

자연환기시스템을 부착한 발코니의 열적 특성에 관한 연구

조 성 우[†]

한국해양대학교 기계정보공학부

The Study on Thermal Characteristic of the Balcony with Natural Ventilation System

Sung-Woo Cho[†]

Division of Mechanical and Information Engineering, Korea Maritime University, Busan 606-791, Korea

(Received October, 11 2004; revision received February 2, 2005)

ABSTRACT: This paper compared vertical temperature distribution between the existing balcony model without ventilator facilities and the improved balcony model with ventilator facilities using differential equation. As the air inside of balcony is heated by solar radiation this heated air is not exhausted in the existing balcony, remaining stagnant. The air temperature distribution was 26.7~29.3°C in balcony without natural ventilator system. This heated air affected the rising air temperature of adjacent spaces such as living room and bedroom in the existing balcony. But, as the heated air inside of the improved balcony model is exhausted through natural ventilator facilities in summer, the air temperature in balcony has fallen. The air temperature distribution in improved balcony was 24.8~26.7°C for the inlet air speed of 1 m/s and 24.6~26.7°C for the inlet air speed of 3 m/s. The energy consumption of the improved balcony is 2.5 times less than of the existing balcony. The improved balcony with the closed damper makes a roll as the existing balcony in the aspect of the heating effect. When the heated air in the improved balcony is supplied, the air temperature is raised and the ventilation effect in adjacent spaces was improved.

Key words: Existing balcony(기존 발코니), Improved balcony(개량 발코니), Vertical temperature distribution(수직온도분포), Natural ventilation(자연환기)

기 호 설 명

B : 발코니의 길이 [m]

c_p : 공기의 정압비열 [J/kgK]

F_{ij} : i 면에서 j 을 본 형태계수

g : 중력가속도 [m/s²]

hc : 대류열전달계수 [W/m²°C]

hr : 복사열전달계수 [W/m²°C]

I : 일사량 [W/m²]

l : 창외 길이 [m]

m : 질량유량 [kg/s]

P : 압력(0.1 mmAq) [Pa]

Q : 환기량 [m³/s]

S : 발코니의 폭 [m]

T : 온도 [°C]

V : 유속 [m/s]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-51-403-3019; fax: +82-51-404-3986

E-mail address: c_sungwoo@hotmail.com

그리스 문자

- α : 재료의 흡수율
- β : 공기 팽창률 [K^{-1}]
- ρ : 공기밀도 [kg/m^3]
- τ : 유리의 투과율

하첨자

- 1, 6 : 유리면
- 2 : 바닥면
- 3, 4 : 동면과 서면
- 5 : 천정면
- A : 공기
- G : 유리
- h : 높이
- i : 초기치
- w : 발코니의 세시길이

1. 서 론

우리나라는 토지의 이용률을 높이기 위하여 공동주택은 점차적으로 고층화 및 단지화가 되어 가고 있으며, 소득수준과 생활수준의 향상에 따라 냉방설비를 채택하는 주택이 증가하고 있는 추세이다. 공동주택의 경우, 공유면적이 차지하는 비율이 높으므로 건설회사가 거주자들을 위하여 서비스 면적으로서 발코니를 제공하고 있다.

공조기의 실외기는 외기에 접하는 발코니 또는 주택의 외부에 두고, 실내기는 인접한 거실이나

침실에 두는 것이 일반적이다. 발코니는 외기의 영향을 받기 쉬운 곳으로 외기의 변화는 발코니 내의 열적 변화에 영향을 미치고, 이는 인접실의 온도변화에 큰 원인으로 작용한다.

본 연구에서는 기존 발코니의 상부와 하부에 자연환기장치를 설치한 개량 발코니와 기존 발코니의 열적 특성에 대하여 연구하였다. 개량 발코니의 자연환기장치를 통하여 유입된 외기의 유동에 따른 발코니 내의 온도분포와 더불어 인접한 실의 냉방부하에 어느 정도의 영향을 미치는가를 파악하는 것이 목적이다.

2. 발코니의 자연환기시스템의 개요

기존 발코니의 경우, 창을 통과한 일사에 의하여 벽면과 바닥면이 가열되고, 이 가열된 바닥면 및 벽면과 공기와의 열교환에 의하여 공기온도는 상승되고, 환기구가 없는 기존 발코니의 경우는 발코니 내를 순환하게 된다. 이러한 순환공기는 발코니 내의 온도상승을 초래하고, 이는 인접공간으로의 열이동을 발생시킨다. 즉, 열관류에 의하여 인접실의 냉방부하에 영향을 미친다.

Fig. 1은 기존 발코니 내의 공기유동과 발코니에서 인접공간으로의 열이동을 나타내고 있다.

자연환기시스템을 설치한 개량 발코니 내의 공기유동은 Fig. 2와 같다. 자연환기시스템의 댐퍼 제어방식은 일사량이 많은 여름철에는 외기에 접하고 있는 댐퍼 ①, ③을 열고, 실내에 위치하고 있는 댐퍼 ②, ④를 닫은 상태로 두면, 일사에 의하여 가열된 공기는 상승하여 창의 상부에 있는 댐퍼 ①을 통해서 배출된다. 이로 인하여 발코니

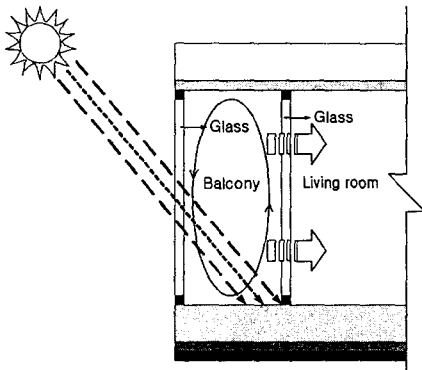


Fig. 1 The air flow in the existing balcony.

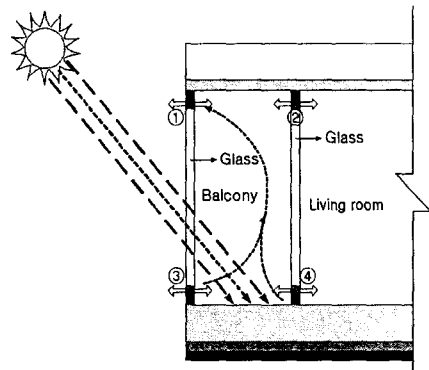


Fig. 2 The air flow in the improved balcony.

Table 1 Operation of damper in the balcony

Damper	Summer		Winter	
	Daytime	Night	Daytime	Ventilation
①	open	open	closed	closed
②	closed	closed	open	open
③	open	open	closed	closed
④	closed	closed	closed	open

내부의 공기는 하강하게 된다.

또한, 개량 발코니의 댐퍼를 모두 닫은 상태로 두면 기존 발코니와 동일한 역할을 수행한다. 즉, 겨울철 일사의 유입에 따른 온도상승효과를 얻기 위해서 외기에 접한 댐퍼 ①, ③을 닫고, 실내에 위치하고 있는 댐퍼 ②를 개방하여 발코니 내의 따뜻한 공기를 실내로 유입시킴으로써 에너지 절약을 꾀할 수 있고, 댐퍼 ④를 개방하면 자연환기 효과도 누릴 수 있을 것으로 판단된다. 계절별에 따른 댐퍼 작동 유무를 나타내면 Table 1과 같다.

3. 발코니의 표면온도계산⁽¹⁾

대상지역은 부산이며, 하지에 있어서 발코니 내에 유입되는 일사량을 토대로 발코니 내의 바닥면과 벽면의 표면온도를 계산하였다. 이 표면온도를 근거로 미분방정식을 풀어 발코니 내의 수직온도분포를 계산하였다.

대상주택의 상부와 하부 및 인접한 주택의 조건은 동일한 것으로 가정하고, 남부지방의 공동주택의 층간바닥의 열관류율은 바닥 난방을 하는 경우에는 0.81 W/m²K 이하, 그 외의 경우에는 1.16 W/m²K 이하로 건축법 건축물의 설비기준 등에 관한 규칙 제21조로 규정하고 있으므로, 전도성분에 의한 열이동에 비하여 대류와 복사성분에 의한 열이동이 크다고 판단하여 인접실과의 전도성분에 의한 열이동은 무시하였다.

발코니 내의 표면온도가 각각 다르므로 대류와 복사에 의한 열이동이 발생한다. 그러므로 일사에 의하여 유리 자체에 흡수되는 열량 및 각 벽면에 흡수되는 열량은 유리면과 각 벽면 주위에서 발생하는 대류열전달과 각 면과의 복사열전달의 합과 같다. Fig. 3은 발코니 내에서 발생하는 대류와 복사에 의한 열이동을 도식화한 것이다.

외기에 면한 유리면에 대한 열 평형식은 식(1)

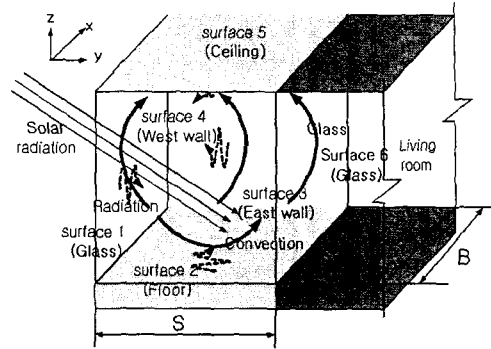


Fig. 3 The heat exchange in the balcony.

과 같고, 각 벽면에 대한 열 평형식은 식(2)~(5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\alpha_G I_G B dz = B dz h c_1 (T_1 - T_A) + B dz \sum_{j=2,3,4,5} F_{1j} h r_{1j} (T_1 - T_j) \quad (1)$$

$$\tau_G I_G a_2 B dy = B dy h c_2 (T_2 - T_A) + B dy \sum_{j=1,3,4,5} F_{2j} h r_{2j} (T_2 - T_j) \quad (2)$$

$$\tau_G I_G a_3 S dz = S dz h c_3 (T_3 - T_A) + B dy \sum_{j=1,2,4,5} F_{3j} h r_{3j} (T_3 - T_j) \quad (3)$$

$$\tau_G I_G a_4 S dz = S dz h c_4 (T_4 - T_A) + B dy \sum_{j=1,2,3,5} F_{4j} h r_{4j} (T_4 - T_j) \quad (4)$$

$$\tau_G I_G a_5 B dy = B dy h c_5 (T_5 - T_A) + B dy \sum_{j=1,2,3,4} F_{5j} h r_{5j} (T_5 - T_j) \quad (5)$$

각 표면온도는 반복법을 이용하여 구할 수 있다. 유리면의 흡수율과 투과율은 시간변화에 따른 일사의 입사각도에 따라 달라지므로, 그 값을 취하였다. 또한, 콘크리트로 시공된 벽면의 흡수율은 0.75, 바닥면은 일반적으로 타일마감이므로 흡수율을 0.5로 두었으며, 발코니는 남향으로 두어 계산하였다.

하지 태양고도와 방위각으로부터 계산된 일사량과 외기온도를 토대로 식(1)~(5)로부터 각 표면온도를 산출하였다. Fig. 4와 Fig. 5는 유리면을 통하여 각 면에 흡수된 시간대별 일사량과 표면온도를 나타내고 있다.

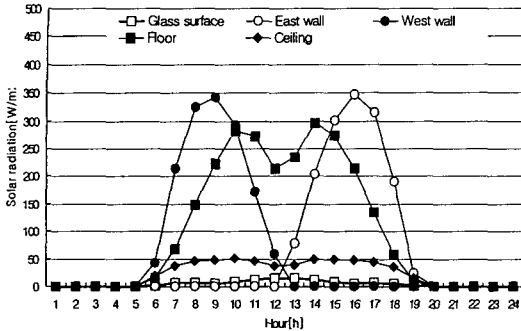


Fig. 4 Solar radiation (summer solstice).

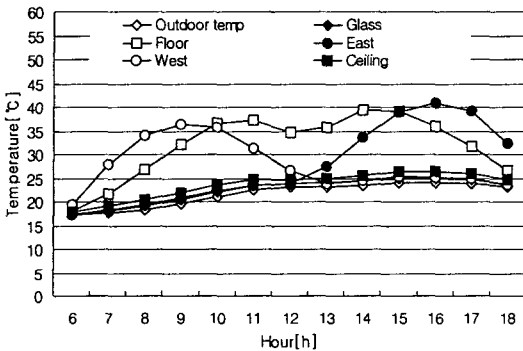


Fig. 5 Surface temperature (summer solstice).

낮은 흡수율을 가진 유리면(◆)은 외기온도의 변화와 비슷한 형태로 외기온도와의 차가 작은 것을 볼 수 있으며, 오전의 서측 벽면과 오후의 동측 벽면에 최대 일사량을 나타내며, 태양고도에 따른 투과율에 따라 고도가 가장 높은 12:00~13:00시에 바닥에 흡수되는 일사량이 작게 나타난 것을 볼 수 있다.

10:00시 서측벽의 표면온도는 35°C까지 상승하고, 16:00시 동측벽의 표면온도는 40°C까지 상승하는 것을 볼 수 있다. 이는 외기온도의 상승에 따른 영향으로 판단된다. 바닥 표면온도는 14:00경에 40°C 정도를 나타내는 것을 볼 수 있다.

4. 발코니 내의 공기온도분포

본 연구에서 대상으로 한 발코니는 Fig. 3의 형태와 같으며, 크기는 6 m [B]×1.2 m [S]×2.7 m [h] 이고, 유입구와 유출구의 면적은 6 m [B]×0.1 m [h]로 동일한 크기로 하였다. 발코니 내의 공기유동은 발코니의 하부에 있는 댐퍼를 통하여 외기가 유입되므로 자연대류로 취급하였고, 공기온도

Table 2 The Outdoor and surface temperature

Case	Surface temperature					
	Out	Glass	Floor	West	East	Ceiling
C-10	21.1	22.2	36.6	35.7	22.4	23.6
C-12	23.1	23.9	34.6	26.5	23.8	24.7
C-14	23.3	24.4	39.3	24.4	33.7	25.6
C-16	24.4	24.9	36	25.2	40.9	26.3

는 외기온도로 설정하였다. Table 2의 표면온도는 3장의 기상 데이터를 근거로 한 Fig. 5를 이용하였다.

Table 2는 각 면의 시간대별 표면온도를 나타내고 있으며, 이를 토대로 발코니 내의 높이에 따른 수직온도 분포는 미분방정식인 식(6)을 풀어서 정리한 식(7)을 이용하여 구할 수 있다.⁽²⁾

$$mc_p dT_{Ah} = Bhc_1(T_1 - T_{Ah})dz + Shc_3(T_3 - T_{Ah})dz + Shc_4(T_4 - T_{Ah})dz + Bhc_6(T_6 - T_{Ah})dz \quad (6)$$

$$T_{Ah} = \frac{R_1}{R_2} + \left[T_{Ai} - \left(\frac{R_1}{R_2} \right) \right] e^{\left(\frac{-R_2 h}{mc_p} \right)} \quad (7)$$

여기서,

$$R_1 = Bhc_1 T_1 + Shc_3 T_3 + Shc_4 T_4 + Bhc_6 T_6$$

$$R_2 = Bhc_1 + Shc_3 + Shc_4 + Bhc_6$$

외기에 접한 발코니의 새시는 고기밀로 가정하여 식(8)로부터 극간풍량을 구하고, 이를 대상공간에서 차지하는 유입구의 면적으로 나누어 최초 유속 0.006 m/s를 구하였다.⁽³⁾

$$Q = \frac{l_w a \Delta P^{\frac{1}{n}}}{3600} \quad [m^3/s] \quad (8)$$

여기서, a 와 n 은 새시의 기밀 정도를 나타내는 정수로서 기밀구조가 우수하고, 창은 한쪽 열기로 가정하여 $a : 0.2$, $n : 1.4$ 로 두고 계산하였다.

4.1 하지 때 개량 발코니 내의 수직온도분포

본 연구에서는 유입구와 유출구의 면적비를 1:1

Table 3 The average temperature

Balcony	Velocity [m/s]	Average temperature [°C]			
		C-10	C-12	C-14	C-16
Outdoor	-	21.1	23.1	23.3	24.4
Existing	-	26.6	27.1	29.2	28.4
Improved	1	24.9	25.0	25.8	26.7
	3	24.5	24.8	25.3	26.4

로 가정하였고, 유입량은 기존 발코니의 경우에는 극간풍량으로 계산하여 13.8 m³/h, 최초 유속이 대상 공간의 유입구를 통과하여 상승하는 것으로 상정하여 1 m/s의 경우에는 170 m³/h, 3 m/s의 경우에는 450 m³/h로 두어 계산하였다.

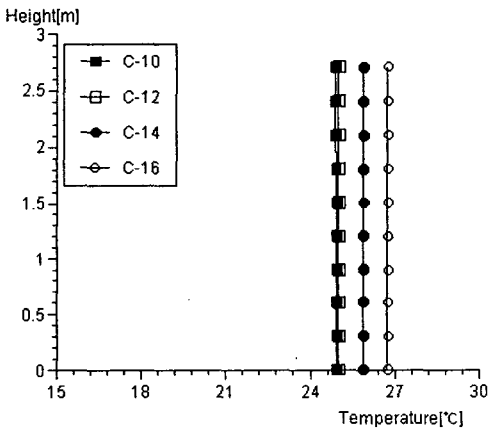


Fig. 6 The vertical temperature distribution at 1 m/s.

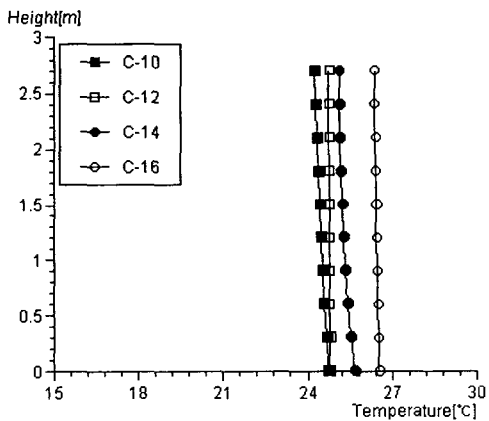


Fig. 7 The vertical temperature distribution at 3 m/s.

Table 3은 평균 온도를 나타내고 있다. 외기온도가 21.1~24.4°C의 분포를 가질 때, 기존 발코니 내의 수직온도분포는 26.7~29.3°C로 외기보다 평균 5°C 정도 높게 나타났다.

기존 발코니의 수직온도분포를 식(7)을 이용하여 계산한 결과, 10:00시 26.5~26.7°C, 12:00시 27.1~27.2°C, 14:00시 29.1~29.7°C이고, 16:00시 28.1~28.4°C의 분포를 나타내고 있다.

개량 발코니에서 유속이 1 m/s인 경우, 수직온도분포는 10:00시에 24.8~24.9°C, 12:00시에 24.9~25.0°C, 14:00시에 25.7~25.8°C이고, 16:00시에 26.6~26.7°C를 보이고 있으며, 평균 24.9~26.7°C의 분포를 나타내고 있다.

최초 유속이 1 m/s와 3 m/s인 경우가 기존 발코니의 내부온도보다 각각 평균 2.2°C, 2.6°C 정도 낮게 나타났다. 그러나 최초 속도가 1 m/s와 3 m/s의 경우, 3 m/s의 경우에서 약 0.4°C로 낮게 나타났으나, 그 차가 미미한 것을 알 수 있다. 이는 유입속도에 비하여 유출구의 크기가 한정된 상황으로 발코니 내에서 와류(vortex)현상에 기인한 것으로 판단되므로, 향후 유입구와 유출구의 면적비에 대한 고려가 필요할 것으로 판단된다.

기존 발코니 내의 평균 온도 27.8°C와 비교하여 개량 발코니 내의 평균 온도는 25.5°C로 약 2.3°C 정도 낮게 나타났으므로, 발코니와 실내의 사이에 위치하고 있는 유리면을 통한 열관류에 의한 열손실은 작을 것으로 판단된다.

5. 계산결과와 수치 시뮬레이션 결과의 비교

계산결과를 수치 시뮬레이션을 이용하여 검증하기 위하여, 발코니 내의 공기유동은 자연대류로, 표면온도는 4장에서 계산한 값을 입력하였다.

기존 발코니에서의 열유동은 초기 속도가 아주 작으므로, 밀폐된 공간 내의 공기유동과 비슷한 패턴을 가질 것으로 판단되며, 온도변화와 동시에 발생하는 밀도변화에 따른 부력에 의한 공기유동으로 설정하여 CFD(Computational Fluids Dynamics)를 실행하였다.^(5,6)

CFD의 경계조건은 Table 4와 같고, Fig. 8, Fig. 9 및 Fig. 10은 기존 발코니와 개량 발코니 내의 횡단면과 높이에 따른 온도분포를 나타내고 있다.

계산과 CFD의 결과에 대한 비교는 Fig. 11과

Table 4 Boundary condition

Elements	Boundary condition
Buoyancy	$\rho \frac{\partial W}{\partial T} + \rho \frac{\partial W^2}{\partial z} = - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \frac{\partial^2 W}{\partial z^2} + \rho g(T - T_o)$
Initial temperature	$BhC_2(T_2 - T_{Ai}) = mc_p \frac{dT_{Ai}}{ds}$
Initial velocity	1 m/s, 3 m/s
Wall boundary	$\frac{\partial k}{\partial n} = 0$
Turbulent model	$k-\epsilon$ Model
Mesh layout	Wall: 60[W]×12[S]×25[h], Inlet: 60[W]×12[S]×1[h], Outlet: 60[W]×12[S]×1[h]

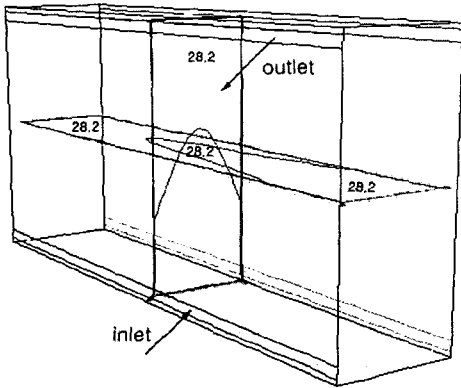


Fig. 8 The vertical temperature distribution in the existing balcony by CFD.

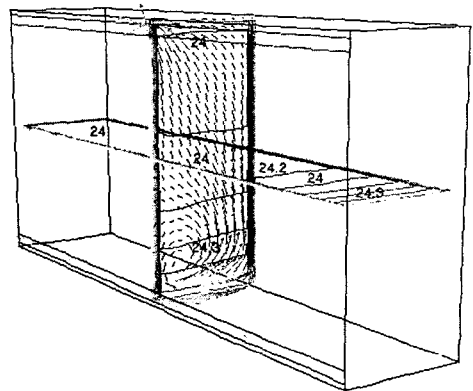


Fig. 10 The vertical temperature distribution in the improved balcony at 3 m/s by CFD.

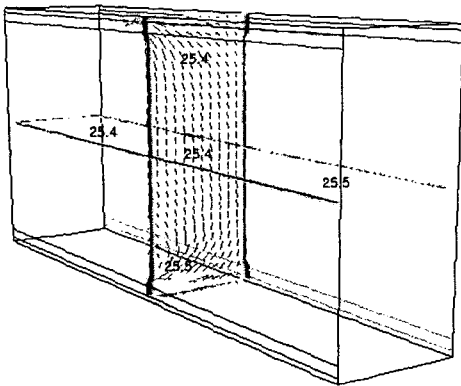


Fig. 9 The vertical temperature distribution in the improved balcony at 1 m/s by CFD.

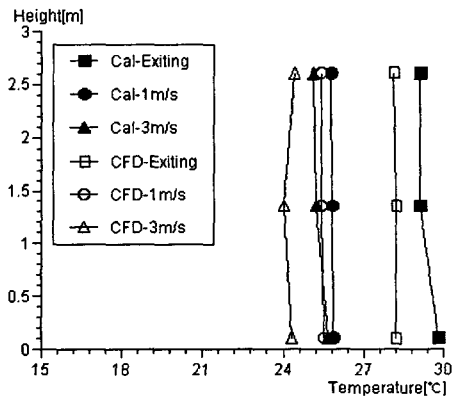


Fig. 11 The comparison between results of calculation and CFD.

같다. 기존 발코니의 경우, 계산에 의한 수직온도 분포는 29.8(바닥면)~29.1℃(천정 부근)이고, 평균 온도는 29.2℃이고, CFD의 결과는 28.2(바닥

면)~28.1℃(천정 부근)이며, 평균 온도는 28.1℃로, 1.1℃의 차를 보이고 있다.

개량형 발코니에 있어서 외기속도가 1 m/s의

경우, 계산식에 의한 평균 온도는 25.8℃이고, 25.9(바닥면)~25.7℃(천정 부근)의 수직온도분포를 보이며, CFD 결과는 각각 25.4℃이고, 평균 온도는 25.5(바닥면)~25.3℃(천정 부근)로, 0.4℃의 차를 나타내고 있는 것을 알 수 있다.

또한, 외기속도가 3m/s인 개량형 발코니의 경우, 계산식에 의한 평균 온도는 25.3℃이고, 25.6(바닥면)~25.1℃(천정 부근)의 수직온도분포를 보이며, CFD 결과는 각각 24.4℃이고, 평균 온도는 24.4(바닥면)~24.3℃(천정 부근)로, 1.2℃의 차를 나타내고 있다.

개량형 발코니에 있어서 외기속도에 따른 평균 차를 비교해 보면 3m/s의 경우에서 온도차가 크게 나타나는 것을 알 수 있다. 이는 Fig. 10에서 보듯이 아래 부분의 와류(vortex)현상에 의한 것이 원인으로 사료된다. 이와 더불어 CFD의 결과가 계산식으로부터 구한 온도보다 낮게 나타난 것은 공기유량의 차이라고 판단된다.

또한, CFD의 결과인 Fig. 9와 Fig. 10에서 보듯이 공기유동은 2장의 Fig. 2에서 언급한 것과 유사한 형태로 발코니 내의 가열된 공기는 실외로 배출되는 것을 볼 수 있다.

6. 개량 발코니의 부하 특성

발코니 내의 온도변화가 인접공간의 냉방부하에 미치는 영향을 알아보기 위하여 기존 발코니와 개량 발코니의 냉방부하를 계산하였다.

Fig. 12는 열관류로 인한 인접실의 냉방부하에 대한 변화량을 보여주고 있다.

열관류만에 의한 부하 특성을 고찰하기 위하여 실내 설정유지온도는 26℃로 가정하였고, 실내에

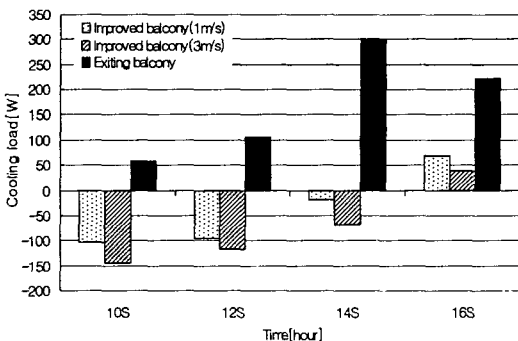


Fig. 12 The variation of cooling load.

위치하고 있는 창은 일반적으로 두께 6mm의 단일창이 사용되므로 열관류율은 5.8 W/m²h로 하였다. 인접실, 즉 거실에 영향을 미치는 냉방부하는 유리면을 사이에 둔 발코니 내의 온도와 실내 온도와의 차, 그리고 유리면을 통한 열관류 및 창면적과의 곱에 의해서 구할 수 있다.

Fig. 12에서 (-)는 발코니에 의하여 냉방부하의 감소를 의미하고, (+)는 발코니에 의하여 냉방부하의 증가를 의미하므로, 실내의 설정유지온도를 맞추기 위하여 더 많은 냉방부하가 필요로 하는 것으로 나타났다.

여름철 기존 발코니에서 최대냉방부하는 14 : 00시에 300 W로 나타났으며, 전 시간대에 걸쳐 실내의 설정온도를 유지하기 위하여 냉방이 필요하나, 개량형 발코니의 경우에는 16 : 00에만 발코니를 통한 냉방부하의 증가를 가져온다.

16 : 00시의 경우, 기존 발코니에서는 221 W의 냉방부하를 필요로 하는 반면, 외기속도에 따라 개량형 발코니에서의 최대 냉방부하는 1 m/s에서 67 W, 3 m/s에서 39 W로 나타났으므로, 평균적으로 53 W로 기존 발코니와 비교하여 약 4배 정도의 냉방에너지의 절감효과를 기대할 수 있을 것으로 사료된다.

7. 결 론

계산식과 수치시뮬레이션을 이용하여 기존 발코니와 개량 발코니 내의 열적 및 부하 특성을 고찰한 결과는 아래와 같다.

(1) 하지에 있어서 기존 발코니 내의 공기온도는 발코니 내의 공기유동이 정체된 관제로 외기온도와 비교하여 평균 5℃ 정도, 최대 6℃ 이상의 차이를 보이는 반면, 초기속도가 1m/s와 3m/s의 유속을 가진 개량형 발코니의 경우 외기온도와의 차가 2.5℃로 작게 나타난 것을 알 수 있다.

(2) 하지에 있어서 열관류에 의하여 인접공간에 미치는 냉방부하는 기존 발코니의 경우에는 전 시간대에 냉방이 필요하나, 개량형 발코니의 경우에는 일사량이 많고, 외기온도가 높은 16 : 00에만 냉방이 필요한 것으로 나타났다. 이 경우 기존 발코니와 비교하여 4배 정도의 냉방에너지 절감을 기대할 수 있을 것으로 판단된다.

(3) 개량 발코니의 경우, 외기유속은 발코니 내

의 공기온도에 큰 영향을 미치는 것으로 나타났으므로, 이에 따른 적절한 유입구에 대한 유출구의 면적비를 고려하여야 할 것으로 판단된다.

(4) 계산 결과값과 CFD의 결과값과의 차가 평균 1℃ 이하이므로, 향후 CFD를 이용하여 balconi의 적절한 유입구와 유출구에 대한 면적비의 산출도 가능하나, 보다 정확한 판단을 위하여 실측을 통한 검증이 필요하다고 판단된다.

후 기

본 연구는 한국해양대학교 BK 21사업 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Cho, S. W. and Kimura, K., 2000, Study on the performance prediction of solar chimney in natural ventilation system for a school building, Transaction of AIJ, Vol. 537, pp. 37-42.
2. Cho, S. W. and Kimura, K., 2001, Experimental study on the performance prediction of natural ventilation system with solar chimney, Transaction of SHASE of Japan, No. 81, pp. 11-19.
3. A Green Vitruvius, Principles and Practice of Sustainable Architectural Design, James & James, 1999, pp. 68-70.
4. Kimura, K., 1992, Fundamental Theories of Building Services, Gakukennsya, pp. 311-314.
5. Holman, J. P., 1986, Heat Transfer, McGraw Hill, pp. 323-341.
6. Cengel, Y. A. and Turner, R. H., 2001, Fundamentals of Thermal Fluid Sciences, Chapter 17.
7. Ciapmi, M., Leccese, F. and Tuoni, G., 2003, Ventilated facades energy performance in summer cooling of buildings, Solar Energy, No. 75, pp. 491-502.