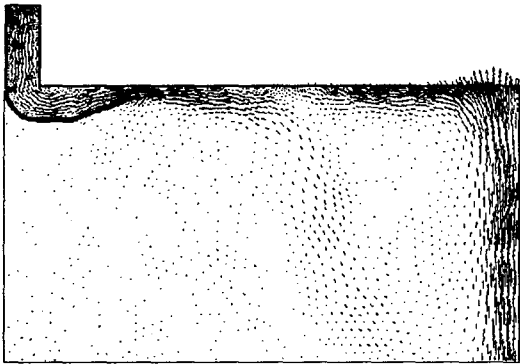


Fig. 7 Vector field and pressure field at $Ra=1.2 \times 10^8$, Case 3.

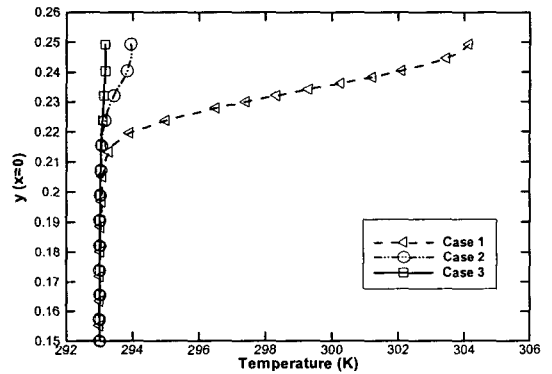


Fig. 8 Comparison of temperature at $Ra=1.2 \times 10^8$.

대속도를 근거로 하여 계산하였다. Fig. 4~6은 $Ra=1.5 \times 10^6, 3 \times 10^7, 1.2 \times 10^8$ 에서의 Case 1, 2, 3 각각에 대한 온도장이다. Case 1에 비하여 Case 2의 온도 확산이 적은 것을 볼 수 있다. 이는 레인지 후드가 작동할 경우 상대적으로 높은 온도의 공기가 외부로 배출되고, Case 1의 경우는 자

연대류에 의해 열기가 확산되기 때문이다. Case 2에 비하여 Case 3의 온도 확산은 줄어든 것은 Fig. 7에서 온도장과 속도장을 통해 확인할 수 있다. 수평 급기효과로 인한 유인기류 형성과 에어 커튼 현상에 의해 열확산이 방지되는 것을 확인하였다. 또한 온도차가 커질수록 우측 벽면으로

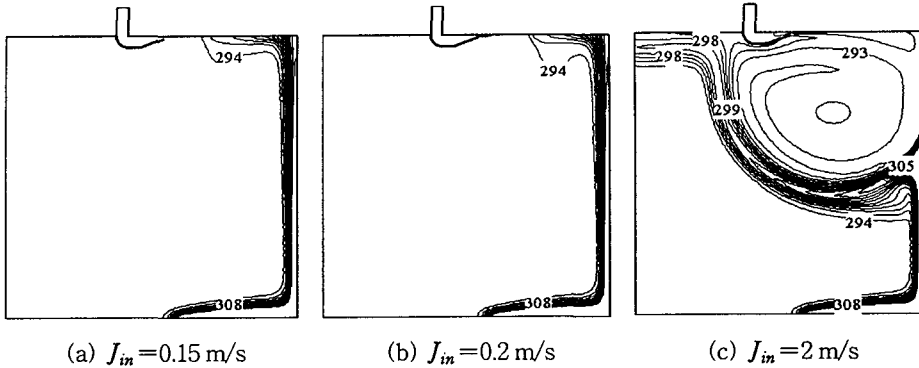


Fig. 9 Contour maps of temperature at $Ra=1.2 \times 10^8$ (Case 3).

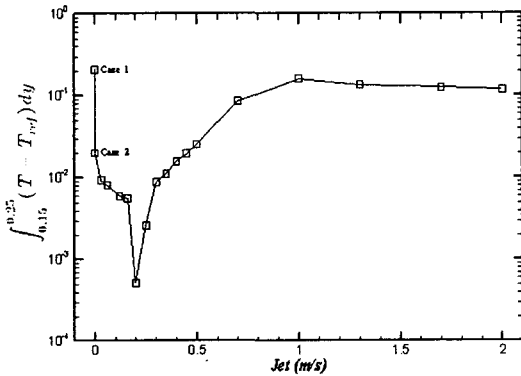


Fig. 10 Comparison of heat flux at $Ra=1.2 \times 10^8$.

온도장이 밀착되는 것을 볼 수 있다. 이는 온도차가 클수록 밀도차가 커지고 부력효과로 인한 y 방향속도가 증가함으로 인해 Traction free 지역으로부터 유인되는 공기량의 증가에 의한 것으로 볼 수 있다. Fig. 8은 $Ra=1.2 \times 10^8$ 에서 Case별 좌측 Traction free 지역을 통해 실내로 유입되는 공기의 온도분포를 나타낸다. 상단 벽면을 따라 Case 3에서 Case 1 순으로 온도가 높은 것을 확인할 수 있다. Fig. 9는 $Ra=1.2 \times 10^8$ 일 경우 Case 3에서 수평 급기속도에 따른 온도장을 도시하였다. 수평 급기의 속도가 커질수록 열기 확산 방지효과가 커지는 것이 아니라 수평 급기의 속도에는 최적치가 존재함을 알 수 있다. 수평 급기의 속도가 최적치 이상으로 커지면 오히려 후드 배기면과 가열된 공기 사이에 막을 형성시켜 가열된 공기가 후드로 배출되지 못하고 실내로 유입되어 실내 환경을 악화시키는 것을 볼 수 있었다. Fig. 10은 $Ra=1.2 \times 10^8$ 일 경우 Case 3에서

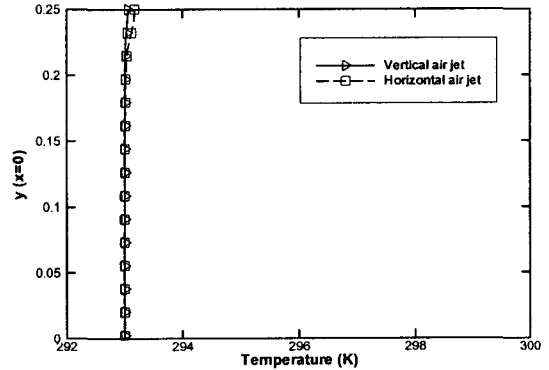


Fig. 11 Comparison of temperature at $Ra=1.2 \times 10^8$ (Vertical air jet).

수평 급기별 좌측 Traction free 지역을 통해 실내로 유입되는 열속을 도시한 그래프이다.

$$Heat\ flux = \int_{0.15}^{0.25} (T - T_{ref}) dy \quad (8)$$

열속은 식(8)과 같이 정의하였다. 여기서 T_{ref} 는 293 K로 초기온도이다. 수평 급기속도의 최적치를 찾기 위하여 급기속도가 0 m/s인 Case 2의 수렴된 해로부터 수평 급기를 증가시키며, 또한 최대 급기속도인 2 m/s에서 수렴된 해를 얻은 후 급기속도를 감소시키면서 수치해석을 수행하여 수렴된 해를 얻었다. Fig. 10으로부터 실내로 유입되는 열속의 최소값을 갖는 Jet의 속도는 0.2 m/s임을 알 수 있다. 한편, 수평 급기가 없는 자연대류에 의한 수평 최대속도(J_{max})는 해석결과 0.12 m/s 정도의 값을 얻었다. 따라서 수평 급기 최적치는 J_{max} 에 준하는 값으로 사료된다.

Fig. 11에서는 수직 급기와 수평 급기에 의해서 실내로 유입되는 공기의 온도분포를 그래프로 도시한 것이다. 그래프에서 도시된 것처럼 온도분포의 차가 거의 없는 것으로 이는 오염원 차단효과는 큰 차이가 없는 것으로 판단된다. 하지만 수직 급기는 Rayleigh 수가 더 증가하여 부력효과가 더 커지는 경우 유출 공기속도를 증가시켜야 하며 이때 실내 공기에 교란을 증가시켜, 실내 공기의 쾌적성 측면에서 수평 급기가 더 효과적임을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구를 통해 급기가 자연대류에 미치는 영향에 대하여 정성적으로 알아보았다.

(1) 레인지 후드가 꺼져 있을 경우에 비하여 작동할 경우가, 레인지 후드만이 작동할 경우에 비하여 수평 급기와 함께 작동할 경우가 실내 열확산을 보다 줄일 수 있다.

(2) 수평 급기는 출구 인근의 유인기류 형성뿐만 아니라 가열된 공기가 실내로 순환되지 않고 레인지 후드로 배출시키는 에어커튼 현상도 동반한다.

(3) 수평 급기속도가 필요 이상으로 커지면 수평 급기에 비하여 부력효과가 작아져 레인지 후드로 배출되어야 할 가열된 공기가 수평 급기에 의해 차단되어 오히려 실내로 유입되는 현상을 보였다. 이는 수평 급기의 속도에는 최적치가 존재함과 동시에 수평 급기속도의 크기가 주방 설계시 중요 인자임을 보여준다.

(4) 수평 급기와 수직 급기의 오염원 차단효과는 큰 차이가 없다. 하지만 수직 급기가 증가할 경우 실내 공기에 교란을 증가시켜 수평 급기가 더 효과적임을 알 수 있었다.

(5) 향후 연구계획으로는 실제 레인지 모델에 대하여 다양한 수평 급기의 속도에 따른 온도분포 및 유동 특성에 대하여 정량적인 연구를 수행하고 아울러 3차원에서 수평 급기 최적속도를 고찰하고자 한다.

참고문헌

- Kim, K. H., Lee, J. H., Park, M. S. and Lee, D. W., 2000, Prediction of the ventilation performance in a kitchen with various locations of gas range and window, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 12, No. 1, pp. 75-82.
- Kang, Y. M. and Han, H. T., 2001, Performance of a kitchen ventilation system with supplementary supply and exhaust air, Proceedings of the SAREK 2001 Summer Annual Conference, pp. 707-713.
- Chiang, C. M., Lai, C. M., Chou, P. C. and Li, Y. Y., 2000, The influence of an architectural design alternative (transoms) on indoor air environment in conventional kitchens in Taiwan, Building and Environment, Vol. 35, pp. 579-585.
- Park, J. C., 2003, A study on the improvement strategies for exhaust performance in commercial kitchen hoods, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 15, No. 5, pp. 439-445.
- Schrock, D. W., 2002, Quantifying kitchen comfort using a thermal mannequin, ASHRAE Transactions: Symposia, pp. 971-977.
- Yi, S. H., 2000, A study on the ventilation system of a kitchen in airtight apartment house, Proceedings of the SAREK 2000 Summer Annual Conference, pp. 1004-1010.
- Yi, K. W., Kim, Y. I. and Moon, Y. J., 2003, A study on the performance of capture air ventilation system with respect to air flow rate, Proceedings of the SAREK 2003 Winter Annual Conference, pp. 477-482.
- Davis, G. De V., 1983, Natural convection of air in a square cavity: benchmark numerical solution, Int. J. Num. Meth. Fluids, Vol. 3, pp. 249-264.
- 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.
- Yoo, J. Y. and Choi, H. G., 2003, PAT-Flow, Program registration number 2003-01-12-11.