

# 温突暖房空間의 内表面 對流熱傳達特性에 關한 研究

## Convection Heat-Transfer Characteristics of Ondol-Heated Room

孫 章 烈\*, 安 炳 旭\*\*  
J. Y. Sohn, B. W. Ahn

Key Word : Ondol - heated room (온돌난방공간), Convection heat transfer (대류열전달), Convection heat-transfer coefficient (대류열전달율), Response factor method (응답계수법), Absorption factor method (흡수계수법)

### ABSTRACT

The purpose of this paper is to propose basic data on convection heat-transfer coefficients in Ondol-heated room.

Surface temperatures and several temperatures around each inside surface of wall, floor and ceiling composed of heating room are measured vertically in Ondol-heated model rooms, and the vertical temperature profiles could be expressed by nonlinear equation models. Also, the convection heat transfer phenomena are analysed from the nonlinear equation models.

In the results, the convection heat-transfer coefficients of Ondol heated space are suggested by the term of temperature difference between each wall surface and room air temperature and by the relationship between Nusselt number and Rayleigh number of dimensionless numbers.

### 기 호 설 명

$q_{cv}, q_r$  : 각각 대류, 복사에 의한 열유속  
[kcal/m<sup>2</sup>h]  
 $q_w$  : 벽체에서의 열유속 [kcal/m<sup>2</sup>h]  
 $\alpha$  : 대류열전달율 [kcal/m<sup>2</sup>h °C]  
 $\alpha_f, \alpha_c, \alpha_w$  : 각각 바닥면, 천장면, 벽면의 대  
류열전달율 [kcal/m<sup>2</sup>h °C]

Nu : Nusselt 수  
 $Nu_f, Nu_c, Nu_w$  : 각각 바닥면, 천장면, 벽면의  
Nusselt 수  
Gr : Grashof 수  
Pr : Prandtl 수  
Ra : Rayleigh 수  
 $Ra_f, Ra_c, Ra_w$  : 각각 바닥면, 천장면, 벽면  
의 Rayleigh 수

\* 漢陽大學校 教授

\*\* 忠清專門大學 助教授

- $t_p, t_R$  : 각각 벽체 표면온도 및 실온 [°C]
- $\Delta t$  : 벽체 표면온도와 실온의 차 [°C]
- $g$  : 중력 가속도 [m/h<sup>2</sup>]
- $\delta$  : 경계층의 두께 [m]
- $\lambda_b$  : 공기의 열전도율 [kcal/mh °C]
- $\lambda_w$  : 벽체 구성재료의 열전도율 [kcal/mh °C]
- $c, n$  : 상 수
- $x$  : 벽체 표면으로 부터의 거리 [m]
- $\beta$  : 공기의 체적팽창계수 [1/°C]
- $L$  : 대표길이 [m]
- $\rho$  : 공기의 밀도 [kg/m<sup>3</sup>]
- $C_{pa}$  : 공기의 정압비열 [kcal/kg °C]
- $\mu$  : 공기의 점성계수 [kg/hm]
- $R$  : 상관계수

### 1. 序 論

溫突을 포함한 暖房空間의 室內 各 表面에서는 主로 輻射와 對流에 의한 熱傳達現象이 恒상 이루어 지고 있으며, 各 表面에서 일어나는 熱傳達現象의 종합적인 結果가 그때의 室溫을 형성하게 된다. 暖房空間에서의 熱의 流出入을 精確하게 해석하고 效果인 暖房計劃을 수립하기 위해서는 이와 같은 熱傳達現象을 精確하게 규명할 需要가 있다.<sup>1)</sup>

暖房空間의 各 表面에서 일어나는 熱傳達現象 中 對流熱傳達는 室內 各 表面과 주변 空氣와 的 傳熱現象으로 난방공간의 特性이나 난방조건에 따라서 다양하게 變化하고 있다. 제 外國에서는 이미 오래전부터 대류열전달현상에 관한 연구를 수행하여 많은 成果를 얻고 있지만 國內에서는 아직까지 미흡한 실정에 있다.<sup>2)</sup>

그러나, 이와 관련된 연구의 대부분은 熱線 (Heated Wire), 파이프 또는 自由端을 갖는 작은 平板, 平行板 등에 관한 것 들로써 實際의 난방공간을 대상으로 한 경우는 그렇게 흔치않은 실정이다.<sup>3)</sup> 또한, 이러한 研究결과 들은 實驗條件 등에 따라서 서로 약간씩 다른 값들을 제시하고 있기 때문에 實際의 난방공간에 적용한 경우에는 신중한 고려가 필요하다.

우리의 傳統的인 난방방식인 온돌난방공간의 各 種 熱環境 解析을 위해서도 이와 같은 研究結果들을 종합하여 이용하고 있지만 여기 에는 다소 오차가 있을 것으로 판단되며 보다 精確한 結果를 얻기 위해서는 이에 관한 충분한 검토가 요망되고 있다.

本 研究에서는 溫突暖房空間의 바닥면, 천장면, 壁면의 各 部位別 對流熱傳達特性을 把握하는 것을 目的으로 2개의 모델실을 제작하고 各 내표면 上의 垂直溫度分布를 實測·分析하여 各 部位別 對流熱傳達率을 제안하였으며, 아울러 無次元 數인 Nusselt 數, Grashof 數, Prandtl 數의 關係를 檢討·提示하였다.

### 2. 對流熱傳達率

暖房空間에서 壁체 表面과 실내공기 사이에서 的 對流熱傳達量  $q_{cv}$  는 Newton의 冷却法則에 의하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.<sup>4)</sup>

$$q_{cv} = \alpha \cdot (t_p - t_R) \dots\dots\dots (1)$$

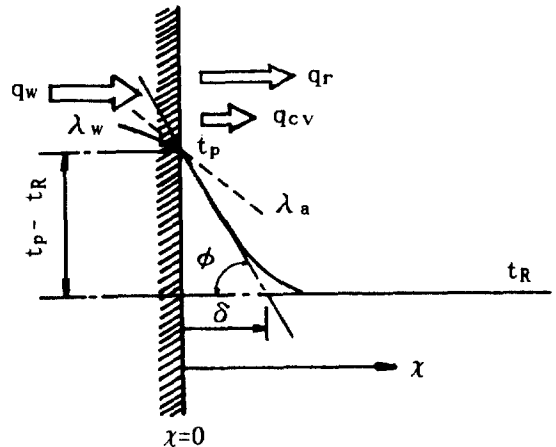


Fig.1 Heat Transfer Through a Wall Surface

또한, Fig.1에서 壁體表面에서의 열전달은 복사와 대류에 의하여 이루어지며, 對流에 의한 熱流束  $q_{cv}$  는 경계층내 空氣의 열전도현상을 고려하여

$$q_{cv} = -\lambda_a \left( \frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x=0} \dots \dots \dots (2)$$

로 나타낼 수 있으며, 식(1)과 식(2)로부터 對流熱傳達率  $\alpha$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$\alpha = \frac{-\left(\frac{\partial t}{\partial x}\right)_{x=0} \cdot \lambda_a}{t_p - t_R} = \frac{\tan \phi \cdot \lambda_a}{t_p - t_R} = \frac{\lambda_a}{\delta} \dots \dots \dots (3)$$

한편, Nusselt 수, Grashof 수, Prandtl 수는 다음과 같은 관계가 있다.<sup>5)</sup>

$$Nu = c \cdot (Gr \cdot Pr)^n \dots \dots \dots (4)$$

또, 식(4)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\alpha \cdot L / \lambda_a = c [(\beta \rho^2 g L^3 \Delta t / \mu^2) \cdot (C_{pa} \mu / \lambda_a)]^n \dots \dots \dots (5)$$

식(4)와 식(5)에서  $c$ 와  $n$ 은 條件에 따라서 달라지는 係數이며  $Gr$ 과  $Pr$ 의 곱은 Rayleigh 수  $Ra$ 이다.

### 3. 實測概要

溫突暖房空間內的 各 內表面에서 일어나는 對流熱傳達現象을 評價하기 위하여서는 各 內表面附近의 溫度分布를 精確하게 측정할 需要가 있다. 이를 위해서 Fig.2와 같이 2개의 모델실을 동일하게 제작하고 同一 溫水量이 공급될 수 있도록 장치하였다.

Fig. 2의 모델실험실은 실내에 설치하여 各급적 外部環境의 變數를 줄일 수 있도록 고려하였으며, 바닥구조체 下部로의 逃避 熱量을 평가할 수 있도록 바닥면으로부터 60cm 떨어져 설치하였다. 또한, 모델실을 구성하고 있는 各 구조체로부터의 損失熱量을 精確히 평가하기 爲하여 벽체는 熱容量이 작은 단열판 넬로 構成하였으며, 출입구를 밀봉하여 외부로부터의 틈새바람이 없도록 하였다.

豫備實驗에 의하여 모델실험실 A와 모델실험실 B가 동일 조건이 되는 가를 확인한 后 模型실 A의 全 內表面에는 알루미늄박을 부착하여 內表面에서의 熱輻射가 各급적 일어나지 않도록 하였으며, 模型실 B는 일반적 난방공간으로 두었다. Fig.3은 模型실험실의 전개도를 나타낸다.

모델실험실 A, B에 대하여 각각의 室內外 表面溫度, 室內外 氣溫, 溫水溫度, 供給水量 등을 측정하였으며, Table 1에 測定項目 및 方法을 나타낸다. Table 2는 日程別 溫水 供給溫度 條件, Fig.4는 各 表面附近의 溫度 分布 測定點을 나타낸다.

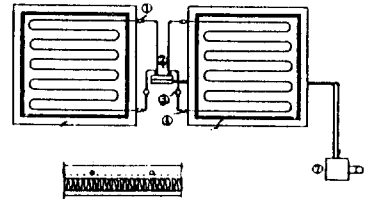
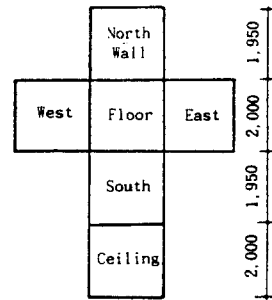


Fig.2 Plan of Subject Model Rooms



(Model room A and B are same dimension)

Fig.3 Dimension of Subject Models

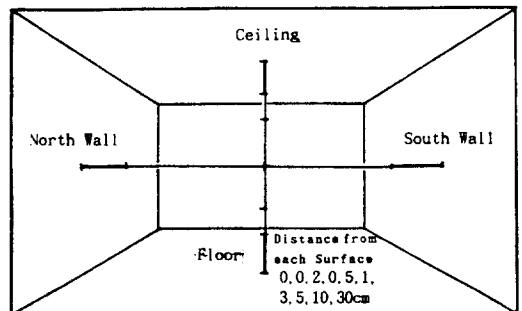


Fig.4 Measuring Points for Horizontal and Vertical Temperatures

Table 1 Measuring Items and Methods

	Items	Number of Measuring Point	Instrument	Remarks
Preliminary Test	Outside Air Temp.	1 Point	• Temperature (Yodac -85s Data logger) + (copper - constantan thermocouple)	Model Room A and B are same condition.
	Floor Surface Temp.	10 Points for each model room		
	Room Air Temp.	1 Point for each model room		
	Inside Surface Temp.	1 Point for each surface		
	Supply and Return Water Temperature	2 Points for each model		
	Water Flow Rate	2 Points		
Main Test	Outside Air Temp.	3 Points	• Water Flow Rate : Hot Water Flowmeter	All surface of model room A is covered with bright aluminum foil.
	Floor Surface Temp.	10 Points for each model room		
	Inside Surface Temp.	3 Points for each surface		
	Outside Surf. Temp.	2 Points for each surface		
	Horizontal and Vertical Temp.	35 Points for each model room ( Fig. 4 )		
	Supply and Return Water Temp.	2 Points for each model room		
	Water Flow Rate	2 Points		
	Air velocity	Near each wall surface and center of rooms		

Table 2 Conditions of Boiler Setting Temperature for Supply Water

Classification	Date and Time	Boiler Setting Temp.
Preliminary Test	4th, Feb., 05:00 ~ 08:00	40 °C
	4th, Feb., 13:00 ~ 16:00	60 °C
	4th, Feb., 17:00 ~ 20:00	80 °C
Main Test	11th, Feb., 00:00 ~ 23:00	60 °C
	12th, Feb., 00:00 ~ 23:00	40 °C
	13th, Feb., 00:00 ~ 23:00	50 °C
	14th, Feb., 00:00 ~ 23:00	70 °C
	15th, Feb., 00:00 ~ 23:00	80 °C

#### 4. 結果分析 및 考察

##### 4.1 各 温度分布 分析

###### 4.1.1 豫備實驗結果

Fig. 5는 豫備實驗 I의 경우에 있어서 바닥표면온도와 실온변화를 나타낸 것이다. 바닥표면온도 변화에서 보면 暖房開始初期에는 모델 A실의 바닥표면온도가 모델 B실의 바닥표면온도 보다 약 0.2°C 낮았으나 시간이

흐를 수록 근사하여 7시 20분경부터는 모델 A실과 모델 B실의 온도가 거의 같게되었다.

室溫의 변화에 있어서는 모델 A실이 모델 B실 보다 평균 0.5°C 높은 온도 분포를 보였다. 이와 같은 현상은 모델실의 제작과정에서 발생한 판넬 접합부위 등의 熱性能 저하에 의한 것으로 판단되지만 豫備實驗의 결과에서 보듯이 그 차이는 미소하기 때문에 2개의 모델실을 同一 條件의 실로 간주하여도 큰 차이는 없을 것으로 판단된다.

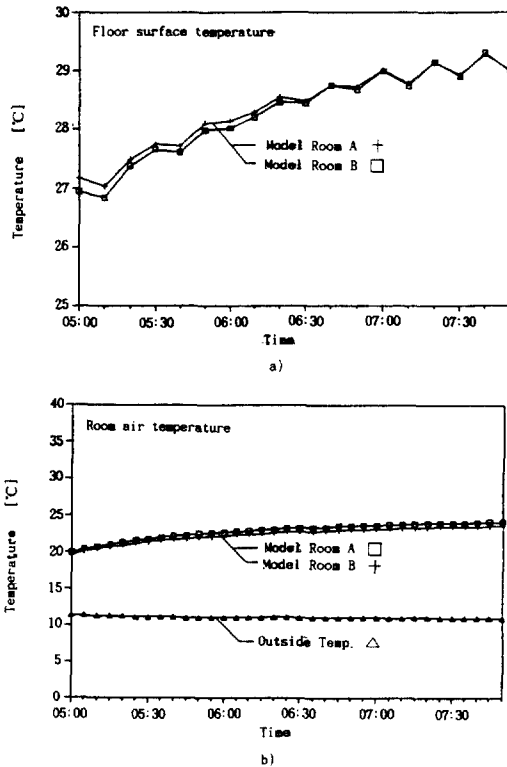


Fig.5 Results of Preliminary Test I  
a) Floor surface temperature,  
b) Room air temperature

4.1.2 바닥온 및 室溫 分布

모델 A실과 모델 B실에 同一 溫度的 溫수를 同一 流量 供給하고 日程別 실내 各 溫度 分布를 측정하였다. Fig. 6은 2월 12일과 2월 13일의 各 室溫 및 바닥表面 溫度 分布를 나타낸 것이다. 2월 12일은 平均 溫水 溫度를 57.2°C → 34.1°C로 저하시켰을 경우인데, Fig. 에서 보는 바와 같이 바닥표면온도 및 실온은 모델실 A, B 모두 서서히 하강하여 6시 이후부터는 거의 비슷한 變化樣相을 보이고 있다. 이때 모델 A실과 모델 B실의 바닥표면온도는 각각 29.7°C, 28.5°C이며, 실온은 각각 22.6°C, 23.9°C를 나타내고 있다.

2월 13일의 경우 모델 A실의 바닥표면온도와 실온은 각각 39.2°C, 28.8°C, 모델 B실의 바닥표면온도와 실온은 각각 37.2°C, 30.4°C를 나타냈다.

Table 3은 各 日程別 溫水 供給 溫도와 選

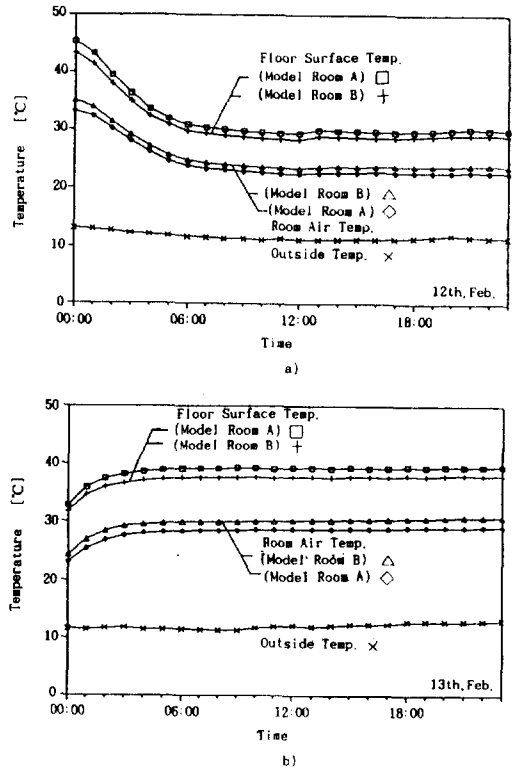


Fig.6 Room Air Temp. and Floor Surface Temp.  
a) 12th, Feb. b) 13th, Feb.

水 溫度를, Table 4는 室溫과 各 表面 溫度를 比較하여 나타낸 것이다. 표에서 보는 바와 같이 모델 A실과 모델 B실에 同一 溫度的 溫수를 同一 流量 供給하였는 데도 불구하고 모델 A실의 바닥표면온도는 모델 B실의 바닥표면온도 보다 높게 나타났으며, 실온은 반대로 모델 A실의 경우가 더 낮게 나타났다. 이와 같은 차이를 보인 것은 兩室의 內表面 輻射率 差 때문이며, 알루미늄 박을 내표면에 붙인 모델 A실의 경우는 내표면 輻射率이 낮기 때문에 바닥표면으로부터 輻射에 의한 放熱이 제대로 이루어지지 않은 결과로 이해할 수 있다. 그러나, 바닥표면온도와 실온의 差는 모델 A실이 모델 B실 보다 크게 나타나 반대로 對流에 의한 熱傳達量은 모델 B실보다 더 크게 나타내고 있는 것이 확인되었다.

즉, 溫突 바닥면으로부터의 放熱은 바닥면 自體의 溫度에만 의존하는 것이 아니라 공간

Table 3 Supply and Return Water Temperature of Each Day

Date	Average Supply Water Temp. [°C]	Average Return Water Temp. [°C]		Temp. Difference [°C]		
		Model A	Model B	Model A	Model B	(A - B)
11th, Feb.	57.2	56.3	55.9	0.9	1.3	0.4
12th, Feb.	34.1	33.8	33.6	0.3	0.5	0.2
13th, Feb.	46.2	45.5	45.3	0.7	0.9	0.2
14th, Feb.	67.8	66.5	66.1	1.3	1.7	0.4
15th, Feb.	79.9	78.4	77.9	1.5	2.0	0.5

Table 4 Comparison of Room Air Temp. and Each Surface Temp.

Room	Date	Room Air Temp. [°C] $t_R$	Surface Temp. [°C]						Temperature Diff. [°C]					
			Floor $t_f$	Ceiling $t_c$	North $t_n$	South $t_s$	East $t_e$	West $t_w$	$t_f - t_R$ $-t_R$	$t_R - t_c$ $-t_c$	$t_R - t_n$ $-t_n$	$t_R - t_s$ $-t_s$	$t_R - t_e$ $-t_e$	$t_R - t_w$ $-t_w$
Model A	11th, Feb.	34.2	47.9	30.9	30.8	28.8	29.5	30.4	13.7	3.3	3.4	5.4	4.7	3.8
	12th, Feb.	22.6	29.7	21.0	20.8	19.6	20.1	20.6	7.1	1.6	1.8	3.0	2.5	2.0
	13th, Feb.	28.8	39.2	26.5	26.2	24.5	25.3	26.0	10.4	2.3	2.6	4.3	3.5	2.8
	14th, Feb.	40.8	56.5	37.2	37.1	34.4	35.5	36.6	15.7	3.6	3.7	6.4	5.3	4.2
	15th, Feb.	48.0	66.1	43.9	43.5	40.5	41.9	43.2	10.1	4.1	4.5	7.5	6.1	4.9
Model B	11th, Feb.	36.5	45.4	35.1	34.7	31.8	34.9	34.7	8.9	1.4	1.8	4.7	1.6	1.8
	12th, Feb.	23.9	28.5	23.1	22.8	21.3	22.8	22.8	4.6	0.7	1.1	2.6	1.1	1.1
	13th, Feb.	30.4	37.2	28.9	28.7	26.4	28.7	28.6	6.8	1.5	1.7	3.8	1.7	1.8
	14th, Feb.	43.5	53.1	41.9	41.6	38.2	41.6	41.8	9.6	1.6	1.9	5.3	1.9	1.7
	15th, Feb.	50.9	61.9	48.4	48.1	44.2	48.3	48.0	11.0	2.5	2.8	6.7	2.6	2.9

을 구성하고 있는 벽체의 熱抵抗과 內表面輻射率 등의 熱特性에 따라서도 달라지는 것을 이해할 수 있으며, 效果的인 暖房計劃을 위해서는 室內熱環境에 영향을 미치는 제반 條件들을 모두 고려할 필요가 있다고 판단된다.

4.2 對流熱傳達特性 分析

4.2.1 바닥면

식(3)으로부터 對流熱傳達率  $\alpha$ 를 산정하기 위하여서는 각 벽체 부근의 온도분포를 하나의 曲線式으로 표현하여 表面에서의 도함수 즉,  $(\partial t / \partial x)_{x=0}$ 를 구하여야 한다. 本研究에서는 各 表面附近의 溫度分布  $t(x)$ 를  $t(x) = A + B \cdot e^{-\alpha x}$ 의 非線形 回歸 方程式으로 近似시키고 각 內表面에서의 도함수  $(\partial t / \partial x)_{x=0}$ 를 구하였다.

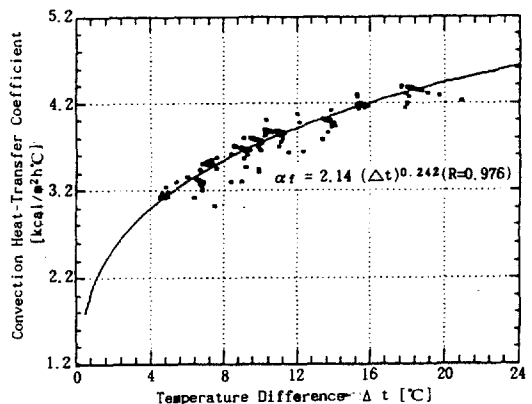


Fig.7 Convection Heat - Transfer Coefficients of Floor

모델실 A와 모델실 B의 每 時刻別 바닥面 對流熱傳達率을 구하고, 이를 바닥표면온도와

실온의 差  $\Delta t$ 로 일반화 시키면 각각 다음식과 같이 나타낼 수 있다. Fig. 7은 모델실 A와 모델실 B를 종합하였을 경우의 결과이다. 식 중에서  $R$ 은 두 변수간의 共分散을 각 변수의 표준편차로 나눈 값으로 상관계수라 하며, 상관계수의 절대치가 1에 가까울 수록 회귀에서 얻은 법칙이 完全한 것을 의미한다.

(모델 A 실)  
 $\alpha_f = 2.19(\Delta t)^{0.236} (R=0.985) \dots\dots (6)$

(모델 B 실)  
 $\alpha_f = 2.12(\Delta t)^{0.247} (R=0.947) \dots\dots (7)$

(모델 A, B 실 종합)  
 $\alpha_f = 2.14(\Delta t)^{0.242} (R=0.976) \dots\dots (8)$

식(6)~식(8)은 거의 비슷한 관계식 임을 알 수 있으며 따라서, 식(8)을 바닥면 對流熱傳達率의 一般式으로 이용하여도 큰 차이는 없을 것으로 판단된다.

또, 바닥면의 무차원수 범위는 Table 5와 같으며, Fig. 8은 바닥면의 Nusselt 수와 Rayleigh 수의 관계를 나타낸 것이다. 이 경우 바닥면의 Nusselt 수  $Nu_f$ 는 Rayleigh 수  $Ra_f$ 를 이용하여 다음 식으로 나타낼 수 있다.

(모델실 A, B 실 종합)  
 $Nu_f = 1.13(Ra_f)^{0.251} (R=0.929) \dots\dots (9)$

4.2.2 天障面

천장면의 경우도 바닥면의 경우와 마찬가지로 하여 매시각의 대류열전달율을 구하고 일반화 시키면 각각 다음 식과 같이 나타낼 수 있으며, Fig. 9는 모델 A실과 모델 B실을 종합하였을 경우의 결과를 나타낸다.

(모델 A 실)  
 $\alpha_c = 1.98(\Delta t)^{0.291} (R=0.969) \dots\dots (10)$

(모델 B 실)  
 $\alpha_c = 2.05(\Delta t)^{0.285} (R=0.951) \dots\dots (11)$

(모델실 A, B 종합)  
 $\alpha_c = 2.04(\Delta t)^{0.267} (R=0.970) \dots\dots (12)$

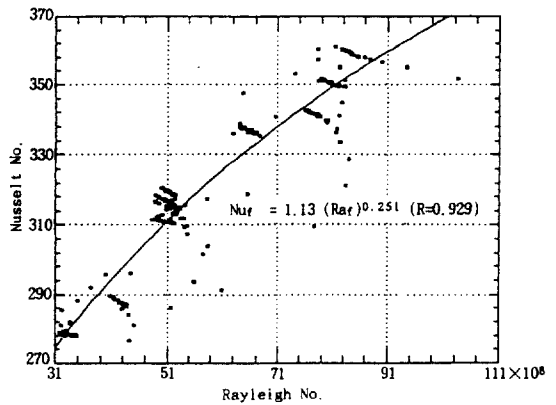


Fig. 8 Regression of Nusselt Number on Rayleigh Number (Floor)

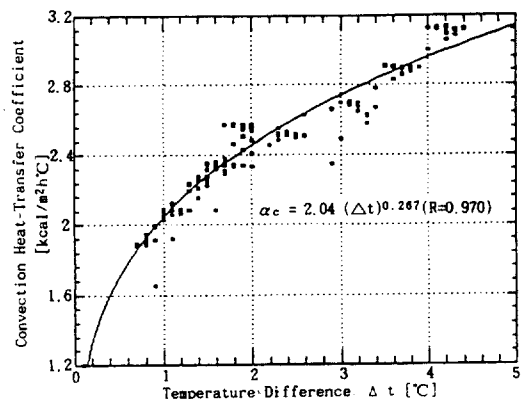


Fig. 9 Convection Heat-Transfer Coefficients of Ceiling

Table 5. Range of Each Dimensionless Numbers of Floor

Room	Nusselt No.	Prandtl No.	Grashof No.	Rayleigh No.
Model A	309.4 ~ 361.0	0.7011 ~ 0.7126	$6.89 \times 10^8 \sim 1.46 \times 10^{10}$	$4.83 \times 10^9 \sim 1.04 \times 10^{10}$
Model B	275.0 ~ 320.4	0.7013 ~ 0.7129	$4.55 \times 10^8 \sim 8.56 \times 10^9$	$3.19 \times 10^9 \sim 6.10 \times 10^9$

Table 6. Range of Each Dimensionless Numbers of Ceiling

Room	Nusselt No.	Prandtl No.	Grashof No.	Rayleigh No.
Model A	192.4 ~ 264.8	0.704 ~ 0.715	$1.61 \times 10^9 \sim 3.32 \times 10^9$	$1.13 \times 10^9 \sim 2.37 \times 10^9$
Model B	151.8 ~ 215.6	0.703 ~ 0.715	$7.35 \times 10^8 \sim 1.58 \times 10^9$	$5.17 \times 10^8 \sim 1.13 \times 10^9$

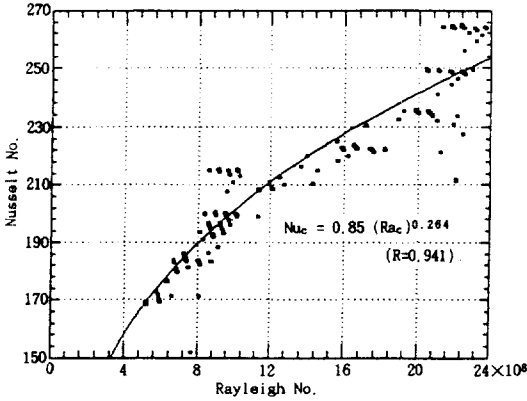


Fig.10 Regression of Nusselt Number on Rayleigh Number(Ceiling)

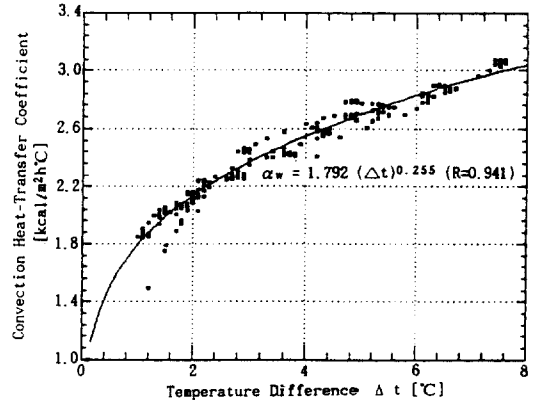


Fig.11 Convection Heat-Transfer Coefficients of Wall

또, Nusselt 수와 Rayleigh 의 관계는 Fig. 10에서와 같이

(모델실 A, B 종합)

$$Nu_c = 0.85 (Ra_c)^{0.264} \dots\dots\dots (13)$$

로 나타낼 수 있다. 이때 천장면의 각 무차원 수 범위는 Table 6 과 같다.

4.2.3 壁 面

壁面の 對流熱傳達率을 각 경우에 대하여 일반화시키고 나타내면 다음 식과 같다.

(모델 A 실)

$$\text{남측벽면 } \alpha_w = 1.81 (\Delta t)^{0.250} (R=0.985) \dots (14)$$

$$\text{북측벽면 } \alpha_w = 1.76 (\Delta t)^{0.258} (R=0.923) \dots (15)$$

$$\text{총 합 } \alpha_w = 1.76 (\Delta t)^{0.264} (R=0.950) \dots (16)$$

(모델 B 실)

$$\text{남측벽면 } \alpha_w = 1.75 (\Delta t)^{0.264} (R=0.990) \dots (17)$$

$$\text{북측벽면 } \alpha_w = 1.80 (\Delta t)^{0.250} (R=0.935) \dots (18)$$

$$\text{총 합 } \alpha_w = 1.80 (\Delta t)^{0.247} (R=0.983) \dots (19)$$

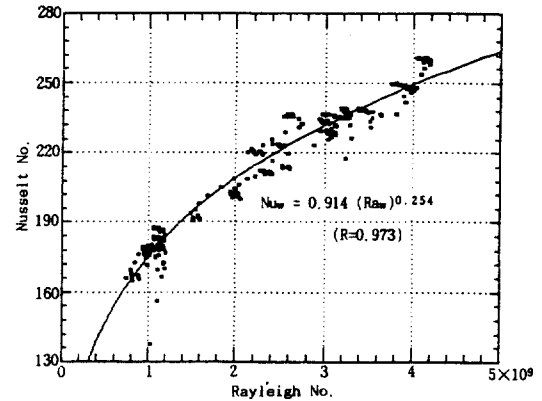


Fig.12 Regression of Nusselt Number on Rayleigh Number(Wall)

(모델실 A, B 종합)

$$\alpha_w = 1.792 (\Delta t)^{0.255} (R=0.984) \dots\dots\dots (20)$$

Fig.11은 모델 A 실과 모델 B 실을 종합하였을 경우 벽면의 대류열전달율을 일반화시킨 결과이다. 또, 벽면의 Nusselt 수  $Nu_w$  는 Fig.12와 같다.

(종합실 A, B 종합)

$$Nu_w = 0.914 (Ra_w)^{0.254} (R=0.973) \dots\dots\dots (21)$$

으로 나타낼 수 있다. 이때 각 무차원 수의 범위는 Table 7과 같다.



Table 7. Range of Each Dimensionless Numbers of Wall

Room		Nusselt No.	Prandtl No.	Grashof No.	Rayleigh No.
Model A	South	204.6 ~ 261.4	0.704 ~ 0.715	$(2.83 \sim 5.87) \times 10^9$	$(1.99 \sim 4.20) \times 10^9$
	North	174.0 ~ 236.6	0.704 ~ 0.715	$(2.06 \sim 4.85) \times 10^9$	$(1.45 \sim 3.47) \times 10^9$
Model B	South	195.6 ~ 239.8	0.704 ~ 0.715	$(2.66 \sim 4.60) \times 10^9$	$(1.87 \sim 3.29) \times 10^9$
	North	137.6 ~ 187.8	0.703 ~ 0.715	$(1.48 \sim 2.36) \times 10^9$	$(1.04 \sim 1.69) \times 10^9$

4.3 對流熱傳達率 提案式의 檢討

各 壁體 表面으로부터 損失되는 熱量은 各 벽體의 內外 表面溫度差를 利用하여 求할 수 있는 데 이것은 各 壁體 表面에서의 열전달 량 즉, 對流와 輻射에 의한 熱傳達量의 合과 같다. 이 중에서 輻射에 의한 傳達量을 뺀 나머지 對流熱량(Result I)이 된다. 또한, 對流熱傳達率의 基本 理論式을 利用하여 本 연구에서 제안한 各 내표면의 對流熱傳達率을 利用하여 對流熱량(Result II)을 計算할 수 있으므로 양자를 比較・검토할 수 있다. 바닥면은 放熱面이므로 各 壁體로 損失되는 熱量과 室溫上昇에 부여된 熱量의 合이 곧 바닥면으로부터의 放熱量이 된다.

여기서 Result I은 實際의 條件이 되며 Result II는 本 연구에서 提案한 各 內表面 對流熱傳達率을 利用한 推定値가 된다.

本 연구에서는 實測한 各 壁體의 內外 表面溫度로부터 各 壁體의 貫流熱량과 內表面 輻射熱량을 각각 應答係數法<sup>6)</sup>과 室內相互輻射理論인 Gebhart's Absorption Factor Method<sup>7)</sup>를 적용하여 算定하고 各 表面에서의 對流熱량을 求하였다. 實測概要에서도 언급한 바와 같이 모델실을 構成하고 있는 壁體는 일반적인 건물벽體로 사용되는 材에 比하여 熱容量이 대단히 작기 때문에 壁體를 통한 貫류열량을 이론式에 의하여 求하여도 실제의 條件과 큰 차이가 없을 것으로 판단된다.

Fig. 13은 各 各 모델실험실 A와 B의 바닥면과 천장면의 計算結果를 比較하여 나타낸 것이다.

그림에서 보는 바와 같이 모델실험실 A, B 모두 양간의 오차를 보이긴 하지만 대체로

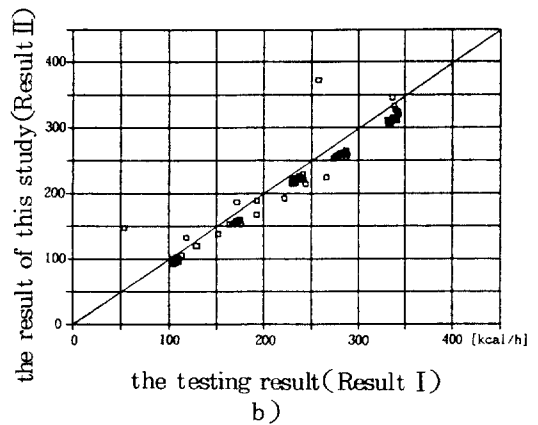
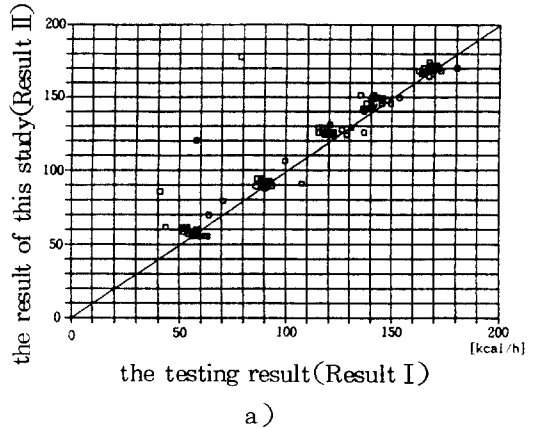


Fig. 13 Comparison of Convection Heat Flow Rate through Floor Surface :a) Model room A, b) Model room B

실측치와 추정치가 잘 일치하고 있는 것을 알 수 있다.

따라서, 本 연구에서 提案한 溫突暖房空間의 各 部位別 對流熱傳達率의 一般式은 어느 정도 그 타당성이 인정된다고 판단된다.

5. 結 論

本 研究에서는 溫突暖房空間의 對流熱傳達特性을 과학하고 實用的인 對流熱傳達率을 提案하는 것을 目的으로 모델실험결과를 이용하여 各 部位의 對流熱傳達 特性을 分析・檢討하였으며, 結果를 要約하면 다음과 같다.

1) 모델실험실 A와 모델실험실 B의 溫度分布 結果로부터 溫突暖房空間의 熱傳達現象은 輻射와 對流에 의한 熱傳達現象이 각각 독립적으로 이루어지는 것이 아니라 구조체의 열특성 등 여러 요인에 따라 유기적으로 이루어지므로 이를 대상으로 한 熱環境 解析時에는 이에 영향을 미치는 여러 요인을 종합적으로 고려할 필요가 있다고 판단된다.

2) 各 部位의 對流熱傳達率을 일반화하고 검토한 결과 각각 다음 식으로 제안 할 수 있었다.

$$\text{(바닥面)} \alpha_f = 2.14(\Delta t)^{0.242} \quad (R=0.976)$$

$$\text{(天障面)} \alpha_c = 2.04(\Delta t)^{0.267} \quad (R=0.970)$$

$$\text{(壁 面)} \alpha_w = 1.972(\Delta t)^{0.255} \quad (R=0.984)$$

3) 各 表面의 對流熱傳達特性을 無次元化하였을 때 Nusselt 수는 Rayleigh 수에 대하여 각각 다음과 같은 식으로 一般化하여 提案할 수 있었다.

$$\text{(바닥面)} Nu_f = 1.13(Ra_f)^{0.251} \quad (R=0.929)$$

$$\text{(天障面)} Nu_c = 0.85(Ra_c)^{0.264} \quad (R=0.941)$$

$$\text{(壁 面)} Nu_w = 0.914(Ra_w)^{0.254} \quad (R=0.973)$$

參 考 文 獻

1. 孫章烈, 安炳旭, 方昇基, 1989. “溫突面의 放熱量 算定方法에 關한 研究”, 空氣調和・冷凍工學 論文集, 第1卷, 第2號, pp. 173~181.
2. 孫章烈, 安炳旭, 方昇基, 1988. “溫突바닥面의 對流熱傳達率에 關한 研究”, 大韓建築學會學術發表論文集, 第8卷, 第2號, pp. 367~371.
3. 渡邊俊行, 1975. “室內表面의 對流熱傳達率에 關する諸問題”, 日本建築學會環境工學委員會熱分科會第5回シンポジウム, 室溫とは何か.
4. W. H. McAdams, 1954. Heat Transmission, McGraw-Hill.
5. J. P. Holman, 1981. Heat Transfer, McGraw-Hill.
6. 松尾 陽 外, 1980. 空調設備의 動的熱負荷計算入門, 日本建築設備士協會.
7. B. Gebhart, 1959. “A New Method for Calculating Radiant Exchanges”, ASHVE Trans., Vol. 65.
8. 孫章烈, 安炳旭, 辛容太, 1988. “溫突面의 內表面 輻射熱傳達率에 關한 研究”, 空氣調和・冷凍工學會誌, 第17卷, 第5號, pp. 598~606.
9. 孫章烈, 安炳旭, 方昇基, 高時應, 1988. “溫突面의 輻射放熱量 解析에 關한 研究”, 大韓建築學會論文集, 第4卷, 第5號, pp. 149~155.
10. ASHRAE, 1985. ASHRAE Handbook of 1985 Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers.