

CFD 시뮬레이션 기법에 의한 온실내 공기유동 예측

Preestimate Airflow in Greenhouse by CFD Simulation Method

윤 남 규* · 김 문 기

서울대학교 농공학과

Yun, N.K.* · Kim, M.K.

Dept. of Agricultural Engineering, Seoul National University

서론

환기는 온실내 미기상에 중요한 영향을 미치는 물리적 과정임에도 불구하고 이에 대한 연구는 아직까지 빈약해 왔다. 환기는 온실내의 온도, 습도 그리고 이산화탄소 등의 가스 농도를 최적으로 제어하기 위한 수단으로 사용되어진다(Bailey, 1988). 강제환기시스템은 대부분의 온실에서 그 사용이 보편화되지 못하였으므로, 일반적으로 자연환기가 원예시설의 공기교환을 위한 유일한 수단이 되고 있다. 그러나 자연환기시스템은 온실을 통과하는 공기의 흐름을 제어하는데 한계가 있으므로, 그 목적을 충분히 달성하기 어렵다. 그러므로 온실설계에 있어서 환기율에 대한 의존성을 이해하고, 환기효율을 개선하기 위해서는 자연환기에 대한 보다 깊은 역학적 분석이 필요하다.

자연환기는 바람 또는 온도차에 의해 환기구에서 발생하는 압력의 차이로 인하여 유도된다. 풍속이 2 m/s 이상일 때는 바람이 환기과정을 지배하는 것으로 알려졌으며, 이 경우 온도차에 의한 영향은 무시될 수 있다(Bot, 1983; Kittas et al., 1996; Papadakis et al., 1996). 풍속이 0.5 m/s 이하일 때는 열에 의해 유도된 환기가 매우 중요하며, 풍속이 0.5~2.0 m/s 일 때는 바람에 의한 환기가 주가 되지만, 열에 의한 환기 역시 고려가 되어야 한다.

CFD 시뮬레이션 기법은 실외의 기상조건에 따라 온실내부의 온도분포 및 공기의 순환 과정 등을 수치적으로 예측하는 것을 가능하게 해 준다. 온실의 환기연구를 위한 CFD 시뮬레이션은 Okushima 등(1989)에 의해 최초로 수행되었으나, 계산능력의 제한 또는 공기교환시의 압력변동 부분에 대한 불충분한 묘사 등의 이유로 이후 오랫동안은 온실의 환기 연구에 사용되지 않았다. 그러나 최근들어 복잡한 난류흐름을 풀 수 있는 상업용 패키지 등의 발전으로 다시금 CFD 시뮬레이션을 이용한 온실의 환기연구가 활기를 띠기 시작하였다. Mistriotis 등(1996, 1997)은 CFD 시뮬레이션을 이용하여 온실에서의 풍력환기를 성공적으로 예측하고, 이어 바람이 없거나 미풍시의 온실내 자연환기 과정을 분석하였다. 이 연구들을 통하여 그들은 열부력에 의한 환기시 측창의 중요성을 입증하였으며, 환기효율의 관점에서 보다 개선된 온실의 설계를 수행하는데 CFD 기법이 중요한 도구가 될 수 있음을 확인하였다.

본 연구에서는 자연환기 온실의 CFD 시뮬레이션을 수행하여 실험결과와 비교하고, 온실에서의 공기유동 특성을 이론적으로 고찰해 보고자 한다.

재료 및 방법

1. 실험방법

본 연구에 사용된 온실은 바닥면적 27.1평(89.6 m²)의 벨로형 유리온실로, 세부적인 제원 및 주요 센서의 배치위치는 Fig. 1과 같다. 유일한 환기창인 천창의 면적은 16 m²(바닥면적의 약 18%)이고, 온실의 설치방향은 남북동이다. 풍속은 미풍속센서(Dwyer series 640, 측정범위 0-15 m/s, 정도 ±2%) 14개를 사용하여 8개 측정점에서 5분간격으로 측정하였고, 온도는 T형 열전쌍을 이용하여 지붕면 2, 벽면 2, 바닥 1, 내부공기 9개 측정점에서 5분간격으로 측정하였다.

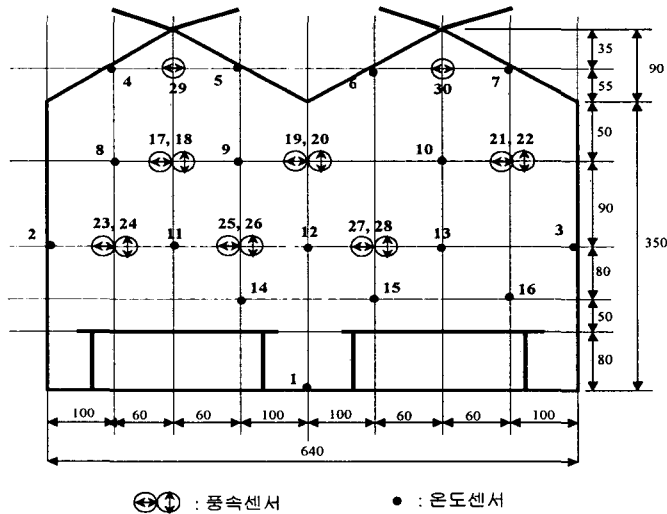


Fig. 1 Dimension of the glasshouse and layout of sensors
(unit : cm).

2. CFD 시뮬레이션

CFD 기법은 일련의 이송방정식들을 수치해석적으로 풀어 줌으로써 유동의 평균속도벡터장의 계산을 가능하게 한다. 이 유동에 관련된 이송현상들을 나타내는 보존 또는 평형방정식들은 다음과 같은 일반적인 형태를 갖는다.

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \phi \vec{v} = \vec{\nabla} \cdot (\Gamma_{\phi} \vec{\nabla} \phi) + S_{\phi} \quad (1)$$

윗 식은 유동의 속도를 나타내는 운동량 보존방정식(Navier-Stokes equation)과 전체 질량의 평형방정식(연속방정식), 그리고 온도장을 나타내는 에너지평형방정식 등을 포괄하여 표현한 것으로 이 편미분방정식들을 동시에 풀기 위해 CFD 기법이 사용된다. 열 및 유체의 유동해석에 있어 가장 일반적인 수치해법은 유한체적법(FVM)으로, 이것은 공간과 시간을 이산화하고 격자상에서 이송방정식들을 풀어 그 해를 얻는 방법이다. 이 때 그 유동에 관계되는 바람, 태양복사 등과 같은 외적인 요인들의 영향은 경계조건으로써 고려된다.

그러나, 격자보다 더 작은 영역내에서 발생하는 난류유동은 이러한 방법으로 풀 수 없으므로, 복잡하고 난해한 난류유동을 단순화할 수 있도록 난류모델들을 도입하여야 한다. 최근 수년동안 가장 인기있는 난류모델은 k-ε 모델(Harlow and Nakayama, 1968; Launder and Spalding, 1974)이다. 이 모델에서는 난류운동에너지 k와 그것의 소멸율 ε의 두 현상학적 변수들의 항으로 난류점성을 표현한다. 이러한 k-ε 모델을 이용해 유동을 해석할 경우에는 위의 일반적인 이송방정식 이외에 다음과 같이 표현되는 변수 k와 ε에 관한 두 개의 방정식을 추가로 풀어주어야 한다.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k \vec{v}) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \nabla k \right) + G_k + G_b - \rho \epsilon \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \epsilon \vec{v}) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \nabla \epsilon \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (3)$$

본 연구에서는 열전달 및 유체유동 해석을 위한 상업용 패키지인 FLUENT/UNS v.4를 사용하여 CFD 시뮬레이션을 수행하였다.

결과 및 고찰

실험온실에서 풍속과 온도를 측정된 결과를 Fig.2~Fig.5에 나타내었다. 실외풍속의 변화에도 불구하고 실내의 풍속은 거의 변화를 나타내지 않고, 0 m/s에 가까운 정체상태를

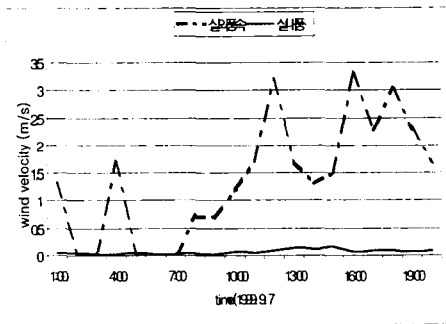


Fig. 2 Variation of wind velocity

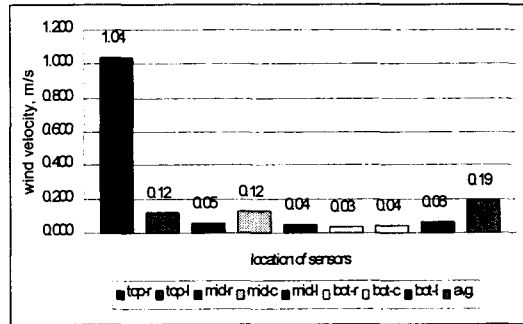


Fig. 3 Comparison of wind velocity

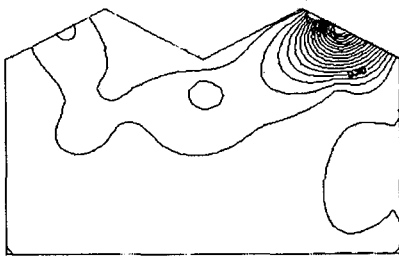


Fig. 4 Distribution of air velocity

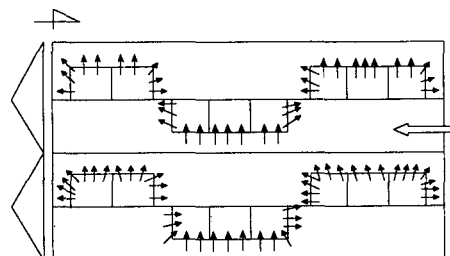


Fig. 5 Airflow around roof ventilators

보여주었으며(Fig.2, Fig.4), 풍상측 유입구를 제외한 나머지 측정에서의 유속 또한 편차가 매우 작게 나타났다(Fig.3). 측정결과에 따르면 외부의 풍속이 3 m/s 이하로 낮은 미풍속 하에서 지붕환기창만을 가진 벤로형 온실의 경우에는 실내의 공기순환 및 온도조절을 위한 환기의 효과를 거의 달성할 수 없는 것으로 판단된다. Fig.5는 환기창을 통한 공기의 유출입 상황을 관찰한 것으로 바람이 불어가는 방향으로 열린 환기창으로는 모두 공기의 유출이 관측된 것에 반해, 바람이 불어오는 방향으로 열린 환기창에서는 유입이 지배적이기는 하였으나, 일부분에서는 유출이 관측되었다(Fig.5). 이는 풍속이 낮을 경우 환기창을 통해 원활한 공기의 교환이 이루어지지 않는다는 것을 의미하는 결과로 해석된다.

가열된 수평면이 위로 향하고 있는 경우, Rayleigh 수 Ra 가 2×10^7 보다 큰 영역에서는 난류가 발생한다(Baturin, 1972; Mills, 1992). 실험 온실에서 바닥온도는 40°C , 실내평균기온은 35°C , 실외기온은 28°C 일 때, Ra 는 1.08×10^{11} 이므로 온실내부에서는 난류유동이 발생함을 알 수 있다. 한편, 온실의 바닥면으로부터 실내공기로 전달되는 대류열은 난류자연대류를 위한 Mills(1992)의 공식에 의하여 계산하면, 콘크리트 바닥면으로부터의 에너지 플럭스는 약 14.5 W/m^2 이다. 이것은 태양복사에 의해 피복재를 투과하여 지면에 도달된 복사열 중에서 바닥면에 의해 흡수되거나 공기중으로 재복사된 부분을 제외한 나머지 부분으로 온실의 공기를 가열하는 현열공급원으로 작용한다.

실험된 온실의 필요환기율($\Delta T=5^\circ\text{C}$ 일 때)은 $166.5 \text{ m}^3/\text{min}$ 이지만, 실제의 환기율(풍속 1 m/s일 때)은 $73.2 \text{ m}^3/\text{min}$ 으로 절반 정도밖에 되지 않으므로 그 결과 실내의 기온은 외기보다 7°C 더 높게 나타났으며, 실내의 공기 또한 심하게 정체되는 결과를 보여주었다. 따라서 고온기 주간의 실내기온 조절과 적절한 기류속도 및 공기의 순환을 위해서는 측창의 설치 등 효율적인 환기구구조의 개선이 필요한 것으로 판단된다.

인용문헌

1. 김문기 외. 1997. 원예시설의 환경설계기준 작성연구(II). 농어촌진흥공사. p.134-163.
2. A. Mistriotis et al. 1997. Analysis of the efficiency of greenhouse ventilation using computational fluid dynamics. *Agricultural and Forest Meteorology*, 85, p.217-228.
3. A. Mistriotis et al. 1997. Computational analysis of ventilation in greenhouses at zero- and low-wind-speeds. *Agricultural and Forest Meteorology*, 88, p.121-135.
4. Fluent 5 User's Guide, Volume 2. 1998. Fluent Inc.
5. J. S. Zhang, K. A. Janni, L. D. Jacobson. 1989. Modeling natural ventilation induced by combined thermal buoyancy and wind. *TRANSACTIONS of the ASAE*, Vol. 32(6), p.2165-2174.
6. T. Boulard, J. F. Meneses, M. Mermier, G. Papadakis. 1996. The mechanisms involved in the natural ventilation of greenhouses. *Agricultural and Forest Meteorology*, 79, p.61-77.
7. T. Boulard, P. Feuilloley, C. Kittas. 1997. Natural ventilation performance of six greenhouse and tunnel types. *J. agric. Engng Res.*, 67, p.249-266.