

복사난방패널의 설계 및 운전을 위한 열적 특성 분석

An analysis of the thermal characteristics for optimal design and operation of the radiant heating panels

이 태 원*
T. W. Lee

Key words : Radiant heating panel(복사난방패널), Heat supplied(방열량), Pipe pitch(온수관 매설간격), Flow rate(유량), Design(설계)

Abstract

The theoretical analysis and experiment with simulator were performed to obtain the temperature distributions in radiant heating panel and heat supply from hot water to heating space for the purpose of the development of comfortable living space from a point of view of the improvement of air quality and the enhancement of system efficiency. The relations of various parameters, such as pipe pitch, room temperature as well as flow rate and temperature of hot water and so on, with the rate of heat supplied, mean temperature and maximum temperature difference at panel surface were discussed.

The effects of these parameters were also verified on the thermal performance of heating panel using the relations which could be used for the optimal design and operation of the radiant heating panel.

기 호 설 명

A : 벽표면의 면적(m^2)
 C_p : 정압비열($J/kg \cdot ^\circ C$)
 D : 온수관의 직경(m)
 F_{i-j} : 표면 j에 대한 표면 i의 형상계수
 Gr : Grashof수
 h_p : 온수관에서의 대류열전달계수($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
 h_s : 패널표면에서의 대류열전달계수($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

k : 열전도율($W/m \cdot ^\circ C$)
 i : 온수관의 길이(m)
 L : 패널의 두께(m)
 N : 실내표면의 수
 Nu : Nusselt수
 Pr : Prandtl수
 \dot{Q}_s : 복사열전달율(W)
 \dot{q}_o : 대류열전달율(W/m^2)
 r : 반경방향 좌표
 Re : Reynolds수
 T : 온도($^\circ C$)

* 정회원, 한국건설기술연구원

- T_n : 온수의 평균온도($^{\circ}\text{C}$)
 T_p : 패널표면의 온도($^{\circ}\text{C}$)
 T_a : 실내공기의 평균온도($^{\circ}\text{C}$)
 V : 유체의 속도(m/s)
 W : 온수관 매설간격(m)
 x : 좌표
 y : 좌표

그리스 문자

- ϵ : 복사율
 μ : 점성계수
 ρ : 반사율
 σ : Stefan-Boltzmann 상수($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}^4$)

하 첨 자

- c : 패널 내부
 d : 하류측
 f : 온수
 i : i 번째 층
 k : k 번째 벽표면
 max : 최대값
 mean : 평균값
 min : 최소값
 r : 온수 출구측
 s : 온수 공급측
 u : 상류측
 w : 온수관 벽표면

1. 서 론

공간의 바닥을 가열함으로써 실내공기 및 표면의 온도를 상승시키기 위하여 복사난방패널(Radiant Floor Heating Panel)이 사용된다. 국내에서는 대부분의 주택난방을 위하여 온돌이라고도 불리는 이 방식을 채택하고 있으며, 온수관군이 매설된 여러 가지 재질의 층으로 구성되는 패널에 보일러 등으로부터 공급되는 온수를 순환시키는 방법을 채택하고 있다.

바닥패널에 의한 난방방식은 주로 복사열전달에 의하여 실내공기 및 벽면을 가열하기 때문에 실내 상하의 온도분포가 거의 균일하여 쾌적성의 면에서 우수하고 설치 및 운전비용이 비교적 저렴함은 물론, 운전 및 유지에 따른 분체점도 거의 없이 오랫동안 주택의 난방을 위하여 사용되어 왔다.

이러한 온수순환 바닥난방패널 시스템에서 에너지의 소비절약과 쾌적한 주거환경의 조성을 위하여는 먼저 패널에 대한 전열 및 축열 특성이 규명되어야 하고, 이를 토대로 패널 및 시스템의 최적설계가 이루어지고 효율적인 운전조건이 설정되어야 한다. 그러나 이러한 난방패널 시스템은 형태 및 기능이 단순함에도 불구하고 설계 및 운전자료의 부족으로 인하여 괴열에 따른 에너지의 낭비, 가열시와 비가열시의 지나치게 큰 온도차, 축열과 시간 지연에 따른 실내온도 제어의 어려움 등 에너지절약 및 주거환경의 측면에서 해결하여야 할 많은 문제점을 지니고 있다. 특히 국내에서는 이에 대한 효과적인 설계나 운전과 관련된 기준이 없이 거의 경험에 의존하고 있어 이에 대한 대책이 마련되어야 할 것으로 판단된다.

이와 관련된 연구로서 복사난방패널의 열적거동과 성능해선에 관한 일련의 연구결과^{1)~4)}가 있으며, 이는 난방패널의 비정상 열전달특성과 전열성능을 규명하기 위하여 파이프 매설간격, 직경, 매설깊이, 패널의 구조 및 재질 등의 설계변수와 온수의 온도 및 유량 등의 운전변수를 설정, 수치실험과 현장실험을 수행함으로써 각종의 변수가 패널의 열적거동과 성능에 미치는 영향을 분석하였다. 그러나 이 연구결과들은 패널의 비정상 열전달특성의 규명에 착안, 패널의 설계 및 운전과 필요한 정성적인 자료를 제공하는데 그쳐 실제 설계자가 이 자료를 참고하는 데는 어려움이 있었다.

본 연구에서는 위의 연구결과들을 기초로 하고 복사난방패널의 각종 파라미터에 따른 열적 특성을 정량적으로 분석, 정리함으로써 시스템의 설계, 운전시에 활용할 수 있는 자료를 제공하고자 하였다. 즉 온수관 매설간격과 공급온수의 유량 및 공급온수의 온도 등을 파라미터로 하여 패널에서의 방열량과 온도분포에 관한 도표를 제시하였고, 이를 이

용함으로써 각 공간의 난방부하에 따른 적절한 복사난방패널의 설계와 운전이 가능하도록 하였다.

이를 위하여 실제 주거공간의 난방을 재현할 수 있는 시뮬레이터를 제작, 실험을 수행하였고 관련 수치실험도 병행하였다.

2. 해석모델 및 방법

난방패널의 이론해석을 위하여는 먼저 Fig.1에 도시한 바와 같은 한 단면에서의 해석모델을 설정하였다. 패널은 여러개의 층으로 구성되나 각 층에 대한 재질은 균일하고 그 내부에는 온수관이 매설되어 있다. 패널의 양 측면은 동일한 조건의 적용에 따른 단열을 가정하였고, 한 단면에서 온수관내 온수의 온도는 평균온도로서 일정한 것으로 가정하였다. 또한 온수관 자체는 열저항이나 축열능력이 없는 것으로 가정하였다.

한편 온수관 길이방향으로의 해석을 위하여는 Fig.2에 보인 바와같은 해석모델을 설정하였다. 하나의 단면에 대한 계산을 마친 후에는 그 단면에서의 결과에 의하여 일정거리의 하류에 위치하고 있는 단면에 대한 온수관 경계조건을 계산한 후, 하류측 단면에 대한 계산을 수행한다.

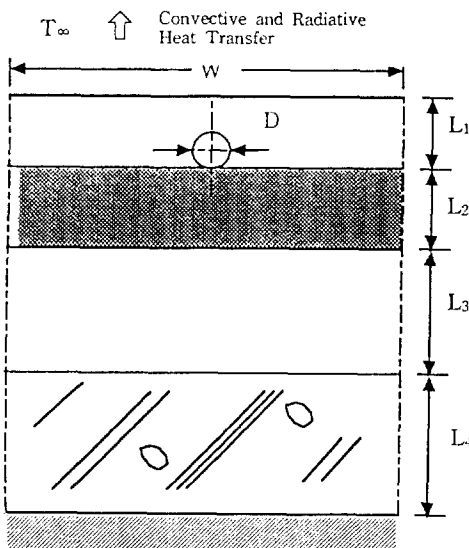


Fig.1 Schematic diagram of model for panel

하나의 단면에 대한 온도분포의 계산을 위하여는 해석모델에 대하여 다음과 같은 2차원 정상상태 열전도방정식을 사용한다. 즉 온수관 미소길이에 대한 온도차가 매우 작아서 패널 내부에서의 관방향 열전도율은 반경방향 열전도율에 비하여 상대적으로 매우 작음을 고려하여 무시하였다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k_r \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_t \frac{\partial T}{\partial y} \right) = 0 \quad (1)$$

여기서 k_t 는 패널을 구성하는 층들의 열전도율이다.

식 (1)을 해석하기 위한 경계조건으로는 패널 내부의 층과 층사이에서의 온도 및 열유속이 같다는 계면조건⁽¹⁾ 및 패널 측면에서의 단열조건 이외에도 다음과 같은 조건들을 적용한다. 먼저 패널 표면에서의 대류열전달량을 다음의 식으로부터 계산한다.

$$\dot{q}_c = h_c (T_p - T_\infty) \quad (2)$$

윗식에서 T_p 및 T_∞ 는 각각 패널 표면온도 및 실내온도이고, 패널표면에서의 대류 열전달계수 h_c 는 공간의 형태와 패널표면의 온도 등에 따라 다음과 같이 변화한다^{(1),(2)}.

즉 아랫면이 가열된 직사각형 밀폐공간 내에서의 다음의 식을 사용한다.

$$H/L = 1/3 \text{ 일때 } Nu = 0.04 Gr^{0.352}$$

$$H/L = 1/5 \text{ 일때 } Nu = 0.0035 Gr^{0.7}$$

$$1/2 < H/L < 1 \text{ 일때 } Nu = 0.89 Gr^{0.2} (H/L)^{0.45}$$

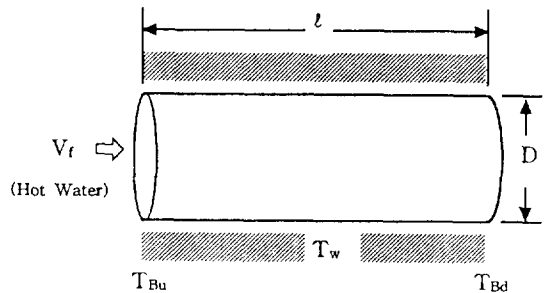


Fig.2 Calculation model along the direction of pipe

여기서 Nu 는 패널 표면과 실내공기 사이의 Nusselt수이고 H 와 L 은 각각 직사각형 밀폐공간의 높이와 폭이며 Gr 은 Grashof수이다.

또한 패널 표면에서의 복사열전달량은 다음의 방법에 의하여 구할 수 있다^{(1),(6)}.

$$\dot{Q}_k = A_k \epsilon_k \sigma T_k^4 - \sum_{j=1}^N A_j \epsilon_j \sigma T_j^4 G_{jk} \quad (3)$$

$$G_{jk} = F_{j-k} \epsilon_k + \sum_{i=1}^N F_{j-i} \rho_i G_{ik}$$

여기서 F_{i-} 는 표면 j 에 대한 표면 i 의 형상계수, A_k 는 k 표면의 면적, ϵ_k 는 k 표면의 복사율, ρ_k 는 k 표면의 반사율, σ 는 Stefan-Boltzmann 상수이다. T_k 는 k 표면의 온도로서, 계산시에는 비가열표면의 경우에는 주어진 일정한 값을, 가열표면의 경우에는 계산된 패널표면에서의 평균값을 사용하였다.

한편 온수의 온도는 패널입구에서 설정치가 주어 져 입구단면에서의 계산을 먼저 수행한다. 이때 온수와 온수관 표면 사이의 열전달계수를 먼저 구하고, 온수관이 온수로부터 받은 열량은 패널이 온수관으로부터 받은 열량과 같다는 다음의 에너지 평형식으로부터 패널 입구단면에서의 온수관 표면온도 T_w 를 계산할 수 있다. 즉

$$h_p(T_H - T_w) = -k_c \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{w/2} \quad (4)$$

여기서 T_H 는 단위길이를 가지는 온수관 한 단면에서의 온수 평균온도(Bulk Temperature), r 은 온수관에서의 반경방향 좌표, h_p 및 k_c 는 각각 온수관 표면에서의 열전달계수와 온수관이 매설된 층의 열전도율이다. 온수관 표면에서의 열전달계수는 공급유량 또는 레이놀즈수, 온수관의 길이 등에 따라 변화하게 된다⁽¹⁾.

T_w 에 대한 결과식은 다음과 같다.

$$T_w = \frac{\frac{h_p D}{k_c} \cdot T_H + \frac{D}{\Delta r} \cdot T_i}{\frac{h_p D}{k_c} + \frac{D}{\Delta r}} \quad (5)$$

여기서 D 는 온수관의 직경, T_i 는 온수관에 바로 이웃하고 있는 패널내 격자점의 온도, Δr 은 온수

관에 이웃한 패널 격자점까지의 거리이고, Nu 는 누셀트수이다.

한편 입구단면 또는 현단면에서의 계산을 마친 후에는 다음 하류측 단면에서의 계산을 계속하는데, 이때에는 바로 전 단면에서의 결과를 사용하여 현 단면에서 온수의 평균온도를 다음과 같은 방법으로 구한다⁽²⁾. 즉 온수관의 길이 l 에서 온수로부터의 방열출량은 같은 길이에서 온수관이 받은 열량과 같으므로 다음과 같이 된다.

$$\rho V_f \frac{\pi D^2}{4} C_p (T_{in} - T_{out}) = h \pi D l (T_{in} - T_w) \quad (6)$$

이로부터 현단면에서의 온수 평균온도를 다음의 식으로 구할 수 있다.

$$T_{out} = T_{in} - \frac{Nu \cdot 4l \cdot k_c}{Pr \cdot Re \cdot k_f \cdot D} (T_{in} - T_w) \quad (7)$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k_f}$$

$$Re = \frac{\rho_f V_f D}{\mu}$$

윗식에서 T_{out} 및 T_{in} 는 각각 하류측 단면 즉 현 단면 및 상류측 단면 즉 전단면에서 온수의 평균온도로서 한단면에서의 평균치를 사용하였다. 또한 Pr 은 프란틀수, Re 는 레이놀즈수, D 는 온수관 직경, 그리고 l 은 상류측 단면으로부터 하류측 단면까지 온수관의 길이이다. 또 T_w 는 식 (5)에서 구한 전 단면에서의 온수관 표면온도이고, k_c 및 k_f 는 각각 온수관이 매설된 층 및 온수의 열전도율이며, C_p , ρ , μ 및 V_f 는 각각 공급 온수의 비열, 밀도, 점도 및 유속이다.

해석시에는 온수관은 원형이고 패널은 평판의 형태이므로 해석모델의 형상에 맞도록 계산영역에 대한 좌표변환을 먼저 수행하고, 변환된 좌표에 대한 지배방정식을 각종의 경계조건을 적용하여 푼다⁽⁷⁾.

3. 실험장치 및 방법

난방패널 및 난방공간에서의 온도분포를 측정하여 패널의 선열특성을 분석하고 이론해석 결과를

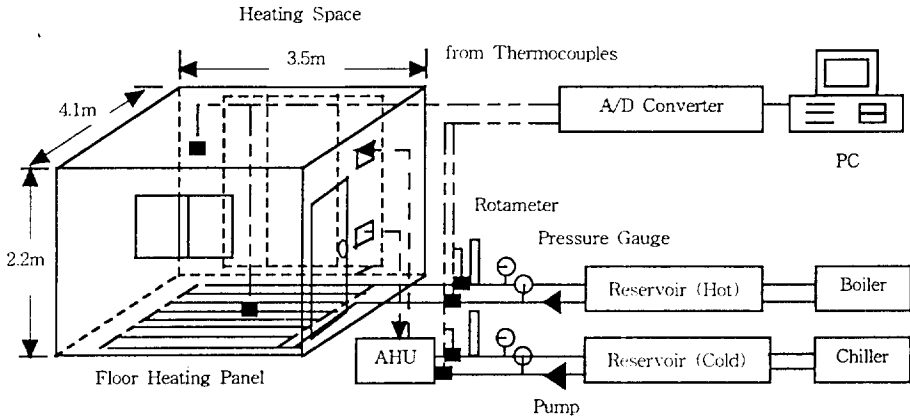


Fig.3 Schematic diagram of experimental apparatus

검증하기 위하여 시뮬레이터를 제작하고 실험을 수행하였다. 시뮬레이터는 국내에서 가장 보편적이라고 판단되는 규모와 형태를 가지는 주택의 거실로 설계하였고, 이 공간에 Fig.3에 보인 바와 같이 바닥 난방용 패널을 설치하고 이를 항온수조에 연결하였다. 패널의 온수관 입구에는 압력계와 유량계를 설치하여 유량을 설정치로 제어할 수 있도록 하였고, 공급온수의 온도 즉 수조의 온도는 보일러로부터 열을 공급받아 설정치로 제어할 수 있도록 하였다.

한편 동일한 기후조건 하에서 실험을 수행하는 경우 파라미터의 변화에 따라 난방공간의 온도조건이 크게 달라지게 되고, 따라서 난방부하의 변화에 따른 효과적인 분석이 불가능하므로 실험시 동일한 실내 열환경을 유지할 수 있도록 냉각 시스템을 통한 냉각도 가능하도록 시스템을 구성하였다. 냉각 시스템은 냉동기와 냉수조, 펌프, 공조기기류 및 제어장치들로 구성하였고, 실내공간의 온도를 설정치로 유지하기 위하여 냉수의 온도와 유량 및 풍량을 제어할 수 있도록 제작하였다.

패널 및 실내공간의 온도측정을 위하여는 동-콘스탄탄 열전대를 사용하였고, 이 열전대에서 발생하는 신호는 A/D변환기를 통하여 컴퓨터에 입력되도록 하였다.

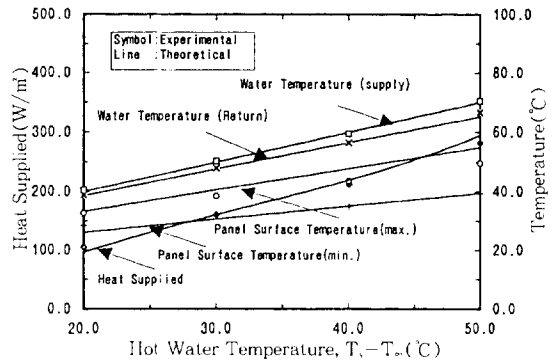


Fig.4 Comparison of the theoretical result with the experimental one(Pitch : 0.2m)

4. 해석결과 및 고찰

복사난방패널의 설계를 위한 열적 특성을 분석하고 패널 및 이를 이용하는 난방 시스템의 설계 및 운전자료를 얻기 위하여 각종 파라미터의 변화에 따른 패널의 열적 거동 및 성능을 고찰하였다. 주요 파라미터로는 실내온도와 온수관의 매설간격, 공급온수의 온도 및 유량을 택하였고, 실험 및 이론해석의 결과로서 패널 각부의 온도분포와 온수의 입·출구 온도를 구하고 이를 토대로 하여 공급열량을 계산하였다.

Fig.4는 온수관의 매설간격을 0.2m, 레이놀즈수를 25,000으로 하였을때 온수의 입·출구 온도, 패

널표면에서의 최고 및 최저온도 그리고 공급열량에 대한 실험결과와 이론해석 결과를 공급온수의 온도 변화에 따라 비교, 도시한 것이다. 먼저 공급온수와 실내공기의 온도차가 증가함에 따라 온수의 입·출구 온도가 증가하고 공급온수의 온도가 높아질수록 입·출구 온도차가 증가하여 공급열량이 증가함을 볼 수 있고, 실험치와 이론해석 결과가 비교적 잘 일치함을 보여주고 있다. 한편 패널표면에서의 최고 및 최저온도도 각각 공급온수의 온도가 증가할수록 증가하며 표면에서의 온도차 또한 점차 커짐을 볼 수 있다. 온수 입·출구온도의 측정결과와는 달리 패널표면에서의 최고온도는 이론해석결과와 측정결과 사이에 차이가 있음을 볼 수 있는데, 이는 수치해석상의 오차 및 시공상의 오차와 센서의 설치위치의 부정확성 등에 기인하는 것으로 판단된다. 그러나 패널표면의 최저온도에 대한 계산 및 실험결과는 잘 일치하고 있다.

Fig.5는 패널의 표면적을 10㎡로, 레이놀즈수를 25,000으로 한 경우, 온수관 매설간격의 변화에 따른 공급온수의 입·출구 온도차의 변화를 각각의 공급온수 온도에 대하여 도시한 것으로, 공급온수의 온도는 공급온수와 실내공기와의 온도차로써 표시하였다. 먼저 각 공급온수의 온도에 대하여 온수관의 매설간격이 감소함에 따라 입·출구 온도차가 증가함을 볼 수 있는데, 이는 매설간격이 감소함에 따라 동일한 패널 표면적에 대한 전체의 배관길이

가 증가함으로써 패널에 접하는 온수관 표면의 열전달면적이 상대적으로 커지기 때문이며, 이러한 증가폭은 온수의 온도가 증가함에 따라 점차 커짐을 보여준다. 참고로 동일한 패널 표면적에 대한 매설간격의 변화에 따른 온수관 길이의 변화를 Fig.6에 도시하였다. 이는 매설간격이 0.2m인 경우를 기준으로 한 것으로, 매설간격이 감소할수록 배관길이는 크게 증가한다. 그러나 앞 그림에서 온수의 입·출구 온도차는 그에 비례하여 변화하지는 않음을 볼 수 있는데, 이는 매설간격이 좁은 경우에는 온수관 주위 패널의 평균온도가 높고 이에 따라 온수로부터 패널로의 열전달율이 비교적 작기 때문으로 분석된다. 한편 동일한 매설간격의 경우에는 온수의 온도가 증가함에 따라 입·출구 온도차가 증가한다.

Fig.7은 온수관 매설간격의 변화에 따른 공급열량 및 패널 표면온도의 변화를 각각의 공급온수의 온도에 대하여 도시한 것으로, 패널 표면온도는 표면의 평균온도와 실내온도와의 차이로, 공급온수의 온도는 앞에서와 마찬가지로 공급온수와 실내공기와의 온도차로써 나타내었다. 온수관의 매설간격이 증가함에 따라 온수 입·출구 온도차의 경우와 같은 경향을 보이며 공급열량과 패널 표면온도가 감소하는데, 이는 매설간격이 넓은 경우에는 하나의 온수관이 담당하는 패널의 체적 및 표면적이 넓음으로 인하여 패널 내부 및 표면이 상대적으로 낮은

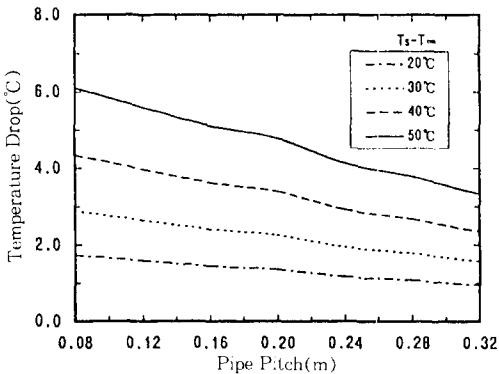


Fig.5 Variation of temperature drop($T_s - T_r$) of hot water for various pipe pitches and supply water temperatures

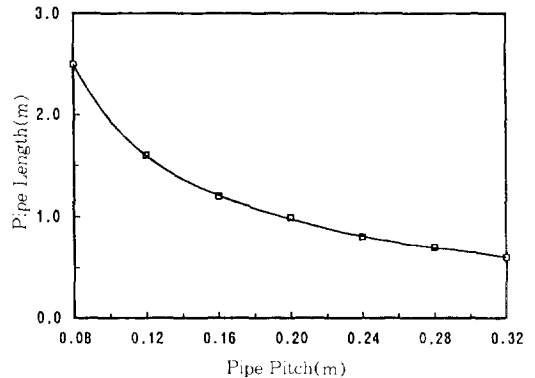


Fig.6 Variation of pipe length with pipe pitch for the same area on panel

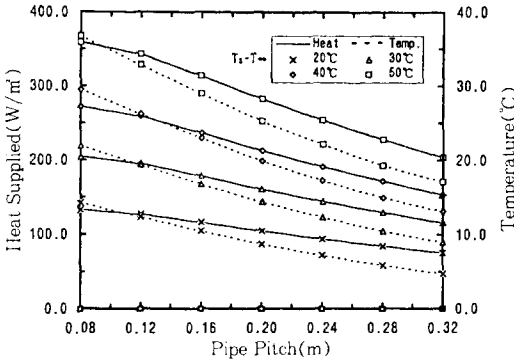


Fig.7 Variation of heat supplied and mean temperature of panel surface($T_{p,mean} - T_w$) for various pipe pitches and supply water temperatures

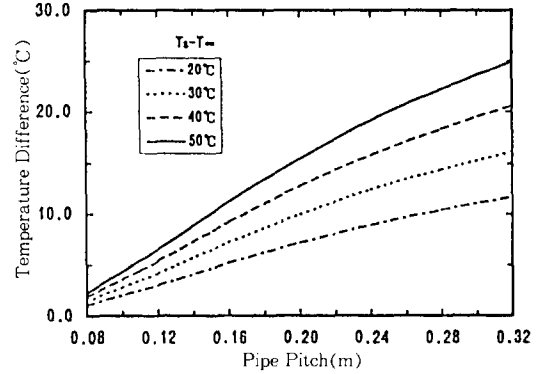


Fig.8 Variation of temperature difference($T_{p,max} - T_{p,min}$) at panel surface for various pipe pitches and supply water temperatures

온도분포를 가지기 때문이다. 이 결과는 대상공간의 난방부하가 알려지면 그에 따라 온수관의 매설 간격과 표면온도를 알려줌으로써 패널의 설계시에 바로 활용될 수 있을 것으로 판단된다. 즉 공간의 난방부하에 따라 몇몇 공급온수의 온도에 대한 온수관 매설간격을 설정하고 각각의 패널 표면온도와 배관길이 및 그에 따른 시설비 및 운전비 등을 비교, 검토함으로써 최적의 온수관 매설간격을 쉽게 선정할 수 있을 것이다.

그러나 이 결과는 본 연구에서 제안한 특정 패널의 구조 및 재질에 대한 결과로서 보다 더 효율적이고 보편적인 설계자료의 작성을 위하여는 향후 패널의 구조 및 재질에 대한 표준화를 위한 구체적인 연구를 수행하여 국내의 실정에 적합한 패널의 표준모델을 먼저 설정한 후, 그 표준모델에 대한 결과를 사용하는 것이 바람직할 것이다.

한편 Fig.8은 패널표면에서의 최대온도차를 각각의 온수관 매설간격 및 공급온수의 온도에 대하여 도시한 것이다. 각 온수온도의 경우에 최대온도차는 매설간격이 증가함에 따라 점차 증가함을 보여주는데, 이는 매설간격이 증가하면 온수관 주위의 온도분포는 매설간격이 좁은 경우에 비하여 그다지 큰 온도분포의 차이를 보이지 않는 반면 온수관으로부터 가장 멀리 떨어져 있는 부분의 온도는 매설간격에 따라 큰 차이가 있기 때문으로 판단된다. 이러한 큰 표면온도차는 표면온도의 불균일을

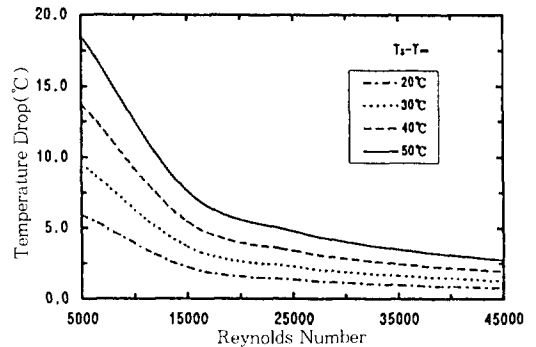


Fig.9 Variation of temperature drop($T_s - T_1$) of hot water for various Reynolds numbers and supply water temperatures

초래함으로써 주거공간의 쾌적성을 저하시키는 요인으로 작용하기 때문에 패널의 설계시에 적절한 값 이내로 되도록 고려하여야 한다. 이를 위하여는 앞에서의 표면온도와 실내공기의 온도차와 함께 실내 열환경의 고려를 통한 표면 최대온도차에 대한 합리적인 제한치가 설정되어야 할 것이다.

Fig.9는 패널의 표면적을 10㎡, 온수관의 매설간격을 0.2m로 하는 경우 온수의 공급유량 즉 레이놀즈수의 변화에 따른 온수 입·출구 온도차를 각각의 공급온수 온도에 대하여 도시한 것이다. 각 온수의 온도에 대하여 레이놀즈수가 증가함에 따라 유속의 증가로 인하여 입·출구 온도차가 크게 감

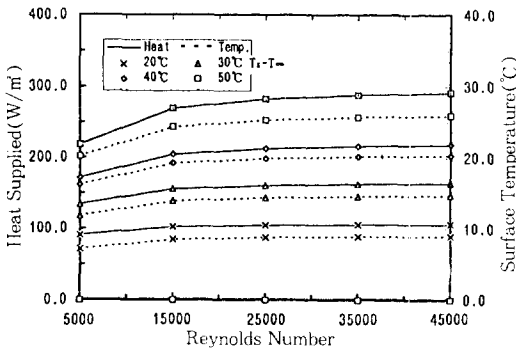


Fig.10 Variation of heat supplied and mean temperature of panel surface($T_{p, mean} - T_w$) for various Reynolds numbers and supply water temperatures

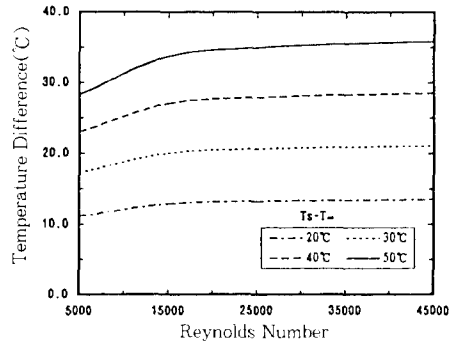


Fig.11 Variation of temperature difference ($T_{p, max} - T_{p, min}$) at panel surface for various Reynolds numbers and supply water temperatures

소함을 보여주고 있고, 특히 레이놀즈수 5,000~15,000 사이에서 큰 변화를 보여주고 있다. 따라서 레이놀즈가 작은 경우에는 입구부와 출구부의 패널 표면 온도분포에 있어 큰 차이를 보일 것이다. 또한 레이놀즈수가 상대적으로 작은 영역에서는 공급 온수의 온도변화에 따른 입·출구 온도차의 변화가 상당히 크나 레이놀즈수가 증가하면서 그 차이가 점차 감소함을 볼 수 있다.

Fig.10은 레이놀즈수의 변화에 따른 공급열량 및 패널 표면온도의 변화를 각 공급온수의 온도에 대하여 도시한 것으로, 온수 입·출구 온도차의 경우와는 반대의 경향을 보여주고 있다. 즉 저레이놀즈수 영역에서는 온수의 입·출구 온도차는 매우 큰 반면 공급유량이 상대적으로 적어서 공급열량 및 표면 온도분포가 낮음을 알 수 있다. 또한 공급 온수의 온도변화에 따라서는 큰 차이를 보여주나 레이놀즈수의 변화에 따라서는 15,000 이상의 영역에서는 공급열량 및 표면온도 변화의 폭이 상당히 감소함으로써 공급유량의 변화에 따른 차이를 무시한다 하더라도 결과에는 큰 차이가 없을 것으로 판단된다. 따라서 본 연구에서 대상으로 한 패널의 경우에는 레이놀즈수를 이 범위 이상으로 하는 것은 지나친 동력손실만을 초래할 것이며, 그 이하의 범위에서 난방공간의 부하에 따라 적절한 공급유량을 선정하는 것이 합리적이나, 다만 앞서서도 기술한 바와 같이 레이놀즈수가 지나치게 작

은 경우에는 패널표면에서의 온도분포가 불균일해 지므로 주의하여야 한다.

Fig.11은 패널표면에서의 최대온도차를 각각의 레이놀즈수 및 공급온수의 온도에 대하여 도시한 것이다. 패널표면 최대온도차도 역시 공급열량의 경우와 동일한 경향을 볼 수 있으며 저레이놀즈수 영역에서 비교적 큰 변화를 보여주고 있다.

4. 결 론

복사난방패널 및 난방시스템의 설계, 운전시에 활용할 수 있는 자료를 제공하기 위하여 온수관 매설간격과 공급온수의 유량 및 온도 등 파라미터와 공급열량, 온도분포 사이의 관계를 분석, 고찰한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 대상공간의 난방부하에 따라 효율적인 난방 패널의 설계를 가능케 해주는 도표를 작성하였고 그 사용방법을 제시하였다. 즉 공간의 난방부하 또는 공급열량이 설정되면 적절한 초기투자비와 운전비 그리고 패널표면 평균온도 및 표면 최대온도차가 유지되도록 온수관 매설간격과 공급온수의 온도를 설정할 수 있다.

2) 레이놀즈수를 일정치(본 연구에서 대상으로 한 패널의 경우에는 15,000 정도) 이상으로 하는 것은 공급열량 및 패널 표면온도의 증가에 큰 영향을 주지 못하면서 지나친 동력손실만을 초래하므로

그 이하로 유지하는 것이 바람직하다. 다만 레이놀즈수가 작은 경우에는 패널표면 온도분포의 불균일에 주의하여야 한다.

3) 설계자료의 보다 효과적이고 보편적인 사용을 위하여는 패널의 구조 및 재질에 대한 표준모델과 실내 열환경의 고려를 통한 패널 표면온도 및 표면 최대온도차 등에 대한 제한치가 설정되어야 할 것이며, 이러한 사항을 반영함으로써 본 연구결과로 국내 실정에 적합한 패널 및 난방시스템의 설계기준으로 활용될 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

1. 이태원, 김호영, 1991, “복사 난방 패널의 공급 유량 및 설계변수가 성능에 미치는 영향”, 공기조화·냉동공학 논문집, 제3권, 제4호, pp.276~285.
2. 이태원, 1991, “복사난방패널의 비정상 열전달 및 성능 해석에 관한 연구”, 박사학위논문, 고려대학교.
3. 이태원, 김호영, 1992, “복사 난방 패널의 과도 열전달 해석”, 공기조화·냉동공학 논문집, 제4권, 제3호, pp. 191~203.
4. Lee, T. W. and Kim, H. Y., 1993, “A study on the Analysis of Transient Heat Transfer and Thermal Performance in Radiant Heating Panel”, Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol. 1, pp. 69~81.
5. 이태원, 1994, “방열편이 난방용 패널의 열적거동 및 성능에 미치는 영향”, 대한기계학회논문집, 제18권, 제9호, pp. 2486~2493.
6. Siegel, R. and Howell, J. R., 1981, “Thermal Radiation Heat Transfer”, McGraw-Hill Book Company.
7. Thompson, J. F., Warsi, Z. U. A. and Mastin, C. W., 1985, “Numerical Grid Generation”, North Holland.
8. ASHRAE, 1984, “Panel Heating and Cooling Systems”, ASHRAE Handbook-1984 Systems, Chapter 8, pp. 8.1-8.24.