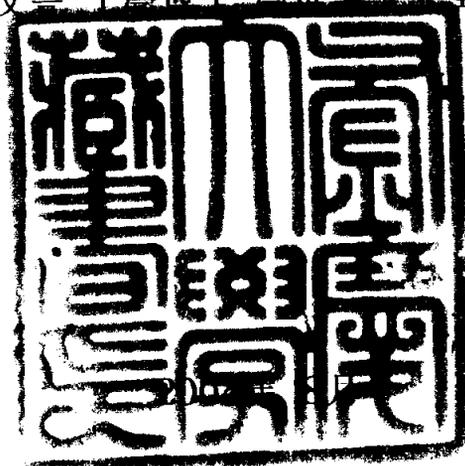


工學博士 學位論文

通氣壁體를 適用한 建物の
冷房負荷低減에 關한 研究

指導教授 琴 鍾 洙

이 論文은 工學博士 學位論文으로 提出함



釜慶大學校 大學院

冷凍空調工學科

金 相 鎭

金相鎭의 工學博士 學位論文을 認准함

2004年 8月

主 審 工學博士 崔 光 煥



委 員 工學博士 鄭 碩 權



委 員 工學博士 尹 政 仁



委 員 工學博士 朴 鍾 一



委 員 工學博士 琴 鍾 洙



목 차

| | |
|-----------------------------------|-----|
| 목 차 | i |
| Abstract | iii |
| List of Figures | vi |
| List of Tables | x |
| Nomenclature | xii |
| Subscripts | xv |
| | |
| 제 1 장 연구의 개요 | 1 |
| 1.1 연구의 배경 및 목적 | 1 |
| 1.2 종래의 연구 | 5 |
| 1.3 통기구조의 개념 | 11 |
| 1.4 본 논문의 구성 | 14 |
| | |
| 제 2 장 통기벽체의 냉방부하 저감효과 검토 | 16 |
| 2.1 실험계측의 목적 | 16 |
| 2.2 실험계측 건물의 개요 | 18 |
| 2.3 건물계측 시스템의 구성 | 19 |
| 2.4 실측결과 | 29 |
| 2.5 응답계수법을 활용한 실측결과 분석 | 42 |
| 2.6 경제성 평가 | 54 |
| 2.7 결 언 | 63 |
| | |
| 제 3 장 모형실험에 의한 냉방부하 저감효과 검토 | 66 |

| | |
|-----------------------------------|-----|
| 3.1 실험목적 | 66 |
| 3.2 실험장치 | 67 |
| 3.3 실험방법 | 72 |
| 3.4 실험결과 | 74 |
| 3.5 결 언 | 83 |
| | |
| 제 4 장 시뮬레이션에 의한 에너지 저감효과 검토 | 85 |
| 4.1 시뮬레이션 개요 | 85 |
| 4.2 기류해석 알고리즘 | 90 |
| 4.3 계산절차 | 92 |
| 4.4 에너지 저감효과 시뮬레이션 | 96 |
| 4.5 결 언 | 113 |
| | |
| 제 5 장 시뮬레이션에 의한 실내 온열환경 평가 | 115 |
| 5.1 온열환경 평가의 목적 | 115 |
| 5.2 온열환경 평가의 지표 | 116 |
| 5.3 기초방정식과 이론 | 126 |
| 5.4 통기벽체 적용에 따른 열환경 분석 | 146 |
| 5.5 결 언 | 152 |
| | |
| 제 6 장 결 론 | 153 |
| | |
| 참고문헌 | 155 |
| 감사의 글 | 161 |

Study On Cooling Load Reduction of Air Vent Wall System in the Building

Sang-Jin Kim

*Department of Refrigeration & Air Conditioning Engineering
Graduate School, Pukyong National University*

Abstract

Various outside wall systems have developed as the building scale becoming much larger and higher for convenience of usage and improvement of comfort in now. But suitable insulating construction for the shape of building was insufficient. It leads not only dew and energy loses by thermal bridge phenomenon but also fall of building stability which are happened in many buildings.

On the other hands, the outside insulation level is just increased by adding heat insulation materials to reinforce thermal resistance and national policy of buildings authorities have recommend insulation strengthening simply than developing a proper insulating method which is considered climate. So it is needed to develop a effective structure of surface insulation.

This study is focused on the air vent wall which using natural convection to reduce cooling loads in summer. The air vent wall system is made by opening the up and down slits of the sealed air cavity between metal truss and curtain wall, which is installed for lightweight of larger and higher buildings.

Although the air vent wall has been utilized as a conventional method in the existing building, it does not utilize enough recently in the modern building. But some countries are keep studying continuously to advance the endurance of structure material of building and to promote the energy efficiency of insulation wall.

The basic principle of this study is to make up for the defect of outmoded curtain wall system by introducing the natural convection. The defect was that the air temperature of the inner side of outmoded curtain wall became much higher when solar heat inflows the surface and it did not exhaust properly.

This study is a improved model of outmoded curtain wall by using buoyancy as a driving force. The natural convection leads the outdoor fresh air to the inner layer of outmoded curtain wall system. and it control the temperature of wall surface and cut down the heat load of room.

From this study, It was verified that natural convection from the

difference of density contributes to reduction of cooling load by simulation and we studied the heat properties about shape of air vent wall and solar radiation.

Also, it was investigated a character of heat transfer about air vent wall system and efficiency of energy reduction from the actual measurement of 27 stories building which was applied air vent wall system.

And calculation was archived for expectation of indoor thermal environment and heat fluid simulation about heat transfer of wall which were based on the result from actual datum and model. By this calculation, basic data for actual applying could be submitted after considering quantitative character and various matters of wall with air cavity.

The ultimate installation purpose of air vent wall system is to save and construct comfort buildings for residents. It was studied not only the profit of economical evaluation but also the improvement effect of the thermal environment from air vent wall system by the numerical analysis and experimental result.

List of Figures

| | |
|--|----|
| Fig. 1.1 The ratio of cooling load on general building | 2 |
| Fig. 1.2 Air flow window system | 7 |
| Fig. 1.3 Ventilating concept of Commercial Bank Building in Frankfurt | 8 |
| Fig. 1.4 Ventilating concept of the Helicon Building in London | 9 |
| Fig. 1.5 Ventilating concept of NOKIA HQ building in Finland | 10 |
| Fig. 1.6 Fundamental of air vent wall system | 12 |
| Fig. 1.7 Structure of this thesis | 15 |
| Fig. 2.1 The general view and the air vent wall of the local surveying building | 17 |
| Fig. 2.2 The composition of the local surveying system | 20 |
| Fig. 2.3 The elevation of the local surveying building | 24 |
| Fig. 2.4 Measuring points of the floor in the local surveying building | 25 |
| Fig. 2.5 Detailed positions of the sensors in the air vent wall | 26 |
| Fig. 2.6 The electric power consumption measuring system diagram | 28 |
| Fig. 2.7 Solar radiation at each direction | 31 |
| Fig. 2.8 Temperature in the air cavity | 31 |
| Fig. 2.9 Solar radiation and materials temperature | 33 |
| Fig. 2.10 Solar radiation and temperature difference between air cavity and inlet | 35 |
| Fig. 2.11 Solar radiation and air velocity | 37 |
| Fig. 2.12 Variation of air velocity and temperature difference between | |

| | |
|--|----|
| air cavity and outdoor | 38 |
| Fig. 2.13 The relation of air velocity and temperature difference between air cavity and outdoor | 39 |
| Fig. 2.14 The electric power consumption rate for air conditioning in the summer | 40 |
| Fig. 2.15 Comparison of energy consumption rate | 41 |
| Fig. 2.16 Triangle wave of temperature | 42 |
| Fig. 2.17 Response factor | 43 |
| Fig. 2.18 Heat transfer at each point of the wall | 45 |
| Fig. 2.19 Comparison of heat transfer between general curtain wall and air vent wall system | 47 |
| Fig. 2.20 Calculation model | 48 |
| Fig. 2.21 Temperature in the air cavity at 400W/m ² solar radiation | 51 |
| Fig. 2.22 Removed heat quantity by air vent wall | 52 |
| Fig. 2.23 Heat load applied air vent wall | 53 |
| Fig. 2.24 The regional payback period and the saving costs of the initial investment for installment of air vent wall | 62 |
| Fig. 3.1 Schematic diagram of the experimental model | 68 |
| Fig. 3.2 Figure of the wall for experiment | 68 |
| Fig. 3.3 A section of the wall for experiment | 69 |
| Fig. 3.4 Figure of the plate heater | 70 |
| Fig. 3.5 Measuring points and details of test section | 71 |
| Fig. 3.6 Temperature difference of each material in the air cavity | 76 |

| | |
|--|-----|
| Fig. 3.7 Comparison of temperature between inner and surface of styrofoam | 77 |
| Fig. 3.8 Temperature distribution in the air cavity | 78 |
| Fig. 3.9 Air velocity distribution in the air cavity | 78 |
| Fig. 3.10 Open area ratio and average air velocity in the air cavity | 80 |
| Fig. 3.11 The relation between air velocity and the effect of removal | 80 |
| Fig. 3.12 Heat quantity and air velocity | 81 |
| Fig. 3.13 Heat quantity and the effect of removal | 82 |
| Fig. 4.1 Environment of ESP-r program | 89 |
| Fig. 4.2 Comparison of heat transfer mechanism | 97 |
| Fig. 4.3 The model building of Simulation | 98 |
| Fig. 4.4 Annual simulation result of cooling energy consumption | 99 |
| Fig. 4.5 Simulation result of cooling load at peak time | 101 |
| Fig. 4.6 Simulation result of max cooling load for a day | 102 |
| Fig. 4.7 Main boundary layer temperature of the wall | 103 |
| Fig. 4.8 Variation of boundary layer temperature | 104 |
| Fig. 4.9 Simulation model building and airflow network of air vent wall .. | 109 |
| Fig. 4.10 The saving cooling energy according to outdoor air | 110 |
| Fig. 4.11 The efficiency of saving energy of building applied air vent wall | 112 |
| Fig. 5.1 Concept of thermal comfort | 117 |
| Fig. 5.2 SET* and comfort zone | 119 |
| Fig. 5.3 Concept of PMV | 120 |

| | |
|--|-----|
| Fig. 5.4 The relation between PMV and PPD and comfort zone | 122 |
| Fig. 5.5 Concept of SET* | 124 |
| Fig. 5.6 Heat exchange between human and environment | 127 |
| Fig. 5.7 Distribution of body temperature | 135 |
| Fig. 5.8 Clo value of typical garment | 140 |
| Fig. 5.9 Mean value of BMR (DuBois's standard) | 142 |
| Fig. 5.10 Respiration calorimeter | 143 |
| Fig. 5.11 Simulation model of indoor environment | 147 |
| Fig. 5.12 Angle factor model of radiant temperature | 148 |
| Fig. 5.13 Geometrical relation of angle factor | 148 |
| Fig. 5.14 Distribution of radiant temperature difference | 149 |
| Fig. 5.15 Comparison of thermal environment through PMV | 150 |
| Fig. 5.16 Comparison of thermal environment through SET* | 151 |

List of Tables

| | |
|--|-----|
| Table 2.1 General facts about the local surveying building | 18 |
| Table 2.2 Measuring equipments of heat properties | 21 |
| Table 2.3 Measuring positions in the air vent wall | 22 |
| Table 2.4 Measuring positions for estimating environment | 22 |
| Table 2.5 Measuring positions and drawing marks | 23 |
| Table 2.6 Removed and inflow heat quantity to indoor | 52 |
| Table 2.7 The building's condition of heat insulation for evaluation of economical efficiency | 55 |
| Table 2.8 Comparison of initial cost between general wall and air vent wall | 59 |
| Table 2.9 Annual consumption of cooling energy in the model building | 61 |
| Table 2.10 Regional cooling and heating energy consumption | 61 |
| Table 3.1 Equipments for experiment | 67 |
| Table 3.2 The experimental purpose in each case | 72 |
| Table 3.3 Experimental conditions in each case | 73 |
| Table 4.1 Airflow network node data in ESP-r program | 91 |
| Table 4.2 Constant of each location (K, a) | 95 |
| Table 4.3 Heat transfer coefficient of simulation model | 98 |
| Table 4.4 Annual cooling energy consumption of simulation model | 100 |
| Table 4.5 Cooling load of building applied air vent wall | 105 |
| Table 4.6 Amount of ventilation in each case | 107 |

| | |
|--|-----|
| Table 4.7 Heat transfer coefficient of the wall | 108 |
| Table 4.8 Available schedule of model building | 108 |
| Table 5.1 Scales PMV | 121 |
| Table 5.2 Heat production in rest state | 134 |
| Table 5.3 Equations to estimate mean skin temperature | 137 |
| Table 5.4 Thermal insulations of typical clothing ensembles | 141 |
| Table 5.5 Typical metabolic rate on various activities | 145 |
| Table 5.6 Evaluation of thermal environment using radiant temperature .. | 149 |

Nomenclature

| | | |
|-----------------|--|--------------------------|
| A_d | Skin surface area of human body | [m ²] |
| C | convection heat loss | [W/m ²] |
| C_{pa} | specific heat of air | [kJ/kg·°C] |
| C_{res} | rate of convective heat loss from respiration | [W/m ²] |
| E_{res} | rate of evaporative heat loss from respiration | [W/m ²] |
| E_{sk} | rate of total evaporative heat loss from the skin | [W/m ²] |
| f_{cl} | clothing area factor | [-] |
| F _{ni} | angle factor between person and surface A _i at a certain direction | [-] |
| F _{pi} | angle factor between person and surface A _i | [-] |
| h | overall heat transfer coefficient by convection and radiation | [W/m ² ·h·°C] |
| H | height | [m] |
| h_c | convective heat transfer coefficient | [W/m ² ·°C] |
| h_e | convection evaporative heat transfer resistance at the clothing surface | [W/m ² ·kPa] |
| h_{fg} | heat of vaporization of water | [kJ/kg] |
| h_r | linear radiative heat transfer coefficient | [W/m ² ·°C] |
| L | heat storage | [W/m ²] |
| m | body mass | [kg] |

| | | |
|-----------------|--|-------------------------|
| M | rate of metabolic energy production | [W/m ²] |
| \bar{m}_{rsu} | rate at which sweat is secreted | [kg/s·m ²] |
| \bar{m}_{res} | pulmonary ventilation rate | [kg/s] |
| ΔP | pressure difference | [Pa] |
| P_a | water vapor pressure in the ambient air | [kPa] |
| $P_{sk,s}$ | water vapor pressure at the skin | [kPa] |
| q_{in} | inflow heat quantity | [kcal/h] |
| q_{out} | removal heat quantity | [kcal/h] |
| q_{total} | heat quantity(power consumption of plate heater) | [kcal/h] |
| Q' | total rate of heat loss through respiration | [W/m ²] |
| Q | total rate of heat loss from the skin and clothing | [W/m ²] |
| R | radiation heat loss | [W/m ²] |
| $R_{e,cl}$ | evaporative heat transfer resistance of the clothing surface | [m ² ·kPa/W] |
| R_{ci} | heat transfer resistance of the clothing surface | [m ² ·kPa/W] |
| t_a | temperature of inhaled air | [°C] |
| t_a | ambient air temperature | [°C] |
| t_{cl} | clothing surface temperature | [°C] |
| t_{ex} | temperature of exhaled air | [°C] |
| t_i | surface temperature at surface A_i | [°C] |
| t_o | operative temperature | [°C] |

| | | |
|---------------------|--|-------|
| $\overline{t_{pr}}$ | plane radiant temperature at a certain direction | [°C] |
| $\overline{t_r}$ | mean radiant temperature | [°C] |
| $\overline{t_s}$ | mean skin temperature | [°C] |
| t_{sk} | skin temperature | [°C] |
| v | air velocity | [m/s] |
| w | fraction of the wetted skin surface | [-] |
| W_a | specific humidity of inhaled air | [-] |
| W_{ex} | specific humidity of exhaled air | [-] |

Subscripts

| | |
|-----|----------------------|
| a | air |
| b | back |
| c | convection |
| cl | cloth |
| d | down |
| e | evaporation |
| ex | exhaled air |
| f | front |
| l | left |
| r | radiant |
| ri | right |
| res | respiration |
| rsw | sweat |
| s | standard environment |
| sk | skin |
| u | up |

제 1 장 연구의 개요

1.1 연구의 배경 및 목적

벽체의 가장 기본적인 역할은 건물의 외피로써 내부 공간을 유지하며 재실자의 안전이 확보된 장소를 제공하는 것이다. 그러나, 현대 건물에서 벽체의 역할은 단순히 안전을 제공하는 기능 외에도 재실 환경을 쾌적하고 건강하게 제공하는 것이 더욱 강조되고 있다. 즉, 외부에서 유입되는 수분과 열을 차단하는 역할을 하는 것이다. 따라서, 현대 건축에서 요구되는 벽체는 경량화, 단열화, 기밀화의 수준을 만족해야 하며, 건축자재의 발달에 의해 이러한 요구조건을 만족시킬 수 있는 기술이 여러 가지로 개발되어 있다. 특히, 단열화의 경우에는 단열재의 두께를 확대하거나, 열전달 계수가 낮은 재료를 활용하여 단열성능을 강화하는 방법이 일반적으로 활용되고 있다.

그러나, 단순히 단열성능을 강화하는 방법이 적용되는 벽체는 일정한 기후를 가지는 열대지방이나 한대지방에 해당되는 것이며, 온대기후로써 여름과 겨울로 구분되는 절기가 있는 우리나라에서는 단열성능만을 강화하기 위한 방법으로는 쾌적한 실내환경을 유지하기 위한 건물외피의 기능에 부족함이 있는 것이 사실이다.

한편, 고층건물의 벽체는 내부결로에 의해 발생한 결로수가 단열재의 흡습(습蒸)과 함수(含水)의 원인이 되어 이로 인한 단열성능의 저하, 외벽 구조부의

부식 및 건물 수명의 단축 등 여러 가지 피해의 직접적인 요인이 되는 경우가 있으나, 이에 대한 건축공법의 대응이 미흡한 실정이다. 그리고, 시간경과에 따른 함습과 건조과정의 반복으로 단열재의 열화(劣化)에 따른 냉난방 부하 증가로 에너지가 낭비되고 있다는 것도 간과할 수 없는 점이라 할 것이다. 뿐만 아니라 부적절한 단열공법으로 인해서 발생하는 결로에 의한 건물 외피의 오염, 불균일한 복사환경에 의한 실내온열환경 악화의 문제점도 포함하고 있다.

Fig. 1.1은 일반적인 건물에서 공조부하가 최대로 되었을 때 부하의 구성비를 나타내는 것으로 냉방부하의 경우 인체에 의한 부하가 22%, 창유리 15%, 조명·기타가 25%, 외기에 의한 부하가 33%, 벽체에 의한 손실부하가 4%이다.[1]

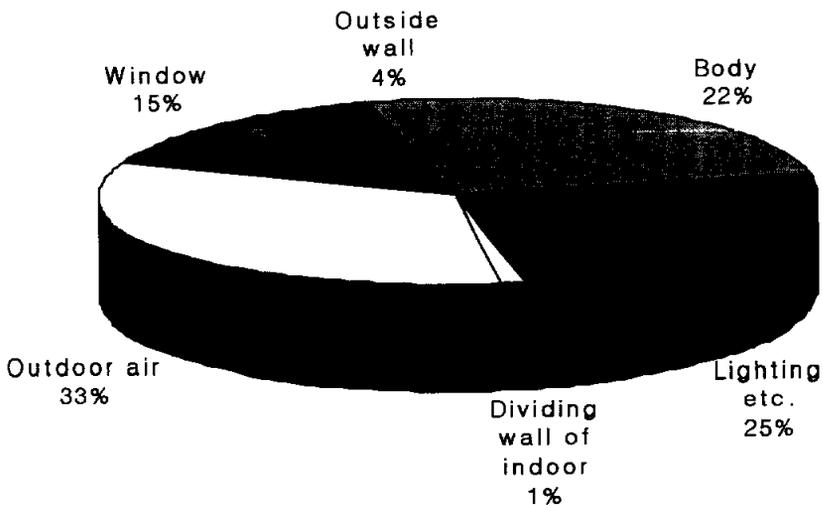


Fig. 1.1 The ratio of cooling load on general building

건물 전체부하에서 벽체에 의한 손실부하는 상대적으로 작은 비율이지만, 벽체는 구조를 결정하여 건축 시공단계에 적용되면 건물의 폐기 시점까지 변경이 불가능하게 된다. 그리고, 벽체는 에너지가 투입되어 동작하는 기계적인 운전이 이루어지지 않으므로 시공단계에 에너지 절약을 위한 시설투자가 이루어진다면 그에 따른 효과는 건물의 수명이 끝나는 시점까지 지속될 것이다. 건물의 수명이 50년 이상인 것을 감안한다면 에너지 절약을 위한 시설투자의 가치는 상당할 것으로 판단된다.

국내 총 에너지소비량 중 건물에서 소비하는 에너지량이 약 25%에 이르고 있으며[2], 생활수준과 업무능률 향상을 위하여 건물부문의 에너지 소비가 점차 증가할 것으로 예측된다. 즉, 쾌적한 환경조성을 위한 냉난방 설비의 운전시간이 증가하며 업무능률 향상을 위한 사무기기의 발열에 의한 냉방부하가 증가하는 것이다. 따라서, 하절기 피크부하를 최소화하고 냉방부하를 저감함으로써 국가 기반설비의 시설비용 절감과 국내 에너지 수급에 기여할 수 있는 벽체 단열 공법의 개발이 시급한 실정이다.

본 연구에서는 벽체의 단열과 공기층을 활용하는 기술에 관하여 지금까지 국내외에서 적용한 다양한 방식과 그 내용 및 원리를 고찰함으로써 냉방기의 일사를 적절히 배출하고 난방기에 흡수하는 통기구조를 제안하였다.

그리고, 실제 27층 규모 건물을 대상으로 측정하여 통기구조가 벽체의 전열 특성 및 기류에 영향을 미치는 인자들을 파악하며, 통기구조의 적용을 위한 투자비용을 산출하여 건물 에너지 저감효과와 비교 검토함으로써 투자비 회수기

간을 파악하고 건물 외피공법으로써의 실용적인 투자가치를 확인하였다.

실측에서 얻어진 통기벽체 전열에 영향을 미치는 각 인자들의 효과를 모형실험을 통하여 파악함으로써 통기구조의 에너지 저감효과를 정량적으로 검토하였다.

또한, 표준기상 데이터의 하절기 일사량을 입력하여 실내로 유입되는 열량에 관한 수치시뮬레이션을 함으로써 통기벽체의 에너지 저감효과를 확인하고, 모형실험에 의해서 도출된 결과를 바탕으로 실내열환경에 관한 수치시뮬레이션을 수행하여 환경개선효과를 검토하였다.

본 연구는 실제 통기구조가 적용된 건물에 대한 실측과 모형실험, 수치시뮬레이션을 함으로써 고층건물의 통기구조 설계시 활용될 수 있는 정량적이고 실용적인 데이터를 제시하는 것을 목적으로 한다.

1.2 종래의 연구

1.2.1 국내의 연구사례

건물 외피에서 통기를 활용한 국내 연구로서는 이중외피구조(double skin wall)에 관한 것이 대부분을 차지한다. 연구의 내용은 한국에너지기술연구원에서 주거용 건축물에 대한 통기구조의 적용 가능성에 대한 연구를 수행한 바 있고, 에너지자원기술개발사업의 일환으로 통기형 지붕시스템의 개발을 시도한 바도 있으나 현재까지 실용적으로 적용 가능한 공법을 제시하지 못하고 있는 실정이다. 본 연구와 유사한 국내 연구로는 고영상, 이승언 등의 연구가 있다.

고영상 등은 통기구조를 갖는 외벽체의 열전달 특성에 관하여 모형에 의한 실험을 수행하였으나, 외벽의 일사도달에 따른 온도상승에 대해서 적절하게 고려하지 못하였다.[3~5]

이승언 등은 통기구조를 이용하여 지하공간의 공기를 배출하는 시스템에 대하여 연구를 수행하여 에너지 저감효과를 검토하였으나, 고층건물의 통기구조에서 배출되는 기류에 대한 분석이 요구된다.[6]

통기구조를 활용한 국외 연구는 오래 전부터 수행되어 왔으며 대표적인 연구로서는 일본의 本間 宏, 溝口 久, 角倉 輝典, 青山 三男, 青木 恭介 등의 연구가 있다.

本間 宏의 연구는 콘크리트 재질의 벽표면에 일사가 도달함으로써 발생하는 일사열 배제에 관해서 모형실험을 수행하였으나, 고층건물에 대한 적용상의 어려움이 있었다.[7~9]

角舎 輝典, 青山 三男, 青木 恭介 등은 표준 기상데이터를 활용하여 콘크리트 벽체에 도달하는 일사량과 일사열 제거에 관한 수치해석을 수행하였으나, 실제 건물에 적용되었을 경우 단층높이에 해당하는 저감효과를 검토할 수 있는 수준이다.[10]

1.2.2 국내외 통기 시스템의 적용 사례

1998년에 완공된 한국에너지기술연구원의 '그린빌딩(green building)'은 에너지 소비가 일반건물의 1/5수준인 '초 에너지절약형 건물'로서 벽체가 이중외피구조(double skin system)로 되어 있다. 그리고, 1993년 말 경기도 수원에 역시 초 에너지 절약형 건물로 지어진 (주)대우기술연구소의 연구관리동과 1997년 대전시 유성구에 설치한 초 에너지절약형 업무용 건물의 벽체에도 역시 이중외피구조로 시공되어 있어 이러한 건물을 통하여 이중외피구조가 에너지 저감에 효과가 있다는 점은 확인되었다.

그러나, 통기구조를 이용한 외피 시스템에 대한 국내특허는 주로 주거용 건축물을 중심으로 환기 기능을 위주로 제품이 출원되어 있어 고층의 업무용 건물에 적용할 수 있는 통기벽체 시스템에 대한 연구 실적이 저조한 실정이다.

또한, 이중외피구조는 외피구조를 형성하기 위한 공간의 확보와 운전제어를 위한 기술의 도입이 요구되며, 건물 구조체의 중량화, 방화구획 미비 등의 법적 요건을 만족시키지 못한 점 등으로 인하여 만족할 만한 성과가 없는 것으로 판단된다.

Fig. 1.2는 공기순환형창(air flow window system)[8]의 구성을 나타낸 것이다. 공기순환형 창은 투시성 및 빛의 투과성을 확보하면서 공기를 순환시켜 장파장 복사를 예방하여 창호부의 일사부하를 저감시키기 위한 공법이다. 내외부가 유리로 되어 있고 그 사이에 블라인드를 설치하고 창 하부로부터 실내공기를 흡입하여 창 상부로 배기되므로, 블라인드에 흡수된 일사열은 창 사이를 통과하는 순환공기에 의해 제거되는 원리이다.

이 시스템은 창으로부터의 복사열을 완화하고 창표면 온도저하로 인한 관류열부하를 저감시켜 에너지 저감 및 실내 쾌적성을 향상시킬 수 있는 공법으로 판단된다. 그러나, 내구성이나 의장성, 조작성, 소음문제 등에서 충분히 만족할 수 없어 실용화되지 않고 있다.

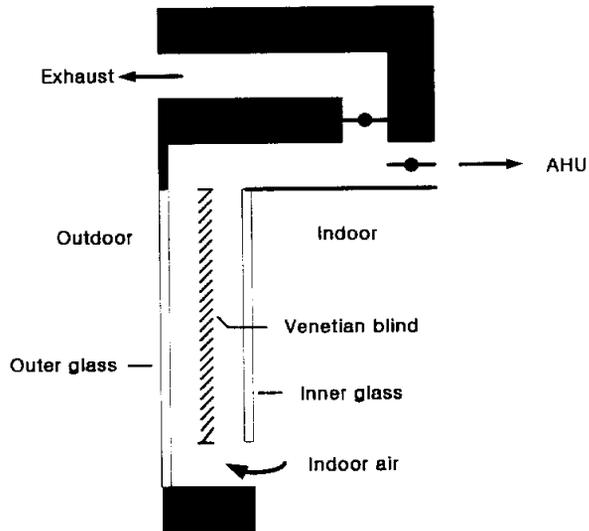


Fig. 1.2 Air flow window system

Fig. 1.3은 독일 Frankfurt의 Commercial Bank Building에 적용된 통기구조의 사례를 나타낸 것이다. 아트리움(atrium)에 면한 창을 통하여 가열공기가 실내로 유입되며, 이중외피의 외부 유리벽에 있는 개구부를 열어 공기층으로 외기를 유입한다. 그리고, 유입공기는 이중외피의 안쪽 창을 통하여 사무공간으로 유입됨으로써 자연환기가 이루어지도록 하는 원리이다. 이때 공기층은 공조덕트(duct)의 역할을 하여 신선공기의 공급용으로 활용되는 구조이다.

이 구조는 벽체의 일사열을 배제시켜 일사부하를 저감하고자 하는 목적이 아니라 단순히 자연채광과 아트리움의 가열공기를 이용한 자연환기 유도로 실내의 쾌적성을 유지하는데 목적이 있는 구조이다.

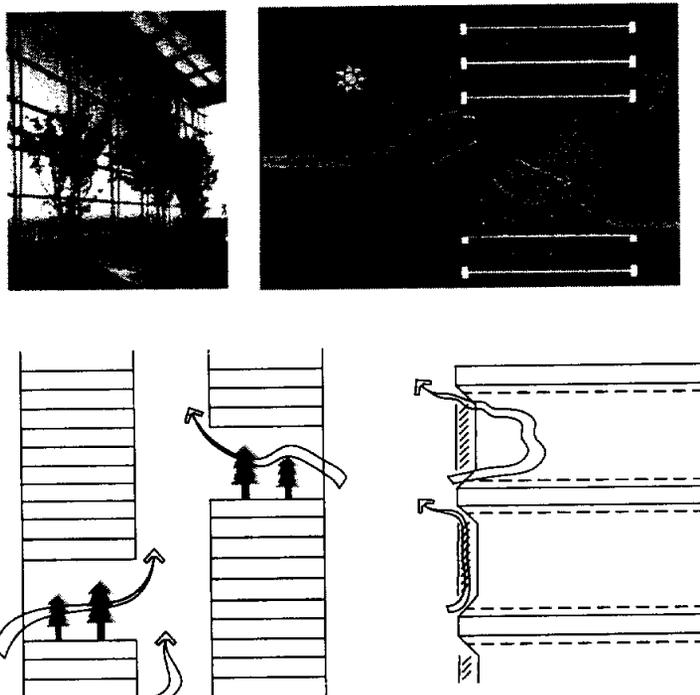


Fig. 1.3 Ventilating concept of Commercial Bank Building in Frankfurt

Fig. 1.4는 영국 런던의 Helicon Building에 적용된 내부폐쇄형 통기구조 (sealed inner skin system)를 나타낸 것이다. 이중외피구조로서 통기 시스템의 상부와 하부에 기류조절장치가 설치되어 있고 실내측 벽은 밀폐되어 있어 본 연구에서 제안하는 구조와 유사한 형태이다.

난방기에는 상부와 하부의 기류조절장치가 차단되며 통기층은 열적으로 완충 구간 역할을 한다. 하계에는 기류조절장치를 개방하여 자연대류를 형성하여 유입 일사량을 최소화하여 실내 냉방부하를 저감시키는 구조이다.

개념적으로는 본 연구에서 제안하는 외벽의 구조와 유사하지만, 외벽의 외피 부위가 유리로 되어 있고 통기층 내에 블라인드를 하여 자연대류에 의해 일사열을 제거하는 원리이며, 기존의 벽체에 외피 및 블라인드를 추가 설치한 형식으로 초기 투자비가 상당히 많이 소요되는 단점이 있다.

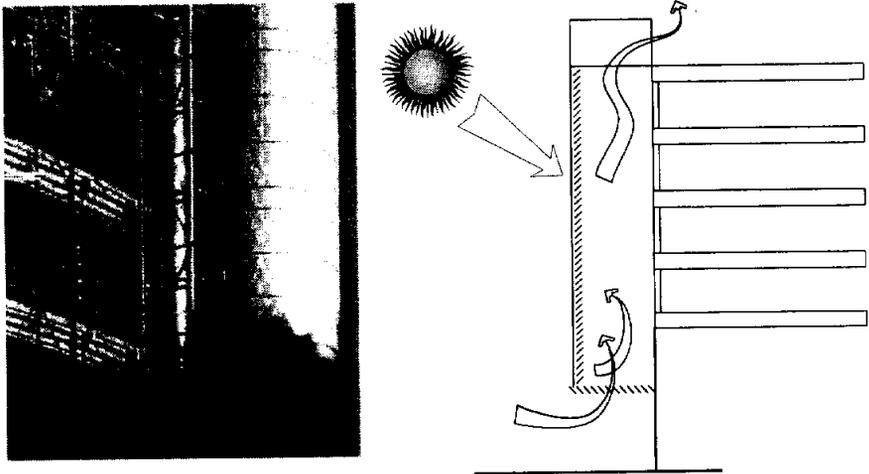


Fig. 1.4 Ventilating concept of the Helicon Building in London

Fig. 1.5는 Finland의 NOKIA HQ building에 적용한 내외 개방형 통기구조 (openable inner and outer skins system)를 나타낸 것이다. 중간기의 외기 조건에서는 통기 시스템의 상부와 하부에 있는 조절장치를 이중외피 이중창과 조합하여 자연환기가 이루어지게 하고, 난방기에는 공기층의 상하부를 닫아 직달 일사를 유입하고 빌딩코어로부터 열손실을 저감하는 대류 완충역을 형성하는 형태이다. 또한, 냉방기에는 빌딩 상부와 하부의 이중외피 외부창을 개방시켜 전체 건물 높이의 통기 시스템을 통하여 대류를 형성하며, 내부창을 개방시켜 빌딩코어의 자연환기를 유도하는 구조이다. 건물의 외피가 유리로 되어 있어 본 연구에서 제안하는 구조와는 차별되며, 통기층을 형성하기 위한 공간이 충분히 확보되어야 하는 단점이 있다.

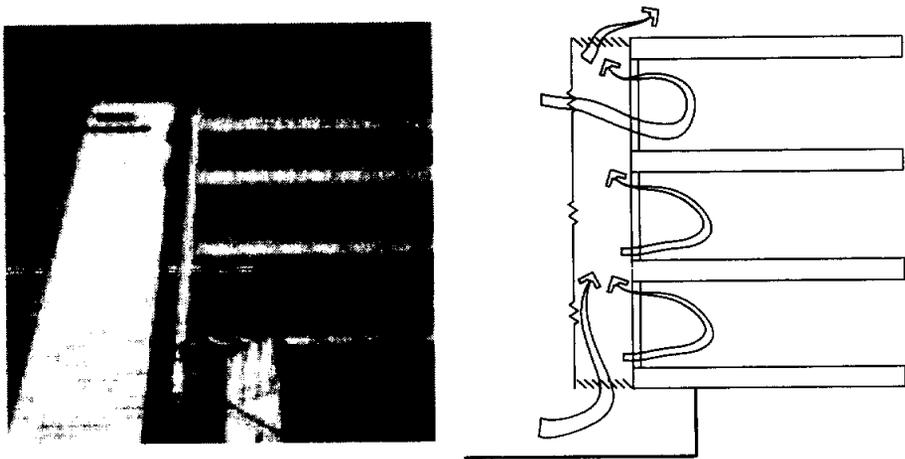


Fig. 1.5 Ventilating concept of NOKIA HQ building in Finland

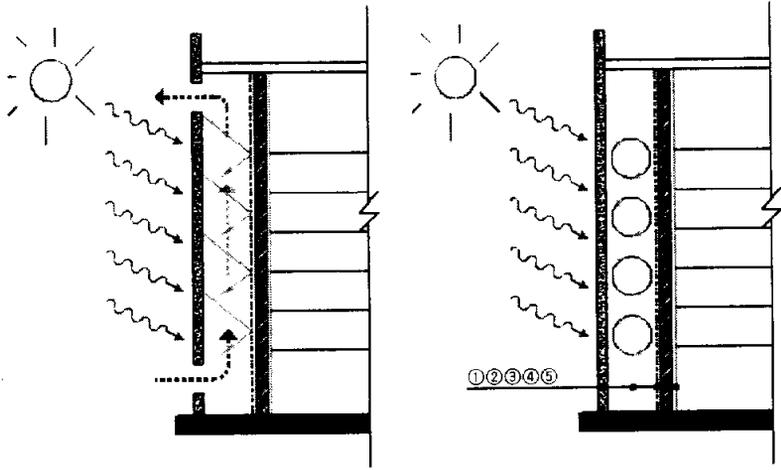
1.3 통기구조의 개념

에너지 저감을 위한 패시브(passive)적 수법으로는 여러 가지 방안이 있으나, 건물 외피를 통한 열손실을 줄이기 위해 적절한 단열을 실시하는 것이 일반적이라 할 수 있다.

건물의 벽체에 대해서 적절한 연구가 이루어지기 이전부터 외단열에 많은 경험이 있는 북유럽에서는 여름의 고온으로부터 실내환경을 보호하고 단열층 내에 침입하는 수분의 건조수단으로서 단열층의 상하단에 개구부를 설치하여 외기와 접촉시켜 환기를 유도하는 기술이 적용되고 있다. 그리고, 일본의 경우에는 지붕의 방수층 보호를 위해 위에 깔린 소석 사이의 틈이나 복층벽체 내에 존재하는 공기층으로 유입된 열을 자연환기의 동력원으로 하여 일사열을 외부로 배출하는 기술 등이 있다.

그러나, 최근 건축물이 고층화됨에 따라 건축물을 경량화 하기 위하여 가운데 공기층을 포함하고 있는 커튼월구조(curtain wall system)의 채택이 늘어나고 있는데도 불구하고, 단열성능이 부족하며 적절한 구조의 설계가 미흡하여 상당한 에너지 낭비의 요인이 되고 있는 실정이다.

본 연구에서는 이러한 문제점을 개선하기 위하여 기존의 커튼월 시스템에서 메탈트러스(metaltruss)와 커튼월 사이에 위치하는 공기층의 상하부에 개구부를 설치함으로써 외기와 통기층의 온도차에 의해 밀도차가 형성되며, 그에 따른 자연대류를 유도함으로써 통기층의 온도를 낮게 유지하여 일사열이 실내로 유입되는 것을 최소화하는 통기구조(air vent wall system)를 제안하였다.



(a) Summer

(b) Winter

- ① Granite
- ② Air cavity
- ③ Reflective insulation material
- ④ Polyurethane foam, Fire proof coated
- ⑤ Inner finishing material

Fig. 1.6 Fundamental of air vent wall system

Fig. 1.6은 통기구조의 기본적인 원리를 나타낸 것으로 벽에 일사가 입사하는 경우 기존의 커튼월 시스템 내부의 공기층 온도는 외기온보다 현저하게 높아지며, 두 온도차에 의해서 발생하는 밀도차를 원동력으로 자연대류를 유도하여 실내로 유입되는 열을 줄이는 방안이다.

냉방기에는 외부의 찬 공기가 유입되어 통기층을 지나 외부로 배출되는 동안에 일사에 의해 실내로 유입되는 열의 일부를 가지고 나가게 되며, 이로 인하

여벽체 표면이 냉각되는 효과가 있다. 따라서, 실내로 유입되는 열을 최소화할 수 있는 원리로 자연대류현상을 이용하는 구조이다.

그리고, 난방기에는 상하부의 개구부를 차단하여 일반적인 공기층의 역할을 하도록 하며, 적절한 시간에 통기를 행하여 일사에 의해서 데워져 있는 통기층 내의 공기가 가지고 있는 수분을 제거함으로써 결로방지에 따른 건축물의 수명 연장과 벽체의 단열성능 유지 효과를 얻고자 하는 것이다.

또한, 고온의 외부 마감재(화강암)에서 발생하는 복사열을 차단하기 위하여 실내측 단열재 표면에 반사형 단열재(reflective insulation material)를 부착함으로써 실내로 유입되는 복사열을 최소화하는 기술을 적용하였다.

한편, 본 연구에서 제안하는 통기구조는 상하부의 통기층을 개방하게 될 경우 화재 발생시에 화염의 이동통로가 될 수 있는 문제가 있으므로 화재 발생 시 야기되는 문제를 제거하기 위하여 각 마감부분에서 내화성능이 강화되어 있는 재료를 사용하였다,

1.4 본 논문의 구성

본 논문은 총 6개의 장으로 구성된다.(Fig. 1.7)

제 1 장은 본 연구의 서론 부분으로 연구의 배경과 목적에 관하여 서술하고 국내외의 종래연구를 통해 기존의 벽체가 가지는 문제점을 확인하여 새로운 개념의 통기구조를 연구대상으로 제시하였다.

제 2 장은 실제 통기구조를 가지는 27층의 고층건물에서 실측을 통하여 통기층 내의 방위별 시간대별 층고별 온도, 습도, 기류분포 상태 등을 정량적으로 측정하고 통기구조 적용에 따른 에너지 저감효과와 경제성을 검토하였다.

제 3 장은 실제 벽체와 같은 구조를 갖는 모형에서 실험을 통하여 통기층을 흐르는 기류의 특성과 통기층 내의 온도분포 및 일사량에 따른 배제효과를 검토함으로써 실측내용과 비교·분석하여 그 결과를 시뮬레이션의 기초자료로 활용하였다.

제 4 장은 통기구조를 적용한 건물에 있어서 하절기 냉방부하 저감효과를 검증하기 위하여 실측과 모형실험에서 나타난 결과를 토대로 시뮬레이션을 실시한 바, 그 유효성이 확인되어 이를 설계데이터로 활용이 가능하도록 하였다.

제 5 장은 시뮬레이션에 의한 온열환경평가 결과를 기술하였다. 온열환경에 대한 기초이론을 정리한 후 실내 온열환경 시뮬레이션의 모델을 결정하고 PMV값과 SET*값에 의한 온열환경을 평가함으로써 통기구조를 적용한 벽체가 온열환경 개선에도 효과적임을 확인하였다.

제 6 장은 본 논문의 총괄 결론을 나타내었다.

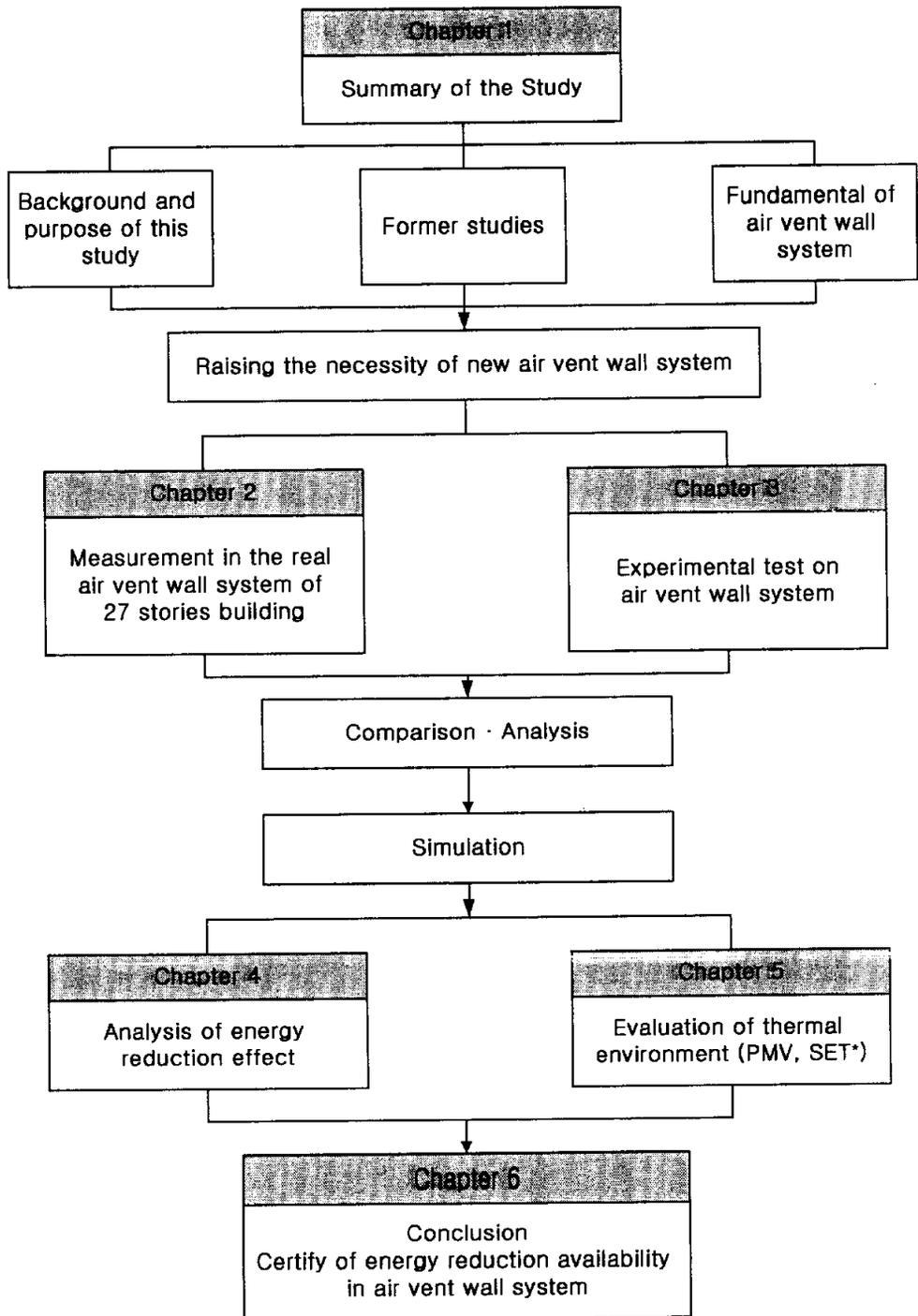


Fig. 1.7 Structure of this thesis

제 2 장 통기벽체의 냉방부하 저감효과 검토

2.1 실험계측의 목적

Fig. 2.1은 본 실험의 측정대상이 되는 통기 시스템을 적용한 건물의 전경을 나타낸 것이다. 건물은 동서로 긴 평면을 이루고, 각각의 벽체는 동서남북 방위를 향하고 있다. 통기 시스템의 효과를 분석하기 위하여 4방위의 상하부에 공기의 유입을 개폐하기 위한 MVD(Motor Volume Damper)를 설치하였으며, 통기층은 전체 건물 높이에 해당하는 벽체 길이 108m 구간을 직선으로 연결하고 있다.

본 장에서는 통기 시스템이 적용된 실제 건물에서 통기층의 기류 및 온도와 실외 조건 데이터인 일사량과 외기온을 측정하여 통기층을 가지는 벽체의 열관류에 영향을 미치는 인자의 특성을 파악하였으며, 각각의 측정요소가 미치는 영향과 변화량을 비교·분석함으로써 통기층을 가지는 벽체의 냉방부하 저감효과를 정량적으로 분석하였다.

그리고, 통기 시스템의 적용에 따른 열전달 메카니즘(heat transfer mechanism)을 벽체의 방위, 높이를 구분하여 시간대별로 각 조건에 따른 분석을 수행하였으며, 모형실험과 수치해석을 병행함으로써 최적의 통기 시스템과 통기의 제어방법을 제시하고자 한다. 또한, 실험대상 건물에 통기 시스템을 적용하기 위하여 추가되는 투자비용과 건물에서 냉방에 소비되는 에너지를 측정

하여 분석함으로써 통기 시스템을 가지는 벽체의 냉방부하 저감효과와 경제적인 효과를 파악하였다.



Fig. 2.1 The general view and the air vent wall of the local surveying building

2.2 실험계측 건물의 개요

실험건물은 현재 부산광역시 부산진구 범천동에 위치하고 있으며 흡수식 냉동기와 보일러를 열원으로 활용하는 정풍량 및 변풍량 공조방식의 건물이다. 또한, 건물의 4방위 모두 일사를 잘 받을 수 있도록 각 방위의 수직방향으로 통기층을 가지는 형태이다. 건물의 자세한 사항은 Table 2.1과 같다.

Table 2.1 General facts about the local surveying building

| | | |
|-------------------------|--|--|
| Location | 863-1, beomcheondong, Busanjin-gu (latitude 35.1°, longitude 120.01°) | |
| Structure | Reinforced concrete structure | |
| Use | Office building | |
| Scale | Story | Ground 27, Underground 7, Roof |
| | Architectural area | 56,334.26 m ² |
| | Air conditioning area | Basis floor : 1133.5 m ² Total : 29,860 m ² |
| Height | Basis floor : 4.0m Total : 110.8 m | |
| Heat resource | Cooling | Absorption heating and cooling unit (500RT 3set, 100RT 1set) |
| | Heating | Absorption heating and cooling unit (1,512,000 Kcal/h 3set, 302,400 Kcal/h 1set) Steam boiler (1.5 T/h 2set, 1.0 T/h 1set,) |
| Air conditioning system | CAV+FCU : 1, 4, 5, 12, 25 Floor VAV+FCU : 6, 7, 8, 9, 10, 11, 13~24 Floor CAV : 2, 3 Floor | |

2.3 건물계측 시스템의 구성

Fig. 2.2는 실제 통기 시스템이 적용된 건물을 대상으로 하는 계측 시스템의 구성을 나타낸 것이다.

계측 시스템은 열특성 계측 시스템과 전력 계측 시스템, 기타 계측 시스템으로 구분하여, 통기 시스템에서 나타나는 열전달 특성과 하절기 냉방에 활용되는 에너지 양을 계측하도록 하였다.

열특성 계측 시스템은 건물의 하층부, 중층부, 상층부, 옥상, 지상 1층에서 측정되는 통기층 내부의 온도, 기류, 습도와 외부 백엽상의 외기온, 풍향, 풍속, 일사량을 측정하여 저장하였다.

전력 계측 시스템은 실측 건물의 운영을 위해서 설치되어 있는 건물제어 프로그램 METASYS와 구분하여, 본 연구를 위한 전용시스템으로 건물제어 프로그램 ARGOS를 설치하여 공조 시스템(흡수식 냉온수기, 송풍기, 보일러, 냉각탑 등)에서 소비되는 전력을 측정하였다.

그리고, 계측 시스템에서 측정하지 못하는 각 요소(가스 소비량, 전체 건물의 소비전력, 흡수식 냉온수기 입출구 온도)들은 별도의 일지를 활용하여 매시각 측정기록하였다.

측정 기간은 1999년 6월 1일부터 9월 30일까지이며, 본 장에서 활용하는 데이터는 하절기 냉방부하가 많이 발생하는 기간을 중심으로 날씨가 맑은 날을 선별하여 분석한 것이다.

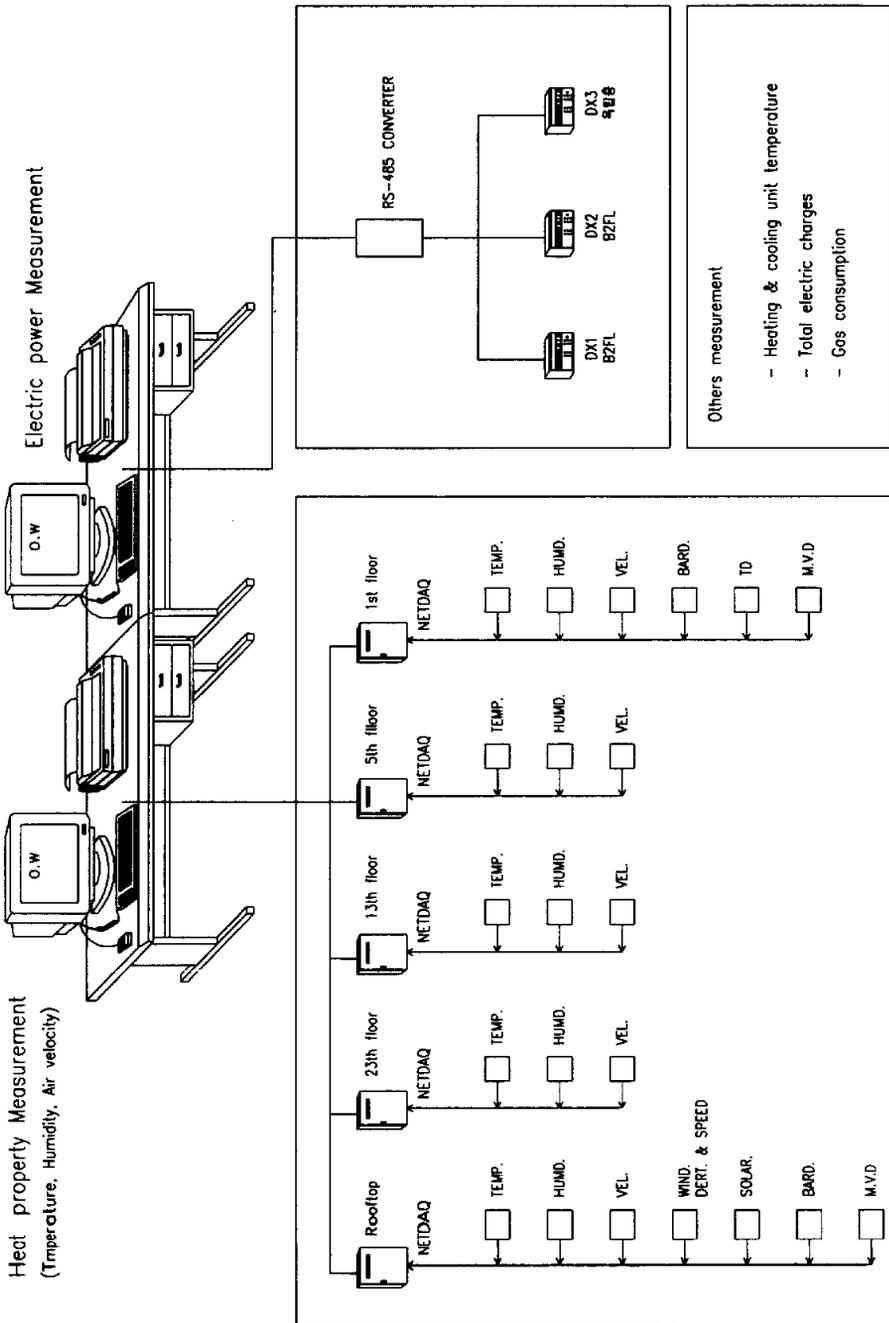


Fig. 2.2 The composition of the local surveying system

2.3.1 열특성 계측 시스템

Table 2.2는 열특성을 계측하기 위한 장비의 목록을 나타낸 것이다. 통기층 내의 온·습도 측정을 위해서 열전대(thermo couple)와 습도센서, 통기층 내의 기류속도를 계측하기 위해서 열선유속계를 활용하였으며, 건물의 상·중·하를 구분하여 측정하였다. 그리고, 통기층의 입출구에서의 기류, 온도, 습도를 측정하였다.

건물의 주위 환경을 측정하기 위하여 지상 1층과 옥상층에 백엽상을 설치하여 온도와 습도, 대기압을 측정하였으며, 옥상층에 풍향·풍속계와 일사계를 설치하여 건물에 영향을 주는 기상데이터를 측정하였다. 측정 시간은 5분 단위로 매일 24시간 동안 측정하였다.

또한, 일사량은 DATA를 직산분리하여 각 방위별로 분해함으로써 방위별로 활용할 수 있도록 하였다.

Table 2.2 Measuring equipments of heat properties

| Measurement | Equipment |
|------------------------------------|--------------------------|
| Data logging | FLUKE NetDAQ (America) |
| Temperature | Thermo couple (Korea) |
| Humidity | VAISALA HMW20UB (Japan) |
| Atmospheric pressure | VAISALA PTB100A (Japan) |
| Air velocity | TSI model 8455 (America) |
| Direction and velocity of the wind | VAISALA WAV151 (Japan) |

통기층의 열적특성을 계측하기 위한 측정위치는 통기층의 입구(0m)와 출구(108m), 6층 (저층부 : 20m), 16층 (중층부 : 55m), 25층 (상층부 : 91m)으로 구분하였으며, 각 방위별로 구분하였다. Table 2.3은 통기층의 열적 특성을 파악하기 위한 측정위치를 나타낸 것이다.

Table 2.3 Measuring positions in air vent wall

| Position | Measurement |
|----------------------------|---|
| Ventilation inlet · outlet | Temperature 1, Air velocity 1, Humidity 1 |
| 6th floor (20m) | Temperature 1, Air velocity 1, Humidity 1 |
| 16th floor (55m) | Temperature 1, Air velocity 1, Humidity 1 |
| 25th floor (91m) | Temperature 1, Air velocity 1, Humidity 1 |

Table 2.4는 주위의 환경을 계측하기 위한 측정위치와 측정항목을 나타낸 것이다. 전체적인 측정위치와 도면 표기는 각각 Table 2.5와 Fig. 2.3, Fig. 2.4에 나타내었다.

Table 2.4 Measuring positions for estimating environment

| Position | Measurement |
|------------------|---|
| Rooftop | Solar radiation 1, Humidity 1, Temperature 1, Direction of wind 1, Air velocity of wind 1, Atmospheric pressure 1 |
| Ground (outdoor) | Atmospheric pressure 1, Temperature 1, Humidity 1 |

Table 2.5 Measuring positions and drawing marks

| Division | Mark | sensor | Measurement | Direction | Hight |
|-------------------|-------|--------|---|-----------|------------|
| Inlet | SA-1 | 3 | Temp.(1), Hum.(1), Vel.(1) | South | 1st floor |
| Outdoor Condition | OUT-2 | 3 | atm.(1), Hum.(1), Vel.(1) | | Outdoor |
| Inlet | WA-1 | 3 | Temp.(1), Hum.(1), Vel.(1) | West | 2nd floor |
| Inlet | WA-2 | 2 | Temp.(1), Vel.(1) | West | 2nd floor |
| Inlet | EA-1 | 3 | Temp.(1), Hum.(1), Vel.(1) | East | 1st floor |
| Inlet | NA-1 | 3 | Temp.(1), Hum.(1), Vel.(1) | North | 1st floor |
| Inlet | WA-3 | 3 | Temp.(1), Hum.(1), Vel.(1) | West | 1st floor |
| Air vent | SB-1 | 11 | Temp.(8), Hum.(2), Vel.(1) | South | 6th floor |
| Air vent | WB-1 | 11 | Temp.(8), Hum.(2), Vel.(1) | West | 6th floor |
| Air vent | NB-1 | 11 | Temp.(8), Hum.(2), Vel.(1) | North | 6th floor |
| Air vent | EB-1 | 11 | Temp.(8), Hum.(2), Vel.(1) | East | 6th floor |
| Air vent | SB-2 | 11 | Temp.(8), Hum.(2), Vel.(1) | South | 16th floor |
| Air vent | WB-2 | 11 | Temp.(8), Hum.(2), Vel.(1) | West | 16th floor |
| Air vent | NB-2 | 11 | Temp.(8), Hum.(2), Vel.(1) | North | 16th floor |
| Air vent | EB-2 | 11 | Temp.(8), Hum.(2), Vel.(1) | East | 16th floor |
| Air vent | SB-3 | 11 | Temp.(8), Hum.(2), Vel.(1) | South | 25th floor |
| Air vent | WB-3 | 11 | Temp.(8), Hum.(2), Vel.(1) | West | 25th floor |
| Air vent | WB-4 | 11 | Temp.(8), Hum.(2), Vel.(1) | West | 25th floor |
| Air vent | NB-3 | 11 | Temp.(8), Hum.(2), Vel.(1) | North | 25th floor |
| Air vent | EB-3 | 11 | Temp.(8), Hum.(2), Vel.(1) | East | 25th floor |
| Outlet | ED-1 | 3 | Temp.(1), Hum.(1), Vel.(1) | East | Roof |
| Outlet | WD-1 | 3 | Temp.(1), Hum.(1), Vel.(1) | West | Roof |
| Outlet | WD-2 | 3 | Temp.(1), Hum.(1), Vel.(1) | West | Roof |
| Outlet | SD-1 | 3 | Temp.(1), Hum.(1), Vel.(1) | South | Roof |
| Outlet | ND-1 | 3 | Temp.(1), Hum.(1), Vel.(1) | North | Roof |
| Outdoor Condition | OUT-2 | 6 | SR(1), Di(1), O_Vel.(1) Temp.(1), Hum.(1), atm.(1) | | Roof |
| Total | | 184 | | | |

atm. : Atmospheric pressure
 Di. : Direction of outdoor air
 O_Vel. : Outdoor air velocity
 Vel. : Air velocity in the air cavity
 Temp. : Temperature
 SR : Solar radiation
 Hum : Humidity

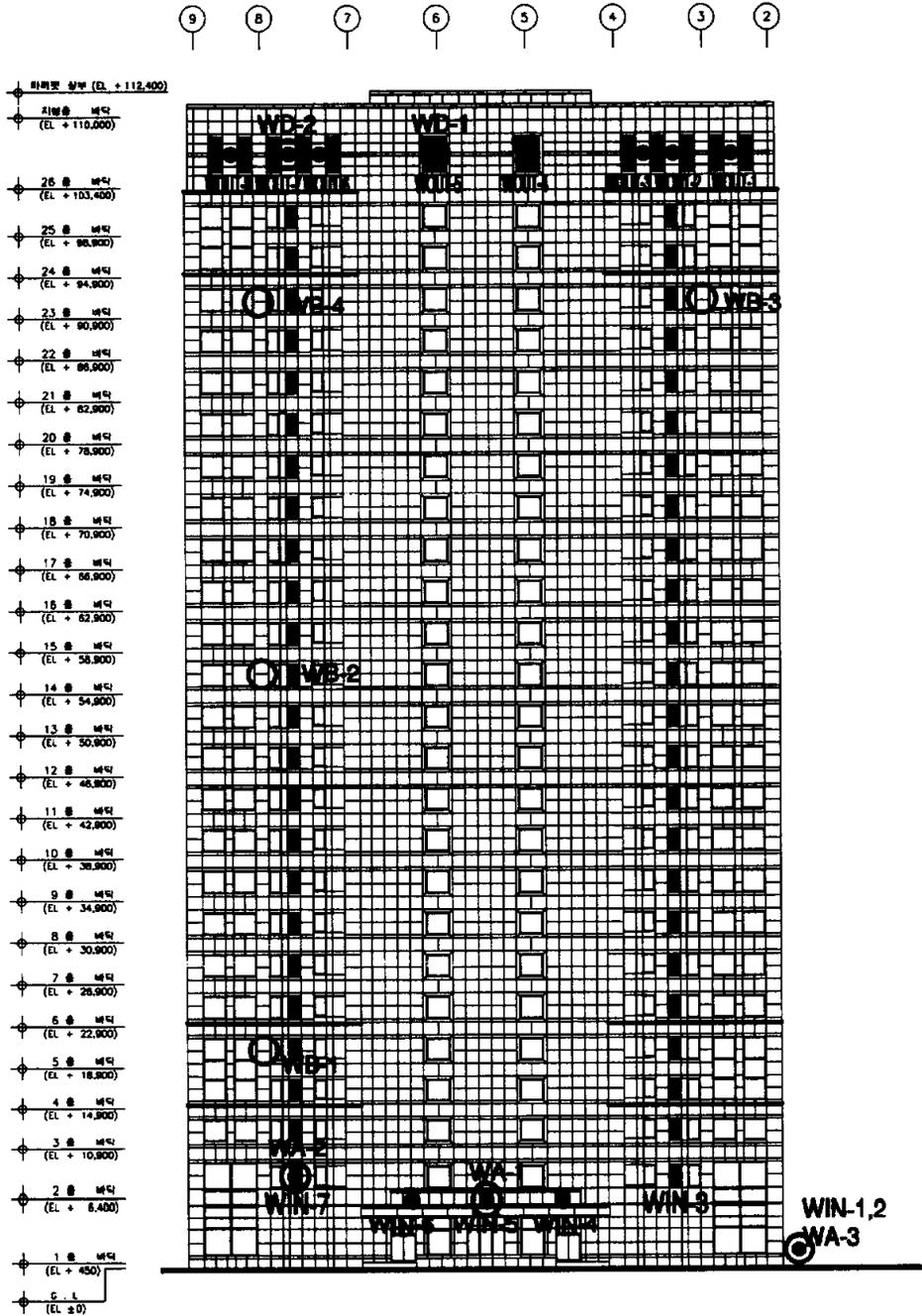


Fig. 2.3 The elevation of the local surveying building

통기층의 열적인 특성을 측정하기 위한 상·중·하층부의 방위별 각 측정점의 상세한 위치는 Fig. 2.5와 같다.

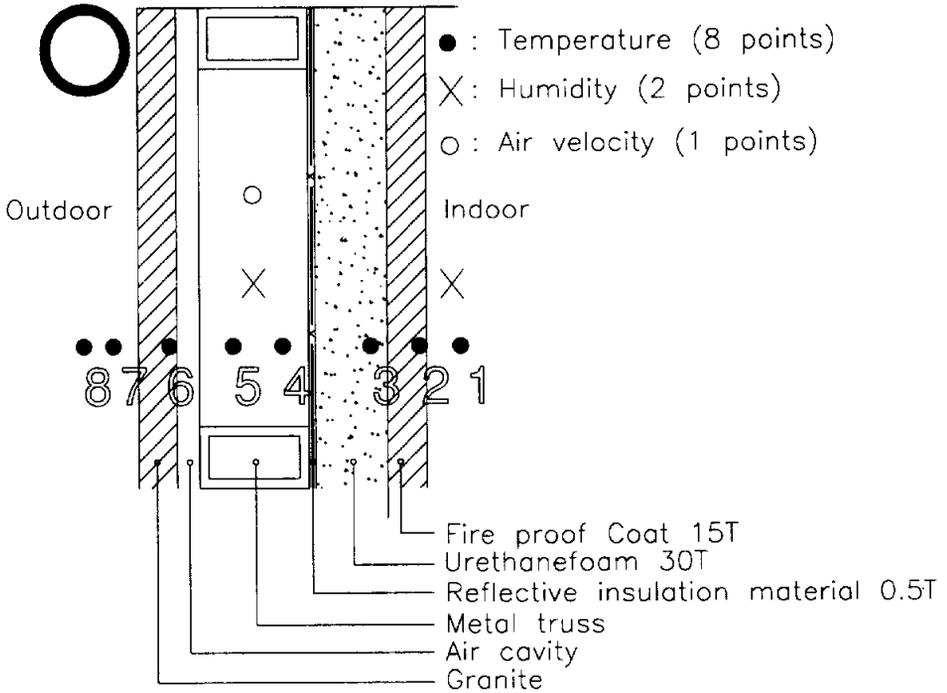


Fig. 2.5 Detailed positions of the sensors in the air vent wall

2.3.2 에너지 소비량 계측 시스템

실험건물의 에너지 소비량은 전력량과 가스 사용량으로 나누어 측정하였다.

Fig. 2.6은 소비전력을 측정하기 위한 전력 계통도를 나타낸 것이다. 전력량은 열원기기인 흡수식 냉온수기와 열매 반송용 냉온수 순환펌프 및 냉각탑에서 사용되는 전력량과, 열특성 계측 시스템에서 측정하고 있는 6층, 16층, 25층의 FCU(Fan Coil Unit)와 AHU(Air Handling Unit)에서 사용되는 전력사용량을 측정하였다. 그리고, 공조용 배선에서 다른 용도로 사용되는 전력량을 측정하여 전력 사용량에서 제거함으로써 전력량 측정의 오차를 줄였다.

그리고, 전력 소비량 외에 흡수식 냉온수기의 열원으로 활용되는 가스 소비량은 적산유량계를 설치하여 측정기간 중 10시, 13시, 16시의 순시유량과 적산유량을 측정하여 1일 사용량을 산출하였다.

또한, FCU와 AHU의 입출구 온도 및 급배기 온도를 측정하여 하루 중 공조 시간을 산출하였다.

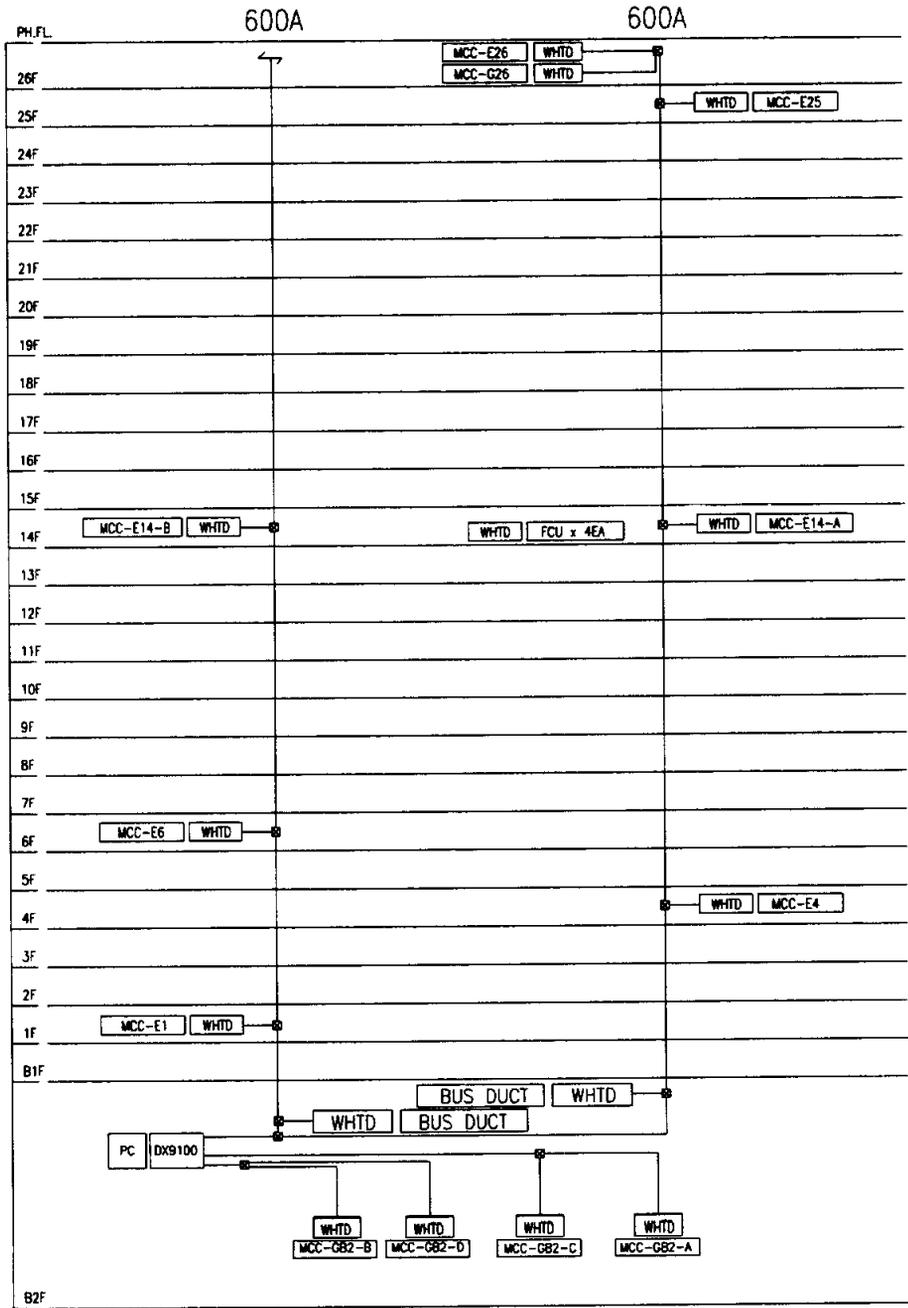


Fig. 2.6 The electric power consumption measuring system diagram

2.4 실측결과

2.4.1 일사량의 변화에 따른 통기벽체의 온도변화

각 방위별 일사량의 변화와 그에 따른 통기층 내의 온도변화를 Fig. 2.7과 Fig. 2.8에 각각 나타내었다. 일사량은 통기층 내의 공기와 벽체를 이루고 있는 각 부재의 온도변화에 많은 영향을 주는 것을 알 수 있었으며, 서쪽 통기층의 온도가 다른 방위에 비하여 현저하게 높게 올라감을 알 수 있었다.

Fig. 2.9는 각 방위의 벽체를 구성하는 각 부재의 온도와 일사량의 변화를 나타낸 것이다. 일사가 발생하는 시간에 각 부재의 온도가 상승하기 시작하여, 직달일사를 받는 시간에는 그 변화가 확연하게 나타나는 것을 알 수 있다. 그리고 건물 각 부위의 온도는 축열의 영향으로 최고점에 이르는 시간이 2시간 정도의 차이가 있음을 알 수 있다.

직달일사를 많이 받는 시점에서 실내측 표면온도가 서쪽 벽체의 경우 30℃ 이상 상승하는 것으로 나타났다. 따라서, 직달일사를 받는 시점에 실내 표면온도 상승에 따른 평균복사온도의 상승이 예상되어 실내 열환경의 악화에 대한 대책이 필요한 것으로 판단된다.

방위별 실외측 표면온도는 동쪽의 경우 아침에 직달일사를 받아 빠른 속도로 상승하지만 최고 온도가 41℃ 정도에 도달한 후 천천히 하강하고 있다. 반면, 서쪽의 경우에는 외기온에 의해 어느 정도 가열되어진 후에 직달일사를 받기 때문에 최고 온도가 52℃까지 상승하고 있다.

태양의 고도가 높아 직달일사의 영향을 적게 받는 남쪽의 경우에는 서서히 가열되어 최고 온도가 37℃ 정도에 이른 후 서서히 냉각되었으며, 북쪽의 경우에는 최고 온도 33℃ 정도로 외부 기온과 큰 차이가 없음을 알 수 있다.

따라서, 서쪽 벽체에서 제거되는 일사열이 가장 많을 것으로 판단되며, 통기층을 적용할 경우 각 방위별 일사열 제거효과가 각각 다름을 감안하여 통기 시스템과 형상을 결정한다면 보다 에너지 절약적인 설계가 가능할 것으로 판단된다.

그리고, 하절기에는 건물 내 모든 영역에 냉방부하가 발생되므로 각 방위별로 구분된 통기층의 제어는 요구되지 않지만, 방위별로 냉난방부하가 다르게 발생하는 중간기에는 통기층 개폐를 일사의 방향에 따라서 제어함으로써 하절기 냉방부하저감과 같은 효과를 얻을 수 있다. 동절기에는 일사에 의해 충분히 데워진 공기를 포함하는 공기층을 개방해야 통기층 내 수분을 제거하는 효과가 극대화되므로, 단열효과 감소에 따른 난방부하 증가를 최소화 할 수 있을 것으로 판단된다. 그러므로, 본 연구에서 제안하는 통기벽체 시스템에 통기층의 방위별 제어운전 방법을 병행한다면 동절기, 하절기, 중간기에 발생하는 냉난방부하 및 결로에 의해 야기되는 문제점 등에 보다 효과적으로 대응할 수 있을 것으로 판단된다.

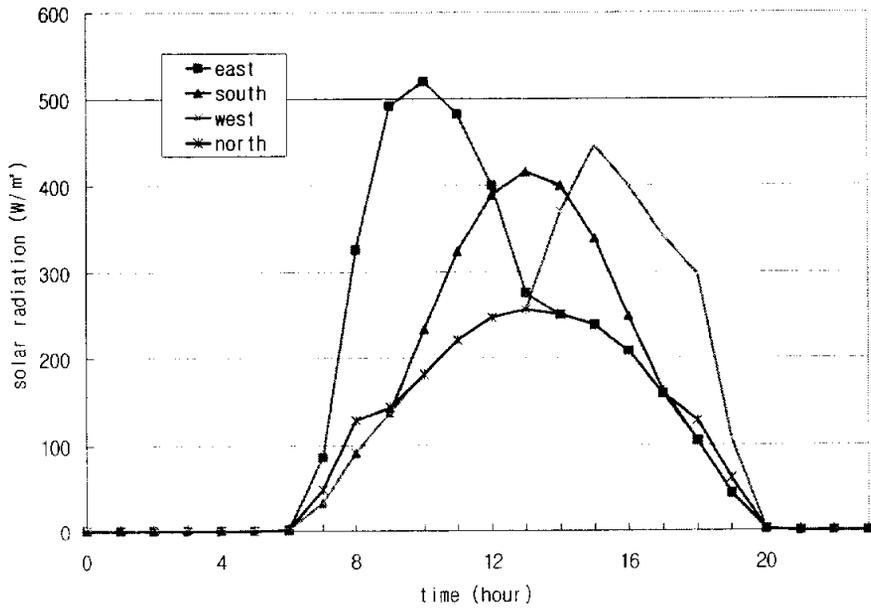


Fig. 2.7 Solar radiation at each direction (25th July 1999)

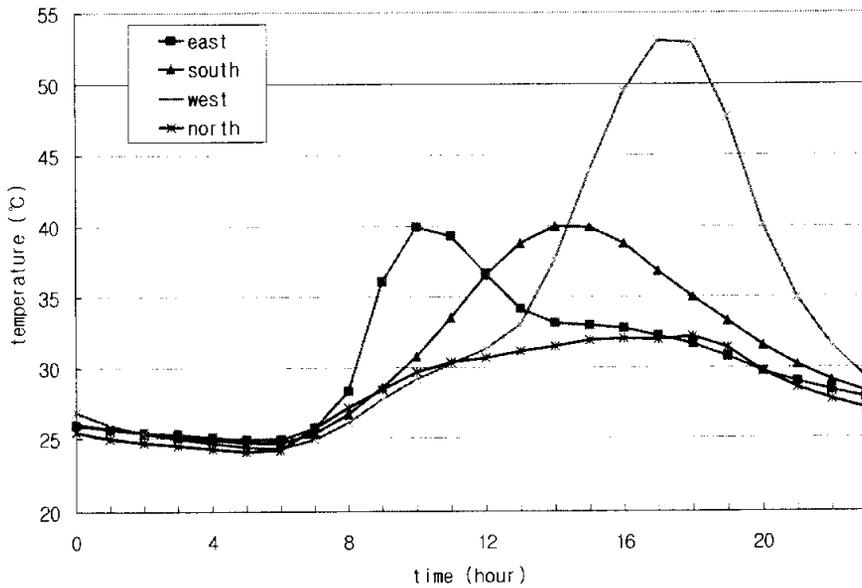
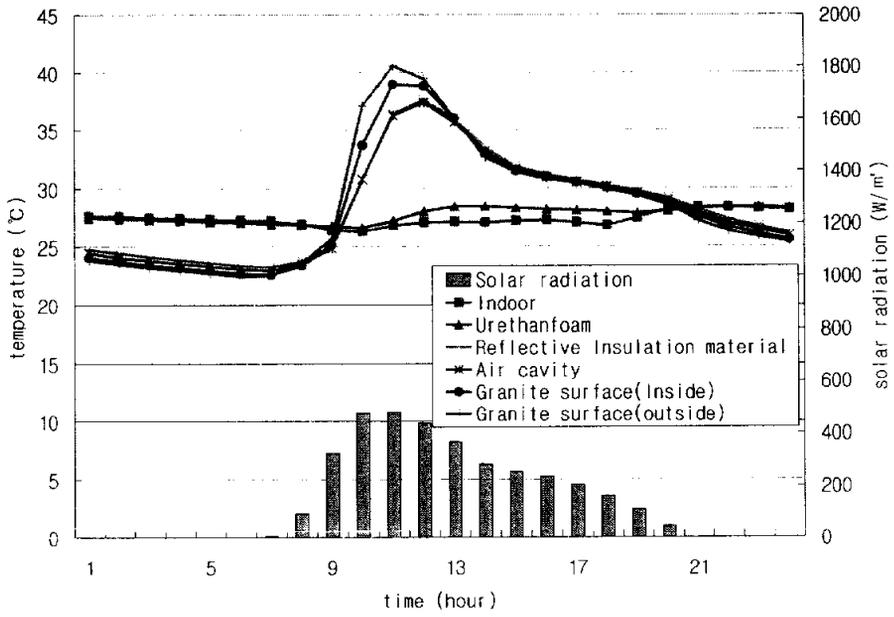
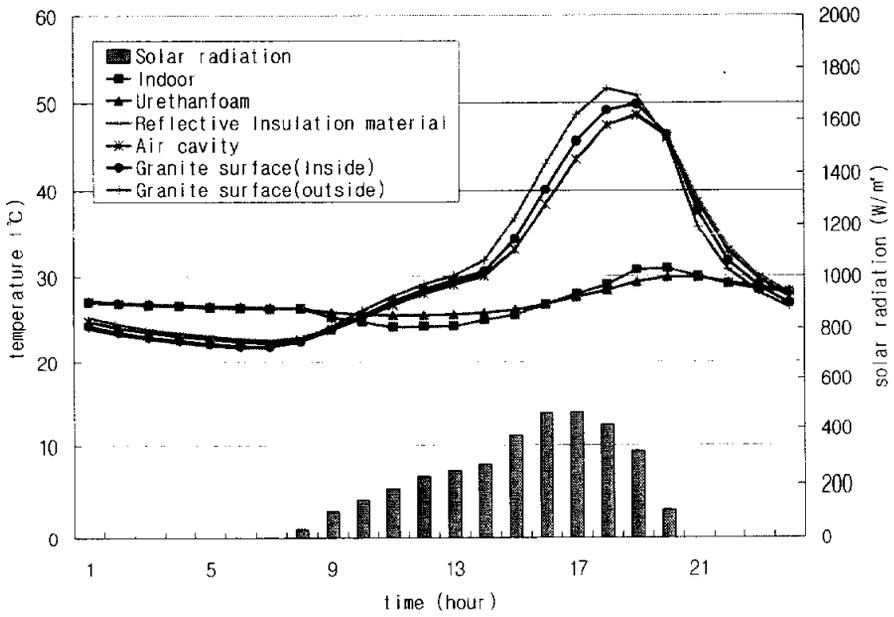


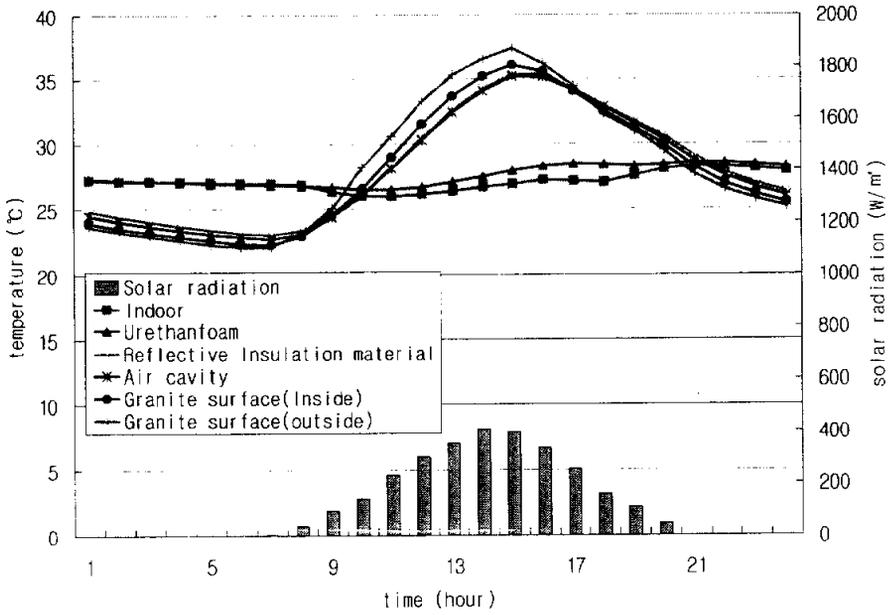
Fig. 2.8 Temperature in the air cavity
(height : 55m, 25th July 1999)



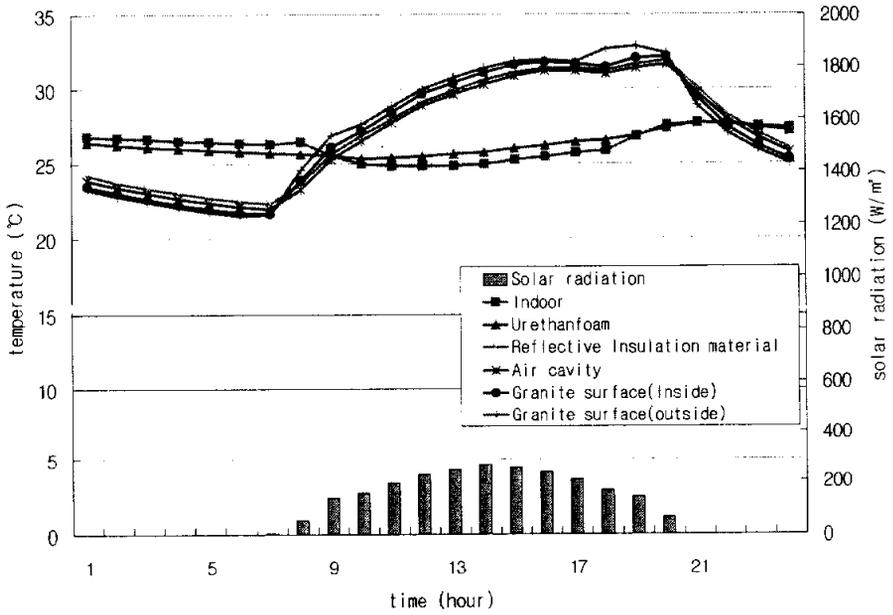
(a) East



(b) West



(c) South



(d) North

Fig. 2.9 Solar radiation and materials temperature(25th July 1999)

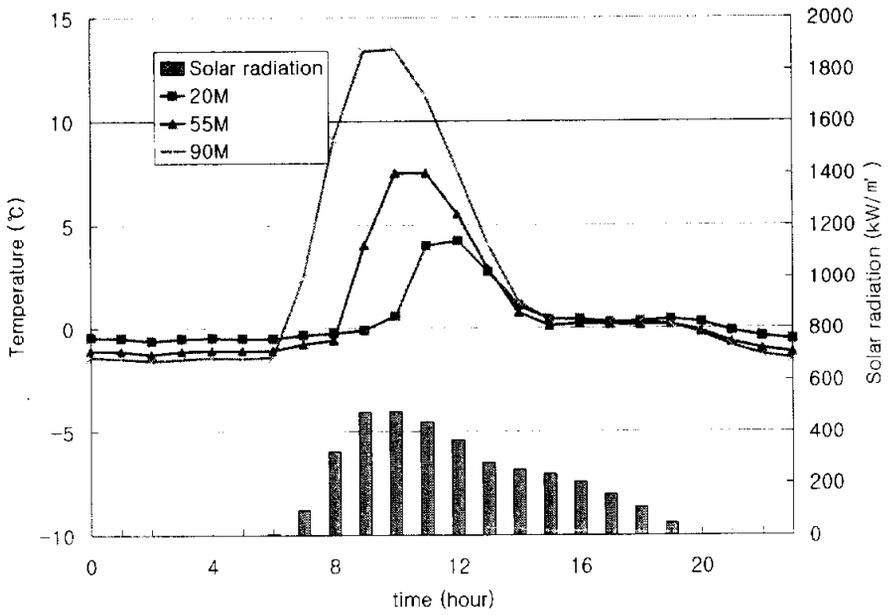
2.4.2 통기층의 높이에 따른 비교

Fig. 2.10은 벽체 각 측정위치에서 나타나는 통기층 내부 온도와 통기층의 입구 온도와의 차를 표현한 것이다. 두 방위 모두 직달일사를 받으면서 온도가 큰 폭으로 상승하는 것으로 나타났으며, 직달일사를 받지 않는 시간대에는 온도상승이 크게 나타나지 않는다는 것을 알았다.

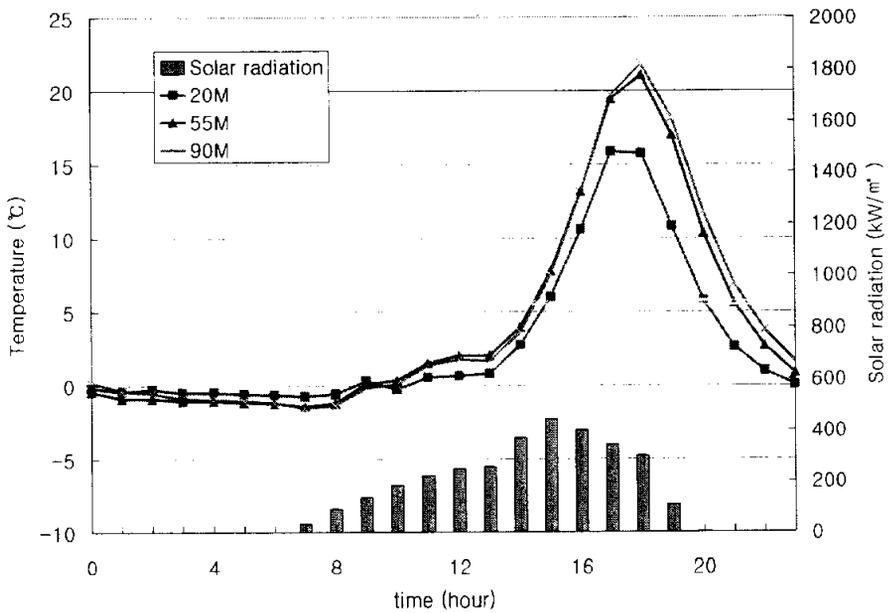
그리고, 방위별 특성으로 동쪽에서는 높이에 따라 균일한 상승폭을 보이고 있으며, 상층부(91m)-중층부(55m)-저층부(20m)의 순으로 온도가 상승하기 시작하고 상승하는 폭이 큰 변화 없이 일정한 것을 알 수 있다. 이는 각각의 높이 모두 통기층 입구에서 유입되는 공기에 의해 어느 정도의 냉각효과가 있다는 것을 나타내는 것이다.

한편, 서쪽 벽체의 경우, 직달일사를 받지 않는 시간대에는 동쪽과 같이 온도상승이 거의 없는 것을 알 수 있다. 그러나, 직달일사를 받는 시간대가 되면 통기층의 온도상승 폭은 입구부터 저층부(20m)사이에서 상당히 크게 나타나지만, 중층부(55m)와 고층부(91m)를 지나는 동안에는 온도상승이 거의 나타나지 않고 있다. 따라서, 어느 정도 온도가 상승되어 있는 상태에서 직달일사를 받는 서쪽 벽체의 경우 통기층 길이를 분할한다면 일사열을 제거하는 효과가 보다 크게 나타날 수 있음을 알 수 있다.

통기 시스템이 고층 건물에 적용되기 위해서는 각 방위에 도달하는 일사열과 외기온을 고려하여 방위별로 입구와 출구의 구분이 필요하며, 서쪽 벽체의 경우에는 통기층의 길이에 대한 구획(zoning)이 고려되어야 할 것으로 사료된다.



(a) East



(b) West

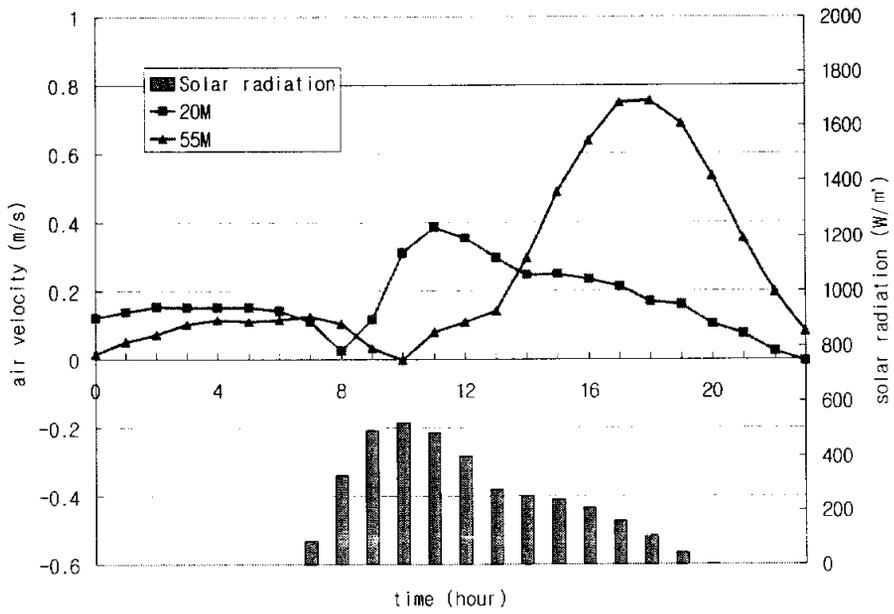
Fig. 2.10 Solar radiation and temperature difference between air cavity and inlet (25th July 1999)

2.4.3 통기층 내 기류속도

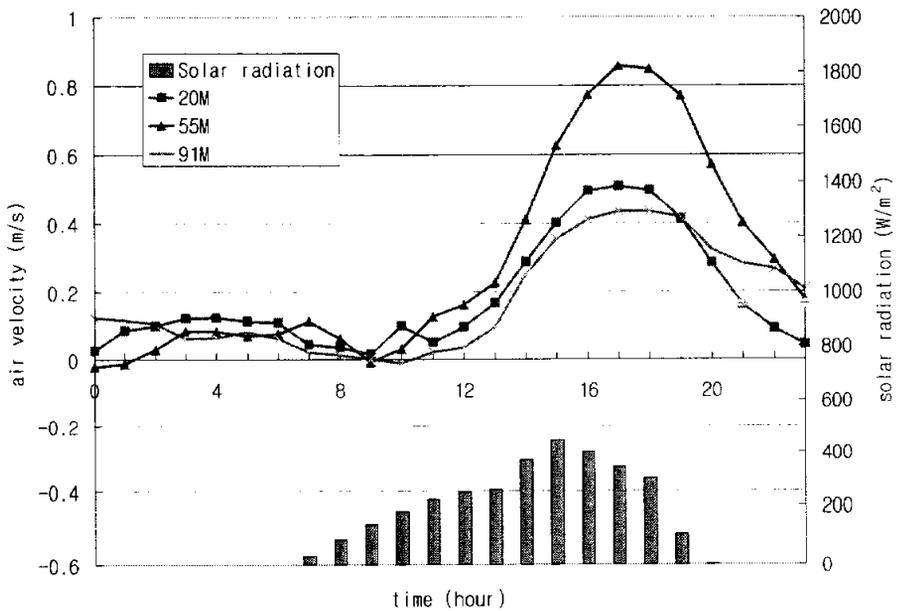
Fig. 2.11은 동쪽과 서쪽 벽체에서의 일사량과 통기층 내의 기류속도 변화를 나타낸 것이다.

주간에는 일사의 영향으로 통기층 내부와 외기의 온도차가 크기 때문에 상당히 빠른 기류속도를 보이며, 야간에도 건물에서 빠져 나가는 열에 의해 통기층 내의 온도가 실외의 온도보다 높기 때문에 주간보다는 느린 속도이지만 기류가 발생하게 된다는 것을 알 수 있다. 따라서, 기류속도가 거의 0(zero)에 가까워지는 시간은 아침에 일사를 받기 시작한 후 약 4시간이 경과한 시점과 일몰 후 약 4시간 정도 경과한 시점으로 나타났다.

실험결과로부터 하계에는 통기층을 전일 개방해 둬으로써 주간에는 일사에 의한 실내로의 유입열량을 제거시키는 효과가 있으며, 야간에도 건물이 가진 축열량을 대폭 제거함으로써 공조운전 개시시의 초기기동에 영향을 주는 축열 부하를 저감시킬 수 있다는 것을 알 수 있다.



(a) East



(b) West

Fig. 2.11 Solar radiation and air velocity (25th July 1999)

또한, 통기층을 가지는 벽체의 온도변화 및 통기층 내의 기류속도에 영향을 주는 인자들은 여러 가지가 있으나, 그 중 특히 일사량과 그 벽체가 가지는 축열효과의 영향을 많이 받는다는 것을 알 수 있다.

Fig. 2.12는 통기층 내부와 외기의 온도차와 기류속도의 시간에 따른 변화를 나타낸 것이다.

일사량이 많은 시점, 즉 통기층 내 공기와 실외 공기와의 온도차가 큰 경우에 통기층의 기류속도는 더욱 빨라지는 것을 알 수 있다.

따라서 열부하가 커지는 시점에서 통기에 의한 제거열량이 많아짐을 예측할 수 있다.

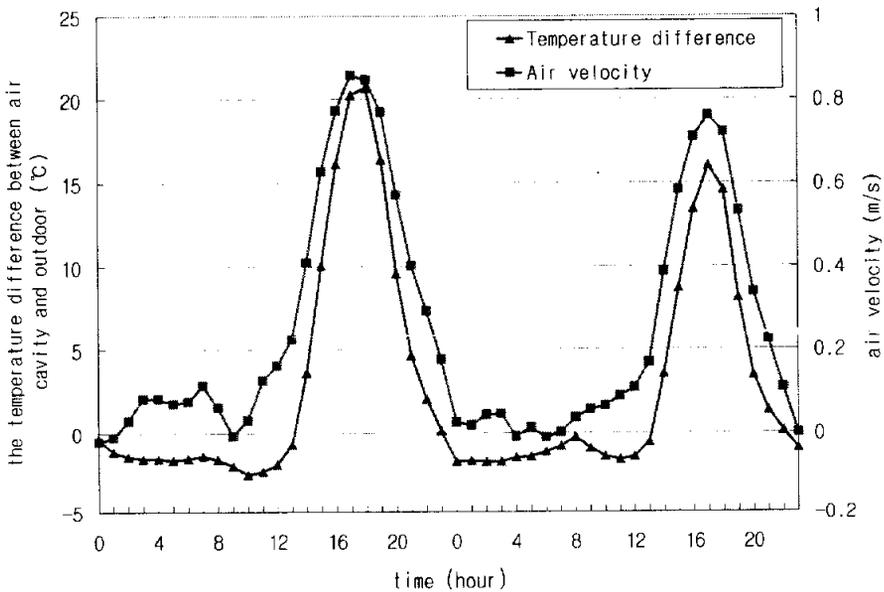


Fig. 2.12 Variation of air velocity and temperature difference between air cavity and outdoor (West, 25th July, 25th August 1999)

Fig. 2.13은 통기층 내부와 외기의 온도차와 통기층내 기류속도와의 관계를 나타낸 것이다.

통기층 내 온도와 외기온의 차이는 통기층 내 기류속도와 상당히 밀접한 관계가 있으며, 본 연구의 대상이 되는 건물의 서쪽 벽체에 대해서만 성립되지만 상관계수 0.94로써 기류속도와 온도차는 상당히 밀접한 관계가 있는 것으로 나타났다으며, 아래와 같은 상관식이 성립되는 것을 알았다.

$$Y = 0.168 X^{0.54}$$

Y : air velocity [m/s]

X : the temperature difference between air cavity and outdoor [°C]

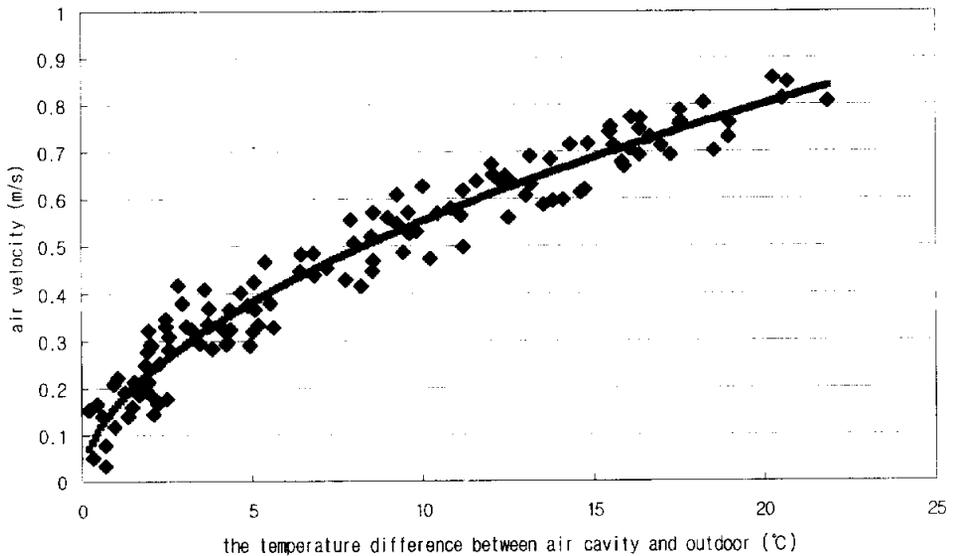
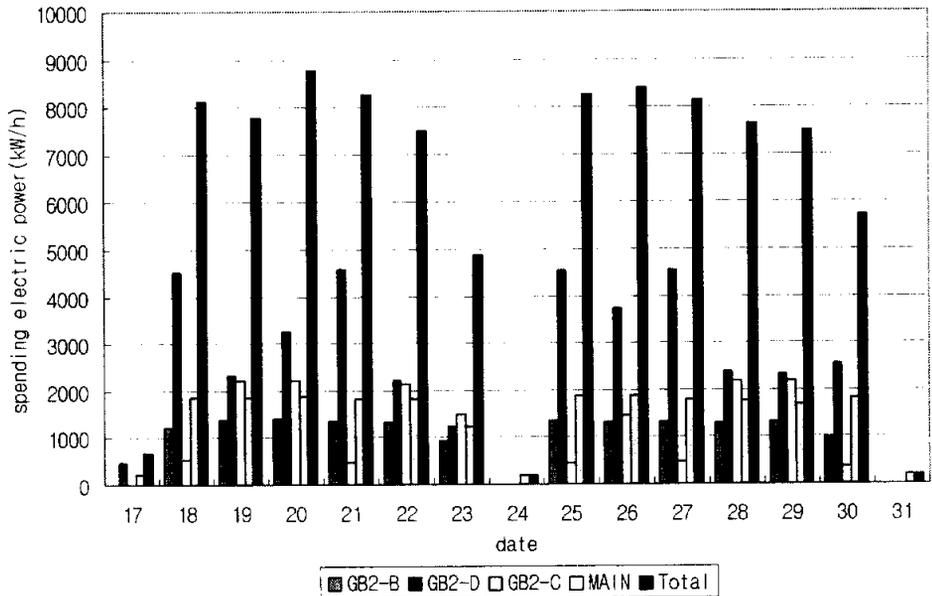


Fig. 2.13 The relation of air velocity and temperature difference between air cavity and outdoor (25th August ~31st August 1999)

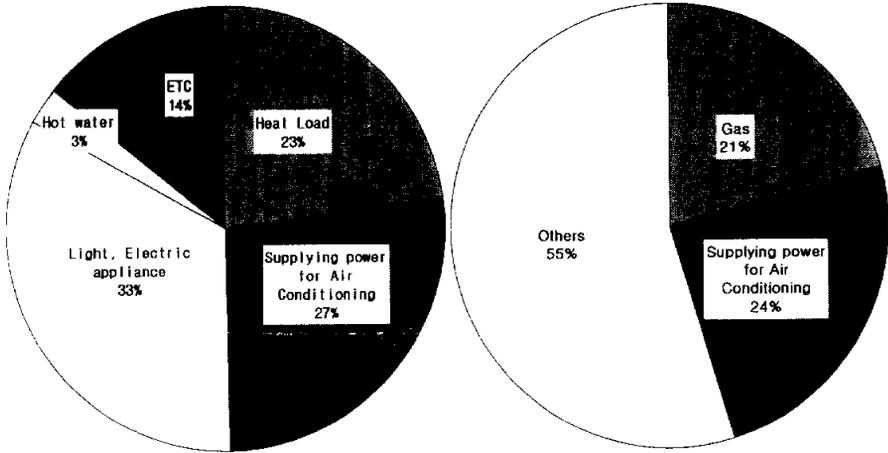
2.4.4 에너지 사용량

Fig. 2.14는 하절기의 공조용 소비 전력을 나타낸 것이며, Fig. 2.15는 건물의 공조용 에너지 사용량을 계측한 결과를 나타낸 것이다. 건물의 에너지 사용비율 검토 결과 통기 시스템을 적용한 건물의 경우가 냉방기 공조용 에너지 사용비율임에도 불구하고, 중간기를 포함하고 있는 참고문헌[11]에서 표현되는 Fig. 2.15의 일반건물의 연간 공조용 에너지 사용비율에 비해 상당히 적게 차지함을 알았다.



GB2-C, GB2-D : The electric power consumption of the heater and chiller circulating pump and the cooling tower
 GB2-B : The electric power consumption of the heater and chiller
 MAIN : The electric power consumption of the AHU on each floor

Fig. 2.14 The electric power consumption rate for air conditioning in the summer (17th August ~ 31st August 1999)



(General office building)

(Measured building)

Measured building : energy consumption rate in August
 General office building : energy consumption rate for a year
 (Japan : HVAC HAND BOOK)

Fig. 2.15 Comparison of energy consumption rate

2.5 응답계수법을 활용한 실측결과 분석

2.5.1 기초이론

본 절에서는 통기벽체를 적용하게 되는 경우에 실내로 유입되는 열량에 관하여, HASP에서 활용하고 있는 응답계수법을 활용하여 계산 분석한 내용을 기술하였다.[13]

실내로 유입되는 열량에 대하여 통기벽체의 외부 마감재 부분과 내측 단열재를 각각 단일벽으로 가정한 후 계산하였다.

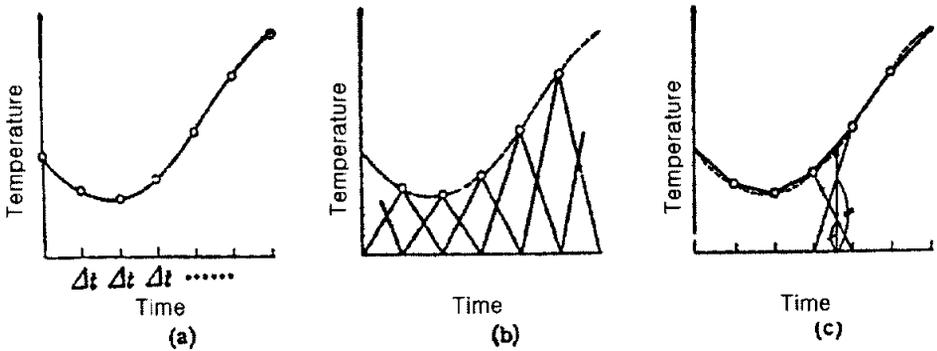


Fig. 2.16 Triangle wave of temperature

Fig. 2.16은 응답계수의 기본적인 개념에서 삼각온도파의 형성을 나타내는 것이다. (a)의 곡선을 예를 들어 외기 온도의 변동을 나타내는 것으로 생각한다면, 부하계산에서는 이러한 연속곡선 데이터를 사용하는 것이 없으므로 실제 외계조건으로 사용되어 지는 것은 (a)의 곡선상의 점으로 나타나 있는 Δt 시간 간격의 샘플 값이다. 여기서, (b)와 같이 샘플 값을 정점으로 하는 시간축

상의 샘플시각에서 $-\Delta t$ 의 점과 $+\Delta t$ 의 점에 다리를 걸친 이등변삼각형의 형태로 입력되는 것으로 해석한다. 다시 말해 1개의 삼각형은 전후 $2\Delta t$ 시간에 있어 삼각형상의 온도변화를 나타내고, 이러한 「삼각온도파」가 Δt 간격으로 다음에 생성되어진다.

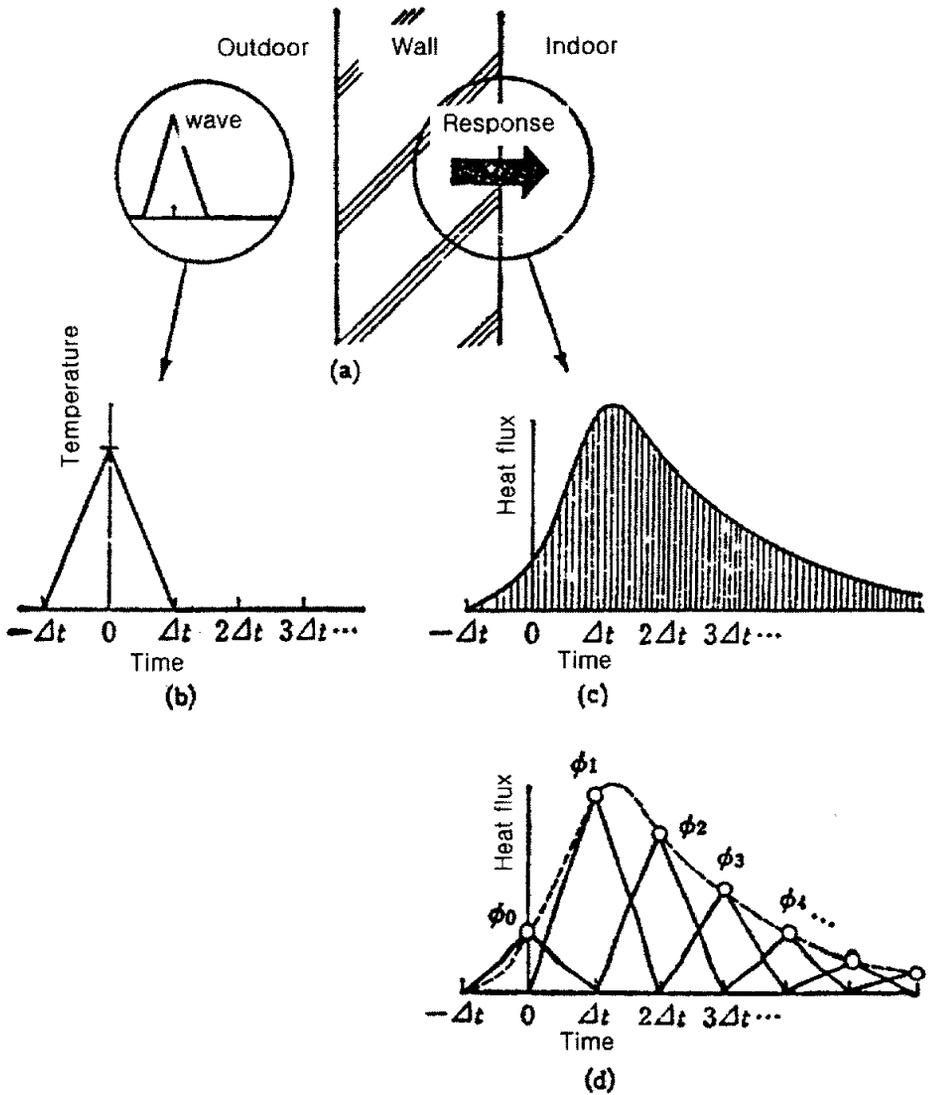
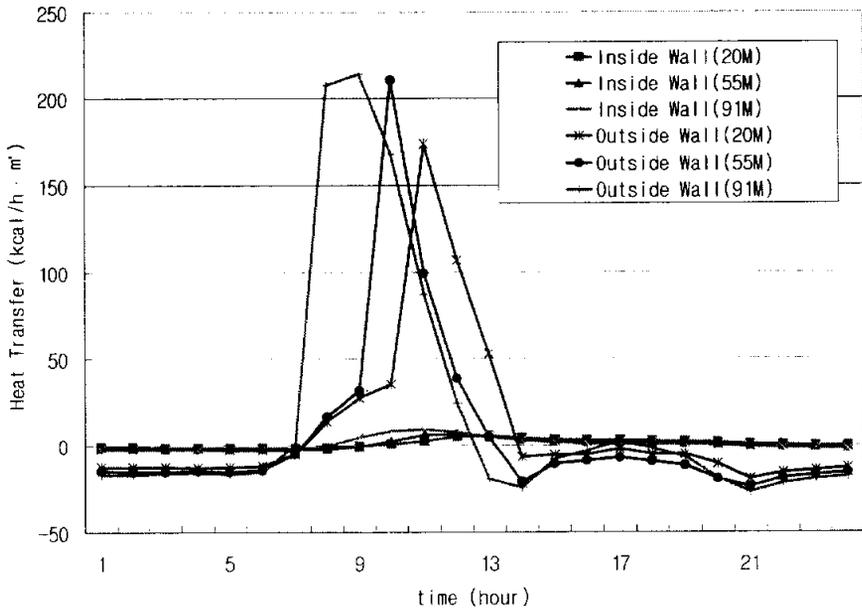


Fig. 2.17 Response factor

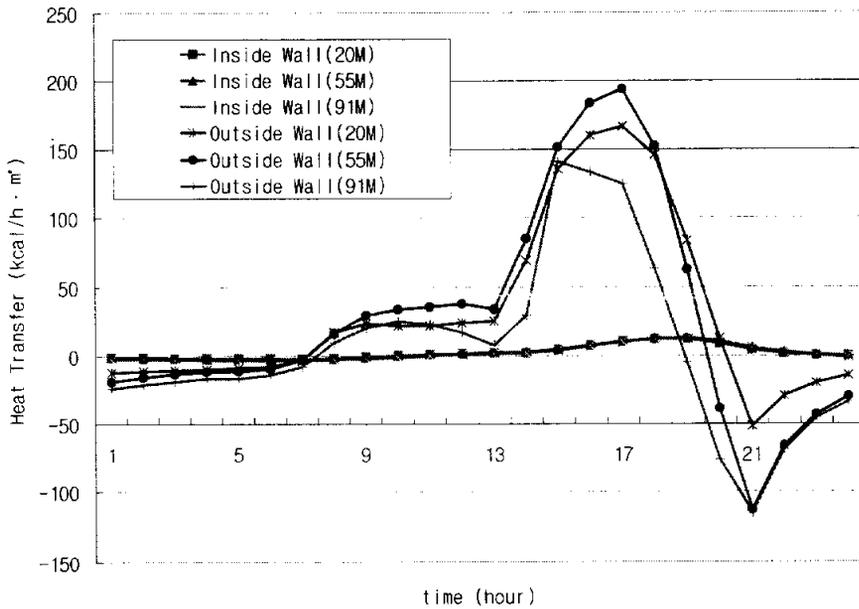
Fig. 2.17은 응답계수에서 삼각온도파에 의해서 실내로 전열되는 과정을 나타낸 것이다. (a)와 같은 벽이 있을 때, 최초에는 외기, 실내공기, 벽체 내부 모두가 같다면 당연히 열의 유입도 존재하지 않는다. 여기서, 외기측에서 (b)에 나타난 것과 같은 삼각파형의 온도변동이 생긴다면 변동개시의 순간부터 외기측에서 실내측으로 열의 유입이 발생한다. 이때 실내측 표면에서 유입하는 열류량은 (c)와 같다. 건축물의 벽체는 열용량을 가지고 있기 때문에 열이 관류하는 과정에서 벽체 내에 일시적으로 축적되어 체류하는 현상이 발생하고, 유입열은 벽체의 열용량에 대응하여 시간 지체를 수반한다. (c)의 곡선을 다시 Δt 시간 간격으로 삼각파를 구성하면 (d)로 된다. 이상을 요약하면 벽체(a)의 단위삼각파온도(b)가 작용한 결과 (d)의 일련의 삼각파형으로 표시되는 열류가 발생한 것이다. (d)의 각 삼각의 정점의 높이는 순서대로 $\Phi_0, \Phi_1, \Phi_2, \Phi_3, \dots$ 로 되며, 일반적으로 Φ_j 는 여진(餘震)의 시점에서 $j\Delta t$ 시간 후에 생기는 응답의 크기를 나타내고 이것을 응답계수(response factor)라 부른다.

2.5.2 통기벽체에서의 전열량

Fig. 2.18은 통기벽체에서 커튼월 부분과 내측 단열재를 각각 단일벽으로 가정하여, 응답계수법에 의한 계산결과로 외피부위를 투과한 열량과 실내로 유입되는 열량을 비교한 것이다. 외부 커튼월에서의 유입열량은 상당히 큰 변화를 가지는 반면 내측 단열재에서의 변화는 상대적으로 적은 것으로 나타났다.



(a) East



(b) West

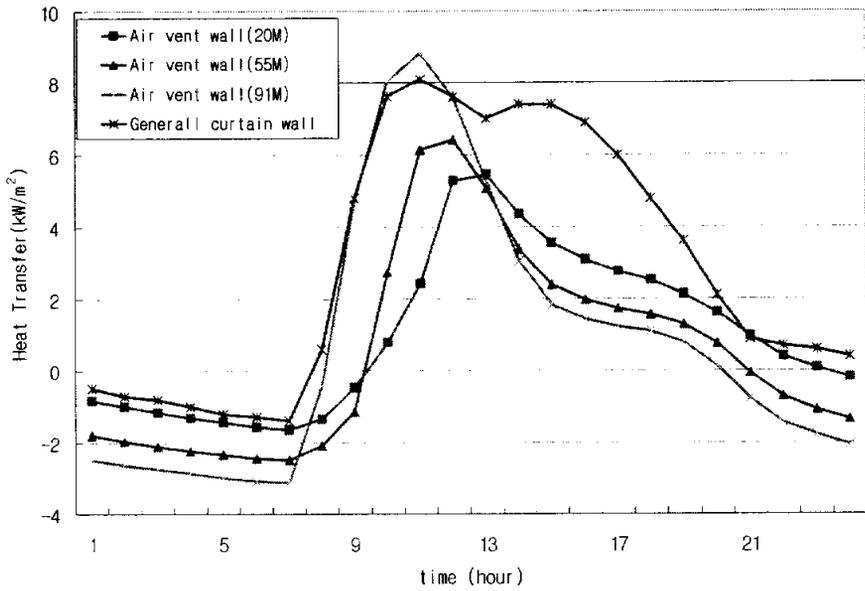
Fig. 2.18 Heat transfer at each point of the wall (25th July 1999)

Fig. 2.19는 실험 일사량을 기준으로 통기를 형성하지 않은 공기층 벽체 전체를 투과해서 실내로 유입될 것으로 계산되는 열량과 통기층을 가지는 실제 건물의 벽체에서 실내로 유입되는 열량을 응답계수법으로 산출하여 비교한 것이다.

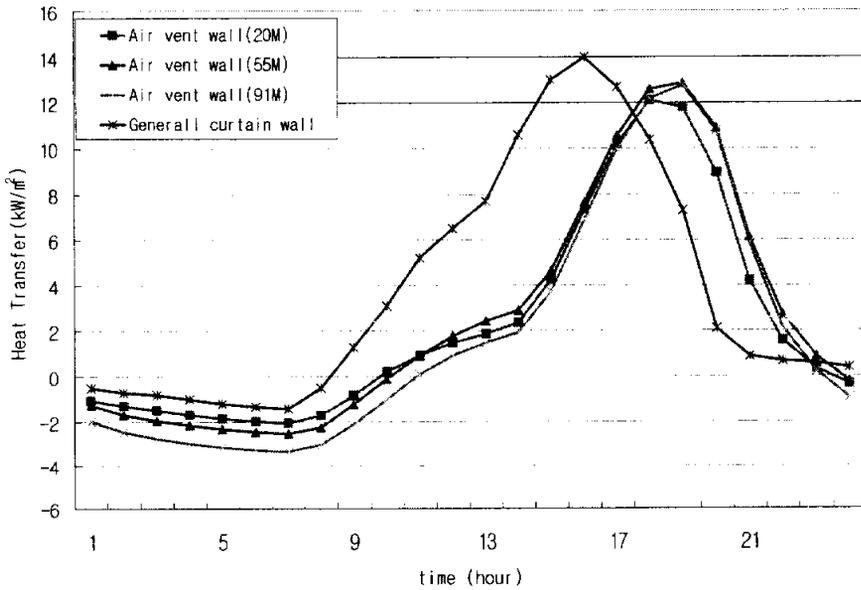
동쪽의 경우, 일반 공기층 벽체와 통기층의 상층부(91m)가 유사한 기울기로 상승하지만 일사가 줄어들면 일반 공기층의 계산결과에 비해 통기층을 가지는 벽체는 대류에 의한 벽체의 냉각효과에 기인하여 급격한 기울기로 감소한다는 것을 알 수 있다.

그리고, 서쪽의 경우에는 일반 공기층 벽체와 통기층 벽체는 실내로 유입되는 열량의 피크시점이 4시간 정도의 차이를 보이는 것으로 나타났다.

또한, 하루 중의 전열량을 적산하면 일반 공기층을 가지는 벽체에 대한 계산 결과보다 통기층을 가지는 벽체의 실험결과 동쪽은 약 40%, 서쪽은 약 60% 정도 적게 유입되는 것으로 나타났다.



(a) East



(b) West

Fig. 2.19 Comparison of heat transfer between general curtain wall and air vent wall system(25th July 1999)

2.5.3 통기층 길이에 대한 분석

(1) 계산모델

Fig. 2.20은 통기벽체의 계산모델을 나타낸 것이다. 통기층 내부 온도는 통기층 내 기류형태가 완전히 발달된 난류형태이므로 통기층을 포함한 양측의 표면 온도와 공기온도는 같은 온도값을 가지는 것으로 하여, 단위길이를 통과한 출구의 공기온도를 반복계산함으로써 전체길이에서의 출구 공기온도와 일사에 의한 배출열량을 산출하였다.[13]

또한 통기층을 중심으로 일사열이 유입되는 것은 벽체의 비열과 시간에 따른 변화를 고려한 응답계수법을 활용하여 계산하였다.

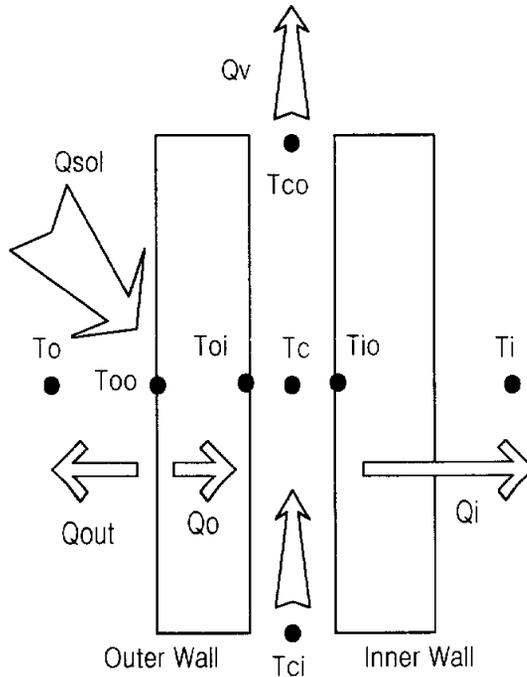


Fig. 2.20 Calculation model

Q_i : 실내 유입 열량 [kcal], Q_o : 외부 마감재 투과 열량 [kcal]
 Q_{out} : 외기와의 열교환 열량 [kcal], Q_{sol} : 일사량 [kcal]
 Q_v : 배제 열량 [kcal], T_c : 통기층 온도 [°C]
 T_{ci} : 통기층 입구온도 [°C], T_{co} : 통기층 출구 온도 [°C]
 T_i : 실내 온도 [°C], T_{io} : 내부 마감재 외표면 온도 [°C]
 T_o : 외기온도 [°C], T_{oi} : 외부 마감재 내표면 온도 [°C]
 T_{oo} : 외부 마감재 외표면 온도 [°C]

계산의 기초가 되는 열평형식은 다음과 같다.

$$\text{전체 : } Q_{sol} = Q_{out} + Q_v + Q_i \dots\dots\dots(2.1)$$

$$\text{외벽 : } Q_{sol} = Q_{out} + Q_o \dots\dots\dots(2.2)$$

$$\text{통기층 : } Q_o = Q_v + Q_i \dots\dots\dots(2.3)$$

계산에서 활용한 무차원수는 다음과 같다[13].

$$Re = \frac{(\dot{m}/A_c)Dh}{\mu} \dots\dots\dots(2.4)$$

$$Nu_{Dh} = \frac{(f/8)(Re_D - 100) Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \dots\dots\dots(2.5)$$

$(Re_{Dh} > 2800)$

$$Nu_{Dh} = 7.54 + \frac{0.03(D_h/L)Re_{Dh}Pr}{1 + 0.016[(D_h/L)Re_{Dh}Pr]^{2/3}} \dots\dots\dots(2.6)$$

($Re_{Dh} \leq 2800$)

μ : 유체의 점성 계수 [$N \cdot s/m^2$]

Dh : 관의 직경 [m]

\dot{m} : 질량 유량 [kg/s]

A_c : 면적 [m^2]

f : 마찰계수 [무차원]

L : 길이 [m]

Pr : 프란틀 수 [무차원]

Re_{Dh} : 레이놀즈 수 [무차원]

통기층 내 기류속도 및 일사량은 실험결과를 근거로 하여 결정하였으며 벽체의 일사 흡수율은 1로 하였다.

Fig. 2.21은 계산의 입력 데이터인 실내와 실외의 시간에 따른 온도변화를 기준으로 수행한 계산결과로, 일사에 의한 대류가 일어나는 과정에서 나타날 것으로 예측되는 통기층 내부의 온도변화를 나타낸 것이다.

통기층을 이루고 있는 벽체의 내외 표면온도와 공기의 온도변화를 계산한 결과와 실제 통기층 내에서의 온도를 계측한 값을 비교하면, 중층부(55m)에서는

계산결과와 실험치가 거의 일치하였으나 상층부(91m)와 저층부(20m)에서는 계산결과가 실험치 보다 높거나 낮게 나타났다. 이는 통기층의 기밀성능 및 외부 환경요인, 시공상의 차이에 기인한 것으로 사료된다.

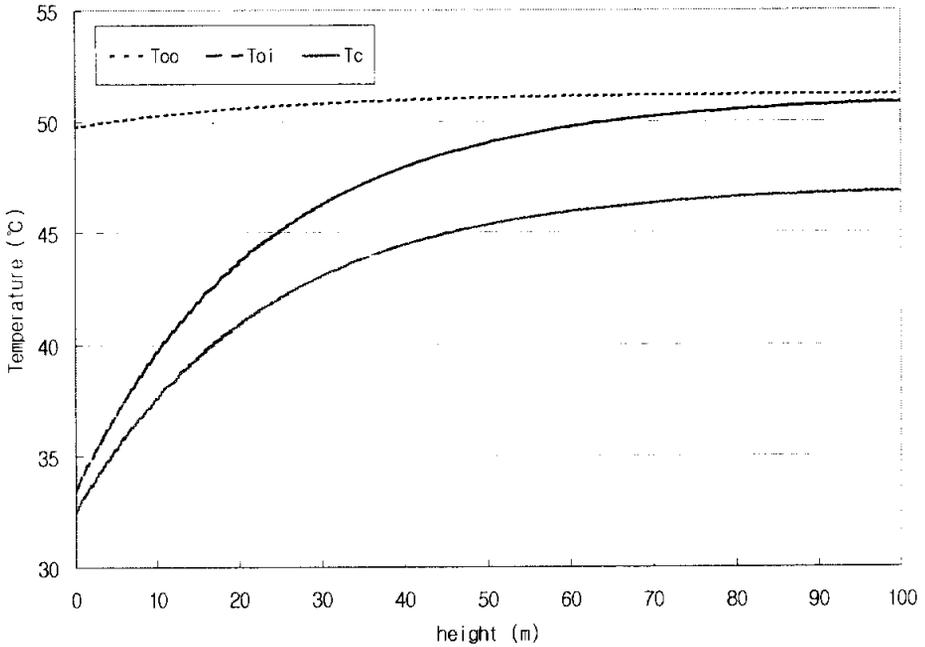


Fig. 2.21 Temperature in the air cavity at 400W/m^2 solar radiation

Fig. 2.22는 통기길이에 대하여 단위길이를 구분하였을 때 하루 중 통기기류에 의한 일사열 제거 효과를 나타낸 것이다. 그리고, 하루 중 제거되는 열량과 실내로 유입되는 열량을 Table 2.6에 나타내었다.

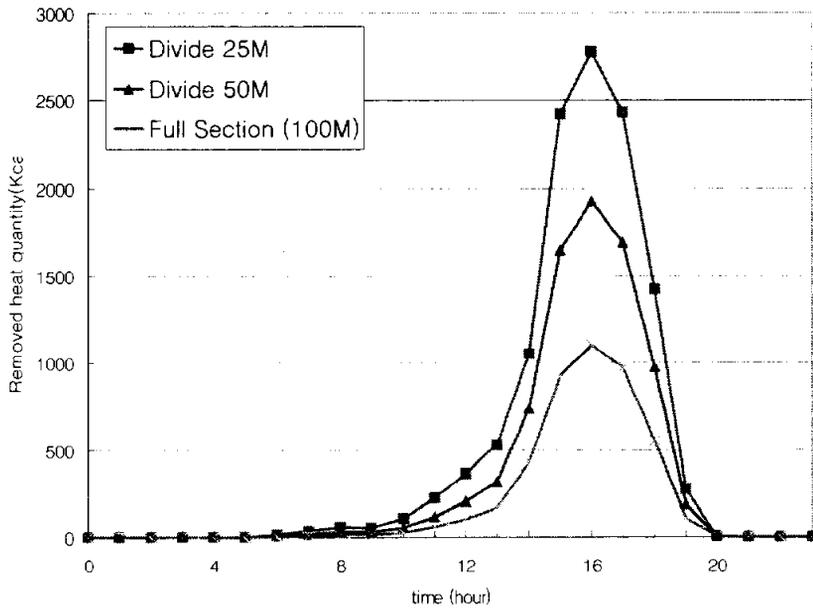


Fig. 2.22 Removed heat quantity by air vent wall

Table 2.0 Removed and inflow heat quantity to indoor [kcal/day]

| Length | Removal | Inflow |
|--------|---------|--------|
| 25 m | 11793 | 3698 |
| 50 m | 7962 | 4509 |
| 100m | 4526 | 5223 |

통기층 100m를 50m로 나누어 2구간의 통기층을 형성하였을 때와 25m로 나누어 4개의 구간으로 형성하였을 때의 통기층에서 배출되는 열량을 비교한 결과 하루 중 배출되는 열량을 계산하면 통기층을 2구간으로 나눈 경우가 전체를 통기층으로 사용하는 경우보다 약 75% 배출열량이 많은 것으로 나타났으며, 4구간으로 나눈 경우는 약 2.5배의 열량을 배출하는 것으로 계산되었다.

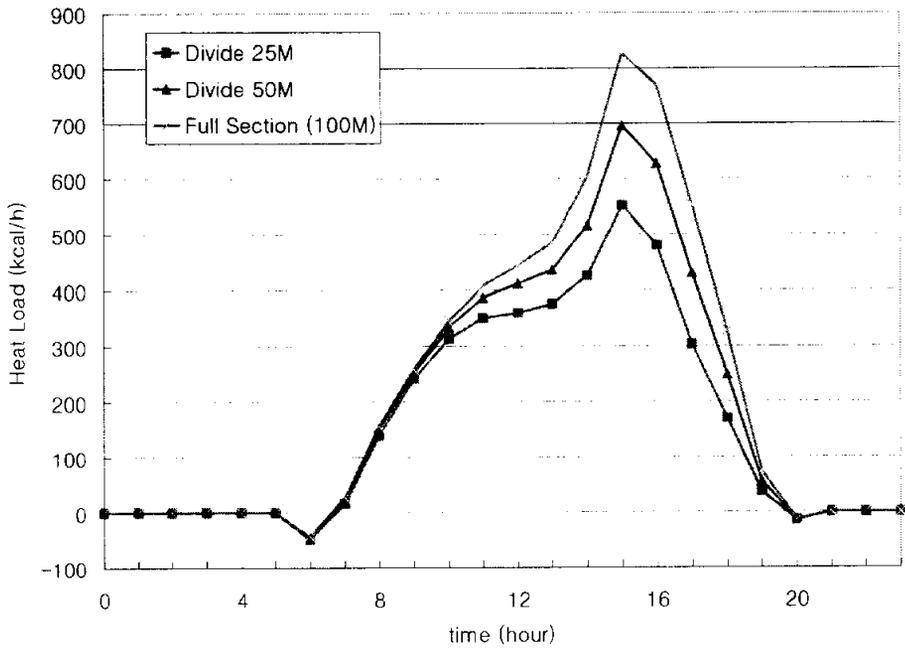


Fig. 2.23 Heat load applied air vent wall

Fig. 2.23은 통기길이에 따른 실내 유입열량을 나타낸 것이다. 하루 중 실내로 유입되는 열량은 전체를 1개의 구간으로 사용한 경우를 기준으로 2구간과 4구간으로 나눈 경우 실내로 유입되는 열량은 각각 86%와 70%로 줄어드는 것으로 나타났다.

특히 벽체를 통한 전열량이 많은 시점에서 실내로 유입되는 열의 차단 효과가 커지는 것으로 나타났으며, 100m를 기준으로 50m와 25m의 경우 각각 84%와 66%로 피크부하를 감소시키는 효과가 있는 것으로 나타났다.

2.6 경제성 평가

커튼월에 통기 시스템을 적용하는데 있어 공법 및 투입재료의 차이점은 먼저 일반 커튼월의 경우 단열재의 시공이 현장에서 이루어지지만, 본 연구에서 제안하는 통기 시스템은 메탈트러스(metaltruss)와 단열재가 공장에서 일체화된 유니트로 제작되어 현장에서 조립·완성되는데 있다.

성능적으로는 일반 커튼월의 경우 필수적으로 층간 방화구획 시공에 따른 공정과 자재가 투입되는 반면 본 연구에서 제안된 통기 시스템은 실물 실험에서 확인된 바와 같이 외벽 커튼월 자체에서 매우 우수한 층간, 세대간 내화성능을 확보할 수 있다.

또한, 단열 및 기밀성능에 있어 일반 비통기 시스템의 커튼월에서 발생할 수 있는 공법적인 문제점, 열교발생, 기밀성능 확보 및 장기간 유지의 어려움, 결로 발생 등 많은 문제점을 해결 할 수 있다. 따라서, 통기벽체는 공기 유동에 따른 벽체 냉·난방부하의 저감효과와 함께 내화성능 확보, 단열 및 완벽한 기밀성능의 확보, 결로방지 성능 향상에 따른 유지관리·보수 등 종합적인 성능 측면에서 경제성 검토가 필요하다.

본 절에서는 커튼월 통기 시스템의 경제성을 평가하기 위하여 일반구조의 커튼월과 통기벽체를 대상으로 1) 투입 자재에 따른 초기 투자비를 고정 비용으로 산출하고, 2) 통기 시스템의 냉방 에너지 저감효과를 토대로 에너지 저감비용을 평가하며, 3) 통기 시스템의 적용에 따른 초기 투자비 회수기간을 열원설비의 감소와 에너지 저감비용을 중심으로 산출하는 경제성 평가를 수행하였다.

2.6.1 경제성 평가를 위한 모델건물 개요

경제성 평가를 위한 분석모델은 지상 22층의 전용 사무소 건물(지하층 제외)로서 연면적이 56,000㎡이고 기준층 면적은 2,545㎡이며, 냉·난방 열원설비는 도시가스를 연료로 하는 흡수식 냉온수기로 설정하였다. 모델 사무소 건물의 냉·난방 에너지 소비량과 최대부하에 대한 시뮬레이션 변수조건은 먼저, 우리나라 지역별 냉·난방 부하 특성을 고려하여 중부, 남부, 제주도로 지역을 구분하였다. 이때 지역별 건물 구조체의 열관류율은 현행 건축법 ‘건축물의 설비기준 등에 관한 규칙 제 21조’에 따라 단열성능을 적용하였다.

외기에 직접 면한 창문의 경우 중부지역의 열관류율은 3.84W/㎡K, 남부지역은 4.19W/㎡K, 제주도는 5.23W/㎡K를 입력변수로 하였으며, 최상층의 천장과 최하층의 바닥 구조체도 각각 단열기준을 반영하여 열관류율을 입력하였다.

벽체는 외벽 커튼월 단열성능을 고려하여 본 연구에서 적용한 통기 시스템의 경우 0.35W/㎡K으로 하였고, 비통기 일반 시스템의 커튼월은 중부지역을 0.72 W/㎡K, 남부지역 0.89 W/㎡K, 제주도 1.17 W/㎡K으로 각각 설정하였다.

Table 2.7 The building's condition of heat insulation for evaluation of economical efficiency[14]

| Region | Heat transfer coefficient of the window | Heat transfer coefficient of the wall(K) | |
|-------------------|---|--|---------------|
| | | none air vent wall | air vent wall |
| Central district | 3.84 W/㎡K | 0.72 W/㎡K | 0.35 W/㎡K |
| Southern district | 4.19 W/㎡K | 0.89 W/㎡K | 0.35 W/㎡K |
| Jeju island | 5.23 W/㎡K | 1.17 W/㎡K | 0.35 W/㎡K |

2.6.2 통기벽체의 적용에 따른 초기 투자비 산출

Table 2.8은 현행 일반구조의 커튼월에 본 연구에서 제안하는 통기 시스템을 적용한 경우의 초기 투자비를 나타낸다. 먼저, 각 항목의 시공단가는 커튼월에서 공통적으로 발생하는 재료 및 시공비를 제외한 것으로 통기 시스템을 적용함에 있어 공법, 공정 등과 투입자재 비용 차이가 발생하는 주요 항목을 중심으로 산출하였다.

① 메탈 트러스 부문은 마감 석재의 가공, 운반, 설치 및 시공, 부속 자재비 등의 공통 부문에 따른 비용을 제외하면, 현행 일반 커튼월에 비해 단위 벽체 면적당 20,000원/m²의 추가비용이 발생하는 것으로 나타났다. 벽체 면적당 20,000원/m²의 단가는 시제품 제작비를 기준으로 산출하였으며, 금속판과 단열재 등의 자재비와 시공비를 포함한다. 따라서, 경제성 평가를 위한 모델 건물의 전체 외피중 창문을 제외한 벽체면적(11,721m²)에 통기 시스템을 시공하는 경우, 벽체 부문의 총 초기 투자비는 234,420천원 증가하는 것으로 산출되었다.

한편, 초기 투자비 증가에 대한 경제성과 통기 시스템 내 공기유동에 따른 부하저감효과 측면에서는 건물의 사면에 대해 통기를 적용하지 않더라도 일사에 의해 냉·난방부하가 크게 발생하는 방위면에 시공할 경우, 경제성과 투자회수기간은 상대적으로 유리하게 된다. 그러나, 본 절에서는 4면 모두 통기 시스템을 적용할 경우에 대해 초기 투자비를 산출하여 투자 회수기간을 산출하였다.

② 통기 시스템은 커튼월 자체에서 충분한 층간, 세대간 내화성능을 지니고

있다. 따라서, 일반 커튼월에서 필수적으로 요구되는 층간 방화구획에 대한 별도의 공정 및 자재 투입이 발생하지 않는다. 일반 커튼월의 경우 층간 방화구획은 길이당 공사비용이 자재비를 포함하여 약 13,000원/m정도 소요되며, 경제성 평가 모델건물에서는 총 55,094천원의 공사비가 발생하는 것으로 산출되었다.

③ 단열재 시공에 있어 일반 커튼월은 현장 취부방식으로 시공되며, 본 통기 시스템과 같이 공장에서 유니트화 공정에 의해 시공되는 방식에 비해 단위 벽체면적당 3,240/m²의 추가비용이 발생하는 것으로 나타났다. 따라서, 일반 커튼월의 경우, 모델 건물에서 총 37,976천원의 비용이 증가하는 것으로 나타났다.

따라서, 현행 일반구조의 커튼월구조에 통기 시스템을 적용할 경우 벽체부분의 초기 투자비의 증가는 Table 2.8에 나타난 바와 같이 통기 시스템 적용에 따른 비용 증가분 234,420천원에서 일반 커튼월의 층간 내화구획 비용과 단열재 현장시공에 따른 추가비용 93,070원을 제하면 총 141,350천원 정도 상승하는 것으로 산출되었다. 한편, 벽체부분의 추가 투입비용을 벽체 면적당 비용으로 산출하면, 실제로 통기 시스템 적용에 따른 벽체 면적당 초기 투자비는 12,060원/m²정도 상승하는 것으로 나타났다.

④ 통기 시스템의 적용에 따라 건물의 최대 냉·난방 부하는 감소하며, 이때 흡수식 냉동기를 사용하는 모델 건물의 경우 상대적으로 최대 부하량이 큰 냉방부하에 의해 장치용량이 결정된다. 그러나 실제로 장치용량을 결정하는 것은 피크부하의 발생정도, 장치의 대수분할, 운전효율, 장치비 등 다양한 설계조건

과 사용조건에 따라 차이가 발생할 수 있다.

이에 본 경제성 평가에서는 흡수식 냉온수기를 사용하는 모델 건물에 통기 시스템을 적용할 경우, 중부지역은 100RT, 남부지역은 125RT, 제주도의 경우 160RT 내외의 장치용량 감소가 가능할 것으로 가정하였고, 이때 장치용량 감소에 따른 초기 투자비는 펌프, 제어반 등의 제반 소요경비를 포함하여 중부지역 58,292천원, 남부지역 82,933천원, 제주도 115,385천원 감소하는 것으로 하였다.

⑤ 중부지역에 비하여 남부지역과 제주도의 건물은 건축법의 단열기준에 따라 상대적으로 낮은 단열성능으로 설계된다. 이에 본 연구에서는 지역별 건물의 단열특성을 반영하여 일반 커튼월의 경우, 남부지역에 대해 단위 벽체 면적당 1,000원/㎡의 단열재 비용을 감소시켰고, 제주도는 2,000원/㎡을 감소시켰다. 따라서, 경제성 평가용 건물 모델에서 일반 비통기 시스템의 커튼월은 남부지역이 총 11,721천원 감소하였고, 제주도는 23,442천원 감소하였다.

따라서, 통기 시스템에 따른 벽체부분의 증가분과 장치용량 및 단열재 감소에 따른 비용저감을 고려한 통기 시스템의 시공에 따른 초기 투자비는 지상층 22층, 연면적 56,000㎡의 사무소용 건물에서 중부지역이 총 83,058천원 증가하는 것으로 나타났고, 남부지역은 총 70,140천원, 제주도는 총 49,409천원 증가하는 것으로 산출되었다.

Table 2.8 Comparison of initial cost between general wall and air vent wall

| Item | | Initial investment cost | | Remarks |
|--|---|---|--|---|
| | | General wall | air vent wall | |
| Wall part | Metal Truss | - | · Each area of wall 20,000won/m ² ×11,721m ² = 234,420,000won increase | Granite fabricating, carrying, installation and working, annex material cost, etc common cost exclude |
| | Fire proof zoning of each floor | · Each fire proof zoning length 13,000won/m × 4,238m = 55,094,000won increase | - | Material cost, assembling and working cost include |
| | Working of insulation | · Each area of wall 3,240won/m ² × 11,721m ² = 37,976,000won increase | - | Working cost (Material cost exclude) |
| | Sub total | 93,070,000won increase | 234,420,000won increase | Initial investment cost of wall part: 141,350,000won increase |
| Capacity of cooling equipment decrease | - | · Central district : 100RT decrease · South district : 125RT decrease · Jeju Island : 160RT decrease | · Central district : 58,292,000won decrease · South district : 82,933,000won decrease · Jeju Island : 115,385,000won decrease | |
| Regional insulation material decrease | · South district : 1,000won/m ² decrease · Jeju Island : 2,000won/m ² decrease | | · South district : 11,721,000won decrease · Jeju Island : 23,442,000won decrease | |
| Increase of investment cost | | | · Central district : 83,058,000won increase · South district : 70,140,000won increase · Jeju Island : 49,409,000won increase | |

※ Wall area : 11,721m² basis

※ The construction cost of general curtain wall was referred to the up-to-date prices information data (comprehensive price information 02.8. & monthly circulating prices) and calculated by the cost account table of producing and manufacturing which was collected from the company.

Air vent system is calculated by considering of cost account and construction costs, those are actually invested during performance evaluations for not only fire proof estimation of actual size and airtight ability, but also experiment of heat properties.

2.6.3 통기벽체 적용에 따른 냉방 에너지 저감효과

(1) 연간 냉방 에너지 저감량 및 저감효과

건물의 연간 냉방 에너지 비용은 열원 종류와 장치 종류, 효율 등에 따라 차이가 발생한다. 따라서 적용 대상 건물의 냉방성능에 영향을 미치는 여러 요인에 의하여 실제 통기 시스템의 적용에 따른 경제성 평가는 많은 차이가 발생할 수 있다.

본 경제성 평가에서 사무소용 모델건물을 대상으로 연간 냉방 에너지 소비량을 ESP-r 프로그램을 통해 산출하고 이를 에너지 원단위로 환산하는 방법으로 통기 시스템의 에너지 소비량을 산출하였으며 산출한 초기 투자비에 대한 경제성 평가를 실시하였다.

Table 2.9는 통기 시스템의 적용에 따른 지역별 냉방 에너지 소비량과 저감량 및 저감비율을 나타낸다. 중부지역의 경우, 냉방 에너지 저감량은 114 Gcal, 저감율은 7.5%로 나타났다.

Table 2.10에 나타난 중부지역 통기 시스템의 초기 투자비에 대한 회수기간은 9.7년으로 나타났다. 또한, 남부지역의 경우 투자회수 기간은 7.2년, 제주도는 4.6년으로 나타나 냉방부하가 상대적으로 증가하고, 벽체의 단열성능이 낮게 설계된 지역에서 통기 시스템의 초기 투자비에 대한 회수기간이 단축되는 것으로 나타났다.

Fig. 2.24는 지역별 초기 투자비 회수기간과 저감비용을 나타낸다.

- 중부지역 단순 초기 투자비 회수기간(年)

$$\begin{aligned} &= \frac{\text{초기 투자비용}}{\text{에너지 저감비용}} \\ &= \frac{83,058 \text{ 천원}}{8,567 \text{ 천원}} = 9.7 \text{ 년} \end{aligned}$$

Table 2.9 Annual consumption of cooling energy in the model building

| Division | Central district | | Southern district | | Jeju island | |
|-------------------|------------------|---------|-------------------|----------|-------------|----------|
| | General | Airvent | General | Air vent | General | Air vent |
| Consumption(Gcal) | 1,524 | 1,410 | 1,715 | 1,560 | 2,018 | 1,799 |
| Reduction | 114 Gcal | | 155 Gcal | | 219 Gcal | |
| Reduction ratio | 7.5% | | 9.0% | | 10.8% | |

Table 2.10 Regional cooling and heating energy consumption

| Division | Central district | Southern district | Jeju Island |
|---------------------|------------------|-------------------|---------------|
| Cooling consumption | 2,726,000won | 3,682,000won | 5,200,000won |
| Heating consumption | 5,840,000won | 6,105,000won | 5,601,000won |
| Total | 8,567,000won | 9,787,000won | 10,801,000won |
| Payback period | 9.7 years | 7.2 years | 4.6 years |

* Gas price : 250won/m³

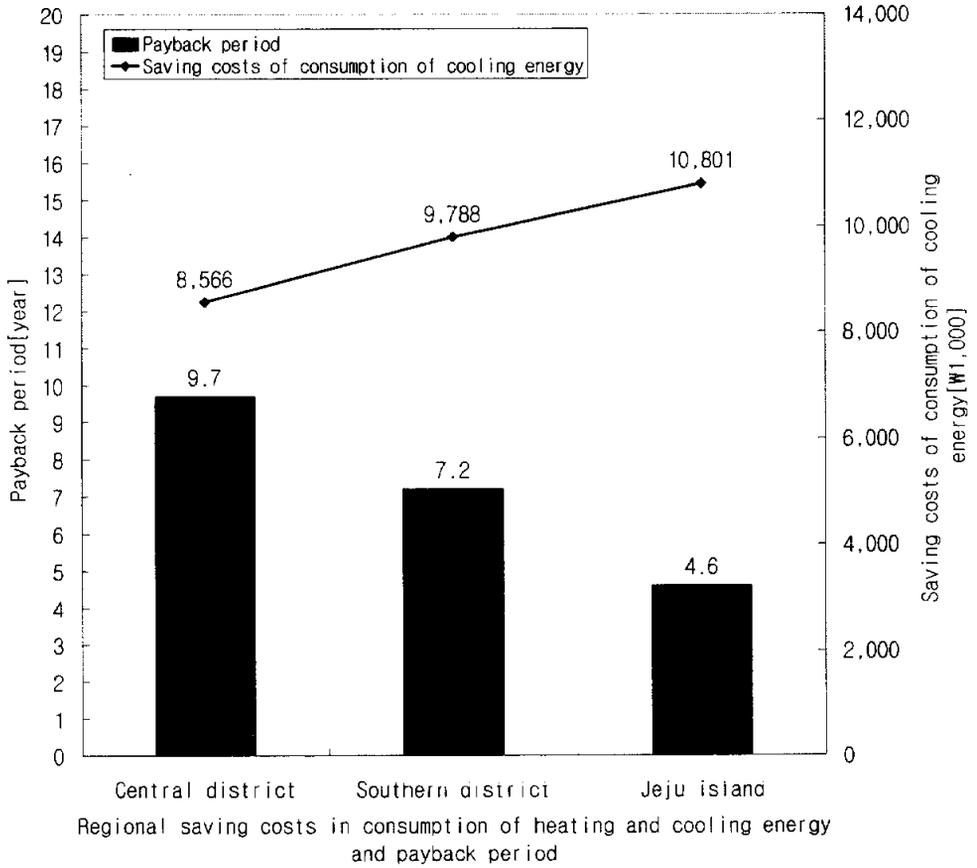


Fig. 2.24 The regional payback period and the saving costs of the initial investment for installment of air vent wall

2.7 결 언

본 장에서는 통기 시스템이 적용되어 있는 실제건물을 대상으로 벽체를 구성하는 각 부재의 온도, 통기층 내 기류속도, 외기온, 일사량 등 제반조건을 측정함으로써 통기 시스템이 적용된 벽체의 각 방위별 특성을 파악하여 통기 시스템 적용 시 방위별 제어의 필요성을 확인하였으며, 통기 시스템의 길이에 따른 온도상승을 파악하여 일사열 유입량에 따라서 통기 시스템의 길이를 구획(zoning)할 필요가 있음을 알았다.

그리고, 측정결과를 활용하여 통기 시스템에 의한 제거열량을 계산함으로써 통기 시스템의 유효성을 확인하였으며, 수치계산에 의해 통기 시스템 길이를 구획함으로써 통기 시스템의 효율향상을 위한 방법을 제안하였다.

또한, 비통기 시스템인 기존의 커튼월 구조와 통기 시스템의 설비비용을 산출함으로써 건물의 수명을 감안할 때 통기 시스템의 적용이 경제적인 가치가 있음을 확인하였다.

본 장에서 얻은 구체적인 결론은 다음과 같다.

1) 하루 중 일사량이 변화함에 따라 건물 외벽체의 각 부분 온도 및 통기층 내 풍속이 변화하며, 직달일사를 받는 시간에 더욱 현저한 변화를 보인다는 것을 알 수 있다.

특히, 서쪽 통기층의 하루 중 최고온도가 다른 방위에 비하여 높은 것으로 나타났다. 따라서, 통기층을 건물에 적용함에 있어 방위에 따른 특성을 고려할

필요가 있는 것을 알 수 있으며, 하절기에는 서쪽 벽체에서 냉방부하 저감효과가 가장 큰 것을 알았다.

2) 통기 시스템의 높이에 따른 통기층 내 온도상승을 비교하여 본 결과, 저층부(20m) 온도상승이 상층부(91m) 온도상승에 비해 상당히 크다는 것을 알았다. 따라서, 초고층 건물에서 통기 시스템의 적용을 위해서는 통기층의 높이에 대한 고려가 필요하다는 것을 알 수 있다.

3) 통기층을 가지는 벽체의 온도변화 및 통기층 내의 기류속도에 영향을 주는 인자들은 여러 가지가 있으나, 특히 일사량과 그 벽체가 가지는 축열효과의 영향을 많이 받는다는 것을 알 수 있다. 따라서 일사량이 많은 시점, 즉 통기층 내 공기와 실외 공기와의 온도차가 큰 경우에 통기층의 기류속도는 더욱 빨라지며, 통기에 의한 제거열량이 많아짐을 알 수 있다.

4) 동일한 부재를 활용하는 벽체를 대상으로 통기를 구성하지 않은 일반적인 구조에 관한 계산결과와 본 연구에서 적용한 통기 시스템의 실험결과를 비교 분석한 결과, 하루 중 유입열량은 동쪽이 약 40%, 서쪽이 약 60%가 통기벽체에 의해서 감소되는 것으로 나타났다.

5) 수치계산 모델을 작성하여 계산을 수행한 결과 전체 통기층 길이가 100m

일 경우, 통기길이를 2구간으로 구분하는 경우에는 전체를 통기층으로 사용하는 경우보다 약 75% 배출열량이 많은 것으로 나타났으며, 실내로 유입되는 열량을 86%로 줄일 수 있는 것을 알았다. 또한, 4구간으로 구분함으로써 일사열 제거량은 약 2.5배, 실내 유입열량은 70%로 줄일 수 있고, 하절기 냉방 에너지의 피크부하 요소 중에서 벽체에 의한 실내열 유입열량을 66%로 감소시킬 수 있다는 것을 알 수 있었다.

5) 커튼월에 본 연구에서 제안하는 통기 시스템을 적용할 경우 초기 투자비의 회수기간은 현재 에너지 공급가격을 기준으로 4.6년에서 9.7년으로 산출되었으며, 최대 냉방부하의 발생정도와 건물 구조체의 단열성능이 낮을수록 투자비 회수기간이 감소하는 것으로 나타났다.

제 3 장 모형실험에 의한 냉방부하 저감효과 검토

3.1 실험목적

제 2 장에서 통기 시스템을 적용한 건물에서 실제 통기층 내에 기류가 발생하며 이 기류에 의해 일사열 배제 효과가 있을 것으로 판단하였으나, 정량적이며 일반적인 열특성 값을 얻어내지 못하였다.

따라서, 본 장에서는 실측한 건물의 1층 높이에 해당하는 공기층을 가지는 벽체의 모형을 제작하여 통기 시스템 내부로 유입되는 공기의 온도, 속도, 그리고 벽체에 입사되는 일사량에 대해서 여러 가지 조건으로 적용하여 각각의 데이터를 확보함으로써 실내로 침투하는 열량과 통기 시스템에 의해 배제되는 열량을 정량적으로 파악하였다.

그리고, 통기 시스템 내의 기류 및 온도분포를 측정 분석함으로써 실측실험에서 얻어진 데이터와의 비교, 분석을 위한 자료로 활용하고 통기 시스템을 가지는 건물에 대한 수치시뮬레이션의 기초자료로 이용하였다.

3.2 실험장치

모형 실험장치의 전체 시스템 구성을 Fig. 3.1에 나타내었으며, 모형 실험에 사용된 전체 장비는 Table 3.1에 나타내었다. [1-9]

Fig. 3.1은 실험 시스템의 구성을 나타낸 것이다. 실험 장치는 부경대학교 건축환경설비연구실에 설치하여 활용하였으며, 전체의 구성은 내부의 온도를 조절할 수 있는 두 개의 실(room)로 구성되어 있다. 그리고, 실내측과 실외측의 공간은 공기조화기(air conditioner)를 사용하여 공기의 온도를 일정하게 유지할 수 있도록 하였다.

두 개의 실 사이에 높이 2.4m, 폭 1m, 두께 30mm의 외부 마감재를 실제 건물에서 사용되는 것과 동일한 재료 및 방법으로 설치하여 실험 벽체를 구성하였다. Fig. 3.2는 실험에 사용한 벽체의 전면과 후면의 모습을 나타낸 것이다.

Table 3.1 Equipments for experiment

| | |
|---------------------|---|
| Temperature | C-C Thermo-couple ($\phi 0.3$) Hybrid recorder(YOKOGAWA) |
| Air velocity | Climomaster (KANOMAX 6511) Multi channel anemomaster |
| Electric power | Watt-meter Sliducs(5 kw) |
| Temperature control | Air conditioner Reheater Plate heater |

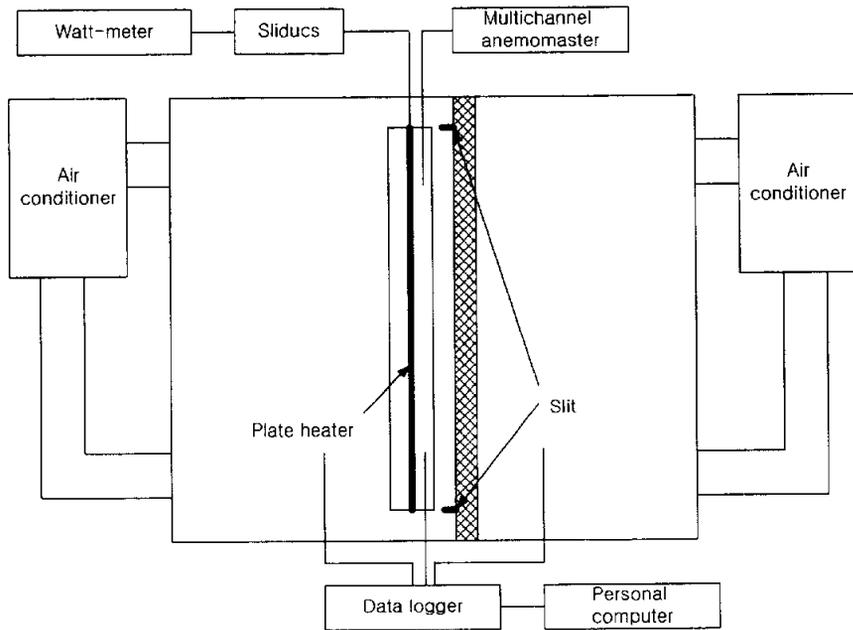


Fig. 3.1 Schematic diagram of the experimental model

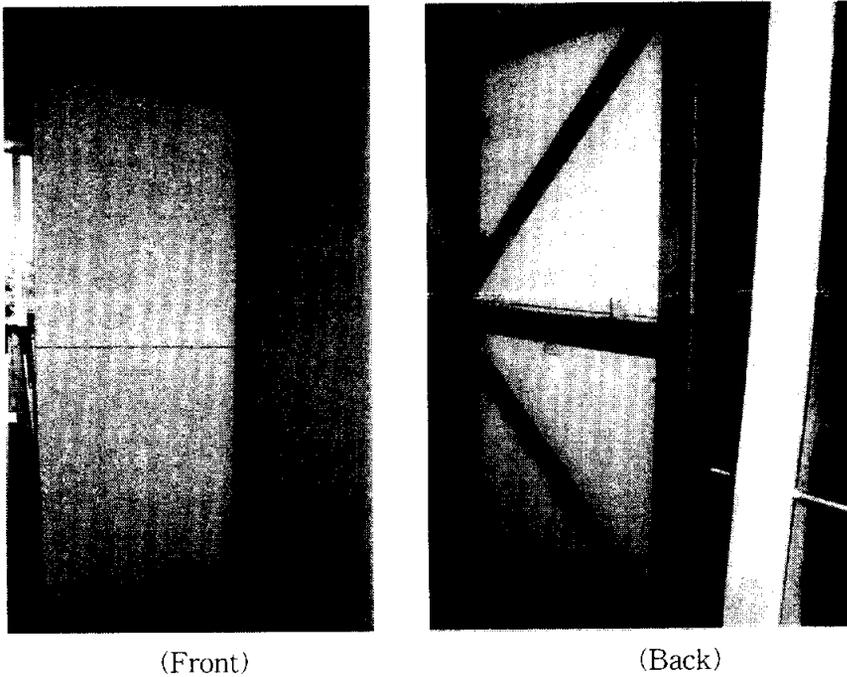


Fig. 3.2 Figure of the wall for experiment

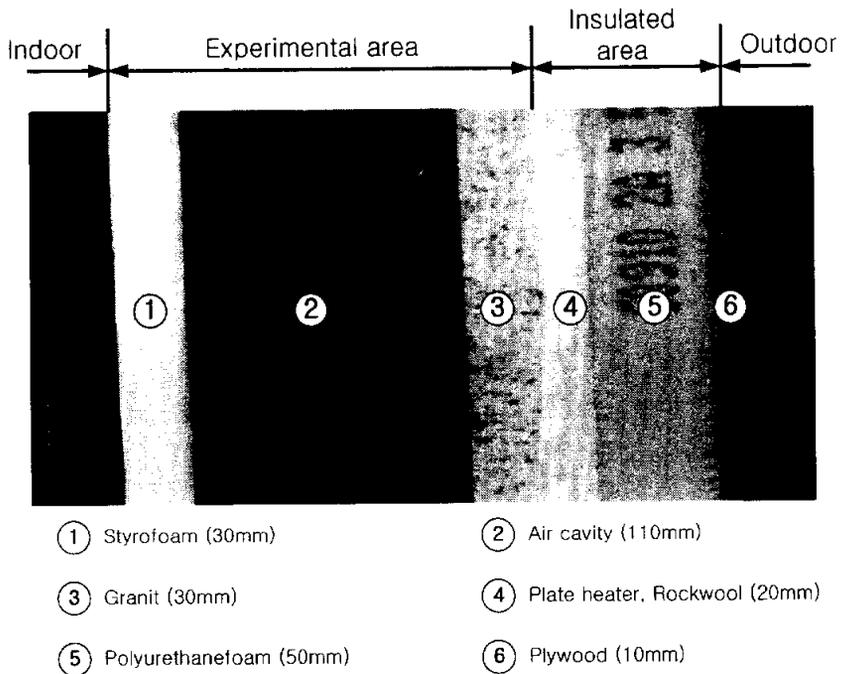


Fig. 3.3 A section of the wall for experiment

전체 벽체의 단면은 Fig. 3.3과 같으며 태양열의 일사를 대신하는 방열판 (plate heater)이 외부 마감재의 실외측 표면에 부착된 벽체의 모습을 Fig. 3.4에 나타내었다. 실험 벽체는 실외측으로부터 합판, 압출발포우레탄, 암면, 방열판, 화강암, 공기층, 반사형 단열재, 스티로폼의 순서로 구성하였다.

일사열을 벽체표면에서 흡수하는 것을 대신하여 방열판을 외부 마감재의 실외측 표면에 부착하였으며, 열류의 방향이 실내측으로 향하게 하기 위하여 암면과 아이소핑크(압출발포우레탄), 합판으로 단열 및 고정하였다. 그리고 전력 조절장치를 사용하여 방열판의 소비전력을 조절함으로써 실내측으로 투입되는 열량을 조절하였다. 통기층 내에 기류가 형성되는 폭은 11cm이며, 통기층 입·출구의 면적을 조절하기 위한 슬릿(slit)을 상하부에 설치하였다.

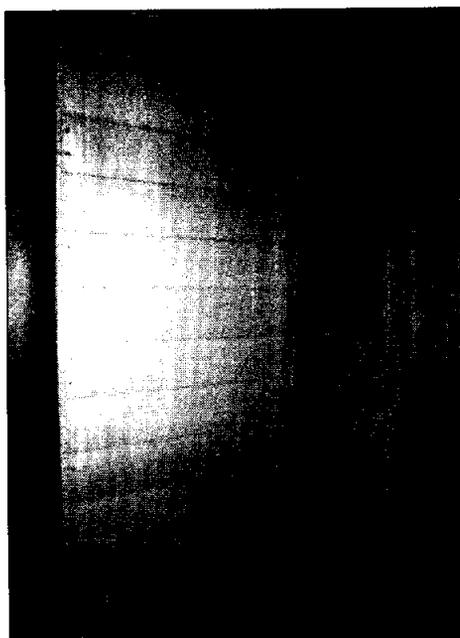


Fig. 3.4 Figure of the plate heater

각 부재의 온도는 실외측 합판 표면, 방열판 표면(화강암 외표면), 화강암 내 표면, 공기층, 반사형 단열재 표면, 실내측 단열재 표면에 통기층 입구를 기준으로 300 mm(하부), 1200 mm(중부), 2100 mm(상부)로 구분하여 C-C 열전대를 설치하여 측정하였다.

그리고, 주위로의 열이동을 측정하기 위하여 각 부재와 동일한 높이의 실내·외 공간에 해당되는 영역에 벽체와 600mm 이격하여 C-C 열전대를 설치하고 통기 시스템의 외부조건을 계측하였다.

또한, 공기가 통기층을 통과하는 동안의 온도변화를 측정하기 위하여 통기층의 입·출구에 C-C 열전대를 설치하였으며, 통기층 내의 기류속도 변화를 계측하기 위하여 통기층의 상부(2100mm), 중부(1500mm), 하부(1100mm)를 구분하

여 다점풍속계(multi channel anemomaster)의 측정점을 두었으며, 각 센서의 측정위치는 Fig. 3.5과 같다.

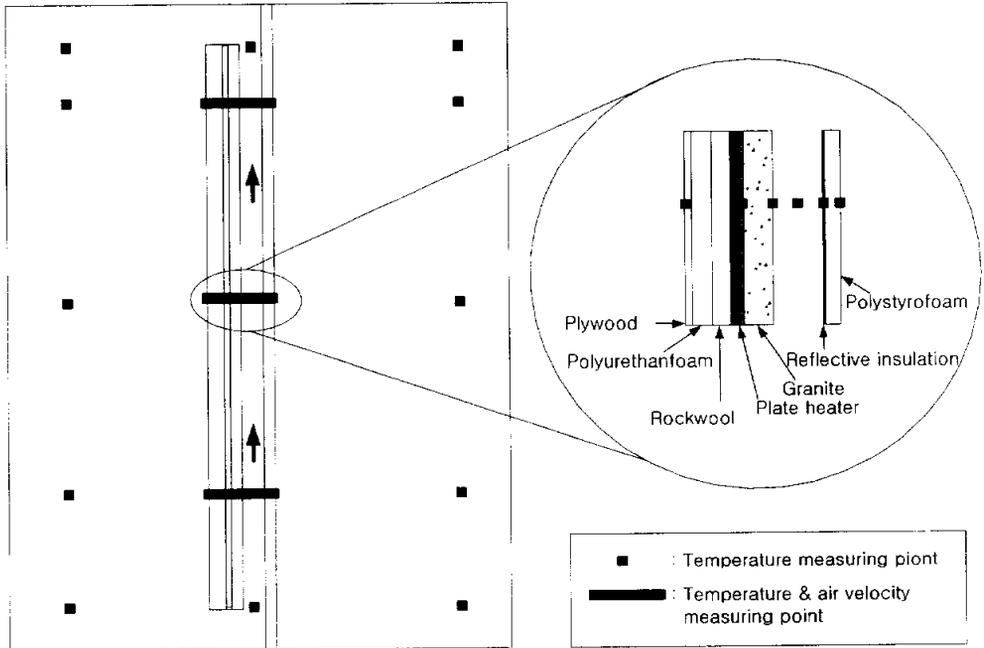


Fig. 3.5 Measuring points and details of test section

3.3 실험방법

통기층이 가지는 전열특성을 파악하기 위하여 각 Case를 구분하여, 단계적으로 실험을 실시하였다. 각 Case별 실험목적은 Table 3.2와 같다.

Table 3.2 The experimental purpose in each case

| Case | Changing factor | Experimental purpose |
|----------|----------------------------------|---|
| Case I | Opening or closing of air cavity | Comparison of performance for opening and closing |
| Case II | Air cavity slit width control | Comparison with air velocity change in the air cavity |
| Case III | Input heat quantity | Comparison with change of input heat quantity |

Case I에서는 방열판의 입력전압을 일정하게 유지하며 통기층의 입·출구를 개방, 밀폐하여 비교실험을 행함으로써 통기층을 가지는 벽체와 일반적인 건축에서 사용되는 벽체의 성능을 비교하였다.

Case II에서는 방열판의 소비전력을 240W로 고정하였으며 실내·외측의 기온을 일정하게 유지시켰다. 그리고 상·하부에 설치되어 있는 슬릿폭의 변화를 주어 통기층 입·출구 면적을 통기층에서 공기가 통과하는 면적대비 9%, 27%, 54%로 조절함으로써 통기층 입·출구 면적변화에 따른 통기층 내의 기류속도 변화와 전열특성을 파악하였다.

CaseⅢ에서는 슬릿폭을 3cm (개구면적비 27%)로 고정하고, 방열판의 소비전력을 240W, 360W, 480W로 변화시킴으로써, 벽체 투입열량에 따른 통기층 내 기류속도와 전열특성을 파악하였다.

Table 3.3은 각 Case별 실험조건을 나타낸 것이다.

Table 3.3 Experimental conditions in each case

| Case | Opening Ratio [%] | ΔT [°C] | Q [kcal/h] | v [m/s] |
|--------|-------------------|-----------------|------------|-----------|
| Case I | Open (100%) | 3 | 131.5 | 0.21 |
| | Close (0%) | | | × |
| CaseⅡ | 9 | 3 | 88 | 0.08 |
| | 27 | | 93 | 0.14 |
| | 54 | | 93 | 0.23 |
| CaseⅢ | 27 | 3 | 200 | 0.16 |
| | | | 307 | 0.18 |
| | | | 421 | 0.21 |

ΔT : Temperature difference between indoor and outdoor

Q : Heat quantity

v : Average air velocity in the air cavity

3.4 실험결과

아직 통기층을 가지는 벽체 내에서의 열이동에 관한 기초자료가 충분히 확보되어 있지 않은 관계로 실험 결과를 분석하기 위해서, 일반적으로 사용되고 있는 열역학 관련 수식을 사용하였다.

그리고, 화강암을 통과하여 통기층으로 유입되는 열량을 기준으로 하여, 실내측으로 유입되는 열량과 외부로 배제되는 열량의 비로 배제효과를 표현하였다.

실험결과를 분석하는데 사용된 수식은 다음과 같다.

$$q_{total} : \text{Plate heater 소비전력[W]} \times 0.86 \text{ [kcal/h]}$$

$$q_{out} = c_p \cdot v \cdot \nu \cdot A_1 \cdot \Delta T \cdot 3600 \dots \dots \dots (3.1)$$

q_{out} : 통기층을 통한 배제열량 [kcal/h]

c_p : 공기의 비열[kcal/kg · °C]

v : 통기층 내 풍속 [m/s]

ν : 공기의 비중 [1.2kg/m³]

A_1 : 통기층 단면적 0.099 [m²]

ΔT : 통기층 입·출구 온도차 [°C]

$$q_{in} = a_c \cdot A_2 \cdot \Delta T \dots \dots \dots (3.2)$$

q_{in} : 실내로 유입되는 열량 [kcal/h]

a_c : 실내측 표면 대류열전달률 8 [kcal/m² · h · °C]

A_2 : 벽체면적[m²]

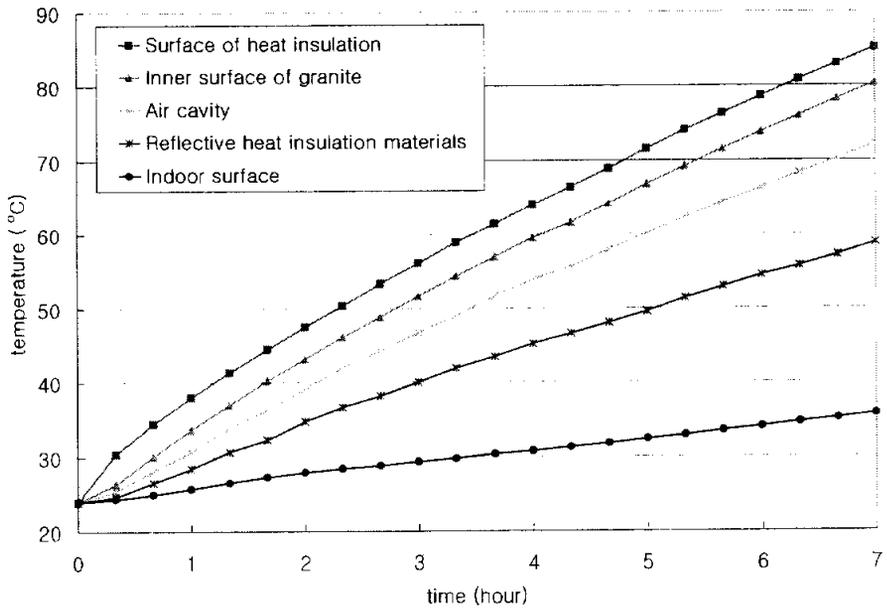
$$\text{배제효과 [\%]} : E = \frac{q_{out}}{q_{total}} \times 100 \dots\dots\dots(3.3)$$

3.4.1 통기층 개폐에 따른 유효성 검토

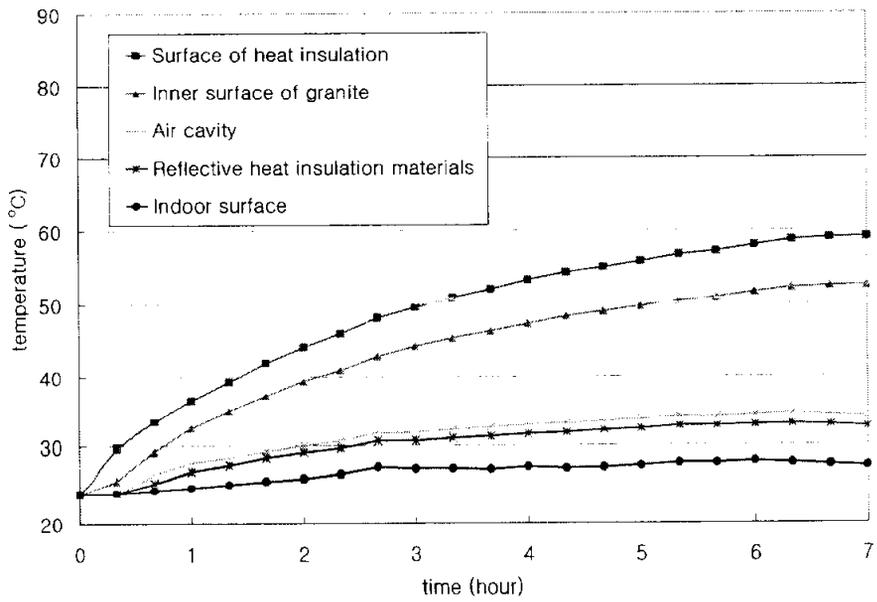
Fig. 3.6은 벽체의 상부지점 각 부재의 시간에 따른 온도상승을 나타내었다. 통기층을 개방하였을 때의 기울기가 통기층을 밀폐하였을 때의 기울기보다 낮으므로 통기층을 가지는 벽체는 외부에서 유입된 공기에 의해 냉각효과가 있음을 알 수 있다.

Fig. 3.7은 벽체의 상·하부 지점에서의 시간에 따른 실내 마감재의 내·외 온도차 변화를 나타낸 것이다. 반사형 단열재 표면과 실내표면과의 온도차 비교, 즉 실내측 단열재의 내·외표면 온도차의 비교에서 통기층을 개방하였을 때의 온도차가 작은 것으로 보아 실내로 유입되는 열량이 통기층을 밀폐하였을 때보다 적음을 알 수 있다.

Fig. 3.8과 Fig. 3.9는 통기층을 개방하였을 때의 온도분포와 기류분포를 나타낸 것이다. 통기층을 개방하였을 때의 온도분포에서 통기층 내외 반사면의 온도차가 적음을 알 수 있었으며, 기류분포에서 최고풍속을 나타내는 지점이 고온측(실외측)에 가까운 것을 알 수 있다.

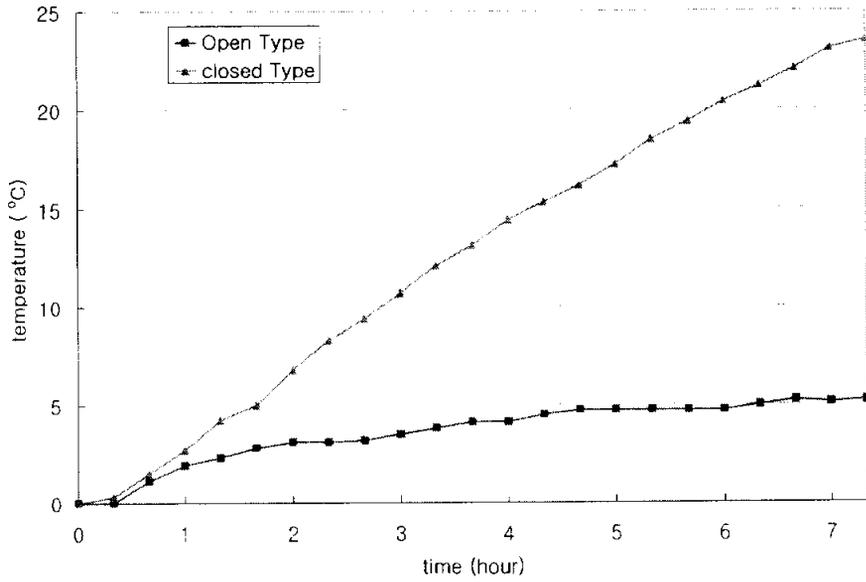


(a) Closed type

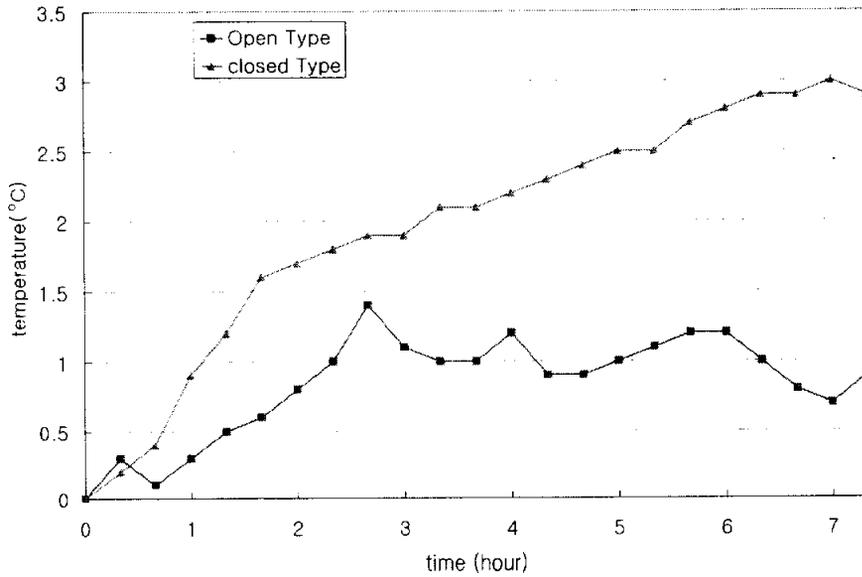


(b) Open type

Fig. 3.6 Temperature difference of each material in the air cavity



(a) The upper part



(b) The lower part

Fig. 3.7 Comparison of temperature between inner and surface of styrofoam

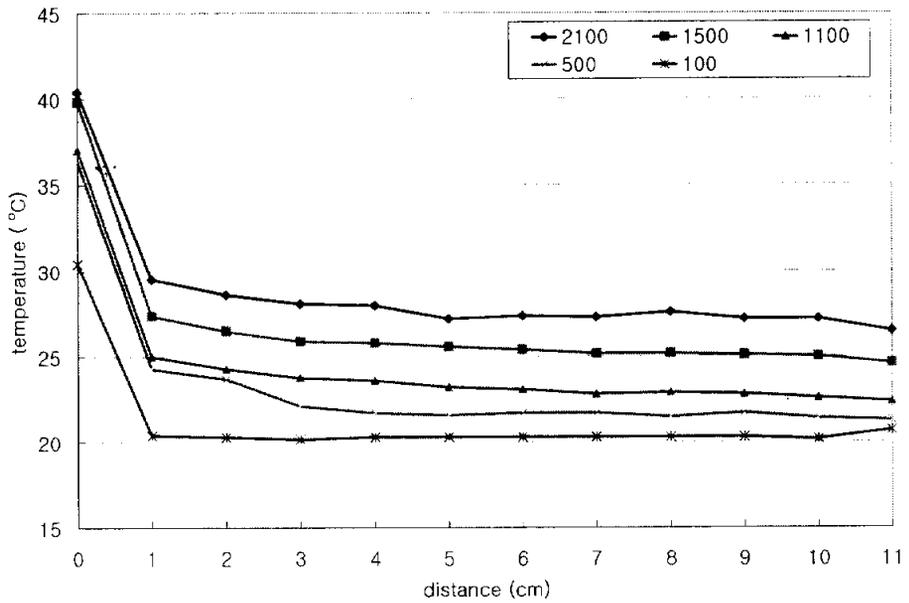


Fig. 3.8 Temperature distribution in the air cavity

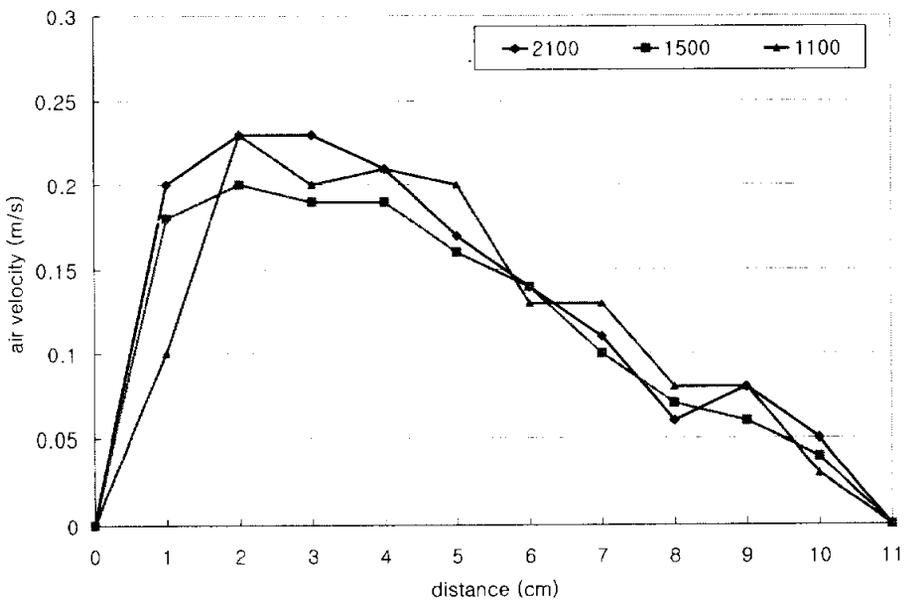


Fig. 3.9 Air velocity distribution in the air cavity

3.4.2 통기층 기류저항에 따른 검토

통기층 입·출구의 면적을 변화시킴으로써 통기층 내의 기류속도 변화에 따른 통기층의 전열특성을 파악하였다.

Fig. 3.10에 통기층 입·출구 면적에 따른 기류속도의 변화를 나타내었다. 슬릿폭이 1cm(개구면적비 9%)에서 6cm(개구면적비 54%)로 넓어짐에 따라 풍속이 빨라짐을 알 수가 있었다.

그리고 풍속에 대한 배제효과는 Fig. 3.11과 같다. 풍속의 변화에 따른 배제열량은 풍속이 빠를수록 많아짐을 알 수가 있다.

즉, 풍속이 0.05m/s에서 0.3m/s로 증가할 때 배제효과가 30% 증가함을 알 수 있었다. 위의 결과에서 통기층 내 기류속도가 빠를수록 배제효과가 커짐을 확인할 수 있다.

그리고 통기층 내 풍속 0.05m/s에서 0.3m/s의 범위에서 풍속과 배제효과의 상관관계는 다음 식으로 나타낼 수 있으며, 이때 상관계수 0.93으로 양호하게 일치함을 알 수 있다.

$$Y = -387.8 + 492.2 X^{0.0397}$$

Y : the effect of removal [%]

X : air velocity [m/s]

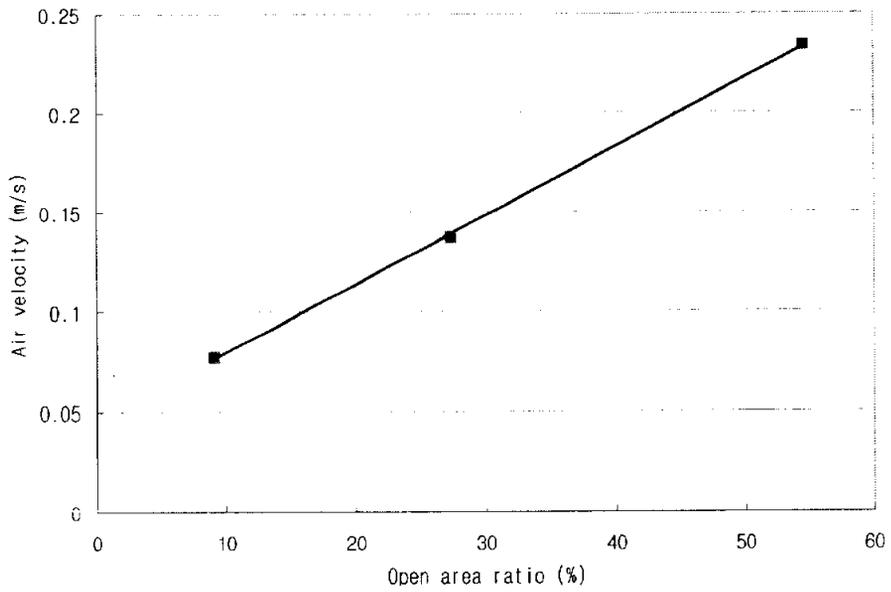


Fig. 3.10 Open area ratio and average air velocity in the air cavity

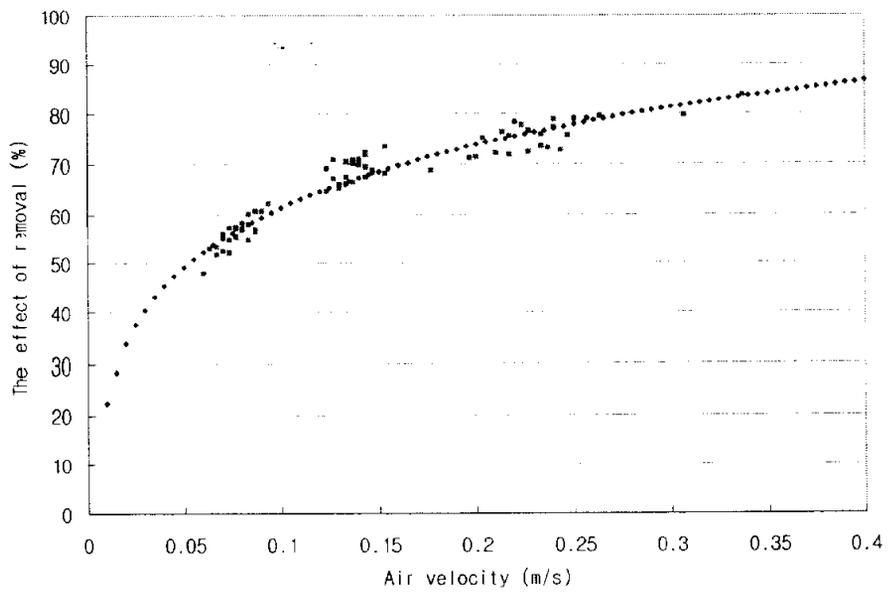


Fig. 3.11 The relation between air velocity and the effect of removal

3.4.3 유입열량에 따른 검토

방열판의 방열량 변화에 의한 통기층 내의 기류속도 변화와 그에 따른 통기층을 가지는 벽체의 전열특성을 파악하였다.

Fig. 3.12는 방열판의 방열량에 따른 풍속의 변화를 나타낸 것이다. 투입되는 열량이 많을수록 기류속도가 빨라지며, 상관계수 0.95로 투입열량과 통기층 내 기류속도는 밀접한 관계가 있음을 알 수 있다. 그리고 그 상관식은 다음과 같다.

$$Y = 0.0008 X + 0.152$$

Y : air velocity [m/s]

X : heat quantity [kcal/h]

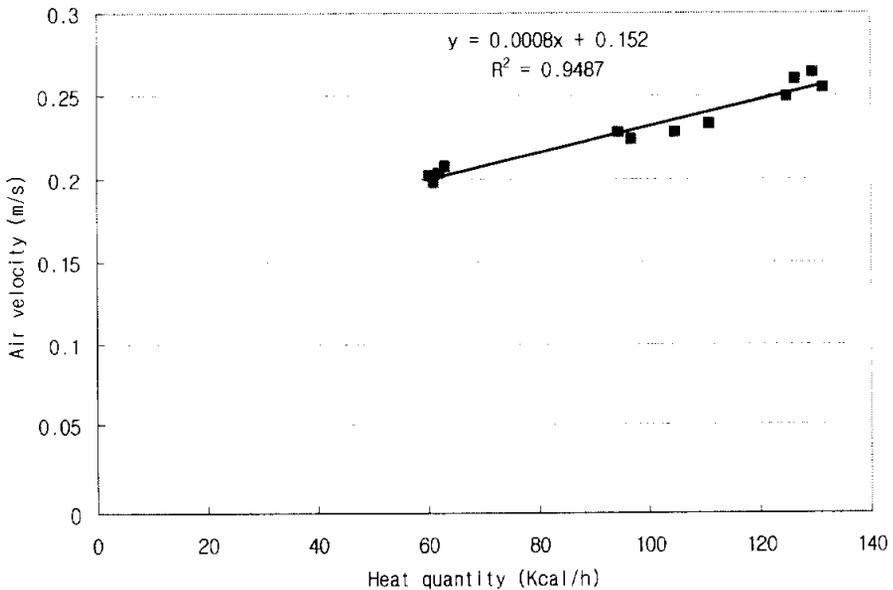


Fig. 3.12 Heat quantity and air velocity

Fig. 3.13은 통기층 내 유입열량과 배제효과의 관계를 나타낸 것이다. 배제 효과는 약 85%로써 투입열량에 관계없이 거의 일정하다는 것을 알 수 있었다. 그러므로 배제효과는 통기층 내의 조건이 동일할 경우 통기층 내로의 투입열량에 관계없이 일정한 값을 나타낸다는 것을 알 수 있다.

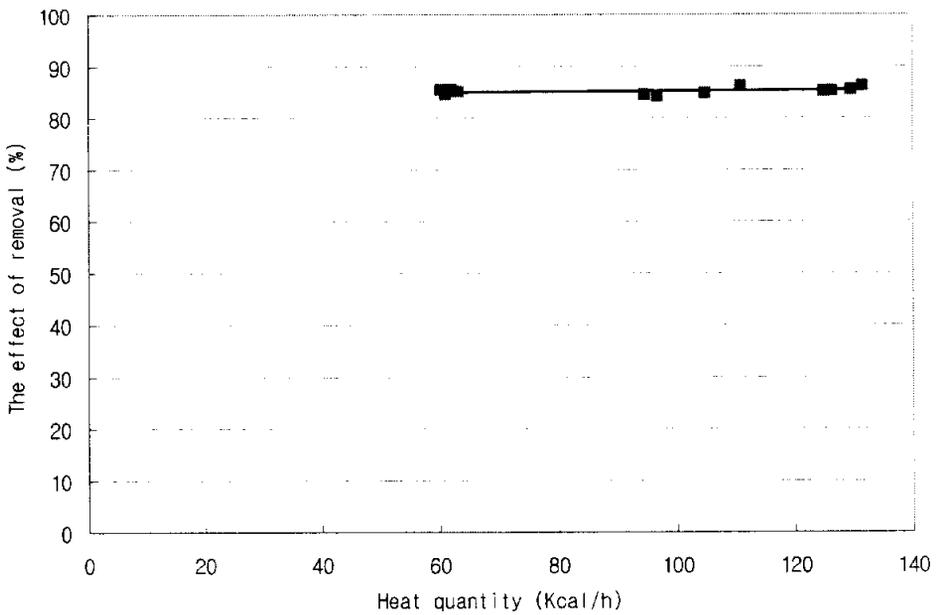


Fig. 3.13 Heat quantity and the effect of removal

3.5 결 언

본 장에서는 상하부 통기구를 포함한 통기 시스템에서 통기층을 흐르는 기류의 특성과 일사량에 따른 배제효과를 검토하기 위하여 실측 건물의 1층 높이에 해당하는 모형을 제작하고 통기층의 구조, 유입열량 조절하여 데이터를 수집함으로써 통기 시스템이 일반적인 커튼월 구조보다 하절기 에너지 절약에 상당히 유리함을 알았다.

그리고, 통기층 내의 기류속도와 온도에 영향을 주는 요소를 파악함으로써 통기 시스템에서 기류속도가 빠를수록 배제효과는 상승하지만 유입열량에 따라서는 통기 시스템의 일사열 배제효과는 변화가 없다는 것을 알았다. 즉, 일사열을 받는 통기 시스템의 배제효율이 일정하므로 적용하고자 하는 통기 시스템의 구조가 결정되면 건물의 설계시 통기층의 일사열 배제효과를 감안한 열부하 저감효과를 통해, 냉방기기의 설계 조건에 직접적인 적용이 가능할 것으로 판단된다.

본 장에서 얻은 구체적인 결론은 다음과 같다.

1) 기존의 커튼월 구조를 개선한 통기 시스템에서는 상·하부 통기구의 개방에 의해 실내로 유입되는 열량을 감소시킴으로써, 외피 냉방부하를 줄일 수 있음을 알 수 있다.

2) 통기층 상하부의 개구 면적비를 변화시켜 통기층 내의 풍속 및 배제열량을 계산한 결과 공기의 흐름에 대한 저항에 의해 배제효과가 영향을 받게 된다는 사실을 알 수 있으며 통기층 내의 마찰저항이 적을수록 배제효과가 상승함을 알 수 있다.

3) 통기층으로 유입되는 열량이 증가할수록 기류속도는 빨라지며 배제열량도 그에 따라 증가하게 된다. 그러나 유입되는 열량이 많을수록 실내로 유입되는 열량도 비례적으로 증가하게 되어 결과적으로는 배제효과가 거의 일정한 값을 가진다는 것을 알았다.

제 4 장 시뮬레이션에 의한 에너지 저감효과 검토

4.1 시뮬레이션 개요

통기 시스템의 냉방 부하 저감효과를 분석하기 위하여 컴퓨터 시뮬레이션을 하였다. 건물의 열·에너지 성능에 대한 시뮬레이션 프로그램은 ASHRAE 전달 함수법을 기본으로 사용하는 비정상 해석 프로그램인 DOE-2와 동적 시뮬레이션이 가능한 TRNSYS(TRaNsient SYstem Simulation Program)등이 있다. 그리고, 최근에는 컴퓨터 기술의 급속한 성장에 따라 고도의 수치해석이 가능한 선형 및 비선형 모델이 사용되며 대표적인 해석 프로그램으로는 ESP-r 등이 있다.

본 연구에서는 건물에서 발생하는 다양한 변수조건에 따른 통기 시스템의 냉·난방 부하 저감효과의 통합적 분석을 위해 ESP-r 프로그램을 사용하여 분석하였다.

4.1.1 통합적 접근의 필요성

건물에 대한 열 및 에너지 시뮬레이션은 여러 가지 측면에 대한 다각적인 접근이 필요하다. 일반적으로 열 및 에너지 측면에서 건물에 대한 해석적 접근방법은 다각적이고 동적으로 접근하는 것이 중요하다. 그러나, 재실자 행동과 외기 조건 사이의 상호 관계와 건물 냉방 및 환기시스템 사이의 상호 작용 등을

예측하기에는 큰 어려움이 있다. 또한, 실제 이러한 현상은 눈에 보이지 않을 뿐만 아니라 많은 변수가 상호 복합적으로 이루어지는 특성을 지닌다.

기술의 발달과 삶의 질 향상으로 주거부분에서도 다양한 설비시스템이 적용되고 있다. 비주거 건물에서는 이미 기계환기시스템이나 제어시스템이 일반적으로 적용되고 있는 실정이다. 주요시스템으로는 태양에너지 이용을 위한 장치, 첨단 HVAC 시스템, 독특한 건물 디자인에 맞는 특이한 열원시스템 등이 있다. 또한, 건물을 리모델링하여 새로운 용도로 사용하는 경우나, 건물의 열 및 에너지에 직접적인 영향을 미치는 새로운 디자인을 추가하는 경우에는 이중외피구조(double skin), 지열이용 시스템(ground coupled heat exchange system) 등을 이용하여 재실자의 쾌적성 향상과 냉·난방 부하 저감을 피하고 있다.

이러한 복잡한 변수 조건들을 반영하여 실제 건물에서의 열 및 에너지를 시뮬레이션하기 위해서는 건물의 특성과 설비시스템(건물 구조체, 재실자, 냉·난방, 환기, 공조기기 등)에 관한 통합적인 접근이 필요하다.

4.1.2 ESP-r 프로그램의 특징[15]

ESP-r 프로그램에서의 수치해석 모델 기본개념은 미분방정식을 대수방정식으로 변환시키는 이산화 방정식(discretization equation) 또는 차분 방정식(difference equation)을 수립함으로써 전산해석이 가능하게 하는 것으로 노드(node)에서 해(解)를 구하게 되며 기본적으로 해의 도출은 컴퓨터를 통한 근사방식을 이용한다.

수치해법의 종류는 이산화 방법에 따라 일반적으로 유한차분법(FDM : Finite Difference Method)과 유한요소법(FEM : Finite Element Method)으로 구분되어 왔으나 최근에는 유한차분법의 개념을 확장시킨 유한체적법(FVM : Finite Volume Method)을 유한차분법과 분리시켜 별도의 방식으로 취급하고 있다.[15]

유한체적법을 사용한 건물 에너지 시뮬레이션 모델은 유럽공동체에서 자연형 태양열 건물해석 표준프로그램으로 지정한 ESP-r (Environmental System Performance-reference)을 들 수 있다.

이 모델은 유한체적법을 기본 알고리즘으로 적용하고 있으며 Unix와 Linux 운영체제의 환경에서 수행된다. 대규모의 행렬식 처리를 위해 고급 수치해석기법을 도입함으로써 처리속도가 빠르고, 모듈화된 에너지 부속 시스템을 하나의 통합된 환경에서 메뉴방식으로 운영하는 것이 가능하다. 또한, 입출력의 그래픽 지원, 기타 프로그램과의 연계로 재료의 물성 및 각각의 건물 운영 스케줄을 체계적으로 데이터 베이스화 하는 등 사용자 인터페이스 측면에서도 많은 편의를 제공하고 있다.

한편, ESP-r 프로그램은 PM(Project Manager)이라는 통합 환경 내에 각종 데이터 베이스 및 지원 시스템, 시뮬레이터, 성능평가 및 결과분석 등의 모듈로 구성되어 있다. 사용자는 PM을 통해 자료를 입력하고 PM은 내부적으로 그 작업을 수행하여 시뮬레이션 모듈에 입력파일을 만들어준다. 데이터 베이스에서는 재료의 물성치, 기상자료, 벽체 구조, 내부 발열부하 요인의 시간별 프로파

일, plant component 등 방대하고 다양한 자료를 수정·추가하는데 편리하다. 그리고 CAD로 작업된 건축 설계도면을 가져와 직접 열해석 모듈로 변환시키는 작업이 가능하고, Ray-tracing 기법에 근거한 고차원 채광 해석 프로그램인 RADIANCE와 연계되어 가시화 모듈 및 데이터 베이스 관리 등을 지원한다.

1974년부터 개발된 ESP-r은 해석 알고리즘의 유연성으로 다양한 분야의 각종 해석을 수행할 수 있는 특징을 가지고 있으며, 소스코드가 공개되어 언제든지 사용자의 요구에 따라 구체적인 모델을 개발·적용할 수 있다. ESP-r은 유럽 연합의 대규모 자연형 건축 프로젝트인 PASSYS를 통해 국가간 실증 실험을 통한 검증 모델로 최근 이용되고 있다.

90년대에 들어서는 기존 1차원 네트워크식 기류해석 모델에서 아트리움과 같은 대형공간의 상세 유동해석을 위해 비정상 3차원 난류 모델을 해석할 수 있는 CFD(Computational Fluid Dynamics) 모듈을 ESP-r 내에 포함시킴으로써 건물 모델과 연계된 상황에서 CFD 해석을 수행할 수 있는 기능이 추가되었다. 그리고 SYSTEM에서는 TRANSYS 프로그램과 연계하여 플랜트 모듈 확장이 가능하게 되었다. 또한 자연채광 해석모델인 RADIANCE를 ESP-r에 통합하여 건물 내 모든 전기시스템의 묘사가 가능하게 되었으며, 여기에 제어 알고리즘을 묘사할 수도 있다. 따라서, ESP-r 프로그램은 프로그램이 지닌 확장성과 유연성에 기인하여 건물에서의 통합적 접근이 가능하다는 특징을 지닌다.

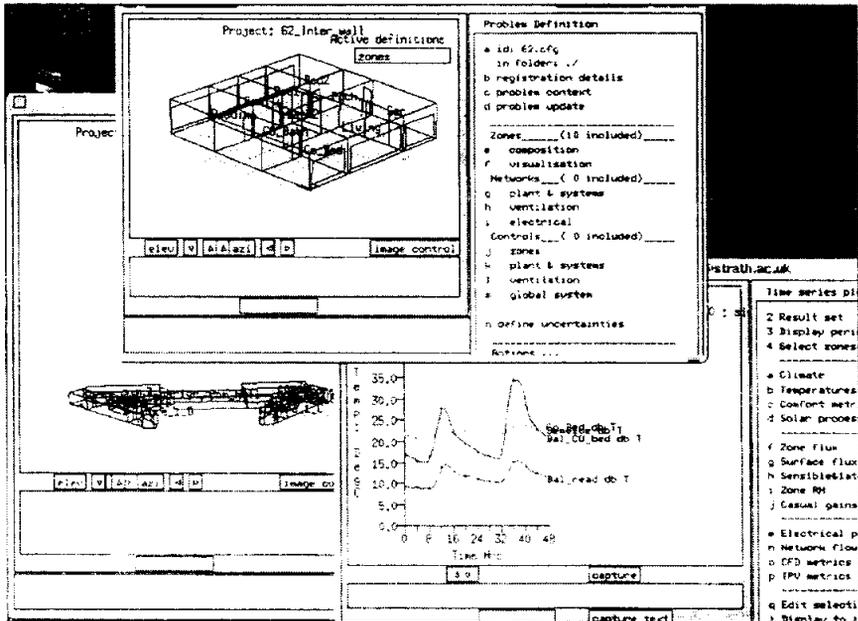


Fig. 4.1 Environment of ESP-r program

4.2 기류해석 알고리즘

4.2.1 알고리즘 개요

ESP-r 프로그램은 기류에 대한 네트워크를 정의하여 기류 부문에 대한 시뮬레이션을 한다. 기류 네트워크는 노드(node)와 컴퍼넌트(component) 그리고 그것들을 연결하는 커넥션(connection)으로 구성된다. 노드는 존(zone)이나 덕트 또는 파이프에서 연결되는 부분을 나타낸다. 그리고 외부의 경계조건을 나타내기도 한다. 컴퍼넌트는 계단, 구조체의 틈새, 덕트, 파이프, 팬, 펌프 등이 있다.

4.2.2 노드 데이터

ESP-r 프로그램에서 노드 데이터는 경계조건에 따라 압력 데이터를 가지고 있다. 즉, 고층 건물에서 기류부문을 시뮬레이션하기 위해 'wind induced pressure'라는 기능을 사용함으로써 건물의 고도를 고려한 시뮬레이션을 할 수 있다.

따라서, 건물의 시뮬레이션 모듈과 같이 사용하여 여러 개의 존을 연결해서 기류 시뮬레이션을 한다. 이때, 건물 시뮬레이션 모듈에서 계산된 실의 온도가 노드 온도가 되기에 존에서 온도변화를 통해 기류 시뮬레이션이 가능하고, 노드 높이는 기준 레벨의 상대적 높이로 표현되어지며 이 변수는 부력을 계산하는데 사용된다.

경계조건 노드는 입력된 풍압을 통해 풍압계수를 만들고 이러한 풍압계수를

통하여 주 풍향이나 지붕에서의 풍속을 계산한다. 경계조건 노드는 건물의 초기값과 관련된 방위각(북쪽은 0도, 동쪽은 90도, 그리고 남쪽은 180도)을 입력하여야 한다.

Table 4.1 Airflow network node data in ESP-r program

| Type | Supplementary data |
|---|---|
| 0. Internal : unknown pressure | None |
| 1. Internal : known pressure | total pressure (Pa) |
| 2. Boundary : known pressure | 1) total pressure (Pa) |
| | 2) fluid temperature flag, indicating 0 = node temperature is constant 1 = node temperature equals outside air temperature |
| 3. Boundary : wind pressure ★ | 1) wind pressure coefficients index |
| | 2) surface azimuth (clockwise from North) |
| ★ Only available when fluid type is air | |

4.3 계산절차

건물의 경계조건(압력과 기류흐름)과 기기 설비에 대한 정적 기류의 흐름을 1차원적 흐름이라고 가정하고 기류 흐름에 대한 1차원적 계산을 수행한다.

4.3.1 풍압과 부력

바람에 의해 건물에 작용하는 경계조건으로서의 압력은 다음 식으로 결정된다. 이때 건물 벽면에 대한 풍향, 속도의 수직적 프로파일이 필요하다.[14]

$$C_{p,i,d} = \frac{P_i}{1/2\rho U_{rd}^2} \dots\dots\dots(4.1)$$

여기서, $C_{p,i,d}$: 바람 방향(d)에 의해 벽면 위치(i)에 대한 압력 계수

P_i : 바람에 의해서 벽면에 미치는 압력 (Pa)

U_{rd} : 풍향(d)으로부터 일정한 높이(r)에서 부는 풍속(m/s)

ρ : 공기밀도 (kg/m³)

r : 기준이 되는 높이 (m)

d : 거리 [외벽에 대한 법선 면의 거리] (m)

풍압 계산시에는 기준이 되는 지형과 기준면에서의 높이, 기준면의 풍속을 입력해야 한다. 이때, 풍속의 기준이 되는 면은 언제나 건물의 높이와 같다. 고도에 따른 풍속을 고려하기 위해 유도계수(induction factor)가 사용되어지고, 반면에 건물의 방해가 되는 장애물을 고려하기 위해서 저감계수(reduction factor)를 사용한다.

2개 존은 각각 노드가 되고, 이 두 노드는 각 구성요소(component)에 의해서 연결된다. 각 노드는 상대적 높이와 대표 온도, 대표 압력을 가진다. 두 개의 노드 사이의 취출구와 흡입구는 상대적으로 다른 높이를 가지며, i에 대한 유체 흐름(fluid flow) 분석은 베르누이 공식을 기본으로 하여 1차원 정적 해석을 수행한다.

$$\Delta P_i = (P_1 + \rho V_1^2) - (P_2 + \rho V_2^2) + \rho g(Z_1 - Z_2) \dots \dots \dots (4.2)$$

여기서, ΔP_i : 압력차 (Pa)

P_1, P_2 : 통기층으로 유입되는 압력 (Pa)

V_1, V_2 : 통기층으로 유입되는 기류속도 (m/s)

ρ : 공기의 밀도(kg/m³)

g : 중력가속도(9.81m/s²)

Z_1, Z_2 : 입구와 출구의 높이(m)

한편, 식 (4.2)는 더욱 간단하게 할 수 있다. 즉, 식 (4.2)에서 $\rho V^2/2$ 에 대한 변수는 넓은 실의 노드일 경우, $P = P_1 + \rho V_1^2$ 식에서 $\rho V^2/2$ 을 0으로 가정할 수 있다. 그리고, 취출구와 흡입구의 기류적 요소는 노드의 압력과 관련이 있다. 따라서, 노드의 높이로 식 (4.2)를 정리하면 다음 식 (4.3), 식 (4.4)와 같다.

$$P_1 = P_n - \rho_n g (Z_n - Z_2) = P_n - \rho_n g h_1 \quad \text{여기서, } h_1 = Z_1 - Z_n \dots \dots \dots (4.3)$$

$$P_2 = P_m - \rho_m g (Z_m - Z_2) = P_m - \rho_m g h_1 \quad \text{여기서, } h_1 = Z_1 - Z_m \dots \dots \dots (4.4)$$

상대적인 높이 h_1 과 h_2 는 취출구와 흡입구의 기류성분 요소에 대해서 간단하게 표현할 수 있다. 덕트나 파이프를 네트워크화 시키면 그것의 일부분이 되는 구성요소는 상대적인 높이가 0이 된다. 따라서 베르누이 정의를 사용하여 식을 만들면 아래와 같은 식이 된다.

$$\Delta P_i = P_n - P_m + \rho g(Z_n - h_1 - Z_m - h_2) - \rho_n g h_1 + \rho_m g h_2 \dots \dots \dots (4.5)$$

이때, $[\rho g(Z_n - h_1 - Z_m - h_2) - \rho_n g h_1 + \rho_m g h_2]$ 은 연돌효과(stack pressure effect) 라고 부르며, PS_i 라 한다.

따라서 + 방향으로의 기류는 다음과 같다.

$$PS_i = \rho_n g(Z_n - Z_m) + h_2 g(\rho_m - \rho_n) \dots \dots \dots (4.6)$$

- 방향의 기류는 다음과 같다.

$$PS_i = \rho_n g(Z_n - Z_m) + h_1 g(\rho_m - \rho_n) \dots \dots \dots (4.7)$$

연돌효과에 대한 또 다른 접근 방법은 유체밀도의 평균치로 나타내는 것이다. 따라서 식을 다시 정리하면 다음과 같다.

$$PS_i = (g/2)[(\rho_m + \rho_n)(Z_n - Z_m) + (h_1 + h_2)(\rho_m - \rho_n)] \dots \dots \dots (4.8)$$

이때, 들어오는 풍압에 영향받는 경계조건의 노드 j에서는 또한 연돌효과에 대한 영향도 고려해야 한다. 따라서 이것들을 고려한 식은 다음과 같다.

$$P_j = C_{\rho,j,d} 1/2 \rho_o U_{rd}^2 - \rho_o g h_j \dots \dots \dots (4.9)$$

여기서, P_j : 경계조건 노드에서의 전체 압력 [Pa]

$C_{\rho,j,d}$: 풍향(d)과 노드의 위치(j)에 따른 풍압계수

U_{rd} : 풍속-높이(r), 방향(d) [m]

ρ_o : 외부공기밀도 [kg/m³]

g : 중력가속도 [m/s²]

h_j : 노드 j에서의 높이 [m]

한편, 정적인 공기에서는 높이(h)가 0이기 때문에 연돌효과는 없다고 가정할 수 있다.

4.3.2 고도에 따른 풍속 변화

고도에 따른 풍속의 변화값을 구하기 위해 다음 식을 이용하였다.[15]

$$V_z = K \times V_{10} \times Z_l^a \dots\dots\dots(4.10)$$

여기서, V_z : 지상 고도 Z에서의 풍속[m/s]

V_{10} : 지상 10m 높이에서 측정된 풍속[m/s]

Z_l : 지상으로부터의 고도[m]

K, a : 상수

Table 4.2 Constant of each location (K, a)

| location | K | a |
|---------------------|------|------|
| plain ground | 0.68 | 0.17 |
| hill | 0.52 | 0.20 |
| small · middle city | 0.35 | 0.25 |
| large city | 0.21 | 0.33 |

4.4 에너지 저감효과 시뮬레이션

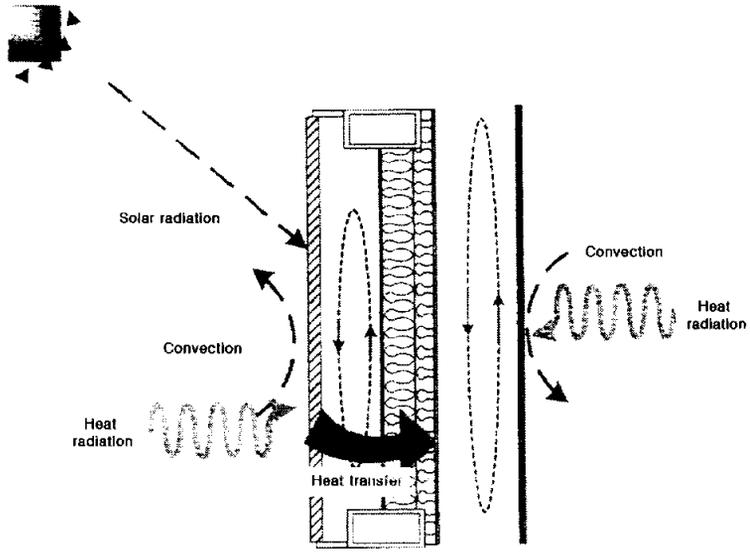
4.4.1 계산 입력 조건

본 절에서는 ESP-r 프로그램에 의한 시뮬레이션의 경계면 조건 등을 검증하고, 동시에 시뮬레이션에 의한 해석치와 실측치를 상호 비교하기 위해 대상건물을 선정하고 ESP-r 프로그램에 의한 열·에너지 시뮬레이션을 하였다. 따라서, 해석 모델 건물의 벽체구조는 실제 현장에 적용되는 커튼월 구조를 기준으로 입력하였다.

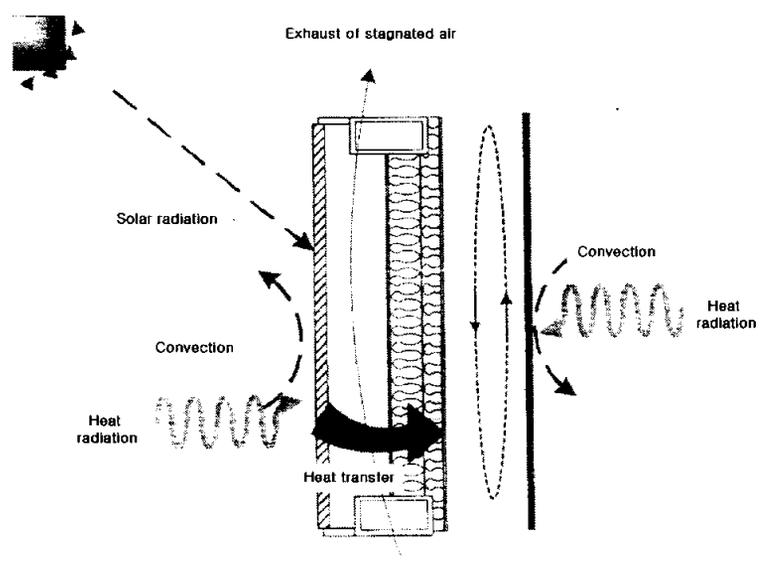
벽체의 입력조건은 Fig. 4.2와 같으며 외벽이 실내에 미치는 영향을 중심으로 평가하기 위해 실험체는 공기유입이 없고, 실내에는 내부발열이 없다고 가정하였다.

(a)는 벽체 내의 중공층이 층간 방화벽에 막혀 공기 순환이 되지 않는 일반 타입의 외벽 커튼월이다. (b)는 본 연구에서 적용한 통기구조로서 석재와 단열재 사이에 중공층이 있어 냉방기에는 외기를 통기구조 내에 순환시켜 중공층의 온도를 낮춤으로써 냉방부하를 감소시키는 통기구조를 나타낸다.

한편, 실제 현장실험이 적용된 건물조건을 고려하여 외벽을 제외한 내벽의 경계조건은 열 흐름이 없는 상태로 가정하였으며, 이 경우 실내온도 및 부하는 외벽에 의해 결정된다.



(a) Heat transfer mechanism of general curtain wall system



(b) Heat transfer mechanism of air vent wall system

Fig. 4.2 Comparison of heat transfer mechanism

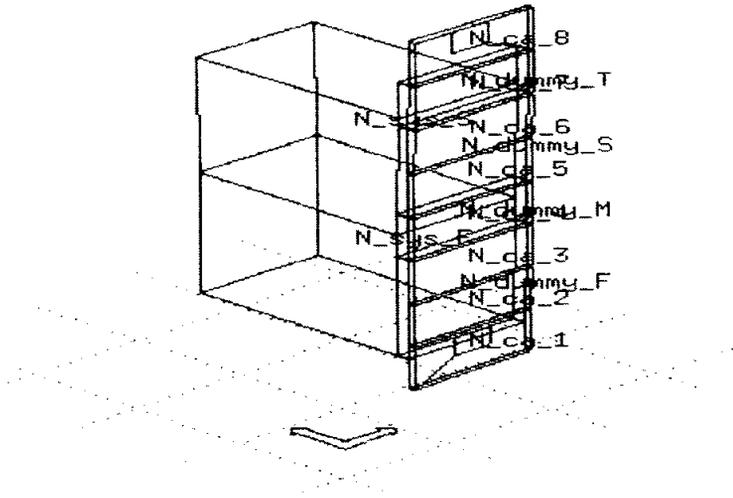


Fig. 4.3 The model building of Simulation

Table 4.3 Heat transfer coefficient of simulation model

| Division | Out wall (Cartainwall) | Indoor wall | Roof |
|----------|---------------------------|---------------|-----------|
| Section | | | |
| HTC | 0.35W/m2K | 0.22W/m2K | 0.27W/m2K |
| Division | Floor | Dividing wall | Window |
| Section | | | |
| HTC | 1.03W/m2K | 0.16W/m2K | 2.75W/m2K |

* HTC(Heat Transfer Coefficient) is 0.35W/m²K and it is equal in the air vent wall system and general wall system

4.4.2 시뮬레이션에 의한 에너지 성능 평가

(1) 월별 에너지 소비 특성

제시한 모델 건물의 연간 냉방 에너지 소비량을 시뮬레이션 한 결과는 Fig. 4.4, Table 4.4에 나타낸 바와 같다. 일반구조의 모델 건물은 연간 냉방 에너지의 총 소비량이 140 kWh의 연간 냉방 에너지 소비를 보였고, 통기구조를 적용할 경우 연간 약 7% 정도의 냉방 에너지가 줄어드는 것으로 나타났다.

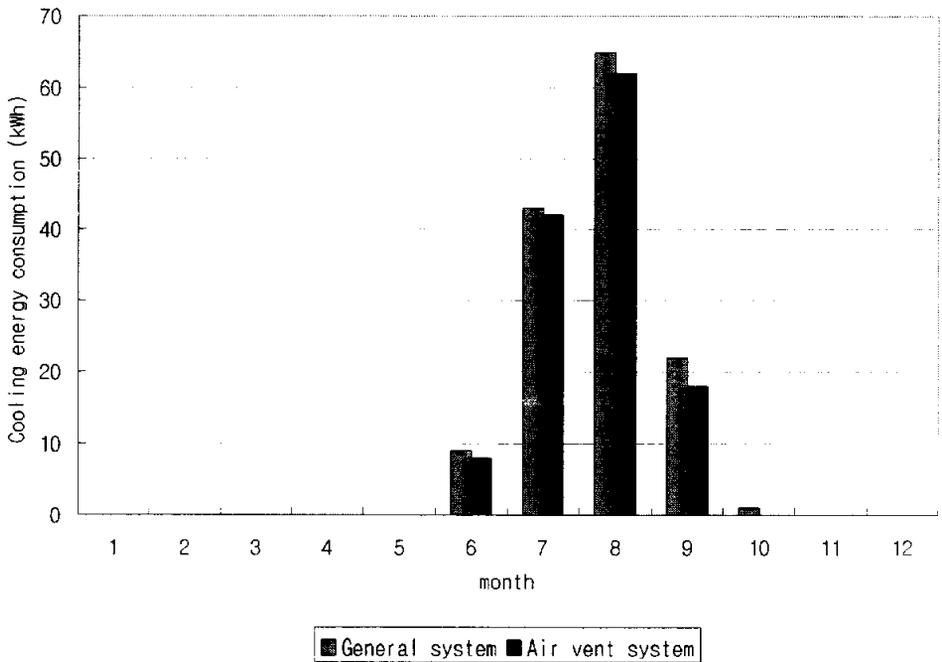


Fig. 4.4 Annual simulation result of cooling energy consumption

Table 4.4 Annual cooling energy consumption of simulation model

| Cooling energy consumption (kWh) | | | | | | | | | | | | | |
|----------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-------|
| System | Jan | Feb | Mar | Apr | May | Jun | Jul | Aug | Sep | Oct | Nov | Dec | Total |
| general | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 9 | 43 | 65 | 22 | 1 | 0 | 0 | 140 |
| air vent | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 8 | 42 | 62 | 18 | 0 | 0 | 0 | 130 |

따라서 시뮬레이션 모델 건물의 경우, 실내온도와 냉방부하가 외벽체에 의해 결정됨을 고려한다면 통기구조를 적용할 경우, 7% 이상의 냉방 에너지 저감효과가 발생하는 것으로 나타났다. 그리고, 특히 피크시 최대 냉방부하는 Fig.4.5에 나타낸 바와 같이 일반구조의 경우 0.19 kW/m^2 로 산출되었으며, 통기구조는 0.13 kW/m^2 로 나타나 통기구조를 적용할 경우 약 30% 이상의 최대 냉방부하가 저감되는 것으로 나타났다.

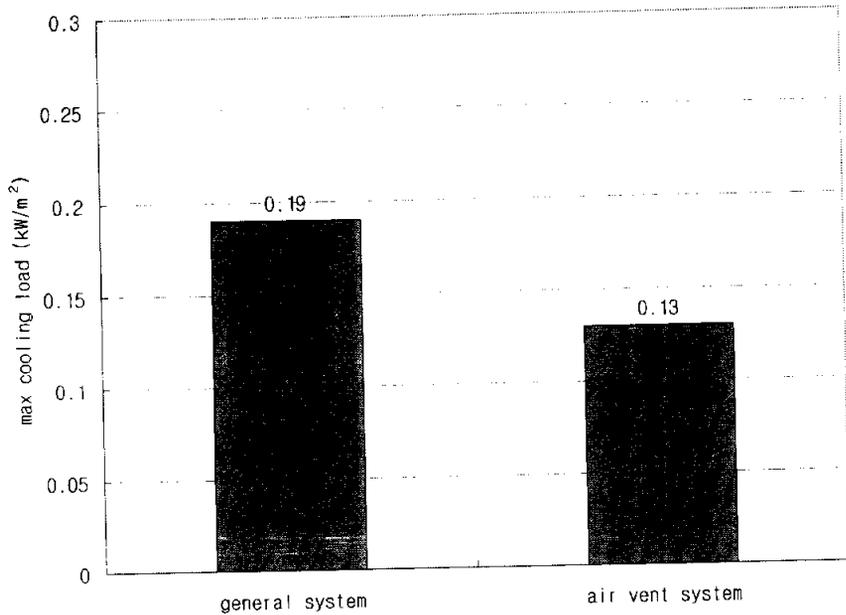


Fig. 4.5 Simulation result of cooling load at peak time

(2) 최대 냉방부하 발생일의 부하 특성

Fig. 4.6은 최대 냉방부하가 발생하는 날의 24시간 냉방부하 변화를 나타낸다. 일반구조는 오후 2시에서 오후 6시 사이에 최대 냉방부하(0.19kW)가 발생하는 것으로 나타났고, 동일 시간대에 통기구조의 냉방부하는 일반구조에 비해 37%~54% 정도 낮은 냉방부하를 지닌 것으로 나타났다.

따라서, 최대부하가 발생하는 날의 일일 총 냉방부하는 일반구조가 2.93 kW로 나타났고, 통기구조가 2.37kW로 나타나 약 20%의 저감효과를 보였다. 또한 일반 건물의 냉방 운전시간을 오전 9시부터 오후 8시까지로 가정할 경우 일일 총 냉방운전 중의 총 부하는 일반구조가 1.48kW, 통기구조가 0.84kW로 나타나, 약 40% 정도 저감효과가 있는 것으로 나타났다.

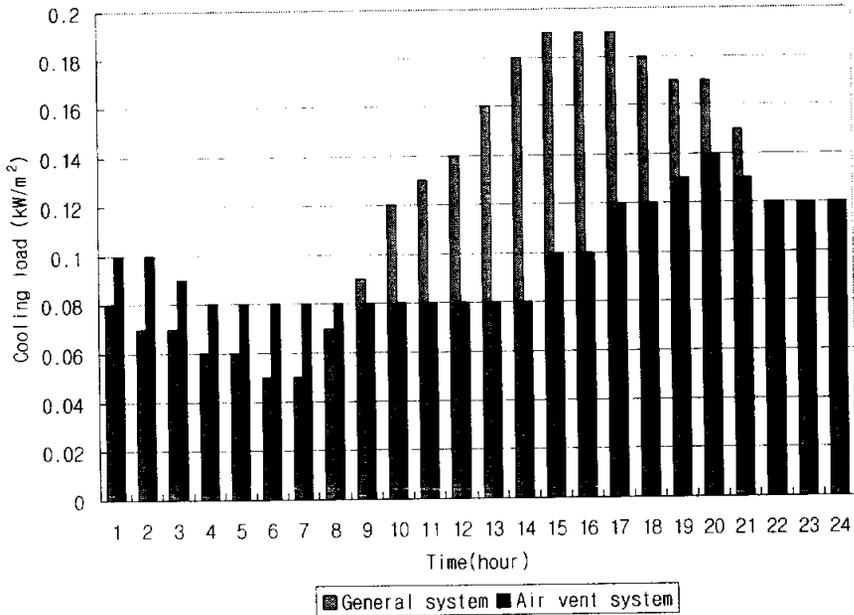


Fig. 4.6 Simulation result of max cooling load for a day (21st of July)

(3) 벽체 내 중공층의 온도 특성

Fig. 4.7과 Fig. 4.8은 일반구조와 통기구조에서 최대 냉방부하가 발생하는 시각의 벽체 단면의 온도구배와 시간에 따른 각 경계층의 온도변화를 각각 나타낸 것이다.

Fig. 4.7의 일반구조(a) 최상부 층의 중공층 공기온도는 일사 영향으로 인해 오전 9시부터 급격히 상승하여 오후 3시에서 최대 45℃까지 상승하는 것으로 나타났고, 이때 실내측 냉방부하에 직접적으로 영향을 나타내는 석고보드의 표면온도는 중공층과 약간의 시간지연 효과를 두고 33℃ 내외까지 상승하는 것으로 나타났다.

반면에, Fig. 4.7의 통기구조(b)에서 경계층 온도는 최상부 층의 경우 외기온

도와 거의 유사한 온도변화를 나타내고 있으며, 일반구조 내의 중공층 온도보다 약 12°C 낮은 33°C 내외를 나타냈다. 따라서, 공기층의 온도가 실제로 벽체를 통한 부하에 직접적인 요소임을 고려한다면 통기구조와 일반구조 사이에서 발생하는 온도차가 12°C 이므로 실제 건물의 최대 냉방부하는 상당량 감소할 수 있는 것으로 나타났다.

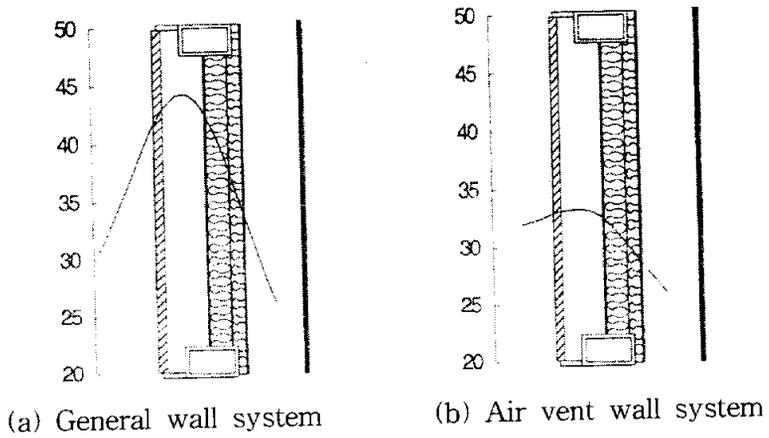
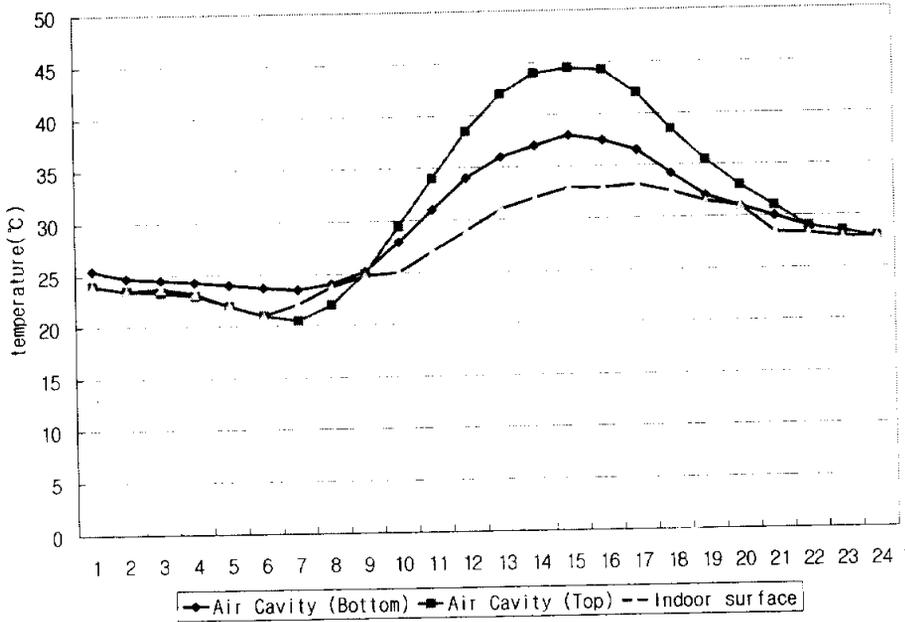
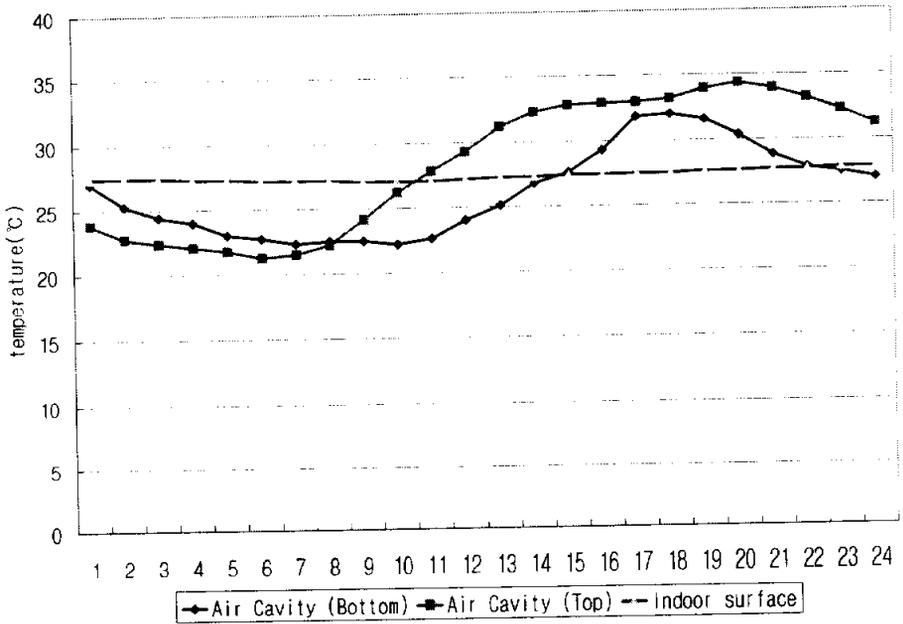


Fig. 4.7 Main boundary layer temperature of the wall



(a) general wall system



(b) air vent wall system

Fig. 4.8 Variation of boundary layer temperature

Table 4.5에서 보이는 바와 같이 일사에 의한 냉방부하가 크게 발생하는 표준 기상데이터 7월 21일의 외벽체 열획득은 일반구조의 경우 2.299kWh인데 반해 통기구조의 벽체는 1.462 kWh로 계산되어 통기구조가 일반구조에 비해 약 35% 이상 감소하는 것으로 나타났다.

Table 4.5 Cooling load of building applied air vent wall (unit : kWh)

| Heat load | general system | air vent system |
|---------------------------------|----------------|-----------------|
| Outdoor air | 0 | 0 |
| Men | 0 | 0 |
| Lighting | 0 | 0 |
| Equipment | 0 | 0 |
| Heat transfer of wall : outside | 0 | 0 |
| Heat transfer of wall : inside | 2.299 | 1.462 |
| Total | 2.299 | 1.462 |

4.4.3 외기 도입에 따른 부하 특성 시뮬레이션

실제 건물에서는 개구부나 벽체 등에서의 침기(浸氣)와 기계환기에 의해 외기가 실내로 유입되며, 외기 도입에 따른 침기는 건물의 냉방부하에 큰 영향을 미친다. 따라서, 커튼월로 시공된 사무소 건물을 대상으로 외기 도입에 따른 냉방부하 특성을 시뮬레이션 하였다.

(1) 입력 조건

가. 모델 건물의 개요

분석 대상 건물은 지상 5층의 기계환기방식의 설비를 갖춘 사무소 건물로서

건축면적은 $15,000^{(L)} \times 10,000^{(W)} \times 3,600^{(H)}$ mm 규모로 선정하였고 해석은 기준층을 중심으로 수행하였다. 따라서, 벽체의 최상부는 지면으로부터 19.2m에 존재한다. 사무 공간의 냉난방 구획(zone)은 1개로 가정하였다.

나. 시뮬레이션 내용 및 범위

일반 벽체구조는 단열재 80mm를 취부한 화강암 마감 구조이며, 벽체내 중공층의 공기는 층간 방화벽으로 구획되어 정체되어 있다. 통기 벽체구조는 동일한 단열재 80mm를 취부하고, 석재와 단열재 사이의 공간에서 공기유동이 가능하여 중공층의 공기가 외부로 배출이 가능한 구조이다. 이 2가지 기본구조를 통해 외기도입량을 늘려가면서 연간 시뮬레이션을 하여 외기 도입량에 따른 에너지 소비 특성을 평가하였다.

- ① Case I-1 : 일반구조 외기도입 (0.27ACH)
- ② Case I-2 : 통기구조 + 외기도입 (0.27ACH)
- ③ Case II-1 : 일반구조 + 외기도입 (0.96ACH)
- ④ Case II-2 : 통기구조 + 외기도입 (0.96ACH)
- ⑤ Case III-1 : 일반구조 + 외기도입 (1.68ACH)
- ⑥ Case III-2 : 통기구조 + 외기도입 (1.68ACH)
- ⑦ Case IV-1 : 일반구조 + 외기도입 (2.3ACH)
- ⑧ Case IV-2 : 통기구조 + 외기도입 (2.3ACH)
- ⑨ Case V-1 : 일반구조 + 외기도입 (2.8ACH)
- ⑩ Case V-2 : 통기구조 + 외기도입 (2.8ACH)

Table 4.6 Amount of ventilation in each case[15]

| Case | ACH | Remark |
|----------|------|---|
| case I | 0.27 | The least amount of ventilation of office building (Almost no outdoor air inflow) |
| case II | 0.96 | The least amount of ventilation of office building |
| case III | 1.68 | - |
| case IV | 2.3 | The least amount of ventilation of office building (Actual environmental condition of office building) |
| case V | 2.8 | - |

* ACH : Air Change per Hour

(2) 시뮬레이션 조건

외기 도입에 따른 건물 운전 단계에서의 연간 냉난방부하 산출은 유한체적법을 이용한 기류 및 열전달 해석용 ESP-r 시뮬레이션 프로그램을 사용하였다. 존의 구성은 단일 존으로 계획하였다. 또한, 외피 중공층 부분에서 해석의 정확성을 위해 사면을 24개로 나누어 총 25개의 존으로 구성하였다. 통기구조인 경우는 중공층의 공기가 외부로 배출되도록 기류 네트워크를 구성함으로써 일반 구조와 다른 통기조건으로 시뮬레이션 하였다.

가. 재료의 물성치

모델 건물의 주요 구조체에 대한 재료 물성치는 앞의 Table 4.3과 Table 4.7에 나타난 바와 같다.

Table 4.7 Heat transfer coefficient of the wall

| Position | Heat transfer coefficient (K) |
|--------------|-------------------------------|
| Outside wall | 0.35 W/m ² · K |
| Ceilling | 3.14 W/m ² · K |
| Floor | 3.14 W/m ² · K |

나. 재실자, 기기, 조명 스케줄 등 내부 발열

주중, 토요일, 일요일로 나뉜 재실, 기기, 조명 스케줄은 Table 4.8과 같다.

다. 건물 설비 제어 조건

모델 사무소 건물의 환기방식은 기계식 환기를 채택하고 있으며, 냉방 기간 중 실내의 설정온도는 25°C로 하였다. 주중과 주말의 근무시간에 따른 공조시간 스케줄을 입력하여 공조기간을 설정하였다. Table 4.8은 모델 건물의 운전 스케줄을 나타낸 것이다.

Table 4.8 Available schedule of model building

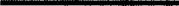
| Division | Weekdays | Saturday | Sunday |
|----------------|---|---|--|
| Room condition |  |  |  |
| Equipment |  |  |  |
| Lighting |  |  |  |

Fig. 4.9는 시뮬레이션 모델 건물과 통기구조 내의 기류 네트워크를 개념적으로 표현한 것이다.

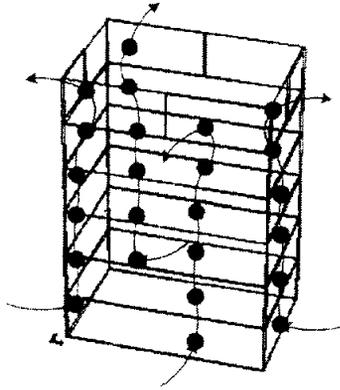


Fig. 4.9 Simulation model building and airflow network of air vent wall

(3) 도입 외기량에 따른 에너지 소비 특성 해석 결과

Fig. 4.10은 외기 도입량에 따른 비통기 시스템과 통기 시스템의 에너지 소비 저감율을 나타내는 것으로 외기 도입량이 0.27 ACH~2.8 ACH로 5단계 증가시킬 경우, 에너지 소비 저감율은 24%로부터 5.5%까지 낮아지는 것으로 나타났다.

도입 외기량에 따른 에너지 소비 특성을 시뮬레이션 한 결과 냉방 에너지 소비량은 외기 도입량이 증가할수록 전체적으로 에너지 소비는 증가하고, 동시에 통기 시스템의 적용에 따른 에너지 소비 저감율은 감소하는 것으로 나타났다. 이것은 외기 도입이 증가할수록 벽체가 실내 에너지 소비에 미치는 영향도가 낮아지기 때문인 것으로 판단된다.

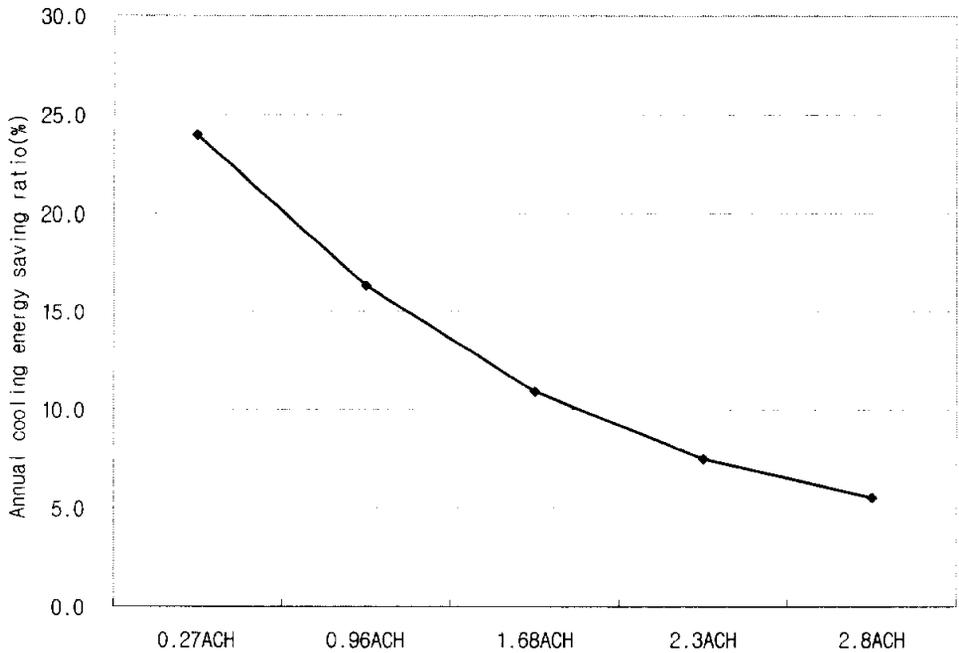


Fig. 4.10 The saving cooling energy according to outdoor air

따라서 건물 구조체를 통한 냉방부하, 내부 발열부하, 장치의 운전조건 등은 비교적 일정한 수준을 유지하고 있지만, 외기 도입량에 따라 연간 냉방 에너지 소비량의 차이가 발생하며, 실제 건물에서의 필요 환기량을 2.3 ACH 내외로 가정할 경우, 통기 시스템의 적용에 따른 연간 냉방 에너지 소비 저감율은 7% 이상 가능한 것으로 나타났다.

4.4.4 통기 시스템의 적용 면적에 따른 에너지 저감 효과

일반 사무소 건물의 창 면적과 벽체의 면적 비율은 건물의 용도와 설계 조건에 따라 차이가 발생하며, 일반적으로 30%~40%의 창 면적비를 지닌다. 따라

서, 건물에서 통기 시스템을 적용할 수 있는 면적은 건물의 전체 벽체 면적의 60%~70% 정도이다. 그리고, 방송국, 백화점, 냉동창고, 공장 등의 건물에서는 거의 모든 벽체에 통기 시스템을 적용할 수 있다.

본 절에서는 커튼월로 시공된 사무소 건물을 대상으로 통기 시스템의 적용 면적을 창 면적비를 기준으로 하여 0%(무창건물), 20%, 40%, 50%로 변화시킬 경우, 통기 시스템의 적용 면적에 따른 에너지 저감 효과를 시뮬레이션 하였다.

(1) 모델 건물 입력조건

환기방식은 기계식 환기방식으로 작업효율을 고려하여 사무공간에서 필요로 하는 적정 외기도입량은 2.32 ACH를 적용하였으며, 냉방기간 동안 실내 설정 온도는 25℃로 하였다.

※ 모델 사무소 건물의 창 면적비

- ① Case I-1 : 일반구조 (창 면적비 0%)
- ② Case I-2 : 통기구조 (창 면적비 0%)
- ③ Case II-1 : 일반구조 (창 면적비 20%)
- ④ Case II-2 : 통기구조 (창 면적비 20%)
- ⑤ Case III-1 : 일반구조 (창 면적비 40%)
- ⑥ Case III-2 : 통기구조 (창 면적비 40%)
- ⑦ Case IV-1 : 일반구조 (창 면적비 50%)
- ⑧ Case IV-2 : 통기구조 (창 면적비 50%)

(2) 통기 시스템의 적용 면적에 따른 에너지 성능 평가

Fig. 4.11은 사무소 건물 모델에서 창 면적비에 따른 연간 냉방 에너지 소비량을 분석한 결과로서 창 면적비가 증가할수록 건물에서 사용되는 연간 냉방 에너지는 점차로 증가하는 것으로 나타났고, 창 면적이 커질수록 즉, 벽체에서 통기 시스템의 적용면적이 감소할수록 통기구조에 따른 에너지 저감 효과는 낮아지는 것으로 나타났다.

창 면적비로 볼 때, 연간 냉방 에너지 저감율은 무창 건물인 Case I(창 면적비 0%)이 약 7% 내외의 에너지 소비 저감율을 보였으며, Case II(창 면적비 20%)가 4.2%, Case III(창 면적비 40%)이 2.7%, Case IV(창 면적비 50%)가 2.0%의 에너지 소비 저감율을 보였다.

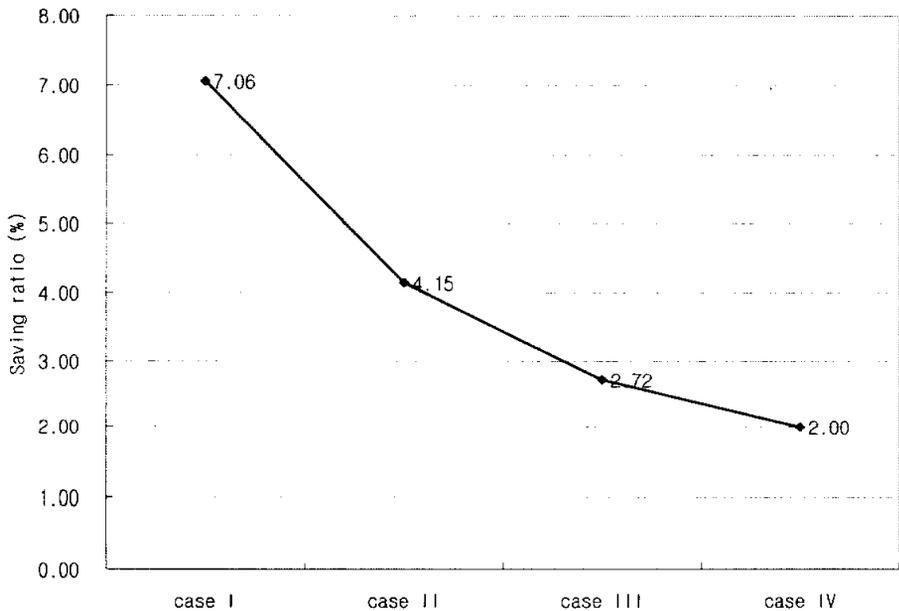


Fig. 4.11 The efficiency of saving energy of building applied air vent wall

4.5 결 언

본 장에서는 건물의 다양한 변수조건에 대해 통합적 해석이 가능한 ESP-r 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 커튼월로 시공된 사무소 건물을 대상으로 현행 일반구조와 본 연구에서 제안한 통기 시스템을 적용할 경우에 대해 건물의 연간 냉방 에너지 소비량 변화와 냉방 에너지 소비 저감효과를 분석한 결과, 통기 시스템이 비통기 시스템인 커튼월 구조에 비교하여 상당히 에너지 절약적인 시스템임을 확인하였다.

본 장에서 얻은 구체적인 결론은 다음과 같다.

1) 통기층을 가지는 벽체에 관한 시뮬레이션의 결과, 연간 에너지 총 소비량에 있어서 일반구조에 비하여 통기구조를 적용할 경우 약 7%정도의 냉방 에너지가 감소하는 것으로 나타났으며, 연간 최대 냉방부하에 있어서 일반구조에 비하여 통기구조를 적용할 경우 벽체 부분에서의 피크부하 약 30%를 저감할 수 있는 것으로 나타났다.

2) 최대 냉방부하 발생시점에서의 수치해석 결과 최대 냉방부하가 발생한 날의 부하특성과 전력사용량에 있어서 일반구조에 비해 통기구조를 적용할 경우 약 40%의 저감효과가 있는 것으로 나타났다.

3) 수치해석 프로그램에 의한 통기구조와 일반구조의 벽체에 관한 온도분포

를 계산한 결과 일반구조의 벽체 내의 온도에 비하여 통기구조를 적용한 벽체 내의 온도가 약 12℃ 낮은 것으로 나타나 냉방부하 저감에 기여하는 것으로 판단된다.

4) 동일한 건물구조와 부하조건에서 커튼월로 시공된 사무소 건물 모델에 통기시스템을 적용할 경우, 창 면적비에 따라 최대 2%~7%까지 연간 냉난방 에너지 저감효과를 얻을 수 있는 것으로 나타났다.

제 5 장 시뮬레이션에 의한 실내 온열환경 평가

5.1 온열환경 평가의 목적

인간은 쾌적한 열환경을 만들기 위해 꾸준히 노력을 해 왔으며 오늘날까지 건축에 반영되어 왔다. 그러나 실내 온열환경에 대한 최근의 연구결과에 의하면 실내의 불균등 복사로 인한 재실자의 불쾌감이 상당히 크게 나타나는 것으로 밝혀졌다. 따라서, 실내를 열적으로 쾌적하게 만들기 위한 노력은 건축 계획의 단계에 가장 중요하게 고려하여야 할 요소 중의 하나가 되었다.[45]

통기 시스템은 건축 계획 단계의 고려 대상인 벽체로부터의 불균등 복사를 저감시켜 실내 온열환경을 개선할 수 있는 시스템으로서 본 연구에서는 통기 시스템을 적용한 모델 건물을 대상으로 온열환경 평가를 함으로써 이 구조가 실내 온열환경 개선에 미치는 영향을 정량적으로 파악하고자 하였다.[51]

5.2 온열환경 평가의 지표

5.2.1 온열쾌적감(thermal comfort)

온열쾌적감이 무엇인가라는 것에 정확하게 답하기는 어려운데, ISO-7730[19] 및 ASHRAE St. 55-81[20]에는 다음과 같이 “온열쾌적감”에 관하여 정의되어 있다.

“That condition of mind which expresses satisfaction with the thermal environment”: ISO-7730

“Thermal comfort is defined as that condition of mind which expresses satisfaction with the thermal environment”: ASHRAE St.55-81

온열쾌적감의 개념인 “열 환경에 대하여 만족을 표시하는 마음의 상태”라는 것에 대해서는 대부분의 사람들이 이해를 하지만, 개념을 물리적인 변수로 변환하여 나타내기는 어려운 점이 있다. 이는 심리적 쾌적 상태를 나타내야 하기 때문이다. Fig. 5.1의 실내의 사람은 서로 다른 온열환경 상태에 있지만 열적으로는 쾌적한 상태에 있는 것으로 표현된다. 이와 같은 사실로부터 온열쾌적감은 온도와 같은 하나의 요소로 정해지는 것이 아니라 여러 가지 온열요소의 문제라는 사실이다. 실제로 온열쾌적감을 평가하는 지표(PMV, SET*)에서

고려하는 온열요소는 공기온도, 방사온도, 기류, 습도, 착의량, 대사량 등 6가지를 고려한다. 즉 착의량과 대사량은 인간 측의 요소이며, 나머지 4요소는 환경 조건이다. 또한 공기의 청정도, 조명, 소음 등의 기타 요소도 온열쾌적감을 평가 할 때 함께 고려되어야 할 요소로서 더 많은 연구를 필요로 한다.

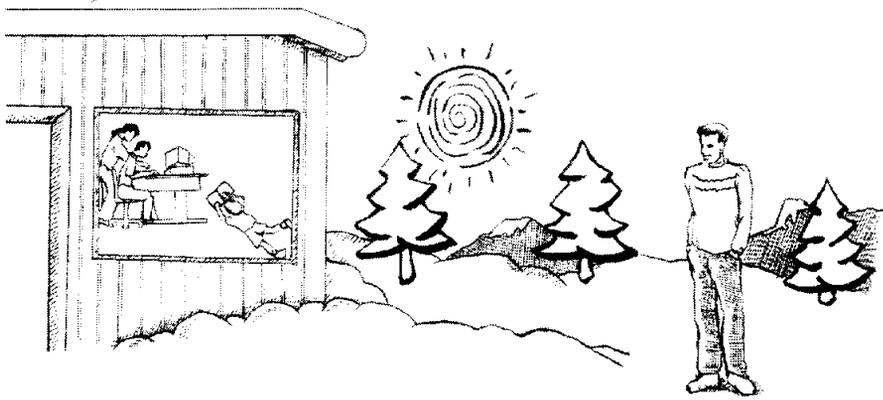


Fig. 5.1 Concept of thermal comfort

5.2.2 쾌적 범위(comfort zone)

실내온열환경 설계는 거주자의 인체측 온열요소(작업활동 및 착의)를 고려한 상태에서 환경측의 온열요소(온도, 습도, 기류, 방사)를 조절하는 것이다. 환경측 온열요소의 조정 수단으로서는 공기조화설비, 통풍, 건물자체의 환경조절능력의 촉진 등을 들 수 있다. 그러므로 거주자에게 쾌적한 온열환경을 제공하기 위해서는 기온을 중심으로 온열환경요소를 예측하는 것이 중요하다.

“쾌적”이라는 것은 “불쾌”를 느끼지 않으며 열스트레스가 없는 상태라고 말할 수 있으며, 생리 및 물리학적으로 고려하면 인체 열평형 방정식에서 열부하

가 없는 상태를 말한다. 인체 열평형을 이용한 쾌적 방정식을 풀면 인간측 2요소와 환경측 4요소의 총 6가지 온열요소의 조합으로 쾌적 조건이 구해진다. 그러나 대부분의 사람이 쾌적하다고 생각하는 조건에서도 “추워서 불쾌”하다고 말하는 사람으로부터 “더워서 불쾌”를 호소하는 사람이 있는 것은 모든 사람이 만족할 수 있는 쾌적 조건은 존재하지 않는다는 것을 알 수 있다. 이것은 생리 기능, 선호도, 체질 등 개인차가 존재하기 때문이다. 결국, 쾌적 방정식에서 얻어진 이상적인 온열환경조건에서도 불만족을 호소하는 사람은 존재하는데, 예를 들면 예상온냉감신고(PMV : Predicted Mean Vote) = 0일 때 예상불만족율(PPD : Predicted Percent Dissatisfaction)은 최소가 되지만, 이때는 0%가 아니라 5%이다. 표준신유효온도 (SET* : Standard Effective Temperature)의 경우에도 최소 불만족율은 약 7%이다. [41]

인간은 쾌적 조건으로부터 다소 이탈되거나 다소의 열 스트레스가 있어도 그것에 대처할 수 있는 능력도 가지고 있으며, 의복의 증감에 의해서도 열평형을 유지하는 것이 가능하다. 그러므로 쾌적 조건은 하나의 점으로서가 아니라 어떤 불만족율을 설정해서 폭을 가지는 범위(쾌적 범위)로서 취급하는 것이 타당하다고 할 수 있으며, ISO에서는 $-0.5 < PMV < +0.5$ 일 때 PPD=10%가 되는 범위를 쾌적 범위로 하고 있다. SET*의 경우 불만족율 10%에 해당하는 쾌적 범위는 Fig.5.2에서 보는 바와 같이 SET* 23.2~24.5℃의 범위에 해당하지만, ASHRAE에서는 불만족율 20%이하의 상태, 만족율 80%에 해당되는 범위를 쾌적범위로 정의하고 있다. [22]

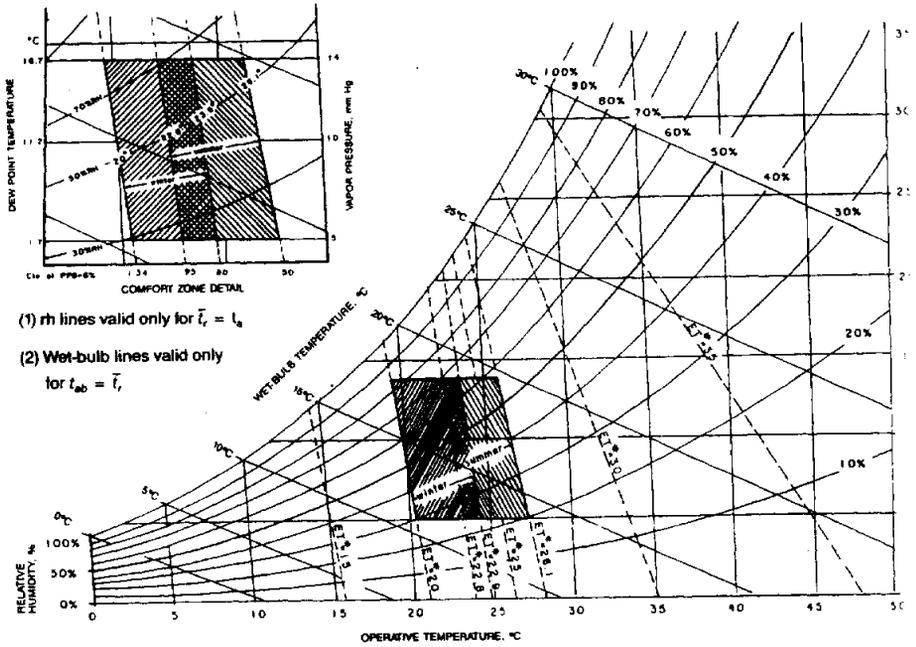


Fig. 5.2 SET* and comfort zone

5.2.3 예상온냉감신고 (PMV : Predicted Mean Vote)

온열환경 6요소의 복합효과를 평가하기 위해 Fanger(1970)는 피험자를 사용한 실험과 인체 열평형식을 결합하여, 온열각을 정량화한 수치로 나타내는 PMV를 예측하는 식을 제안하였다.[40] PMV이론은 Fig. 5.3의 개념도에서 보는 것처럼 온열환경의 6요소를 대입하면 그 조건에서 따뜻하거나 혹은 춥다고 느끼는 것을 수치로 정량화한 것으로 인체의 열 부하 L에 근거하여 산출된다.

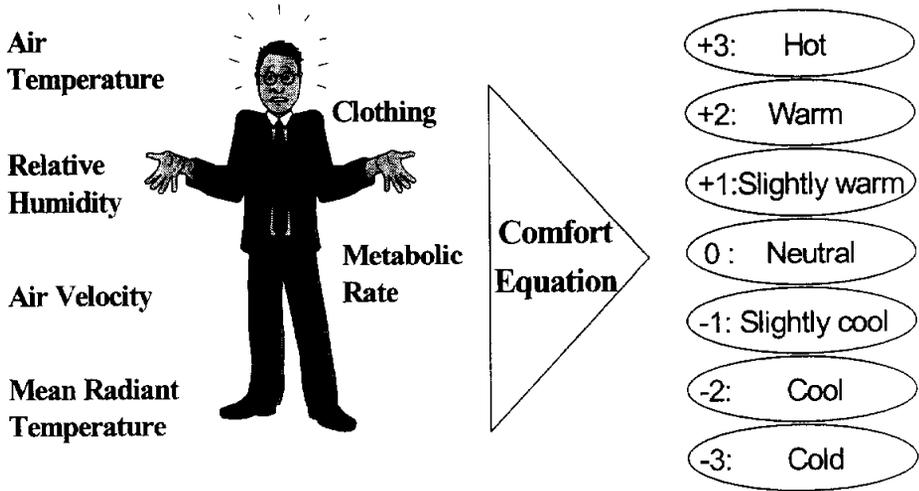


Fig. 5.3 Concept of PMV

인체의 열 부하란 열적 중립 상태에서부터 가상의 편차를 열량으로 나타낸 것이다. 실제 인체는 생리학적으로 피부온도와 증발열 손실량을 조정하여 열평형을 유지하므로 인체의 열평형식으로 부터 인체의 열부하가 산출된다. Fanger는 인체의 열부하 L이 변화하면 온냉감 신고 Y가 변화한다고 생각하여 인체열부하와 온냉감 신고치의 관계를 나타내는 미분방정식을 작성하였다. 여기서 온냉감 신고치가 중립(Y = 0)일 때 열부하(L)는 0이라는 초기조건을 대입하여 구해진 Y를 PMV라고 하였다.

$$\frac{\delta Y}{\delta L} = 0.303e^{-0.036M} + 0.028 \dots \dots \dots (5.1)$$

$$PMV = (0.303e^{-0.036M} + 0.028) (M - W - E_{sk} - E_{res} - C_{res} - R - C) \dots \dots \dots (5.2)$$

M : rate of metabolic energy production [W/m²]

E_{sk} : rate of total evaporative heat loss from the skin [W/m^2]

E_{res} : rate of evaporative heat loss from respiration [W/m^2]

C_{res} : rate of convective heat loss from respiration [W/m^2]

R : radiation heat loss [W/m^2]

C : convection heat loss [W/m^2]

Table 5.1 Scales PMV

| PMV | English | Korean |
|-----|---------------|---------|
| +3 | hot | 덥다 |
| +2 | warm | 따뜻하다 |
| +1 | slightly warm | 약간 따뜻하다 |
| 0 | neutral | 중립 |
| -1 | slightly cool | 약간 서늘하다 |
| -2 | cool | 서늘하다 |
| -3 | cold | 춥다 |

Table 5.1은 PMV 스케일을 영어 및 한국어로서 표현한 것으로 본 연구에서 설문지에 사용된 표현이다. 그러나 한국어 표현의 경우 영어와의 어감차이로 인하여 아직 완전히 정립이 되어 있지 않은 실정이지만, 실험을 통해 피험자가 전신온냉감 및 쾌불쾌감을 표현하기에는 어느 정도의 타당성은 있다고 생각된다.

PMV는 재실자 다수의 평균적인 온냉감을 표시한 것이라는 사실을 유의해야 하는데, PMV = 0가 되는 환경조건에서도 온열적으로 만족을 나타내지 않는 사람이 있다. Fanger는 피험자 실험을 통해 온냉감 -1, 0, +1 이외의 값을 신고한 사람의 비율을 불만족율(PPD)로 하여 PMV와 관련된 식을 유도했으며,

PMV 값에 따른 채실자의 PPD를 아래의 식으로 계산하였다.

$$PPD = 100 - 95 \exp[-(0.03353PMV^4 + 0.2179PMV^2)] \dots\dots\dots(5.3)$$

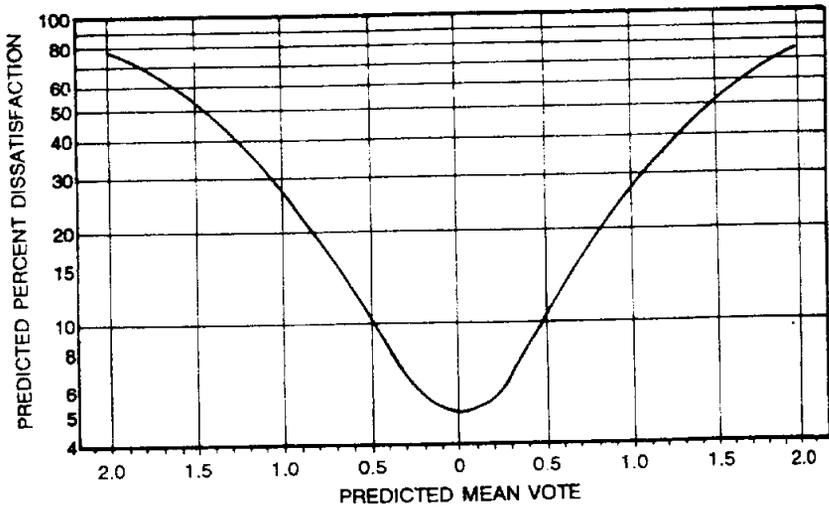


Fig. 5.4 The relation between PMV and PPD and comfort zone

ISO-7730에서는 Fig. 5.4에서 나타난 것처럼 PMV, PPD의 값으로서 $-0.5 < PMV < +0.5$, $PPD < 10\%$ 를 권장하고 있지만, $PMV = 0$ 에서도 5%의 불만족자가 있음을 예측할 수 있다. PMV는 다른 온열지표와 달리 직접 감각량을 표시하기 쉬우며, 또한 PPD에 의해 불만족율도 간단하게 예측할 수 있기 때문에 광범위하게 사용되는 온열환경 지표이다.

5.2.4 표준신유효온도 (SET* : Standard Effective Temperature)

Gagge등에 의해 1971년에 발표된 이론에 근거한 체감온도가 ET*[17]이며, 온열환경의 주 요인인 공기온도, 방사온도, 기류, 습도, 착의량, 대사량의 6요소를 변수로써 포함한다. 그리고 인체의 젖음율을 산출하기 위해 인체를 심부(core)와 외피부(shell)로 분할한 생리학적 제어모델(2 node model)을 사용하여 계산하는 수가 많다. ET*는 임의 착의량, 대사량에 대해 정의되며, 표준신유효온도(SET*)[16]는 미국공조학회(ASHRAE)에서 표준적 체감온도로 채용되어져 있다. SET*는 다음과 같은 과정을 거쳐 유도되게 된다.

기온(t_a), 평균방사온도(t_r), 상대습도(rh), 풍속(v)의 실제환경에서 어떤 대사량(M)과 착의량(I)을 가진 사람이 피부표면으로부터 열을 방산(Q) 하여 평균피부온도($\overline{t_{sk}}$), 피부젖은면적을(w)의 상태로 있을 때, 이 사람을 $t_{a \cdot s}$, $t_{r \cdot s}$, rh_s , v_s , M_s , I_s 등의 제량(諸量)이 규정된 표준환경으로 이동·체재하도록 한 후 온열감각·열 교환량이 실제환경과 동일하게 유지되는 기온($t_{a \cdot s}$)을 체감온도지표로 정의하는 것이 일반적인 방법이다. 표준환경은 주위 벽면온도가 기온과 동일한 등온환경 즉 $t_{r \cdot s} = t_{a \cdot s}$ 로 한다.

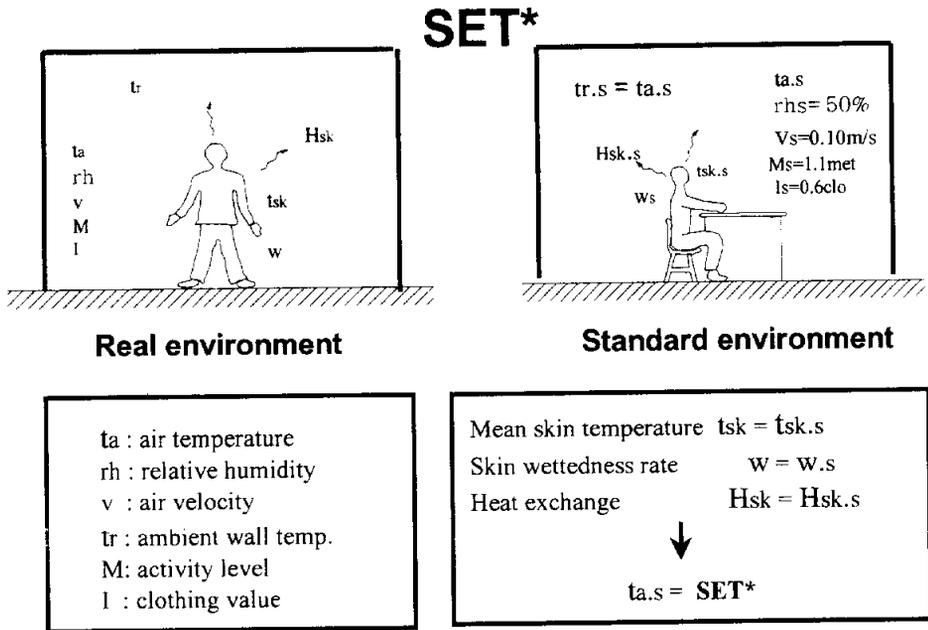


Fig. 5.5 Concept of SET*

즉 $rh_s = 50\%$, $v_s = v$, $M_s = M$, $I_s = I$ 일 때 $ET^* = t_a \cdot s$ 이며, 온열감각·열교환량이 실제환경과 같다고 말하는 것은 표준환경의 평균피부온도($\overline{t_{sk}} \cdot s$), 피부젖음 면적을(w_s), 및 인체(피부표면)와 환경의 열교환량(Q)이 실제환경의 제량과 동일한 것을 의미한다.

따라서 생리·물리학적으로는 $Q_s = Q$, $t_{sk} \cdot s = t_{sk}$, $w_s = s$ 와 같은 상태인 것이다. ASHRAE에서는 공조되고 있는 일반적인 사무실을 온열환경의 전형적인 대상으로 하여 $rh_s = 50\%$, $v_s = 0.1 \sim 0.15 m/s$, $t_{r.s} = t_{a.s}$, $M_s = 1.1 met$, $I_s = 0.6 clo$ 의 상태가 ASHRAE의 표준환경이라고 말한다. 실제 대상 환경의 기온, 평균방사온도, 상대습도, 풍속, 대사량, 착의량을 임의 변량으로 한 경우의

ASHRAE 표준환경의 기온을 표준신유효온도(SET*)라고 부른다. 결국 표준신유효온도는 임의 온열환경을 ASHRAE 표준환경의 기온으로 변경하여 평가하는 체감온도라고 할 수 있다.

또한, 발한(發汗)에 의한 증발열손실을 고려하고 있으므로 쾌적범위를 포함한 더운 환경, 추운 환경의 평가에도 적용할 수 있다. 쾌적에 가까운 범위에서는 SET*와 PMV의 사이에는 큰 차이가 없지만 발한을 동반하는 더운 환경의 평가에는 SET*의 쪽이 뛰어나다. ET* 및 SET*는 Gagge에 의해 제안 발표되어 ASHRAE에서 표준적 체감온도로서 채용되었으며 현재 PMV와 더불어 널리 사용되고 있는 온열환경지표이다.

5.3 기초방정식과 이론

5.3.1 인체의 열평형

인간은 작업활동에 따라 체내에서 열을 생산함과 동시에 열을 환경으로 방산하게 되는데, 인체로부터 환경으로의 열방산은 피부표면·의복 및 호흡을 통해 이루어지게 된다. 인체에서 열생산과 열방산의 평형에 따라 덥다·춥다 혹은 쾌불쾌의 온열감각이 발생한다. 이와 같이 환경과 인체 사이의 열평형은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$L = M - Q - Q' \dots\dots\dots(5.4)$$

여기서, M: 작업활동에 의한 인체 열생산량 [W/m²]

Q : 피부면·의복을 통한 인체로부터의 열방산량 [W/m²]

Q': 호흡에 의해 인체로부터 환경으로의 열방산량 [W/m²]

L: 인체의 열부하량 [W/m²]

이와 같은 열량은 인체의 단위체표면적당의 양(W/m²)으로 나타나게 되는데, 미국인 및 유럽인(DuBois, 1916)에 대한 체표면적 추정식 식 (5.5)과 일본인 (Takahira, 1981)[22]에 대한 체표면적 추정식 식 (5.6)은 아래와 같다.[23]

$$A_D = 0.202 \cdot m^{0.425} \cdot H^{0.725} \dots\dots\dots(5.5)$$

$$A_D = 0.204 \cdot m^{0.425} \cdot H^{0.725} \dots\dots\dots(5.6)$$

여기서, A_D : 체표면적 [m²], m : 중량 [kg], H : 신장 [m]

본 논문에서는 미국이나 유럽인에 비해 일본인에 대한 체표면적 추정식이 한국인에게 타당할 것으로 생각되어, 수정된 Takahira(高比良)의 식(5.7)을 사용하였다.

$$A_D = 72.46 \cdot m^{0.425} \cdot H^{0.725} \dots\dots\dots(5.7)$$

여기서, A_D : 체표면적[cm²], H : 신장 [cm]

피부면으로부터의 주위 환경으로 열방산량은 대류열방산(C), 방사열방산(R), 증발열방산(E)으로 나누어지며 Fig. 5.6에 개념도를 나타냈다.

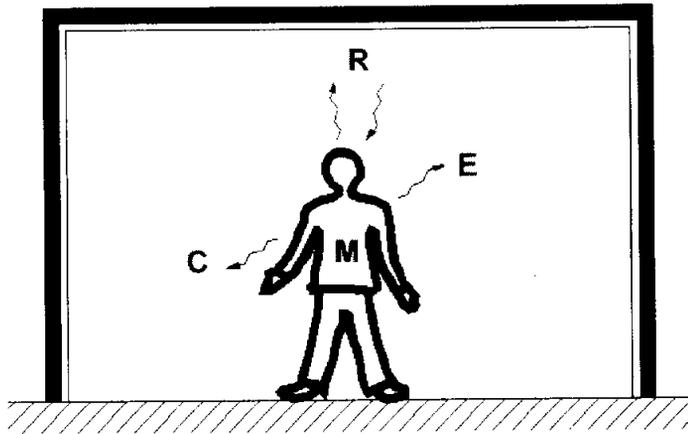


Fig. 5.6 Heat exchange between human and environment

대류열방산은 인체주변의 공기 움직임에 따라 열교환이 이루어지고, 방사열방산은 인체표면과 주위의 벽·바닥·천장·창·가구 등의 물체표면과의 사이에서 전자파의 형태로 열교환된다. 대류와 방사를 포함하여 현열손실이라고 말하며, 증발열방산은 피부면으로부터 수분 증발에 의한 잠열손실이다. 잠열손실은 체온조절기능에 의한 인체 특유의 열방산이며, 무덥고 습한 기후에서는

특히 중요한 역할을 담당하게 된다. 호흡에 의한 열방산량은 대류와 증발로 나누어지며, 전체 방산량 중에서 약 10%정도이지만, 기온이 높아짐에 따라 그 역할은 줄어든다.

열부하량(L)이 $L > 0$ 이 될수록 인체내의 축열량은 증가하여 무더움으로 인한 불쾌감을 느끼게 된다. 역으로 $L < 0$ 이 되면 인체로부터 방산이 촉진되어 서늘함으로 인한 불쾌감을 느끼게 된다. L이 0에 가까울수록 쾌적하게 된다.

의복은 사람과 환경 사이의 열교환에 있어서 열저항의 역할을 하지만, 실제 의류단품 혹은 복장 전체에 동일한 열저항을 가지며, 머리에서 발등까지 균등하게 전신을 싸고 있는 가상의 의류를 의미한다.

5.3.2 인체의 열손실

(1) 피부를 통한 현열 교환

착의한 신체의 바깥면에서 대류(C) 및 방사(R)의 열 손실은 열전달 계수 및 온도차로서 표현될 수 있다.

$$C = f_{cl} \cdot h_c \cdot (t_{cl} - t_a) \dots \dots \dots (5.8)$$

$$R = f_{cl} \cdot h_r \cdot (t_{cl} - t_r) \dots \dots \dots (5.9)$$

여기서, h_c : 대류열전달 계수 [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

h_r : 선형방사열전달 계수 [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

| | |
|-------------------|------|
| f_{cl} : 의복 면적비 | [-] |
| t_a : 공기온도 | [°C] |
| t_r : 평균방사온도 | [°C] |
| t_{cl} : 착의표면온도 | [°C] |

대류열전달 계수(h_c) 및 선형방사열전달 계수(h_r)는 착의 표면에서 평가된 것이다. 식 (5.8), (5.9)는 전현열교환을 나타내며, 작용온도($t_o = \frac{t_a \cdot h_c + t_r \cdot h_r}{h_c + h_r}$)와 총괄 열전달 계수($h = h_c + h_r$)를 사용하여 정리하면 다음과 같다.

$$(C+R) = f_{cl} \cdot h \cdot (t_{cl} - t_o) \dots\dots\dots(5.10)$$

의복을 통한 현열의 전달에는 전도, 대류, 방사가 관련되므로 열저항값(R_{cl})으로 정의하면 다음과 같다.

$$(C+R) = (t_{sk} - t_{cl}) / R_{cl} \dots\dots\dots(5.11)$$

식(5.10) 및 작용온도(t_o)를 조합하여 착의표면온도항(t_{cl})을 제거하면 다음과 같다.

$$(C+R) = (t_{sk} - t_o) / (R_{cl} + 1 / (f_{cl} \cdot h)) \dots\dots\dots(5.12)$$

(2) 피부를 통한 증발열 손실

피부로부터 증발열 손실(E_{sk})은 수증기압 차, 피부에서의 수분량에 따라 좌우된다.

$$E_{sk} = w \cdot (p_{sk,s} - p_a) / [R_{e,cl} + 1 / (f_{cl} \cdot h_e)] \dots \dots \dots (5.13)$$

여기서, p_a : 주위환경의 수증기압 [kPa]

$p_{sk,s}$: 피부에서 수증기압, 일반적으로 피부온도(t_{sk})에서 포화수증기압으로 가정 [kPa]

$R_{e,cl}$: 착의 표면의 증발열전달 저항 [$m^2 \cdot kPa/W$]

h_e : 착의 표면의 대류증발열전달 저항 [$W/m^2 \cdot kPa$]

w : 피부젖음비 [-]

f_{cl} : 의복 면적비 [-]

증발열손실은 피부젖음(skin wettedness)을 통해 결정된다. 최대 증발 포텐셜(E_{max})은 피부표면이 완전히 젖을 때 즉 $w = 1.0$ 일 때 발생한다. 피부로부터 증발열 손실은 체온조절발한(E_{rsw}) 및 피부를 통한 수증기의 자연적인 확산(E_{diff})의 합이다.

$$E_{sk} = E_{rsw} + E_{diff} \dots \dots \dots (5.14)$$

체온조절발한을 통한 증발열손실은 직접적으로 체온조절을 위해 발생하는 발한에 비례한다.

$$E_{rsw} = \dot{m}_{rsw} \cdot h_{fg} \dots \dots \dots (5.15)$$

여기서

h_{fg} : 물의 증발열 [=2430 kJ/kg(580kcal/kg), at 30°C]

\dot{m}_{rsw} : 발한량 [kg/s · m²]

체온조절발한을 증발시키기 위해 젖어있어야 하는 신체의 비율은 다음과 같이 정의된다.

$$w_{rsw} = E_{rsw}/E_{max} \dots \dots \dots (5.16)$$

체온조절발한이 없는 경우, 확산을 통한 피부 젖음율은 보통의 조건하에서 약 0.06이지만, E_{max} 가 상당히 큰 값이거나 또는 저습에 상당히 오래 노출된 경우, 피부 젖음은 거의 0.02까지 떨어진다. 왜냐하면 바깥피부층의 탈수로 인하여 피부의 확산 성질이 변화되기 때문이다. 조절발한이 있는 경우, 피부가 땀으로 완전히 젖지 않은 상태($1-w_{rsw}$)에 0.06¹⁾의 값을 적용하며, 확산을 통한 증발열 손실은 식(5.17)과 같다.

$$E_{diff} = (1 - w_{rsw}) \cdot 0.06 \cdot E_{max} \dots \dots \dots (5.17)$$

최대증발포텐셜(E_{max}) 및 발한(E_{rsw})을 고려하면 피부젖음율은 다음과 같다.

1) 온열감각이 증립일 때 평균피부 온도는 34°C 전후이다. 피부젖음율은 인체의 전체 표면에 대하여 땀 또는 수분으로 젖어 있는 체표면적의 비율을 나타내는 가상의 생리학적 지표이다. 완전히 땀이 없는 불감증설만의 경우 최소값 $w=0.06$ 이 된다.

$$w = w_{rsw} + (1 - w_{rsw}) = 0.06 + 0.94 \cdot E_{rsw} / E_{max} \dots\dots\dots(5.18)$$

피부젖음율이 결정되면, 피부에서 증발열 손실은 식 (5.13)으로부터 계산되거나 또는 다음과 같다.

$$E_{sk} = w \cdot E_{max} \dots\dots\dots(5.19)$$

식 (5.13)에서 알 수 있듯이 신체로부터 증발열 손실은 피부젖음율에 의존하지만 결국 발한량을 조절하여 열 손실을 조절한다. 피부젖음율은 상한값(=1.0) 이상의 값은 유효하지 않은데, 땀이 증발하지 않아 $E_{sk} = E_{max}$ 로 되기 때문이다.

피부젖음율은 더위불쾌감(warm discomfort)과 강한 상관관계가 있고, 열스트레스(thermal stress)에 대한 좋은 척도이다. 이론적으로 피부젖음율은 신체가 체온조절을 유지하는 동안 1.0에 접근할 수 있지만, 실질적으로 0.8을 초과하기 어려운데, Azer는 건강한 사람에 대한 상한값이 0.5 라고 하였다.

(3)호흡을 통한 열손실

호흡하는 동안, 인체는 증발 및 대류에 의해 현·잠열을 잃는다 상당한 양의 방산열이 호흡과 관련이 있는데, 공기는 주위 환경상태의 조건에서 흡입되어 신체의 심부온도(t_{cr})보다 다소 낮은 온도에서 거의 포화된 상태로 배출되기 때문이다. 호흡과 관련된 현열(C_{res}) 및 잠열 손실(E_{res})은 다음과 같다.

$$C_{res} = \dot{m}_{res} \cdot C_{pa} \cdot (t_{ex} - t_a) / A_D \dots\dots\dots(5.20)$$

$$E_{res} = \dot{m}_{res} \cdot h_{fg} \cdot (W_{ex} - W_a) / A_D \dots\dots\dots(5.21)$$

$$C_{res} + E_{res} = [0.0014 \cdot M \cdot (34 - t_a) + 0.0173 \cdot M \cdot (5.87 - P_a)] A_D$$

여기서, \dot{m}_{res} : 폐환기량 [kg/s]

W_{ex}, t_{ex} : 배출되는 공기의 절대습도[-] 및 온도 [°C]

W_a, t_a : 흡입되는 공기의 절대습도[-] 및 온도 [°C]

c_{pa} : 공기의 비열 [kJ/kg · °C]

h_{fg} : 물의 증발열 [kJ/kg]

Fanger는 폐환기량 및 호흡공기의 상태를 추측하기 위해 아래의 식을 제시하였다.

$$\dot{m}_{res} = K_{res} \cdot M \dots \dots \dots (5.22)$$

$$t_{ex} = 32.6 + 0.066 \cdot t_a + 32 \cdot W_a \dots \dots \dots (5.23)$$

$$W_{ex} - W_a = 0.0277 + 0.000065 \cdot t_a - 0.80 \cdot W_a \dots \dots \dots (5.24)$$

여기서, K_{res} : 비례상수 [0.00516 kg · m²/kJ or 0.30 kg/h · met]

M: 대사량 [W/m²]

5.3.3 체온

(1) 체온

Table 5.2는 안정시 인체 각 부위에서 생산되는 열량을 나타낸다. 총 열생산의 70% 이상이 뇌 및 신체내의 여러 장기(신장, 심장, 폐, 내장 등)에서 발생되며, 체중의 90% 이상을 차지하는 근육, 피부 및 기타조직에서 생산되는 열량은 전체의 30% 미만이다. 그러므로 인체는 대부분의 열생산이 일어나는 심부(core)와 외피부(shell)로 나누어진다.[24]

Table 5.2 Heat production in rest state[25]

| organ | Wt(%BW) | Heat Production | |
|------------------|------------------|-----------------------|------|
| | | (kcal/h) (% of total) | |
| Brain | 2.1 | 12.5 | 16 |
| Kidneys | 0.45 | 6.0 | 7.7 |
| Heart | 0.45 | 8.4 | 10.7 |
| Lungs | 0.9 | 3.4 | 4.4 |
| Splanchnic organ | 3.8 | 26.2 | 33.6 |
| | sum: <u>7.7</u> | sum: <u>72.4</u> | |
| Skin | 7.8 | 1.5 | 1.9 |
| Muscle | 41.5 | 12.2 | 15.7 |
| Others | 43.0 | 7.8 | 10.0 |
| | sum: <u>92.3</u> | sum: <u>27.6</u> | |
| Total | 100 | 78 | 100 |

Fig. 5.7은 안정할 때 체온분포를 나타내는 것이다. 더운 환경(좌측)과 추운 환경(우측)에 노출되었을 때의 등온선이다. 심부는 항상 약 37°C를 유지하는 반면 외피부는 부위 및 환경 온도에 따라 피부 온도가 달라진다. 즉 심부 온도는

거의 일정하게 유지되지만 외피부의 온도는 신체내외의 조건에 따라 변화는데, 평상시 피부표면 온도는 심부 온도에 비해 항상 낮으므로 심부에서 37℃로 데워진 동맥혈액이 온도가 낮은 외피부로 흘러와서는 열을 버린 후 찬 정맥혈액으로 되어 심부로 돌아가게 된다.

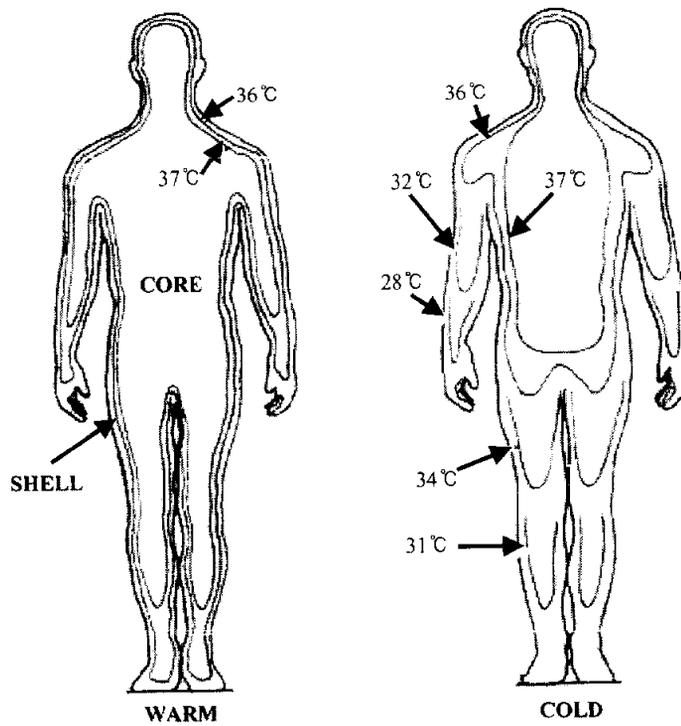


Fig. 5.7 Distribution of body temperature[25]

혈액의 이러한 작용 때문에 신체 내 여러 장기에서 생성된 열이 인체표면으로 이동되고 심부 온도는 항상 일정하게 유지된다. 따라서 여름철과 같이, 열평형을 위해 열방산량을 증가시켜야 할 필요가 있을 때는 말초조직으로의 혈액순

환이 증가한다. 이렇게 되면 심부로부터 외피부로 열이동이 증가하기 때문에 외피부 온도가 상승하고 주위환경과 열교환을 하게 된다. 즉 외피부의 온도는 환경 온도에 의해 직접적으로 결정되는 것이 아니라 말초 순환량에 의해 주로 결정되게 된다. 따라서 피부 온도는 혈액에 의해 심부로부터 피부로 운반되는 열량에 의해 주로 결정됨을 알 수 있다. 일반적으로 심부 온도는 신체의 몇 부분을 측정함으로써 측정할 수 있는데, 구강(oral), 직장(rectal), 식도(esophageal), 고막(tympanic membrane) 등의 온도는 심부 온도를 대표하는 부위로 사용된다. 그러나 이들 중 어느 부위도 심부 온도를 완전히 대표할 수는 없으므로 그 특성을 이해하고 사용해야 한다.

(2) 평균피부온도(Mean Skin Temperature, MST)

피부온도는 신체부위에 따라 다르므로 인체의 열평형을 논의할 때 평균피부 온도에 해당하는 값을 이용하여 인간과 주위환경 사이의 열교환량을 결정하는데 사용한다. 평균피부 온도는 여러 군데의 피부 온도를 측정한 후 그 부위의 중량비 및 면적비를 이용하여 산출하는데 이론적인 값이므로 보통 연속적인 측정을 통해 산출된다. 많은 연구자들이 제안한 평균피부 온도 측정 방법을 Table 5.3에 나타냈지만, 보통 신체의 많은 부위를 측정할수록 평균피부 온도는 정확하다.[26]

Table 5.3 Equations to estimate mean skin temperature
(quoted from Tanabe)

| Author | Equation of mean skin temperature |
|-----------------------|--|
| Burton | $\bar{t}_s = 0.5t_{sk}(\text{chest}) + 0.14t_{sk}(\text{arm}) + 0.36t_{sk}(\text{thigh})$ |
| Kurata | $\bar{t}_s = 0.043t_{sk}(\text{head}) + 0.055t_{sk}(\text{face}) + 0.081 * 2t_{sk}(\text{abdomen})$ $+ 0.166t_{sk}(\text{back}) + 0.082t_{sk}(\text{upper arm}) + 0.061t_{sk}(\text{fore arm})$ $+ 0.053t_{sk}(\text{hand}) + 0.172t_{sk}(\text{upper thigh})$ $+ 0.134t_{sk}(\text{lower thigh}) + 0.072t_{sk}(\text{foot})$ |
| Mitchell & Wyndham | $\bar{t}_s = 0.07t_{sk}(\text{face}) + 0.35/4t_{sk}(\text{chest}) + 0.35/4t_{sk}(\text{abdomen})$ $+ 0.7/4t_{sk}(\text{back}) + 0.14t_{sk}(\text{upper arm}) + 0.05t_{sk}(\text{hand})$ $- 0.19t_{sk}(\text{upper thighs}) - 0.13t_{sk}(\text{lower thighs}) + 0.07t_{sk}(\text{foot})$ |
| Nadel | $\bar{t}_s = 0.07t_{sk}(\text{face}) + 0.1t_{sk}(\text{chest}) + 0.09 * 3t_{sk}(\text{back})$ $+ 0.07 * 2t_{sk}(\text{arm}) + 0.11t_{sk}(\text{hand}) + 0.16t_{sk}(\text{thigh}) + 0.16t_{sk}(\text{foot})$ |
| Hardy & DuBois | $\bar{t}_s = t_{sk}(\text{for head}) \times 0.07 + t_{sk}(\text{for arm}) \times 0.14 + t_{sk}(\text{back of the hand}) \times 0.05$ $+ t_{sk}(\text{abdomen}) \times 0.35 + t_{sk}(\text{upper thighs}) \times 0.19 + t_{sk}(\text{lower thighs}) \times 0.13$ $+ t_{sk}(\text{foot}) \times 0.07$ |

* tsk: 피부표면온도 [°C]

Olesen은 다양한 자료에 근거하여 평균피부 온도를 추정하기 위한 식을 통계적으로 유도하였고, Fanger는 대사량의 함수로써 평균피부 온도를 구하는 식을 제시하였다. 즉 인체는 열적으로 중립을 유지하기 위해 주위공기의 온도가 저온일수록 활동량도 높게 된다.

$$\bar{t}_s = 35.7 - 0.0275(M - W) \dots \dots \dots (5.25)$$

\bar{t}_s : 평균피부온도 [°C]

Gagge는 평균피부온도를 추정하기 위하여 아래의 식을 제안하였다.

착의를 하지 않은 피험자의 경우:

$$\bar{t}_s = 24.85 + 0.332 \cdot t_o - 0.00165 \cdot t_o^2 \dots\dots\dots(5.26)$$

착의를 한 피험자의 경우(0.6 ~ 1.0 clo)

$$\bar{t}_s = 25.8 + 0.267 \cdot t_o \dots\dots\dots(5.27)$$

(3) 평균방사온도(Mean Radiant Temperature, MRT)

방사환경을 표현하기 위해 평균방사온도(MRT)의 개념이 사용된다. 평균방사온도란 불균일한 방사장(actual room)과 같이 각 면이 서로 다른 온도상태에서 재실자가 주위환경과 교환하는 방사열량(R)과 동일한 방사열량(R')을 교환하는 균일한 온도상태인 가상폐쇄공간(imaginary room)의 표면온도이다. 평균방사온도에서는 인체와 주위와의 형태계수가 고려되고 있으므로 인간이 실내의 어느 위치에 있는가에 따라서 평균방사온도는 달라지며, 또한 형태계수도 인간이 구체(球體)가 아니므로 방향에 따라서 틀린다. 종래 편리하게 사용하고 있는 각 벽면, 천정 등의 면적평균가중온도와는 다르다. 평균방사온도의 정의는 다음과 같다.

$$\bar{t}_r = \sqrt[4]{\sum F_{pi} (t_i + 273)^4} - 273 \dots\dots\dots(5.28)$$

여기서 \bar{t}_r : 평균방사온도 [°C]

t_i : 주위벽, 천정, 바닥면의 표면온도 [°C]

F_{pr} : 주위벽, 천정, 바닥면과 인체의 형태계수 [-]

방사의 불균일성 등을 표현하기 위해서 미소면 방사온도가 이용되는데, 미소면 방사온도는 1974년 영국의 McIntyre에 의해 제안되었고, 식 (5.29)에 정의를 나타냈으며, 미소면 방사온도의 벡터차 (Δt_{pr})로 방사의 불균일성 평가를 한다.

$$\overline{t_{pr}} = \sqrt[4]{\sum F_{ni}(t_i + 273)^4} - 273 \dots \dots \dots (5.29)$$

여기서 $\overline{t_{pr}}$: 미소면 방사온도 [°C]

F_{ni} : 주위벽, 천정, 바닥면 등과 미소면의 형태계수 [-]

식(5.28)에서 인체에 관한 형태계수는 실험에 의한 것으로, 계산식으로 표현되지 않기 때문에 컴퓨터 등을 이용하여 수치계산 할 때에는 불편하다. 미소입방체에 관해서는 6방향의 미소면 방사온도 및 대면 형태계수를 계산하거나 측정하여 평균방사온도를 산출하는 방법이 Olesen, 나카무라(中村)에 의해 제안되었으며 식 (5.30), (5.31)에 Olesen등에 의해 제안된 산출식을 나타냈다.[22]

서있는 경우:

$$\overline{t_r} = \frac{0.18(t_{pr,u} + t_{pr,d}) + 0.22(t_{pr,ri} + t_{pr,li}) + 0.30(t_{pr,f} + t_{pr,b})}{2(0.18 + 0.22 + 0.30)} \dots \dots \dots (5.30)$$

앉아있는 경우

$$\overline{t_r} = \frac{0.08(t_{pr,u} + t_{pr,d}) + 0.23(t_{pr,ri} + t_{pr,li}) + 0.35(t_{pr,f} + t_{pr,b})}{2(0.08 + 0.23 + 0.35)} \dots \dots \dots (5.31)$$

여기서 u: up d: down ri: right li: left f: front b: back

5.3.4 착의량과 대사량

(1) 착의량

의복상태의 단열성은 'clo'라고 하는 열저항을 나타내는 단위로 나타내진다. 온열환경지표의 계산 등에 이용되고 있는 clo치는 피부표면 온도에서 착의 외 표면까지의 열 저항값으로, 1clo값은 $0.155\text{m}^2\text{C}/\text{W}$ 의 열 저항값이다. 원래 clo의 단위는 1941년 미국의 Gagge에 의해 제안 된 것으로 clo치는 인간이 생리적·심리적으로 쾌적함을 유지할 수 있는 피복의 단열성능으로서 정의되었다.[27] 의자에 앉아 안정된 상태의 성인남자가 실온 21C , 상대습도 50%이하, 풍속 0.1 m/s 이하의 실내에서 더위 및 추위를 느끼지 않는 쾌적한 때의 의복 단열 성능이 1clo가 된다. 이 조건으로부터 쾌적할 때 평균피부 온도 33C , 인체로부터의 현열손실량 $44\text{W}/\text{m}^2$ 로 하고 21C , 50%RH, 0.1m/s 의 상태에서의 의복 열 저항값을 계산하면 $0.155\text{m}^2\text{C}/\text{W}$ 가 된다.

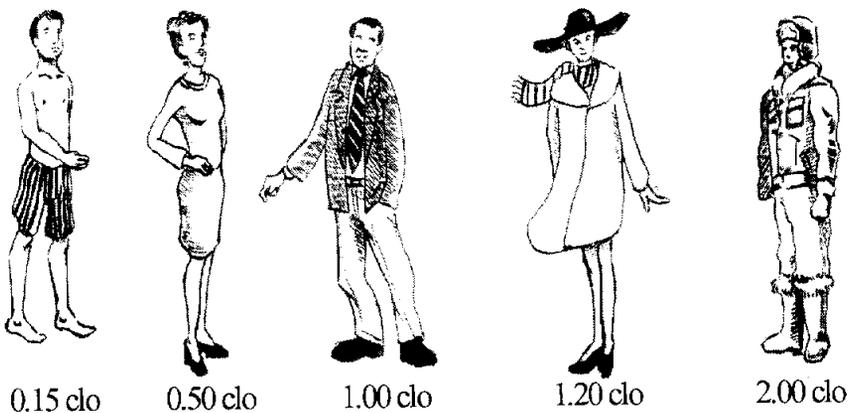


Fig. 5.8 Clo value of typical garment

따라서, clo치는 열저항이면서 인체의 조건과 주위의 환경조건에 영향을 받는 문제가 있지만 의복 열저항을 거시적으로 표현할 수 있기 때문에 널리 사용되고 있다. clo값은 각 의복의 clo값을 추정하여 추정된 값을 가산(加算)하는 것으로도 구해지지만, 정확히는 열마네킹(thermal manikin)을 통해 측정된다.

Table 5.4 Thermal insulations of typical clothing ensembles[26]
(quoted from Tanabe)

| Clothing ensembles | I _{cl} | |
|--|-----------------|---------------------|
| | clo | m ² °C/W |
| Underpants, shirt with short sleeves, light trousers, light socks, shoes | 0.50 | 0.080 |
| Underpants, petticoat, shirt, skirt, thick knee-socks, shoes | 0.60 | 0.095 |
| Panties, petticoat, shirt, skirt, thick knee-socks, shoes | 0.80 | 0.120 |
| Panties, shirt, trousers, jacket, socks, shoes | 1.00 | 0.155 |
| Underwear with short sleeves and legs, shirt, trousers, jacket, thermo jacket, socks, shoes | 1.25 | 0.190 |
| Underwear with short sleeves and legs, shirt, trousers, vest, jacket, coat, socks, shoes | 1.50 | 0.230 |
| Underwear with long sleeves and legs, thermo jacket trousers, Parca with heavy quilting, overalls with heavy quilting, socks, shoes, cap, gloves | 2.55 | 0.395 |

오늘날 인공 환경 내에서 체재하는 시간이 증가함에 따라 전반적으로 여름 및 겨울의 의복 차이가 적어지고 있는 것이 추세이다. 의복의 단열값은 표, 의복의 중량, thermal manikin 등을 이용하여 추측할 수 있으며, Table 5.4에 전형적인 착의상태에 대한 단열값을 나타내었다.

(2) 기초 대사량(Basal Metabolic Rate, BMR)

기초상태²⁾에서 측정된 대사량을 기초 대사량(BMR)이라고 한다. 이는 음식물 소화에 의한 에너지 및 운동에너지를 제외하고 기초적인 생명현상을 유지하기 위하여 소모하는 에너지량에 해당되며 수면을 하는 동안 대사량은 기초 대사량보다 10%정도 낮다고 한다.[25]

Fig. 5.9에서 보는 바와 같이 기초 대사량은 연령 및 성별에 따라 차이가 있다. 따라서 측정된 기초 대사량은 표준치와 비교를 위하여 %BMR로도 표시한다.

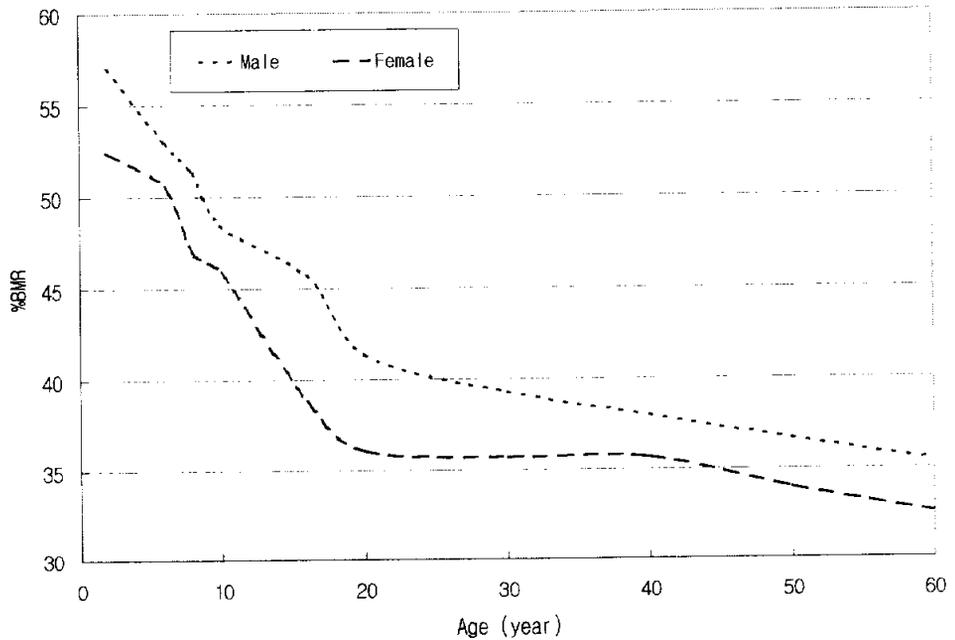


Fig. 5.9 Mean value of BMR (DuBois's standard)

2) 기초상태란 쾌적한 환경온도(20℃)하에서 음식물에 의한 특이 동적 효과(Specific Dynamic Effect, SDE)를 제거하기 위하여 12시간 이상 굶고 눈을 뜨고 누워 있는 상태에서 육체 및 정신적으로 완전히 이완된 상태를 말한다.

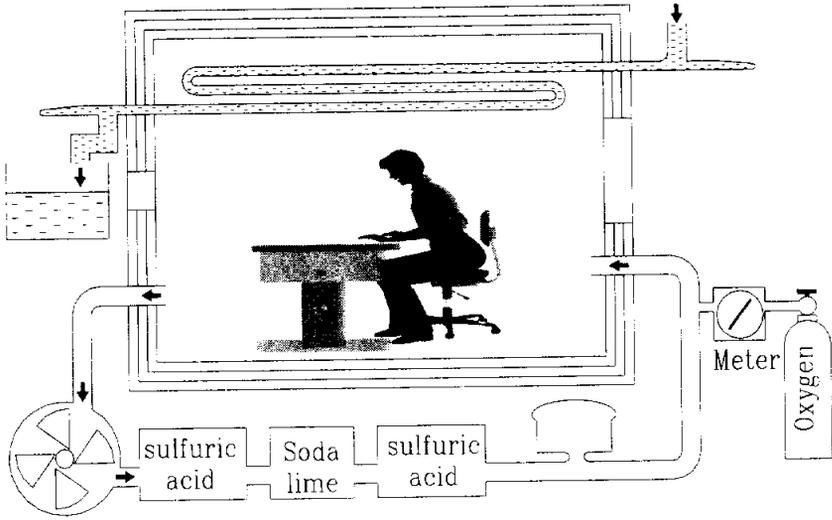


Fig. 5.10 Respiration calorimeter
(from ASHRAE fundamentals, 1989)

$$\%BMR = [(\text{측정한 BMR} - \text{표준치}) / \text{표준치}] \times 100 \dots \dots \dots (5.32)$$

대사량은 섭취한 음식물이 체내에서 대사 될 때 단위시간 동안에 유리(遊離)되는 에너지 양으로 정의하는데 이는 직접적인 방법과 간접적인 방법에 의하여 측정할 수 있다.[25]

직접적인 방법은 Fig. 5.10과 같이 외부와 단열된 격실(human calorimeter)속에 피험자가 들어간 상태에서 피험자로부터 발생하는 열량을 측정하는 것이다. 간접법은 폐활량계나 Douglas bag을 이용하여 산소소모량을 측정함으로써 대사량을 계산하는 방법이다. 대사량은 met로 표시되며, 정좌한 사람(sedentary person)의 대사량은 1met = 58.2 W/m² = 50 kcal/h · m² 로 정의된다. 보통 사람의 경우 최대 대사량은 20세에서 12met 이지만, 70세에서는 7met로 떨어지

며 여자의 경우는 남자보다 30% 정도 낮다. 한편, 사람의 활동은 정좌한 상태만이 아니라 여러 가지 다양한 활동으로 이루어져 있다. 따라서 이러한 점을 고려하여 가중평균대사량(weighed average metabolic rate)을 고려하면 복합적인 행위에 대한 대사량의 값을 추정할 수 있다. Table 5.5는 여러 가지 활동에 대하여 대사량 값을 나타낸 것이다.

Table 5.5 Typical metabolic rate on various activities[23]
(from ASHRAE fundamentals, 1989)

| | W/m ² | met ^b |
|--|------------------|------------------|
| Resting | | |
| Sleeping | 40 | 0.7 |
| Reclining | 45 | 0.8 |
| Seated, quiet | 60 | 1.0 |
| Standing, relaxed | 70 | 1.2 |
| Walking(on the level) | | |
| 0.89 m/s | 115 | 2.0 |
| 1.34 m/s | 150 | 2.6 |
| 1.79 m/s | 220 | 3.8 |
| Office Activities | | |
| Reading, seated | 55 | 1.0 |
| Writing | 60 | 1.0 |
| Typing | 70 | 1.2 |
| Filing, standing | 80 | 1.4 |
| Walking about | 100 | 1.7 |
| Lifting/packing | 120 | 2.1 |
| Driving/Flying | | |
| Car | 60-115 | 1.0-2.0 |
| Aircraft, routine | 70 | 1.2 |
| Aircraft, instrument landing | 105 | 1.8 |
| Aircraft, combat | 140 | 2.4 |
| Heavy vehicle | 185 | 3.2 |
| Miscellaneous Occupational Activities | | |
| Cooking | 95-115 | 1.6-2.0 |
| House cleaning | 115-200 | 2.0-3.4 |
| Seated, heavy limb movement | 130 | 2.2 |
| Machine work | | |
| sawing(table saw) | 105 | 1.8 |
| light(electrical industry) | 115-140 | 2.0-2.4 |
| heavy | 235 | 4.0 |
| Handling 50kg bags | 235 | 4.0 |
| Pick and shovel work | 235-280 | 4.0-4.8 |
| Miscellaneous Leisure Activities | | |
| Dancing, social | 140-255 | 2.4-4.4 |
| Calisthenics/exercise | 175-235 | 3.0-4.0 |
| Tennis, singles | 210-270 | 3.6-4.0 |
| Basketball | 290-440 | 5.0-7.6 |
| Wrestling,competitive | 410-505 | 7.0-8.7 |

a) Compiled from various sources, For additional information see Buskirk(1960), Passmore and Durnin(1967), and Webb(1964).

b) 1met = 58.2 W/m²

5.4 통기벽체 적용에 따른 열환경 분석

5.4.1 분석 모델

실내환경 시뮬레이션 모델화를 위해서 다음과 같은 가정을 기초로 하였다.

① 실내 공기의 온도는 공기조화에 의해 26℃를 유지하며, 일사의 영향을 받는 외벽 이외에는 각 벽체의 온도가 실내의 온도와 동일하다.

② 외벽면은 높이 2.4m로 하며 폭은 연속되어 있는 것으로 한다.

③ 구면과 벽면의 복사열전달계수 (α_r)는 $4.5 \text{ kcal} / \text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$, 글로브의 총합 열전달율 (α) $8 \text{ kcal} / \text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$, 벽체의 내표면 복사율은 0.96으로 한다.

④ 벽체표면을 통해 실내로 유입되는 열량은 $117 \text{ kcal}/\text{m}^2\text{h}$ 로 한다.

⑤ PMV와 SET*의 계산에서는 착의량 0.6 clo, 대사량 1.1met, 피부젖음을 0.4 로 한다.

이상의 가정에 따라 모델화 한 계산모델을 Fig. 5.11에 나타내었다.

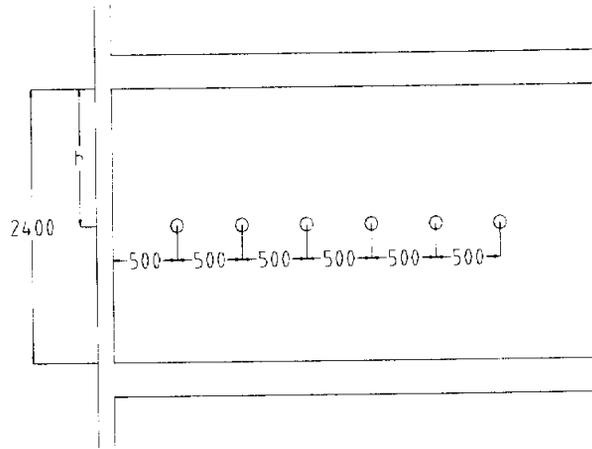


Fig. 5.11 Simulation model of indoor environment

5.4.2 복사온도의 계산

계산에 사용된 수식은 다음과 같다.[28]

$$T_g = T_a + \frac{a_r}{a} \cdot \varepsilon \cdot \varphi_{g-w} (T_w - T_a) \dots \dots \dots (5.33)$$

여기서 T_a : 공기온도(°C)

T_w : 복사표면온도(°C)

T_g : 글로브온도 (°C)

φ_{g-w} : 글로브로부터의 벽체를 본 형태계수

형태계수는 Fig. 5.12에 의해서 구하였으며, 복사온도의 위치에 따른 변화를 Fig. 5.13에 나타내었다.

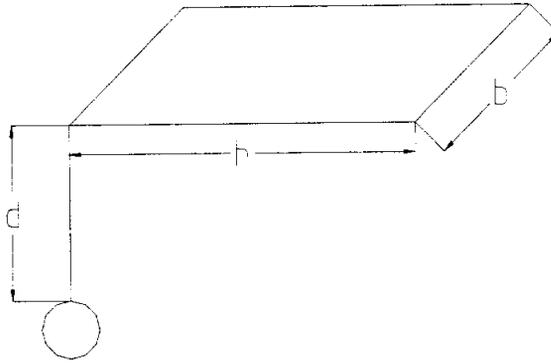


Fig. 5.12 Angle factor model of radiant temperature

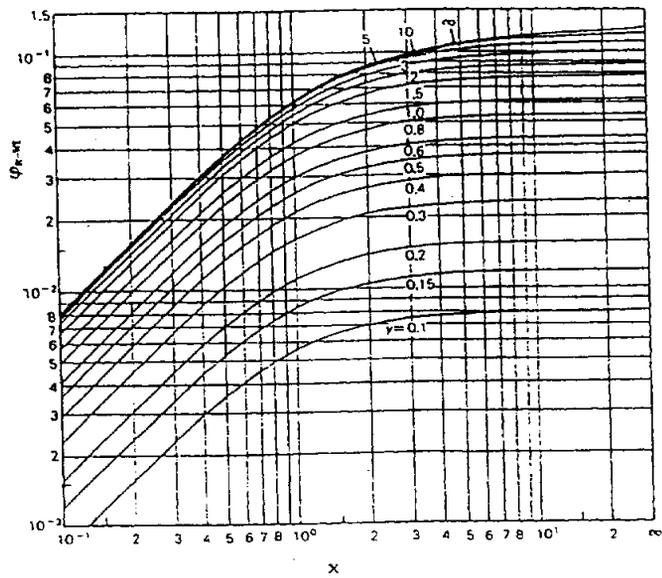


Fig. 5.13 Geometrical relation of angle factor

Table 5.6에 통기 시스템과 밀폐형 중공층 구조의 비교를 위한 시뮬레이션의 결과를 나타내었다.

Table 5.6 Evaluation of thermal environment using radiant temperature

| Distance | h/d | Shape factor | Differance of radiant temperature | | PMV | | SET* | |
|----------|------|--------------|-----------------------------------|------|--------|--------|-------|------|
| | | | Close | Open | Close | Open | Close | Open |
| 0.5 | 2.4 | 9.0 | 3.14 | 0.39 | 0.6956 | 0.2310 | 27.6 | 26.2 |
| 1 | 1.2 | 7.0 | 2.78 | 0.30 | 0.6342 | 0.2164 | 27.4 | 26.2 |
| 1.5 | 0.8 | 5.3 | 1.84 | 0.23 | 0.4751 | 0.2048 | 26.9 | 26.1 |
| 2 | 0.6 | 4.3 | 1.50 | 0.19 | 0.4164 | 0.1981 | 26.8 | 26.1 |
| 2.5 | 0.48 | 3.5 | 1.21 | 0.15 | 0.3679 | 0.1916 | 26.6 | 26.1 |
| 3 | 0.4 | 3.0 | 1.04 | 0.13 | 0.3395 | 0.1883 | 26.5 | 26.1 |
| 3.5 | 0.34 | 2.7 | 0.94 | 0.12 | 0.3228 | 0.1866 | 26.5 | 26.1 |
| 4 | 0.3 | 2.3 | 0.80 | 0.10 | 0.2995 | 0.1833 | 26.4 | 26.1 |
| 4.5 | 0.27 | 2.0 | 0.69 | 0.09 | 0.2812 | 0.1817 | 26.4 | 26.1 |

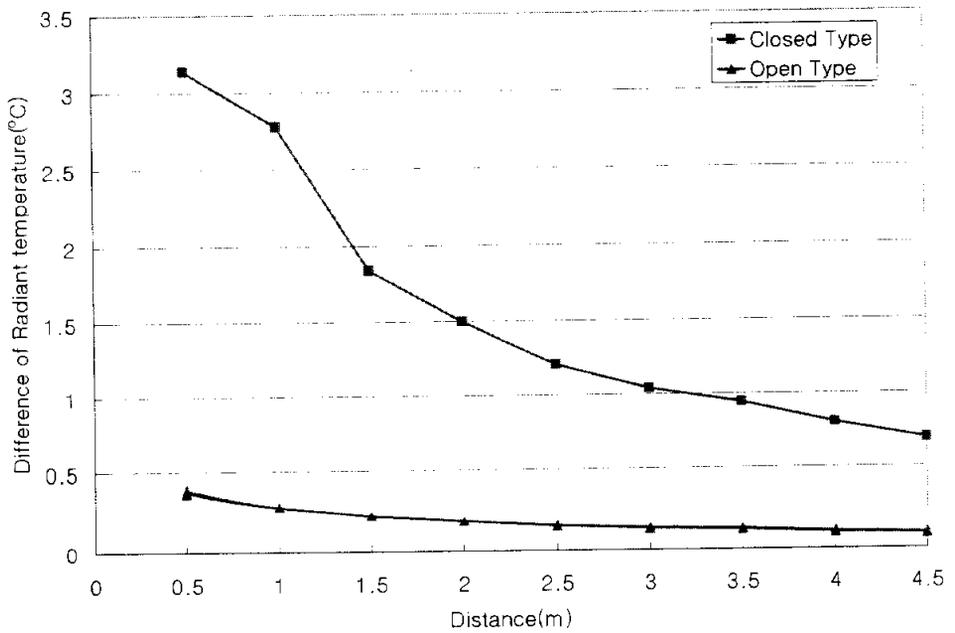


Fig. 5.14 Distribution of radiant temperature difference

5.4.3 PMV 값에 의한 온열환경의 비교

밀폐형 중공층 구조의 경우, 벽체에서 1m이내의 거리까지는 쾌적영역에 해당되지 못하는 것으로 계산되었으며, 벽체표면 0.5m의 거리까지 쾌적영역으로 하기 위해서는 실내 설정온도를 25.4℃ 이하로 낮추어야 함을 예측할 수 있었다. 그러나, 통기 시스템의 경우에는 모두 쾌적영역에 해당된다고 할 수 있다. Fig. 5.15에 PMV에 의한 열환경의 비교를 나타내었다.

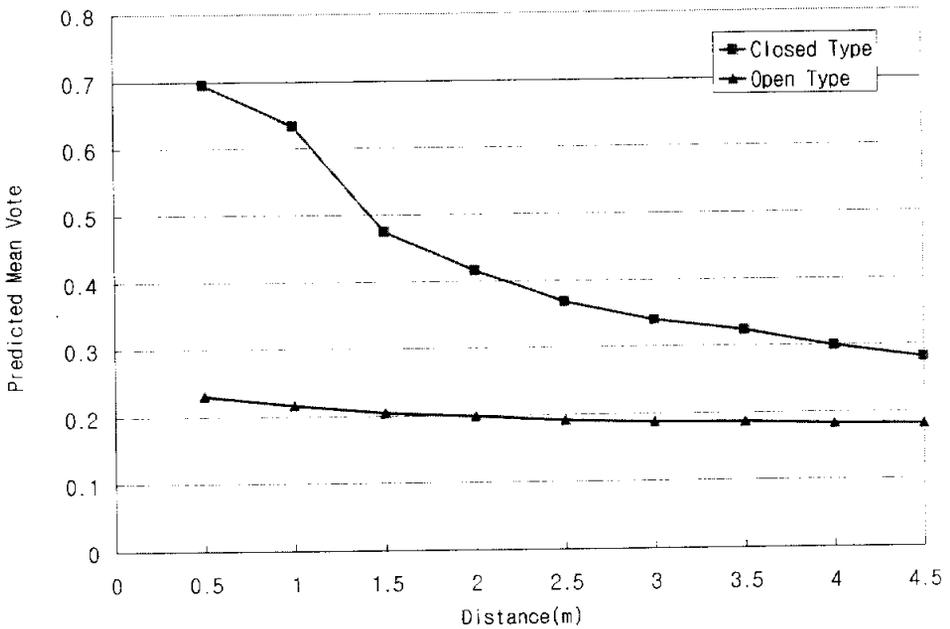


Fig. 5.15 Comparison of thermal environment through PMV

5.4.4 SET*에 의한 온열환경의 비교

밀폐형 중공층구조의 경우, 벽체에서 4.5m 거리 이내는 쾌적영역에 해당되지 못하는 것으로 계산되었으며, 벽체표면 0.5m의 거리까지 쾌적영역으로 하기 위해서는 실내 설정온도를 24.5 °C 이하로 낮추어야 함을 예측할 수 있었다. 그러나 통기 시스템의 경우에는 실내 설정온도를 25.9°C로 낮추면 쾌적영역에 해당되는 것을 알 수 있다. Fig. 5.16에 SET*에 의한 열환경의 비교를 나타내었다.

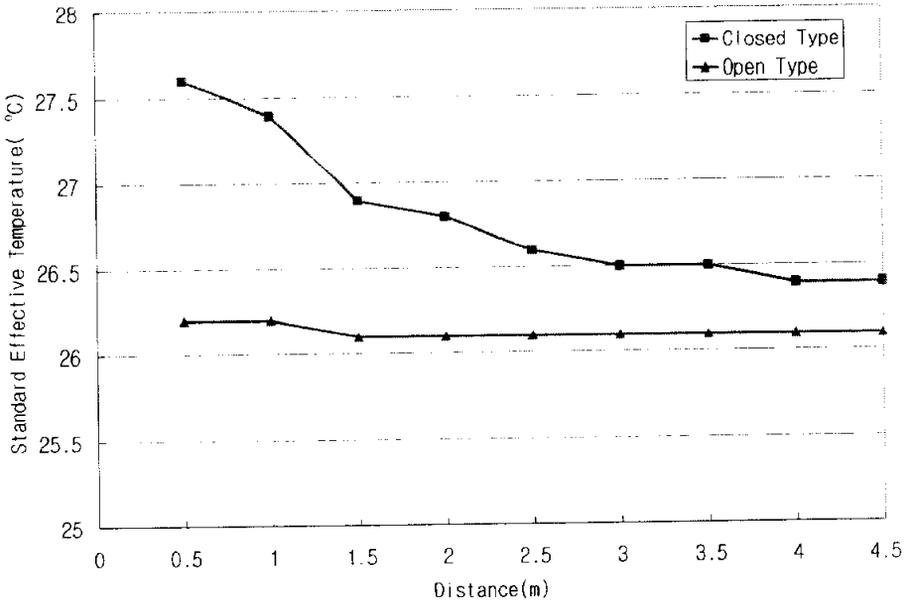


Fig. 5.16 Comparison of thermal environment through SET*

5.5 결 언

본 장에서는 통기 시스템과 기존의 밀폐형 중공층 구조(커튼월 구조)에서 재실자의 온열쾌적감에 관한 시뮬레이션을 함으로써 통기 시스템이 쾌적한 실내 온열환경을 조성하기에 용이한 것으로 나타났다.

본 장에서 얻은 구체적인 결론은 다음과 같다.

1) PMV에 의한 예측의 결과, 기존의 밀폐형 중공층 구조의 경우 벽체에서 1m이내의 거리까지 쾌적범위(± 5)로 유지하기 위해서는 실내 설정 온도를 25.4℃ 이하로 낮추어야 한다는 것을 알았다. 그러나 통기 시스템의 경우에는 모두 쾌적영역에 해당된다고 할 수 있다.

2) SET*에 의한 예측의 결과, 기존의 밀폐형 중공층 구조의 경우 페리메타 존 전체를 쾌적영역으로 하기 위해서는 실내 설정 온도를 24.5℃ 이하로 낮추어야 하지만, 통기 시스템의 경우에는 실내 설정 온도를 25.9℃로 낮추어도 전체영역이 쾌적영역에 해당되었다.

따라서, 통기 시스템은 하계에 쾌적환경 조성을 위한 설정 온도를 더 높은 상태로 유지할 수 있으므로 에너지 절약적이며 동시에 쾌적한 실내환경을 구축할 수 있는 시스템이라 할 수 있다.

제 6 장 결 론

본 연구에서는 기존의 밀폐형 공기층을 포함하는 커튼월 구조를 개선한 통기구조 시스템의 냉방부하 저감효과를 검토하기 위하여 27층 규모의 실제 건물에서의 실험과 모형실험을 통하여 통기구조의 일사에 따른 온도, 기류를 분석하여 정량적인 데이터를 얻었다. 그리고, 냉방부하 저감에 따른 에너지 절약에 관한 수치시물레이션과 통기구조 적용 시 열환경 예측에 관하여 수치시물레이션 하였다.

본 연구에서 얻은 결론을 정리하면 다음과 같다.

제 2 장에서는 통기 시스템이 적용되어 있는 실제 건물을 대상으로 벽체를 구성하는 각 부재의 온도, 통기층 내의 기류속도, 외기온, 일사량 등 제반조건을 측정함으로써 통기 시스템이 적용된 벽체의 각 방위별 특성을 파악하여 통기 시스템 적용 시 방위별 제어의 필요성을 확인하였으며, 통기 시스템의 길이에 따른 온도상승을 파악하여 일사 유입열량에 따라서 통기 시스템의 길이를 구획(zoning)할 필요가 있음을 알았다.

그리고, 측정결과를 활용하여 통기 시스템에 의한 배제열량을 계산함으로써 통기 시스템의 유효성을 확인하였으며, 수치계산에 의해 통기 시스템 길이를 구획함으로써 통기 시스템의 효율향상을 위한 방법을 제안하였다.

또한, 비통기 시스템인 기존의 커튼월 구조와 통기 시스템의 설비 비용을 산출하여 상호 비교함으로써 통기 시스템의 적용이 건물의 수명을 감안한다면 경제적인 가치가 있음을 확인하였다.

제 3 장에서는 상하부 통기구를 포함한 통기 시스템에서 통기층을 흐르는 기류

의 특성과 일사량에 따른 배제효과를 검토하기 위하여 실측 건물의 1층 높이에 해당하는 모형을 제작하고 통기층의 구조 및 유입열량을 조절한 여러 케이스에 대한 데이터를 수집하여 통기층 내의 기류속도와 온도에 영향을 주는 요소를 파악함으로써 통기 시스템에서 기류속도가 빠를수록 배제효과는 상승하지만 유입열량에 따라서는 통기 시스템의 일사열 배제효과의 변화가 없다는 것을 알았다. 또한, 일사열을 받는 통기 시스템의 배제효율이 일정하므로 적용하고자 하는 통기 시스템의 구조가 결정되면 건물의 설계 시 통기층의 일사열 배제효과를 감안한 열부하 저감 효과, 냉방기기의 설계 조건에 직접적인 적용이 가능 할 것으로 판단된다. 이로써 통기 시스템이 일반적인 커튼월 구조보다 하절기 에너지 절약에 상당히 유리함을 알았다.

제 4 장에서는 건물의 다양한 변수조건에 대해 통합적 해석이 가능한 상용의 ESP-r 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 커튼월로 시공된 사무소 건물을 대상으로 일반 커튼월 구조와 본 연구에서 제안한 통기 시스템을 각각 적용할 경우에 대해 건물의 연간 냉방 에너지 소비량 변화를 분석한 결과, 통기 시스템이 비통기 시스템인 커튼월 구조에 비하여 에너지 절약적인 시스템임을 정량적으로 확인하였다.

제 5 장에서는 재실자의 온열쾌적감을 정량적으로 평가할 수 있는 시뮬레이션을 통하여 통기 시스템과 기존의 비통기 시스템(커튼월)에 대한 실내 온열환경을 평가한 결과 통기 시스템을 적용할 경우 페리메타 존(perimeter zone)의 복사 환경이 개선되어 전체적으로 실내 온열환경이 개선된다는 것을 파악할 수 있었다.

참고문헌

- [1] 일본 빌딩 에너지 종합관리기술협회 보고서(2002년)
- [2] 에너지경제 연구원 보고서(2002년)
- [3] 고영상, 신우철, 오병철, 장문석 : 통기구조를 갖는 외벽체의 열전달 특성에 관한 실험적 연구(I), 학술발표대회 논문집 (1999), pp865-869
- [4] 고영상, 신우철, 오병철, 장문석 : 통기구조를 갖는 외벽체의 열전달 특성에 관한 실험적 연구(II), 대한건축학회 학술발표대회 논문집 (2000), pp757-760
- [5] 유현형, 민정현, 장문석, 신우철 : 통기구조를 갖는 외벽체의 열성능, 대한건축학회 논문집 (1998), pp167-174
- [6] 이승언 : 통기구조를 이용한 지하공간의 에너지절약 시스템, 대한건축학회 학술저널 (2000), pp32-36
- [7] 本間 宏, 溝口 久 : 壁内中空層の自然換氣による日射熱排除效果 (第1報)中空層に生ずる氣流および熱流について實驗結果, 空氣調和・衛生工學會論文集 No 30 (1986), pp 91-101
- [8] 本間 宏, 溝口 久 : 壁内中空層の自然換氣による日射熱排除效果 (第2報)中空層に生ずる氣流および計算法, 空氣調和・衛生工學會論文集 No 30 (1986), pp 103-113
- [9] 本間 宏, 溝口 久 : 壁内中空層の自然換氣による日射熱排除效果 (第2報)中空層に生ずる氣流および計算法, 空氣調和・衛生工學會論文集 No 30 (1986-2)
- [10] 角舎 輝典, 青山 三男, 青木 恭介 : 密度差換氣の生じる中空壁の熱流計算につ

- いて複層壁に對する計算結果, 日本建築學會東北支部 研究發表會 平成 9年 6月
- [11] 차재호 외, 에너지 총설, 한국에너지 정보센터, pp 513
- [12] PC를 이용한 공기조화계산법 : 宇田千 光弘 著, 琴鍾洙 金成完 編譯 (1993)
- [13] 本間 宏, 溝口 久 : 壁内中空層の自然換氣による日射熱排除效果 (第3報)中空層
體モデルの氣象ばく露實驗結果, 空氣調和・衛生工學會論文集 No 30(1987), pp
91-98
- [14] 건축물의에너지절약설계기준, 건설교통부 고시 제2003-314호, (2003)
- [15] ESP-r user manual, (2003)
- [16] A.P.Gagge, A.P.Fobelets, L.G.Berglund, 1986, "A Standard Predictive Index
of Human Response to the Thermal Environment" , ASHRAE Transactions,
Vol.92, Part 2, pp709~731.
- [17] C.P.Yaglou, W.E.Miller, 1925. "Effective Temperature with clothing, ASHVE
Transactions" , Vol.31, pp.89~99.
- [18] A.P.Gagge, Y.Nishi, R.R.Gonzales, 1973, "Thermal Comfort and Moderate
Heat Stress" , Building Research Station, pp.229~250.
- [19] ISO, 1984, "Noderate Thermal Environments -Determination of the PMV
and PPD Indices and Specification of the Conditions for Thermal Comfort-"
, ISO Standard 7730
- [20] ASHRAE, 1981, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy.
ANSI/ASHRAE Standard 55-81
- [21] ASHRAE , 1992, "Thermal Environmental" , ANSI/ASHRAE Standard

- [22] 空氣調和・衛生工學會, 1995, “空氣調和 衛生工學 便覽 第 12版 1 基礎篇”, pp.467~492.
- [23] ASHRAE, 1989, “ASHRAE Handbook-1989 Fundamentals”, pp 8.1~8.29.
- [24] 人間-熱環境系篇集委員會, 1989, “人間-熱環境系”, 日刊工業新聞社, pp.15~27.
- [25] 강두희. 생리학 개정 4 판, 신광출판사, 1992. pp12-1 ~ 13-20
- [26] S.Tanbe, 1988, “Thermal Comfort Requirements in Japan”, Ph.D, Waseda University
- [27] A.P.Gagge, A.C.Burton, H.C.Bazett, 1941, “A Practical System of Units for the Description of the Heat Exchange of Man with his Environment”, Science, pp.428~430.
- [28] 열전달(제2판) : 이택식, 이재현, 이준식 공역, 喜重堂 (1996)
- [29] 井上宇市 : 空氣調和 핸드ブック 改訂4版 (1996)
- [30] 建築設備 : 朴晚澤著, 技文堂 (1994)
- [31] (上級標準テキスト) 冷凍空調技術 : 社團法人 日本冷凍協會, 濫故堂株式會社, (昭和 63)
- [32] 建築環境工學 : 山田由紀子著, 培風館 (1989)
- [33] 熱傳達(第6版) : 工學博士 徐正閔 譯, 喜重堂 (1992)
- [34] 空氣調和 : 早稻田大學教授 工學博士 井上宇市 原著, 金孝經 譯, 東明社 (1995)
- [35] 建築設備演習 : 早稻田大學教授 工學博士 井上宇市 編, 東京 蒙華房發行 (昭和

- [36] (わかりやすい)熱と流れ(SI版)：一色尚次 著，森北出版株式會社 (1993)
- [37] 建築の熱設計：工学博士 小原俊平 著，鹿島出版社，(昭和 49)
- [38] 建築環境工学實驗用教材 II(建築設備計測演習編)，社團法人 日本建築學會，丸善株式會社 (昭和57)
- [39] 空氣調和ハンニック(改訂3版)：早稻田大學教授 工学博士 井上宇市 編，丸善株式會社 (昭和60)
- [40] P.O.Fanger, 1970, " Thermal Comfort-Analysis and Application in Environmental Engineering-" , Danish technical press
- [41] K.Fukai, S.Gotoh, J.Saito, H.Ito, 1992, "Experimental Study on Correlation between Standard New Effective Temperature(SET*) and Japanese Thermal Sensation(Part 1-Analysis of Subjective Judgement in Winter Experiment)" , The Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan, No.48, pp.21~29.
- [42] K.Fukai, S.Gotoh, J.Saito, H.Ito, S.Akui, 1993, "Experimental Study on Correlation between Standard New Effective Temperature(SET*) and Japanese Thermal Sensation(Part 2-Comparison of Thermal Sensation in Winter and Summer Seasons)" , The Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan, No.51, pp.139~147.
- [43] T.Horikoshi, Y.Kobayashi, T.Tsuchikawa, 1991, "Indicies of Combined and Independent Effect of Thermal Environmental Variables upon the Human

Body” , ASHRAE Transaction Research, Vol.97, pp.228~238.

- [44] 建設省 建築研究所, 1990, “室內環境の最適化システムの開發” , 官民連蒂共同
研究報告書
- [45] 손장열, 공성훈, 윤용진, 1985, “불균등 복사 공간의 쾌적온도 범위 설정을 위
한 연구” , 공기조화냉동공학, 제14권 3호, pp.13~25.
- [46] 배귀남, 이철희, 이춘식, 1995, “여름철 사무실내 한국인의 온열감 평가” , 공
기조화냉동공학회, 제7권, 제2호, pp.341~352.
- [47] 윤정숙, 최윤정, 이성하, 1992, “여름철 실내 온열환경의 중성온도 설정에 관한
실험 연구” , 대한건축학회논문집, 제8권 4호, pp.73~80.
- [48] 금중수, 김경철, 1992, “실내공조에 있어서 온열환경의 쾌적조건에 대한 연구
방향 및 방법의 제시에 대한 최종보고서” , 부경대학교(구 부산수산대학교) 산
업기술연구소
- [49] 금중수, 1993, “한국인에 맞는 쾌적지표의 검증과 기준data의 추출에 대한 최
종보고서” , 부경대학교(구 부산수산대학교) 산업기술연구소
- [50] 금중수, 1997, “온열쾌적감 측정기술 및 DB개발” , 제9회 G7 감성공학 감성요
소 기술개발 및 DB 구축 Workshop 자료집, pp.78~94.
- [51] 최진영, 박종한, 금중수, 성시풍, 심민섭, 1993, “동계체감실험에 의한 온냉감
평가와 PMV, SET*의 적용성 검토” , 공기조화냉동공학회 하계학술대회 강
연 및 논문집, pp.170~174.
- [52] 김동규, 주익성, 금중수, 최광환, 최호선, 이길량, 1997, “한국인의 온열쾌적감
및 생리신호에 관한 연구(Part II. 여름철 체감실험결과)” , 97한국감성과학회

연차학술대회논문집, pp.113~117.

- [53] 강대호 : 건물외피의 열적 성능에 관한 연구, 연세대 대학원 석사논문 (1983)
- [54] 박상동 : 건물외피의 열용량이 에너지 소비에 미치는 영향에 관한 연구, 대한 건축학회 논문집, 2권 6호, 통권 8호, (1986)
- [55] 이진 : 열손실 방지를 위한 건축물의 구조에 관한 연구, 건설부(1979)
- [56] 박상동 : 직접일사 취득형 주택의 난방부하에 관한 실험적 연구, 고려대 건축 공학과 박사학위 논문(1984)
- [57] ASHRAE, ASHRAE HANDBOOK Heating, ventilating, and Air Conditioning System and Equipment, (1992).
- [58] B. K. HODGE, Analysis and Design of Energy System, Prentice Hall, (1990).
- [59] Ennio A. Rizzi, Design and Estimating for Heating Ventilating, and Air Conditioning, Litton Educational Publishing, (1980).
- [60] R. A. Karam, K. Z. Morgan, Energy and Environment Cost-Benefit Analysis, Pergamon Press, Inc, (1976).

감사의 글

부존 에너지 빈국인 우리나라에서 에너지 사용량을 줄일 수 있는 길이 있다면 그것이 아무리 어렵고 힘이 들더라도 찾아내야 하는 것이 기술인의 기본적인 자세라는 평소의 신념에 따라 건축물의 벽체 부분에서 에너지 절감 방안을 연구하게 되었다.

어떻게 생각해 보면 벽체 부분보다 훨씬 더 많은 양의 에너지를 줄일 수 있는 부분이 있을 것인데도 하찮게 보일 수도 있는 이 부분에 관심을 갖게 된 것은 積小成大의 가치를 에너지 부분에 적용함으로써 우리 주변에서 흔히 버려지는 소규모 에너지도 쓸모 있게 활용하는 轉機를 마련하고자 하는 의도가 있었다.

아직 실용화되기까지는 여러 가지 분야에 있어 더 많은 연구가 Detail하게 진행되어야 할 필요가 있으나 통기 시스템에 의한 냉방부하 저감효과에 대한 검증이 완료되었다는 점에서 본 연구의 의의를 찾고자 한다.

태양 에너지는 우리에게 무한한 가능성을 제시하고 있으며 우리는 이 가능성에 도전하여 이론적인 에너지를 실체의 에너지로 만들어 실생활에서 긴요하게 사용할 수 있도록 모든 노력을 기울여야 할 것이다.

이러한 마인드를 가지고 있는 나에게 공부할 수 있는 마음과 여건을 허락하시고 학업의 고비마다 도와 주셔서 오늘의 기쁨을 주신 하나님 아버지께 감사드립니다.

건축물의 벽체에 값없이 쏟아지는 日射를 효율적으로 활용하여 건축물의 냉방부하를 조금이나마 줄여 보겠다는 의도에서 시작한 본 연구의 처음과 마지막까지 밤늦은 시간도 마다하지 아니하시고 헌신적으로 지도해 주신 부경대학교 냉동공조 공학과 건축환경 연구실 김종수 지도교수님께 먼저 가슴 깊은 곳에서 우러나오는 마음으로 감사의 뜻을 전하는 바입니다.

태양열에 관한 수많은 연구를 통하여 태양열 분야에서 괄목할 만한 업적을 이룩하시며 본 연구에 깊은 관심과 애정을 보여 주신 최광한 교수님, 냉동 분야의 기초이론을 알기 쉽게 가르쳐 주시며 성원과 격려를 보내주신 윤정인 교수님, 계측과 제어 분야에서 철저한 검증과 확인을 통하여 연구의 질을 높일 수 있도록 배려해 주신 정석권 교수님, 대학원 입학시절부터 9년이 지난 오늘날까지 언제나 밝은 미소와 인자한 모습으로 나의 학업성취에 도움을 주신 오후규 교수님을 비롯한 냉동공조 공학과 김종수 교수님, 김영수 교수님께 고마움을 표합니다.

논문을 심사하시면서 해박한 지식과 이론에 근거한 철저한 검토를 해 주시면서 논문내용의 시시비비를 가려내어 논문의 가치를 한층 더 높여 주신 동의대학교 건축설비공학과 박종일 교수님의 세심한 지도에 감사드립니다.

본 연구를 진행하는 동안 모형실험장치의 설치와 기록정리, 현장실측실험에서 동고동락하며 도와준 신병환 선생의 노고도 결코 잊을 수 없는 고마움으로 간직하겠습니다. 특별히 실험과 실측과정에서 풍부한 현장경험을 토대로 조언을 아끼지 아니하시며 협력해 주신 서번산업엔지니어링(주) 정용환 사장님께도

감사를 드리는 바입니다. 설비분야에서 꾀은일을 마다하지 않고 열심히 일하는 친구 김태식에게 참 고마운 마음을 전합니다. 그리고 건축환경연구실에서 함께 머리를 맞대고 연구하며 많은 조언과 격려를 해주신 부산교육청 안철린 사무관님, 언제나 편안한 마음으로 대해 주시며 본 논문이 완성될때까지 협조를 아끼지 아니하셨던 건축환경연구실의 정용현 박사님과 설비업계에서 이론과 실무를 겸비하고 설계와 시공품질향상을 위해 남다른 노력을 하고 계시며 본 연구에 협력해 주신 김희률님, 대한 설비공학회 부산·울산·경남 지회장이신 동의대학교 건축설비공학과 이성 교수님과 여러 회원님, 설비기술협회 부산·울산·경남 지회장이신 최상식 사장님과 여러 회원님들의 자상하신 배려에도 감사의 말씀을 드립니다. 또한, 부산·울산·경남 그린 기술사회 송성운님, 박승태님, 정근주님, 강성구님, 남상훈님, 박효열님, 공영대님, 이용배님, 김태완님, 김동규님등 70여 회원님들의 아낌없는 격려가 있었기에 오늘의 영광이 있게 되었음을 고백하며 기쁨을 함께 나누고 싶습니다.

연구실의 불이 꺼지지 않을 정도로 열심히 공부하면서 나의 연구에 도움을 아끼지 아니하였던 부경대학교 건축환경연구실의 김형철, 김동규, 한남규, 장충선, 이정훈 등 여러 학생들과도 보람을 같이 하고 싶습니다.

직장생활을 하면서 공부를 하고 연구를 한다는 것이 얼마나 어렵고 힘든 일인지는 경험을 통해서만 알 수 있는 것입니다만, 평소 공사석에서 공부하는 직장인의 자세를 강조하시면서 晝耕夜讀하는 직원들에게 언제나 힘이 되어 주셨던 부산도시개발공사 3대 정병호 사장님, 4대 전진 사장님, 5대 김을희 사장

님의 넓고 크신 사랑에 고개 숙여 감사드립니다. 공직의 어른으로서 여러 측면에서 많은 가르침을 주신 서정환 업무이사님과 기술행정에서 폭넓은 식견으로 후배를 지도해 주신 조영주 건설이사님, 그리고 同病相憐의 마음으로 이해해주고 음으로 양으로 많은 도움을 주신 선배 김종유 부장님, 정길영 과장님과 동료 김용하 부장님, 김종원 부장님, 장재구 과장님, 류지우님, 김환식님, 김광오님, 문종권님, 양상웅님, 신철성님, 양종철님, 양현태님, 형남진님, 김대건님을 비롯한 부산도시개발공사 동료사원 여러분께도 진심어린 마음으로 고마움을 포함합니다.

지금까지 나의 삶의 한가운데서 언제나 위로를 주시며 마음의 평화를 선사하시고 은혜의 생활로 인도해 주신 감천제일교회 전병성 목사님을 비롯한 교우 여러분의 따뜻한 사랑에 감사드립니다.

오늘이 있기까지 80노모의 자식을 향한 간절한 기도와 언제나 옆에서 힘이 되어 주고 공부하는데 아무런 염려가 없도록 분위기를 만들어 주며 수년 동안 연구에 정진 할 수 있게 도와준 아내 김정애 집사의 기도에 감사드리며 모든 영광을 돌립니다.

신앙안에서 바르게 살며 하나님 앞에서 신실한 나의 사랑하는 딸 세민이의 기도에 감사하고 건전한 인격체로 학업에 충실한 아들 한경이에게도 언제나 하나님이 함께 하시기를 빌며 아버지가 받은 기쁨을 나누고자 한다.