

공조기 덕트 내의 자연대류가 실내 유입유량에 미치는 영향

공 태 우[†], 정 한 식*, 정 효 민*

경상대학교 대학원, *경상대학교 수송기계공학과 · 해양산업연구소

The Effect of Flow Rate into Room by Natural Convection in Air Conditioner Duct

Tae-Woo Kong[†], Han-Shik Chung*, Hyo-Min Jeong*

Graduate School, Gyeongsang National University, Tongyoung 650-160, Korea

*Department of Transport Vehicle Engineering, Gyeongsang National University, Tongyoung 650-160, Korea

(Received August 4, 2000; revision received December 20, 2000)

ABSTRACT: A numerical analysis has been performed for natural convection in an air conditioner duct system. The governing equations were solved a finite volume method using a SIMPLE algorithm. In the calculation model of duct, the room temperature was preserved at 25.0°C and duct wall temperature had a temperature of 15, 20.0, 22.5, 23.75, 26.25, 27.5, 30 and 35°C. The results of velocity vectors and contours have been represented for various parameters. Based on the numerical data, the relationships between temperature difference and flow rate into room was represented. In the case of $T_r > T_w$, the equation for temperature difference and flow rate was $Q = 0.0285 \Delta T^{0.4005}$, and in the case of $T_r < T_w$, the equation was $Q = 0.0099 \Delta T^{0.4752}$. The duct system has an important relation to room temperature and duct wall temperature.

Key words: Air conditioner duct(공조기 덕트), Numerical analysis(수치해석), Natural convection(자연대류)

기 호 설 명

V : Y 방향 속도 [m/s]

k : 난류에너지 [m^2/s^2]

그리스 문자

Pr : 프란틀 넘버

β : 열팽창 계수 [K^{-1}]

T : 온도 [°C]

δ_{ij} : 크로네커 델타

T_{wall} : 덕트벽면 온도 [°C]

ϵ : 난류에너지 소산율

T_{room} : 실내온도 [°C]

μ_t : 난류 점성 계수 [kg/ms]

U : X 방향 속도 [m/s]

ρ : 밀도 [kg/m^3]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-55-640-3180; fax: +82-55-640-3088

E-mail address: twkong@hanmail.net

하첨자

- r : 실내
- w : 덕트 벽면
- L, in : 좌측 천장부
- R, in : 우측 유출구

1. 서론

본 연구에서는 공조기가 일시적으로 정지된 상태에서 공조용 덕트 내에 있는 열·유체 유동을 수치 해석적으로 연구하고자 한다.

덕트 내는 공조를 할 경우에는 항상 일정한 온도의 공기가 유동하고 있다. 그러나 계속하여 공조를 실시하는 경우가 거의 없으며 일정시간을 주기로 공조기의 작동(on-off)이 이루어지고 있다. 그러므로 공조덕트 내의 온도는 공조하고자 하는 실내 온도와 항상 차이를 가지고 있다. 예를 들면 하계의 경우 냉방을 위해서는 공조덕트 내에서는 실내온도보다 낮은 온도가 존재하므로 덕트가 차지하는 용적이 많으면 실내온도의 변화가 예상된다. 또한 공조기가 일시적으로 정지했을 경우 실내와 공조덕트 내에는 온도차가 존재하므로 자연대류가 생성되어 요구하는 공조환경을 유지하기가 어렵다.

일반적인 밀폐공간 내의 자연대류에 관한 수치 해석은 아주 많다. 그러나 공조기가 정지한 경우와 같은 자연대류가 실내로 유입하는 기본적인 특성 예측에 관한 문헌이 거의 없다. 특히 공조용 덕트는 수평 및 수직관이 연결되는 관계로 부력기류의 생성 패턴도 아주 다르다.

2. 연구방법

2.1 수치계산모델

Fig. 1은 일반적인 공조용 덕트의 개략도이다. 실제의 경우에는 실내 내부에서도 온도차가 존재한다. 특히 중력 방향으로의 온도차가 거의 지배적이라 할 수 있으며 이의 영향을 충분히 고려하여야 할 필요가 있다. 그러나 실내의 온도차보다는 덕트 내의 온도와 실내공간의 온도차가 크므로 본 연구에서는 좌측 천장부와 우측 유출구 부근의 온도가 동일하다는 조건하에 수치계산을 수

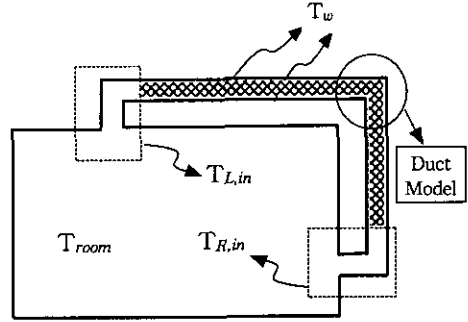


Fig. 1 Schematic diagram of draft duct system.

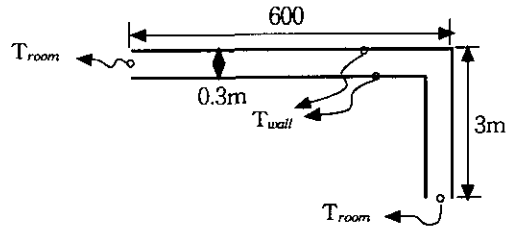


Fig. 2 Calculation model of duct.

행하고자 한다.

Fig. 2는 수치계산을 위한 덕트의 모델을 나타내고 있다. 덕트의 내부 벽면은 일정온도(T_w)를 유지하며, 2개의 유입구에는 Fig. 1의 실내평균온도(T_{room})가 작용한다는 경계조건으로 하였다. 즉, 이들 2개의 입구 온도는 실제 실내의 대형공간에 연결되어 있으므로 실내의 평균온도를 사용한다.

수치해석에 사용된 온도경계조건은 $T_w=15, 20, 22.5, 23.75, 26.25, 27.5, 30, 35^\circ\text{C}$ 에 대하여 실내공간의 온도 T_r 은 25°C 로 일정하다고 하였다.

2.2 수치해석방법 및 난류모델

공조덕트 내의 유동 중에서 본 모델은 공조기가 꺼진 경우에 대한 것이므로 입구의 경계조건 중 속도를 강제적으로 줄 수가 없다. 따라서 순수한 온도차에 의한 부력기류의 해석이 중요하다.

장방형의 밀폐공간에 대한 난류 자연대류에 대한 실험 결과로서 각 연구자들의 검토대상인 Cheeswright의 실험모델 및 결과⁽¹⁾를 바탕으로 하여 기본적인 난류 자연대류의 수치해석의 타당성을 조사하였다.

난류 자연대류의 계산 중에서 운동량 방정식 중 레이놀즈 응력항(Reynolds Stress)에 대한 처리가 불가피하다. 따라서 난류계산을 할 경우 벽 근처의 점성저층까지 포함하여 벽면까지의 상세한 계산을 위하여 제안된 저 레이놀즈 수 모델⁽²⁾과 벽면의 효과를 충분히 고려하기 위하여 벽법칙을 이용하여 벽에서 가장 가까운 격자점에 대하여 벽함수를 적용시켜 계산하는 방법이 있다. 전자의 경우에는 10가지 이상의 모델이 제안되어 있고, 후자의 경우는 고 레이놀즈 수 모델이라 불리는 표준 $k-\epsilon$ 모델이 대표적이다. 본 연구의 수치계산에 앞서 이들 난류 자연대류 계산을 위한 검증에서 Launder and Sharma⁽³⁾가 제안한 저 레이놀즈 수 모델이 적합함을 알 수 있었고, 따라서 본 연구에서는 이의 난류모델을 도입하여 계산을 실시한다.

2.3 지배방정식

덕트공간 내 유동은 온도차에 의한 부력의 영향을 고려하고 정상상태, 비압축성, 난류운동으로 가정된 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial X_i} = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial X_j} = & -\frac{\partial P}{\partial X_i} \\ & + \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) \right] \\ & - \frac{\partial}{\partial X_j} [\rho u_i u_j] + \delta_{i2} \rho g \beta \Delta T \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial X_j} = & \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu \right) \frac{\partial k}{\partial X_j} \right] \\ & + G - \rho \epsilon + B - 2\mu \left(\frac{\partial k}{\partial X_j} \right)^2 \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho U_j \epsilon)}{\partial X_j} = & \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} + \mu \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial X_j} \right] \\ & + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G + B) - C_{2\epsilon} f_2 \frac{\rho \epsilon^2}{k} \\ & + 2 \frac{\mu \mu_t}{\rho} \left(\frac{\partial^2 U_i}{\partial X_j \partial X_k} \right)^2 \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 난류생성항 G 와 부력항 B 는 다음과 같다.

$$G = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial X_j} \quad (5)$$

$$B = -\delta_{i2} g \beta \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial X_2} \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho U_j T)}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\frac{\mu}{P_r} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \frac{\partial T}{\partial X_j} \right] \quad (7)$$

위의 수식 중에서 난류에너지 방정식의 마지막 항은 벽면 근처의 점성응력에 의한 생성항을 나타내고, 난류에너지 소산 방정식의 마지막 항은 벽면 근처에서 난류 운동에너지를 실험치에 근접시키기 위한 부가항을 각각 의미하고 있다. 또한, 위의 방정식에서 사용된 모델정수 및 함수는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} C_{1\epsilon} = 1.44, \quad C_{2\epsilon} = 1.92, \quad \sigma_\epsilon = 1.3, \quad \sigma_k = 1.0, \\ C_\mu = 0.09, \quad \sigma_t = 0.9 \end{aligned} \quad (8)$$

$$f_\mu = \exp \left\{ \frac{-3.4}{(1 + R_{et}/50)^2} \right\} \quad (9)$$

$$f_2 = 1 - 0.3 \exp(-R_{et}^2) \quad (10)$$

$$R_{et} = \frac{\rho k^2}{\mu \epsilon} \quad (11)$$

$$\mu_t = \frac{f_\mu C_\mu \rho k^2}{\epsilon} \quad (12)$$

2.4 수치계산법 및 경계조건

이상의 경계조건과 주어진 방정식으로부터 각각의 변수를 구하기 위하여 유한체적법(finite volume method)을 채택하였으며, 압력항의 계산은 SIMPLE 알고리즘을 채택하였다. 경계조건은 다음과 같다.

$$\text{입구 속도 경계조건 : } X=0 : \frac{\partial U}{\partial X} = 0$$

$$Y=0 : \frac{\partial V}{\partial Y} = 0$$

$$\text{입구 온도 경계조건 : } X=0 : T = T_{L,in}$$

$$Y=0 : T = T_{R,in}$$

벽면 : 온도는 $T = T_w$, 속도 및 난류항은 영으로 두었다.

3. 수치계산 결과

3.1 하계 덕트내의 유동

Fig. 3은 본 계산에 사용된 격자를 나타낸다. 특히 본 계산은 저 레이놀즈 수 모델을 사용함으로 인하여 벽면 근처에 대하여서는 조밀한 격자를 하도록 하였다.

Fig. 4~Fig. 6은 하계 덕트 내의 수치계산의 결과를 나타내고 있다. 냉방 시스템으로 덕트 내의 벽면의 온도는 실내공간의 온도보다 낮은 경우이다. 우측하부의 유입구에서는 실내의 고온이 덕트 내로 유입하여 상승하는 유입유동이 발생함

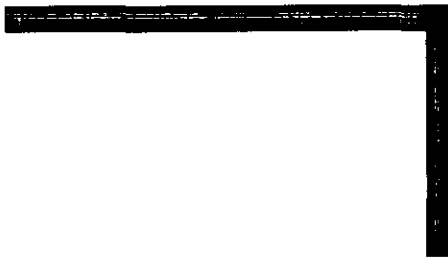


Fig. 3 Grid system.

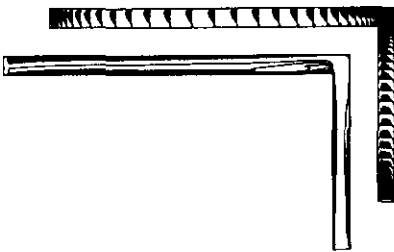


Fig. 4 Velocity vectors and isothermal contour at $T_w=15.0^\circ\text{C}$.

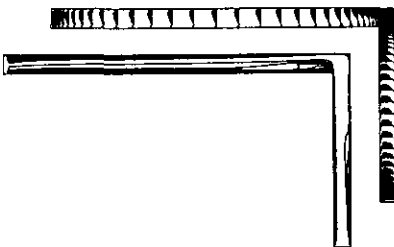


Fig. 5 Velocity vectors and isothermal contour at $T_w=20.0^\circ\text{C}$.

을 알 수 있다. 이 경향은 벽면 온도가 낮을수록 (벽면과의 온도차가 커질수록) 단면 전체의 속도가 크게 나타났다. 그리고, 입출구의 덕트에서는 상대적 속도를 Fig. 7과 8에 나타내었다. 유입구(우측 하부)에서는 온도차가 작을수록 비교적 대칭적인 유속 분포를 보이고, 온도차가 점점 커질수록 수직벽면에서는 편심되는 속도를 보인다.

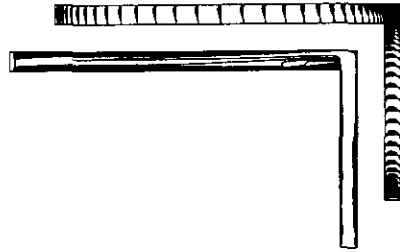


Fig. 6 Velocity vectors and isothermal contour at $T_w=22.5^\circ\text{C}$.

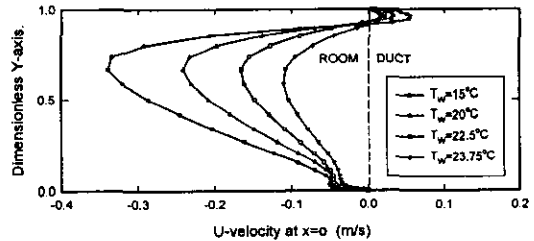


Fig. 7 U-velocity distributions in case of $T_w < T_r$ at $x=0$ section.

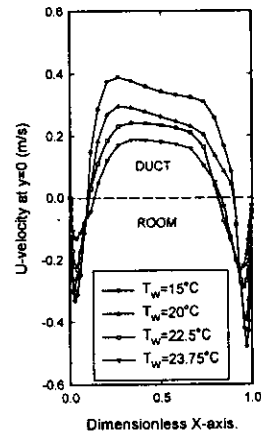


Fig. 8 V-velocity distributions in case of $T_w < T_r$ at $y=0$ section.

이는 수평덕트의 유출구의 속도증가가 수직덕트에까지 영향을 미치는 것으로 생각된다.

3.2 동계 덕트 내의 유동

동계에는 난방을 하므로 덕트 내의 벽면의 온도는 실내공간의 온도보다 높게 되는 경우이다. 즉, 이 경우의 Fig. 9~Fig. 12는 동계의 덕트 내의 수치계산의 결과를 나타내고 있다. 즉, 난방 시스템이므로 덕트 내의 벽면의 온도는 실내공간의 온도보다 높은 경우이다.

이 경우는 위의 하계인 냉방과는 특이한 온도

및 유속 분포를 형성하고 있다. 우측 수직덕트에서는 거의 정체된 유속 분포를 하고 있다. 이것은 벽면 온도보다 유입구의 온도가 낮기 때문에 역 중력 방향으로의 유속이 거의 존재하지 않고 정체되고 있는 모습을 보이고 있다. 그리고 수평관에서는 차가운 온도의 공기가 존재하므로 인하여 수평관 바닥면에서 역류의 현상을 보이고 있다. 이러한 현상은 온도차(벽면과 실내온도)가 커

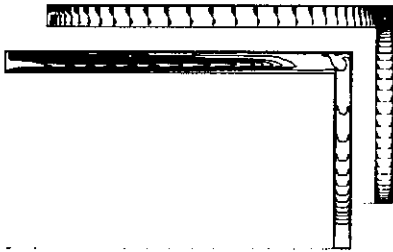


Fig. 9 Velocity vectors and isothermal contour at $T_w=26.25^\circ\text{C}$.

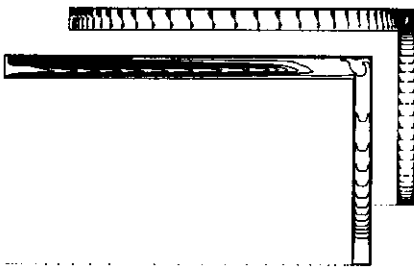


Fig. 10 Velocity vectors and isothermal contour at $T_w=27.5^\circ\text{C}$.

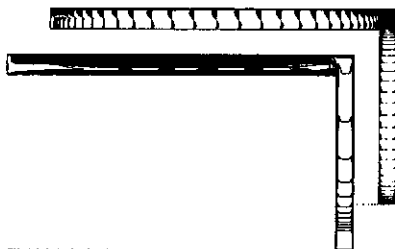


Fig. 11 Velocity vectors and isothermal contour at $T_w=30^\circ\text{C}$.

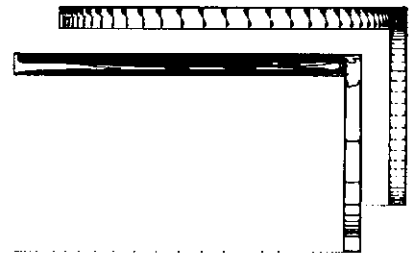


Fig. 12 Velocity vectors and isothermal contour at $T_w=35^\circ\text{C}$.

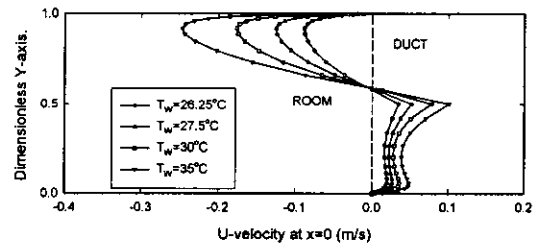


Fig. 13 U-velocity distributions in case of $T_w > T_r$ at $x=0$ section.

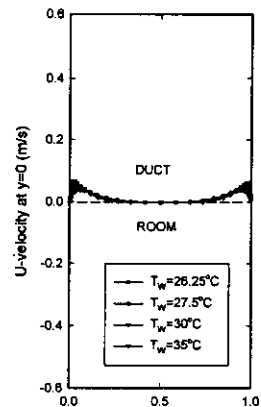


Fig. 14 V-velocity distributions in case of $T_w > T_r$ at $y=0$ section.

질수록 증가하며 특히 수평덕트와 수직덕트는 완전히 분리된 것과 같은 온도분포를 보이고 있다.

Fig. 13~Fig. 14는 동계철 난방시의 유속 분포를 나타내고 있다. 우측 하부의 유속은 벽면 근처에서 미소한 상승 기류가 형성되고 있으나 단면 중앙부에서는 상승기류가 거의 존재하지 않는다. 이는 벽면에서는 고온이나 덕트 내부의 공기는 차가운 실내공기가 유입하므로 벽면 근처에서는 상승 기류가 형성되기 때문이다. 그리고 수평관 덕트에서는 y축의 중앙부를 기준으로 하여 명확한 역류 영역을 형성하며, 온도차에 따라서 거의 비례적인 유속 분포를 보이고 있다.

3.3 실내 유입 유량 특성

Fig. 15에는 덕트의 벽면 온도와 덕트 내로 유입하는 온도차에 기인하여 생기는 자연대류의 속도가 실내로 유입하는 유량을 나타내었다. 하계인 경우에는 동계의 경우보다 덕트에서 생기는 자연대류에 의한 유량이 아주 크게 나타남을 알 수 있고, 이는 덕트와 실내 유입공기의 온도차가 커질수록 유량은 더욱 크게 나타남을 알 수 있었다. 따라서 실내 공조기의 설계 혹은 실내의 온열 환경 등의 평가시에는 특히 하계에서는 덕트의 영향을 고려할 필요가 있다. 그리고 실내온도와 덕트 내의 온도차에 대하여 유량 곡선은 식(13)과 식(14)와 같이 나타낼 수 있었다.

하계의 경우 :

$$T_r > T_w : Q = 0.0285 \Delta T^{0.4005} \quad (13)$$

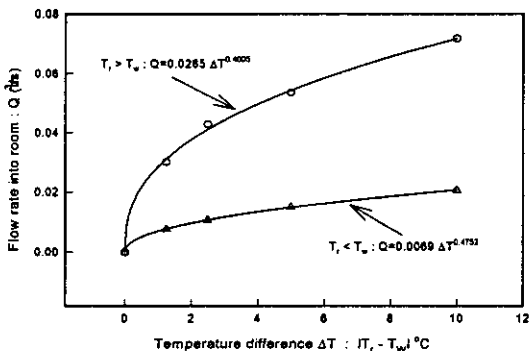


Fig. 15 Distributions of flow rate into room with temperature differences.

동계의 경우 :

$$T_r < T_w : Q = 0.0069 \Delta T^{0.4752} \quad (14)$$

본 연구는 비교적 작은 하나의 덕트에 대하여 연구하였으나 큰 공장 혹은 대규모의 덕트 배관이 필요한 경우에는 냉난방을 실시하고자 하는 것과는 역방향의 바람직하지 못한 공조가 실시될 수 있다는 것을 유의해야 할 것이다.

4. 결 론

본 연구에서는 덕트 내의 온도와 실내온도의 차이가 있을 경우 실내로 유입하는 공기량에 대한 수치계산을 실시하였다.

(1) 실내온도와 덕트 내의 온도차의 변화에 대하여 실내 쪽으로 유입하는 유량특성을 도출하였다.

(2) 실내온도와 덕트 내의 온도차가 2℃ 이하인 영역에서는 실내로 유입하는 유량이 급격히 증가하였다.

(3) 하계에는 고온의 공기가 실내로 유입하고, 동계에는 저온의 공기가 실내로 유입하는 유동이 발생하여 실내의 쾌적 공조환경과는 반대의 현상이 생긴다.

(4) 동계의 경우에는 온도차에 의한 환기량은 적으나 하계에는 실내와 덕트 내의 온도차에 의한 자연대류의 환기가 크게 나타남으로 이에 대한 효과를 충분히 검토해야 하며 대규모의 덕트 배관이 필요한 공조시스템에서는 환기의 중요성이 더해진다.

후 기

본 논문은 2000년도 두뇌한국21사업에 의하여 지원되었습니다. 관계자에게 감사를 표합니다.

참고문헌

1. Cheesewright, R., King, K. J. and Ziai, S. 1986, Experimental data of the Validation of Computer Codes for the Prediction of Two Dimensional Buoyancy Cavity Flow, Significant Questions in Buoyancy Affected En-

- closure or Cavity Flows, ASME-HTD, pp. 75-81.
2. Partel, V. C., Rodi, W. and Scheuerer, G. 1984, Turbulence Model for Near-Wall and Low Reynolds Number Flows: A Review, Journal of AIAA, Vol. 23, No. 9, pp. 1308-1319.
 3. Launder, B. E. and Sharma, 1974, Application of the Energy Dissipation Model of Turbulence to the Calculation of Flow Near a Spinning Disc, Letters in Heat and Transfer, Vol. 1, pp. 131-138.
 4. Haniatic, K., Kenjeres, S. and Durst, F., 1994, Numerical study of natural convection in partitioned 2-dimensional enclosures at transitioned rayleigh numbers, Proceeding of the 10th IHTC, Vol. 5, pp. 477-482.