

# 근적외선 농수산물 건조기의 복합열전달특성에 관한 수치적 연구

최훈기

## Numerical Study on Combined Heat Transfer in NIR Dryer for Agricultural and Marine Products

H. K. Choi

### Abstract

Mixed heat transfer in an indirected NIR (Near Infrared Ray) dry chamber was investigated numerical analysis. It is important that the mixed heat transfer effects on double parameters which the Reynolds number and the position of emit lamp. Reynolds number are based on the outer diameter of the cylinder range from 103 to  $30 \times 105$ . Four difference heat transfer regimes of behavior are apparent: forced convection and radiation on the outer surface of the cylinder, pure conduction, pure natural convection and radiation between lamp surface and inner surface of the cylinder. The temperature and flow patterns are illustrated by iso-contour lines for the double parameters. Also presented are results on the convective heat transfer flux and the radiative heat transfer flux as increased with Reynolds number.

**Keywords :** Agricultural and marine products, NIR dry chamber, Mixed convection, Reynolds number

### 1. 서론

건조기는 농수산물의 수분을 증발시켜 보관과 수송이 용이하도록 하는 장치이다. 농수산물의 건조방식은 연소공기를 직접 이용하는 열풍건조방식과 물을 끓여 증기를 이용하여 건조하는 Steam건조방식이 대부분이다. 하지만 농수산물의 신선도와 이용 효율적인 측면에서 열풍 및 Steam 건조방식은 많은 문제점들이 있어 최근에는 적외선을 이용하여 건조하는 방법을 점점 많이 사용하고 있는 추세이다. 적외선 건조기에는 복사열 파장에 따라 원적외선과 근적외선 건조기로 나눌 수 있고 건조방식에 따라 직접건조방식과 간접건조방식으로 나눌 수 있다. 초기에는 가격이 비교적 싼 원적외선 건조기가 많이 사용되어 왔지만 복사열강도가 훨씬 높은 근적외선 (Near Infrared Ray: NIR)방식이 최근에는 각광을 받고 있다. 건조방식은 제작이 간편한 직접방식이 많이 이용되고 있지만 복사열을 직접 받는 부분에서 열이 과다하여 건조물의 손상이

발생되고 열을 받지 않는 부분은 건조가 잘 되지 않는 문제점이 있어 최근에는 간접방식을 많이 채택하려는 경향이 있다.

그림 1은 간접방식 건조기의 유닛에 대한 열전달 메커니즘을 나타낸 그림이다. 그림에서와 같이 근적외선 간접건조방식은 중앙부의 램프에서  $0.7 \sim 1.4 \mu\text{m}$ 의 근적외선이 방사되고

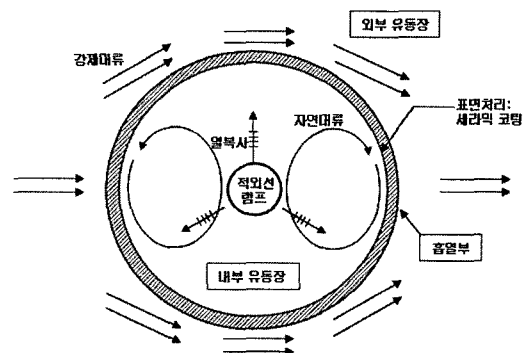


Fig. 1 Mechanism of the combined heat transfer in an unit cylinder.

This study was supported financially by the Changwon National Univeristy. This article was submitted for publication in August 2006, reviewed and approved for publication by the editorial board of KSAM in October 2006. The corresponding author is H. K. Choi, KSAM member, Professor, Department of Mechanical Design and Manufacturing Engineering, Changwon National University, Changwon, Kyeongnam, 641-773, Korea; Fax: +82-55-263-5221; E-mail: <hkchoi@changwon.ac.kr>.

이러한 복사열을 흡수하는 흡열실린더파이프(전도계수가 높은 알루미늄 파이프의 내벽에 복사 흡수율을 높이기 위하여 검은색 계통의 세라믹 코팅을 함) 외부표면으로 공기를 공급하여 대류열전달에 의하여 공기온도를 높여 건조물을 건조하는 장치로 구성된다.

원적외선이나 근적외선을 이용한 건조기에 대한 수치적 연구는 거의 없고 실험에 의한 몇몇 연구가 보고되고 있는 실정이다. 김(1996)은 원적외선 건조기에 대한 실험적 연구를 수행하였고, 장(2004)은 근적외선을 이용한 직접건조방식을 이용한 건조기에 대한 실험적 연구를 수행하였다. 하지만 간접방식 건조기는 복합적인 열전달 특성이 나타나며 이에 관한 연구는 전혀 수행되지 않고 있는 실정이다.

표 1에서와 같이 램프표면에서의 복사열전달, 흡열실린더에서의 전도열전달, 실린더표면과 외부 공기와의 대류열전달 및 실린더 내부에서의 자연대류등의 복합열전달이 일어난다. 본 연구에서는 간접방식 근적외선 건조기의 단위유닛에 대하여 이러한 복잡한 열전달 메카니즘을 각 영역별로 구분하여 그 특성을 연구하고자 한다.

2. 대상영역 및 해석방법

가. 전산해석 대상

간접방식 근적외선 건조기는 그림 1과 같은 열전달 특성을 가지는 단위유닛 흡열실린더들의 조합으로 구성되며 흡열실린더 주위로 공기를 유입하여 승온시키는 시스템으로 그림 2와 같다.

전열특성을 연구하기 위하여 그림 2와 같은 단위유닛 흡열실린더의 여러 조합으로 이루어진 흡열시스템에 대하여 해석을 수행하여야 하지만 전산해석량이 방대하고, 가장 중요한

Table 1 Characteristic of heat transfer in the analysis domain

영역	열전달 현상
램프	복사에너지 방사
흡열부	복사에너지 흡수 및 전도
내부 유동장	자연대류 열전달
외부 유동장	강제대류 열전달

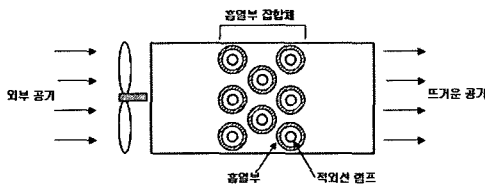


Fig. 2 Schematic of the heat absorbing system.

흡열부와 그 주변에서의 열전달 특성을 이해하는 것이 무엇보다 중요하므로 단위유닛의 흡열부에 대하여 해석영역을 설정하여 유동 및 열전달 특성을 연구하였다. 흡열실린더 외벽에서 방사되는 복사열이 건조기내에서 모두 흡수되는 형상을 모사하기 위하여 입구 및 출구의 형상을 그림 3과 같이 해석영역으로 구성하였다.

건조기의 열전달 성능에 영향을 주는 설계인자는 아주 다양하다. 본 연구에서는 건조능력에 밀접한 관계가 있는 유입 공기량의 크기(Reynolds수)와 램프부의 내구성능에 영향을 주는 램프위치가 건조기 열전달 특성에 끼치는 영향에 대한 해석을 수행하였다. 유입 공기유량 크기에 따른 열전달 특성을 해석하기 위하여 Reynolds수를  $10^3 \leq Re \leq 3 \times 10^5$ 의 범위에서 해석을 수행하였다. 또한 램프위치 변화에 따른 열전달 특성을 연구하기 위하여 그림 4와 같이 램프를 중심부와 전방부로 이동한 2가지 경우에 대하여 해석을 수행하여 결과를 비교하였다.

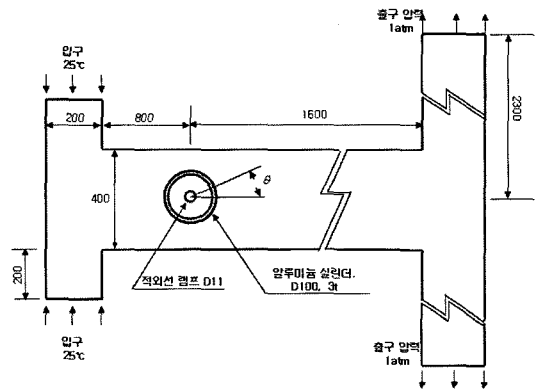


Fig. 3 Calculation domain for an unit cylinder in the dry chamber.

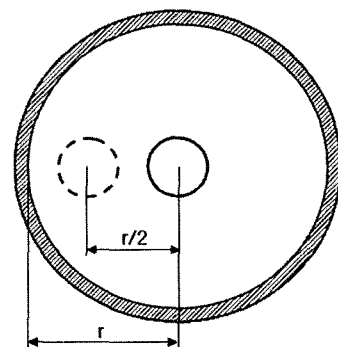


Fig. 4 Locations of the emitting lamp.

나. 지배방정식

간접방식 근적외선 건조기는 복합적인 열전달특성이 나타나므로 그에 상응하는 지배방정식이 요구되며 김(1998)와 Michael(2003)이 표현한 다음 식들로 표현된다.

1) 연속방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

2) 운동량 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{\rho u_i u_j}) \quad (2)$$

3) 에너지방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \Phi) = -\frac{\partial j_i}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i}(\overline{\rho u_i \Phi}) \quad (3)$$

4) 난류모델방정식(k-ε방정식)

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - \rho \epsilon \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (5)$$

여기서,

$$C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3, C_{1\epsilon} = 1.44$$

5) 흡열실린더 고체부의 전도방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left( k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + S_E = 0 \quad (6)$$

6) 복사열전달방정식

$$\frac{dI_\nu(r,s)}{ds} = -(K_{av} + K_{sv})I_\nu(r,s) + K_a I_b(\nu, T) + \frac{K_{sv}}{4\pi} \int dI_\nu(r,s') \Phi(s \cdot s') d\Omega' + S \quad (7)$$

여기서, 작동 유체가 공기와 같이 복사에 대해 Michael(2003)에 나타난 투명한 매체 계산에 대해서도 정확성이 높은 Monte Carlo 모델을 사용하였다.

식 (1)-(7)을 해석하기 위하여 각 영역에서 유동, 온도 및 복사조건에 대한 아래와 같은 경계조건들을 사용하였다. 유체유동의 각 영역에서의 속도에 대한 경계조건을 표 2에 온도에 대한 경계조건을 표 3에 그리고 복사에 대한 경계조건을 표 4에 나타내었다.

Table 2 Velocity boundary conditions

영역	경계조건
모든 고체벽면	점착조건
외부유동장 입구	일정유속
출구	Neuman 조건

Table 3 Temperature boundary conditions

영역	경계조건
Chamber 외벽	단열조건
외부유동장 입구	일정온도(25°C)
출구	Neuman 조건
램프	일정열유속(125 kW/m <sup>2</sup> )

Table 4 Radiation boundary conditions

영역	경계조건
Chamber 외벽	방사율(ε <sub>S</sub> = 0.15)
흡열부 내부표면	방사율(ε <sub>Ai</sub> = 0.9)
외부표면	방사율(ε <sub>Ao</sub> = 0.7)

다. 해석영역 및 방법

해석영역은 크게 램프표면과 흡열실린더 내벽 사이의 내부 유동장, 흡열실린더의 고체영역 및 흡열실린더 외부표면과 공기와의 외부유동장 영역으로 나누어 해석을 수행하였다. 해석을 위한 격자계는 총 73,000개의 격자로 구성되었으며 그림 5는 실린더 및 내부유동장에 대한 격자계를 나타낸 그림이다.

식 (1)-(7)에 대하여 수치해석을 수행하기 위하여 본 연구에서는 상용프로그램인 Fluent V6.1 (2003)을 이용하였다. 대류항의 불안정을 완화하기 위하여 1차 상류화 도식을 기본으로 하는 하이브리드(Hybrid) 도식을 적용하였다. 또한 Navier-Stokes 식에서 나타나는 압력항을 풀기 위해 연속방정식과 연계하여 풀이하는 SIMPLE 기법(Patankar, 1980)을 이용하였다.

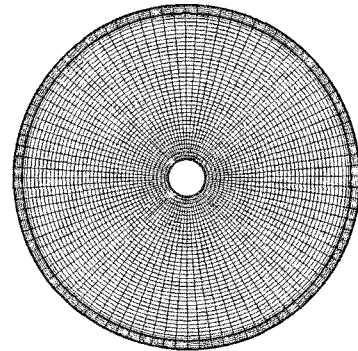


Fig. 5 Grid system in the absorbed cylinder.

### 3. 결과 및 고찰

#### 가. 유입유량의 영향

##### 1) 흡열실린더 외부유동장 및 온도분포

실린더 주위 유동은 이미 Chang(1976), White(1991) 및 Anderson등(1997) 많은 연구들에 의하여 알려진 바와 같이 전방부( $\theta = 180^\circ$  부근영역)에서 형성된 실린더 벽면근처의 속도경계층이 후방부( $\theta = 0^\circ$  부근영역)의 역압력에 의하여 파괴되는 박리현상이 나타난다. 그림 6은 유동장의 유선분포를 나타낸 그림으로 실린더 후방부에서 박리가 발생됨을 볼 수 있다. 유속이 증가하면 박리 발생점( $\theta_s$ )이 더욱 전방부로 이동하게 되는데 수치해석 결과  $Re = 10^4$ 인 경우  $\theta_s = 34^\circ$ 에서  $Re = 10^5$ 인 경우  $\theta_s = 43^\circ$ 로 나타났다. 박리발생 영역에서는 Chang(1976)에서 나타난 바와 같이 벽면과의 마찰항력은 감소하지만 압력항력이 크게 증가하게 되므로 전체항력 (압력항력+마찰항력)은 오히려 증가하게 된다. 이러한 항력 증가는 동일규격 Chamber내에 공급되는 공기유량에 큰 영향을 끼치게 되는데 항력이 증가할수록 공기량도 줄어든다. 박리가 형성된 영역에서는 항력의 변화뿐만 아니라 열전달 특성

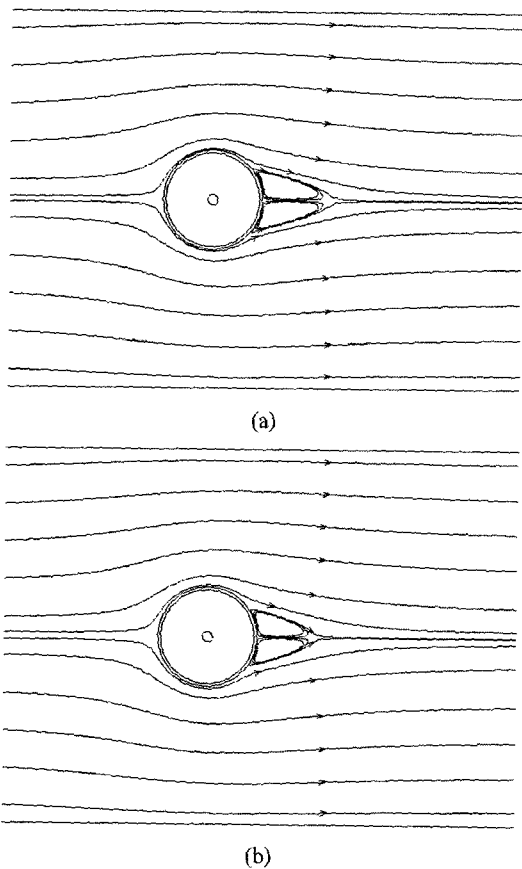


Fig. 6 Contours of the streamline around the cylinder. (a)  $Re=10^5$ , (b)  $Re=10^4$

에도 바뀌게 된다.

그림 7과 같이 유체유동장에 의하여 형성된 온도경계층이 박리로 인하여 파괴되어 온도구배의 크기가 오히려 감소하게 된다. 이로 인하여 경계층이 형성되어 있는 영역보다 박리발생 영역에서의 대류열전달량이 감소하게 된다. 유량이 증가하면 박리영역이 둘레를 따라 후방부에서 전방부로 확대됨을 온도분포에서도 볼 수 있다. 유속이 증가하면 박리발생 영역은 다소 증가되지만 박리가 발생되지 않은 대부분의 영역에서 온도경계층이 얇아지고 온도구배가 커져 대류열전달량은 증가한다. 램프에서 방사 되는 발열량이 일정하므로 유속이 큰 경우가 온도강하가 더 빨리 진행되어 온도는 그림 7과 같이 낮아지게 된다.

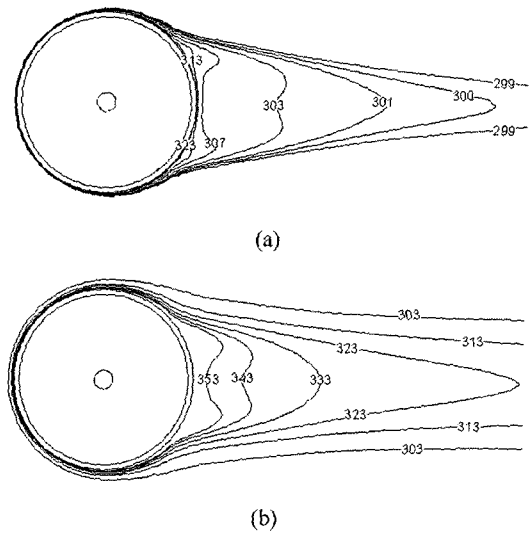


Fig. 7 Contours of the temperature around the cylinder. (a)  $Re=10^5$ , (b)  $Re=10^4$

##### 2) 흡열실린더 내부유동장 및 온도분포

램프표면은 일정한 량의 열유속이 발생되고 온도측정 실험에 의하면 표면온도가 1400K 이상으로 유지된다. 램프에서 방사된 복사열은 흡열실린더 내벽으로 복사열이 전달된다. 흡열실린더 내벽은 복사열을 받아 가열되어 온도가 상승하지만 램프표면온도보다는 낮다. 흡열실린더 내부의 공기는 외부와의 질량 유.출입이 없으므로 자연대류에 의하여 열전달이 이루어진다. 그림 8은 흡열실린더 내부에서 자연대류에 의한 공기의 유체유동을 나타낸 그림이다. 온도가 아주 높은 램프주위의 공기는 밀도가 급격히 낮아져 부력에 의하여 강하게 상승하는 유동이 발생되고 흡열실린더 내벽온도는 램프표면 온도뿐만 아니라 내부 공기온도보다 낮아 흡열실린더 내벽에 의하여 내부 공기가 냉각되므로 밀도가 높아져 하강하는 유동이 형성된다.

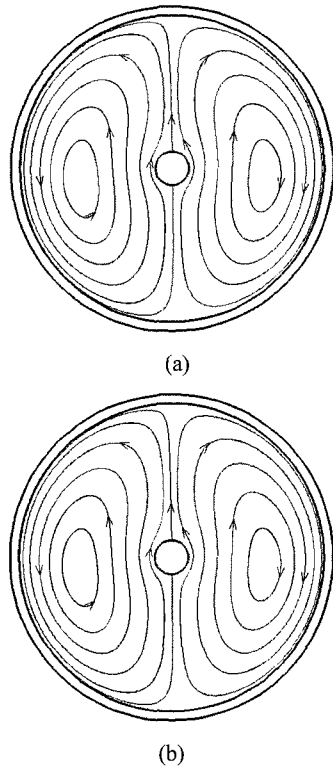


Fig. 8 Contours of the streamline in the cylinder.  
(a)  $Re=10^5$ , (b)  $Re=10^4$

내부유동 강도에는 램프표면의 온도가 지배적이고 온도가 낮은 흡열실린더 내벽의 영향은 비교적 미약하다. 유속크기(유입유량)는 흡열실린더 외벽의 온도크기에는 영향을 끼치지 않지만 그림 8에서와 같이 내부유동 강도에는 큰 영향을 주지 않음을 알 수 있다. 그림 9는 흡열실린더 내부 유체의 온도분포를 나타낸 그림이다. 램프에서의 발열량은 일정하므로 외부유입유량이 큰 경우 흡열실린더 외벽에서 대류에 의한 열전달량이 증가하게 되어 흡열실린더의 온도가 오히려 낮아지게 된다. 이로 인하여 전체적인 흡열실린더 내부의 온도도 낮아지게 된다.

### 3) 흡열 실린더벽면의 온도분포

그림 10은 흡열 실린더 벽면의 온도분포를 나타낸 그림이다. 흡열실린더 외벽과 공기와의 속도구배가 큰 전방부에서 대류 열전달이 활발하므로 온도가 낮아진다. 아울러 발열램프에서 방사되는 복사열량은 일정하므로 실린더외벽에서 대류에 의한 열전달이 더 활발한  $Re=10^5$  인 경우가 훨씬 더 온도가 낮아짐을 볼 수 있다.

### 4) 열전달 특성

램프에서 방사된 복사열은 흡열실린더 내벽에서 흡수되고

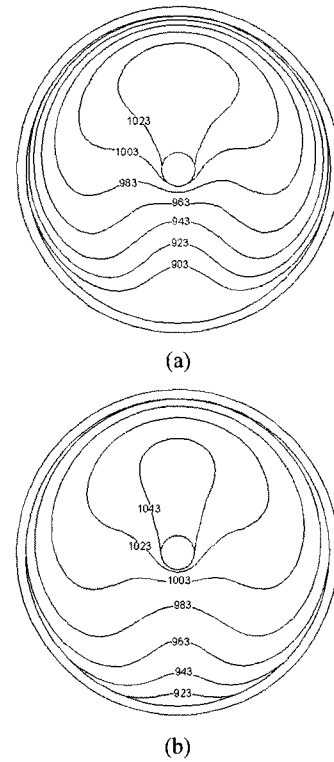


Fig. 9 Contours of the temperature in the cylinder.  
(a)  $Re=10^5$ , (b)  $Re=10^4$

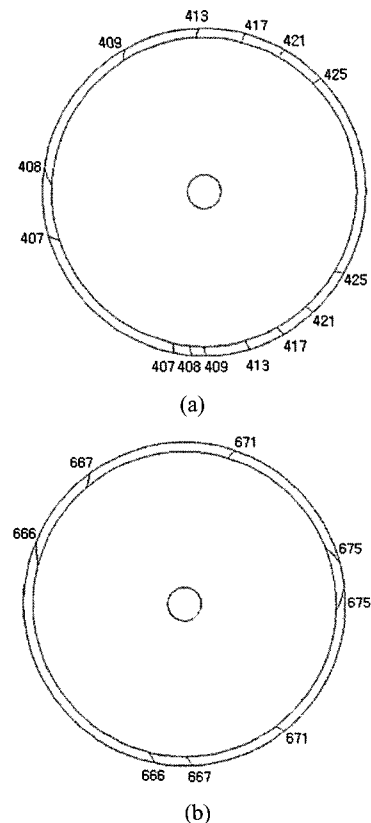
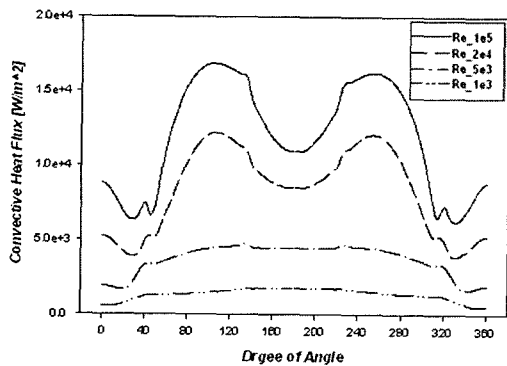
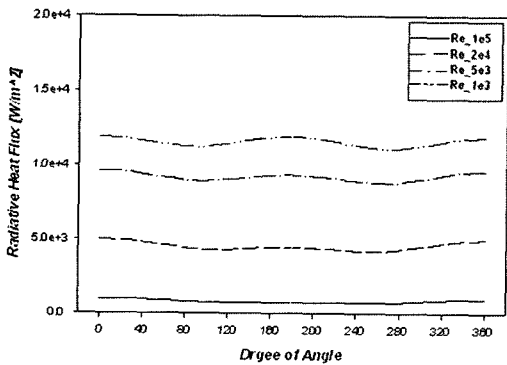


Fig. 10 Contours of the temperature on the cylinder.  
(a)  $Re=10^5$ , (b)  $Re=10^4$

흡열실린더 외벽에서 공기에 의하여 강제대류와 복사열전달이 발생된다. 건조기에 공급되는 공기는 흡열실린더 외벽면에서 강제대류열전달에 의한 승온이 대부분이고 복사열전달에 의한 승온은 아주 미약하고 대부분 chamber벽면으로 전달되어 손실된다. 그림 11은 유입유량의 크기에 따른 흡열실린더 벽면둘레를 따라 발생하는 강제대류열전달 및 복사열전달을 나타낸 그림이다. 강제대류열전달의 크기는 흡열실린더 외벽으로 흐르는 공기의 유속분포와 밀접한 관계가 있다. 유입공기가 많아 유속이 빠른 경우 공기의 속도구배가 가장 큰 영역( $\theta=105^\circ$  또는  $\theta=255^\circ$  부근)에서 대류열전달이 가장 큰 값을 가진다. 후방부에서는 유체유동의 박리에 의하여 온도경계층이 파괴되므로 대류열전달이 급격히 감소됨을 볼 수 있다. 유량이 큰 경우에는 대류열전달이 유속의 정체점이 있는  $\theta=180^\circ$  근처와 박리가 발생하는  $\theta=40^\circ$  부근에서 급격히 작아지는 모습을 볼 수 있다. 또한 유입유량이 많아짐에 따라 속도구배가 증가하여 대류열전달의 절대크기는 증가한다. 하지만 유입유량이 아주 적은 경우인  $Re=10^3$ 의 경우에는 박리가 거의 발생되지 않아 경계층의 파괴에 의한 대류열전달의 감소현상은 거의 볼 수 없다. 복사열전달은 유체의 속도구배에 부분적으로 영향을 받게 되는 흡



(a)



(b)

Fig. 11 Plots of the heat transfer flux along the cylinder wall. (a) convective heat flux, (b) radiative heat flux

열실린더 표면온도의 크기에 지배적으로 영향을 받지만 그 크기는 대류열전달에 비하여 아주 작다. 또한 복사열전달은 대류열전달에 비하여 외부공기의 속도분포에 큰 영향을 받지 않고 실린더 표면온도에 의존적이므로 흡열실린더 둘레를 따라 그 크기변화가 크게 나타나지 않는다. 다만 유속이 빨라짐에 따라 실린더 표면온도가 낮아져  $Re=10^3$ 의 경우보다  $Re=10^5$ 가 훨씬 작은 값을 가진다.

그림 12는 유체유입량의 크기에 따른 벽면둘레에 대한 평균 대류열전달량과 평균 복사열전달량의 크기를 비교한 그림이다. 유입유량이 증가함에 따라 유속이 빨라져 벽면에서 유속의 구배가 커지게 되므로 대류열전달량은 증가하나 벽면의 온도가 낮아지므로 복사열전달량은 오히려 감소하는 모습을 볼 수 있다.

그림 13은 유입유량의 크기 변화에 따른 대류열전달계수를 나타낸 그림이다. 유입유량이 적은 경우인  $Re \leq 5 \times 10^4$ 의 범위에서는 그 크기가 완만하게 증가하지만 그 이상으로 유입유량이 많아지면 지수적으로 급격히 증가함을 볼 수 있다.

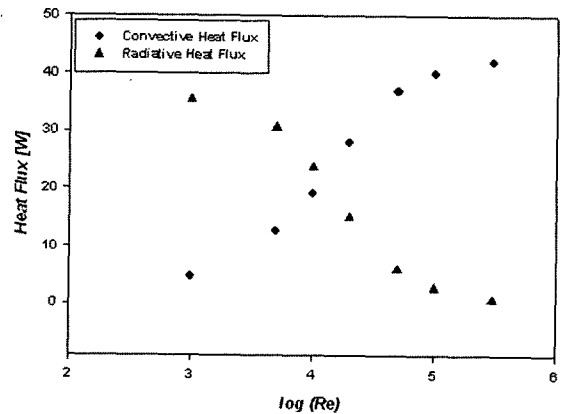


Fig. 12 Comparison of the heat flux for convective heat transfer and radiative heat transfer

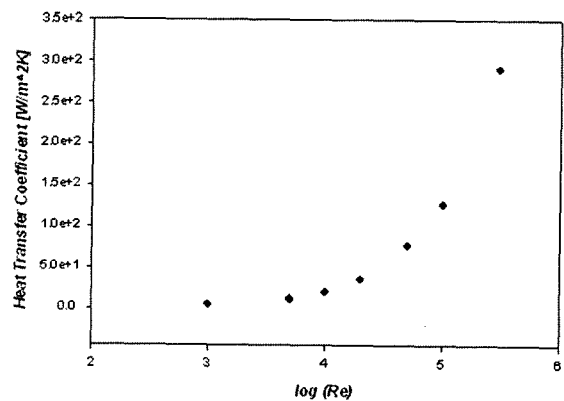


Fig. 13 Variation of the convective heat transfer coefficient with flow rate.

나. 램프의 위치 영향

램프의 위치가 열전달 특성에 미치는 영향을 분석하기 위하여 우선적으로 유량을  $Re=10^5$ 로 일정하게 고정시키고 흡열실린더내의 램프위치가 중심으로부터 전방부로 편심이 되어 있을 경우에 대하여 전산해석을 수행하여 유동장 및 온도장의 특성을 비교하였다. 또한 램프가 편심된 경우 열전달특성을 유입유량이 변화하는 경우도 해석을 수행하여 열전달특성을 해석하였다. 그림 14는 램프가 편심된 경우의 흡열실린더 외부공기 온도분포를 나타낸 그림이다. 외부공기온도는 외부유동의 속도경계층 분포에 영향을 받게 된다. 램프의 위치변화가 실린더 외부유동의 속도분포에 영향을 끼치지 않으므로 그림 7(a)와 비교하면 동일한 분포를 하게 된다.

외부유동장은 램프의 위치에 영향을 받지 않았지만 실린더 내부유동장은 자연대류에 의하여 유동이 형성되므로 램프위치에 직접적인 영향을 받게 된다. 램프의 위치가 전방부로 편심되면 복사열이 동일면적 대비 실린더후방부보다 전방부에 많은 양이 방사된다. 실린더벽면의 온도는 방사된 복사열로 인하여 전방부가 더욱 가열되겠지만 실린더 주위로 흐르는 외부유동장의 속도가 후방부보다 빨라 속도구배가 커지므로 대류에 의한 열전달이 증가하는 복합적인 특성이 나타나지만 램프가 중심에 위치한 경우인 그림 10(a) 보다 편심인 경우인 그림 15의 흡열실린더 표면에 대한 둘레방향으로의 온도 편차가 줄어든다.

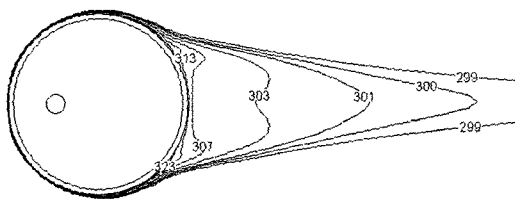


Fig. 14 Contours of the temperature for the eccentric lamp around the cylinder ( $Re=10^5$ ).

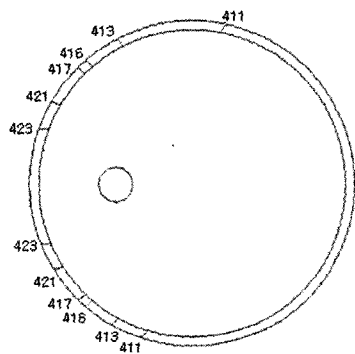
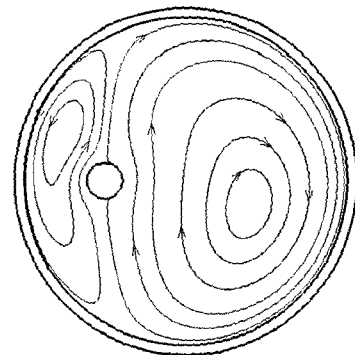


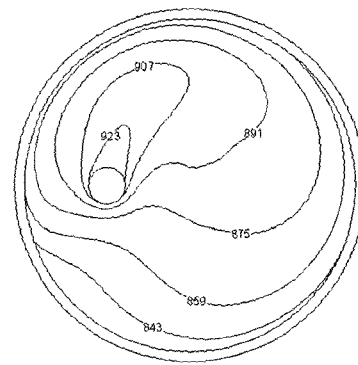
Fig. 15 Contours of the temperature for the eccentric lamp on the cylinder ( $Re=10^5$ ).

그림 16은 램프가 편심된 경우의 내부유동장 및 온도장 분포를 나타낸 그림이다. 램프가 중앙에 위치한 경우와 비슷하게 램프주위에서 상승유동이, 흡열실린더 내벽면에서 하강하는 유동이 형성된다. 하지만 내부유동장이 구성하는 셀의 강도와 형상은 램프가 중심에 위치한 경우인 그림 8(a)에 비하여 큰 차이가 있다. 실린더 표면에서의 온도분포를 보면 램프가 편심되는 경우가 그림 16(b)와 같이 전방부에서는 온도가 높지만 전체적인 온도는 낮아져 실린더 내부 공기온도가 낮아진다. 이는 램프주위의 온도가 1300K 이상이 되면 장시간 사용시 램프의 내구성에 문제가 되기 때문에 램프를 전방부로 편심되게 설치하면 이러한 문제점이 해결될 것으로 판단된다.

그림 17은 램프가 편심된 경우에 대한 흡열실린더 외벽둘레에서의 대류열전달율을 나타낸 그림이다. 램프가 편심되면 그림 17(a)와 같이 흡열실린더 전방부의 복사강도가 강하여 흡열실린더 외벽면 온도가 상승하여 공기로의 대류열전달율의 크기가 다소 증가하지만 그 크기의 증가량은 많지 않다. 유체유입량이 많은 그림 17(a)에 비하여 유량을 줄이면 그림 17(b)에서와 같이 램프의 위치변화에 의한 대류열전달율의 차이는 거의 나타나지 않는다.



(a)



(b)

Fig. 16 Plots of iso-contours for the eccentric lamp in the cylinder ( $Re=10^5$ ): (a) streamlines, (b) temperature.

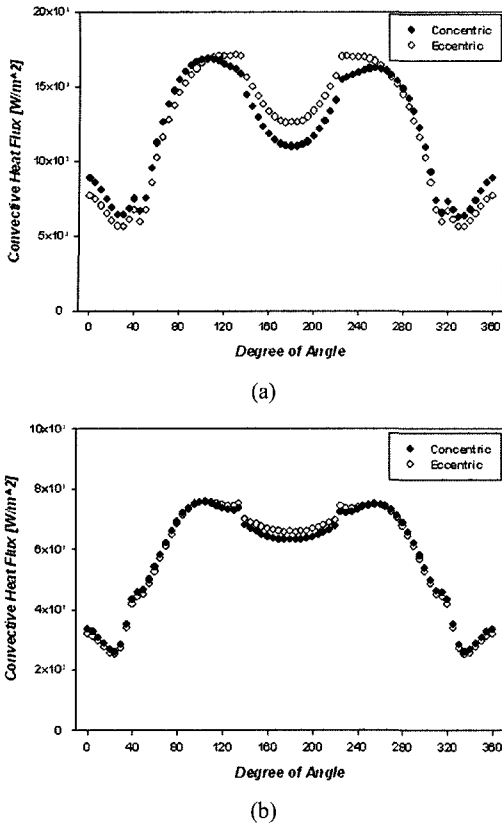


Fig. 17 Comparison of the convective heat transfer flux for concentric lamp and eccentric lamp along the cylinder wall: (a)  $Re=10^5$ , (b)  $Re=10^4$ .

그림 18은 램프가 편심된 경우에 대하여 유체유입량의 크기에 따른 벽면둘레의 평균 대류열전달량과 평균 복사열전달량의 크기를 비교한 그림이다. 램프가 편심되면 흡열실린더 벽면의 온도차이는 있지만 평균 대류열전달량은 유속의 크기에 지배적으로 영향을 받게 되어 유량이 증가하면 평균 대류열전달량이 급격히 증가하고 복사열전달량은 감소하게 된다. 그 크기는 램프가 중앙에 위치하는 경우인 그림 12와 동일한 크기를 가진다.

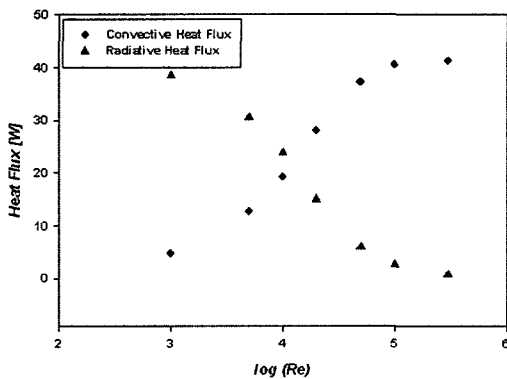


Fig. 18 Comparison of the convective heat flux and radiative heat flux for eccentric lamp.

#### 4. 요약 및 결론

유입유량 및 램프 위치변화에 대한 간접방식 농수산물 근적외선 건조기의 유동 및 열전달 특성에 관한 수치적 연구에 대한 결과는 다음과 같다.

- (1) 유입유량이 증가할수록 흡열실린더 외부유동장의 박리현상이 강하게 나타나고 대류에 의한 열전달율이 커지며 대류열전달계수의 크기가 급격히 증가한다. 흡열실린더 내부에는 유동장의 형상은 큰 영향이 없으나 온도는 상대적으로 낮아진다.
- (2) 흡열실린더 외부유동장은 램프의 위치변화에 따라 큰 영향이 없으나 실린더 외벽의 온도분포가 다르므로 유입유량이 큰 경우에 대하여 대류열전달율 크기의 차가 발생된다. 내부유동장 및 실린더표면온도는 램프의 위치에 따라 큰 차이가 나타난다.

#### 참고 문헌

1. 김찬중. 1998. 전산유체역학. 문운당. pp.254-261, 315-332.
2. Anderson, A. D., J. C. Tanneill and R. H. Pletcher. 1997. Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer. 2nd ed., Hemisphere, pp.363-380.
3. Chang, P. K. 1976. Control of Flow Separation. McGraw-Hill. pp.11-18, 199-201.
4. Chang, Y. S. 2004. A Study on the Drying Characteristics of NIR Dryer. J. of Korean Solar Energy Society 24:21-27.
5. Fluent 6.1, 2003, User's Guide Vol.3.
6. Kim, Y. H. 1996. Development of Far Infrared Ray Dryer for Agricultural Products. J. of Korean Society for Agricultural Machinery 937-946.
7. Michael, F. M. 2003. Radiative heat transfer. Academic press. pp.669-673.
8. Patankar, S. V. 1980. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Hemisphere Pub. Co., pp.10-85.
9. White, F. M. 1991. Viscous Fluid Flow. 2nd ed., McGraw-Hill. pp.272-274.