

복사-대류 병용 하이브리드 냉방기 설계 및 제조기술 개발연구보고서

2008.12.16

주 관 연구 기 관 / (주)삼화에이스
위탁연구기관 / 인 천 대 학 교
참 여 기 업 / (주)한일엠이씨

국 토 해 양 부
한국건설교통기술평가원

제 출 문

국토해양부장관(한국건설교통기술평가원장) 귀하

본 보고서를 “복사-대류 병용 하이브리드 냉방기 설계 및 제조기술 개발”의 최종 보고서로 제출합니다.

2008. 12. 16

주관연구기관 : (주)삼화에이스

대표이사 김 학 근

위탁연구기관 : 인 천 대 학 교

총 장 박 호 군

참여기업 : (주)한일엠이씨

대표이사 김 문 정

■ 총괄연구책임자	/ 수석연구원	김 학 근	총괄
■ 주관연구기관 참여연구원	/ 선임연구원	송 광 렬	시스템연구
	/ 연구원	육 성 진	시장조사
	/ 연구원	김 우 중	구성부품설계
	/ 연구원	임 병 환	도면작성
	/ 연구원	이 용 일	제작프로그램
	/ 연구원	박 왕 신	도면작성
	/ 연구원	황 경 순	도면작성
	/ 연구원	백 병 수	제작프로그램
	/ 연구원	유 병 호	기 능
	/ 연구원	정 승 통	기 능
	/ 연구원	최 병 남	사 무
■ 위탁연구기관 참여연구원	/ 수석연구원	김 내 현	위탁책임자
	/ 연구원	오 왕 규	성능해석
	/ 연구원	최 용 민	실 험
	/ 연구원	함 정 호	실 험
	/ 연구원	김 도 영	실 험
■ 참여기업 참여연구원	/ 수석연구원	정 차 수	참여책임자
	/ 선임연구원	홍 민 호	건물적용방안
	/ 선임연구원	조 진 균	건물적용방안
	/ 선임연구원	이 상 엽	경제성분석
	/ 연구원	엄 태 윤	온열환경분석
	/ 연구원	한 성 필	온열환경분석

요 약 문

I. 제목

복사-대류 병용 하이브리드 냉방기 설계 및 제조기술 개발

II. 연구개발의 목적 및 필요성

현재 주거용도의 건물은 일반적으로 입주자 개별적으로 에어컨을 설치하여 냉방용으로 활용하고 있는 실정이다. 그러나 에어컨은 편리하게 냉방에 활용할 수 있지만, 첫째 증발기의 결로 현상에 의하여 열교환기 표면에 오염(Fouling)과 미생물의 번식이 발생할 수 있고, 둘째 냉기류에 의한 불쾌감과 지나친 냉방에 의한 두통 등 냉방병의 부작용이 나타날 수 있으며, 셋째 하절기 전력수요 피크시간대에 사용이 집중되어 국가 전력 수급 사정을 악화시키는 등의 문제를 가지고 있다.

본 연구에서는 이러한 기존의 에어컨이 가지는 문제점들을 해결하고 실내 쾌적감을 획기적으로 개선할 수 있는 소용량 국부 복사-대류 병용 하이브리드 냉방기를 개발하고자 한다.

본 하이브리드 냉방기의 기본 개념은 실질적으로 냉방시 공간 전체를 냉방하기 보다는 중점적으로 점유되고 있는 부분만을 국부적으로 냉방하고 제습을 병행 할 경우 실 전체를 냉방하지 않고도 충분히 쾌적한 상태로 유지할 수 있다는 것에서 출발하였다.

본 연구에서 개발하고자 하는 하이브리드 냉방기는 기존의 증기압축식 냉동사이클을 사용하지만 증발기 부분이 넓은 복사냉방 판넬로 구성된 것이 특징이다. 복사냉각 판넬 표면온도는 실내 기온보다 15℃ 정도 낮은 온도로 유지되어 실내공기의 현열부하와 일부 잠열부하를 담당하도록 구성하고, 복사냉각 판넬의 뒷면에 핀-튜브형 제습기를 구성함으로써 복사 냉방시 잠열 제거를 극대화 할 수 있도록 개발할 계획이다. 이러한 방식은 필요 부분만을 냉방하기 때문에 기존 에어컨에 비해 대폭적으로 압축기 용량을 줄일 수 있어 전력 소비를 상당부분 절감할 수 있으며, 복사판넬과 제습부의 운전 방법에 따라 취침운전, 제습운전, 복사-대류 병행 운전 등 다양한 운전모드를 구성할 수 있어 수요자의 요구에 따른 다양한 제어가 가능할 것으로 예상된다.

III. 연구개발의 내용 및 범위

본 연구에서는 복사냉방과 제습을 동시에 수행하는 복사-대류의 하이브리드 방식을 개발하고자 한다. 본 연구를 통해 개발하고자 하는 복사-대류 병용 하이브리드 냉방 시스템은 분

리형으로 실내의 냉방부하를 담당하는 실내기와 냉방열을 외부 공기로 방출하는 실외기로 구성된다. 실내기에는 복사냉방 판넬과 판넬 후방에 핀-튜브형 증발기가 장착되는데 복사냉방 판넬에서는 실내공기의 현열부하와 부분 잠열 부하를 담당하고, 핀-튜브형 증발기에서는 실내의 주 잠열부하를 담당한다. 핀-튜브형 증발기 상부에는 소형 cross-flow 팬을 설치하여 증발기에 유동을 형성한다. 실내기 하부에는 응축수 배출을 위하여 드레인 팬이 설치되어 있다. 실외기는 압축기와 공랭식 핀-튜브형 응축기, 그리고 전자팽창밸브로 구성된다.

이러한 개발 방향과 개략 시스템 구성안을 바탕으로 본 연구에서는 연구 범위와 내용을 크게 3가지로 나누어 계획하였다.

첫째 복사-대류 병용 하이브리드 냉방기에 대한 기본 개념을 바탕으로 설계기술을 개발하고, 둘째 이러한 설계에 따른 냉방기의 시작품을 제작하고 성능을 평가하며, 셋째 개발된 시작품의 건물 적용 방안을 연구하는 것이다. 각각의 연구 내용은 앞서부터 위탁기관인 인천대학교, 주관기관인 (주) 삼화에이스, 참여기업인 (주)한일엠이씨가 담당하는 것으로 연구 내용을 분담하였다.

이러한 복사-대류 병용 하이브리드 냉방기의 구체적 개발 내용 및 범위를 각 차년도별로 살펴보면 다음과 같다.

- 1차년도

- 1) 냉동 사이클 시뮬레이션 : 요소부품 해석, 복사냉방 해석
- 2) 주요 냉동 부품 설계 및 제작 : 압축기 및 전자팽창밸브 선정, 각종 구성품 설계 및 제작 착수
- 3) 복사냉방 판넬 설계 및 제작 : 재질선정(복사 페인트, 코팅, 높은 방사율), 판넬 형상 설계(확장 표면형-물결형)
- 4) 하이브리드 냉방기 시작품 제작 : 사이클 시뮬레이션 결과를 기초로 다양한 사양의 시작품 설계 및 제작 착수
- 5) 성능평가 기술 개발 : 성능평가 기준 및 기술 개발
- 6) 하이브리드 냉방기의 건물 내 적용 방안 연구 : 실내 전열 부하 특성을 감안한 복사냉방기의 현열 및 잠열 부하 처리 용량 분배 연구, 부하 응답성 향상 방안 연구

- 2차년도

- 1) 냉동 사이클 시뮬레이션 : 냉동 사이클 해석 프로그램 개발

- 2) 주요 냉동 부품 설계 및 제작 : 각종 구성품 설계 및 제작 완료, 실내기 공기측 유로 설계
- 3) 복사냉방 판넬 설계 및 제작 : 냉매 유로의 피치 및 길이 설계(냉매분배 최적화, 적외선 열화상장치 사용), 냉매 유로 형성을 위한 판넬 집합기술 개발
- 4) 하이브리드 냉방기 시작품 제작 : 사이클 시뮬레이션 결과를 기초로 다양한 사양의 시작품 설계 및 제작 완료
- 5) 1차 성능 평가 : 개발된 성능평가 기술을 적용하여 세부 성능 평가
- 6) 하이브리드 냉방기의 건물 내 적용 방안 연구 : 복사-대류 병용 하이브리드 냉방기의 건물 적용방안 및 설계, 복사냉방 판넬 표면 온도 및 위치에 따른 재실자의 쾌적감 (PMV) 분석
- 7) 시작품 개선 : 시뮬레이션 프로그램 활용, 냉동시스템 최적화, 복사냉방판넬 최적화
- 8) 냉방기 용량제어기술 개발 : 인버터 적용기술, 전자팽창변 적용기술, 결로를 고려한 시스템 최적화
- 9) 성능시험 및 분석 : 세부 성능 평가
- 10) 하이브리드 냉방기의 건물 내 적용 방안 연구 : 복사냉방기의 에너지 사용량 분석, 복사냉방기와 룸 에어컨의 경제성(LCC) 분석, 복사냉방 판넬의 실내 운전 방법 및 설치 지침 작성

IV. 연구개발결과

본 연구에서는 기존의 에어컨이 가지는 문제점들을 해결하고 실내 쾌적감을 획기적으로 개선할 수 있는 소용량 국부 복사-대류 병용 하이브리드 냉방기를 개발하고자 하였다.

본 하이브리드 냉방기의 기본 개념은 실질적으로 냉방시 공간 전체를 냉방하기 보다는 중점적으로 점유되고 있는 부분만을 국부적으로 냉방하고 제습을 병행 할 경우 실 전체를 냉방하지 않고도 충분히 쾌적한 상태로 유지할 수 있다는 것에서 출발하였다. 필요 부분만을 국부적으로 냉방할 경우 기존 에어컨에 비해 대폭적으로 압축기 용량을 줄일 수 있어 전력 소비를 상당부분 절감할 수 있으며, 복사판넬과 제습부의 운전 방법에 따라 취침운전, 제습운전, 복사-대류 병행 운전 등 다양한 운전모드를 구성할 수 있어 수요자의 요구에 따른 다양한 제어가 가능할 것으로 예상된다.

본 연구 과정을 통해 도출한 결과를 요약하면 다음과 같다.

① 초기 제안된 본 하이브리드 냉방기의 시스템이 안정성과 부하 대응성 및 응답성에서 문제점이 있을 것으로 판단되어, 복사 판넬부와 제습 증발부 각각에서 압축기와 응축기를 적용하는 시스템 개념을 도출하여 연구를 수행하였다.

② 하이브리드 냉방 시스템의 요소부품 해석, 복사냉방 해석 기술등을 정립하고 복사냉방 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다.

③ 복사판넬 시작품으로부터 시작하여 총 10차 시작품을 제작하였으며, 제작된 각 시작품 성능시험을 통해 압축기, 냉동사이클, 복사판넬부 배관 부착 방식, 복사판넬부 배관 Pass, 결로수 물받이 등을 개선을 통하여 신 개념의 복사-대류 병용 하이브리드 냉방기를 개발하였다. 또한 하이브리드 냉방기에 대한 성능평가 기술도 정립하였다.

④ 하이브리드 냉방기의 냉각성능은 목표치를 대체로 만족한다. 아래 표에 복사 냉방시스템의 성능을 목표치와 비교하였다. 성적계수가 목표치에 못 미치는 것은 본 시스템에 적절한 소용량 압축기가 없기 때문이고 본 과제에서 압축기 자체에 대한 개발은 연구범위가 아니므로 향후 일정 효율이 확보되는 압축기로 대체할 경우 개선 가능할 것으로 사료된다. 소음 문제는 지속적으로 개선해 나갈 예정이다.

항 목	목 표 치	개 발 품
용량 (W)	1000	1277
판넬 냉방능력(m^2 당)	200	376
성적계수	2.5	1.89
소음 (dB)	30	37.3
용량변화 (W)	200~1000	376~1277

⑤ 3평 정도의 침실(공부방) 규모에서 부하 분석을 수행한 결과 피크시점에서 냉방 부하가 약 840 W 정도로 나타나 초기 제안된 본 하이브리드 냉방기의 설정 냉방 용량인 1 kW는 타당한 용량인 것으로 나타났다.

⑥ 소비자 설문을 실시하여 본 연구를 통해 개발 될 하이브리드 냉방기의 적용성 증대 및 시작성 확보를 위해 소비자가 원하는 하이브리드 냉방기의 디자인 요소 및 적용위치, 요구성능 등을 파악하고 구체적인 하이브리드 냉방기의 개발방향을 정립하였다.

⑦ 하이브리드 냉방기를 공동주택 공부방에 적용하고자 할 때 효과적인 냉방을 위한 최적의 설치위치를 파악하기 위한 평면분석을 실시하였고, 이를 바탕으로 CFD를 통해 재실 위치별 쾌적감을 분석하여 적정 설치 위치를 도출하였다.

⑧ CFD 분석 결과 피크 조건과 부분 부하 조건 모두 거주역 부분에서 실내 설정 온도 26℃ 이내에 분포하는 것으로 나타본 시스템의 적용 가능성을 확인 할 수 있었다.

⑨ 에어컨과 하이브리드 냉방기의 온열쾌적감 및 성능비교를 위해 시작품으로 실제 공부방 규모의 실에서 재실측정을 수행하였고, 재실측정 및 성능측정 자료를 바탕으로 CFD를 통해 하이브리드 냉방기 vs 룸 에어컨의 냉방시의 실내 온열환경을 비교하였다. 실측 및 CFD 분석 결과 하이브리드 냉방기로 기존 룸 에어컨에 비해 보다 안정적인 실내 온열환경 유지가 가능한 것으로 판단되었다.

⑩ 실측 및 챔버 성능측정을 바탕으로 에너지 및 경제성 분석을 수행하였으며, 현재 시작품 단계에서는 하이브리드 냉방기의 경제성은 없는 것으로 검토되었다. 그러나 향후 하이브리드 냉방기의 성능개선과 시제품의 단가를 80만원 내외(기존 룸 에어컨 대비 140%)로 출시할 경우 경제성은 확보할 수 있을 것으로 사료된다.

이상과 같이 본 연구를 통해 하이브리드 냉방기의 시작품 개발을 완료하였으며 개발된 시작품의 성능을 챔버 측정, 재실측정, CFD/에너지/경제성 분석 과정을 통해 검증하였으며, 다소간의 성능개선 및 시제품 단가를 개선할 경우 냉방기로의 기능을 수행할 수 있을 것으로 판단된다.

V. 연구개발결과의 활용계획

본 연구를 통해 개발될 복사-대류 병용 하이브리드 냉방기는 실제 상용화를 통하여 주거용도 건물에 활용할 수 있다. 또한 향후에는 본 기술의 개념을 사무용도 건물에 적용하여 활

용할 수 있다. 특히, 기존 사무용도 건물은 일반적으로 공조시스템이 설치되어 실 전체를 대상으로 냉난방을 수행하는 대류 냉난방 방식을 택하고 있다. 그러나 실제 사무 공간에서 대부분 근무자들은 개별적으로 개인 데스크에서 근무하고 있으며 데스크의 사이는 일반적으로 파티션을 통해 공간을 구획하고 있다. 이러한 사무 공간에서 파티션을 본 소용량 국부 복사-대류 방식의 하이브리드 냉방기로 대체하여 실질적인 거주 공간을 위주로 냉방을 수행할 수 있으며 이는 결과적으로 기존 방식에 비해 획기적인 에너지 절감 효과와 함께 개별 제어를 한 쾌적감을 향상시킬 수 있을 것으로 사료된다. 특히 압축기로 히트펌프를 사용할 경우 냉방과 함께 난방도 수행할 수 있어 냉난방이 모두 가능할 것으로 판단된다.

S U M M A R Y

(영 문 요 약 문)

I. Subject

Development of the hybrid air conditioner using radiative and convective heat transfer

II. Objective and necessity of research and development

Current residential building is generally cooling with air conditioner. Air conditioner is convenient but they have some problems. The first problem is fouling on surface of the heat exchanger and microbe which will be able to occur by condensation on the heat exchanger. The second problem is the unpleasant feeling due to the cold draft, the headache due to extremes the air cooling. The third problem is high electric demand of the air conditioner which occurs national electric problem in summer.

This study aims to solve these problems of the conventional air conditioner and to develop hybrid air conditioner using radiative and convection heat transfer with low cooling capacity.

The basic concept of this hybrid air conditioner is spot cooling with radiative part and dehumidification of convective part. Once the moisture of a room is dehumidified by the dehumidification part, then the radiative part cool down the room with radiative heat transfer with small capacity compared to the conventional air conditioner. This system is supposed to reduce energy consumption and maintain the better PMV condition comparing to the conventional air conditioner.

On this study we will develop hybrid air cooler which is used existing steam pressure refrigeration cycle, however the evaporator part character have wide radiative panel. Radiative panel is in charge of the sensible load and the partial latent load of room. The surface temperature of radiative panel is between 10~12 oC. Fin-tube type dehumidifier is bonded by the back side of the radiative cooling panel to remove latent load. This hybrid system can reduce compressor capacity

and power consumption. As operation mode, there are various operation mode such as sleeping mode, dehumidification mode, radiation-convection hybrid mode, and so on.

III. Contents and scope of research and development

On this study we will develop hybrid air conditioner which is able to radiative and convective cooling with dehumidification in the same time. The hybrid air conditioner is constituted to interior machine which is in charge of room load and outdoor machine which is charge of cooling the heat from room to the outdoor air. Interior machine have the radiative cooling panel which is in charge of the sensible load and partial latent load of the interior. Fin-tube type dehumidifier is bonded by the back side of the radiative cooling panel which is in charge of the latent load of room. The upper part of the fin-tube type evaporator have small cross-flow fan which makes air flow. The bottom of the interior machine take drain pan for condensation water. The outdoor machine has compressor and condenser of fin-tube type, expansion valve.

This study is going to three part. The first part is to develop the basic design technique using concept of radiation-convection hybrid air conditioner. The second part is to evaluate the beginning machine of the hybrid air conditioner. The third part is to develop the application method of the hybrid air conditioner in building.

The embodied developing contents and the development range of hybrid air conditioner is shown as follows.

– 1st Year

- 1) Refrigeration Cycle Simulation : Element parts analysis, Radiative Cooling Analysis
- 2) Main Refrigeration Component Design & Manufacturing : Compressor & Expansion Valve Selection, Various component Design and production starting
- 3) Radiative Cooling Panel Design & Manufacturing : Quality of material

selecting(Radiation paint and coating, high emissivity), Panel form Design(Expansion surface shape—wave shape)

4) Hybrid Air Cooler beginning machine production : Based on Cycle Simulation Results The beginning machine of various spec. design & Manufacture

5) Performance Evaluation technicalness development : Performance Evaluation Base & Technique Development

6) Application plan research the inside building of hybrid air cooler : The radiative cooling panel which consider the interior total heat load characteristic and sensible heat & latent heat load control amount distribution research and load responsiveness improvement plan research

– 2nd Year

1) Refrigeration Cycle Simulation : Refrigeration Cycle Analysis Program development

2) Main Refrigeration Component Design & Manufacturing : Various Component design & Manufacturing Complete, Interior Machine Air—side path design

3) Radiative Cooling Panel Design & Manufacturing : Design of pitch & length of refrigerant path(Refrigerant distribution optimization, Infrared light thermograph uses), Development of panel union technique for refrigerant path modeling

4) Hybrid Cooler beginning machine manufacturing : Based on Cycle Simulation Results The beginning machine of various spec. dedign & Manufacture

5) 1st performance evaluation : To apply the performance evaluation technique which is developed, detail performance evaluation

6) Application plan research the inside building of hybrid air cooler : Design & application plan research the inside building of hybrid air cooler, according to Surface temperature & position of hybrid air cooler the PMV analysis of occupant

7) The beginning machine improvement : Simulation program uses, Refrigeration system optimization, Radiative cooling panel optimization

8) Development of Hybrid air cooler capacity control technique : Inverter application technique, Expansion valve application technique, The system

optimization which considers as a dew condition

9) Performance Test & Analysis : Detailed performance evaluation

10) Application plan research the inside building of hybrid air cooler : Analysis of used energy amount of hybrid air cooler, Hybrid air cooler vs. room air conditioner LCC analysis, Operating method & institution guideline of hybrid air cooler drawing up

IV. Results of Research and Development

This study aims to solve problems of the conventional air conditioner and to develop hybrid air conditioner using radiative and convection heat transfer with low cooling capacity.

The basic concept of this hybrid air conditioner is spot cooling with radiative part and dehumidification of convective part. Once the moisture of a room is dehumidified by the dehumidification part, then the radiative part cool down the room with radiative heat transfer with small capacity compared to the conventional air conditioner. This system is supposed to reduce energy consumption and maintain the better PMV condition comparing to the conventional air conditioner.

The study results show that the developed hybrid air conditioner could act an air conditioning unit with radiant and convective heat transfer.

The results of this study summarized as below.

① We modified the one compressor and condenser system into two compressor and one condenser system of hybrid air conditioner because it would cause some problems for system stability.

② We developed simulation program for the design of hybrid air conditioner by mathematical analytical study about various parts of hybrid air conditioner.

③ The system performance of developed hybrid air conditioner meets the proposed goals mostly except COP and noise level. We plan to improve this problems for more study. The results of performance evaluation shows as below.

Items	Proposal goal	Development
Capacity (W)	1000	1277
Radiant panel cooling capacity(W/m ²)	200	376
COP	2.5	1.89
Noise (dB)	30	37.3
Capacity flexibility (W)	200~1000	376~1277

④ The developed hybrid air conditioner could maintain stable indoor thermal environmental condition comparing to the conventional air conditioner according to the results of field test and CFD simulation.

⑤ The trial product of hybrid air conditioner isn't economical in this study, but it could be economical for improving the energy performance and reducing the initial cost of the hybrid air conditioner. It is more important to reduce the initial cost than the energy cost of the trial product.

목 차

제 1 장 서 론	1
1. 연구개발의 필요성	1
가. 연구개발 개요	1
나. 연구개발의 중요성	4
(1) 기술적 측면	4
(2) 경제·산업적 측면	5
(3) 사회·문화적 측면	5
제 2 장 국내·외 기술개발현황	6
1. 국내 연구개발 실적	6
2. 국내외 관련 기술 및 산업 동향	6
가. 국내 기술 및 산업 동향	6
(1) 국내 시장 현황 및 예측	6
(2) 국내 주요 관련 업체	8
(3) 국내 전문가 및 연구기관 현황	9
(4) 국내연구 인프라 수준	9
(5) 국내 기술개발 수준	10
제 3 장 연구개발수행 내용 및 결과	11
1. 복사-대류 하이브리드 시스템 개요	11
2. 판넬 냉방시스템 해석 및 시뮬레이션	14
가. 압축기 성능해석 및 시뮬레이션	14
나. 팽창장치 성능해석 및 시뮬레이션	18
다. 응축기 모델링	21
(1) 단상영역	23
(2) 이상영역	24
(3) 응축기 시뮬레이션	25

라. 복사 판넬 및 제습 증발기 모델링	28
(1) 복사 판넬의 열 및 물질전달	28
(2) 관내 냉매 증발 열전달	30
3. 판넬 냉방 시스템 설계	35
가. 냉동사이클 구성 부품 설계	35
(1) 압축기 선정	35
(2) 200 W 급 복사 냉방 판넬 설계	36
(3) 800 W 급 제습 증발기 설계	41
(4) 응축기 설계	49
(5) 팽창장치 선정	51
(6) 하이브리드 냉방기 시뮬레이션	52
나. 복사-대류 냉방기 제어 방안	54
4. 복사-대류 하이브리드 냉방기 제작	56
가. 제작 일정 및 제작 과정	56
(1) 1차년도 복사판넬 시작품 제작 (2007년 4월)	56
(2) 2차 시작품 (2007년 10월)	56
(3) 3차 복사판넬 시작품 (2007년 12월)	57
(4) 4차 시작품 (2008년 1월)	58
(5) 5차 시작품 (2008년 2월)	59
(6) 6차 시작품 (2008년 5월)	59
(7) 7차 시작품 (2008년 7월)	60
(8) 8차 시작품 (2008년 8월)	61
(9) 9차 시작품 (2008년 10월)	61
(10) 10차 시작품 (2008년 10월)	62
(11) 기타 주요 부품 사진	63
나. 성능 시험을 통한 시작품 개선 과정	63
(1) 압축기의 개선 과정	63
(2) 2 Comp.- 1 Condenser 시스템 도입	65
(3) 복사용 배관 부착 방식의 개선	66
(4) 복사 판넬부 Pass 개선	67

(5) 기액분리기 추가	68
(6) 결로수 물받이 개선	69
5. 성능평가 기술 개발	71
6. 성능 시험	72
가. 표준 조건 (실외 35℃/24℃, 실내 27℃/19.5℃) 판넬 냉방실험	74
나. 실내 상대습도 변화시 (실외 35℃/24℃, 실내 27℃/50%~30%) 판넬 냉방실험	74
(참고 1) 복사부 1열 시작품 성능시험	80
(참고 2) R-22 압축기 사용 시작품 성능시험	81
다. 제습부 성능시험	82
라. 하이브리드 냉방기 (복사부 + 제습부) 성능시험	84
마. 팬 풍량 조절을 통한 용량제어	87
바. 하이브리드 냉방기 소음	92
사. 소 결	93
7. 하이브리드 냉방기 건물적용 방안	94
가. 침실(공부방) 부하 특성 분석	94
(1) 적용 시뮬레이션 툴	95
(2) 시뮬레이션 조건	96
(3) 시뮬레이션 결과	98
나. 하이브리드 냉방기 용량 설정	99
다. 하이브리드 냉방기 적용 가능성 검토	100
(1) 개 요	100
(2) 전산유체해석 개요	101
(3) 계산형상 및 격자계	102
(4) 지배방정식	103
(5) 경계 조건	103
(6) 전산유체해석 결과 및 고찰	104
라. 하이브리드 냉방기 부하 대응성 및 응답성 향상 방안	106
마. 하이브리드 냉방기 설문	109
(1) 기존 대류 냉방방식(에어컨)에 대한 소비자 설문 결과	110
(2) 하이브리드 냉방기 설문결과	113

바. 공동주택(공부방) 평면분석을 통한 하이브리드 냉방기 설치 위치 선정	116
사. 재실 위치별 쾌적감 분석	121
(1) 복사부 가동시 위치별 온열쾌적감(PMV)	123
(2) 복사부 + 제습부 가동시 위치별 온열쾌적감(PMV)	125
아. 하이브리드 냉방기 재실측정	127
(1) 재실측정 실의 현황	127
(2) 재실측정 계획	127
(3) 측정 범위 및 방법	128
(4) 측정 장비 개요	129
(5) 측정 및 장비 설치 위치	132
(6) 측정결과	134
(참고 1) 하이브리드 냉방기 실내 측정 포인트별 온도 데이터	142
(참고 2) 에어컨 실내 측정 포인트별 온도 데이터	144
자. 모드별 운전방안 및 결로수 처리 방안	146
차. 하이브리드 냉방기 vs 대류형 냉방기 비교분석	149
(1) CFD를 활용한 온열쾌적감 비교	149
(2) 에너지 사용량 분석	158
(3) 경제성 분석	169
8. 결 론	181

제 4 장 연구개발목표 달성도 및 관련분야에의 기여도 ... 184

1. 당해연도 연구목표의 달성도	184
가. 연구개발 수행 진도율	184
나. 연구개발 목표의 달성도	185
2. 관련분야에의 기여도	186

제 5 장 연구개발결과의 활용계획 ... 187

1. 연구결과의 활용방안	187
가. 상용화를 위한 기술 보완 점	187

(1) COP 성능개선	187
(2) 소음 발생량의 최소화	188
(3) 판넬 전면적/두께 최소화	188
나. 연구결과의 활용방안	188
(1) 기술적 측면	189
(2) 사회·경제적 측면	190
다. 연구결과의 기업 활용방안	190
(1) 참여기업별 연계방안 및 추진전략	190
라. 타 산업에 미치는 효과	191
마. 정부 정책과의 연계 방안	191
바. 관련 후속연구개발의 전망	192

제 6 장 연구개발과정에서 수집한 해외과학기술정보 193

제 7 장 참 고 문 헌 194

부록 1 복사냉방기 실험과정	196
부록 2 설문조사지	199
부록 3 판교 27블럭 구조체 열관류율	206
부록 4 특허 및 논문 요약	207
부록 5 시험성적서(KOLAS)	212

그 립 목 차

Fig. 1-1 증발기의 심각한 오염 상태	1
Fig. 1-2 기존 룸 에어컨 냉방 개념	3
Fig. 1-3 소형 국소 복사 냉방 개념	3
Fig. 3-1 초기 제안된 하이브리드 냉방기 개념도	11
Fig. 3-2 수정된 하이브리드 냉방기 개념도	12
Fig. 3-3 Refrigerant flow rate in Aspera T2168K	17
Fig. 3-4 Compressor power in Aspera T2168K	17
Fig. 3-5 Control Volume in a capillary tube	18
Fig. 3-6 Capillary tube simulation data compared with the ASHRAE recommendation	21
Fig. 3-7 복사 판넬 증발기	29
Fig. 3-8 하이브리드 냉방기용 압축기	35
Fig. 3-9 복사 냉방 판넬	39
Fig. 3-10 동관 설치 홈	39
Fig. 3-11 압출물 연결구	40
Fig. 3-12 복사판넬 후면 사진	40
Fig. 3-13 초기 복사 판넬	40
Fig. 3-14 슬릿 흰 개략도	43
Fig. 3-15 공기측 성능시험 실험장치	43
Fig. 3-16 슬릿 흰 열교환기 공기측 성능 데이터	46
Fig. 3-17 제습 증발기 사진	48
Fig. 3-18 제습 증발기 설치도	48
Fig. 3-19 Cross-flow 팬	49
Fig. 3-20 응축기 사진	51
Fig. 3-21 응축기 분할 사용 개략도	51
Fig. 3-22 수동팽창밸브	52
Fig. 3-23 하이브리드 냉방기 시뮬레이션 프로그램 흐름도	53
Fig. 3-24 1차년도 시작품	56
Fig. 3-25 2차 시작품	57
Fig. 3-26 3차 시작품	58
Fig. 3-27 4차 시작품	58
Fig. 3-28 5차 시작품	59
Fig. 3-29 6차 시작품	60
Fig. 3-30 7차 시작품	60

Fig. 3-31	8차 시작품	61
Fig. 3-32	9차 시작품	62
Fig. 3-33	10차 시작품(가로 1,800mm 복사판넬 실내기)	62
Fig. 3-34	주요 부품사진	63
Fig. 3-35	압축기 제원	64
Fig. 3-36	냉동 시스템 개략도	65
Fig. 3-37	응축기 회로도	65
Fig. 3-38	복사 판넬과 냉매 배관 접착 개략도	66
Fig. 3-39	복사부 냉매분배 개략도	67
Fig. 3-40	냉매 분배에 따른 복사판넬 표면 온도 해석	68
Fig. 3-41	기액분리기	69
Fig. 3-42	물받이 개선에 따른 CFD 해석	70
Fig. 3-43	하이브리드 냉방시스템 개략도	72
Fig. 3-44	실내기 사진	72
Fig. 3-45	실외기 사진	72
Fig. 3-46	판넬 냉방 시스템 측정 개략도	73
Fig. 3-47	제습시스템 측정 개략도	73
Fig. 3-48	상대습도 50%(27°C/19.5°C) 판넬 표면 열화상 사진	79
Fig. 3-49	상대습도에 따른 냉매유량 변화	79
Fig. 3-50	상대습도에 따른 냉각능력 및 소비동력 변화	79
Fig. 3-51	하이브리드 냉방기 시험성적서	86
Fig. 3-52	소음 측정실	92
Fig. 3-53	분석 대상 공간	94
Fig. 3-54	PREDID	95
Fig. 3-55	IIISiBat	96
Fig. 3-56	대안별 부하 분석 결과	98
Fig. 3-57	해석 대상 공간	103
Fig. 3-58	격자계	103
Fig. 3-59	수직온도분포	104
Fig. 3-60	수평온도분포 (1.0m 높이)	104
Fig. 3-61	수직온도분포	105
Fig. 3-62	수평온도분포 (1.0m 높이)	105
Fig. 3-63	초기 제안된 하이브리드 냉방기 개념도	106
Fig. 3-64	수정된 하이브리드 냉방기 개념도	107
Fig. 3-65	설문조사에 사용된 설문지	109
Fig. 3-66	여름철 평균 A/C 가동시간(설문결과)	110
Fig. 3-67	에어컨 문제점(설문결과)	112

Fig. 3-68 에어컨 선택순위(설문결과)	113
Fig. 3-69 하이브리드 냉방기 선호 설치형태(설문결과)	113
Fig. 3-70 하이브리드 냉방기 디자인 및 재질 선호도(설문결과)	114
Fig. 3-71 결로수 발생과 복사판넬 크기 선택(설문결과)	114
Fig. 3-72 이동형과 고정형 중 선택(설문결과)	115
Fig. 3-73 창문과 출입문이 동일면에 위치된 CASE를 제외한 평면	116
Fig. 3-74 창문과 출입문의 배치가 동일한 CASE를 제외한 평면	117
Fig. 3-75 y축 대칭인 CASE를 제외한 평면	117
Fig. 3-76 배치불가, 동일배치, y축 대칭을 제외한 배치 CASE	118
Fig. 3-77 공동주택(공부방)의 창, 출입문 배치 CASE별 비율	119
Fig. 3-78 책상 및 침대의 가능한 배치	119
Fig. 3-79 책상, 침대 배치시 하이브리드 냉방기 설치가능 위치	120
Fig. 3-80 위치별 PMV분석을 위한 공부방 제원	122
Fig. 3-81 CASE별 책상위치	122
Fig. 3-82 복사부 가동시 각 CASE 별 공기온도 분포 및 인체모형 평균복사온도 분포	124
Fig. 3-83 복사부 + 제습부 가동시 각 CASE 별	126
Fig. 3-84 에어컨 및 하이브리드 냉방기 재실실험 시 외기온도	134
Fig. 3-85 재실실험 대상실의 냉방부하 영향 인자	135
Fig. 3-86 하이브리드 냉방기 재실측정 온도분포	136
Fig. 3-87 에어컨 재실측정 온도분포	137
Fig. 3-88 하이브리드 냉방기 vs 에어컨 PMV 비교	138
Fig. 3-89 하이브리드 냉방기 vs 에어컨 XY평면 온도분포 비교	139
Fig. 3-90 하이브리드 냉방기 vs 에어컨 YZ평면 온도분포 비교	140
Fig. 3-91 하이브리드 냉방기 vs 에어컨 XZ평면 온도분포 비교	141
Fig. 3-92 2.0m 높이 실내공기온도 변화(하이브리드 냉방기)	142
Fig. 3-93 1.5m 높이 실내공기온도 변화(하이브리드 냉방기)	142
Fig. 3-94 1.0 m높이 실내공기온도 변화	143
Fig. 3-95 0.5 m높이 실내공기온도 변화(하이브리드 냉방기)	143
Fig. 3-96 2.0 m 높이 실내공기온도 변화(에어컨)	144
Fig. 3-97 1.5 m 높이 실내공기온도 변화(에어컨)	144
Fig. 3-98 1.0 m 높이 실내공기온도 변화(에어컨)	145
Fig. 3-99 0.5 m 높이 실내공기온도 변화(에어컨)	145
Fig. 3-100 운전모드 설정 Flow Chart	147
Fig. 3-101 공부방 모델링	150
Fig. 3-102 공부방 모델링 & Mesh	151
Fig. 3-103 YZ 평면 온도분포	154

Fig. 3-104	XZ평면 온도분포	155
Fig. 3-105	XY평면 온도분포	156
Fig. 3-106	TRNSYS에서의 대상건물 모델링	158
Fig. 3-107	TRNSYS를 통한 건물부하 계산	162
Fig. 3-108	TRNSYS 시스템 모델링 화면	164
Fig. 5-1	복사-대류 냉방 활용 개략도	189

표 목 차

Table 3-1 냉방능력 200 W 압축기 성능 데이터 (ASHRAE LBP)	36
Table 3-2 냉방능력 800 W 압축기 성능 데이터 (ASHRAE LBP)	36
Table 3-3 복사냉방기 주요부품사양	54
Table 3-4 측정치와 시뮬레이션 결과의 비교	54
Table 3-6 표준 조건 (실외 35℃/24℃, 실내 27℃/19.5℃) 판넬 냉방실험	75
Table 3-7 실외 35℃/24℃, 실내 27℃/RH 40% 판넬 냉방실험	76
Table 3-7 실외 35℃/24℃, 실내 27℃/RH 35% 판넬 냉방실험	77
Table 3-8 실외 35℃/24℃, 실내 27℃/RH 30% 판넬 냉방실험	78
Table 3-9 복사부 1열 시험 데이터	80
Table 3-10 R-22 압축기 적용 시험 데이터	81
Table 3-11 제습부의 성능시험 데이터	83
Table 3-12 하이브리드 냉방기 데이터 (팬 풍량 3.6 CMM)	85
Table 3-13 하이브리드 냉방기 데이터 (팬 풍량 3.0 CMM)	88
Table 3-14 하이브리드 냉방기 데이터 (팬 풍량 2.6 CMM)	89
Table 3-15 하이브리드 냉방기 데이터 (팬 풍량 2.0 CMM)	90
Table 3-16 하이브리드 냉방기 데이터 (팬 풍량 1.0 CMM)	91
Table 3-17 하이브리드 냉방기 용량 제어 방안	92
Table 3-18 건축 조건	97
Table 3-19 내부 발열 조건	97
Table 3-20 대안 설정 조건	97
Table 3-21 대안별 부하 분석 결과	98
Table 3-24 CFD 시뮬레이션 경계조건	122
Table 3-25 복사부 가동시 각 CASE 별 시뮬레이션 결과값	124
Table 3-26 복사부 + 제습부 가동시 각 CASE 별 시뮬레이션 결과값	126
Table 3-27 부하조건	128
Table 3-28 측정 범위 및 방법	129
Table 3-29 열전대 제원	129
Table 3-30 데이터 획득장치 제원	129
Table 3-31 간이형 온습도 센서 제원	130
Table 3-32 열화상 카메라 제원	130
Table 3-33 흑구 온도계 제원	130
Table 3-34 열선식 Anemometer	131
Table 3-35 Globe 온도계 제원	131
Table 3-36 열전대 설치 위치	132

Table 3-37 실내측정 센서 설치 및 사진	133
Table 3-38 유동경계 조건	152
Table 3-39 부하 경계조건	152
Table 3-40 CFD 분석결과 도시평면	153
Table 3-41 CFD 시뮬레이션 결과값	157
Table 3-42 외벽(서측)의 구성	160
Table 3-43 내벽의 구성	160
Table 3-44 내측 슬라브의 구성	160
Table 3-45 창문(서측)의 구성	160
Table 3-46 시뮬레이션 설정치	161
Table 3-47 시뮬레이션 일일 스케줄 설정	161
Table 3-48 대상 실의 월별 냉방부하	163
Table 3-49 대상 실의 일일 피크부하	163
Table 3-50 시스템 에너지 사용량(하이브리드 냉방기 복사부 압축기 효율 1)	165
Table 3-51 시스템 에너지 사용량(하이브리드 냉방기 복사부 압축기 효율 1.7)	166
Table 3-52 하이브리드 냉방기 운전 시간	167
Table 3-53 시스템 에너지 사용량(하이브리드 냉방기 복사부 압축기 효율 1.3)	168
Table 3-54 이자율 추이	170
Table 3-55 물가상승률 추이	171
Table 3-56 법인세법에 의한 내용년수	172
Table 3-57 열원/공조설비의 법정 내구연수 및 운영관리비 산정기준	173
Table 3-58 에너지 단가 (2008년 11월 현재 서울 지역 기준)	174

C O N T E N T S

(영 문 목 차)

제 1 장 Introduction	1
제 2 장 Domestic-outside technical development present condition	6
제 3 장 Research and development accomplishment contents and result	11
제 4 장 Coherence in research and development aim attainment and relation field	183
제 5 장 Application plan of research and development result	186
제 6 장 The overseas scientific and technical information which it collects from research and development process	191
제 7 장 References	192

제 1 장 서 론

1. 연구개발의 필요성

가. 연구개발 개요

현재 주거용도의 건물에서는 다른 용도의 건물과는 달리 건물 계획시 냉방시스템에 대한 계획 없이 분양되고 있으며, 입주자가 일반적으로 에어컨이라 통칭되는 증기 압축식 냉동기를 설치하여 냉방용으로 활용하고 있는 실정이다. 최근에는 주상복합 건물의 등장과 함께 초기 계획단계에서 에어컨 시스템을 냉방시스템으로 설치하여 분양하는 사례가 증가하고 있다. 이렇게 주거 건물에서 하절기 냉방기로 많이 사용하는 에어컨은 편리하게 냉방에 활용할 수 있지만 다음과 같은 문제점을 지니고 있다.

첫째, 증발기의 결로 현상에 의하여 열교환기 표면에 오염(Fouling)과 미생물의 번식이 발생한다. 많은 경우에 에어컨은 간헐적으로 사용하므로 증발기를 사용하지 않는 시간 동안 미생물의 번식이 더욱 심각해진다. Fig. 1-1은 이러한 증발기의 심한 오염 상태를 보여준다. 이러한 증발기로부터 공기로 방출되는 미생물들은 건강을 위협할 뿐만 아니라 에어컨을 시동하면서 증발기에서 나오는 쿼퀴한 냄새는 쾌적성을 저하시킨다.



Fig. 1-1 증발기의 심각한 오염 상태

둘째, 현재 널리 사용되는 에어컨은 강제 대류형이고 용량이 크기 때문에 냉기류가 직접 사람들에게 도달하는 경우에 불쾌감(Cold draft)을 유발할 뿐만 아니라, 냉방이 지나칠 경우 냉방병이나 두통 등 여러 부작용들이 나타날 수 있다. 특히 하절기 야간의 경우 취침시 에어컨을 가동하면 너무 낮은 온도와 기류로 인해 오히려 취침을 방해하는 요인으로 작용하며, 에어컨을 가동하지 않으면 열대야로 인해 잠을 이루지 못하는 상황이 발생한다.

셋째, 앞서 언급한 문제점으로 인하여 현재 국내의 가정용 에어컨의 사용 실태를 보면 연간 운전 시간이 100 ~ 200 시간 미만에 불과한 경우가 많으며 주요 사용 시간이 하절기의 전력수요 피크 시간대에 집중되어 전력 수급 사정을 악화시키고 있다.

본 연구에서는 이러한 기존의 에어컨이 가지는 문제점들을 해결하고 실내 쾌적감을 획기적으로 개선할 수 있는 소용량 국부 복사-대류 방식의 하이브리드 냉방기를 개발하고자 한다.

본 연구에서 개발하고자 하는 하이브리드 냉방기는 기존의 증기압축식 냉동사이클을 사용하나 증발기 부분이 넓은 복사냉방 판넬로 구성된 것이 특징이다. 복사냉각 판넬 표면온도는 실내 기온보다 15℃ 정도 낮은 온도로 유지되어 실내공기의 현열부하와 일부 잠열부하를 담당하도록 구성하고, 복사냉각 판넬의 뒷면에 핀-튜브형 제습기를 구성함으로써 복사 냉방시 잠열 제거를 극대화 할 수 있도록 개발할 계획이다. 이때 복사냉각 판넬과 제습부에서는 결로가 발생하는데 이들 표면에 MICRO-PROTECTOR 코팅 처리를 통해 신속한 결로수의 제거와 세균 증식 등을 억제할 수 있도록 한다. MICRO-PROTECTOR 코팅기술은 매우 얇은 무기질의 화학적 접착에 의한 코팅으로 세균 증식을 방지하며 표면의 부식 방지와 함께 먼지 등의 점착을 방지하는 한편 우수한 열교환 성능을 가지도록 하는 코팅 기술이다.

한편, 실내 대부분의 잠열부하는 복사냉방 판넬 뒷부분에 설치되는 제습부에서 담당한다. 제습부에서 실내의 습도를 제거할 경우 복사 판넬에서의 복사 열교환을 통해 다소 실내 온도가 높더라도 충분히 쾌적한 조건을 만들 수 있을 것으로 예상된다.

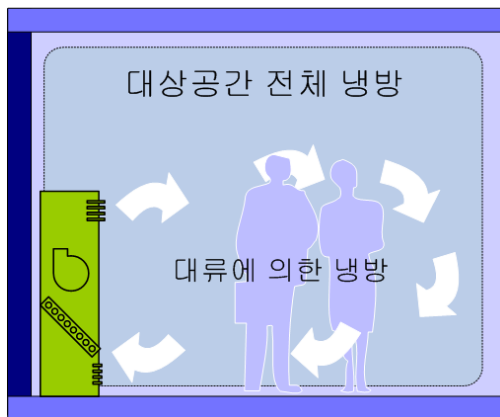


Fig. 1-2 기존 룸 에어컨 냉방 개념

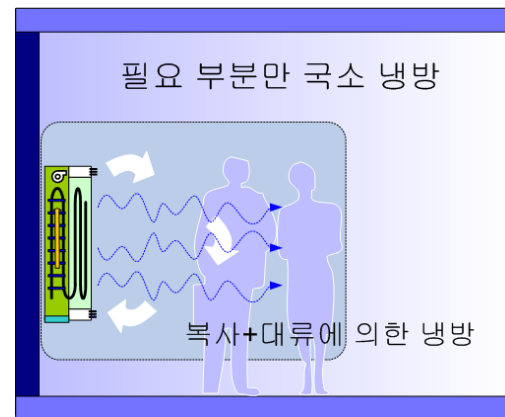


Fig. 1-3 소형 국소 복사 냉방 개념

이러한 냉방 개념은 Fig. 1-3에서 보듯이 기존 룸 에어컨이 팬에 의한 강제 대류로 실 전체를 냉방하는데 비해 전면부의 복사판넬에 의한 복사냉방과 함께 복사판넬 후면의 제습부의 대류 냉방을 병용하는 개념이다. 이러한 방식은 필요 부분만을 냉방하기 때문에 기존 룸 에어컨에 비해 대폭적으로 압축기 용량을 줄일 수 있어 전력 소비를 상당부분 절감할 수 있으며, 복사판넬과 제습부의 운전 방법에 따라 취침운전, 제습운전, 복사-대류 병행 운전 등 다양한 운전모드를 구성할 수 있어 수요자의 요구에 따른 다양한 제어가 가능할 것으로 예상된다.

본 연구를 통해 개발될 복사-대류 병용 하이브리드 냉방기의 장점은 다음과 같다.

첫째, 복사 판넬은 기존 에어컨의 핀 튜브형 냉각코일과 달리 판넬 형식으로 구성되며 MICRO-PROTECTOR 코팅 처리를 통해 신속한 결로수의 제거와 세균 증식을 억제함과 동시에 점검 및 청소가 용이하여 미생물 번식의 염려가 없이 쾌적한 냉방이 가능하다.

둘째, 본 방식은 복사냉방과 함께 소용량 팬에 의한 대류열교환이 이루어지는 특성을 가지므로 기존 룸 에어컨과 같이 큰 풍량을 강제 대류시키는 방식에 비해 상대적으로 냉기류에 의한 불쾌감이 없기 때문에 기존 에어컨의 대류 냉각에 비하여 월등한 쾌적성을 나타낼 것으로 예상된다. 특히, 하절기 야간에 취침시 본 복사냉방기로 냉방을 수행할 경우 기존 에어컨이 가지는 과냉각의 문제없이 수면시간 동안 쾌적한 냉방이 가능하다.

셋째, 침실 및 공부방 등에서 기존 에어컨에 비해 상당히 적은 용량으로 연속운

전을 통하여 국부 냉방이 가능하므로 기존 에어컨에 비해 상당히 적은 전력사용량으로 냉방이 가능하여 실질적으로 피크 전력 부하를 완화시키는 효과를 가진다.

본 하이브리드 냉각 방식은 건강한 환경과 쾌적성을 추구하는 최근의 웰빙 트렌드에 부합하는 기술로서 개발에 성공할 경우 급속한 상용화가 이루어질 것으로 기대된다.

나. 연구개발의 중요성

(1) 기술적 측면

앞서 언급한 바와 같이 복사냉방은 쾌적성과 에너지 절약적인 측면에서 상당한 장점을 가지고 있다. 그러나 국내에서는 이와 관련한 연구가 활발히 이루어지고 있지 않은 상태이다. 이러한 원인으로는 국내 기후조건상 하절기에 높은 습도에 따른 복사 냉방시 표면 결로가 실제 적용하는데 위험 요인으로 작용한다는 생각이 지배적인 것에서 기인한다고 볼 수 있으며, 이러한 표면 결로를 방지하기 위해 표면 온도를 노점온도 이상으로 올려 운전할 경우 복사판넬의 면적이 상당부분 넓어져야 하기 때문에 이러한 면적상의 제약도 또 다른 원인으로 작용하고 있다. 그러나 주거 건물에서 거실과 같은 큰 공간을 제외하고 침실, 공부방 등 개인 공간을 살펴볼 때 대부분 거주영역이 일정 부분으로 제한되고 있는 사실을 파악할 수 있다. 즉, 침실이라면 침대 근처, 공부방이라면 책상 주변이 거주 공간으로 점유되고 있다고 볼 수 있다. 이러한 관점에서 실질적으로 냉방시 공간 전체를 냉방하기 보다는 중점적으로 점유되고 있는 부분만을 국부적으로 냉방한다면 굳이 실 전체를 냉방하지 않고도 충분히 쾌적한 상태로 유지할 수 있을 것으로 판단되었다. 이렇게 기존 주거 건물의 냉방 개념과는 다른 발상의 전환을 통해 새로운 시스템으로 소용량의 국부 복사-대류 냉방 시스템에 대한 기술개발을 착안하게 되었다.

본 연구를 통해 개발될 복사냉방시스템은 기술적으로 국부 냉방을 수행하기 위한 용량 설정과 복사냉각 효과를 증대시키기 위한 판넬부의 형태 및 온도, 면적 등의 설계가 중요한 요소로 작용할 것으로 예상된다. 이와 더불어 제습부에서 대류에 의한 현열 냉각효과 보다는 잠열 제거 효과를 증대시키기 위한 설계도 중요한 부분이라 할 수 있다. 마지막으로 실제 개발된 시스템을 주거에 적용하고자 할 경우

최적의 설치 위치를 설정하는 부분도 기술 개발에 있어 중요한 부분이라 할 수 있다. 복사냉방 시스템은 하절기의 습도가 높지 않은 유럽과 미국 일부 지역에서 주로 대공간 냉방용으로 개발, 적용되어 왔고 본 연구와 같이 제습을 겸한 소용량으로는 아직 개발이 시도된 바 없다. 따라서 본 연구의 대류-복사 겸용 하이브리드 냉방시스템은 기존 냉방 기술을 진일보할 것으로 사료된다.

(2) 경제·산업적 측면

기존 주거 건물에서 냉방시스템으로 적용하고 있는 룸 에어컨을 대체할 수 있는 국부 복사냉방 시스템은 실질적으로 하절기 전력 피크부하를 낮출 수 있는 방식으로 실제 국가적 차원에서 경제적인 효과가 상당히 높을 것으로 예상된다. 특히 최근 고유가가 지속되는 시점에서 본 기술 개발을 통해 상당한 에너지 절감을 기대할 수 있을 것으로 사료된다. 한편, 기존 에어컨 외에 본 국부 복사-대류 냉방 시스템의 개발을 통해 주거 건물에 적용할 수 있는 냉방기의 다양성을 확보할 수 있어 국가 산업 발전에도 일정 부분 기여할 수 있을 것으로 사료된다.

(3) 사회·문화적 측면

실질적으로 현재까지는 주거 건물의 개별 냉방시스템으로 룸 에어컨 외에 별다른 냉방시스템은 개발되어 있지 않은 상태라 할 수 있다. 본 연구를 통해 주거 건물에서 냉방시스템의 다양성을 확보할 수 있어 현재 삶의 질을 중요시하는 추세에서 소비자의 다양성에 대한 욕구를 충족시킬 수 있을 것으로 사료된다.

제 2 장 국내·외 기술개발현황

1. 국내 연구개발 실적

현재 국내에서 본 연구에서 제시한 시스템 개념과 관련하여 직접적인 연구가 수행된 사례가 없어 본 연구에서 제시하고 있는 복사-대류 하이브리드 냉방시스템 개념은 처음으로 시도되는 연구라 할 수 있다.

기존 연구에서 복사냉방과 관련해서는 주로 실 전체에 적용되는 복사 냉방 판넬에 관한 연구가 일부 이루어져왔으며, “개별식 냉난방 주거의 복사 냉난방 시스템 개발 연구”라는 제목의 연구에서는 기존의 온돌구조체에 냉수를 통과시킴으로써 복사 냉방 판넬로 활용하는 연구가 서울대학교와 성균관대학교에서 이루어졌다. 이들은 바닥온돌을 복사 냉방 판넬로 활용하고 바닥표면온도를 노점온도 이상으로 제어함으로써 결로 발생을 방지하도록 하였으며, 제습부하는 별도의 제습시스템을 구성하였다. 따라서 복사판넬은 현열만을 담당하고 별도의 제습부가 실내 잠열 제거와 함께 복사판넬의 부하 변화에 대한 대응성을 보완하기 위한 개념으로 사용되었다고 할 수 있다. 결론적으로 이러한 시스템은 기존 룸 에어컨에 비해 상당한 에너지 소비를 절감할 수 있는 것으로 평가하고 있다.

2. 국내외 관련 기술 및 산업 동향

가. 국내 기술 및 산업 동향

(1) 국내 시장 현황 및 예측

국내에서 본 연구에서 제시하고 있는 기술과 직접적인 관련이 있는 기술 또는 산업은 현재 존재하고 있지 않은 상태이다. 따라서 본 국내 시장 현황 및 예측과 관련해서는 기존의 국내 에어컨 시장을 기반으로 이를 본 복사-대류 하이브리드 냉방시스템이 일정 부분을 대체할 수 있다는 전제하에 국내 에어컨 출하량과 국내

공동주택 보급률을 기반으로 시장 현황과 향후 전망을 예측하였다.

우선 본 국내 시장 현황 예측에 사용된 통계 자료를 살펴보면 다음과 같다.

－ 한국냉동공조공업협회 2003년도 분리형 룸 에어컨 출하 통계 조사

구 분	국내출하	
	수량(대)	① 금액(백만원)
분리형 룸 에어컨	612,002	228,978

－ 통계청 2000년도 국내 주택 현황 조사

구 분	② 국내 총 주택 호수	③ 방수 4개 이상인 공동주택 호수
국내 주택 현황	10,959,342	3,554,450

－ 2004년 한국전력공사 가전기기 보급률 및 가정용 전력 소비 행태 조사

구 분	1997	2000	2002	④ 2004
가구당 에어컨 보유대수	0.21	0.29	0.38	0.42

실질적으로 본 시스템이 개발되어 제품으로 판매가 될 경우 실질적인 수요층을 방수 4개 이상인 공동주택에 거주하는 사람을 전제로 하였다. 따라서 실질적으로 총 주택 호수에서 이러한 조건을 가지는 공동주택이 차지하는 비율은 약 32.44% 정도라 할 수 있다. 이러한 비율에 2003년도 국내 에어컨 출하량에 따른 총 금액을 곱하고, 여기에 2004년도의 가구당 에어컨 보유대수를 곱한 후 본 시스템이 보급되리라 예상되는 비율을 곱하여 최종적으로 본 시스템의 시장을 예측하였다.

이러한 조건에 따라 본 시스템의 국내 시장 규모를 긍정적, 중립적, 부정적 측면으로 구분하여 예상해 보면 아래 표에서 보는 바와 같다.

■ 긍정적 예측

(단위 : 백만원)

구분 \ 년도	2011년 개발종료후 3년	2016년 개발종료후 8년	2021년 개발종료후 13년
한국시장 예측	3,120	12,477	18,715
계산 근거	$(① \times ③) / ② \times ④ \times 0.1$	$(① \times ③) / ② \times ④ \times 0.4$	$(① \times ③) / ② \times ④ \times 0.6$

■ 중립적 예측

(단위 : 백만원)

구분 \ 년도	2011년 개발종료후 3년	2016년 개발종료후 8년	2021년 개발종료후 13년
한국시장 예측	1,560	9,358	15,596
계산 근거	$(① \times ③) / ② \times ④ \times 0.05$	$(① \times ③) / ② \times ④ \times 0.3$	$(① \times ③) / ② \times ④ \times 0.5$

■ 부정적 예측

(단위 : 백만원)

구분 \ 년도	2011년 개발종료후 3년	2016년 개발종료후 8년	2021년 개발종료후 13년
한국시장 예측	312	3,119	6,240
계산 근거	$(① \times ③) / ② \times ④ \times 0.01$	$(① \times ③) / ② \times ④ \times 0.1$	$(① \times ③) / ② \times ④ \times 0.2$

(2) 국내 주요 관련 업체

본 기술개발의 개념과 직접적인 관련이 있는 국내 업체는 현재 존재하고 있지 않은 상태이다. 따라서 여기에서는 복사 냉난방 판넬을 제조·판매하고 있는 업체를 검토하였다. 그러나 실질적으로 이들 복사 냉난방 판넬을 판매하는 업체들은 그 수가 매우 적고 국내 기술로 제조하여 판매하는 업체는 없었으며 미국, 독일 또는 스웨덴 등 외국 제품을 수입해 판매하고 있는 실정이었다.

복사 냉난방 판넬을 판매하는 업체 현황은 다음과 같다.

업체명	업체별 능력	비 고
주식회사 가인이엔씨	스웨덴 FRICO사의 복사냉난방 판넬 수입 판매	온수/냉수
(주) 에너지 코리아	미국 SSHC사의 복사난방 판넬 수입 판매	전기
(주) 카멜테크	펠티어 소자 제조 판넬 제조·판매	전기

(3) 국내 전문가 및 연구기관 현황

본 기술과 직접적인 관련이 있는 국내 전문가 및 연구기관은 현재 존재하지 않는 상태이며, 이와 간접적으로 연관이 있는 복사냉방과 관련한 현황은 다음과 같다.

항목	전문가	소속기관	기술개발현황	수준 (국외대비)
복사냉방	김광우	서울대학교	온돌구조체를 이용한 복사냉방시스템	100%
	이승복	연세대학교	온돌구조체를 이용한 복사냉방시스템	100%
	송두삼	성균관대학교	자연환기 병용 제습형 복사판넬 시스템	80%
	유승호	대불대학교	천장복사냉방 판넬시스템	80%
	조수	에너지기술연구원	천장복사냉방 판넬시스템	80%

(4) 국내연구 인프라 수준

본 기술과 간접적으로 관련이 있는 복사냉방에 관한 국내 연구 인프라는 선진국에 비해 다소 부족한 수준이라 할 수 있다. 특히, 표준화와 국제 기술협력 기반 정도는 타 항목에 비해 부족한 수준에 있는 것으로 사료된다. 아래 표는 이러한 국내 연구 인프라 수준을 보여준다.

기술분야	인프라 항목	선진국 대비 인프라 수준				
		부족	다소 부족	동등	우월	보다 우월
복사냉방	전문인력 보유 정도		●			
	연구시설 및 설비 보유 정도		●			
	산학연 공동연구기반 정도		●			
	표준화 기반 정도	●				
	국제 기술협력 기반 정도	●				

(5) 국내 기술개발 수준

실질적으로 본 기술과 관련하여 수행된 국내 연구는 현재 없는 현황이며 주로 실 전체를 대상으로 하는 천장 복사냉방 판넬 또는 기존 온돌구조체를 활용한 바닥복사냉방에 관한 연구가 이루어져 왔다. 따라서 본 국내 기술개발 수준에서는 복사냉방과 관련한 기술 개발을 중심으로 검토하였다.

세부기술 내용	국외 현황 (주요선진국명)	국내 개발 현황	수준 (국외대비)
복사냉방	독일, 스웨덴 등의 천장 복사냉방 판넬	- 현재 국내에서는 천장형 복사판넬은 대부분 수입에 의존하고 있는 현황 - 서울대학교, 성균관대학교 (기존 온돌구조체를 이용한 바닥복사 냉방은 연구되었으나 실제 주거에 적용하기 위한 시제품이 개발되지는 않았음)	85%
	일본 등의 수냉식 복사 냉방 판넬	- 제습형 복사냉방 판넬은 대부분 일본에서 수입하여 적용하고 있는 현황임	70%

제 3 장 연구개발수행 내용 및 결과

1. 복사-대류 하이브리드 시스템 개요

우리나라와 같이 고온다습한 하절기에 냉방을 하려면 잠열제거를 위한 제습이 필수적이다. 당초 본 과제에서는 Fig. 3-1과 같이 제습과 복사냉방을 하나의 압축기를 사용하여 동시에 수행하는 복사-대류의 하이브리드 방식을 개발하고자 하였다. 하지만 추후 언급될 부하 분석 및 CFD 분석을 통해 하이브리드 냉방기의 초기 시스템 개념을 재검토한 결과, 실질적인 운영 측면에서 초기에 제시하였던 시스템 개념은 부하 대응성 측면에서 바람직하지 않고 냉매의 안정적 운영의 어려움, 그리고 에너지 손실 유발 가능성이 있는 것으로 판단되었다. 아래 그림은 초기 제안서에 설정한 본 하이브리드 냉방기의 시스템 개략도와 개념도를 나타낸다. 그림에서 보듯이 압축기 하나에 응축기 하나, 그리고 복사냉방관벨과 제습증발기가 직렬로 연결된 개념을 보이고 있다.

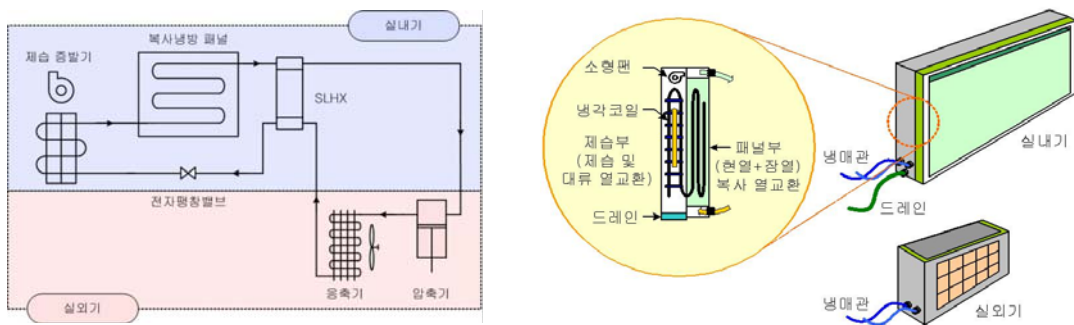


Fig. 3-1 초기 제안된 하이브리드 냉방기 개념도

초기에 제안된 이러한 시스템 개념은 첫째, 부하 변화에 따라 복사관벨 단독 운전 또는 복사+대류 병용 운전의 전환이 용이하지 않은 단점을 가진다. 특히 두 모드의 전환시점에서 압축기의 압축량 조절이 쉽지 않으며 인버터를 사용한다 하더라도 압축량의 조절 범위는 일정 한도 이상을 넘을 수 없기 때문에 경우에 따라 용량 가변이 자유롭지 않을 수 있는 것으로 판단된다. 둘째, 이러한 용량 가변 범위의 제한은 궁극적으로 모드 전환시에 압축기에 액냉매가 유입되는 문제를 발생

시킬 요인으로 작용할 수 있어 냉매 순환의 안정성을 저해할 수 있는 것으로 판단해 볼 수 있다. 마지막으로, 하나의 압축기를 통한 용량 가변은 그 범위에 한계가 있어 부분 부하시에 일정 부분의 압축기 전력을 항상 소비해야 하는 에너지 낭비 요인으로 작용할 수 있다.

따라서 이러한 초기 제안시의 본 하이브리드 냉방기 시스템 개념을 재검토하여 아래 그림과 같이 복사판넬부와 제습 증발부를 각각의 독립된 냉방사이클로 하여 초기에 제안된 냉방기의 문제점을 보완하고자 한다.

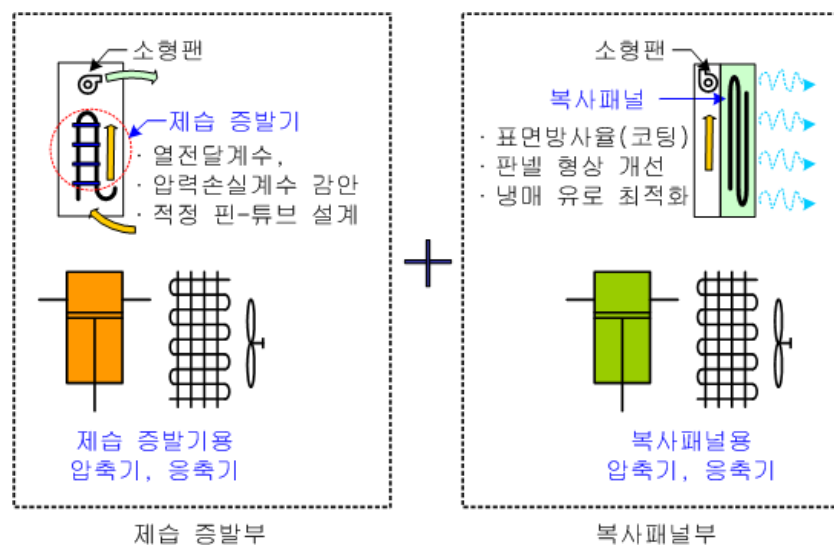


Fig. 3-2 수정된 하이브리드 냉방기 개념도

상기 개념도와 같이 수정된 하이브리드 냉방기는 각각의 독립된 냉방사이클로 각각 복사판넬과 제습증발부에 대응되도록 구성함으로써 피크부하 및 부분부하 등 부하 변화에 대한 대응성을 높일 수 있도록 고려되었다. 특히 복사 판넬부에서는 기존에 복사 판넬부는 항상 복사+자연대류로만 운전되는 개념에서 탈피하여 복사 판넬부의 뒷부분에 소형팬을 장착함으로써 강제 대류에 의한 대류 열교환 성능을 높여 복사 판넬부 단독 운전시에 냉방용량을 일정 범위에서 가변시킬 수 있는 구조로 계획하였다. 또한 초기 냉방조건에서도 복사판넬부와 제습 증발부를 동시에 운전하여 부하 응답성을 향상시킬 수 있으며, 부하 변화에 따라 복사판넬 단독 운전, 복사판넬+강제대류팬 운전, 복사+대류 병용 운전 등 다양한 운전 모드를 개발하여 이를 안정적으로 구현할 수 있을 것으로 판단된다. 한편 이렇게 수정된 시스

템 개념은 초기 제안된 시스템 개념에 비해 독립된 압축기의 대수 분할 운전으로 부분 부하시 시스템의 효율을 높일 수 있어 에너지 소비도 보다 줄일 수 있을 것으로 판단된다. 본 시스템은 분리형으로 실내의 냉방부하를 담당하는 실내기와 냉방열을 외부 공기로 방출하는 실외기로 구성된다. 실내기에는 복사냉방 판넬과 판넬 후방에 핀-튜브형 증발기가 장착되는데 복사냉방 판넬에서는 실내공기의 현열 부하와 부분 잠열 부하를 담당하고, 핀-튜브형 증발기에서는 실내의 주 잠열부하를 담당한다. 핀-튜브형 증발기 상부에는 소형 cross-flow 팬을 설치하여 증발기에 유동을 형성한다. 실내기 하부에는 응축수 배출을 위하여 드레인 팬이 설치되어 있다. 실외기는 압축기와 공랭식 핀-튜브형 응축기, 그리고 팽창밸브로 구성된다.

복사-대류 하이브리드 냉방기는 세계에서 최초로 개발되는 냉방기로 아직 성능평가 기술이 개발되어 있지 않다. 관련된 규격으로는 ASHRAE SPC-138P (Method of test for rating hydronic radiant ceiling)가 있으나 본 연구의 하이브리드 냉방에 적용할 수 있는지는 검토가 필요하다. 본 연구에서는 공기의 온습도를 조절할 수 있는 환경 챔버내에서 판넬의 입, 출구 온도, 냉매 유량, 판넬 표면 온도, 공기의 온 습도를 측정하여 시작품의 성능을 비교, 분석 할 수 있는 시험 장치를 제작하고, 성능평가기술을 개발하고자한다.

한편 하이브리드 냉방기의 보급을 위하여 복사냉방 판넬의 국내외 사례 및 최근 동향 조사, 실내 전열 부하 특성을 감안한 복사냉방기의 현열 및 잠열 부하 처리 용량 분배 연구, 복사-대류 하이브리드 냉방시스템의 건물 적용방안, 복사냉방 판넬 표면 온도 및 위치에 따른 재실자의 쾌적감(PMV) 분석, 이용자의 요구 조건 등을 고려한 복사냉방기의 형태 및 설치 위치 결정, 제품 제작 후 건축적인 적용방안 등에 대한 연구도 수행하였다.

2. 판넬 냉방시스템 해석 및 시뮬레이션

복사판넬 냉방시스템은 압축기, 공랭식 응축기, 팽창장치, 그리고 복사 판넬 및 제습증발기로 구성된다. 각 요소 부품의 해석 모델은 다음과 같다.

가. 압축기 성능해석 및 시뮬레이션

압축기 쉘 내부가 흡입압력의 가스로 채워져 있는 저압식에서는 증발기에서 압축기로 연결되는 흡입관을 빠져 나온 냉매가스가 압축기 쉘 내부에서 일단 확산되며 모터의 열을 식혀준다. 이 과정에서 흡입가스는 가열되고 냉매의 밀도는 낮아지게 된다. 쉘 내부를 채우고 있는 흡입가스의 일부는 흡입머플러로 유입되고 흡입플레넘을 통과한 후 흡입밸브를 지나게 된다. 이러한 과정에서 압력손실이 발생하며 이는 체적효율 및 단열압축효율의 저하를 가져온다. 피스톤이 왕복운동을 함에 따라 흡입-압축-토출-재팽창의 과정을 겪게 되는데, 이때 간극체적이 클수록 재팽창되는 체적이 커지므로 그 만큼 흡입되는 가스의 체적이 줄어들게 된다. 또한 토출경로 역시 토출밸브, 토출플레넘, 토출머플러를 거치게 되므로 추가적인 압력손실이 일어난다. 이밖에도 실린더벽면을 통하여 열전달이 일어나는 등 압축기 내부에서 일어나는 열 유체역학적 과정은 매우 복잡하다. 이러한 모든 과정을 일일이 모사할 수 있는 모델링을 세우는 것은 많은 시간과 노력을 필요로 한다. 여기서는 상기의 상세과정을 모두 고려하여 압축기의 성능을 모사하는 수치해석 프로그램을 작성하기 보다는 아래와 같은 약식의 모델링 방식을 적용하여 시간을 절약하되 정확도는 필요한 수준에서 유지하고자 한다.

압축기 모델링을 위해 몇 가지 가정이 필요하다. 기본적인 가정은 압축기내의 가스의 동적인 과정은 다만 가스 상태를 나타내는 정적 변수로만 표현된다. 실린더, 흡토출 매니폴드내의 압력과 온도는 일정치를 갖는다. 냉매는 특정부위로 지정된 공간내에서는 열역학적으로 균일한 특성을 갖는다. 압축기 내부의 각 부위를 통과하는 냉매의 흐름은 1차원으로 간주한다. 압축기 내에서 일어나는 손실로는 다음의 4 가지를 들 수 있다.

- 전기 모터로부터 전기에너지가 가스압축을 위한 기계적 에너지로 변환됨에

있어 불완전 변환에 기인하는 손실

- 실린더 내에서 비가역과정 압축에 기인한 압축손실
- 열전달 손실
- 압력손실

이 모든 손실들은 압축기 전 효율에 영향을 끼친다. 따라서 압축기 모델링에서 반드시 고려되어야 한다. 전기에너지가 전기모터에 공급되면 일부를 제외한 나머지 부분만이 기계적 에너지로 변환된다. 이 손실부분은 권선손실, 마찰손실, 히스테리시스 등에 기인한 것이며 통틀어 모터손실이라고 한다. 모터효율을 η_e 라고 하면

$$\eta_e = \frac{W_e}{E} \quad (1)$$

로 정의되며 여기서 E 는 전기입력, W_e 는 기계적 출력이다. 모터의 효율 η_e 는 부하의 함수이다.

크랭크축이 모터로부터 얻는 축동력은 베어링, 피스톤 등의 부위에서 마찰손실을 겪게 된다. 따라서 가스압축에 사용되는 동력을 마찰손실만큼 줄어든다. 기계적 효율을 η_m 이라고 하면

$$\eta_m = \frac{W_c}{W_e} \quad (2)$$

로 정의되며 여기서 W_c 는 가스압축에 사용되는 동력이다.

가스가 피스톤으로부터 받는 동력은 W_c 이지만 가스의 등엔트로픽 단열압축에 이 동력 전부가 사용되는 것은 아니다. 압축기의 행정체적이 V_s , 체적효율이 η_v 이고, 운전속도(rpm)가 N 이라면 1초당 압축기가 흡입하는 냉매의 유량 Q 는

$$Q = \eta_v \left(\frac{N}{60} \right) V_s \quad (3)$$

이므로 이때 행정체적 V_s 의 압축기에서 가스를 압력 P_s 에서 압력 P_d 로 단열 압축하는데 요구되는 동력은

$$W_{ad} = \frac{n}{n-1} P_s Q \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (4)$$

이 된다. 여기서 n 은 폴리트로픽 지수이다. 따라서 단열압축효율 η_{ad} 는

$$\eta_{ad} = \frac{W_{ad}}{W_c} \quad (5)$$

로 정의 된다.

체적효율에 영향을 끼치는 인자로는 크게 두 가지로 나누어 생각할 수 있다. 첫째는 흡입가스가 압축기 셀 내부에서 모터열 등으로 인해 가열되는 흡입가스 가열과 다음으로는 간극체적으로 인한 잔류가스의 재팽창이다. 첫째 요인은 압축기 흡입관에서 압축기 셀로 유입되는 초기의 냉매가스의 밀도와 가열된 후 실린더로 유입되는 가스의 밀도와의 비로 나타낼 수 있다.

$$\eta_{\text{vol}} = \frac{\rho_i}{\rho_s} \quad (6)$$

둘째 요인은 간극체적으로 인한 것으로 간극 체적비를 ϵ 이라면 이로 인한 체적효율은

$$\eta_\epsilon = 1 - \epsilon \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad (7)$$

이 된다. 따라서 이 두 요인을 함께 고려하면 체적효율은

$$\eta_v = \eta_{\text{vol}} \eta_\epsilon = \frac{\rho_i}{\rho_s} \left[1 - \epsilon \left\{ \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right\} \right] \quad (8)$$

로 표현된다.

Aspera T2168K 압축기에 대한 시뮬레이션 결과와 성능시험 결과와의 비교는 Fig. 3 및 Fig. 4에 보여진다. 냉매의 질량유동을 보여주는 Fig. 3-3은 두 결과가 비교적 일치함을 나타낸다. 압축기 소요입력을 보여주는 Fig. 3-4에서는 시뮬레이션 결과와 성능 시험치가 증발기 온도 -35°C 에서 큰 차이를 보인다. 하지만 냉동 사이클에서 통상 증발기 온도는 0°C 부근이므로 실제 사이클을 시뮬레이션 하는 데에는 큰 오차가 없으리라고 간주할 수 있다.

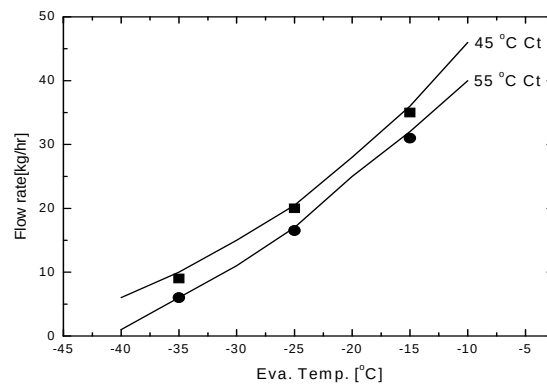


Fig. 3-3 Refrigerant flow rate in Aspera T2168K

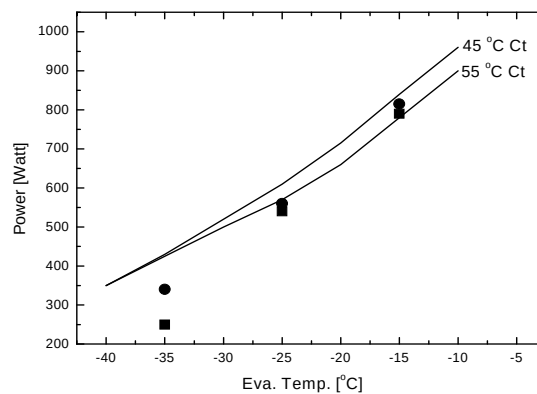


Fig. 3-4 Compressor power in Aspera T2168K

나. 팽창장치 성능해석 및 시뮬레이션

냉동사이클에서 팽창 장치의 목적은 두 가지인데 첫째는 액냉매의 압력을 감소시키는 것이며 둘째로는 증발기로의 냉매유량을 조절해 주는 것이다. 재팽창 기구에는 모세관, 가열도로 조절되는 팽창밸브, 플로트 밸브, 그리고 정압조절 밸브 등이 있다. 소형의 냉동사이클에서는 가격 등의 이유로 모세관이 주로 사용된다. 모세관을 사용할 수 있는 범위는 통상 10kW까지의 냉동용량이며 모세관의 길이는 1-6m, 내경은 0.5-2mm 범위이다. 본 해석에서도 모세관에 대하여 다루었다. 하지만 본 이론은 여타 다른 팽창장치에도 유사하게 적용될 수 있을 것이다.

응축기 출구에서 나온 액상의 냉매가 모세관으로 유입되어 흐르면서 좁은 관로에서의 마찰손실로 인해 압력이 강하하고 냉매의 흐름은 가속된다. 모세관을 따라 계속 흐름이 진행되면서 냉매는 점점 액상에서 기상으로 상변화를 하게 된다. 원하는 압력강하를 얻기 위한 모세관의 직경과 길이의 조합은 무수히 많이 얻을 수 있다. 압축기에서 송출되는 냉매유량과 모세관을 통과하는 유량과의 균형을 통해 토출압력 또는 응축기온도가 결정된다. 증발기 온도 또는 압축기 흡입압력은 냉력의 균형점을 통해 얻어진다.

모세관의 어느 한 부위에서 서로 미세한 거리 L 만큼 떨어져 있는 두 지점을 Fig. 3-5의 지점 1 과 지점 2 로 표시하면 이 제어체적에 적용될 수 있는 질량보존의 법칙, 에너지 보존의 법칙, 운동량보존의 법칙은 다음과 같다.

$$\frac{W}{A} = \frac{V_1}{v_1} = \frac{V_2}{v_2} \quad (9)$$

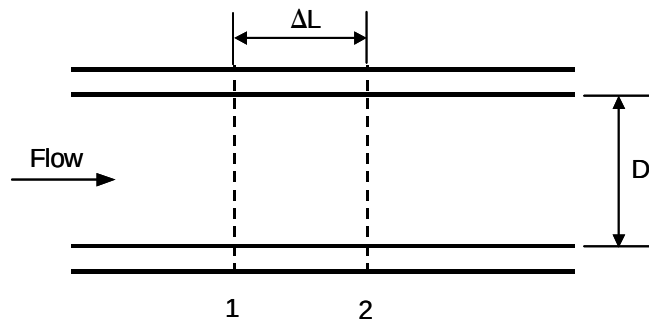


Fig.3-5 Control volume in a capillary tube

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \quad (10)$$

$$\left[(P_1 - P_2) - f \frac{\Delta L}{D} \frac{V^2}{2\nu} \right] A = \rho (V_2 - V_1) \quad (11)$$

냉매가 모세관을 따라 흐르면 압력과 포화 온도는 점차 감소하게 되고, 건도 x 는 계속적으로 증가하게 된다. 임의의 지점에서

$$h = h_f(1-x) + h_g x \quad (12)$$

$$v = v_f(1-x) + v_g x \quad (13)$$

질량보존의 법칙에서

$$f \frac{\Delta L}{D} \frac{V^2}{2\nu} = f \frac{\Delta L}{D} \frac{V}{2} \frac{W}{A} \quad (14)$$

가 되고 속도 V 는 평균속도인

$$V_m = \frac{V_1 + V_2}{2} \quad (15)$$

가 된다.

이상유동에서의 마찰계수 f 는 매우 복잡하므로 정확한 이론적인 표현을 얻기는 어렵다. 여기서는 난류유동 영역 중에서도 저난류 영역에 해당하는 관계식을 적용기로 한다.

$$f = \frac{0.33}{Re^{0.25}} = \frac{0.33}{\left(\frac{VD}{\mu v}\right)^{0.25}} \quad (16)$$

모세관 내에서의 이상유동 냉매의 점성은 건도 x 의 함수로서

$$\mu = \mu_f(1-x) + \mu_g x \quad (17)$$

와 같다.

점1과 점2 내에서 평균마찰 계수는

$$f_m = \frac{f_1 + f_2}{2} \quad (18)$$

과 같다.

계산의 핵심은 점1에서 점2로 진행하는 동안의 포화온도의 강하치가 주어진 경우 이에 소요되는 길이 ΔL 을 구하는 것이다. 즉 점1에서 유량을 비롯한 냉매의 모든 상태가 알려져 있다고 할 때, 주어진 온도 감소를 얻게 되는 데 필요한 모세관 미세 길이를 구한다. 이렇게 미소간격 계산을 연속하여 출구온도를 얻는 데까지의 총 모세관 길이를 구하여 설정된 모세관 길이와 비교한다. 계산으로 구한 길이가 길다면, 이는 초기 유량의 가정치가 작았음을 의미하며 이럴 경우 초기 유량을 증가 시켜 잡는다. 이것을 반복하여 계산된 모세관 길이와 설정된 모세관 길이가 일치 할 때까지 계산을 수행한다. 이때의 유량이 주어진 모세관 사양에서 주어진 입출구 조건을 만족시키는 유량이 된다.

모세관 모델링의 검증을 위해 기존의 데이터와 시뮬레이션 결과를 Fig. 3-6에 비교하였다. 실선은 길이 2.03m, 직경1.63mm인 모세관 성능시험곡선이다. 모세관 입구의 냉매조건이 건도 $x=0.1$, 포화상태, 5℃ 과냉각일 때의 각 조건에 대해 시뮬레이션한 결과가 데이터 점들로 함께 그려졌다. 전 조건에 걸쳐 시뮬레이션 결과는 성능 시험치에 매우 근사한 값을 갖는 것으로 나타났다.

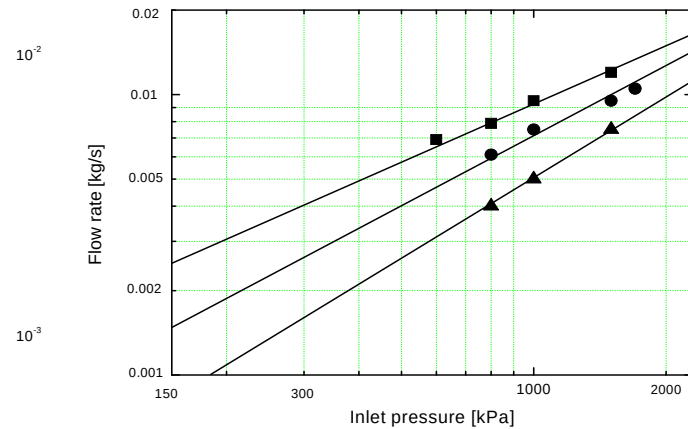


Fig. 3-6 Capillary tube simulation data compared with the ASHRAE recommendation

다. 응축기 모델링

압축기 출구의 고압 과열증기는 응축기를 지나며 관 외측을 흐르는 공기와 열 교환을 하며 응축, 과냉액의 상태로 모세관으로 공급된다. 소형 냉동 시스템에 사용되는 응축기로는 주로 흰-관 열교환기가 사용된다. 흰-관 열교환기의 관 내측으로는 냉매가 흐르고 관외측의 핀 사이로는 공기가 흐른다. 관 내측의 냉매는 응축기를 지나며 과열 증기에서 포화증기로, 포화증기에서 포화액으로 포화액에서 과냉액으로 상태변화를 한다. 이 때 공기의 온도는 열교환기를 지나며 상승하게 된다. 열교환기를 해석하기 위해서는 관 내측 및 관 외측의 열전달계수와 마찰계수를 알아야 하는데 공기가 흰 사이를 흐르는 관 외측의 경우는 열교환기 전체에 걸쳐 단일 열전달계수를 사용할 수 있으나 냉매가 상변화를 하는 관 내측의 경우는 단일 열전달계수를 사용할 수가 없고 단상영역(과열증기영역, 과냉액영역)과 포화영역을 나누어 고려하여야 한다. 각 영역에서의 전열량은 다음과 같다.

$$Q = UA\Delta T_{lm} \quad (19)$$

여기서 ΔT_{lm} 은 대수평균온도차로 열교환기 입출구의 온도차로부터 구한다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta h_o A_o} + \frac{t}{k A_m} + \frac{1}{h_f A_i} \quad (20)$$

여기서 h_o 는 관 외측 열전달계수 h_i 는 관 내측 열전달계수이고 k 는 관의 열전도도이다. 핀의 표면효율 η 는 다음과 같다.

$$\eta = \eta_f \frac{A_f}{A_o} + [1 - \frac{A_f}{A_o}] \quad (21)$$

여기서 A_f 는 핀 부분의 면적, A_o 는 총 전열면적이고 η_f 는 핀 효율로 Schmidt의 분할법을 사용하여 계산한다.

평판 핀이 부착된 핀-관 열교환기의 경우 Gray-Webb의 상관식을 사용하여 열전달 및 압력손실을 구할 수 있는데 그들의 열전달 상관식은 다음과 같다.

$$j_4 = 0.14 Re^{-0.328} (P_t/P_l)^{-0.502} (SD)^{0.0312} \quad (N \geq 4) \quad (22)$$

$$j_N = j_4 \times 0.992 \left\{ 2.24 / Re^{0.092} \left(\frac{N}{4} \right)^{0.031} \right\}^{\{0.607(4-N)\}} \quad (N < 4) \quad (23)$$

$$j = \frac{h}{\rho V_c C_p} Pr^{2/3} \quad (24)$$

여기서 P_t 는 유동과 수직방향 관 피치, P_l 은 유동방향 관 피치, S 는 핀 간격, D 는 관 외경이고 V_c 는 최소 단면적에서의 유속이다. 압력손실은 다음과 같이 구한다.

$$\Delta P = f \frac{L}{D_h} \frac{1}{2} \rho V_c^2 \quad (25)$$

$$f = f_f \frac{A_f}{A_0} + f_r \left(\frac{1 - A_t}{A_0} \right) \left(\frac{1 - t}{P_t} \right) \quad (26)$$

$$f_f = 0.508 Re^{-0.521} \left(\frac{P_t}{D} \right)^{1.318} \quad (27)$$

여기서 f 는 열교환기 전체의 마찰계수이고 f_t 는 관의 항력계수로 Zukauskas의 관군 실험자료로부터 구한다. A_t 는 관의 표면적, A_f 는 핀의 표면적, A_0 는 총전열면적이고 P_t 는 핀 피치, t 는 핀의 두께이다. 웨이브핀, 슬릿핀과 같이 고성능 핀이 사용된 경우는 일반화된 상관식이 별로 없으므로 성능실험을 통하여 도출된 j 와 f 인자를 사용한다.

전술한 바와 같이 냉매는 관내측을 흐르며 과열증기로부터 과냉액으로 상변화를 한다. 이 경우 열전달계수를 단상영역(과열증기, 과냉액)과 이상영역(포화증기에서 포화액으로 변화하는 영역)으로 나누어 각 영역에서 열전달계수 및 압력손실을 구한다.

(1) 단상영역

단상영역에 대해서는 많은 실험자료와 상관식이 존재한다. 대표적인 식은 Dittus-Boelter의 식으로 다음과 같다.

$$h_i = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \frac{k}{D_i} \quad (28)$$

압력손실은 Blasius의 식으로 구한다.

$$\Delta P = f \frac{L}{D_i} \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (29)$$

$$f = 0.316 Re^{-0.25} \quad (30)$$

(2) 이상영역

이상영역에 적용할 수 있는 식도 여러 가지가 있으나 이중 비교적 간단하고 정확하다고 알려진 Cavallini-Zecchin의 식을 사용한다.

$$h_i = 0.05 Re_{eq}^{0.8} Pr^{0.33} \frac{k_l}{D_i} \quad (31)$$

$$Re_{eq} = Re_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} + Re_l \quad (32)$$

$$Re_v = \frac{G D_i}{\mu_v} \quad (33)$$

$$Re_l = \frac{G(1-x)D_i}{\mu_l} \quad (34)$$

상기 식은 건도 x 에서의 열전달계수를 알려주므로 이상영역 평균값은 위의 식을 건도 범위에서 적분 평균한 값을 사용한다. 압력손실은 Lockhart-Martinelli의 분리 유동 모델식을 사용하여 구한다. 수평관에서는 중력에 의한 마찰 손실을 고려하지 않아도 되므로

$$\Delta P = \Delta P_f + \Delta P_a \quad (35)$$

$$-\left(\frac{dP}{dZ}\right)_f = v_{og}^2 \left(\frac{dP}{dZ}\right)_g \quad (36)$$

$$v_{og}^2 = 1 + 2.85 X_{tt}^{0.523} \quad (37)$$

$$\left(\frac{dP}{dZ}\right)_g = -2f_f \frac{(xG)^2}{\rho_v D_i} \quad (38)$$

$$f_f = 0.045 \left(\frac{G D_i}{\mu_v} \right)^{-0.2} \quad (39)$$

$$X_{tt} = \left[\frac{(1-x)}{X} \right]^{0.9} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (40)$$

$$\Delta P_a = G^2 v_f \left[\frac{X^2}{\alpha} \frac{v_g}{v_f} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)} - 1 \right] \quad (41)$$

(3) 응축기 시뮬레이션

응축기 입구의 냉매 상태는 항상 과열증기 상태를 유지하나 출구의 상태는 냉매의 질량유속, 포화압력 그리고 관 외측을 흐르는 공기의 풍속에 따라 과냉액이 될 수도 있고 이상유체로 배출될 수도 있다. 응축기를 나온 냉매는 모세관을 통과하며 유량과 압력이 조절되므로 냉동 사이클을 해석하기 위해서는 응축기 출구의 냉매 상태를 잘 예측할 수 있어야 한다. 우선 응축기 출구상태가 과냉인지 아닌지를 판단하기 위하여 주어진 질량유속, 포화압력, 공기측 풍속 조건에서 출구의 상태가 포화액이 되는 길이를 계산하고 실제 길이가 이보다 짧으면 출구에서는 이상유체가 배출되는 것으로 생각할 수 있다.

과열증기영역에서의 전열량은 아래와 같다.

$$Q_v = \dot{m}_{ref} (i_m - i_v) \quad (42)$$

열교환기를 대향류로 가정하면 공기의 출구온도는

$$T_{air} = T_{ai} + Q_v / (\dot{m}_p)_{air} \quad (43)$$

과열증기영역에서의 UA 값은

$$UA = \frac{Q_v}{\Delta T_{lm}} \quad (44)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{r,i} - T_{a,o}) - (T_{sat} - T_{a,i})}{\ln \frac{(T_{r,i} - T_{a,o})}{(T_{sat} - T_{a,i})}} \quad (45)$$

과열증기영역 요구길이는 다음과 같다.

$$L_v = UA \left(\frac{1}{\eta h_{0A}/L} + \frac{t}{kA_m/L} + \frac{1}{h_{fA}/L} \right) \quad (46)$$

이 때 h_0 , h_i 는 전열의 단상영역의 값을 사용한다.

이상영역에서는 열전달계수 h_i 가 건도에 따라 변하므로 응축기를 미소요소로 나누어 해석하여야 한다. 이상영역을 N개의 미소요소로 나눈다면 각 요소에서의 전열량은

$$(Q_{fg})_i = (\dot{m}_{ref} i_{fg}) / N \quad (47)$$

미소요소 출구의 공기 온도는

$$(T_{ao})_i = (T_{ai})_i + Q_{fg} / (\dot{m}_p)_{air} \quad (48)$$

미소요소에서의 UA 값은

$$(UA)_i = \frac{(Q_{fg})_i}{(\Delta T_{lm})_i} \quad (49)$$

$$(\Delta T_{lm})_i = \frac{(T_{ri} - (T_{aout})_i) - (T_{sat} - (T_{ai})_i)}{\ln \frac{(T_{ri} - (T_{aout})_i)}{(T_{sat} - (T_{ai})_i)}} \quad (50)$$

미소요소의 요구길이는

$$(L_{fg})_i = (UA)_i \left(\frac{1}{\eta h_o A_o / L} + \frac{t}{k A_m / L} + \frac{1}{h_f A_f / L} \right) \quad (51)$$

이 때 h_i 는 미소요소에서의 건도에서 계산하여야 한다. 상기 계산을 N개의 미소 요소에 대하여 계산하면 이상영역요구 길이를 구할 수 있다.

$$L_{fg} = \sum_{i=1}^N (L_{fg})_i \quad (52)$$

만일 응축기의 길이가 과열영역과 이상영역 요구길이의 합보다 크다면 응축기 출구는 과냉되고, 작다면 이상유체가 배출된다고 생각할 수 있다.

과냉영역의 길이는 응축기의 길이에서 과열영역과 이상영역의 길이를 빼면 구할 수 있다.

$$L_l = L - (L_v + L_{fg}) \quad (53)$$

이 경우는 응축기 출구 냉매 온도를 모르므로 출구 상태를 가정하고 반복 계산하여 구한다.

$$UA = L \left(\frac{1}{\eta h_o A_o / L} + \frac{t}{k A_m / L} + \frac{1}{h_f A_f / L} \right) \quad (54)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{r,i} - T_{a,out}) - (T_{r,out} - T_{a,i})}{\ln \frac{(T_{r,i} - T_{a,out})}{(T_{r,out} - T_{a,i})}} \quad (55)$$

$$Q_l = UA \Delta T_{lm} \quad (56)$$

출구의 공기 온도는

$$T_{a,out} = T_{a,i} + Q_l / (\dot{m}_p)_{air} \quad (57)$$

냉매의 출구 온도는

$$T_{r,out} = T_{r,i} - Q_l / (\dot{m}_p)_{ref} \quad (58)$$

라. 복사 판넬 및 제습 증발기 모델링

(1) 복사 판넬의 열 및 물질전달

복사 판넬 증발기는 Fig. 3-7에 나타나 있듯이 후면에는 냉매가 흐르는 원관이 지그재그로 장착되어 판넬에 냉열을 공급한다. 판넬은 냉열을 받아 저온으로 유지

되는데 복사열전달을 통해 현열을 제거하고 제습에 의해 잠열을 제거한다.



Fig. 3-7 복사 판넬 증발기

복사 열전달은 아래 식과 같이 절대온도의 4승에 비례한다.

$$Q_r = \varepsilon A (T_s^4 - T_a^4) \quad (59)$$

여기서 ε 은 표면의 방사율이고 σ 는 Stephan-Boltzmann 상수로 $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ 이다. 제습에 의한 전열량은 다음 식에서 구한다.

$$Q_c = \frac{h_c}{c_{pm}} A (i_a - i_s) \quad (60)$$

여기서 h_c 는 대류 열전달계수이고 c_{pm} 은 습공기의 비열, i_a 는 실내공기의 엔탈피, i_s 는 판넬 표면온도에서의 포화공기 엔탈피이다. 판넬 후면의 원관은 판넬과 점 접촉을 하고 따라서 판넬은 일정한 온도가 아니라 접촉부에서 최저온도가 되고 원관과 원관의 중간에서 최고 온도를 갖게 된다. 이러한 경우 판넬은 원처럼 거동을 하고 판넬로부터 전열량을 계산하려면 원 해석을 수행하여야 한다. 길이 L인 원의 효율은 다음과 같다.

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (61)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h}{kt}} \quad (62)$$

(2) 관내 냉매 증발 열전달

관내 증발열전달은 핵비등과 대류효과의 조합으로 이해되고 있다. 높은 열유속에서는 핵비등이 지배적이고 낮은 열유속에서는 대류효과가 지배적이 된다. 관내 증발열전달을 예측하는 대표적인 모델은 Steiner와 Taborek, Webb과 Gupte에 의해 제안된 접근 모델이다.

$$h = (h_{nb}^n + h_{cv}^n)^{1/n} \quad (63)$$

여기서 h_{nb} 는 핵비등 열전달계수이고 h_{cv} 는 대류비등 열전달계수이다. $n = 1$ 일때는 중첩모델이 되는데 대표적으로 Chen의 상관식이 있다.

$$h = h_{nb} + h_{cv} \quad (64)$$

Chen은 액체유속이 빨라질수록 핵비등이 억제된다고 가정하고 이를 억제인자 S 로 표현하였다($h_{nb} = Sh_{npb}$). 대류비등효과는 관내로 액체만이 흐를 때의 단상 열전달계수에 2상 곱셈인자인 F 인자를 곱함으로써 나타내진다. Chen은 F 인자가 유동에만 관계가 있고 따라서 *Martinelli* 인자로써, S 인자는 2상 *Reynolds* 수로 나타낼 것을 제안하고 실험 자료로부터 하기의 상관식을 도출하였다.

$$h = Sh_{npb} + Fh_l \quad (65)$$

$$S = \frac{1}{1 + 2.53 \times 10^{-6} Re_{Tp}^{1.17}} \quad (66)$$

$$Re_{Tp} = F^{1.25} Re_l \quad (67)$$

$$F = 1 + 1.8 X_{tt}^{-0.79} \quad (68)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-X}{X} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (69)$$

Chen은 h_{npb} 로 Forster와 Zuber 풀비등 상관식을 제안하였다. 식 (65)에서 h_l 은 액상만이 관내로 채우며 흐른다고 가정할 때 얻어지는 단상 강제대류 열전달계수이다. 중첩모델의 다른 한 예로 Gungor와 Winterton 상관식이있다. 그들은 풀비등 열전달계수 h_{npb} 를 Cooper 풀비등 상관식에서 구하고 F 인자가 Re_{Tp} 뿐 아니라 *Boiling* 수의 함수가 됨을 제안하였다. 또한 S 인자가 풀비등 열전달계수 h_{npb} 와 아래와 같이 관련됨을 제안하였다.

$$F = 1 + 24000 Bo^{1.16} + 1.37 X_{tt}^{-0.86} \quad (70)$$

$$S = \frac{0.9 h_l^{0.85}}{h_{npb}} \quad (71)$$

$$Bo = \frac{q}{h_{fg} G} \quad (72)$$

대표적인 점근 모델 상관식으로는 Steiner와 Taborek의 상관식이 있다. 그들의 상관식은 다음과 같다.

$$h=[h_{nb}^3+(Fh_{lo})^3]^{1/3} \quad (73)$$

$$F=[(1-x)^{1.5}+1.9x^{0.6}(\frac{\rho_l}{\rho_g})^{0.35}]^{1.1} \quad (74)$$

식 (73)에서 h_{lo} 는 2상류가 모두 액체상태로 관내를 흐른다고 가정할 때 얻어지는 단상 열전달계수이다. Steiner와 Toborek 상관식에서는 $S = 1$ 로 가정되었음을 유의할 필요가 있다.

점근 모델의 다른 한 예로는 Liu와 Winterton 상관식이 있다.

$$h=[(Sh_{nb}^2)+(Fh_l)^2]^{1/2} \quad (75)$$

$$S = \frac{1}{1 + 0.55F^{0.1}Re_l^{0.16}} \quad (76)$$

$$F = [1 + XFr_l(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1)^{0.35}] \quad (77)$$

관내 증발열전달을 예측하는 다른 모델로 촉진모델이 있다. 이 모델에서 증발열 전달계수는 단상 열전달계수로부터 아래 식으로 구해진다.

$$h = Eh_l \quad (78)$$

여기서 E 는 촉진계수로 *Boiling* 수(Bo)와 *Convection* 수(Co)의 함수이다. Bo 는 식 (72)로 Co 는 아래식으로 정의된다.

$$Co = \left(\frac{1-X}{X} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (79)$$

수평관의 경우 E 는 *Froude* 수가 작을 경우 ($Fr < 0.04$) *Froude* 수에도 관계된다.

$$Fr = \frac{G^2}{\rho^2 D g} \quad (80)$$

축진모델의 대표적인 예로 Shah 상관식이 있다. 수평관의 경우 Shah 상관식은 다음과 같다.

$$h = h_l \max(E_{cv} \text{ or } E_{cb}) \quad (81)$$

우선 N 을 구한다.

$$Fr \geq 0.04 : N = Co \quad (82)$$

$$Fr < 0.04 : N = 0.38 Co Fr^{-0.3} \quad (83)$$

다음 E_{cv} 을 구한다.

$$E_{cv} = 1.8 N^{-0.8} \quad (84)$$

다음 E_{cb} 을 구한다.

$$N \geq 1 \quad E_{cb} = 230 Bo^{1/2} \quad \text{for} \quad Bo > 0.3 \times 10^{-4} \quad (85)$$

$$E_{cb} = 1 + 46Bo^{1/2} \quad \text{for} \quad Bo < 0.3 \times 10^{-4} \quad (86)$$

$$0.1 \leq N \leq 1 \quad E_{cb} = FBo^{0.5} \exp(2.74N^{-0.1}) \quad (87)$$

$$N < 0.1 \quad E_{cb} = FBo^{0.5} \exp(2.74N^{-0.15}) \quad (88)$$

위의 식에서 F 는 Bo 에 따라 아래 값을 가진다.

$$F = 14.7 \quad \text{for} \quad Bo \geq 11 \times 10^{-4} \quad (89)$$

$$F = 15.43 \quad \text{for} \quad Bo < 11 \times 10^{-4} \quad (90)$$

Shah 상관식에서 촉진계수 E 는 E_{cv} 와 E_{cb} 중 큰 값을 택한다.

촉진모델의 다른 한 예로는 Kandlikar 상관식이 있다.

$$\frac{h}{h_l} = 667.2 Bo^{0.7} (25 Fr)^{0.3} F_{fl} + 1.136 Co^{-0.9} (25 Fr)^{0.3} \quad (91)$$

식 (91)은 h/h_l 이 Shah 상관식과 마찬가지로 Co , Bo , Fr 의 함수임을 보여준다. Kandlikar 상관식은 냉매에 관련된 인자인 F_{fl} 을 가지고 있음을 유의할 필요가 있다.

3. 판넬 냉방 시스템 설계

가. 냉동사이클 구성 부품 설계

(1) 압축기 선정

가정용 에어컨 증발기내 냉매 증발온도는 $5\sim 10^{\circ}\text{C}$ 이고 이러한 증발온도에 사용되는 냉매로는 R-22 또는 R-410A가 적합하다. 본 연구의 증발기 증발온도도 이러한 범위이고 따라서 R-22 또는 R-410A 압축기를 수배하였으나 본 연구에 적합한 압축기를 찾을 수가 없었다. R-22 또는 R-410A용 압축기의 최소용량은 냉각능력 800 W 정도인데 복사판넬 냉방사이클의 경우 냉방용량이 200 W급의 압축기가 필요하다. 이러한 작은 용량의 압축기는 R-134a용으로 개발되어 있다. R-134a는 증발온도 $-10\sim -20^{\circ}\text{C}$ 의 저온에 주로 사용되는 냉매로 냉장고, 자동차 에어컨 등에 사용된다. 본 연구에서는 복사판넬 냉방 시스템에는 냉방능력 200W 급 DC 압축기 (Danfoss사 모델 BD250GH)를 사용하였고 제습 냉방시스템에는 냉방능력 800 W급 AC 압축기(Danfoss사 모델 SC10GH)를 적용하였다. Fig. 3-8에 압축기의 사진이 나타나 있다. Table 3-1과 3-2에는 제조사에서 제공한 압축기의 성능곡선이 나타나 있다. 성능은 ASHRAE LBP 조건에서 평가된 것으로 응축 온도 55°C 압축기 흡입온도 32°C , 과냉 23°C 조건이다. 이 표들은 증발온도 10°C 에서 COP가 2.3~2.4 사이임을 보여준다.



(a) 냉방능력 200 W 압축기



(b) 냉방능력 800 W 압축기

Fig. 3-8 하이브리드 냉방기용 압축기

Table 3-1 냉방능력 200 W 압축기 성능 데이터 (ASHRAE LBP)

Temp (°C)	-15	-10	-5	0	5	10	15
Capacity (W)	125	162	206	258	319	390	471
Power (W)	88	102	116	132	150	169	190
COP	1.43	1.60	1.78	1.96	2.14	2.32	2.50

Table 3-2 냉방능력 800 W 압축기 성능 데이터 (ASHRAE LBP)

Temp (°C)	-15	-10	-5	0	5	10	15
Capacity (W)	393	520	670	846	1053	1295	1575
Power (W)	287	340	392	444	496	545	593
COP	1.37	1.53	1.71	1.90	2.13	2.37	2.66

(2) 200 W 급 복사 냉방 판넬 설계

복사 냉방 판넬의 크기를 1 m x 1 m 로 하고 두께 1 mm 알루미늄 판넬 후방에 동관이 20 cm 간격으로 설치되고 원관 내로 10°C 냉매가 증발한다고 가정한다. 또한 실내의 온도는 27°C, 50%RH (이슬점온도 15°C) 로 한다.

$$m = \sqrt{\frac{2h}{kt}} = \sqrt{\frac{2 \times 5}{200 \times 0.001}} = 7.07 \quad (92)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} = \frac{\tanh(0.707)}{7.07 \times 0.1} = 0.85 \quad (93)$$

여기서 자연대류 열전달계수 $h = 5 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로 가정하였다.

이때 흰 팁의 온도는

$$\frac{27-x}{27-10} = \frac{1}{\cosh(mL)} = \frac{1}{1.26}$$

$$x = 13.5^{\circ}C \quad (94)$$

따라서 판넬 표면의 온도는 $10^{\circ}C$ 와 $13.5^{\circ}C$ 사이에 있게 되어 이슬점 온도인 $15^{\circ}C$ 보다 낮으므로 결로에 의한 제습이 가능하게 된다. 알루미늄 표면에 결로가 발생할 경우 방사율은 1에 가깝다. 보수적으로 방사율을 0.8로 가정하면 복사열전달계수는

$$\begin{aligned} h_r &= \epsilon \sigma (T_s^2 + T_a^2)(T_s + T_a) \\ &= 0.8 \times 5.67 \times 10^{-8} \times (285^2 + 300^2) \times (285 + 300) = 4.5 \text{ (} Wm^{-2} K \text{)} \end{aligned} \quad (95)$$

자연대류와 복사 열전달을 모두 고려한 흰 효율은

$$h = h_c + h_r = 5 + 4.5 = 9.5 \text{ (} Wm^{-2} K \text{)} \quad (96)$$

상기 열전달계수를 사용하여 흰 팁온도를 다시 계산하면 $16^{\circ}C$ 가 된다. 따라서 흰 평균 온도는 $(16+10)/2 = 13(^{\circ}C)$ 가 된다.

따라서 복사 열전달량은

$$Q_r = \epsilon \sigma A (T_s^4 - T_a^4) = 0.8 \times 5.67 \times 10^{-8} \times (300^4 - 286^4) = 64 \text{ (} W \text{)} \quad (97)$$

한편 자연대류 열전달계수를 다시 구해보면

$$Ra = \frac{\epsilon \beta (T_s - T_a) L^3}{\nu \alpha} = \frac{9.8 \times \frac{1}{291} (300 - 286) \times 1^3}{15 \times 10^{-6} \times 21.2 \times 10^{-6}} = 1.57 \times 10^9 \quad (98)$$

$$Nu = \left[0.825 + \frac{0.387 Ra^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right]^2 = \left[0.825 + \frac{0.387 (1.57 \times 10^{-9})^{1/6}}{[1 + (\frac{0.492}{0.7})^{9/16}]^{8/27}} \right]^2 = 154 \quad (99)$$

$$h = Nu \frac{k}{L} = 154 \times \frac{0.0255}{1} = 3.9 (W/m^2 K) \quad (100)$$

따라서 초기 가정치 5 W/m²K와 유사한 값을 얻는다. 자연대류에 의한 열전달량은

$$Q_r = h A (T_s - T_a) = 3.9 \times 1 \times (300 - 286) = 55 (W) \quad (101)$$

제습 열전달량은

$$Q_l = \frac{h}{c_{pm}} A (i_a - i_s) = \frac{3.9}{1000} \times (55.5 - 36.6) \times 1000 = 74 (W) \quad (102)$$

따라서 총열전달량은

$$Q = Q_r + Q_c + Q_f = 64 + 55 + 74 = 193 (W) \quad (103)$$

Fig. 3-9에 복사 냉방 판넬의 사진을 나타내었다. 복사판넬은 알루미늄을 압출하여 제작되었는데 후면에는 동관을 삽입할 수 있도록 U형 홈이 가공되어 있다 (Fig. 3-10). 또한 압출물의 양단은 끼워맞춤 구조로하여 압출물이 연결될 수 있도록 하였다 (Fig. 3-11). Fig. 3-12는 동관이 삽입된 복사판넬 후면을 보여준다. 외경 7.0 mm 동관이 100 mm 피치로 총 9 줄로 삽입되었다. Fig. 3-13에는 개발 초기에 사용된 판넬이 나타나 있다. 두께 1 cm, 가로 x 세로 각각 1 m의 알루미늄 판에 20 cm 간격으로 내경 6 cm 동관이 부착된 형상으로 판넬을 제작

하였다. 동관과 알루미늄판과의 접촉 전열성능을 높이기 위해서 thermal flux를 접촉부분에 바르고 알루미늄테이프로 밀착시켰다. 하지만 시간이 지남에 따라 알루미늄판과 동관이 탈착되는 현상이 발생하였다.



Fig. 3-9 복사 냉방 판넬

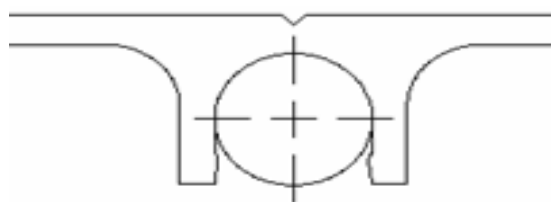


Fig. 3-10 동관 설치 홈



Fig. 3-11 압출물 연결구



Fig. 3-12 복사판넬 후면 사진

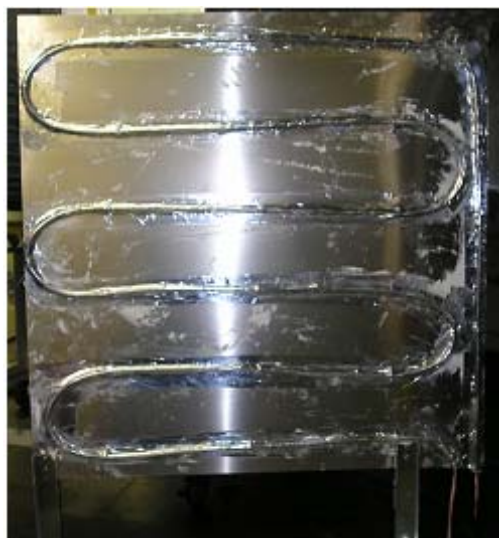


Fig. 3-13 초기 복사 판넬

(3) 800 W 급 제습 증발기 설계

제습 증발기 내로는 R-134a 냉매가 흐르며 흰 주위의 공기를 냉각 제습한다. 냉각제습 증발기의 경우 전열량은 다음과 같다.

$$Q = \varepsilon C_{\min} (i_{a,i} - i_r) \quad (104)$$

$$\frac{UA}{C_{\min}} = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (105)$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{b_o}{\eta_w h_{ov} A_o} + \frac{tb_t}{kA_m} + \frac{b_i}{h_f A_i} \quad (106)$$

여기서 b_o , b_t , b_i 는 흰온도, 튜브온도, 관내 온도에서 포화증기압의 엔탈피-온도 기울기를 의미한다.

관내 열전달계수 h_i 는 앞 절의 관내 비등 상관식 (Shah 상관식)으로 부터 구한다. 질량유속 $G = 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 열유속 5 kW/m^2 을 가정하고 포화온도 10°C , 건도 0.5에서

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} = \left(\frac{20.23}{1261} \right)^{0.5} = 0.126 \quad (107)$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho^2 D g} = \frac{100^2}{1261^2 \times 0.01 \times 9.8} = 0.064 \quad (108)$$

$$Bo = \frac{q}{h_{fg} G} = \frac{5000}{280740 \times 100} = 1.78 \times 10^{-4} \quad (109)$$

Co 가 0.1보다 크고 1보다 작으므로

$$E_{cb} = FBo^{0.5} \exp(2.74 Co^{-0.1}) = 15.43 \times (1.78 \times 10^{-4})^{0.5} \exp(2.74 \times 0.126^{-0.1}) = 6.0 \quad (110)$$

$$E_{cv} = 1.8 Co^{-0.8} = 1.8 \times 0.126^{-0.8} = 9.44 \quad (111)$$

$$\begin{aligned} h_i &= 0.023 \times \frac{k_f}{D} \times \left(\frac{GD(1-x)}{\mu_f} \right)^{0.8} \left(\frac{\mu_c}{k} \right)^{0.4} \\ &= 0.023 \times \frac{0.0876}{0.01} \times \left(\frac{100 \times 0.01 \times 0.5}{0.239 \times 10^{-3}} \right)^{0.8} \left(\frac{0.239 \times 10^{-3} \times 1370}{0.0876} \right)^{0.4} = 155 \end{aligned} \quad (112)$$

따라서 $h_i = 155 \times 9.44 = 1463 \text{ W/m}^2\text{K}$ 가 된다.

공기측 열전달계수는 환의 종류에 따라 현저하게 달라진다. 본 연구에서 사용된 슬릿 환의 경우 일반 상관식은 알려져 있지 않고 성능시험을 통하여 열전달계수를 구하게 된다. Fig. 3-14에 슬릿 환의 개략도가 나타나 있다. 실험장치의 개략도는 Fig. 3-15에 나타나 있다. 본 실험에 사용된 실험장치는 흡입식 풍동으로 수순환 회로와 조절장치, 자료획득 장치로 구성된다. 실험장치는 항온항습챔버내에 설치되어 입구측 온습도를 조절한다. 열교환기 입출구 온습도는 ASHRAE 41.1에 규정된 샘플링 방법에 의하여 측정된다. 관내측 물의 온도와 유량은 챔버 외부에 설치된 항온조(5RT급)에서 조절된다. 물과 공기의 온도는 교정된 Pt-100Ω센서로 측정한다. 온도계의 정밀도는 0.1℃이다. 물측 유량은 0.0015l/s 정밀도의 질량유량계로 측정한다. 열교환기 시료의 압력손실은 교정된 차압계로 측정한다. 공기측 풍량은 ASHRAE 41.2에 규정된 노즐 차압을 이용하여 측정한다. 노즐 차압계의 정도는 1 Pa 이다. 실험중 물의 입구 온도는 60℃로 유지하였고 챔버의 온습도는 21℃, 50% RH로 유지하였다. 열교환기의 전방풍속은 0.5m/s 에서 2.5m/s로 5구간으로 나누어서 측정하였다. 실험중 공기와 물측 열정산은 5% 이내에서 일치하였다.

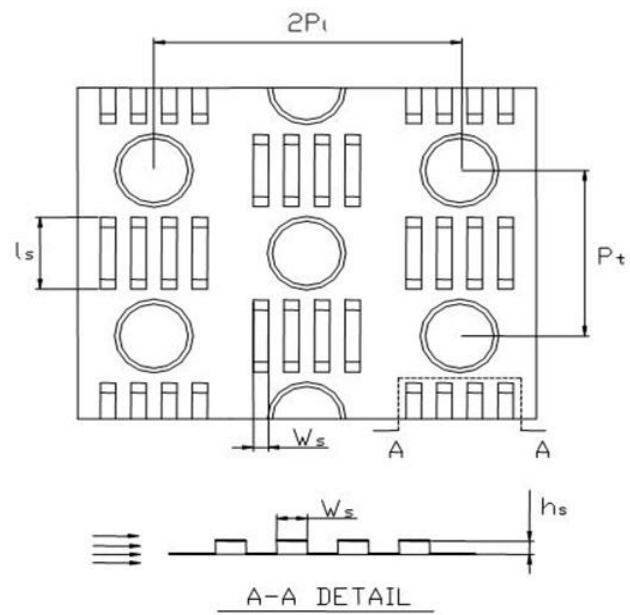


Fig. 3-14 슬릿 흰 개략도

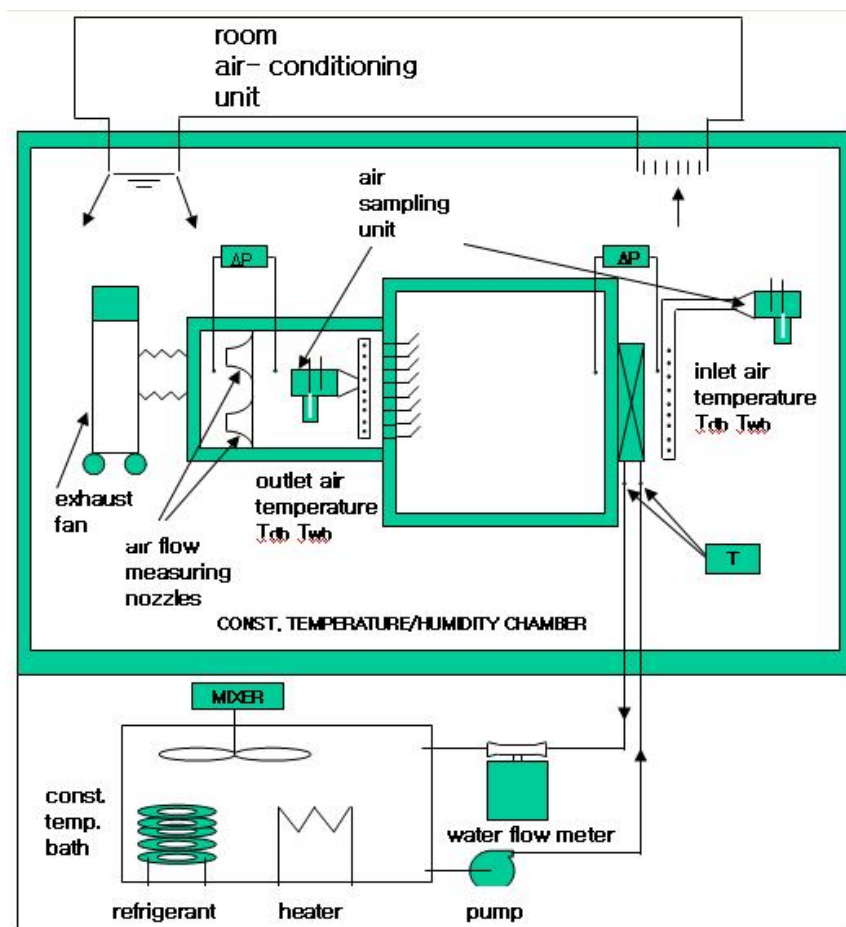


Fig. 3-15 공기측 성능시험 실험장치

본 연구에 사용된 대향직교류 열교환기의 경우 공기측 열전달 계수는 다음과 같이 구한다.

$$UA = (mc_p)_{air} NTU_2 \quad (113)$$

$$NTU_2 = -2 \ln(1 - K) \quad (114)$$

여기서 K는 열수에 따라 아래 식으로 구해진다.

$$2열 : \quad -\frac{K}{2} + \left(1 - \frac{K}{2}\right) \exp(2KR) = \frac{1}{1 - RP} \quad (115)$$

$$4열 : K \left[1 - \frac{K}{4} - RK \left(1 - \frac{K}{2} \right) \right] \exp(KR) + \left(1 - \frac{K}{2} \right)^2 \exp(3KR) = \frac{1}{1 - RP} \quad (116)$$

$$R = \frac{T_{r,i} - T_{r,o}}{T_{a,i} - T_{a,o}} \quad (117)$$

$$P = \frac{T_{a,o} - T_{a,i}}{T_{r,i} - T_{a,o}} \quad (118)$$

1열 열교환기의 경우 직교류의 ε -NTU 관계식을 사용한다. UA가 구해지면 공기측 열전달계수는 아래 식으로 구한다.

$$\frac{1}{\eta_o h_o A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{1}{h_f A_i} - \frac{t}{kA_m} \quad (119)$$

관 내측에는 평활관이 사용되었는데 Gnielinski식을 사용하여 h_i 를 구한다. η_o 는 표면효율로 아래 식으로 구한다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta) \quad (120)$$

휨 효율은 Schmidt식을 사용하였다.

$$\eta = \frac{\tanh(mr_c \phi)}{mr_c \phi} \quad (121)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_t f}} \quad (122)$$

$$\phi = \left[\frac{R_{eq}}{r_c} - 1 \right] \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{r_c} \right) \right] \quad (123)$$

$$1열 : \frac{R_{eq}}{r_c} = 1.28 \frac{P_t}{r_c} \left(\frac{\sqrt{(P_t/2)^2 + P_l^2}}{P_t} - 0.2 \right)^{0.5} \quad (124)$$

$$2열 이상 : \frac{R_{eq}}{r_c} = 1.27 \frac{P_t}{r_c} \left(\frac{\sqrt{(P_t/2)^2 + P_l^2}}{P_t} - 0.3 \right)^{0.5} \quad (125)$$

열전달 계수는 관례상 j 인자로 나타낸다.

$$Re_D = \frac{\rho_a V_{max} D_c}{\mu_a} \quad (126)$$

$$j = \frac{h_o}{\rho_a V_{max} c_{pa}} Pr^{2/3} \quad (127)$$

마찰계수는 아래 식으로 구한다.

$$f = \frac{A_c}{A_o} \frac{\rho_m}{\rho_i} \left[\frac{2\Delta P_i}{(\rho_i V_{max})^2} - (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right] \quad (128)$$

Fig. 3-16에 상기 실험장치 및 절차를 따라 구해진 슬릿 휨 열교환기의 j 와 f 인자가 나타나 있다. 제습 증발기의 경우 제품의 두께를 고려하여 1열로 제작될 예정이고 공기측 Reynolds 수를 1000정도로 가정하면 Fig. 3-16에서 $j = 0.025$, $f = 0.15$ 를 읽을 수 있다. 휨 피치를 2.5 mm, 관 외경을 10 mm로 하면

$$V_{\max} = \frac{Re_{D,a} \mu_a}{\rho_a D} = \frac{1000 \times 1.85 \times 10^{-5}}{1.18 \times 0.01} = 1.57 (m/s) \quad (129)$$

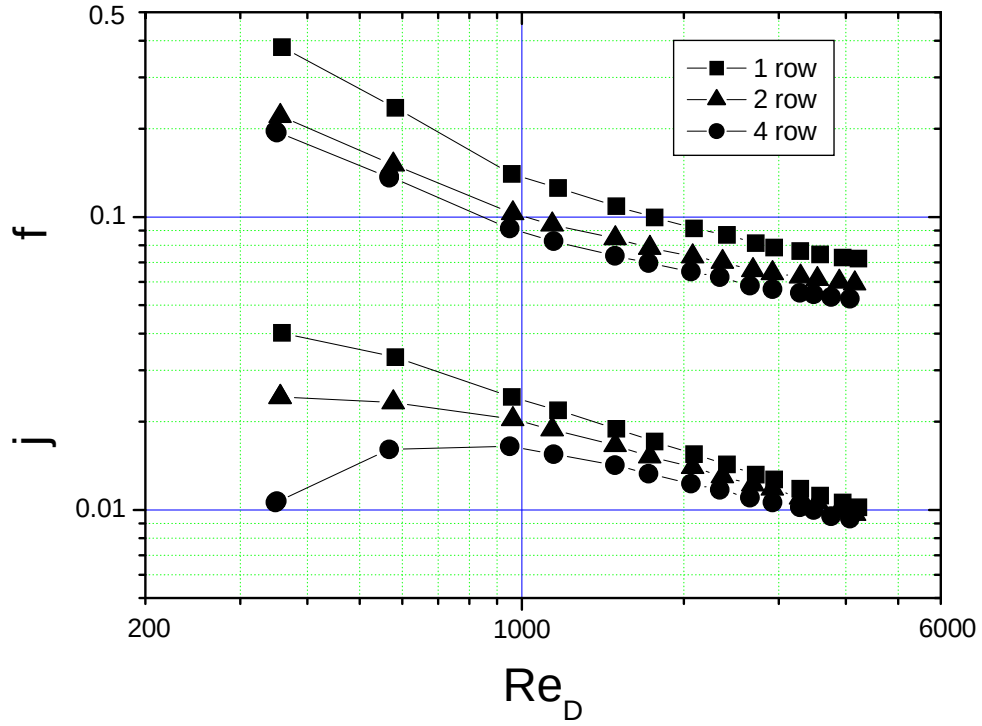


Fig. 3-16 슬릿 흰 열교환기 공기측 성능 데이터

$$h_o = \frac{\dot{m}_a V_{\max} c_{pa}}{\text{Pr}^{2/3}} = \frac{0.025 \times 1.18 \times 1.57 \times 1005}{0.7^{2/3}} = 59 (W/m^2 K) \quad (130)$$

습표면 열전달계수 h_{ow} 는 건표면 열전달계수로부터 다음 식으로 구한다,

$$h_{ow} = \frac{h_o b_o}{c_p} = \frac{59 \times 2730}{1005} = 155 (W/m^2 K) \quad (131)$$

위 식에서 b_o 값은 흰 표면 온도를 15℃로 가정하여 구한 값이다.

습표면 흰 효율은

$$\eta_w = \frac{\tanh\left(\sqrt{\frac{2h_{ow}}{kt}} L\right)}{\sqrt{\frac{2h_{ow}}{kt}} L} = \frac{\tanh\left(\sqrt{\frac{2 \times 155}{200 \times 0.0001}} \times 0.008\right)}{\sqrt{\frac{2 \times 155}{200 \times 0.0001}} \times 0.008} = 0.76 \quad (132)$$

슬릿 환관 열교환기의 관내외측 전열면적 비율 (A_o/A_i)은 흰 피치 2.5 mm의 경우 12:1 이므로

$$\frac{A_i}{UA} = \frac{b_o A_o}{\eta_w h_{ow} A_o} + \frac{tb_o A_i}{k A_m} + \frac{b_i}{h_i} = \frac{2730}{0.76 \times 155 \times 12} + \frac{0.0001 \times 2730}{200} + \frac{2280}{1463} = 1.93 + 0.0014 + 1.56 = 3.49 (m^2/kg) \quad (133)$$

여기서 b_o, b_i 는 각각 15℃와 10℃를 가정하여 구하였다. 제습 증발기를 지나는 공기의 풍량을 3 CMM 으로 하면 입구공기의 엔탈피는 55.46 kJ/kg 이므로 800 W 용량을 만족시키기 위한 출구 공기 엔탈피는 41.9 kJ/kg 이다. 제습 증발기의 UA 값은

$$\varepsilon = \frac{Q}{C_{\min}(i_{ai} - i_{ir})} = \frac{800}{0.059 \times (55460 - 29290)} = 0.52 \quad (134)$$

$$UA = -C_{\min} \ln(1 - \varepsilon) = -0.059 \times \ln 0.48 = 0.043 \quad (135)$$

따라서

$$A_i = 3.49 \times UA = 3.49 \times 0.043 = 0.15 (m^2) \quad (136)$$

내경 8 mm 관의 경우 필요한 관의 길이는 6 m가 된다. 튜브 피치를 25 mm, 열교환기 폭을 0.8 m 로 할 경우 필요한 전방면적은 1.6 m² 이다. 하지만 상기 해석은 흰 표면이 제습에 의하여 완전히 젖어 있을 경우에 해당되고, 부분적으로 젖어 있는 경우에는 좀 더 넓은 전방 면적이 필요하게 된다. Fig. 3-17에 본 연구에 사용된 제습 증발기를 나타내었다. 폭 0.8 m, 높이 0.35 m (전방면적 0.28 m²)로 제작되었다. Fig. 3-18은 증발기의 설치도를 보여준다. 증발기는 제품의 두께를 최소화하기 위하여 경사지게 설치되었다. 증발기 상단에는 Fig. 3-19의 cross-flow 팬이 설치되어 증발기에 풍량을 공급한다.

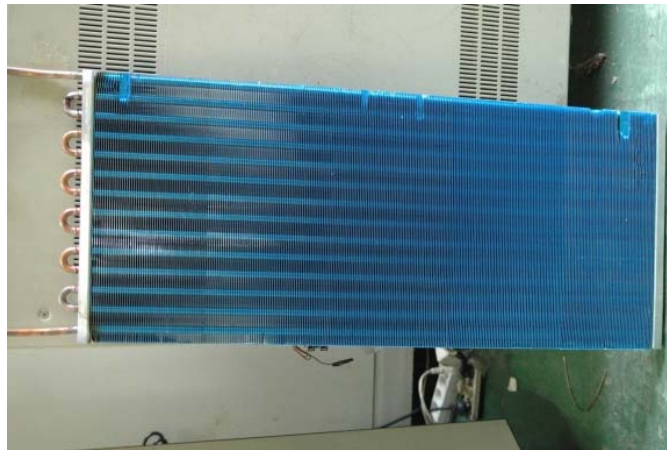


Fig. 3-17 제습 증발기 사진

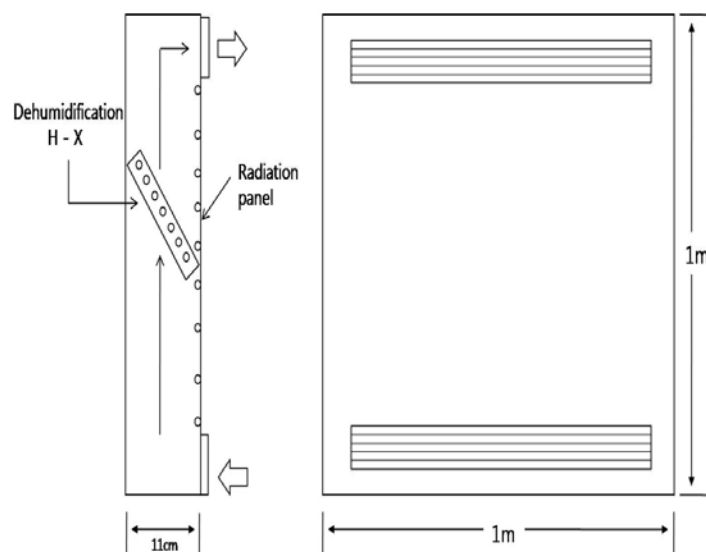


Fig. 3-18 제습 증발기 설치도



Fig. 3-19 Cross-flow 팬

(4) 응축기 설계

하이브리드 냉방기는 복사와 제습 사이클을 별도로 운전하므로 응축기가 두 개, 팬이 두 개 필요하게 된다. 다른 방안으로는 응축기 하나를 분할하여 사용하는 방안이 있다. 본 연구에서는 후자의 방안을 선택하였다. 응축기에는 과열증기가 유입되어 응축된 후 과냉 상태로 응축기를 떠나게 된다. 따라서 엄밀한 해석을 위해서는 과열, 과냉 구간을 고려하여야 하지만 일반적으로 이 구간들은 응축구간에 비하여 현저히 적기 때문에 응축구간만을 고려하여도 초기 해석에는 문제가 없다. 복사 판넬의 냉각열량은 200 W이고 제습 증발기의 열량은 800 W로 총 냉각열량은 1 kW이다. 각 사이클의 COP를 2.0으로 하면 (목표는 2.5 이지만 여유를 두어 2.0으로 함) 압축기 소비동력은 500 W가 되어 응축 열량은 1500 W가 된다.

냉매측 열전달계수는 Cavallini-Zecchin의 식을 사용하여 구한다. 응축온도는 55℃, 냉매유량은 100 kg/m³s를 가정하였다.

$$h_i = 0.05 Re_{eq}^{0.8} Pr^{1/3} \frac{k_f}{D} = 0.05 \times 17843^{0.8} \times \left(\frac{133.5 \times 10^{-6} \times 1609}{0.0683} \right)^{1/3} \times \frac{0.0683}{0.01} = 1260 (W/m^2 K)$$

$$(137)$$

$$Re_{eq} = Re_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} + Re_l = 37202 \times \frac{13.44}{133.5} \times \sqrt{\frac{1078.3}{76.1}} + 3745 = 17843 \quad (138)$$

$$Re_v = \frac{Gx D_l}{\mu_v} = \frac{100 \times 0.5 \times 0.01}{13.44 \times 10^{-6}} = 37202 \quad (139)$$

$$Re_l = \frac{G(1-x) D_l}{\mu_l} = \frac{100 \times 0.5 \times 0.01}{133.5 \times 10^{-6}} = 3745 \quad (140)$$

응축기 회도 증발기와 동일한 슬릿 회이 사용되었고 따라서 공기측 열전달계수도 $h_o = 59 \text{ Wm}^2\text{K}$ 가 된다. 팬 풍량은 10 CMM을 가정하였다.

$$\varepsilon = Q C_{\min} (T_r - T_{c,i}) = 1500 / (0.20 \times 1000 \times 20) = 0.375 \quad (141)$$

$$\frac{UA}{C_{\min}} = -\ln(1 - \varepsilon) = 0.47 \quad (142)$$

$$UA = 0.47 C_{\min} = 0.47 \times 200 = 94 \text{ (W/K)} \quad (143)$$

회 효율은 다음과 같다.

$$\eta_w = \frac{\tanh\left(\sqrt{\frac{2h_o}{kt}} L\right)}{\sqrt{\frac{2h_o}{kt}} L} = \frac{\tanh\left(\sqrt{\frac{2 \times 59}{200 \times 0.0001}} \times 0.008\right)}{\sqrt{\frac{2 \times 59}{200 \times 0.0001}} \times 0.008} = 0.89 \quad (144)$$

$$\begin{aligned} \frac{A_i}{UA} &= \frac{A_i}{\eta h_o A_o} + \frac{tA_i}{kA_m} + \frac{1}{h_i} = \frac{1}{0.89 \times 59 \times 12} + \frac{0.0001}{200} + \frac{1}{1260} \\ &= 0.00238 \text{ (m}^2\text{K/W)} \end{aligned} \quad (145)$$

따라서 $A_i = 0.00238 \times 94 = 0.22(m^2)$ 이 되고 2열, 높이를 0.3 m로 했을 때 폭은 0.38 m 가 된다. Fig. 3-20에 폭 0.4 m, 높이 0.3 m, 2 열의 응축기 사진이 나타나 있다. 또한 Fig. 3-21에는 응축기를 제습부와 복사부로 나누어 사용한 회로도가 나타나 있다.

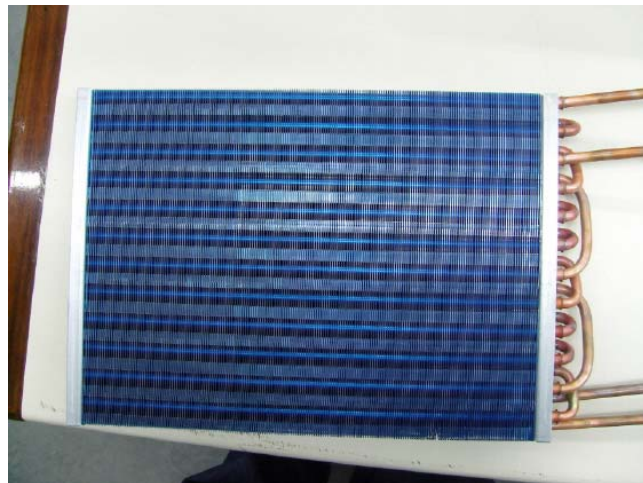


Fig. 3-20 응축기 사진

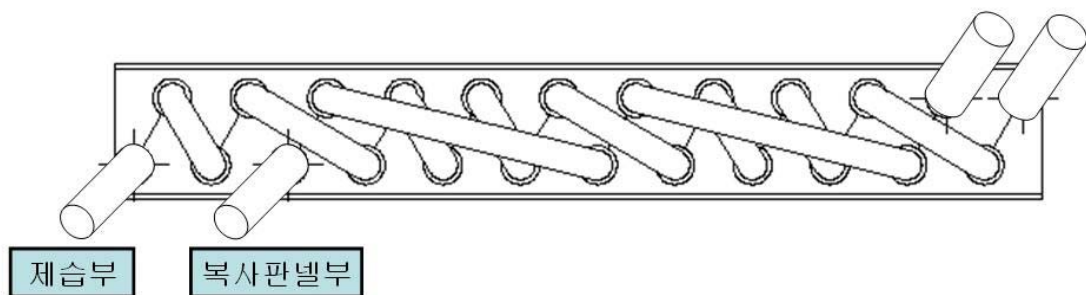


Fig. 3-21 응축기 분할 사용 개략도

(5) 팽창장치 선정

복사 판넬 냉방부는 실내 부하의 변동 따라 제습이 발생할 수도 있고 안할 수도 있다. 제습이 발생하는 경우는 부하가 급증하므로 유량 변동의 폭이 크리라 예

상되고 따라서 유량 조절 장치로는 전자 팽창밸브가 적합할 것으로 생각된다. 하지만 200 W 급 소용량의 전자 팽창장치는 구할 수가 없어 모세관 또는 수동 팽창장치를 사용하는 시스템을 구성하였다. 증발압력의 변화에 따른 시스템 거동을 살펴보기 위하여 우선 미세조절이 가능한 Swagelok사의 400 W급 수동 팽창밸브를 사용 하였다. Fig. 3-22에 수동팽창밸브의 사진이 나타나 있다.



Fig. 3-22 수동팽창밸브

(6) 하이브리드 냉방기 시뮬레이션

(가) 프로그램 개요

이상과 같이 각 요소품에 대하여 구한 모델링을 조합하여 냉동 사이클 전체에 대한 시뮬레이션을 수행한다. 우선 증발온도 및 응축 온도를 가정하면 압축기를 시뮬레이션하여 (또는 압축기 성능선도로부터) 압축기 소요동력 (P)과 냉매질량유량을 구할 수 있다. 또한 증발온도로부터 증발기를 시뮬레이션하여 증발열량 (Q_e)을 구한다. 한편 응축온도로 부터는 응축기를 시뮬레이션하여 응축열량 (Q_c)을 구한다. 이들 간에는 에너지 평형 ($Q_c = Q_e + P$)이 만족되어야 한다. 만족되지 않으면 평형이 만족되도록 증발온도를 변화시킨다. 다음에는 팽창장치를 시뮬레이션한

다. 응축온도와 증발온도, 그리고 냉매유량이 주어지면 이를 만족시키는 팽창장치
의 례도(모세관 길이)가 결정된다. 주어진 초기치와 둘이 일치하도록 응축온도를
변화시킨다. Fig. 3-23 에 시뮬레이션 프로그램의 flow chart를 나타내었다.

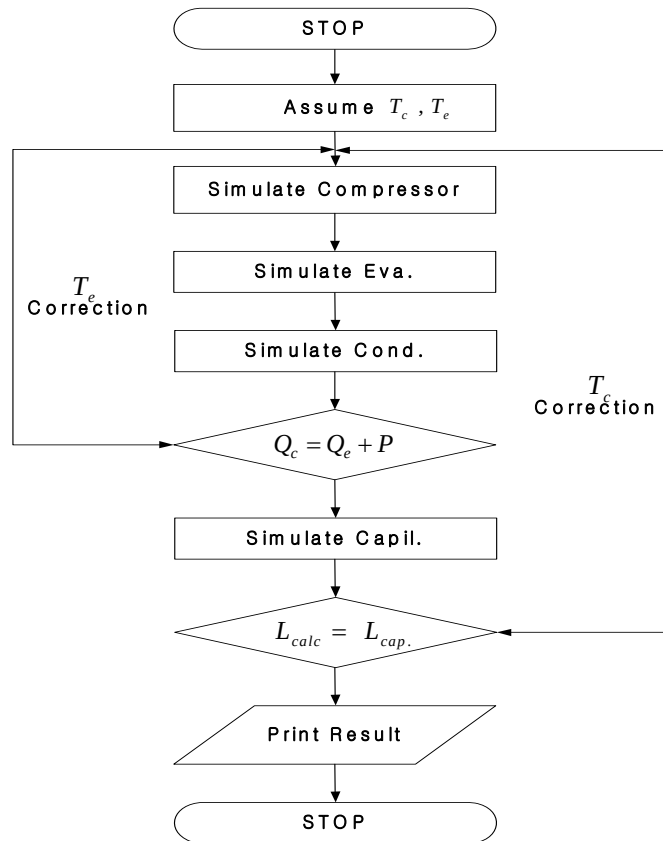


Fig. 3-23 하이브리드 냉방기 시뮬레이션 프로그램 흐름도

(나) 시뮬레이션 사례

위와 같이 하여 구한 사이클 시뮬레이션 프로그램을 검증하기 위하여 성능시
험 결과와 시뮬레이션 결과를 비교하였다. 성능실험은 하이브리드 냉방기 시작품에
대해 수행하였고 시뮬레이션에 사용된 시작품의 사양은 Table 3.3과 같다. 압축기
의 시뮬레이션에는 제조사에서 제공하는 성능곡선을 사용하였다.

Table 3-3 복사냉방기 주요부품사양

		Radiation Cycle	Dehumidification Cycle
Compressor	Maker	Danfoss	Danfoss
	Type	Linear reciprocating	Reciprocating
	Capacity	200 W	800 W
	Refrigerant	R-134a	R-134a
Evaporator	Type Configuration	Aluminum Panel (1m x 1m) 9 tube row, 9.53 mm O.D.	Fin-Tube, 1 row (800 x 350 x 22mm) Pf=2.5 mm, slit fin, 9.53 mm O.D.
Condenser	Type Configuration	Fin-Tube 2 row 400 x 300 x 44 mm Pf = 1.95mm, slit fin, 9.53 mm O.D. (1/4)	Fin-Tube 2 row 400 x 300 x 44 mm Pf = 1.95mm, slit fin, 9.53 mm O.D. (3/4)
Expansion Device	Type	EV	EV

성능시험 결과는 다음 장에 상세히 기술하였다. Table 3-4 에서 볼 수 있듯이 시뮬레이션 결과와 측정치가 대체로 일치함을 알 수 있다.

Table 3-4 측정치와 시뮬레이션 결과의 비교

	측정부위	측정치	예측치
복사 판넬	응축온도 (°C)	51.3	55.0
	증발온도 (°C)	10.4	13.2
제습부	응축온도 (°C)	60.7	55.0
	증발온도 (°C)	10.0	8.6

나. 복사-대류 냉방기 제어 방안

냉방기의 냉방능력을 제어 하는 방안으로는 압축기를 제어하는 방안과 팬을 제어하는 방안이 있다. 압축기를 제어하기 위해서는 인버터 압축기가 있어야 하는데

아직 소형으로는 개발되어 있지 않아 수급이 가능하지 않았다. 따라서 본 연구에서는 증발기 팬 모터의 회전수를 제어하는 방안을 선택하였다.

4. 복사-대류 하이브리드 냉방기 제작

가. 제작 일정 및 제작 과정

(1) 1차년도 복사판넬 시작품 제작 (2007년 4월)

1차년도 제작된 복사판넬 시작품의 실내기는 Thermal Grease를 이용 복사판넬을 제작하였으며 이를 고정하기 위하여 Cable Tie을 이용하여 복사판넬 배관을 고정하였으나 판넬과 배관이 완전 밀착되지 못하였다. 이후 2차년도에 압출성형으로 개선하면서 판넬과 배관이 완전 밀착되게 되었다. 실외기의 경우 초기에 냉방능력 800 W 급 밀폐형 왕복동 압축기를 사용하였으며 응축기로 Wire-tube Condenser를 적용하여 시스템을 구현하였다.

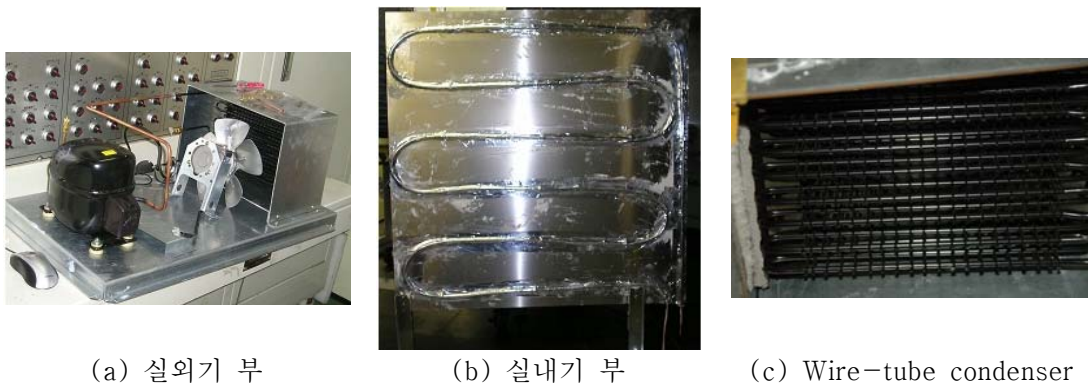


Fig. 3-24 1차년도 시작품

(2) 2차 시작품 (2007년 10월)

제습부와 복사부를 같이 구현하였으며 제습부는 R-134a 냉방능력 800 W 급 밀폐형 왕복동 압축기를 사용하였으며 응축기와 증발기는 Fin-tube[응축기 : 2row, 10step, slit fin, 9mm tube / 증발기 : 1row, 14step, plate fin, 9mm tube]방식으로 설계 제작되었고 복사부는 1차년도 사용되었던 형식을 유지하였다.

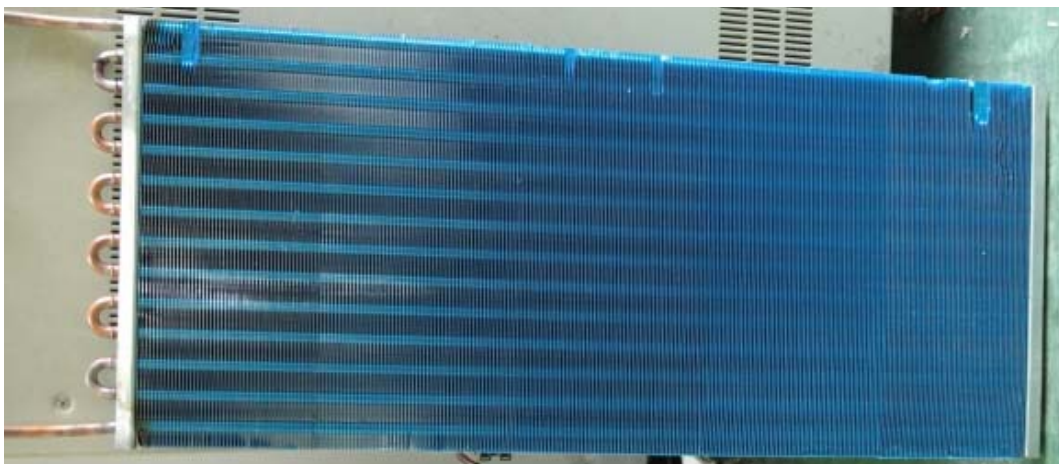
그러나 아직 실험을 위한 시작품의 단계에 있었고 특히 복사부의 경우 판넬과 튜브가 탈착되는 현상이 발생하였다.



(a) 실내기



(b) 실외기



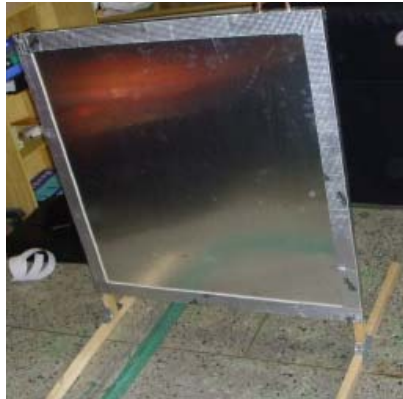
(c) 제습부 증발기

Fig. 3-25 2차 시작품

(3) 3차 복사판넬 시작품 (2007년 12월)

복사부의 실험을 위하여 복사부만을 구현하였으며 접착력이 있는 Thermal pad를 이용하여 복사부 냉매 배관을 복사판넬에 부착하였다. 저온 냉매인 R134a 냉매와 용량이 큰 압축기를 사용함에 따른 Cycle 형성의 문제점을 보완하기 위하여 EPR을 추가하였다. EPR은 저압 조절 장치로 하나의 압축기로 여러 환경의 실내

조건을 요구하는 상황에서 증발기(복사판넬) 후단에 설치하여 증발기의 압력을 일정하게 유지시켜주는 장치이다. 하지만 Thermal pad도 판넬과 튜브를 적절하게 접착시키지는 못하였다.



(a) Thermal Pad이용한 시작품



(b) EPR

Fig. 3-26 3차 시작품

(4) 4차 시작품 (2008년 1월)

복사판넬의 배관 배열의 최적화를 검증하기 위하여 복사판넬부 후방 냉매 배관의 수를 6개, 8개, 10개로 각각 제작하여 각각의 특성을 살펴보았다. 실험결과 8개에서 COP가 가장 높게 나타났다. 하지만 아직도 압축기와 판넬 접착의 문제는 남아 있었다.

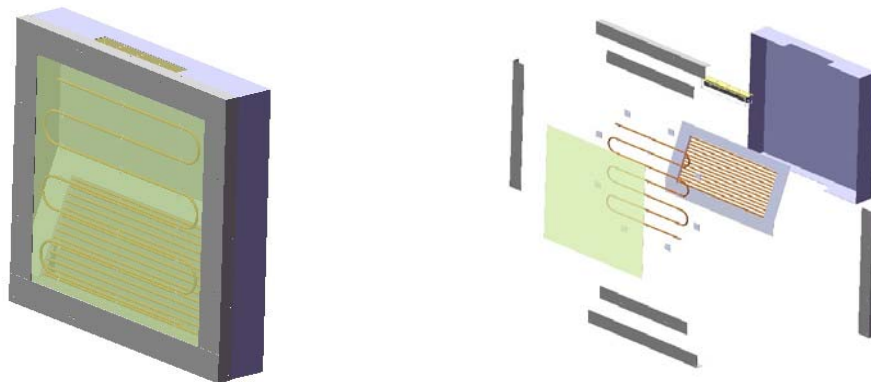


Fig. 3-27 4차 시작품

(5) 5차 시작품 (2008년 2월)

Thermal Grease와 Thermal Pad의 경우 추가적인 고정 작업이 필요한 방법이었으나 Thermal Compound로 접합 방식을 개선하여 추가적인 고정 작업이 필요하지 않게 되었다. 3차 시작품에서 EPR을 이용하여 냉매 Cycle을 구현하였으나 EPR을 적용함으로써 압축기의 소비전력이 필요이상으로 소비됨으로써 COP가 기대 이하로 낮게 구현되었다. 이는 중온에 R134a 냉매 압축기를 사용함으로써 기인하는 문제로 판단 R-22냉매 압축기를 적용하였다.



(a) 시로코팬



(b) 시작품(실내기)

Fig. 3-28 5차 시작품

(6) 6차 시작품 (2008년 5월)

접합제를 이용하는 기존의 방식에서 벗어나 압출 성형된 복사판넬에 억지끼움으로 배관을 조립하여 조립성을 개선하였다. 뿐만 아니라 배관과 복사판넬의 접촉면을 넓혀 열전달 성능을 개선하였다. 또한 사출부를 Mock-Up으로 제작하여 조립성을 개선하였다. 압축기도 기존의 냉방능력 800 W 급 R134a 압축기 적용시 EPR을 사용해야 하는 문제가 있었으나 Danfoss사에서 제조하는 소형 DC24V용 R134a 냉매 압축기 (냉방능력 200 W급)를 사용하여 추가적인 EPR등을 사용하지 않더라도 요구되는 사이클을 구현할 수 있도록 하였다.



(a) 압출 성형된 복사판넬의 앞면



(b) 압출 성형된 복사판넬의 뒷면

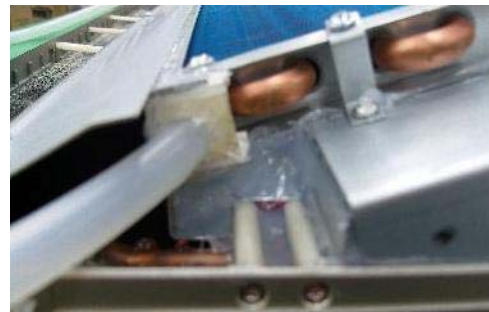
Fig. 3-29 6차 시작품

(7) 7차 시작품 (2008년 7월)

제습부와 복사부가 각각의 사이클로 운전되는 System에서 실외부에 응축기 2개와 응축기용 Fan 두 개를 배치할 경우 실외기가 용량에 비해 너무 비대해지는 문제가 발생한다. 이를 개선하기 위하여 하나의 응축기를 사용하고 냉매 Pass를 2개로 하여 실외기부의 크기를 줄였다. 또한 제습부 결로수 물받이가 필요이상으로 넓게 제작되어 제습부로 유입되는 공기의 압력손실이 크게 발생하는 문제가 발생하였다. 이를 개선하기 위해 증발기에서의 응축수 배출의 경향을 확인하여 압력손실을 최소화하고 응축수 배출에도 문제가 발생하지 않는 최적의 크기로 물받이를 제작하였다.



(a) 2개의 냉매 Pass로 구성된 응축기

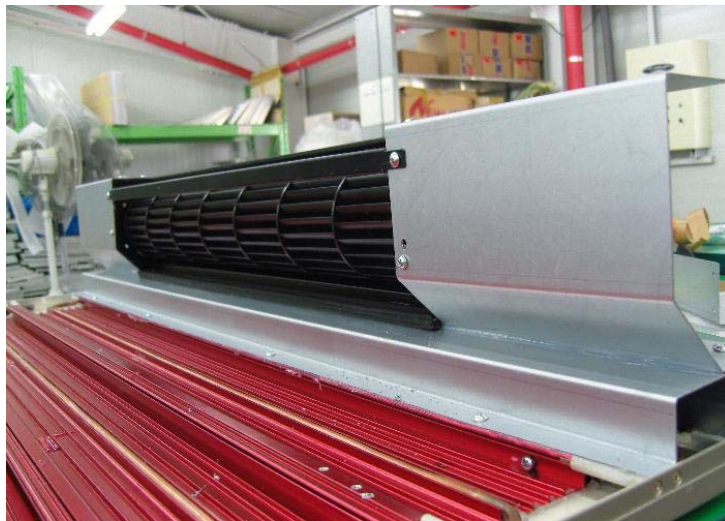


(b) 넓이가 수정된 물받이

Fig. 3-30 7차 시작품

(8) 8차 시작품 (2008년 8월)

제습용 Fan을 고풍량으로 수정하였다. 시작품 초기단계에는 제습부의 압력손실을 적게 판단하여 그에 맞는 Fan을 선정하였으나 예상되는 풍량이 형성되지 않아 고풍량 Fan으로 수정하였다.



고풍량 Fan

Fig. 3-31 8차 시작품

(9) 9차 시작품 (2008년 10월)

복사판넬에서 냉매측 압력손실의 문제로 인해 복사판넬 전반적으로 균일한 온도 분포가 이루어지지 않았다. 개선방향으로 팽창변 후단에 분배기를 추가하여 3개의 Pass로 분리하여 제작하였다. 그 결과 복사판넬의 상하단 모두 균일한 온도 분포를 이룰 수 있었다.



(a) One-Pass System



(b) Three-Pass System

Fig. 3-32 9차 시작품

(10) 10차 시작품 (2008년 10월)

복사판넬의 크기에 따른 용량 및 사이클 특성을 확인하기 위해서 판넬 면적을 늘려 $1,800\text{mm} \times 900\text{mm}$ 크기의 복사판넬을 제작하였다. 하지만 복사판넬 후단의 냉매 분배가 불균일하여 판넬 온도가 불균일하게 나타났다. 이는 압축기 (소비동력 100 W급)에 비해 증발부 판넬의 크기가 과대하여 발생한 현상으로 판단된다.



Fig. 3-33 10차 시작품(가로 1,800mm 복사판넬 실내기)

(11) 기타 주요 부품 사진



(a) 실외기의 전면



(b) 실외기의 측면



(c) 실외기의 팬



(d) 판넬 압출 성형품의 연결부

Fig. 3-34 주요 부품사진

나. 성능 시험을 통한 시작품 개선 과정

(1) 압축기의 개선 과정

현재 국내에서 냉방능력 1kW이하의 압축기는 생산되지 않고 있다. 이러한 상황에서 200W급 복사판넬을 개발함에 있어 압축기 선정에 어려움을 겪었다. 초기에는 LG에서 제작된 냉방능력 800 W 급 밀폐형 왕복동 압축기를 적용하였으나 냉방능력 200W인 시스템에 과한 용량의 압축기를 사용함에 따라 시스템이 불안정

하게 운전되었다. 또한 적용 냉매인 R134a는 저온 냉매로 응축온도가 낮아 요구되는 응축온도를 유지하기 위하여 냉매 충전량을 높여야 했다. 결과적으로 응축 압력과 온도는 올라갔으나 증발온도가 너무 낮아 EPR을 적용하여 시스템을 안정화시킬 필요가 있었다. 하지만 냉매 충전량의 증가와 EPR의 적용으로 인해 압축기 소비전력이 높아져 COP가 매우 낮게 나타났다.

이런 결과의 원인이 저온 냉매를 적용함에 있다고 판단하여 고온냉매인 R410A를 적용하여 하였으나 R410A는 저용량의 압축기가 제작되지 않는 관계로 냉방능력 800 W 급 R22 압축기를 적용하여 시스템을 구성하였다. 그 결과 R22냉매 압축기의 경우는 시스템이 안정적으로 운영되었으나 압축기의 용량이 여전히 커서 COP가 낮게 나오고 R22는 환경오염(오존층 파괴)의 문제로 범세계적으로 사용이 제한되고 있어 R22냉매 압축기를 사용함은 적절하지 않다고 판단하였다.

마침 Denfoss社에서 제작된 소용량 DC 압축기가 수배되어 이를 적용하였다. 본 압축기는 R134a 냉매를 사용하나 응축온도가 65℃로 본 시스템에서 요구되는 영역에 위치하고 있다. 또한 냉방능력이 250 W로 본 시스템에 적절하였다. 결과적으로 요구되는 냉방능력을 가지는 시스템을 개발할 수 있었다. 그러나 본 압축기의 최대 COP가 1.9정도로 과제 목표로 설정한 COP 2.5는 가능하지 않은 압축기라는 한계를 가지고 있다. Fig. 3-35에 압축기들의 제원을 나타내었다.

		
제조사 : LG 형 식 : 왕복동 밀폐형 냉 매 : R134a 냉방능력 : 800W	제조사 : ACC 형 식 : 왕복동 밀폐형 냉 매 : R22 냉방능력 : 1170W	제조사 : Danfoss 형 식 : 왕복동 밀폐형 냉 매 : R134a 냉방능력 : 290W

Fig. 3-35 압축기 제원

(2) 2 Comp.- 1 Condenser 시스템 도입

초기에 복사부와 제습부가 각각 운전되는 시스템을 구현하기 위해서 2개의 압축기와 2개의 응축용 열교환기와 Fan이 장착된 시스템을 구현하였다. 그 결과 실외기의 Size가 필요이상으로 과대하게 되었고 이를 개선하기 위하여 응축 열교환기를 아래와 같이 설계 변경하여 실외기의 기구적 개선을 하였다. Fig. 3-36에는 시스템 개략도를, Fig. 3-37에는 응축기 회로도

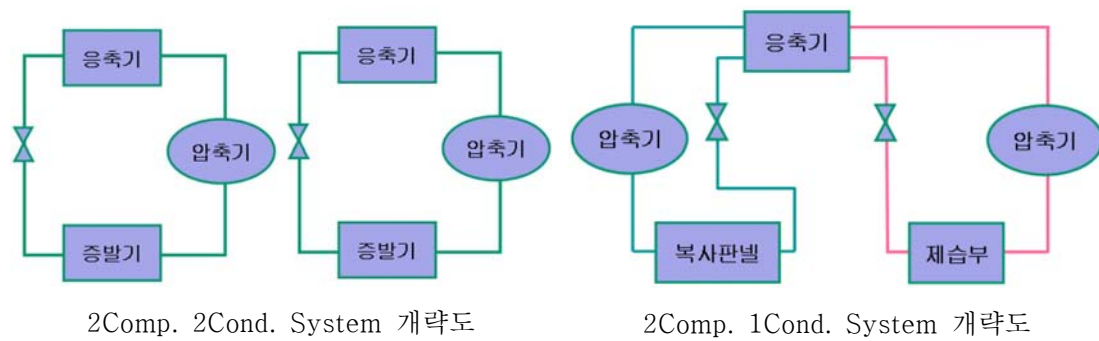


Fig. 3-36 냉동 시스템 개략도

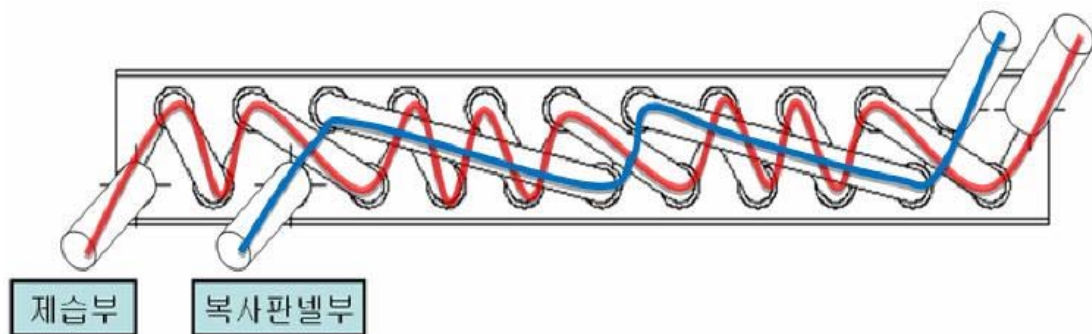


Fig. 3-37 응축기 회로도

(3) 복사용 배관 부착 방식의 개선

최초 Thermal Grease를 이용하여 알루미늄 박판에 복사 판넬부 배관을 부착하였으나 Grease로 접촉면을 처리할 경우 Grease에 자체 접착력이 없기 때문에 동관을 알루미늄 박판에 고정시키는 작업이 추가로 필요하게 되었다. 이를 개선하기 위하여 자체에 접착력이 있는 Thermal Pad를 이용하게 되었고 Thermal Grease를 이용하여 접촉면을 처리할 경우보다 열전도측면에서의 개선이 확인하였으나 Thermal Pad의 경우 응고되기까지 장시간 기다려야 하는 단점을 가지고 있었다. 물론 Thermal Compound의 경우도 응고되기까지 장시간의 시간이 필요하다는 단점을 가지고 있다. 위의 두 가지 문제점을 개선하기 위하여 압출성형을 시도하였고 결과 동관을 압출 성형품에 억지끼움으로써 작업성 및 접착성을 개선하였고 접촉면을 동관의 1/2까지 확대함으로써 열전달 성능을 향상하는 결과를 가져왔다. Fig. 3-38에 접착방식을 나타내었다.

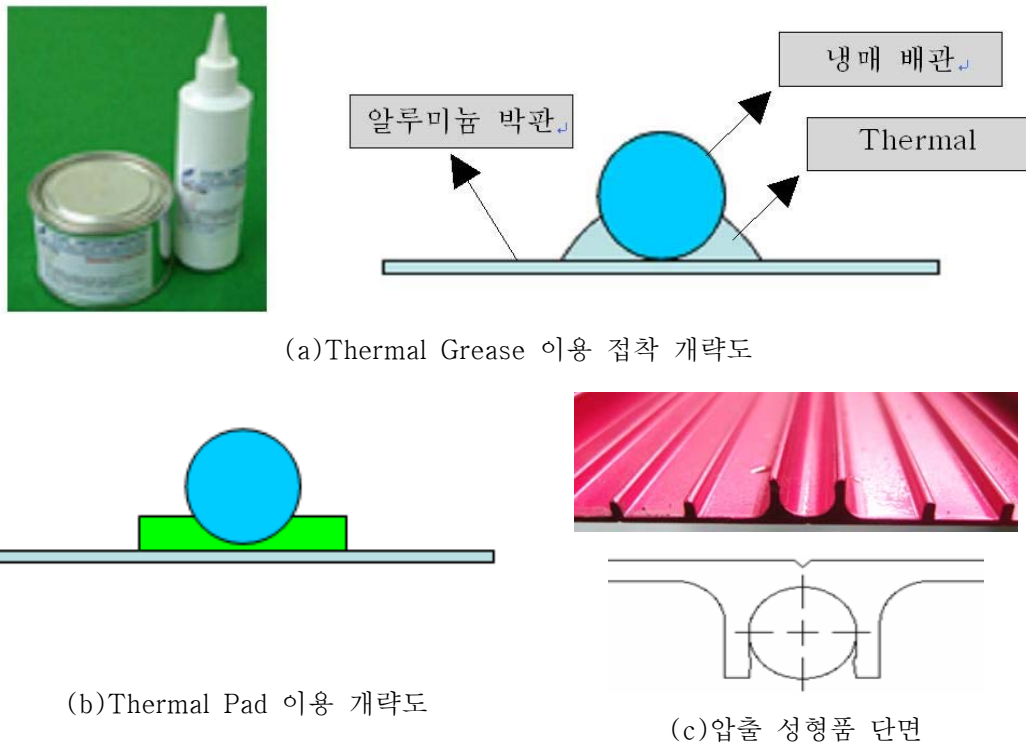


Fig. 3-38 복사 판넬과 냉매 배관 접착 개략도

(4) 복사 판넬부 Pass 개선

초기에는 복사판넬 냉매부 Pass가 Fig. 3-39에 나타난 바와 같이 하나의 Pass로 이루어져 적은 용량의 압축기(250 W급 압축기)를 사용하는 시스템에서 냉매라인의 길이가 과도하게 길어 압축기가 정격소비전력보다 높은 소비전력을 사용하는 시스템으로 운전하게 되었다. 복사판넬의 온도분포도를 예측하기 위해서 CFD Solver를 이용하여 해석하였다. 온도조건은 외부 27℃와 팽창부 즉 복사판넬 관입구 온도를 5℃와 냉매유량은 약 8kg/h 경계조건으로 대입하였다. 해석은 단상류로 하였기 때문에 냉매가 관내에서 증발하는 2상류에 적용하기에는 무리가 있으나 전반적인 경향을 알아보기 위하여 수행하였다. CFD 해석은 복사판넬의 온도분포여부를 확인하는데 주안점을 두고 수행되었다. 그 결과 One-Pass와 Three-Pass의 경우 Fig. 3-40와 같이 그 차이점이 확인하였다. One-Pass는 관입구에서만 냉각 역할을 하는 것으로 확인되었고, Three-Pass는 복사판넬의 전체적으로 냉각이 잘 되는 것으로 확인되었다. CFD 해석을 토대로 팽창변 후단에 분배기를 적용하여 9개의 Pass를 3등분하여 3개의 Pass로 나누어 제품을 제작하였다. 그 결과 냉매 배관의 길이가 줄어들어 압축기 소비전력이 낮아졌고 냉매 입구부와 출구부의 표면 냉각 정도가 일정하게 유지할 수 있었다.

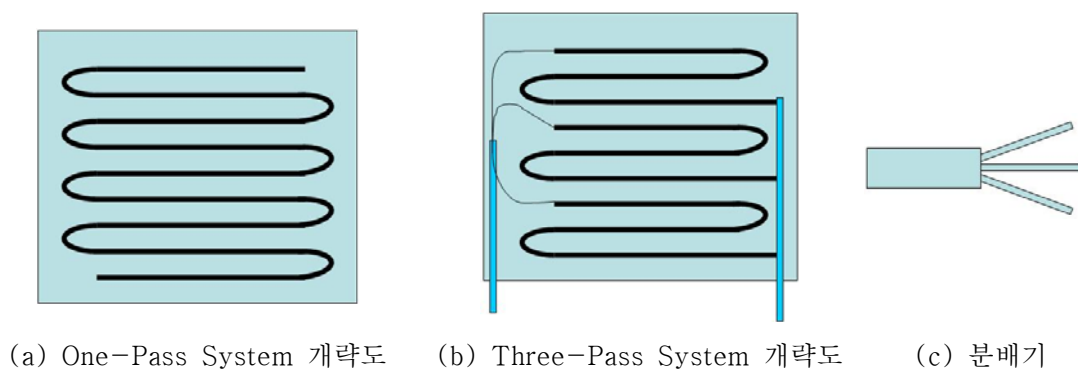
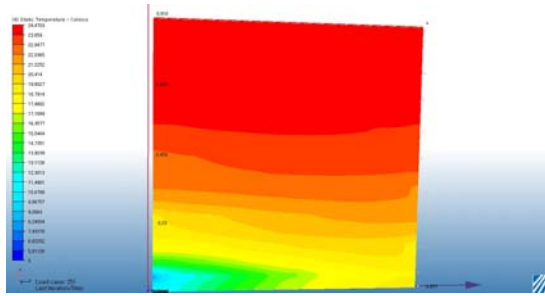
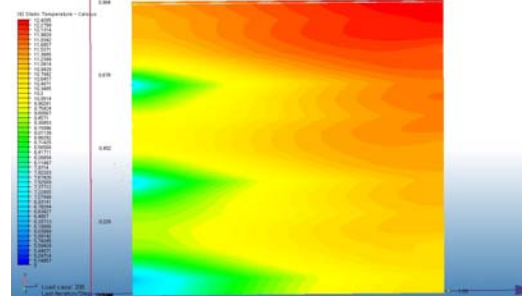


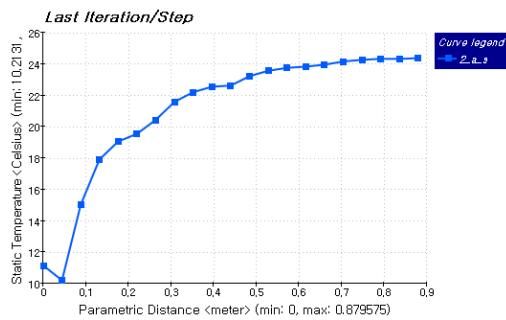
Fig. 3-39 복사부 냉매분배 개략도



표면 온도 분포도



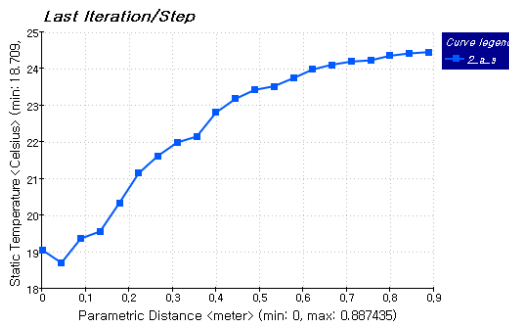
표면 온도 분포도



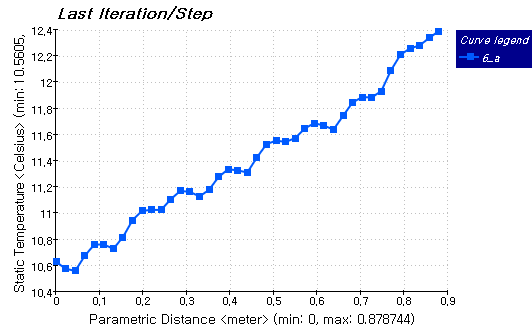
입구-Y방향 온도 그래프



입구-Y방향 온도 그래프



출구-Y방향 온도 그래프



출구-Y방향 온도 그래프

(a) One-Pass System CFD

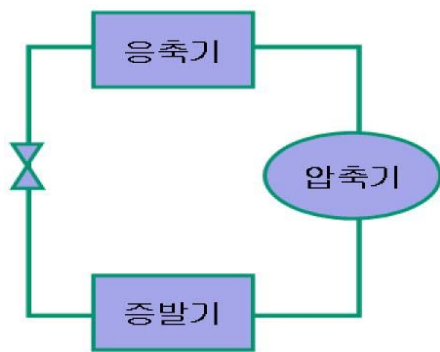
(b) Three-Pass System 해석

Fig. 3-40 냉매 분배에 따른 복사판넬 표면 온도 해석

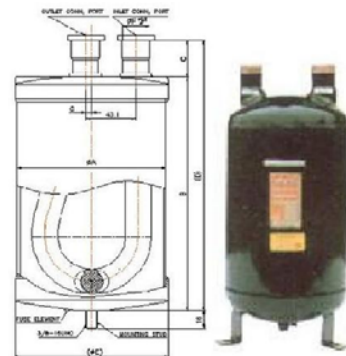
(5) 기액분리기 추가

복사판넬을 장기간 운전할 경우 실내 상대습도가 낮아져 복사판넬의 온도는 설정된 온도를 유지하나 표면에 이슬이 맺히지 않는 현상이 발생하게 된다. 그 결과 복사판넬에서 충분한 열을 흡수하지 못하여 복사판넬의 냉매가 모두 증발하지 못

하여 액압축이 발생하고 상대습도 35%에서 시스템이 정지하는 현상이 발생하였다. 이는 압축기에 유입되는 냉매의 상태가 과열 증기 상태가 아니라 액을 포함한 냉매가 압축기로 유입되어 압축기가 운전을 중지하기 때문이다. 이를 보완하기 위하여 압축기 전단에 기액분리기(Accumulator)를 도입하여 압축기에 유입되는 냉매의 상태가 증기상태로 유입될 수 있도록 개선하였다. 그 결과 상대습도 30%상태에서도 시스템이 중지되지 않고 계속적으로 운전되었다.



(a) Basic System



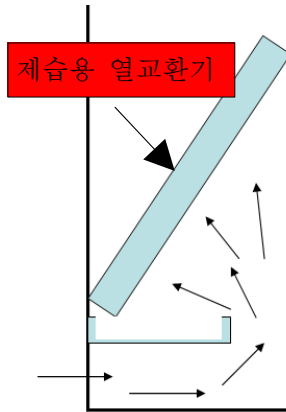
(b) Accumulator

Fig. 3-41 기액분리기

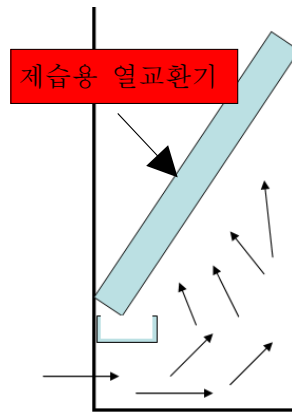
(6) 결로수 물받이 개선

초기에 제습용 열교환기가 수직방향과 대략 $10^{\circ} \sim 12^{\circ}$ 의 기울기를 가지고 있어 제습용 열교환기에 응축된 응축수가 응축기의 Fin을 따라 흐르지 않고 그대로 아래로 떨어질 것을 우려하여 물받이를 열교환기의 전체를 포함하는 size로 설계하였다 (Fig. 3-42 참조). 그 결과 열교환기로 유입되는 공기 유로가 복잡하여 압력손실이 크게 발생하여 기대되는 풍량이 형성되지 않았다. 제품 측면에 가시화창을 설치하여 응축수가 열교환기의 Fin을 따라 흐르는 것을 확인하고 물받이 형상을 제습용 열교환기의 밑단을 포함하는 작은 Size로 제작하여 유입되는 공기의 흐름을 방해하지 않는 형상으로 개선하였다. 또한 이에 따른 압력손실 경감효과를 확인하기 위하여 Fig. 3-42에 나타난 바와 같이 CFD 해석프로그램으로 시뮬레이션을 하였다. 경계조건은 단순히 흡입구 풍량을 약 6m/s을 설정하였고, Fig.

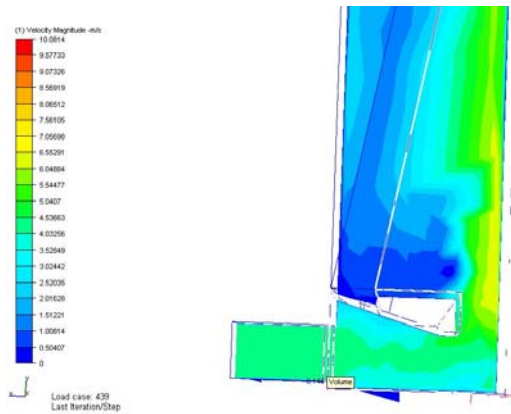
3-42의 두 구조에 대하여 해석을 수행하였다. 해석 결과 물받이를 개선함으로써 약 10Pa 압력 손실 값을 감소시킬 수 있음을 알 수 있었다.



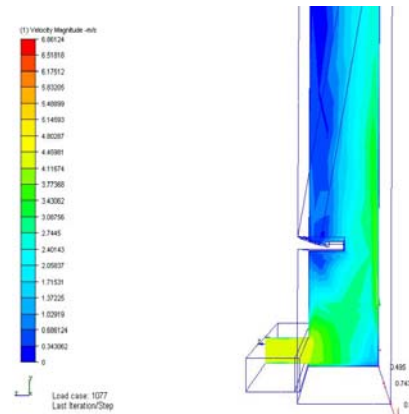
(a) 열교환기 전체를 포함하는 물받이



(b) 개선된 물받이



(c) CFD 기내정압 해석



(d) CFD 기내정압 해석

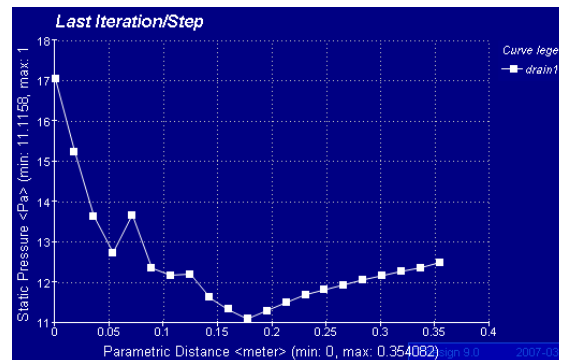
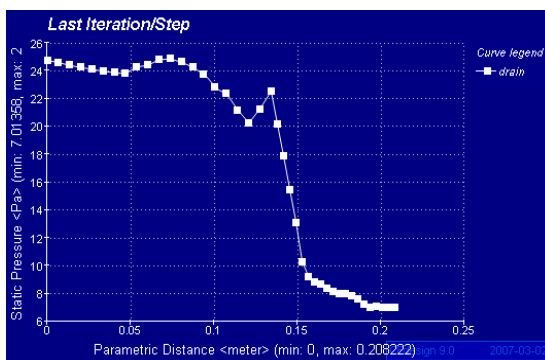


Fig. 3-42 물받이 개선에 따른 CFD 해석

5. 성능평가 기술 개발

복사판넬과 제습부의 냉각성능은 냉매측과 공기측의 열정산으로부터 구할 수 있다. 복사판넬의 경우 후면에 장착된 증발관 입출구의 냉매 엔탈피와 냉매유량을 측정하면 전열량을 구할 수 있다. 증발관 입구의 냉매 엔탈피는 응축기 출구의 엔탈피와 같으므로 (팽창장치에서 등 엔탈피 교축) 응축기 출구에서 온도 (과냉도)와 압력을 측정하여 구하고, 증발관 출구의 엔탈피는 출구에서 온도(과열도)와 압력을 측정하여 구한다. 다만 증발관에서 2상으로 배출되어 과열이 형성되지 않는 경우는 후방에 장착된 수액기 (등 엔탈피 가정) 출구의 온도를 측정하여 엔탈피를 구한다.

$$Q_r = m_r(h_i - h_o) \quad (146)$$

복사판넬 냉방실험은 표준 조건으로 실외 건/습구온도 35℃/24℃, 실내 27℃/19.5℃의 KS-C-9306 (에어컨의 시험방법)에 규정된 온도를 따랐다. 또한 실내 상대습도를 변화시켜 가며 냉방능력 시험도 수행한다. 시험은 2개의 칼로리미터식 항온항습 챔버를 구비한 인천대 기술혁신센터 (KOLAS 운영)내의 시험실에서 수행되었다.

제습부의 냉각성능은 냉매측과 공기측을 동시에 측정한다. 냉매측은 복사판넬과 동일한 방법으로 측정하고 공기측은 공기측 입출구 온도와 공기측 풍량을 측정하여 구한다. 공기측 입출구 온도는 ASHRAE 41.1에 규정된 샘플링 방법으로 구하고 공기측 풍량은 ASHRAE 41.2에 규정된 방법으로 구한다. 실험장치의 사진은 Fig. 3-15에 나타나 있다.

$$Q_c = m_r(h_i - h_o) \quad (147)$$

$$Q_c = m_a(h_{ai} - h_{ao}) \quad (148)$$

6. 성능 시험

하이브리드 냉방기는 복사 냉방 시스템과 제습시스템으로 구성된다. 따라서 우선은 각 시스템을 각각 작동시키며 성능을 독립적으로 평가하고 최종적으로 두 시스템을 모두 작동시키며 성능을 평가하였다. Fig 3-43에 제품의 개략적인 싸이클이 나타나 있고 Fig. 3-44와 Fig. 3-45에는 실내기와 실외기의 사진이 나타나 있다.

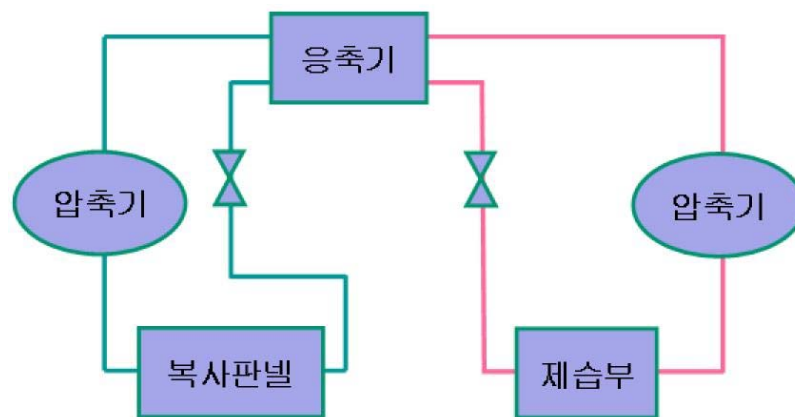


Fig. 3-43 하이브리드 냉방시스템 개략도



Fig. 3-44 실내기 사진



Fig. 3-45 실외기 사진

Fig. 3-46 와 Fig. 3-47에 복사 판넬 냉방 시스템과 제습시스템의 개략도와 측정부를 나타내었다. 압축기 입출구의 온도와 압력, 복사판넬 입출구의 온도와 압력, 응축기 후단의 온도와 압력 그리고 유량을 측정하였다. 복사 판넬의 표면온도는 비접촉식 열화상 온도계로 측정하였다. Fig. 3-46은 복사 판넬 후방의 증발관이 세부분으로 나뉘어져 냉매가 분배되었음을 보여준다. 각 증발관과 분배관 사이에는 내경 1.0 mm, 길이15 cm의 짧은 모세관이 설치되어 분배가 균일하게 되도록 하였다.

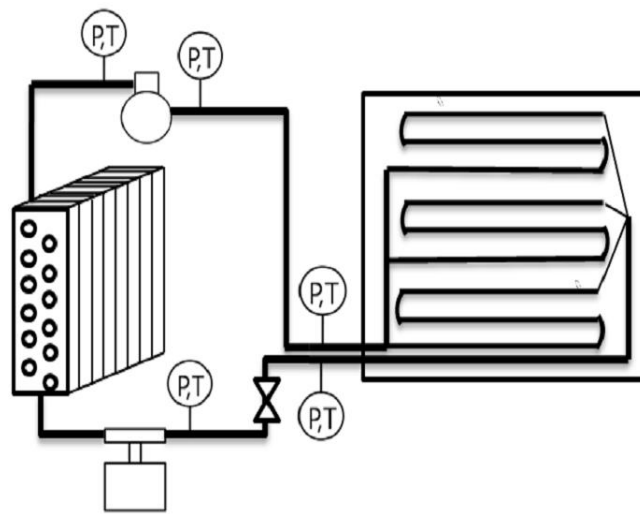


Fig. 3-46 판넬 냉방 시스템 측정 개략도

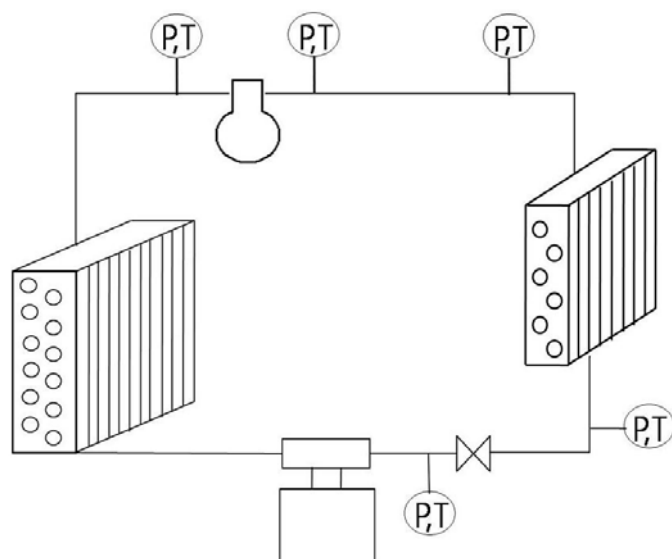


Fig. 3-47 제습시스템 측정 개략도

가. 표준 조건 (실외 35℃/24℃, 실내 27℃/19.5℃) 판넬 냉방실험

Table 3-5에 제품사양과 시험조건, 그리고 시험결과가 정리되어 있다. 판넬 냉방시스템은 전술한 압축기, 응축기, 증발기, 팽창장치로 구성되고 증발기 후단에 1/2 HP급 수액기를 부착하여 액압축을 방지하였다. 실험은 증발온도와 냉매충전량을 변화시켜가며 수행되었다. 최적의 (COP가 최대가 되는) 증발온도는 10℃, 냉매충전량은 850 g 으로 나타났다. 이 때 냉매순환량은 8.8 kg/h, 응축온도 52℃, 과냉도 15℃, 과열도 1℃로 냉방능력은 376 W, 압축기 소비동력은 215 W로 성적계수는 1.75으로 나타났다. 또한 복사 판넬의 온도는 13℃ ~ 14℃ 사이에서 고르게 분포됨을 보여준다. 첨부된 그림에서 알 수 있듯이 복사 표면에는 고르게 결로가 형성됨을 알 수 있다. Fig. 3-48의 열화상 그림도 온도가 균일함을 보여준다. 증발온도를 이보다 높이면 판넬 표면온도가 노점온도인 15℃ 이상이 되어 성능이 감소하고, 낮추면 유량이 감소하여 성능이 감소하였다. 냉매충전량도 너무 작으면 유량이 형성되지 않았고 너무 크면 응축압력이 너무 상승하여 압축기의 고온 트랩이 작동하였다.

나. 실내 상대습도 변화시 (실외 35℃/24℃, 실내 27℃/50%~30%) 판넬 냉방실험

냉방기 작동 후 실내가 감습되어 감에 따라 판넬의 성능도 변화할 것으로 예상되어 실내의 상대습도를 감소시켜가며 성능을 측정하였다. Table 3-6 ~ 3-8에 결과를 수록하였다. Fig. 3-50 과 3-51에는 상대습도에 따른 냉매 유량과 냉각열량, 압축기 소비동력의 변화를 나타내었다. 상대습도가 감소할수록 냉매유량과 냉각열량이 감소함을 보인다. 상대습도가 감소할수록 판넬 표면에 응축되는 결로의 양은 감소하고 따라서 냉각 열량이 감소하게 된다. 이에 따라 증발온도가 감소하고, 냉매 유량도 감소하게 된다. 첨부된 사진도 상대습도가 감소함에 따라 제습량이 감소함을 보인다.

Table 3-6 표준 조건 (실외 35℃/24℃, 실내 27℃/19.5℃) 판넬 냉방실험

제품 사양	- 압축기 : R-134a DC. Comp 200W - 팽창장치 : E V - 응축기 : Fin-Tube 2row , Pf=1.95mm , slit fin , 9mm tube - 증발기 : Aluminum Panel (1m x 1m), 9mm tube , 3pass, 분배기(1 Φ , L : 150mm 모세관 사용) - 수액기 : 1/2 HP
-------	--

시료명	복사판넬		실험일자	
시험 조건	복사부(실외 건구35℃ , 습구24℃ / 실내 건구 27℃ , 습구 19.5℃)			
냉매충전량	850g			
냉 매 측			복사 판넬 온도 분포	14
	온도(℃)	압력(MPa)		13.7
응축기 출구	36.3	1.383		13.6
팽창변 후단	10.4	0.392		13.3
복사판넬 출구	9.8	0.3982		12.9
수액기 출구	9.8	과열도		13.2
압축기 입구	12.7			13.7
압축기 출구	51.5			14
Pcomp	0.215	kW		13.7
냉매 유량	8.8	kg/h		
냉매측 열량	0.376	kW		
COP	1.75			
상 태				

상대 습도 50%.
복사판넬 표면이 전체적으로 결로가 생김.

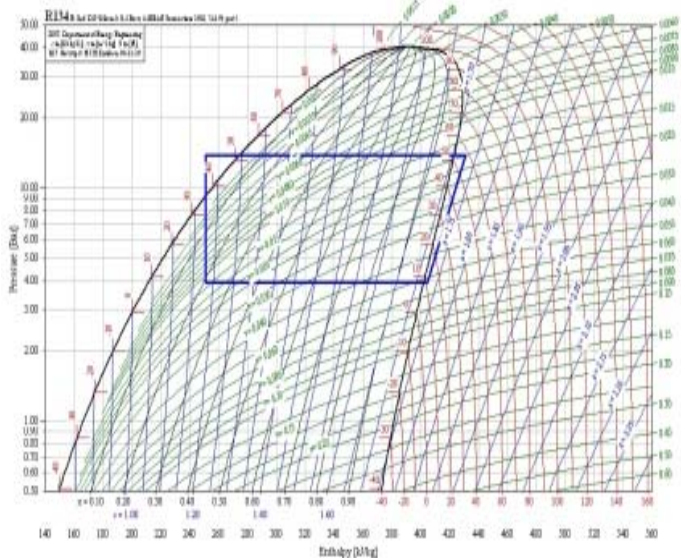


Table 3-7 실외 35℃/24℃, 실내 27℃/RH 40% 판넬 냉방실험

제품 사양	-압축기 : R-134a DC. Comp 200W -팽창장치 : E V -응축기 : Fin-Tube 2row , Pf=1.95mm , slit fin , 9mm tube -증발기 : Aluminum Panel (1m x 1m), 9mm tube , 3pass 분배기(1 Φ , L : 150mm 모세관 사용) -수액기 : 1/2 HP
-------	--

시료명	복사판넬			실험일자	
시험 조건	복사부(실외 건구35℃ , 습구24℃ / 실내 건구 27℃ , 습구 17.7℃)				
냉매충전량	850g				
냉 매 측				복사 판넬 온도 분포	11.5
	온도(℃)	압력(MPa)	비고		11.7
응축기 후단	37.2	1.274	11도과냉		11.7
팽창변 후단	8.7	0.364			11.1
복사판넬 출구	8.1	0.375			11.1
압축기 입구	10.8	수액기출구	과열도		11.3
압축기 출구	54.9	8.6	1.0		10.8
Pcomp	0.215		kW		11.4
냉매 유량	8.6		kg/h		11.2
냉매측 열량	0.362		kW		
COP	1.68				
상 태					
상대습도 40%					

Table 3-7 실외 35℃/24℃, 실내 27℃/RH 35% 판넬 냉방실험

제품 사양	-압축기 : R-134a DC. Comp 200W -팽창장치 : E V -응축기 : Fin-Tube 2row , Pf=1.95mm , slit fin , 9mm tube 분배기(1 Φ , L : 150mm 모세관 사용) -증발기 : Aluminum Panel (1m x 1m), 9mm tube, 3pass
-------	--

시료명	복사판넬			실험일자	
시험 조건	복사부(실외 건구35℃ , 습구24℃ / 실내 건구 27℃ , 습구 16.7℃)				
냉매충전량	850g				
냉 매 측				복사 판넬 온도 분포	10.7
	온도(℃)	압력(MPa)	비고		10.9
응축기 후단	38	1.271	10도과냉		10.3
팽창변 후단	7.7	0.349			10.3
복사판넬 출구	7	0.36	1도 과열		10.7
압축기 입구	10.2	수액기출구	과열도		10.3
압축기 출구	57.7	7.1	1.0		9.9
Pcomp	0.21		kW		10.3
냉매 유량	8.2		kg/h		10.5
냉매측 열량	0.341		kW		
COP	1.62				
상 태					

상대습도 35%



Table 3-8 실외 35℃/24℃, 실내 27℃/RH 30% 판넬 냉방실험

제품 사양	-압축기 : R-134a DC. Comp 200W -팽창장치 : E V -응축기 : Fin-Tube 2row , Pf=1.95mm , slit fin , 9mm tube 분배기(1 Φ , L : 150mm 모세관 사용) -증발기 : Aluminum Panel (1m x 1m), 9mm tube , 3pass
-------	---

시료명	복사판넬			실험일자	
시험 조건	복사부(실외 건구35℃ , 습구24℃ / 실내 건구 27℃ , 습구 15.7℃)				
냉매충전량	850g				
냉 매 측				복사 판넬 온도 분포	9.7
	온도(℃)	압력(MPa)	비고		9.5
응축기 후단	38.3	1.257	9도 과냉		8.7
팽창변 후단	6.9	0.328			9.2
복사판넬 출구	6.1	0.3505	1도 과열		9.6
압축기 입구	9.2	수액기출구	과열도		8.6
압축기 출구	60.8	6.2	1.0		8.7
Pcomp	0.22			kW	
냉매 유량	8.0			kg/h	
냉매측 열량	0.33			kW	
COP	1.50				
상 태					
상대습도 30%					



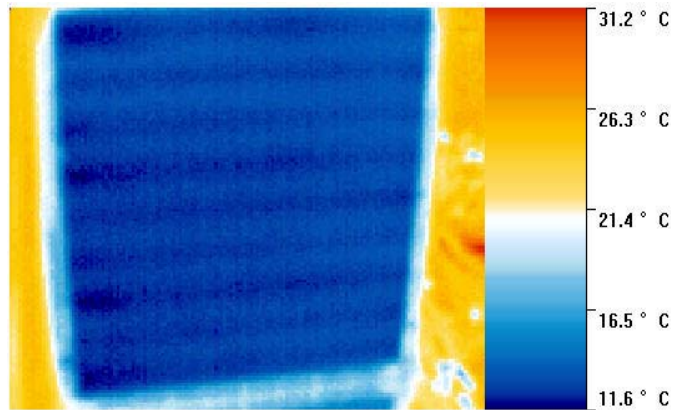


Fig. 3-48 상대습도 50% (27°C/19.5°C) 판넬 표면 열화상 사진

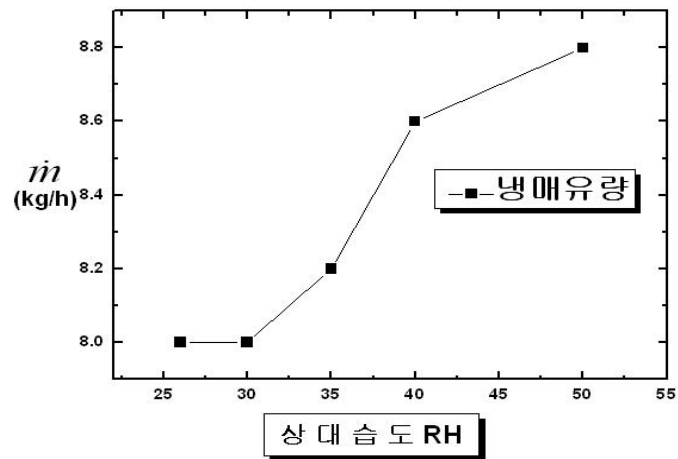


Fig. 3-49 상대습도에 따른 냉매유량 변화

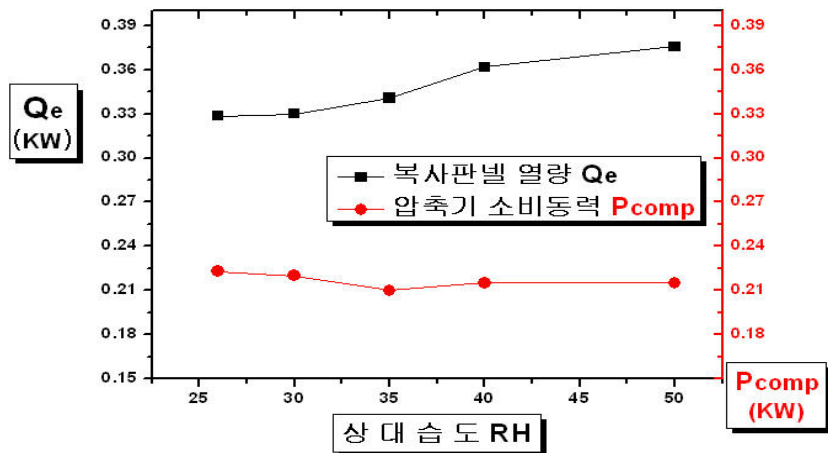
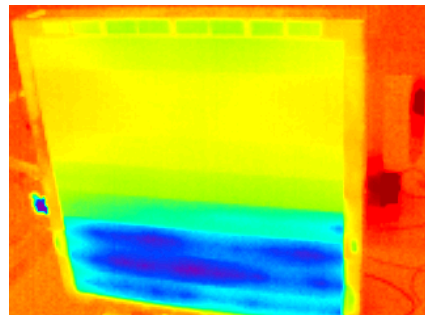


Fig. 3-50 상대습도에 따른 냉각능력 및 소비동력 변화

(참고 1) 복사부 1열 시작품 성능시험

최종 시작품의 복사부 후면의 증발관 배열은 Fig. 3-46에 나타난 바와 같이 분배기를 사용하여 3열로 결정되었다. 개발 과정 중 증발관 배열을 1열로 시험을 수행한 바 있다. 이 경우 시험 데이터를 Table 3-9에 나타내었다. 열화상 데이터가 보여주는 바와 같이 판넬 하부에는 결로가 발생하나 상부는 결로가 발생하지 않았다. 이는 냉매 순환량이 적어 하부에서만 증발이 일어나기 때문으로 판단된다. 이를 보완하기 위하여 분배기를 사용하여 냉매가 3열로 나누어 분배되도록 하였다.

Table 3-9 복사부 1열 시험 데이터

시료명	시제품(1 pass)			실험일자	
시험 조건	복사부(실외 건구35℃ , 습구24℃ / 실내 건구 27℃ , 습구 19.5℃)				
냉매충전량	750g				
냉 매 측				복사 판넬 온도 분포	
	온도(℃)	압력(MPa)	비고		
응축기 후단	34.7	1.261	13도 과냉		
팽창변 후단	11.3	0.398			
복사판넬 출구	10	0.3825	2.4도 과열		
압축기 입구	12.5				
압축기 출구	56.1				
Pcomp			kW		
냉매 유량			kg/h		
냉매측 열량			kW		
COP					
상 태					
복사판넬의 2/3 sms 이슬이 맺힘. 1/3은 표면은 차갑기는 하나 표면결로 발생하지 않음.					

(참고 2) R-22 압축기 사용 시작품 성능시험

개발과정 중 R-22 압축기 (냉방능력 800 W 급)을 적용하여 시작품을 제작하였다. 판넬의 목표 냉방능력이 200 W 임을 고려하면 용량이 너무 크기는 하나 R-22 제품을 개발하고자 하는 의지로 적용을 시도하여 보았다. 이에 대한 데이터가 Table 3-10에 나타나 있다. 증발온도 -9.2°C 에서 압축기 출구 온도가 85.4°C 로 나타났다. 증발온도가 너무 낮아 판넬 표면에는 서리가 형성되었다. 서리를 없애려고 증발온도를 높이면 압축기 출구온도가 너무 높아 압축기가 멈추는 현상이 발생하였다. 이 경우 COP도 1.57로 낮게 나타났다. 이는 압축기 용량이 너무 크기 때문에 나타나는 현상으로, 용량이 작은 압축기를 사용하여야 하는데 R-22의 경우는 개발되어 있지 않기 때문에 R-134a를 적용하였다.

Table 3-10 R-22 압축기 적용 시험 데이터

제품 사양	-압 축 기 : R-22 AC. Comp 800W				
	-팽창장치 : E V				
	-응 축 기 : Fin-Tube 2row , Pf=1.95mm , slit fin , 12mm tube , 1HP				
	-증 발 기 : Aluminum Panel (1m x 1m), 9mm tube , 1pass , 6row				
	-수 액 기 : 1/2 HP				

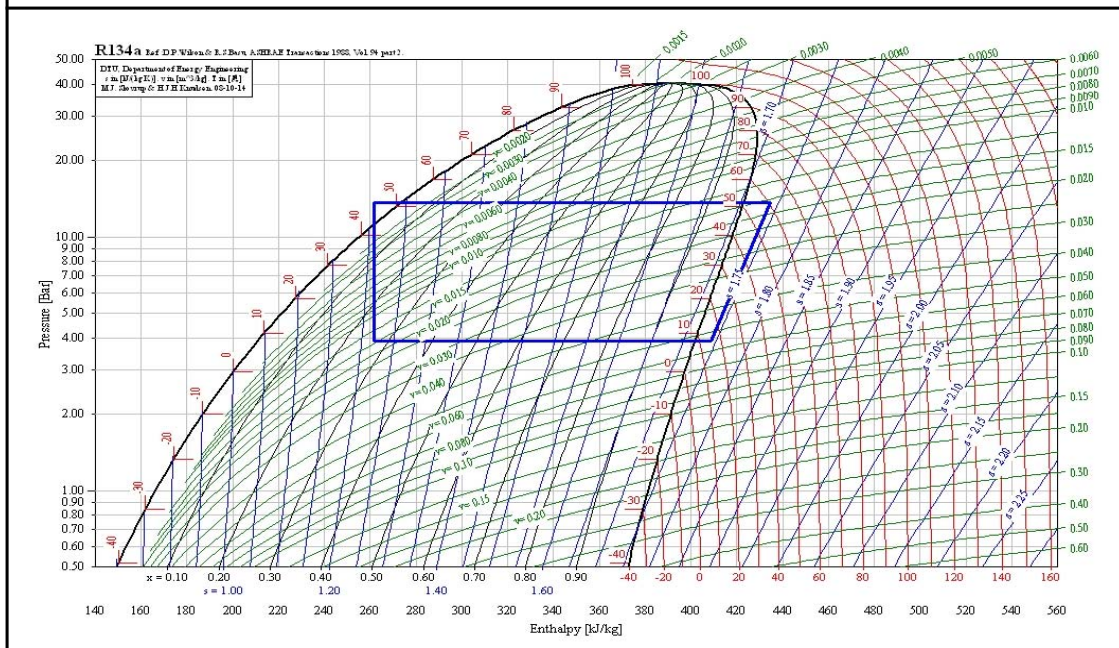
시료명	복사판넬			실험일자	
시험 조건	복사부(실외 건구35℃ , 습구24℃ / 실내 건구 27℃ , 습구 19.5℃)				
냉매충전량	850g				
냉 매 측					
	온도(℃)	압력(MPa)	비고	복사 판넬 온도 분포	
응축기 후단	37.6	1.518			
팽창변 후단	-9.2	0.305			
복사판넬 출구	-12.2	2.8148			
압축기 입구	14.21				
압축기 출구	85.41				
Pcomp	0.355		KW		
냉매 유량	12.8		kg/h		
냉매측 열량	0.558		KW		
COP	1.57				
상 태					
표면에 서리 형성					

다. 제습부 성능시험

Table 3-11에 제습부의 성능시험 데이터를 수록하였다. 제습부는 응축기와 증발기 모두 슬릿 환-관 열교환기를 사용하고 압축기는 냉방능력 800W급 R-134a 압축기를 사용하였다. 실험은 증발온도와 냉매 충전량을 변화시키며 수행되었는데 증발온도 10.0℃, 냉매 충전량 750 g에서 냉각능력 880 W, COP 2.11을 얻을 수 있었다. 시험 중 냉방능력은 냉매측과 공기측에서 동시에 측정되었는데 두 값은 8% 이내에서 일치하였다. COP 계산시 냉방능력은 공기와 냉매측의 평균치로 계산하였다.

Table 3-11 제습부의 성능시험 데이터

시료명	시제품			실험일자	
시험 조건	제습부(실외 건구35℃ , 습구24℃ / 실내 건구 27℃ , 습구 19.5℃)				
냉매충전량	750g				
냉 매 측				공 기 측	
	온도(℃)	압력(MPa)	비고	제습부 입구 건구	26.95
응축기 후단	37.7	1.765	23도과냉	제습부 입구 습구	19.47
팽창변 후단	10.0	0.357		제습부 출구 건구	18.27
증발기 출구	21.0	0.351	16도과열	제습부 출구 습구	15.43
압축기 입구	27.5	증발온도	10	제습부 입구 h	55.362
압축기 출구	87.1	응축온도	52	제습부 출구 h	43.142
Pcomp	0.44		KW	휨 풍량(CMM)	3.65
냉매 유량	21.1		kg/h		
냉매측 열량	0.968		KW		
공기측 열량	0.892		KW		
Heat Bal.	8.0		%		
COP	2.11				
상 태					



라. 하이브리드 냉방기 (복사부 + 제습부) 성능시험

복사부와 제습부를 동시에 가동시키며 냉각성능을 측정하였다. Table 3-12에 실험데이터를 나타내었다. 복사부 증발온도 10.9℃, 제습부 증발온도 10.2℃에서 복사부의 냉각열량은 333 W, 제습부의 냉각열량은 894 W, 총합 1,227 W로 측정되었다. 이때 압축기의 소비동력은 650 W로 COP 1.89를 얻을 수 있었다. 압축기 소비동력은 제습부와 복사부 두 압축기에 소비된 동력을 합한 값이다. 이 COP는 초기 목표치 2.5에 못 미치는 값이다. 본 과제에서는 소용량의 R-410A 압축기가 생산되지 않아 피치 못하게 R-134a 압축기를 사용하였다. 원래 R-134a는 저온냉동에 사용되는 냉매로 본 과제와 같이 중온의 냉방에는 적합하지 않다. 그렇다 보니 사용된 R-134a 압축기의 COP가 그다지 좋지 못하고 (ASHRAE LBP 조건에서 2.2 정도), COP가 당초 목표에 못 미치게 나온 것으로 판단된다. Fig. 3-51에 시험성적서를 첨부하였다.

Table 3-12 하이브리드 냉방기 데이터 (팬 풍량 3.6 CMM)

제습부 제품 사양	-압축기 : R-134a AC Comp 800W -팽창장치 : EV -응축기 : Fin-Tube 2row , slit fin , 9mm tube , Pf = 1.95mm -증발기 : Fin-Tube 1row , slit fin , 9mm tube , Pf = 2.5 mm
--------------	--

복사부 제품 사양	-압축기 : R-134a AC Comp 200W. -팽창장치 : EV -응축기 : Fin-Tube 2row , slit fin , 9mm tube , 1 HP -증발기 : Aluminum Panel (1m x 1m), 9mm tube , 3 pass (I.D : 1Φ 모세관 사용, L : 300mm) -1/2HP ACCUMULATOR
--------------	--

시료명	시제품			실험일자	
시험 조건	복사부(실외 건구35℃ , 습구24℃ / 실내 건구 27℃ , 습구 19.5℃)				
냉매충전량	850g				
냉 매 측				복사 판넬 온도 분포	11.3
	온도(℃)	압력(MPa)	비고		13.3
응축기 후단	35.8	1.632	23도과냉		12.4
팽창변 후단	10.9	0.406			12.5
복사판넬 출구	11.1	0.395	2.6도과열		
압축기 입구	21.8				
압축기 출구	71.0				
냉매 유량	7.7		kg/h		
냉매측 열량	0.333		kW		
상 태				판넬전체에 이슬 맺힘.	

시료명	시제품			실험일자	
시험 조건	제습부(실외 건구35℃ , 습구24℃ / 실내 건구 27℃ , 습구 19.5℃)				
냉매충전량	750g				
냉매측				공기측	
	온도(℃)	압력(MPa)	비고	제습부 입구 건구	27.44
응축기 후단	38.9	1.896	26도과냉	제습부 입구 습구	19.47
팽창변 후단	10.2	0.397		제습부 출구 건구	17.53
증발기 출구	20.5	0.354	15도과열	제습부 출구 습구	15.32
압축기 입구	27.2			제습부 입구 h	55.49
압축기 출구	89.9			제습부 출구 h	42.95
Pcomp	0.65		KW	팬 풍량(CMM)	3.6
냉매 유량	20.7		kg/h		
냉매측 열량	0.925		KW		
공기측 열량	0.862		KW		
Heat Bal.	7		%		
복사&제습열량	1.227 kW				
C O P	1.89				

마. 팬 풍량 조절을 통한 용량제어

냉방기의 용량을 제어하는 방법으로는 압축기 회전수 제어, 증발기 팬 풍량 제어등이 있다. 압축기의 회전수제어를 위해서는 인버터용 압축기가 개발되어 있어야 하나 본 연구에 사용된 소형 용량의 R-134a 경우는 인버터 압축기가 없었다. 따라서 증발기 팬 풍량을 조절하여 냉방기의 용량을 제어하는 방법을 선택하였다. 팬 풍량은 1.0 CMM에서 3.6 CMM까지 변화되었다. 팬 풍량 3.6 CMM 데이터는 Table 3-12에 나타나 있다. Table 3-13에는 3.0 CMM의 데이터가, Table 3-14에는 2.6 CMM, Table 3-15에는 2.0 CMM, Table 3-16에는 1.0 CMM 데이터가 나타나 있다. 이 표들은 제습부 풍량을 줄여갈수록 냉각능력이 감소함을 보여준다. 풍량이 줄어들면 응축온도가 감소하고 따라서 유량이 줄어든다. 냉매유량 감소는 냉각능력과 COP의 감소로 나타남을 보여준다.

상기 데이터를 종합하면 Table 3-17과 같은 용량 제어 방안을 도출할 수 있다. 가장 적은 용량은 복사부만을 가동하였을 때의 376 W이고 가장 큰 용량은 복사부와 제습부를 동시에 가동했을 때인 1277 W이다. 제습부만을 가동하면 최대풍량 3.6 CMM에서 930 W를 얻을 수 있고 3.0 CMM에서 866 W, 2.0 CMM에서 768 W, 1.0 CMM에서 711 W로 감소시킬 수 있다. 제습부와 복사부를 동시에 가동하면 최소풍량 1.0 CMM 에서 993W, 2.0 CMM에서 1063 W, 3.0CMM에서 1186W가 얻어진다.

Table 3-13 하이브리드 냉방기 데이터 (팬 풍량 3.0 CMM)

제습부 제품 사양	-압축기 : R-134a AC Comp 800W -팽창장치 : EV -응축기 : Fin-Tube 2row , slit fin , 9mm tube , Pf = 1.95mm -증발기 : Fin-Tube 1row , slit fin , 9mm tube , Pf = 2.5 mm
--------------	--

복사부 제품 사양	-압축기 : R-134a AC Comp 200W. -팽창장치 : EV -응축기 : Fin-Tube 2row , slit fin , 9mm tube , 1 HP -증발기 : Aluminum Panel (1m x 1m), 9mm tube , 3 pass (I.D : 1Φ 모세관 사용, L : 300mm) -1/2HP ACCUMULATOR
--------------	--

시료명	시제품			실험일자	
시험 조건	복사부(실외 건구35℃ , 습구24℃ / 실내 건구 27℃ , 습구 19.5℃)				
냉매충전량	850g				
냉 매 측				복사 판넬 온도 분포	
	온도(℃)	압력(MPa)	비고		
응축기 후단	35.6	1.588	21도과냉		
팽창변 후단	10.1	0.395			
복사판넬 출구	10.4	0.383	2.4도과열		
압축기 입구	20.9				
압축기 출구	71.5				
냉매 유량	7.4		kg/h		
냉매측 열량	0.320		kW		
상 태				판넬전체에 이슬 맺힘.	

시료명	시제품			실험일자	
시험 조건	제습부(실외 건구35℃ , 습구24℃ / 실내 건구 27℃ , 습구 19.5℃)				
냉매충전량	750g				
냉매측				공기측	
	온도(℃)	압력(MPa)	비고	제습부 입구 건구	26.59
응축기 후단	39.0	1.878	26도과냉	제습부 입구 습구	19.53
팽창변 후단	10.1	0.362		제습부 출구 건구	16.87
증발기 출구	19.0	0.354	14도과열	제습부 출구 습구	14.61
압축기 입구	26.2			제습부 입구 h	55.72
압축기 출구	89.2			제습부 출구 h	40.97
Pcomp	0.65		KW	팬 풍량(CMM)	3.02
냉매 유량	19.9		kg/h		
냉매측 열량	0.881		KW		
공기측 열량	0.851		KW		
Heat Bal.	3.5		%		
복사&제습열량	1.186 kW				
C O P	1.82				

Table 3-14 하이브리드 냉방기 데이터 (팬 풍량 2.6 CMM)

제습부 제품 사양	-압축기 : R-134a AC Comp 800W -팽창장치 : EV -응축기 : Fin-Tube 2row , slit fin , 9mm tube , Pf = 1.95mm -증발기 : Fin-Tube 1row , slit fin , 9mm tube , Pf = 2.5 mm
--------------	--

복사부 제품 사양	-압축기 : R-134a AC Comp 200W. -팽창장치 : EV -응축기 : Fin-Tube 2row , slit fin , 9mm tube , 1 HP -증발기 : Aluminum Panel (1m x 1m), 9mm tube , 3 pass (I.D : 1Φ 모세관 사용, L : 300mm) -1/2HP ACCUMULATOR
--------------	--

시료명	시제품			실험일자	
시험 조건	복사부(실외 건구35℃ , 습구24℃ / 실내 건구 27℃ , 습구 19.5℃)				
냉매충전량	850g				
냉 매 측				복사 판넬 온도 분포	
	온도(℃)	압력(MPa)	비고		
응축기 후단	36.1	1.568	21도과냉		
팽창변 후단	9.8	0.390			
복사판넬 출구	9.9	0.378	2.7도과열		
압축기 입구	20.8				
압축기 출구	70.3				
냉매 유량	7.1		kg/h		
냉매측 열량	0.305		kW		
상 태				판넬전체에 이슬 맺힘.	

시료명	시제품			실험일자	
시험 조건	제습부(실외 건구35℃ , 습구24℃ / 실내 건구 27℃ , 습구 19.5℃)				
냉매충전량	750g				
냉 매 측				공 기 측	
	온도(℃)	압력(MPa)	비고	제습부 입구 건구	27.21
응축기 후단	39.2	1.836	24도과냉	제습부 입구 습구	19.44
팽창변 후단	9.6	0.356		제습부 출구 건구	16.67
증발기 출구	18.0	0.349	13도과열	제습부 출구 습구	14.1
압축기 입구	25.7			제습부 입구 h	55.40
압축기 출구	88.3			제습부 출구 h	39.57
Pcomp	0.63		KW	팬 풍량(CMM)	2.6
냉매 유량	19.5		kg/h		
냉매측 열량	0.857		KW		
공기측 열량	0.786		KW		
Heat Bal.	8		%		
복사&제습열량	1.127 kW				
C O P	1.79				

Table 3-15 하이브리드 냉방기 데이터 (팬 풍량 2.0 CMM)

제습부 제품 사양	-압축기 : R-134a AC Comp 800W -팽창장치 : EV -응축기 : Fin-Tube 2row , slit fin , 9mm tube , Pf = 1.95mm -증발기 : Fin-Tube 1row , slit fin , 9mm tube , Pf = 2.5 mm
--------------	--

복사부 제품 사양	-압축기 : R-134a AC Comp 200W. -팽창장치 : EV -응축기 : Fin-Tube 2row , slit fin , 9mm tube , 1 HP -증발기 : Aluminum Panel (1m x 1m), 9mm tube , 3 pass (I.D : 1Φ 모세관 사용, L : 300mm) -1/2HP ACCUMULATOR
--------------	--

시료명	시제품			실험일자	
시험 조건	복사부(실외 건구35℃ , 습구24℃ / 실내 건구 27℃ , 습구 19.5℃)				
냉매충전량	850g				
냉 매 측				복사 판넬 온도 분포	
	온도(℃)	압력(MPa)	비고		
응축기 후단	35.9	1.510	20도과냉		
팽창변 후단	8.4	0.371			
복사판넬 출구	8.4	0.359	1.8도과열		
압축기 입구	12.4				
압축기 출구	69.3				
냉매 유량	6.9		kg/h		
냉매측 열량	0.295		kW		
상 태				판넬전체에 이슬 맺힘.	

시료명	시제품			실험일자	
시험 조건	제습부(실외 건구35℃ , 습구24℃ / 실내 건구 27℃ , 습구 19.5℃)				
냉매충전량	750g				
냉매측				공기측	
	온도(℃)	압력(MPa)	비고	제습부 입구 건구	27.02
응축기 후단	38.7	1.744	23도과냉	제습부 입구 습구	19.44
팽창변 후단	8.6	0.342		제습부 출구 건구	16.51
증발기 출구	11.7	0.318	9.4도과열	제습부 출구 습구	13.33
압축기 입구	22.3			제습부 입구 h	55.41
압축기 출구	82.4			제습부 출구 h	37.51
Pcomp	0.62		KW	팬 풍량(CMM)	2.05
냉매 유량	19.5		kg/h		
냉매측 열량	0.834		KW		
공기측 열량	0.701		KW		
Heat Bal.	16		%		
복사&제습열량	1.063 kW				
C O P	1.71				

Table 3-16 하이브리드 냉방기 데이터 (팬 풍량 1.0 CMM)

제습부 제품 사양	-압축기 : R-134a AC Comp 800W -팽창장치 : EV -응축기 : Fin-Tube 2row , slit fin , 9mm tube , Pf = 1.95mm -증발기 : Fin-Tube 1row , slit fin , 9mm tube , Pf = 2.5 mm
--------------	--

복사부 제품 사양	-압축기 : R-134a AC Comp 200W. -팽창장치 : EV -응축기 : Fin-Tube 2row , slit fin , 9mm tube , 1 HP -증발기 : Aluminum Panel (1m x 1m), 9mm tube , 3 pass (I.D : 1Φ 모세관 사용, L : 300mm) -1/2HP ACCUMULATOR
--------------	--

시료명	시제품			실험일자	
시험 조건	복사부(실외 건구35℃ , 습구24℃ / 실내 건구 27℃ , 습구 19.5℃)				
냉매충전량	850g				
냉 매 측				복사 판넬 온도 분포	11.3
	온도(℃)	압력(MPa)	비고		13.3
응축기 후단	35.8	1.441	18도과냉		12.4
팽창변 후단	7.6	0.359			12.5
복사판넬 출구	7.6	0.348	2.6도과열		
압축기 입구	11.9				
압축기 출구	69.4				
냉매 유량	6.6		kg/h		
냉매측 열량	0.282		kW		
상 태				판넬전체에 이슬 맺힘.	

시료명	시제품			실험일자	
시험 조건	제습부(실외 건구35℃ , 습구24℃ / 실내 건구 27℃ , 습구 19.5℃)				
냉매충전량	750g				
냉매측				공기측	
	온도(℃)	압력(MPa)	비고	제습부 입구 건구	27.44
응축기 후단	39.0	1.509	16도과냉	제습부 입구 습구	19.47
팽창변 후단	5.6	0.309		제습부 출구 건구	17.53
증발기 출구	4.7	0.257	8.2도과열	제습부 출구 습구	15.32
압축기 입구	9.9			제습부 입구 h	55.49
압축기 출구	65.7			제습부 출구 h	42.95
Pcomp	0.608		KW	팬 풍량(CMM)	3.6
냉매 유량	19.1		kg/h		
냉매측 열량	0.790		KW		
공기측 열량	0.632		KW		
Heat Bal.	20		%		
복사&제습열량	0.993 kW				
C O P	1.63				

Table 3-17 하이브리드 냉방기 용량 제어 방안

Capacity (W)	Control Logic		
	Radiation Cycle (ON/OFF)	Dehumidification Cycle	
		(ON/OFF)	Flow Rate (CMM)
376	ON	OFF	0
711	OFF	ON	1
768	OFF	ON	2
866	OFF	ON	3
930	OFF	ON	3.6 (MAX)
993	ON	ON	1
1063	ON	ON	2
1186	ON	ON	3
1277	ON	ON	3.6 (MAX)

바. 하이브리드 냉방기 소음

최종 시작품의 소음을 인천대학교 기술혁신센터 내의 소음측정실에서 측정하였다. Fig. 3-52에 소음실 사진이 나타나 있다. 측정결과 기기 소음은 52.5 dB, 압소음은 15.2 dB로 나타났다. 따라서 제품의 소음은 두 값의 차인 37.3 dB가 된다. 이 값은 목표치인 30 dB보다는 다소 큰 값인데 향후 저소음 팬 개발, 유로 개선등을 통하여 개선해 나갈 예정이다.



Fig. 3-52 소음 측정실

사. 소 결

- ① 10여차례에 걸친 시작품 제작과 개선을 통하여 신 개념의 복사-대류 겸용 하이브리드 냉방기를 개발하였다. 또한 하이브리드 냉방기에 대한 성능평가 기술도 정립하였다.
- ② 하이브리드 냉방기의 냉각성능은 목표치를 대체로 만족한다. 아래 표에 복사 냉방시스템의 성능을 목표치와 비교하였다. 성적계수가 목표치에 못 미치는 것은 본 시스템에 적절한 소용량 압축기가 없기 때문이고 소음 문제는 지속적으로 개선해 나갈 예정이다.

항목	목표치	개발품
용량 (W)	1000	1277
판넬 냉방능력(m^2 당)	200	376
성적계수	2.5	1.89
소음 (dB)	30	37.3
용량변화 (W)	200~1000	376~1277

- ③ 하이브리드 냉방 시스템의 요소부품 해석, 복사냉방 해석 기술등을 정립하고 복사냉방 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다.

7. 하이브리드 냉방기 건물적용 방안

본 절에서는 하이브리드 냉방기의 건물 적용방안을 검토하였다. 본 하이브리드 냉방기의 건물 적용방안을 검토하기 위해서는 일차적으로 본 냉방기가 적용될 공간의 부하 특성을 분석하여 본 하이브리드 냉방기의 설정 용량의 적정성과 현열 및 잠열 분배 비율을 검토하여야 할 것으로 사료된다. 나아가 실제 부하 분석 조건을 바탕으로 CFD 분석을 수행함으로써 실제 공간에서 본 하이브리드 냉방기의 적용 가능성을 검토하였다.

한편, 본 하이브리드 냉방기는 소용량에 국부 냉방기의 성격을 가지고 있으나 실제 공간에 적용을 위해서는 부하 변동에 대한 대응성과 신속한 응답성도 함께 가져야 할 것으로 판단된다. 따라서 이러한 부하 변동에 대한 대응성과 응답성을 확보하고 이를 향상시키기 위한 방안도 검토되어야 한다.

가. 침실(공부방) 부하 특성 분석

하이브리드 냉방기의 건물 적용방안 검토의 첫 단계로 본 냉방기가 적용될 공간의 부하 특성을 분석하였다. 부하 특성 분석에 사용된 주택은 Fig. 3-53에서 보는 바와 같이 약 101m²(약 30평) 넓이의 공동주택을 대상으로 선정하였으며, 그 중 남측면에 위치한 약 9.9m²(약 3평) 넓이의 침실(공부방)을 부하 특성 분석을 위한 공간으로 설정하였다.

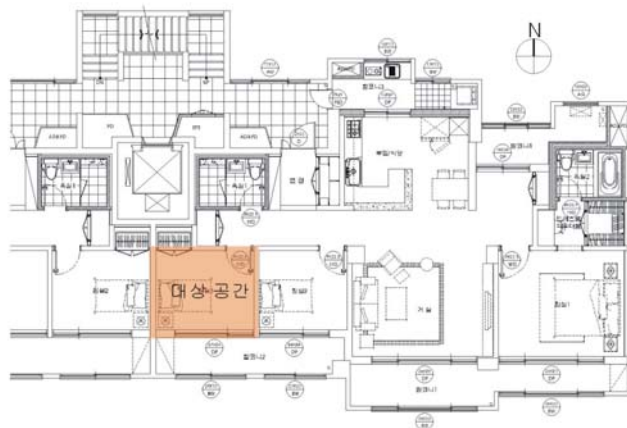


Fig. 3-53 분석 대상 공간

(1) 적용 시뮬레이션 툴

본 부하 분석에는 TRNSYS 15를 사용하였다. 건물 상세해석 프로그램으로서의 TRNSYS는 원래 미국 Wisconsin 대학의 Klein 등이 태양에너지 응용 시스템에 대한 비정상 시뮬레이션 (transient simulation)을 위해 1975년 개발하였다. 그 후 해석의 범위를 태양에너지 뿐 아니라 건물에서의 다양한 태양열 요소 설비를 포함시키는 등 여러 차례 수정과 증보를 거치면서 전세계적으로 널리 애용되는 시스템 시뮬레이션 프로그램이 되었다. 1995년에 14.1판에 이르러 동적링크라이브리 DLL (Dynamic Link Library)과 TRNSYS.EXE 실행 파일사이의 연계와 win32 플랫폼 기반 API 라이브러리에서 제공하는 다양한 유틸리티를 이용하여 그래픽 기능과 IISiBat 및 PRESIM을 통한 각 요소간의 프로그램의 Interface 기능을 대폭 향상시키면서 상용화되었다.

현재 TRNSYS는 전세계적으로 널리 사용되는 부하 및 에너지 분석 프로그램으로 자리 잡았으며 특히 시스템의 실시간 에너지 해석에 강력한 성능을 가지고 있다.

TRNSYS는 크게 건물 모델링을 위한 PREDID, 모델링된 건물 데이터를 활용하는 분석 툴로 BIDWIN, PREP, TRNSHELL, TRNSED이 제공되며 이를 GUI 환경으로 구성하는 IISiBat으로 구성된다. Fig. 3-54와 3-55는 PREDID와 IISiBat 창을 보여준다.

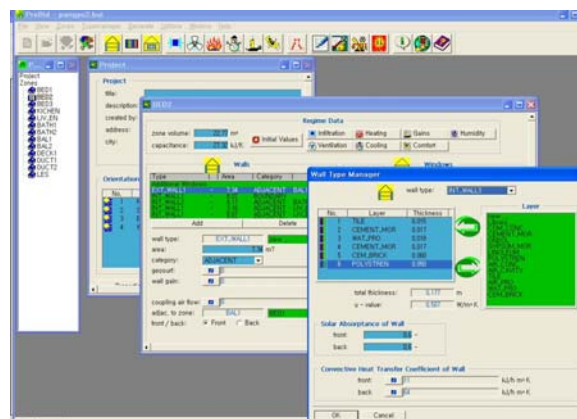


Fig. 3-54 PREDID

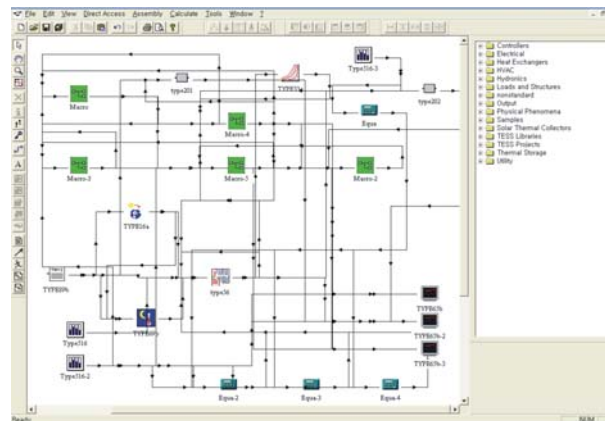


Fig. 3-55 ILSiBat

(2) 시뮬레이션 조건

침실(공부방)의 부하 분석을 위해 수행한 시뮬레이션은 3가지 경우로 구분하여 수행하였다. 각 대안은 각각 피크타임에 피크 부하 조건 파악을 위해 내부 발열 요소가 전체적으로 100%라고 가정한 1안, 실질적으로 피크타임에 내부 발열 요소의 일반 스케줄(내부 발열 요소에 따라 10 ~ 30% 내외)을 적용한 2안, 피크타임에 외피부하만을 파악하기 위해 내부 발열 요소를 없앤 3안으로 구분하였다. 시뮬레이션은 연간 시뮬레이션을 수행하였고 결과는 피크타임에서의 결과만을 사용하였다. 내부 발열 요소를 제외한 나머지 조건들은 3가지 경우 모두 동일하게 설정하였다.

기상데이터는 서울지역의 WYEC 형식 기상데이터를 사용하였으며, 시뮬레이션 결과 피크 타임의 외기 조건은 건구온도 34℃, 습도 0.017 kg/kg' (8월 8일 오후 4시)으로 나타났다.

Table 3-18과 3-19는 시뮬레이션에 사용된 공통 조건을 보여준다.

Table 3-18 건축 조건

벽체 유형	구조체 구성	열관류율	법규기준
창호 재질 (직면)	투명 복층 유리 + PVC 창호 프레임	2.7 W/m ² K	3.0 W/m ² K 이하
		(차폐계수 : 0.67)	—
발코니 창호 재질	투명 단층 유리 + 알루미늄 프레임	3.5 W/m ² K	—
		(차폐계수 : 0.77)	—
외벽 재질(간면)	콘크리트+단열재 등	0.56 W/m ² K	0.64 W/m ² K 이하
외벽 재질(직면)	콘크리트+단열재 등	0.44 W/m ² K	0.47 W/m ² K 이하

※ 판교 27블럭 단지 공동주택 대상

※ 층고 : 2.8m, 천장고 2.3m, 10층 단위세대(발코니 비확장) 기준

※ 내벽 및 상하층 인접 슬라브는 열교환이 없는 바운더리 조건으로 설정

※ 발코니 창호는 옵션사항으로 발코니 창호 설치여부는 입주자가 선택

Table 3-19 내부 발열 조건

내부발열	인체	현열 65 W, 잠열 55 W (ISO 7730 기준)
	조명	10 W/m ²
	기기	250 W

※ 환기 : 현행 법규 기준에 따라 상시 환기(0.7회/h)

피크타임 조건에서 내부발열 요소에 대한 각각의 대안 설정 조건은 Table 3-20에서 보는 바와 같다.

Table 3-20 대안 설정 조건

스케줄	대안 1	대안 2	대안 3
인체	1 (전열 120 W)	0.2 (전열 24 W)	0
조명	1 (10 W/m ²)	0.1 (1 W/m ²)	0
기기	1 (250 W)	0.3 (75 W)	0

(3) 시뮬레이션 결과

각각의 대안에 따른 시뮬레이션 결과는 다음 표에서 보는 바와 같다.

Table 3-21 대안별 부하 분석 결과

대안 1	현열 피크 부하	잠열 피크 부하	부하 합계
단위 면적당 부하	56.7 kcal/hm ²	16.7 kcal/hm ²	73.4 kcal/hm ²
부하 비율(%)	77%	23%	100%
실 전체 부하	561.6 kcal/h	165.2 kcal/h	726.8 kcal/h

※ 내부 발열 : 피크 스케줄 적용

대안 2	현열 피크 부하	잠열 피크 부하	부하 합계
단위 면적당 부하	34.7 kcal/hm ²	16.4 kcal/hm ²	51.2 kcal/hm ²
부하 비율(%)	68%	32%	100%
실 전체 부하	344.0 kcal/h	162.5 kcal/h	506.5 kcal/h

※ 내부 발열 : 일반 스케줄 적용

대안 3	현열 피크 부하	잠열 피크 부하	부하 합계
단위 면적당 부하	24.4 kcal/hm ²	11.9 kcal/hm ²	36.3 kcal/hm ²
부하 비율(%)	67%	33%	100%
실 전체 부하	241.6 kcal/h	117.7 kcal/h	359.3 kcal/h

※ 내부 발열 : 없음

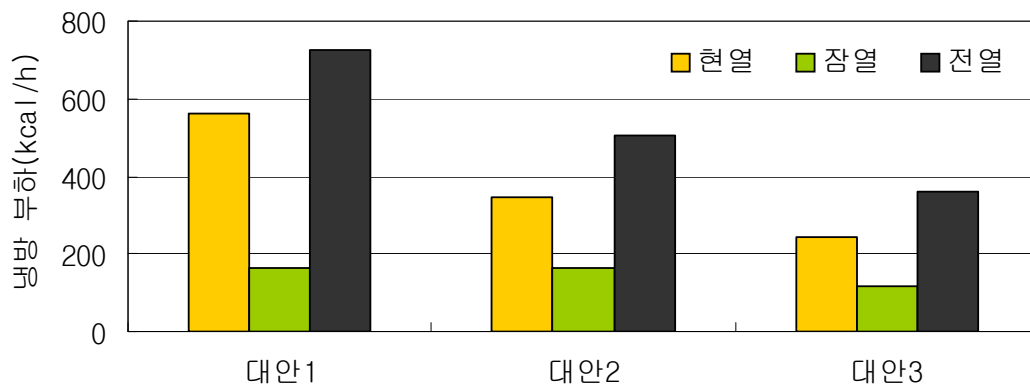


Fig. 3-56 대안별 부하 분석 결과

내부 발열 조건을 피크 조건(100%)으로 설정한 대안 1의 총 전열부하는 약 726.8 kcal/h (약 845 W)로 당초 1차년도 제안서에서 제시한 냉방용량 800 W와 어느 정도 부합하는 것으로 나타났다.

한편 각각의 대안을 비교하여 외피부하 요소와 내부발열 부하 요소를 분류해 볼 수 있는데 순수한 외피부하는 피크 조건에서 359.3 kcal/h로 나타나며, 내부발열 부하는 일반 스케줄일 경우 147 kcal/h, 피크 스케줄일 경우 367.5 kcal/h로 나타났다. 따라서 본 대상 공간의 경우에는 피크 조건인 경우에서 외피부하와 내부 발열 요소가 거의 동일한 부하 비율을 가지는 것으로 나타났다.

나. 하이브리드 냉방기 용량 설정

앞 절에서 시뮬레이션을 통해 대상 공간의 부하를 검토한 바와 같이 전체 전열 부하 측면에서는 본 하이브리드 냉방기의 설정 냉방용량인 800 ~1000 W는 3평 정도의 침실 또는 공부방의 조건에서는 타당한 것으로 판단된다. 특히 일반적으로 안방을 제외한 침실(공부방)의 크기가 3평을 넘지 않는 조건이 대부분인 점을 감안해 볼 때 적절한 용량인 것으로 판단된다.

한편, 앞서 복사냉방판넬의 열전달량 계산에 근거한 복사냉방기의 현열 제거 열량이 복사+자연대류를 합산하여 155 W, 잠열 제거 열량은 119 W로 계산되어 전체 제거 열량은 약 274 W에 이르고 있으며 성능시험결과에서도 냉매량이 850g인 경우 복사판넬의 제거 열량은 376 W 정도로 나타났다.

특히 복사냉방판넬의 잠열 제거 열량은 119 W 정도로 계산되어 실질적으로 부하 시뮬레이션에서 나타난 환기에 의한 피크 잠열 부하는 어느 정도 감당할 수 있는 것으로 판단된다. 그러나 실질적으로 재실자가 있는 경우에는 인체에서의 잠열 발생이 이루어지므로 복사냉방판넬만으로는 환기에 의한 잠열과 재실자에 의한 잠열 부하를 감당하기는 어려울 것으로 판단되므로 별도의 제습을 수행할 수 있는 제습부를 계획하여야 한다. 특히 이러한 제습부는 환-튜브 형식의 열교환기를 적용한 대류방식에 의한 냉방으로 현열과 잠열을 동시에 제거할 수 있는 방식이며, 일반적으로 잠열 제거 열량보다는 현열 제거 열량이 많은 것이 특징이다.

결과적으로 본 하이브리드 냉방기는 현열 제거열량이 약 60~70%, 잠열 제거

열량이 약 30~40% 정도가 되도록 복사냉방판넬과 제습부(대류 열교환부)를 구성하는 것이 가장 이상적인 현열과 잠열의 용량 분배라고 판단된다. 이와 더불어 복사판넬부는 약 200 ~ 400 W, 제습 증발부는 약 600 W 정도의 냉방용량으로 설정하는 것이 이상적인 냉방 용량 분배일 것으로 사료된다.

다. 하이브리드 냉방기 적용 가능성 검토

(1) 개 요

앞장에서 분석된 OO공동주택의 침실(공부방)의 부하 특성과 하이브리드 냉방기의 복사판넬과 대류열교환부의 용량 설정값을 토대로 전산유체해석을 이용하여 실내 온열환경 특성을 분석하고 하이브리드 냉방기 적용 가능성을 검토하고자 한다. 해석 CASE는 두가지의 경우에 대하여 검토하였다. 하절기 피크부하가 발생하는 시점에서 복사판넬과 대류열교환부 모두 작동되었을 경우(CASE1)와 피크부하 이후 일사부하가 없는 저녁시간대에 복사판넬만 운전되는 경우(CASE2)이다. 각각의 CASE 설정은 다음 Table 3-22에 제시되었다.

Table 3-22 해석 CASE 설정

구분		부하구성			냉방기 작동
CASE 1	피크부하	외피부하	창문	관류열부하, 일사부하	복사판넬+대류열교환
			외벽	관류열부하	
		기기발열	250W		
		조명발열	10W/m²		
		재실인원	1인(현열 65W, 잠열 55W)		
CASE 2	일반부하	외피부하	피크부하에서 일사부하 제외		복사판넬
		기기발열	피크부하의 30%		
		조명발열	피크부하의 10%		
		재실인원	피크부하의 20%		

※ 외기온도 34℃, 절대습도 0.017kg/kg' (8월8일 오후4시 피크)

실내온도 26℃, 상대습도 60% 기준

(2) 전산유체해석 개요

유체의 움직임을 설명하는 방정식인 연속방정식과 운동량방정식은 편미분형태의 방정식으로 구성되어 있어, 간단하거나 특수한 형태의 유체의 움직임만을 수 계산으로 풀어낼 수 있는 것으로 알려져 있다. 하지만 1970년대 유한체적법(Finite Volume Method : FVM)과 함께 새롭게 등장한 전산유체해석은 인간으로 하여금 컴퓨터를 사용하여 다양한 유체의 움직임을 해석 할 수 있도록 하였다. 이후 전산 유체해석은 다양한 수치해석 알고리즘과 고성능 컴퓨터의 개발로 현재는 많은 분야에서 쓰이고 있다.

본 시뮬레이션에 사용된 프로그램은 STAR-CD로서 다음과 같은 특징을 가지고 있다. STAR-CD는 영국 Imperial College의 Gosman 교수의 연구그룹에 의해 개발되어 1985년경부터 상용화된 범용 CFD S/W로 현재 널리 사용되고 있는 열유체 해석 프로그램이다. 형상이 복잡한 공간에서의 유동해석 능력이 뛰어나며

다음과 같은 특징을 갖는다.

- a. 유한체적법
- b. 직교, 비직교좌표계
- c. 구조 격자계, 임의의 지역 격자 최적화 기능
- d. 프리즘, 피라미드, 사면체, 육면체 등의 격자
- e. 회전과 비틀림 격자 기능
- f. 유동적 계산 격자 삽입/삭제
- g. SIMPLE, PISO, SIMPISO 등의 압력보정 알고리즘
- h. 수치계산 기법(Differencing Scheme)
(UD / LUD / CD / SFCD / Quick / Gamma etc)
- i. 전후처리기 PROSTAR
(Interactive GUI, Particle Tracking, Animation etc.)
- j. $k-\varepsilon$, RNG $k-\varepsilon$, Nonlinear $k-\varepsilon$ 난류모델 등

특히, Star-cd standard alone인 Star-Design을 활용하여 3D 형상의 해석공간에 대한 정확한 공간정보 입력이 가능하며 오토 메쉬 작업을 통하여 모델링 작업 소요시간 단축, 수렴성 확보 및 해석결과의 신뢰성을 높일 수 있다.

(3) 계산형상 및 격자계

본 해석에 사용된 대상공간의 형상과 이를 기초로 하여 구성된 격자계(grid system)는 다음 그림과 같다. 격자계는 해석영역의 형상을 정확하게 모사하고 해석 영역내의 열 및 유체 유동의 물리적인 현상이 고려되도록 구성되었다. 또한 해석 결과의 정확성을 높이기 위해서 약 370,000 개의 비직교 격자계가 사용되어 대상공간의 물리적 형상이 모델링 되었다.

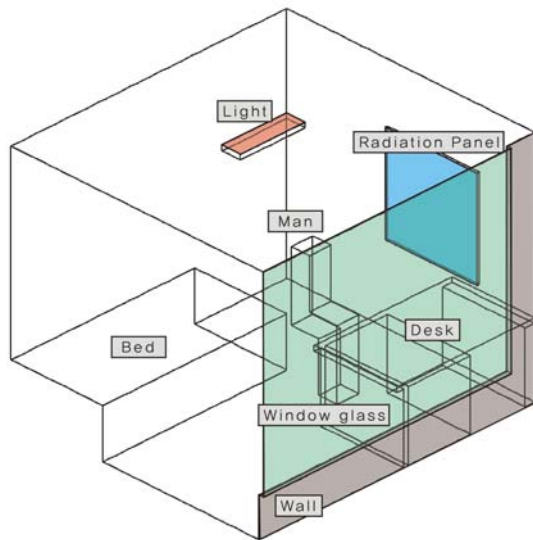


Fig. 3-57 해석 대상 공간

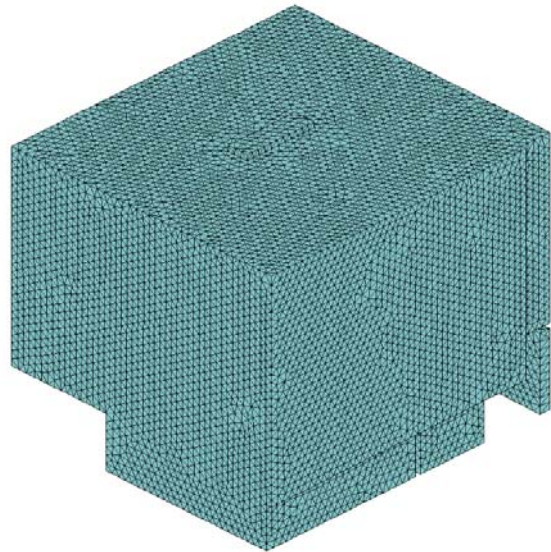


Fig. 3-58 격자계

(4) 지배방정식

계산영역 내의 정상상태 유동현상을 설명하는 연속방정식과, 운동량방정식이 사용되었으며, 난류 거동의 해석을 위하여 표준 $k-\epsilon$ 난류 모델이 사용되었다. 열의 이동 현상을 설명하는 에너지방정식이 사용되었다. 또한, 자연대류 현상의 모사를 위하여 밀도변화는 온도만의 함수($f(T)$)라고 가정한 Ideal Gas Law가 사용되었다.

(5) 경계 조건

본 시뮬레이션에서는 앞에서 설명한 것과 같이 하절기 피크부하가 발생하는 시점에서 복사판넬과 대류열교환부 모두 작동되었을 경우(CASE1)와 피크부하이후 일사부하가 없는 저녁시간대에 복사판넬만 운전되는 경우(CASE2)에 대하여 각각 해석되었다.

각각의 경계조건은 다음 Table 3-23와 같다.

Table 3-23 경계조건

CASE 1			CASE 2	
창문	직달	100 W	창문	80 W
	산란	127 W		
벽체		12 W	벽체	12 W
기기(PC)		250 W	기기(0.3)	75 W
인체(1인)		현열 65 W, 잠열 55 W	인체(0.2)	28 W
전등		10 W/m ²	전등(0.1)	1 W/m ²
복사판넬		200 W	복사판넬	200 W
대류열교환부		600 W	대류열교환부	—

(6) 전산유체해석 결과 및 고찰

(가) CASE 1

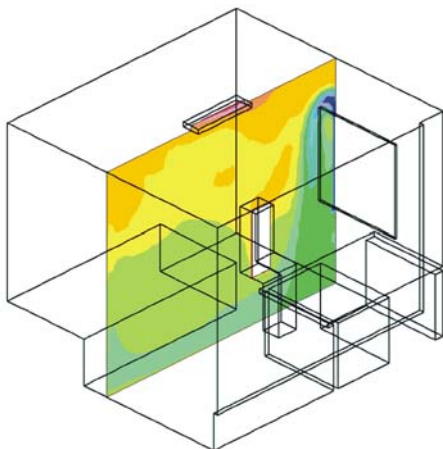


Fig. 3-59 수직온도분포

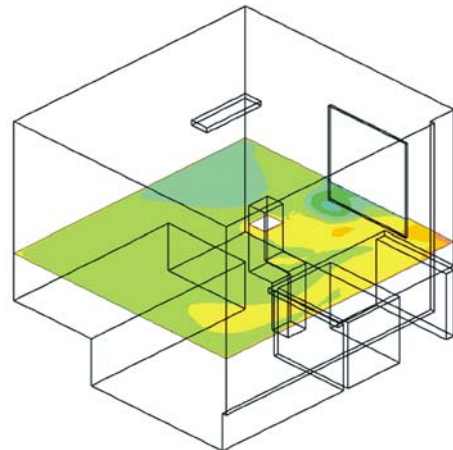


Fig. 3-60 수평온도분포 (1.0m 높이)

하절기 피크부하가 발생하는 시점에서 복사판넬과 대류열교환부 모두 작동되었을 경우에 대하여 시뮬레이션을 수행한 결과를 살펴보면 위의 그림과 같다. 실내 온도분포를 살펴보면 복사판넬과 대류열교환부에서 토출된 냉기류가 침실 전체에 걸쳐 거주역 높이까지 23~26℃ 범위의 쾌적한 온도분포를 이루고 있다. 또한 거

주역이상의 실내 상층부에는 27~29℃ 범위의 높은 온도가 형성하여 침실 내에 성층화 현상이 발생하는 것을 확인할 수 있다. 이러한 성층화 현상은 대류열교환부의 낮은 토출속도(1.5m/s 이하)와 복사열전달 특성으로 발생하는 것으로 판단된다. 따라서 부하가 가장 높은 하절기 피크부하 시에 하이브리드 냉방기의 복사판넬과 대류열교환부 운전으로 실내 쾌적온도를 유지할 수 있을 것으로 판단된다.

(나) CASE 2

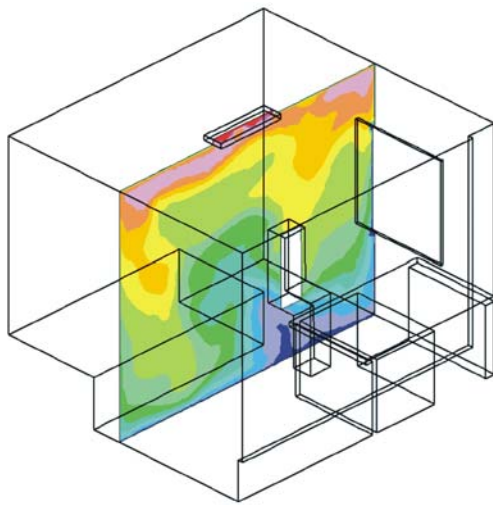


Fig. 3-61 수직온도분포

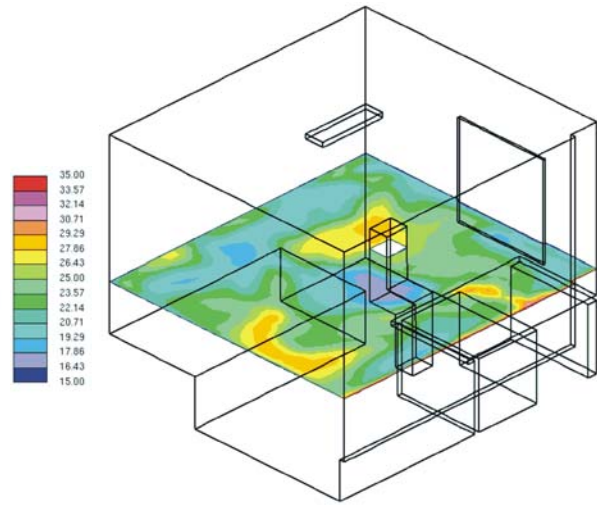


Fig. 3-62 수평온도분포 (1.0m 높이)

피크부하이후 일사부하가 없는 저녁시간대에 복사판넬만 운전되는 경우에 대하여 시뮬레이션을 수행한 결과를 살펴보면 위의 그림과 같다. 실내 온도분포를 살펴보면 CASE 1에서 살펴본 실내온도분포보다 높은 온도 성층화 현상을 나타내고 있다. 복사판넬에서 발생된 냉기류가 바닥면에서부터 거주역 높이까지 26℃이하의 온도층을 형성하고 있다. 또한 인체에 의한 열기둥 현상이 발생하여 바닥면의 낮은 온도가 상층부로 전달되는 저속치환환기와 같은 열 유동특성이 나타나고 있다. 따라서 일사부하가 없는 일반부하 시에 하이브리드 냉방기의 복사판넬 운전으로 실내 쾌적온도를 유지할 수 있을 것으로 판단된다.

라. 하이브리드 냉방기 부하 대응성 및 응답성 향상 방안

앞서 부하 분석 및 CFD 분석을 통해 본 하이브리드 냉방기의 건물 적용시 초기 설정 냉방용량이 적정한 것을 검토하였으며, 침실 등 소형 공간에서의 적용 가능성도 확인하였다. 이를 통해 본 하이브리드 냉방기의 적용에 대한 1차적인 확인이 이루어졌다고 할 수 있으나, 실질적으로 본 시스템을 완성하기 위해서는 실제 운전 상태에서의 실험과 시스템의 안정적인 운영, 부하 대응성 및 응답성 측면 등 다각적인 검토가 필요하다.

이러한 측면에서 본 하이브리드 냉방기의 초기 시스템 개념을 재검토한 결과, 실질적인 운영 측면에서 초기에 제시하였던 시스템 개념은 부하 대응성 측면에서 바람직하지 않고 냉매의 안정적 운영의 어려움, 그리고 에너지 손실 유발 가능성이 있는 것으로 판단되었다. 아래 그림은 초기 제안시에 설정한 본 하이브리드 냉방기의 시스템 개략도와 개념도를 나타낸다. 그림에서 보듯이 압축기 하나에 응축기 하나, 그리고 복사냉방판넬과 제습증발기가 직렬로 연결된 개념을 보이고 있다.

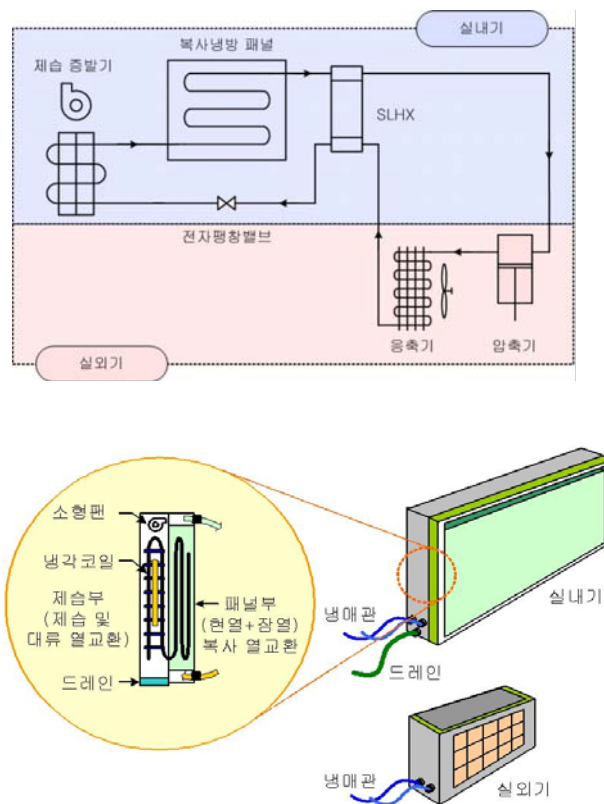


Fig. 3-63 초기 제안된 하이브리드 냉방기 개념도

초기에 제안된 이러한 시스템 개념은 첫째, 부하 변화에 따라 복사판넬 단독 운전 또는 복사+대류 병용 운전의 전환이 용이하지 않은 단점을 가진다. 특히 두 모드의 전환시점에서 압축기의 압축량 조절이 쉽지 않으며 인버터를 사용한다 하더라도 압축량의 조절 범위는 일정 한도 이상을 넘을 수 없기 때문에 경우에 따라 용량 가변이 자유롭지 않을 수 있는 것으로 판단된다. 둘째, 이러한 용량 가변 범위의 제한은 궁극적으로 모드 전환시에 압축기에 액냉매가 유입되는 문제를 발생시킬 요인으로 작용할 수 있어 냉매 순환의 안정성을 저해할 수 있는 것으로 판단해 볼 수 있다. 마지막으로, 하나의 압축기를 통한 용량 가변은 그 범위에 한계가 있어 부분 부하시에 일정 부분의 압축기 전력을 항상 소비해야 하는 에너지 낭비 요인으로 작용할 수 있다.

따라서 이러한 초기 제안시의 본 하이브리드 냉방기 시스템 개념을 재검토하여 아래 그림과 같이 복사판넬부와 제습 증발부에 각각의 압축기와 응축기를 대응시켜 초기에 제안된 냉방기의 문제점을 보완하고자 하였다.

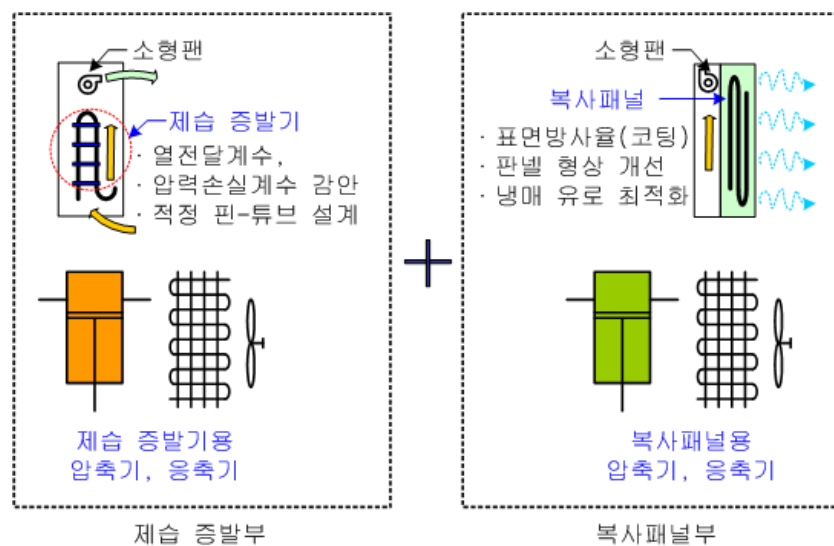


Fig. 3-64 수정된 하이브리드 냉방기 개념도

상기 개념도와 같이 수정된 하이브리드 냉방기는 압축기와 응축기를 2개씩 가지고 각각 복사판넬과 제습증발부에 대응되도록 압축기와 응축기를 구성함으로써 피크부하 및 부분부하 등 부하 변화에 대한 대응성을 높일 수 있도록 고려되었다.

특히 복사 판넬부에서는 기존에 복사 판넬부는 항상 복사+자연대류로만 운전되는 개념에서 탈피하여 복사 판넬부의 뒷부분에 소형팬을 장착함으로써 강제 대류에 의한 대류 열교환 성능을 높여 복사 판넬부 단독 운전시에 냉방용량을 일정 범위에서 가변시킬 수 있는 구조로 계획하였다. 또한 초기 냉방조건에서도 복사판넬부와 제습 증발부를 동시에 운전하여 부하 응답성을 향상시킬 수 있으며, 부하 변화에 따라 복사판넬 단독 운전, 복사판넬+강제대류팬 운전, 복사+대류 병용 운전 등 다양한 운전 모드를 개발하여 이를 안정적으로 구현할 수 있을 것으로 판단된다. 한편 이러나 수정된 시스템 개념은 초기 제안된 시스템 개념에 비해 독립된 압축기의 대수 분할 운전으로 부분 부하시 시스템의 효율을 높일 수 있어 에너지 소비도 보다 줄일 수 있을 것으로 판단된다.

마. 하이브리드 냉방기 설문

본 연구를 통해 개발될 하이브리드 냉방기의 적용성 증대 및 시장성 확보를 위해 소비자가 원하는 하이브리드 냉방기의 디자인 요소 및 적용위치, 요구성능 등을 파악하고 구체적인 하이브리드 냉방기의 개발방향을 정립하기 위해 소비자 설문을 실시하였다. 소비자 설문은 2008년 총 137명에 대하여 설문이 진행되었고, 설문에서 사용된 설문지는 Fig. 3-65에 나타내었다.

The figure displays a multi-page questionnaire for hybrid cooling units. The first page includes a header with the HIMEC logo and a title '하이브리드 냉방기 설문지' (Hybrid Cooling Unit Questionnaire). The subsequent pages contain various sections with questions and checkboxes for different features and preferences. The questions are numbered and cover topics such as the importance of specific features, the preferred location of the unit, and the desired performance. The forms are designed to collect detailed feedback from consumers to guide the development of the hybrid cooling unit.

Fig. 3-65 설문조사에 사용된 설문지

설문지는 크게 2 종류로 작성되었고, 기존 대류 냉방방식의 에어컨의 사용에 관

한 소비자의 의견을 알아보는 부분과 본 과제에서 개발될 복사-대류 병용 하이브리드 냉방기에 관한 소비자의 의견을 알아보는 부분으로 구성하였다.

(1) 기존 대류 냉방방식(에어컨)에 대한 소비자 설문 결과

소비자 설문을 통하여 여름철 에어컨 사용에 대한 평균 가동시간, 에어컨을 사용하면서 느꼈던 불편한 점 및 문제점, 에어컨 선택 시 구매기준 등에 관하여 조사하였다.

하루 평균 에어컨 가동시간을 묻는 문항에서는 전체 응답자 82명중 여름철 평균 에어컨 가동시간은 3 ~ 4시간 가동(42%), 1 ~ 2시간 가동(35%), 5 ~ 6시간 가동(11%), 거의 가동 안함(6%), 7 ~ 8시간 가동(5%), 9 ~ 10시간 가동(1%)의 순으로 나타났다. 또, 에어컨 가동시간을 4시간 가동을 기준으로 하여 여름철 평균 에어컨 가동 시간이 4시간 이하로 가동하는 경우가 전체 응답자의 83%를 차지하고, 5시간 이상 가동하는 경우는 17%를 차지하는 것으로 나타났다. (Fig. 3-66참조)

이렇게 에어컨 가동시간이 4시간 이하로 가동하는 것은 에어컨 가동에 대하여 소비자가 느끼는 불편한 점이나 문제가 있는 것으로 유추해 볼 수 있고, 이 결과는 에어컨을 사용하면서 느낀 불편한 점 및 문제점의 정도를 묻는 문항을 보면 알 수 있다.

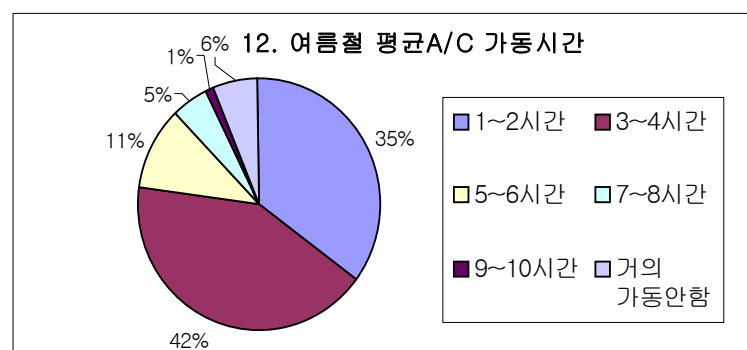


Fig. 3-66 여름철 평균 A/C 가동시간(설문결과)

에어컨을 사용하면서 느낀 불편한 점 및 문제점의 정도를 파악하기 위한 문항은 에어컨 사용시 느낄 수 있는 것으로 1)과도한 냉방에 의한 문제, 2)에어컨 소음문제, 3)에어컨 사용에 따른 지나친 전기요금 문제, 4)에어컨 청소의 어려움, 5) 에어컨 설치 위치의 제약, 6)에어컨 유지보수 문제로 총 6가지의 문제점에 대하여 소비자가 느낀 문제점의 높음과 낮음의 5 척도로 조사하였다. 조사결과를 Fig. 3-67에 나타내었다.

“과도한 냉방에 의한 문제”에 대한 문항에서 소비자가 느끼는 문제점의 척도는 보통이다(48%) > 매우낮다(20%) > 낮다(15%) > 높다(14%) > 매우높다(3%) 순으로 나타났고, 문제점을 보통이다 이하로 느끼고 있는 응답자가 약 84% 정도임으로 판단해 볼 때, 에어컨의 과도한 냉방에 의해 소비자가 느끼는 문제점은 그렇게 크지 않다는 것을 알 수 있다.

“에어컨 소음문제”에 대한 문항에서 소비자가 느끼는 문제점의 척도는 보통이다(34%) > 낮다(31%) > 높다(17%) > 매우낮다(15%) > 매우높다(3%)의 순으로 나타났고, 소음문제에 대해 소비자가 느끼는 문제점은 보통이다 이하가 약 80%를 차지하는 것으로 판단해 볼 때, 에어컨 소음에 대해 소비자가 느끼는 문제점은 그렇게 크지 않음을 알 수 있다.

“에어컨 사용에 따른 전기요금 문제”에 대한 문항에서 소비자가 느끼는 문제점의 척도는 높다(38%) > 매우높다(30%) > 보통이다(26%) > 낮다(6%)의 순으로 나타났고, 매우낮다에 응답한 경우는 없었다. 에어컨 사용에 따른 전기요금의 문제는 높다 이상에 68%가 응답하였고, 낮다 이하에 6%를 차지한 것으로 볼 때 전기요금에 대한 문제점을 소비자들이 크게 느끼고 있음을 알 수 있다.

“에어컨 청소의 어려움”에 대한 문항에서 소비자가 느끼는 문제점의 척도는 보통이다(42%) > 높다(29%) > 매우높다(11%) = 낮다(11%) > 매우낮다(7%)의 순으로 나타났고, 높다 이상에 40%의 응답율을 보인 것으로 판단해 볼 때 어느 정도 에어컨 청소의 어려움에 대한 문제를 느끼고 있음을 알 수 있다.

“에어컨 설치 위치의 제약”에 대한 문항에서 소비자가 느끼는 문제점의 척도는 보통이다(38%) > 높다(24%) > 낮다(23%) > 매우낮다(8%) > 매우높다(7%)의 순으로 나타났고, 에어컨 설치 위치의 제약에 대해 소비자가 느끼는 문제는 높다 이상에 31%응답, 보통이다 에 38% 응답, 낮다 이하에 31%가 응답하였다.

“에어컨 유지보수 문제”에 대한 문항에서 소비자가 느끼는 문제점의 척도는 보통이다(43%) > 높다(23%) > 낮다(20%) > 매우낮다(9%) > 매우높다(5%)의 순으로 나타났고, 높다 이상에 28% 응답, 보통이다 에 43% 응답, 낮다 이하에 29%가 응답하였다.

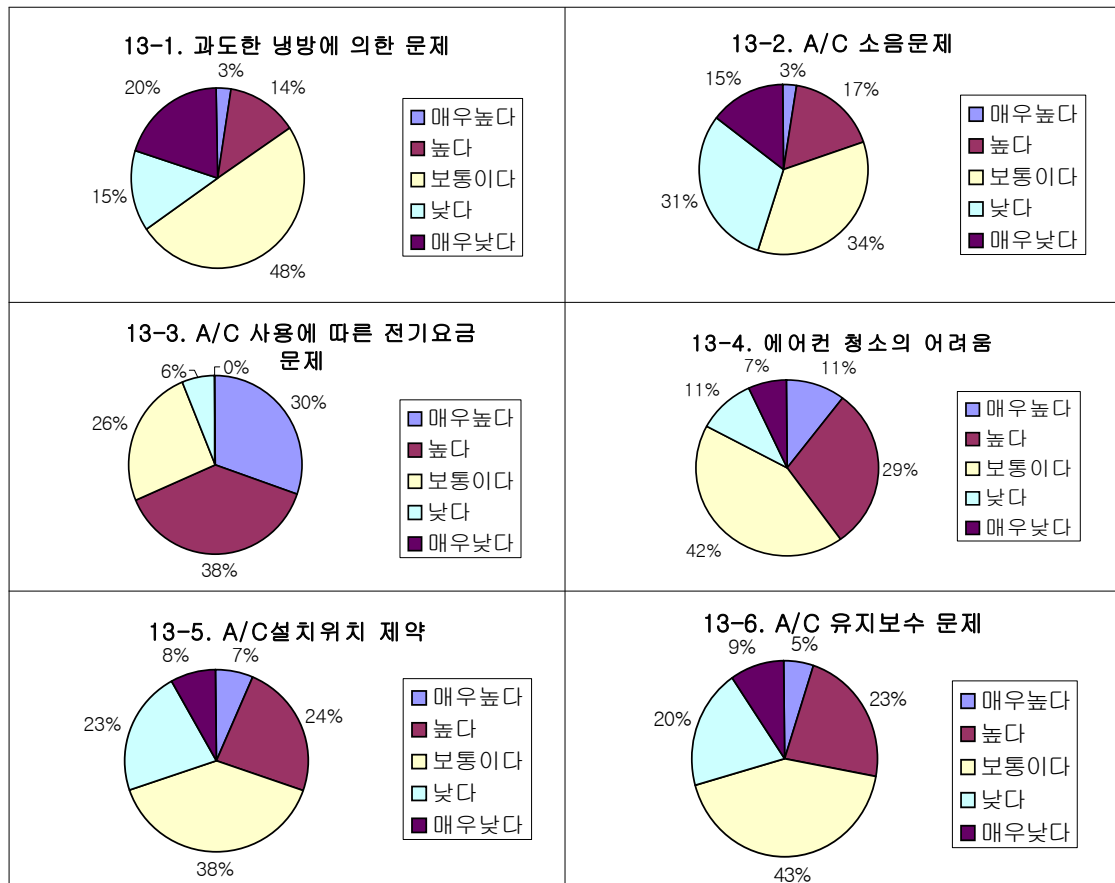


Fig. 3-67 에어컨 문제점(설문결과)

에어컨 구매시 소비자들의 선택기준을 파악하기 위해서 성능, 디자인, 가격, A/S, 제조사, 소비전력, 부가기능의 총 7가지 선택기준으로 1순위부터 3순위까지의 선택문항으로 조사하였다. 조사 결과는 Fig. 3-68에 나타내었다.

조사결과 1순위 선택기준은 성능(50%) > 가격(20%) > 소비전력(13%) > 디자인(11%) > 제조사(5%) > A/S(1%)의 순으로 나타났다. 2순위 선택기준은 가격(32%) > 소비전력(23%) > 성능(13%) = 디자인(13%) > A/S(11%) > 제조사(8%)의 순으로 나타났다. 3순위 선택기준은 가격(22%) > 성능(19%) >

A/S(18%) > 디자인(16%) > 제조사(12%) > 소비전력(10%) > 부가기능(3%)
의 순으로 나타났다.

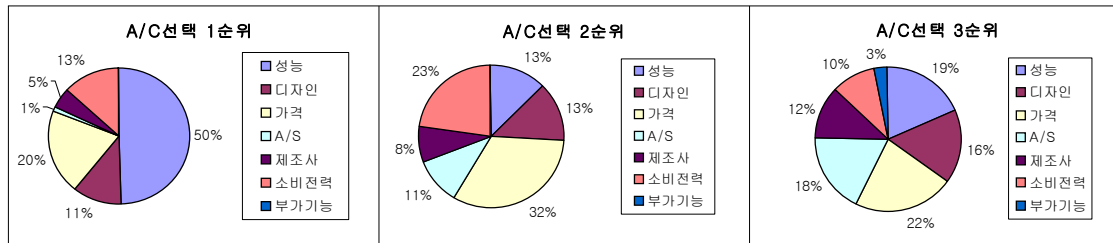


Fig. 3-68 에어컨 선택순위(설문결과)

(2) 하이브리드 냉방기 설문결과

소비자 설문을 통하여 본 과제에서 개발될 하이브리드 냉방기의 설치형태, 복사판넬 형상, 복사판넬 디자인 양식, 복사판넬 재질, 결로발생과 크기의 관계 중 선택, 추후 가구 배치를 고려하였을 때 하이브리드 냉방기의 고정형 타입과 이동형 타입의 관계 중 선택에 관하여 조사하였다. 조사결과는 Fig. 3-69에 나타내었다.

소비자가 선호하는 하이브리드 냉방기의 설치형태는 “Built-in 타입”과 “소비자가 개별 설치하는 타입”의 2종류에 대해 설문한 결과, Built-in 타입이 57%, 소비자가 개별로 설치하는 타입이 39%, 무응답 4%로 나타났다.

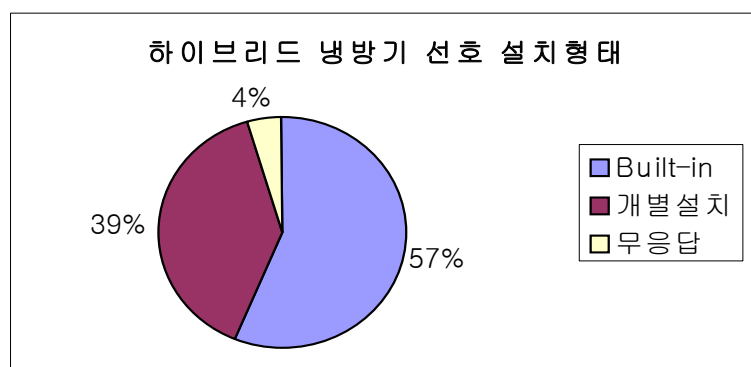


Fig. 3-69 하이브리드 냉방기 선호 설치형태(설문결과)

복사판넬면의 디자인 요소에 대한 선호도를 파악하기 위해 그림장식, 무늬장식, 색감, 사진, 기타의 5가지 디자인 요소에 대한 선호도를 조사한 결과 무늬장식(37%) > 색감이용 장식(28%) > 그림장식(23%) > 사진(9%) > 기타(3%)의 순으로 선호하는 것으로 나타났다. 또, 복사판넬의 재질로는 대리석, 유리, 알루미늄의 3 종류에 대해 선호도를 조사한 결과 알루미늄(50%) > 대리석(36%) > 유리(14%)의 순으로 나타났다(Fig. 3-70 참조).

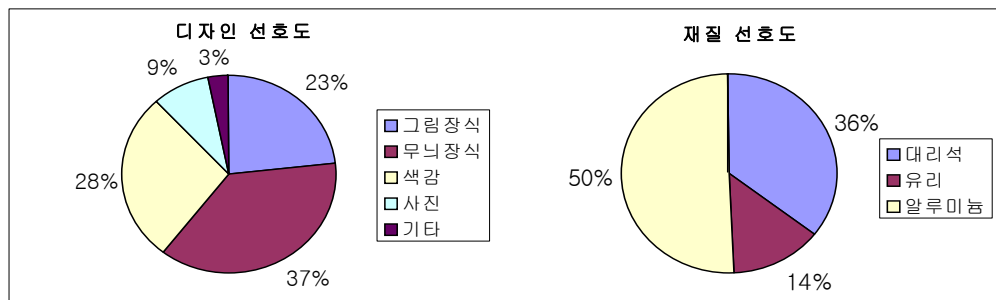


Fig. 3-70 하이브리드 냉방기 디자인 및 재질 선호도(설문결과)

결로수 발생과 하이브리드 냉방기 크기에 대해 소비자가 더 중요하게 생각하는 부분을 선택하는 문항에서는 첫 번째 질문에 대한 응답은 “결로수 발생이 없었으면 좋겠다”가 71%, “복사판넬 크기가 작았으면 좋겠다”가 29%로 응답하였고, 두 번째 질문에 대한 응답은 “커지더라도 결로수를 발생시키지 않음”에 62%, “결로수를 발생시키더라도 크기를 줄임”에 38%가 응답하였다(Fig. 3-71 참조). 두 문항에 대한 소비자의 응답 결과를 볼 때 소비자들은 결로수 발생 문제에 대해 더 중요하게 생각하는 것으로 사료된다.

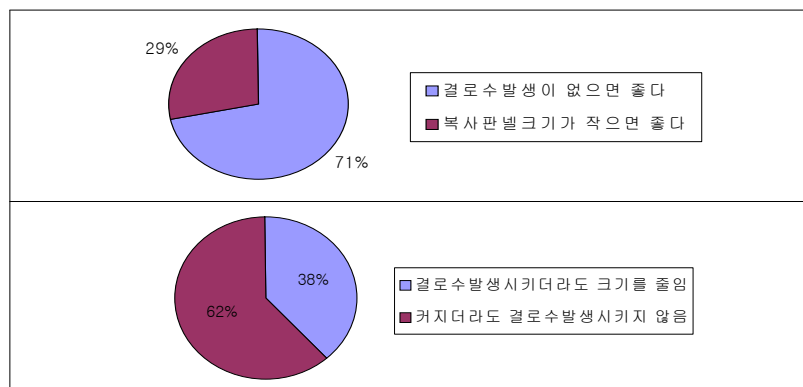


Fig. 3-71 결로수 발생과 복사판넬 크기 선택(설문결과)

추후 가구배치의 이동을 고려한 이동형과 고정형의 선택에 대해 소비자가 더 중요하게 생각하는 부분을 선택하는 문항에서 첫 번째 질문에 대한 응답은 “이동이 가능하며 필요한 위치에서 냉방이 가능하나 냉방기 이동에 따라 냉매배관이 방안에서 이동되는 이동형 냉방기”에 32%, “이동이 제한되어 특정위치에서만 냉방이 가능하나 냉매배관을 벽체에 매립하여 깔끔한 처리가 가능한 고정형 냉방기”에 68%가 응답을 하였고, 두 번째 질문에 대한 응답은 “필요할 경우 냉방기를 이동한다 하더라도 가구배치를 바꾸겠다.”가 39%, “가구배치 이동은 거의 하지 않으므로 냉방기는 이동하지 않아도 된다.”가 61%가 응답하였다(Fig. 3-72 참조). 이 두 문항에 대한 소비자의 응답 결과를 볼 때 소비자들은 개구배치의 이동에 대응할 수 있는 이동형 냉방기 보다 고정형 냉방기를 더 선호하는 것으로 나타났다.

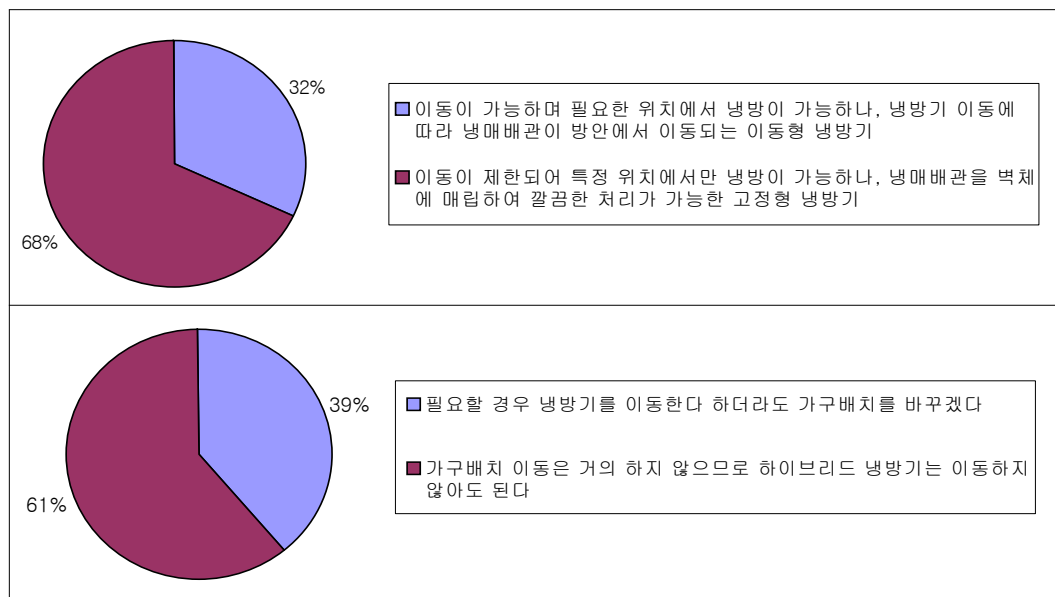


Fig. 3-72 이동형과 고정형 중 선택(설문결과)

바. 공동주택(공부방) 평면분석을 통한 하이브리드 냉방기 설치 위치 선정

공부방에서 효과적인 냉방을 위해서는 재실자가 위치할 수 있는 책상 근처에 하이브리드 냉방기가 설치되어야 한다. 또한 공부방에서 대부분의 책상배치는 출입문과 창문의 위치에 따라 결정된다고 볼 수 있다.

따라서, 본 과제에서 개발될 하이브리드 냉방기를 공동주택의 공부방에 적용하고자 할 때 효과적인 냉방을 위해 최적의 냉방기 설치위치를 판단하기 위해 공동주택(공부방)에 대하여 평면분석 실시하였다. 공동주택 평면분석에 사용된 공동주택의 평면은 2000년 이후 입주 된 서울시 강남구, 강동구 공동주택(26,751세대)의 각 방들 중 안방을 제외한 5평(16.55m²) 미만의 방에 대하여 조사하였다.

분석방법은 먼저 일반적인 직사각형 형태의 평면을 갖는 공부방에서 출입문과 창문의 배치가 가능한 모든 CASE를 나열하고, 창문과 출입문은 같은 면에 존재할 수 없으므로 창문과 출입문이 동일면에 위치된 CASE는 제외시켰다. Fig. 3-73에 창문과 출입문이 동일면에 위치된 CASE를 제외한 그림을 나타내었다.

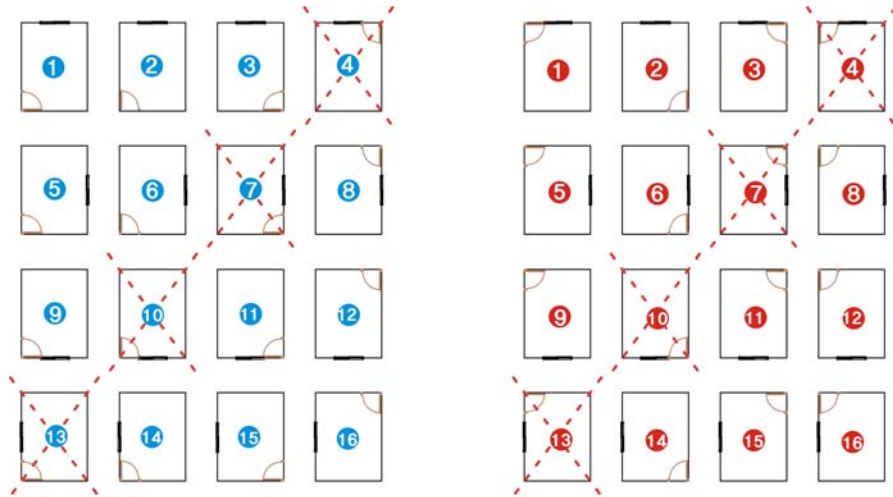


Fig. 3-73 창문과 출입문이 동일면에 위치된 CASE를 제외한 평면

창문과 출입문이 동일면에 위치된 CASE를 제외시킨 뒤, 두 번째로 창문과 출입문의 배치가 동일한 배치는 제외하였다. Fig. 3-74에 창문과 출입문의 배치가 동일한 CASE는 제외한 그림을 나타내었다.

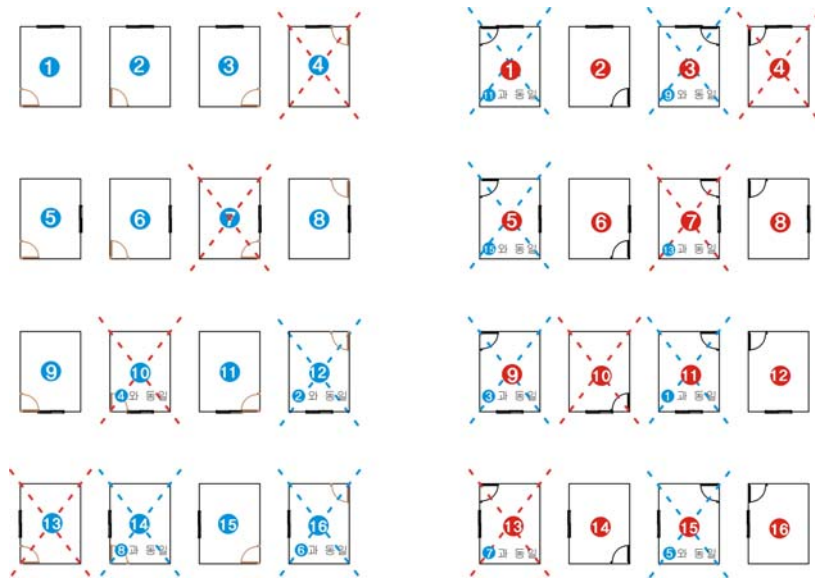


Fig. 3-74 창문과 출입문의 배치가 동일한 CASE를 제외한 평면

끝으로 창문과 출입문의 배치가 y축에 대칭인 배치 CASE를 제외하였다. Fig. 3-75에 창문과 출입문의 배치가 y축에 대칭인 배치를 제외한 그림을 나타내었다.

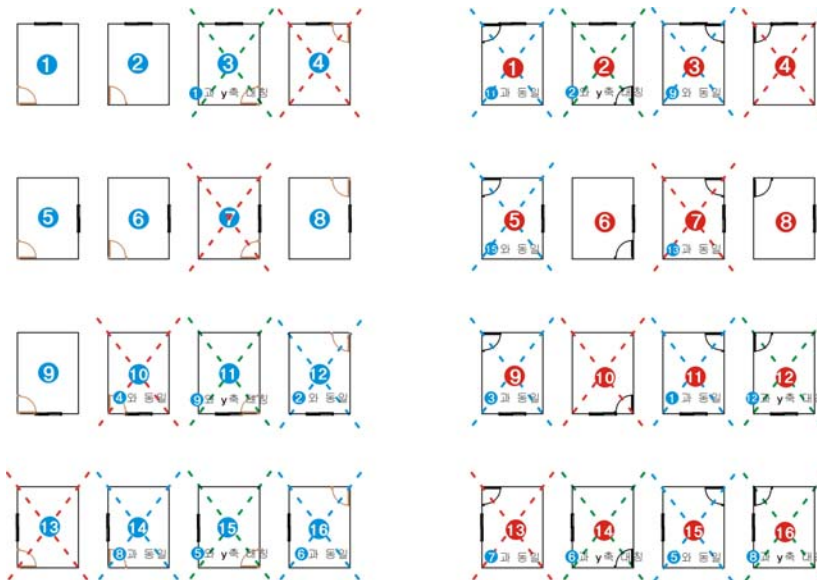


Fig. 3-75 y축 대칭인 CASE를 제외한 평면

이 모든 제외과정을 통해 공부방에서 창문과 출입문이 배치가 가능한 평면을 도출하였고, Fig. 3-76에 도출된 평면 CASE를 나타내었다.

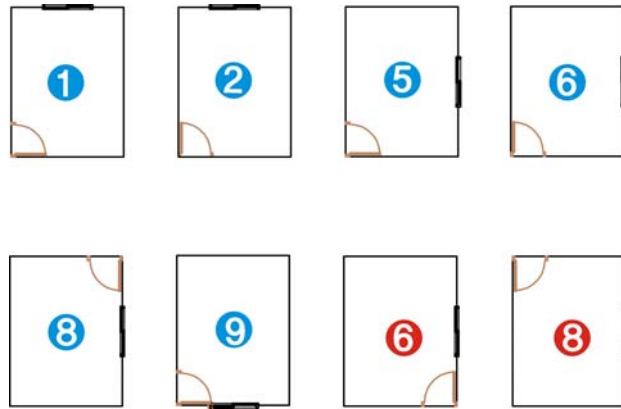


Fig. 3-76 배치불가, 동일배치, y축 대칭을 제외한 배치 CASE

위의 과정과 같이 최종적으로 8가지의 창문과 출입문의 배치 CASE를 도출 후 실제 2000년 이후 입주 된 서울시 강남구, 강동구 공동주택(26,751세대)의 각 방들 중 안방을 제외한 5평(16.55m²) 미만의 방에 대하여 창문과 출입문의 위치관계를 조사하여 위의 각 8가지 창문, 출입문의 배치에 해당하는 평면 CASE의 비율을 조사하였다. 조사결과 단변에 창문이 위치하고 단변에 출입문이 위치하는 청색 CASE 2 평면이 61.1%, 장변에 창문이 위치하고 장변에 출입문이 위치하는 청색 CASE 5 평면이 18%, 단변에 창문이 위치하고 장변에 출입문이 위치하는 청색 CASE 1 평면이 14.2%의 순으로 많음을 알 수 있었다. 조사된 공동주택(공부방)의 창문과 출입문의 배치는 주로 서로 마주보고 있는 면에 위치하였다.(79.1%)

Fig. 3-77에 조사된 공동주택 공부방의 창문과 출입문 배치 CASE의 비율의 그래프를 나타내었다.

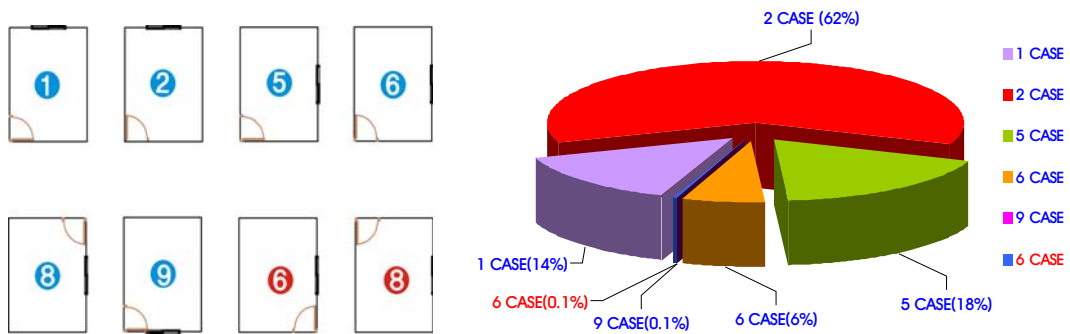


Fig. 3-77 공동주택(공부방)의 창, 출입문 배치 CASE별 비율

조사된 공동주택 대부분의 공부방의 창문, 출입문의 배치형태는 주로 CASE1과 CASE2 즉, 단변에 창이 위치하고 창과 마주보는 면의 모서리 부분에서 출입문의 개/폐시 궤적을 갖는 배치와 CASE5와 CASE6 즉, 장변에 창이 위치하고 창과 마주보는 면의 모서리 부분에서 출입문의 개/폐시 궤적을 갖는 배치로 나눌 수 있었다. 이렇게 2종류의 창, 출입문의 위치를 갖는 평면에서 책상 및 침대가 배치 될 수 있는 위치를 Fig. 3-78에 나타내었다.



Fig. 3-78 책상 및 침대의 가능한 배치

배치에 사용된 책상의 사이즈는 1.8m × 0.8m 이고, 침대의 사이즈는 2.0m × 1.0m 이었다.

공부방에 침대와 책상의 배치가 완료된 후 효과적인 냉방을 위해 하이브리드 냉방기가 설치 될 수 있는 부분을 검토하였다. 본 과제에서 개발될 하이브리드 냉방기는 Built-in 형식이기 때문에 벽체에 설치가 되어야 하고, 공부방의 특성상 재실자가 주로 거주하는 위치는 책상임을 고려해 볼 때 효과적인 냉방을 위해서는 책상주변의 벽체에 하이브리드 냉방기가 설치되어야 할 것으로 결정하였다. 또 책상 주변의 벽체에서도 하이브리드 냉방기의 설치위치는 재실자가 책상에 앉아있을 때, 책상이 복사냉방 시 장애물의 역할을 할 수 있으므로 복사냉방 시 장애물이 없는 책상의 측면 벽체에 설치되어야 한다.

위에서 검토한 책상과 침대의 배치 중 책상의 측면 벽체에 하이브리드 냉방기가 위치하면서 창문과 출입문이 위치한 면에는 하이브리드 냉방기가 위치할 수 없다고 하면, 하이브리드 냉방기가 위치할 수 있는 곳은 Fig. 3-79와 같다.

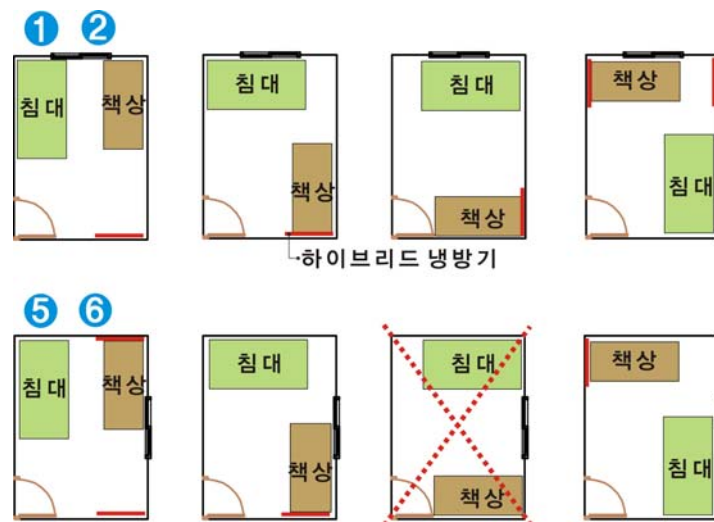


Fig. 3-79 책상, 침대 배치시 하이브리드 냉방기 설치가능 위치

사. 재실 위치별 쾌적감 분석

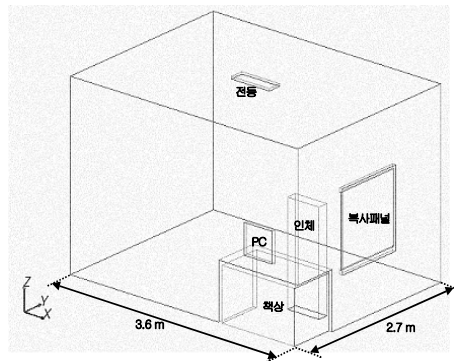
공부방 평면분석을 통해 복사냉방기가 설치될 수 있는 위치는 책상이 배치될 것으로 예상되는 곳의 좌/우측 벽체로 축소시키고 실 전체를 냉방할 수 있는 위치를 고려하면 하이브리드 냉방기는 공부방을 구성하는 벽체 중 짧은 쪽 벽체에 위치하여야 한다. 또, 공부방의 단면에 하이브리드 냉방기가 위치하였을 때 책상은 좌우로 이동되어 위치될 수 있다. 이런 경우를 고려하여 공부방 단면을 구성하는 벽체에 하이브리드 냉방기를 고정하고 책상의 위치를 변화시키면서 하이브리드 냉방기로부터 떨어진 책상의 위치별로 재실자가 느끼는 온열쾌적감에 대하여 CFD 시뮬레이션을 통해 알아보았다.

CFD 시뮬레이션을 통한 온열쾌적감 분석은 하절기 부분 부하일 때 복사부만 가동되었을 때의 조건과 전 부하일 때 복사부, 제습부가 동시에 가동되었을 때의 조건에 대하여 각 조건별로 복사판넬로부터 책상(재실자)이 떨어진 3가지 위치별 CASE에 대하여 수행되었다. 위치①, ②, ③ CASE는 각각 복사판넬로부터 거리가 0.6 m, 1.8 m, 3.0 m 떨어진 곳에 재실자가 위치하는 경우이다.

실내 온열쾌적감을 나타내는 지표는 PMV와 PPD가 주로 사용되고 있으며, PMV는 Predicted Mean Vote의 약자로 덴마크 공과대학의 Fanger교수에 의해 제창되어 1984년에 ISO-7730으로 국제규격화 되었다. 인간의 온열감각은 인체의 주위환경과의 열평형에 의하여 느낌을 갖고, 이때의 열수지는 주로 외부환경 즉, 기온, 방사온도, 기류, 습도, 착의량, 활동량의 6가지 요소에 따라 영향을 받는다. PMV는 인체와 같은 열수지 모델로부터 이론식을 산출하여 통계, 실험으로 인체의 온감을 연계시킨 것이다. PMV는 $-3 \sim +3$ 의 범위로 나타내며, 인간의 온냉감과 PPD(Predicted Percentage of Dissatisfied : 무작위로 추출한 평균적 집단 중에서 불쾌하게 느끼는 거주자의 비율)와 연관되어 있다.

ASHRAE STANDARD 55-2004 Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy 에서는 일반적인 쾌적범위를 $-0.5 < PMV < +0.5$, $PPD < 10$ 의 범위로 말하고 있다.

온열쾌적감 분석을 위한 CFD 시뮬레이션 분석시 사용된 공부방의 제원과 CASE별 책상 위치, 경계조건은 다음과 같다.



	가로 (m)	세로 (m)	높이 (m)	면적 (m ²)
인체	0.15	0.5	1.3	1.765
조명	0.6	0.2	—	0.12
PC(모니터)	0.45	0.38	0.05	0.254
PC(본체)	0.68	0.65	—	0.442
창문	2.7	2.3	—	6.21
벽	3.6	2.3	—	21.77
	2.7	2.3	—	
복사판넬	1	0.9	—	0.9

Fig. 3-80 위치별 PMV분석을 위한 공부방 제원

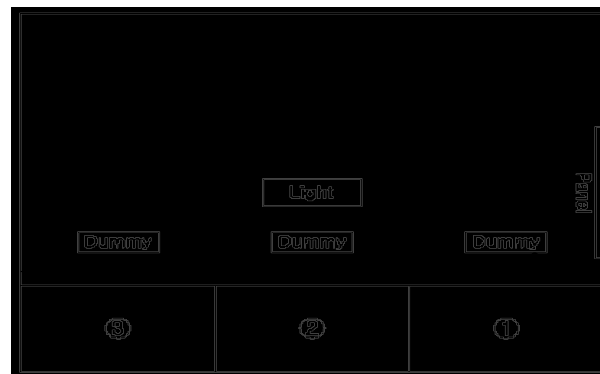


Fig. 3-81 CASE별 책상위치

Table 3-24 CFD 시뮬레이션 경계조건

복 사 부			
	열량[W]	면적[m ²]	Heat Flux [W/m ²]
Dummy	24.00	1.77	13.56
Light	9.72	0.12	81.00
PC	75.00	0.63	119.05
Radiant Panel	-200.00	0.95	-210.53
Window	80.00	6.21	12.88
Wall	12.00	20.30	0.59

복 사 부 + 제 습 부			
	열량[W]	면적[m ²]	Heat Flux [W/m ²]
Dummy	120.00	1.77	67.80
Light	97.20	0.12	810.00
PC	250.00	0.63	396.83
Radiant Panel	-200.00	0.95	-210.53
Window	227.00	6.21	36.55
Wall	12.00	20.30	0.59

(1) 복사부 가동시 위치별 온열쾌적감(PMV)

복사부 가동시에는 실내 부하조건은 부분부하(Table 3-23 CFD 시뮬레이션 경계조건 참고)로 가정하여 시뮬레이션을 실시하였다. 결과를 보면 인체모형이 복사 판넬이 위치한 곳에서 가까운 거리의 순서로 ①번, ②번, ③번 위치라 하였을 때, PMV(Predicted Mean Vote)는 각각 0.047406, 0.16565, 0.42928로 나타났다. 이 값은 ASHRAE에서 제시하고 있는 PMV 값의 일반적인 쾌적범위인 -0.5~0.5 사이를 만족하고 있음을 보인다. 결과에서는 1번 위치에 있는 인체모형의 PMV 값이 가장 0에 근접한 값을 가져 가장 쾌적한 상태를 보이고 있다. 또한 인체모형의 평균복사온도의 경우 ①번, ②번, ③번 위치에서 각각 26.6 °C, 27.9 °C, 29.2 °C로 나타나고 있다. 실제로 PMV 값의 계산은 기온, 방사온도, 기류, 습도, 착의량 및 활동량의 6가지 변수가 모두 영향을 미치나 현재 시뮬레이션에서는 습도, 착의량 및 활동량의 3가지 변수는 동일한 조건일 때로 가정하였기 때문에 기온, 방사온도, 기류의 3가지 변수가 결과값에 미치는 영향이 가장 크게 나타날 것으로 판단된다. 또 이 3가지 변수 중에서도 기온의 경우 ①번, ②번, ③번의 세가지 경우 모두 설계온도인 26°C 보다 약 1°C 높은 값으로 나타나 그 편차가 작고, 기류속도의 경우도 마찬가지로 현재 시뮬레이션은 자연대류 상태를 모사하였기 때문에 그 값의 차이는 거의 미미하다고 볼 수 있다. 따라서 현 시뮬레이션 결과값에 가장 영향을 크게 미치는 변수는 방사온도라 생각할 수 있다. 방사온도인 평균복사온도의 경우 그 값의 편차가 약 1.3~2.6°C로 나타나고 있어 그로인한 PMV 값의 결과는 1번의 경우에서 3번에 이르기 까지 약간 상승하는 것으로 나타났다.

PPD(Predicted Percentage of Dissatisfied) 값의 경우 ①번, ②번, ③번 위치에서 각각 5.0469, 5.5734, 8.8732를 나타내어 ASHRAE에서 제시하는 일반적 쾌적범위인 $PPD < 10$ 조건에 만족됨을 보였다.

위와 같은 결과로 미루어보아 하절기 냉방시 부분부하 조건일 때 하이브리드 냉방기의 복사부만 가동하여도 실내 재실자가 쾌적하게 느낄 수 있을 것으로 판단되며, 강제대류에 의해 실내 전체를 냉방하는 방식과 비교했을 때 약 1°C 정도 높게 실내온도를 유지하여도 쾌적 범위내로 유지할 수 있으므로 불필요한 냉방에너지 절감이 가능할 것으로 판단된다.

Table 3-25에 하이브리드 냉방기의 복사부 가동시 인체모형의 위치에 따른 (CASE ①, ②, ③) 시뮬레이션 결과값을 수치로 표현하였고, Fig. 3-82에 공기온도 분포 및 평균복사온도 분포를 시각화하여 나타내었다.

Table 3-25 복사부 가동시 각 CASE 별 시뮬레이션 결과값

	CASE①	CASE②	CASE③
PMV	0.047406	0.16565	0.42928
PPD	5.0469	5.5734	8.8732
Dummy MRT	26.6 °C	27.9 °C	29.2 °C
Volume T _{air}	27.1 °C	26.8 °C	27.0 °C

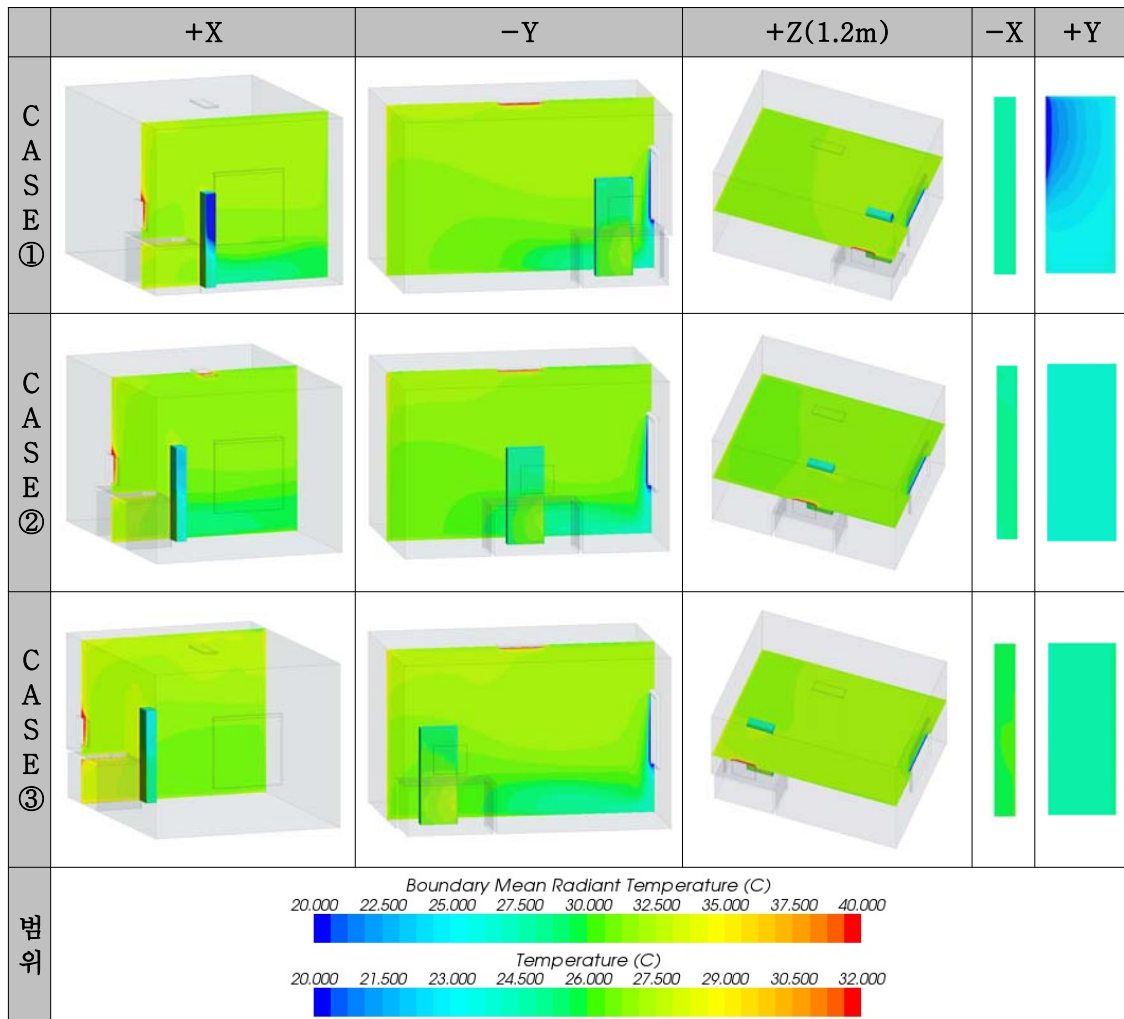


Fig. 3-82 복사부 가동시 각 CASE 별 공기온도 분포 및 인체모형 평균복사온도 분포

(2) 복사부 + 제습부 가동시 위치별 온열쾌적감(PMV)

하이브리드 냉방기의 복사부+제습부 가동시는 실내 부하조건이 피크부하 (Table 3-23 CFD 시뮬레이션 경계조건 참고)가 발생할 때로 가정하여 시뮬레이션을 실시하였다. 복사부가 제거하는 열량은 복사부만 가동할 때의 열량과 동일한 조건이며, 제습부는 실내공기가 리턴되어 제습된 후 하이브리드 냉방기의 상부로 토출되는데 이 토출공기는 수평면을 기준으로 천장방향으로 20이다. 토출되는 공기의 온도는 19.4℃이며, 풍량은 6 CMM이다.

시뮬레이션 결과를 보면 복사판넬로부터 떨어진 거리별로 ①번 위치, ②번 위치, ③번 위치순으로 PMV(Predicted Mean Vote) 값은 각각 -0.35, 0.0071226, 7.5865로 나타났으며, PPD(Predicted Percentage of Dissatisfied))는 각각 7.59, 5.1059, 7.5865의 값을 가지는 것으로 나타났다. 두 가지 값 모두 ASHRAE에서 제시하는 일반적인 쾌적범위인 $-0.5 < PMV < +0.5$ 와 $PPD < 10$ 의 두 가지 조건에 만족됨을 보이고 있다. 하이브리드 냉방기의 복사부만 가동되었을 때와는 달리 ②번에 위치한 인체모형의 PMV와 PPD가 가장 쾌적한 상태로 나타났으며, 또한 PMV에 영향을 미치는 6가지 변수에 대해 기온, 평균복사온도, 기류속도의 영향이 복사부 가동시 시뮬레이션 보다 상대적으로 큰 영향을 미치는 것으로 판단된다. ③번 위치에서는 제습부에서 토출되는 기류가 천장면까지 도달한 후 천장면을 따라 기류가 형성되고 인체모형으로 직접 냉기가 도달하여 기류속도에 의한 PMV 값의 변화가 크게 나타나는 것으로 예상되며, ①번 위치의 경우 판넬과 가까이 위치한 인체모형의 평균복사온도가 낮게 나타나는 이유로 PMV 값이 음의 값을 갖는 것으로 판단된다. 상대적으로 기류의 영향 및 복사온도의 영향이 적절하게 미치는 ②번 위치에서 가장 쾌적한 조건이 유지되는 것으로 나타났다. 세 가지 경우 모두 쾌적한 상태로 유지가 가능한 것으로 판단되나 ①번과 ③번 위치의 경우에는 약간 추움을 느낄 것으로 예상된다.

실내 공기 온도의 경우에도 세 가지 경우 모두 각각 24.37℃, 24.9℃, 24.8℃로 하절기 실내 설계온도인 26℃ 보다 낮은 공기온도가 형성되는 것으로 나타났다. 이로 미루어보아 하절기 피크부하 시에도 하이브리드 냉방기의 복사부+제습부 가동으로 실내를 쾌적한 상태로 유지할 수 있을 것으로 예상된다.

Table 3-26에 하이브리드 냉방기의 복사부 + 제습부 가동시 인체모형의 위치에 따른(CASE ①, ②, ③) 시뮬레이션 결과값을 수치로 표현하였고, Fig. 3-83에 공기온도분포 및 평균복사온도 분포를 시각화하여 나타내었다.

Table 3-26 복사부 + 제습부 가동시 각 CASE 별 시뮬레이션 결과값

	CASE①	CASE②	CASE③
PMV	-0.35	0.071226	-0.35117
PPD	7.59	5.1059	7.5865
Dummy MRT	28.39 ℃	30.2 ℃	31.6 ℃
Volume T _{air}	24.37 ℃	24.9 ℃	24.8 ℃

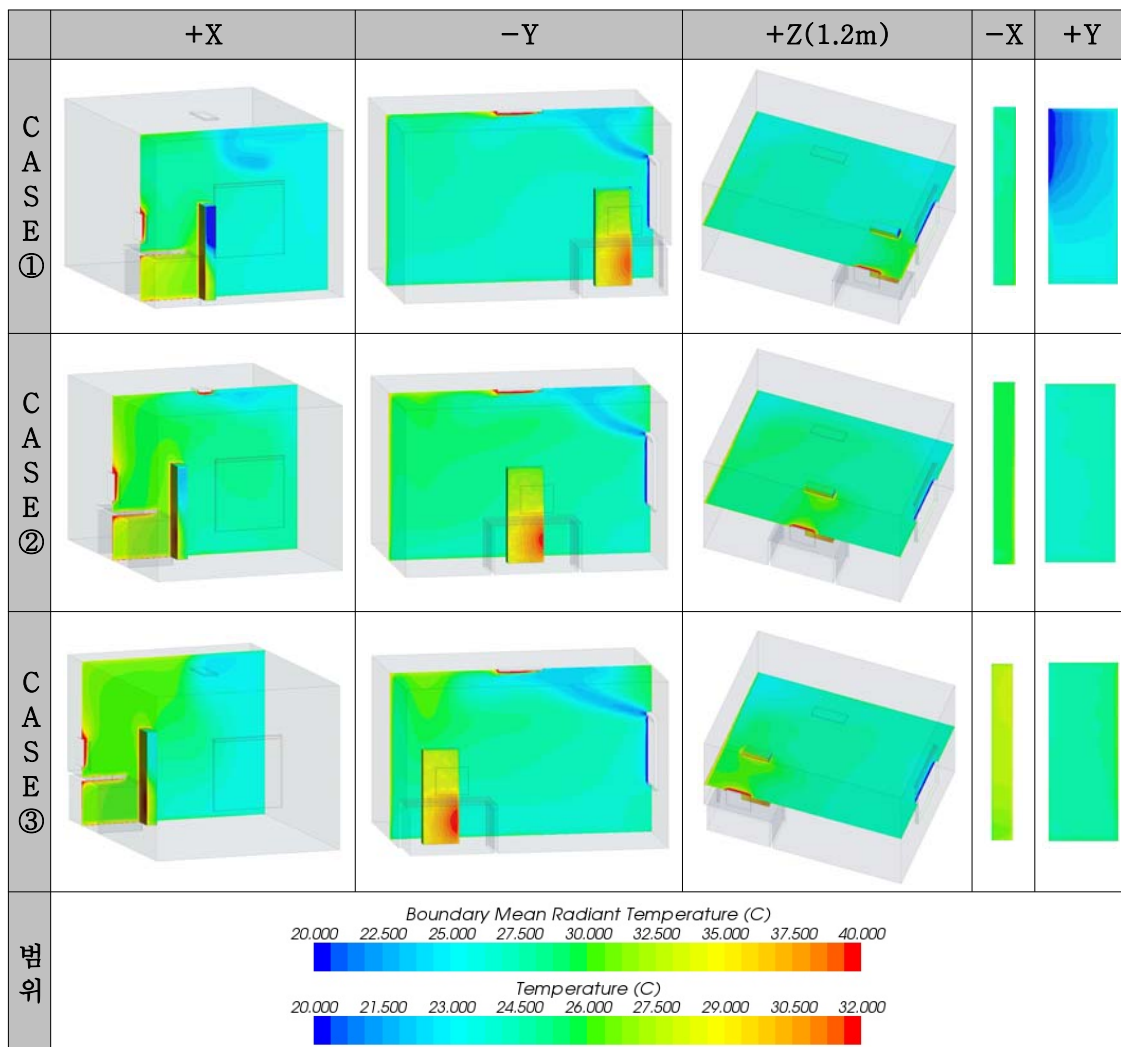


Fig. 3-83 복사부 + 제습부 가동시 각 CASE 별 공기온도 분포 및 인체모형 평균복사온도 분포

아. 하이브리드 냉방기 재실측정

하이브리드 냉방기가 실제 공부방에 설치되어 부분부하와 피크부하를 모두 포함하는 시간대에 운전모드를 변화하며 운전되었을 때 실내 온열환경의 변화추이를 파악하여, 하이브리드 냉방기의 운전모드 제어에 관한 실측자료의 수집과 실내 쾌적감을 알아보기 위해 재실 측정을 수행하였다.

또한, 하이브리드 냉방기로 냉방할 때와 기존 대류 냉방방식으로 냉방하였을 때의 실내 온열감을 비교하기 위해 동일한 실에서 벽걸이형 에어컨으로 냉방할 때의 온열환경 지표들을 측정하였다.

(1) 재실측정 실의 현황

재실측정 대상 실은 원룸형 오피스텔로 인천시 남구 도화동에 위치한 00오피스텔이며, 실의 크기는 $3.5m(L) \times 2.5m(W) \times 2.3m(H)$ 이다. 재실측정에 사용된 실은 창면적 $1.6m \times 1.1m$ 을 갖고 서측에 위치하고 있었다. 실의 외벽은 창이 위치하고 있는 서측 벽면만이 외벽이었고, 나머지 벽면은 모두 내벽으로 구성되어 있었다.

(2) 재실측정 계획

재실측정은 예비측정과 본 측정(에어컨, 하이브리드 냉방기)으로 나뉘어 시행하였으며, 본 측정에 들어가기 전에 재실측정 대상실의 부하패턴을 확인하고자 예비측정을 실시하였다. 재실측정이 10월에 이루어짐에 따라 여름철 부하조건을 대상실에 인위적으로 적용하고자 하였으며, 실내 온습도 조건이 이를 만족하고 있는지를 확인하고자 예비측정을 수행하였다. 측정 목적은 다음과 같다.

◎ 에어컨과 하이브리드 냉방기의 온열쾌적감 비교

◎ 에어컨과 하이브리드 냉방기의 성능 비교분석

Table 3-27 부하조건

구 분	예비측정	에어컨 측정	하이브리드 냉방기 측정
측정개요	측정실의 부하패턴 분석	에어컨의 온열쾌적감 및 성능 측정	하이브리드 냉방기의 온열쾌적감 및 성능 측정
부하조건	데스크 탑 컴퓨터 1대 (약 280W)		
	노트북 1대 (약 85W)		
	백열전구(100W) 4개 (약 360W)		
	가습기(습도 65%) 유지		
	재실인원 1명 (약 47W)		
	현열부하: 약 772W		
측정조건	비공조	에어컨	하이브리드 냉방기

(3) 측정 범위 및 방법

에어컨과 하이브리드 냉방기의 실내온열환경을 분석하기 위해 실내 온도(36point), 습도(1point), 흑구온도(1~2 point) 및 각 벽면 및 천정, 바닥 표면온도(6point)와 에어컨 및 하이브리드 냉방기의 토출 온도를 측정하였으며, PMV계산을 위해 필요한 MRT(Mean Radiant Temperature)는 흑구온도계로 측정한 온도를 사용하여 다음 식으로 MRT를 계산하였다.

$$MRT = T_g + 2.37\sqrt{V}(T_g - T_a) \quad (149)$$

여기서 V 는 기류속도(m/s), T_a 는 건구온도(°C), T_g 는 흑구온도(°C)이다.

이를 바탕으로 에어컨 및 하이브리드 냉방기 운전에 따른 온열쾌적감을 파악하였다. 측정 범위 및 방법은 Table 3-28에 나타내었다.

Table 3-28 측정 범위 및 방법

구 분	방 법
실내온습도 측정	열전대(TC) 및 온습도 센서를 이용한 실내 온습도 측정
천장, 벽, 바닥 표면온도 측정	열전대(TC)를 이용한 천장, 벽, 바닥 표면 온도 측정
실내 흑구온도 측정	열전대(TC) 및 흑구온도계를 이용한 흑구온도 측정

(4) 측정 장비 개요

열적 특성 및 실내의 온열환경을 측정하여 정량적인 온열지표(온도, 습도, 표면 온도 등)를 객관적으로 판단하기 위하여 열전대(TC: Thermocouple)와 데이터 획득 장치(DAQ)를 이용하여 각 실의 실내 온도, 습도, 표면온도를 측정하였다. 본 측정에 사용된 장비들의 제원은 Table 3-29 ~ 3-35에 나타내었다.

Table 3-29 열전대 제원

구 분	내 용	장비 사진
장비명	Thermocouple Wire	
측정범위	-267 ~ 260℃	
규격	T-type	
제조회사	OMEGA Engineering	

Table 3-30 데이터 획득장치 제원

구 분	내 용	장비 사진
장비명	DAQ(Data Acquisition)	
측정범위	-100 ~ 1200℃	
오차범위	± 1℃	
측정갯수	60 point	
모델명	Agilent 34970A	
제조회사	Agilent Technologies	

Table 3-31 간이형 온습도 센서 제원

구 분	내 용	장비 사진
장비명	온습도 센서	
측정범위	온도: $-20 \sim 70^{\circ}\text{C}$ 습도: $0 \sim 95\%$	
오차범위	온도: $\pm 0.7^{\circ}\text{C}$ 습도: $\pm 5\%$	
모델명	HOBO RH & Temperature	
제조회사	Micro DAQ	

Table 3-32 열화상 카메라 제원

구 분	내 용	장비 사진
장비명	열화상 카메라	
측정범위	$-20 \sim 350^{\circ}\text{C}$	
오차범위	$\pm 2^{\circ}\text{C}$	
모델명	testo 880 Thermal imager	
제조회사	Testo	

Table 3-33 흑구 온도계 제원

구 분	내 용	장비 사진
장비명	다기능 종합 환경 측정기, 방사열 측정용 구형 온도프로브	
측정범위	$0.0 \sim 120.0^{\circ}\text{C}$	
오차범위	$\pm 0.4^{\circ}\text{C}$	
모델명	Testo 454	
제조회사	Testo	

Table 3-34 열선식 Anemometer

구 분	내 용	장비 사진
장비명	열선식 아네모미터	
측정범위	유속: 0~50 m/s	
	온도: 0~50 ℃	
	압력: 0~500 mmAq	
모델명	ANEMOMASTER 24-6111	
제조회사	KANOMAX	

Table 3-35 Globe 온도계 제원

구 분	내 용	장비 사진
장비명	Globe Thermometer	
직 경	Φ 150	
모델명	CODE 8034-150	
제조회사	SIBATA	

(5) 측정 및 장비 설치 위치

열전대를 이용하여 대상실의 건구, 흑구 온도 및 각 벽면의 표면온도를 측정하였으며, 15초 간격으로 데이터 획득장치를 통해 데이터를 수집하였다. 실내 공기 온도는 바닥으로부터 수직으로 0.5m, 1m, 1.5m, 2m 높이로 가로 3행 × 세로 3열로 총 36 point 에서 측정하였으며, 벽 표면 및 흑구 온도는 바닥으로부터 1.5m 높이에서 각각 동서남북 4면, 실 중앙에서 측정하였다. 하이브리드 냉방기의 경우에는 냉방기 앞쪽에 흑구 온도계를 추가로 설치하였으며, 복사판넬 표면과 복사판넬로 냉매가 유/출입 되는 냉매측 배관의 표면온도를 측정하였다. 열전대의 설치 위치는 Table 3-36에 나타내었다.

Table 3-36 열전대 설치 위치

구 분	열전대 설치 위치
단면	
평면	

또, 열전대를 이용한 공기온도 측정값과 비교 검토를 위하여 간이형 온습도 센서(HOBO)를 실내 각 벽면의 중앙부분 1.5m 높이 위치(4개소)와 실내 중앙 1.5m 높이(1개소)에 설치하였다.

실내 기류속도는 열선식 Anemometer를 이용하여 10분 간격으로 측정하였다.

Table 3-37 실내측정 센서 설치 및 사진

구 분	사 진	
데이터 획득 장치		
	데이터 획득 장치설치	
흑구 온도 측정		
	흑구온도 측정	흑구온도 측정
부하 조건		
	기기	가습기
실내 온습도 측정		
	공기온도 측정(T/C)	표면온도 측정(T/C)

(6) 측정결과

(가) 외기 및 부하 조건

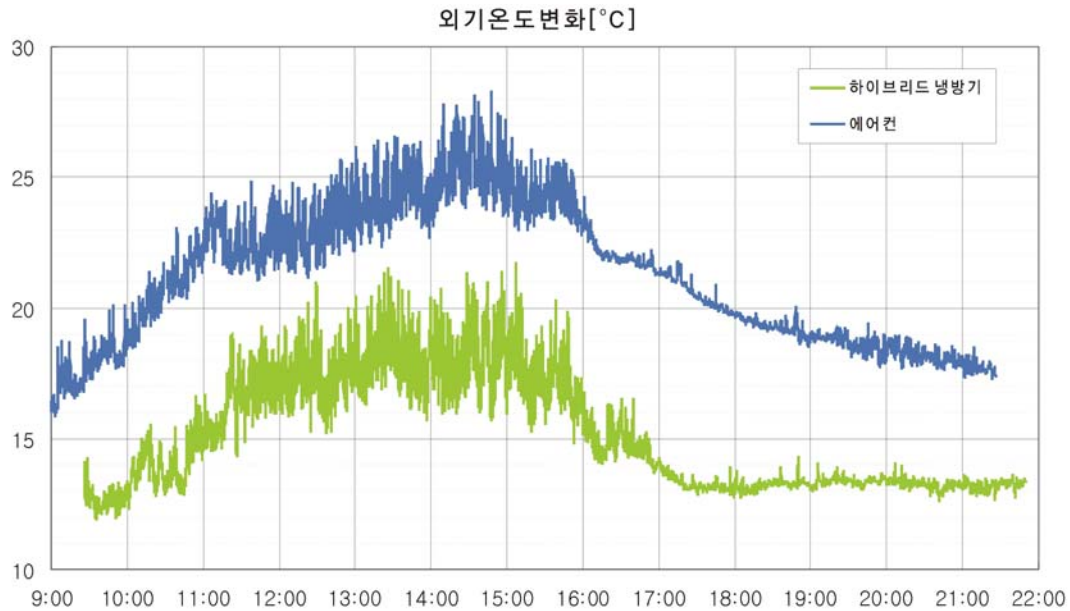


Fig. 3-84 에어컨 및 하이브리드 냉방기 재실실험 시 외기온도

에어컨의 재실실험은 2008년 10월20일, 하이브리드 냉방기 재실실험은 2008년 10월 28일에 수행하였으며, Fig. 3-84는 각 실험시 외기온도를 모니터링한 그래프이다.

에어컨과 하이브리드 냉방기의 재실 실험시 외기조건은 에어컨 실험시 외기 온도는 16~28°C 습도는 86%를 나타내었고, 하이브리드 냉방기 실험시 외기 온도는 12~22°C 습도는 57.5%를 나타내었다. 위 그래프에서는 외기조건은 차이가 나지만 내부발열조건 변화(추가)를 통해 실내 부하조건을 서로 유사한 수준으로 설정하며 비교실험을 수행하였다.

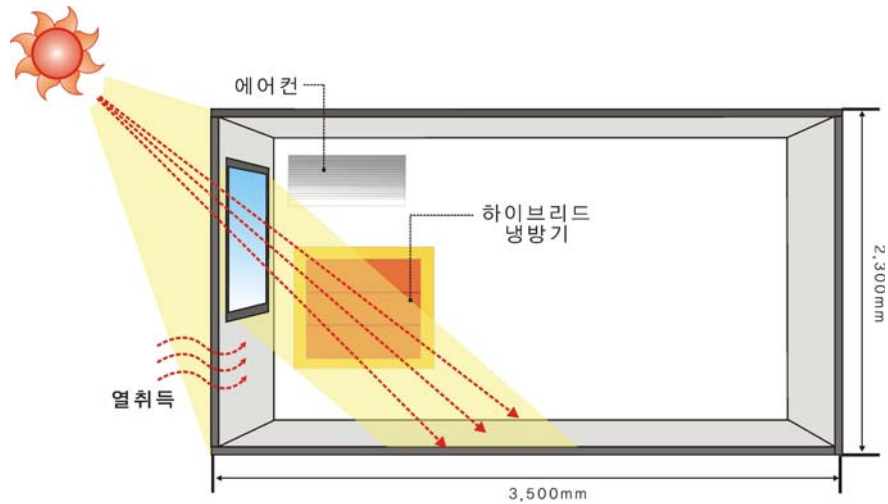


Fig. 3-85 재실실험 대상실의 냉방부하 영향 인자

두 측정의 외기조건에서 온도차가 4~6℃정도 나고 있으나 재실측정 대상실의 건축적 특징을 살펴보면 6층 건물의 3층에 위치하고 있으며, 양옆에 다른 실이 위치하고 있어 외기의 영향을 직접적으로 받는 면은 창문이 위치한 남서쪽 벽만 직접적인 외기의 영향을 받고 있는 것으로 판단되며, 침입외기를 차단한다면 외기에 의한 실내영향은 적을 것으로 사료 되었다. Fig. 3-85는 재실측정 대상실의 냉방부하에 영향을 주는 인자를 나타낸 것이며, 부하에 영향을 미치는 주요한 외기조건은 일사량이다.

이에 창틀에 실링을 하여 침입외기가 실내로 들어오지 않도록 하였으며, 여름철 부하조건을 형성하고자 실내에 데스크탑 1대, 노트북 1대, 백열전구(100W) 4개, 형광등, 가습기, 재실인원 1명을 부하 소스로써 활용하였다.

(나) 하이브리드 냉방기 재실측정 결과

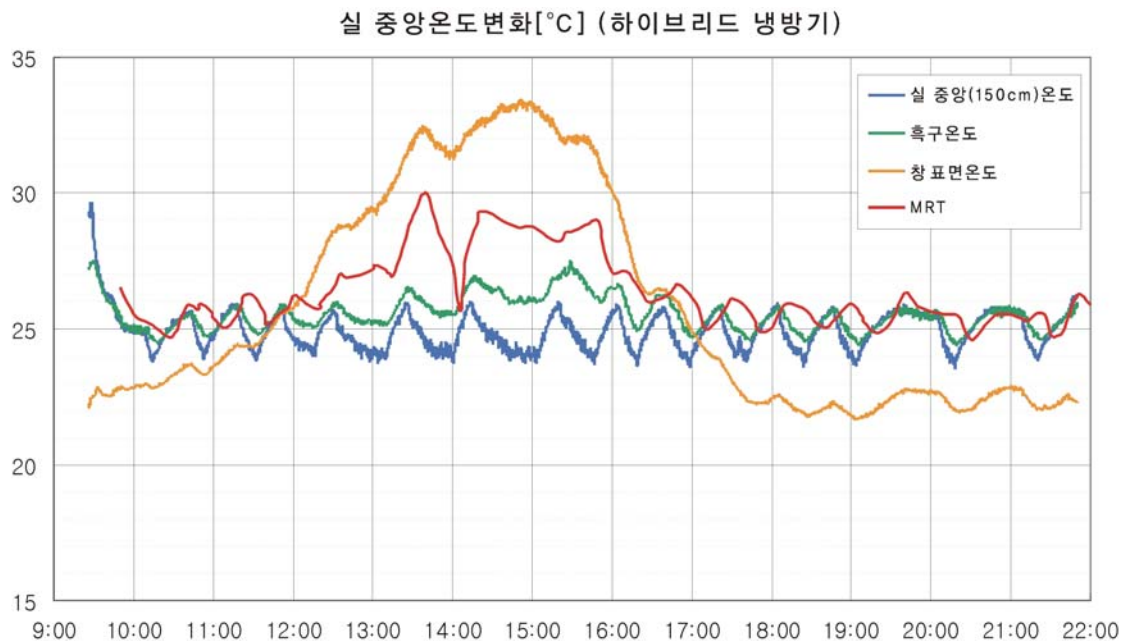


Fig. 3-86 하이브리드 냉방기 재실측정 온도분포

하이브리드 냉방기의 재실측정 결과를 살펴보면, 12시부터 16시30분까지 일사의 영향으로 창 표면온도가 높게 나타나고 있다. 12시부터 16시30분까지 대상실의 피크부하가 걸리는 시간대로 판단할 수 있으며, 일사의 영향이 크게 작용함을 알 수 있다. 피크부하 시점에서 하이브리드 냉방기는 복사부+제습부 모드로 운전이 되었다. MRT의 경우 피크부하 때 일사의 영향으로 1~2°C가량 온도가 증가하지만 피크부하 패턴을 따라 운영되지는 않는다. 실 중앙의 공기온도는 24~26°C의 온도분포를 보이고 있다.

에어컨의 측정값에 비해 하이브리드 냉방기의 단속운전이 빈번하지 않고 열적 지표의 변화값도 완만한 것으로 나타나 에어컨에 비해 안정적으로 온열환경이 유지되는 것으로 판단된다.

(다) 에어컨 재실측정 결과

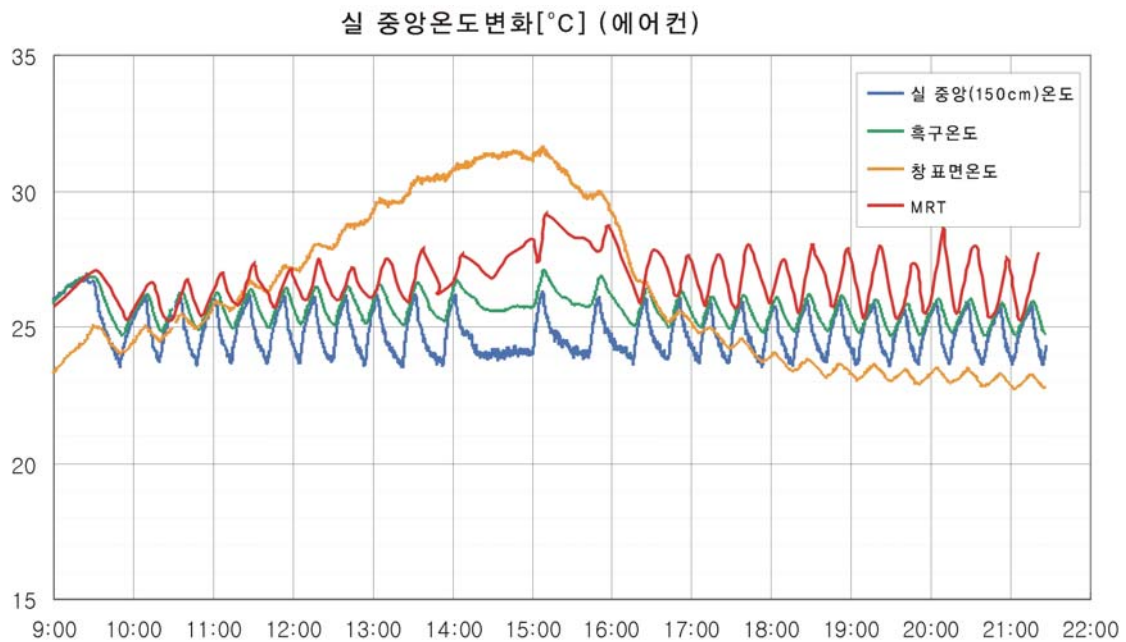


Fig. 3-87 에어컨 재실측정 온도분포

에어컨 재실측정 결과를 살펴보면 12시부터 16시까지 일사의 영향으로 창 표면온도가 높게 나타나고 있으며 이는 하이브리드 냉방기 측정 때와 비슷한 패턴이며 일사부하가 이 시간대에 증가함을 알 수 있다. 에어컨 재실측정의 MRT 경우 피크부하 때의 MRT변화는 하이브리드 냉방기에 비해 일사부하가 적음에도 불구하고 약간 높게 나타나고 있다. 이는 하이브리드 냉방기의 복사판넬부가 벽체와 열교환을 통해 벽체 부하를 담당하는 것으로 사료된다.

단속운전이 빈번하고 온열지표의 변화량도 하이브리드 냉방기에 비해 큰 것으로 측정되어 실내온열환경유지 측면에서 하이브리드 냉방기에 비해 불안정한 것으로 판단된다. 이는 상대적으로 부하에 비해 큰 용량으로 설치된 에어컨의 전형적인 운전 특성을 보이는 것으로 사료된다.

(라) 하이브리드 냉방기 vs 에어컨 PMV 비교

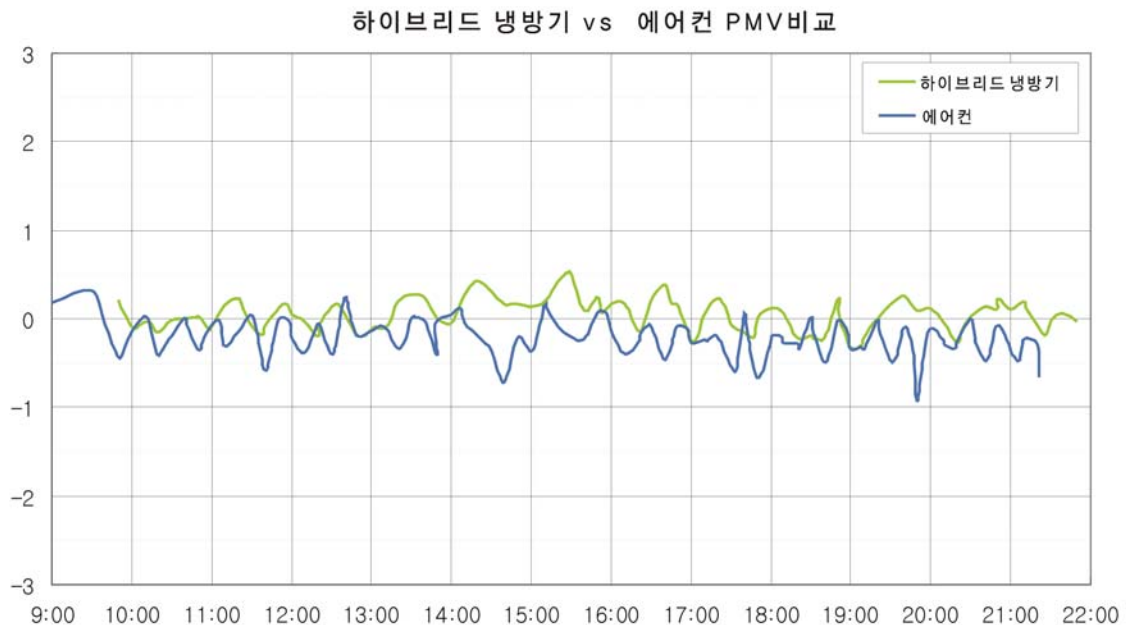


Fig. 3-88 하이브리드 냉방기 vs 에어컨 PMV 비교

Fig. 3-88은 하이브리드 냉방기와 에어컨의 PMV를 계산한 결과이다. 실내 공기온도와 상대습도는 측정값을 사용하였고 평균복사온도(MRT)는 각 표면온도 측정값으로부터 계산하였다. 측정 대상실의 기류속도는 포터블 센서를 이용하여 대표점 측정을 통해 반영하였다. 착의량 및 대사량은 재실자의 실제 착의상태와 활동상태를 고려하여 반영하였다. 대상실의 PMV에 영향을 미치는 요소 중 다른 요소는 거의 동일하였으며 실내 공기온도와 평균복사온도에서 차이가 있었다.

하이브리드 냉방기의 경우 PMV는 평균 0.0502를 나타내고 있었으며, 에어컨의 경우는 -0.2103을 나타내었다. PMV는 하이브리드 냉방기나 에어컨 모두 쾌적범위인 -0.5~0.5안에서 변화하고 있으나 에어컨의 경우 하이브리드 냉방기에 비해 약간 추운 상태를 나타내는 값(-0.5이하)도 보이고 있어 하이브리드 냉방기가 국부적으로 콜드 드래프트를 유발할 가능성이 높은 에어컨에 비해 쾌적성 측면에서 유리하다고 볼 수 있다.

(마) 하이브리드 냉방기 vs 에어컨 온도 Contour-Line 비교

하이브리드 냉방기와 에어컨 운전 시 대상 실에 미치는 영향을 전체적으로 비교평가 해보기 위하여 실의 일 피크부하가 발생하는 동일시간(14:30)에 각 온도센서에서 측정된 온도를 가지고 실의 XY, YZ, XZ 평면에 contour-line으로 표현하였다. 하이브리드 냉방기와 에어컨의 설정온도는 26℃로 동일하였으며, 운전모드는 에어컨의 경우는 풍량을 강으로 설정하였으며, 하이브리드 냉방기는 복사 및 제습부를 동시에 운전하는 피크부하 운전모드를 적용하였다.

실의 온도를 contour-line으로 표현하여 하이브리드 냉방기와 에어컨 가동시 실의 온도분포를 쉽게 파악할 수 있으며 두 냉방기의 냉방특성을 보다 쉽게 비교할 수 있다.

1) XY평면 온도분포

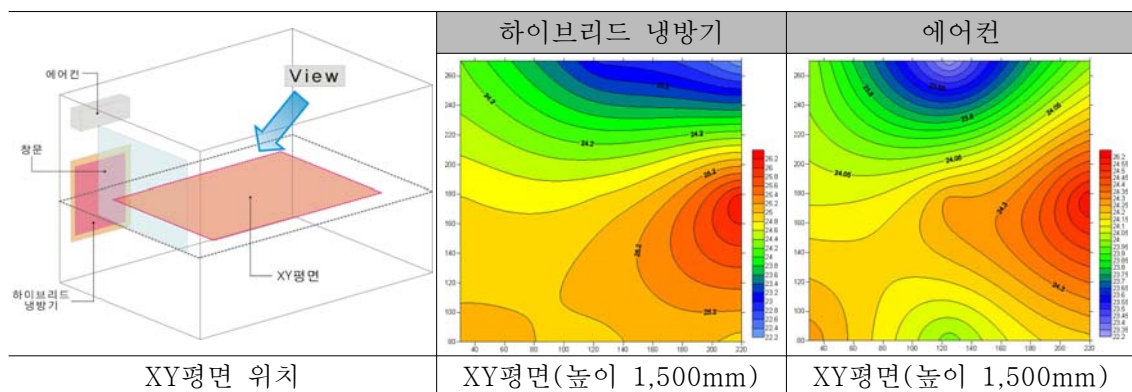


Fig. 3-89 하이브리드 냉방기 vs 에어컨 XY평면 온도분포 비교

실의 바닥으로부터 1,500mm높이의 XY평면에서의 하이브리드 냉방기와 에어컨의 온도분포를 살펴보면 위 그림과 같다. 위의 그림을 살펴보면 하이브리드 냉방기의 경우 하이브리드 냉방기의 전면부의 온도는 23.2℃를 나타내고 실의 안쪽은 24.8~26.2℃의 온도분포로 실 전체적으로 약 3~4℃의 온도차를 나타내고 있다.

에어컨의 경우에는 실의 천장 쪽에서 아래로 기류가 형성되어 창 측의 중앙부

분의 온도가 실에서 가장 낮게(22.2°C) 나타나고 있었으며, 바닥으로 떨어진 차가운 기류가 밀도차에 의하여 실의 바닥으로 타고 실에 퍼지다가 가장 안쪽에서 다시 상승하면서 안쪽의 온도가 부분적으로 낮은 곳이 나타나고 있다.

XY평면에서는 하이브리드 냉방기와 에어컨의 온도분포가 비슷하게 나타나고 있으나 에어컨이 국부적으로 낮은 온도가 형성되는 곳이 나타나고 있어 하이브리드 냉방기가 재실자의 쾌적성 측면에서 유리한 것으로 사료된다.

2) YZ평면 온도분포

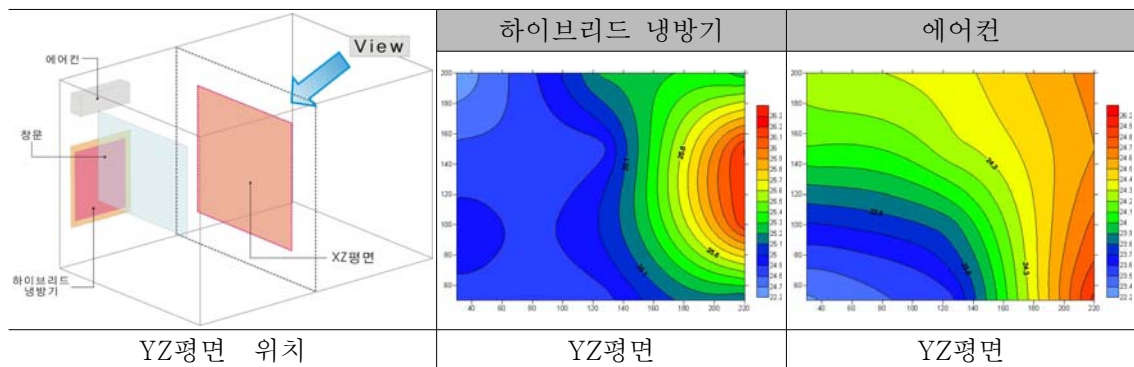


Fig. 3-90 하이브리드 냉방기 vs 에어컨 YZ평면 온도분포 비교

YZ평면을 살펴보면 하이브리드 냉방기의 경우 냉방기와 평행한 면의 경우 상하 온도가 비교적 균일한 온도분포(25°C)를 보이고 있으며, 실의 안쪽과 온도차는 약 1.2°C 정도 차이가 나고 있다.

에어컨의 경우 기류가 바닥방향으로 떨어지고 있기 때문에 바닥에서 700mm 높이까지의 온도가 낮고 1,200mm 높이부터 온도가 점차 증가하고 있으며, 바닥에 형성된 차가운 기류가 바닥면을 따라 실의 안쪽으로 전달되고 있는 온도분포를 보이고 있다. 이는 밀도차에 의하여 차가운 기류가 바닥 면에서부터 쌓이기 시작하고 뜨거운 기류는 천정 쪽으로 이동하면서 생기는 현상으로 판단된다.

YZ평면에서는 하이브리드 냉방기가 에어컨에 비하여 상하 온도차가 적게 나고 있으며, 재실자에게 상하 온도차에 의한 불쾌적감을 적게 줄 것으로 사료된다.

하지만 에어컨에 비해 국소적으로 높은 온도(26.2°C)가 형성되는 곳이 있어 에

어권에 비하여 대류에 의한 실 전체적인 기류 혼합은 다소 떨어지는 것으로 사료된다.

3) XZ평면 온도분포

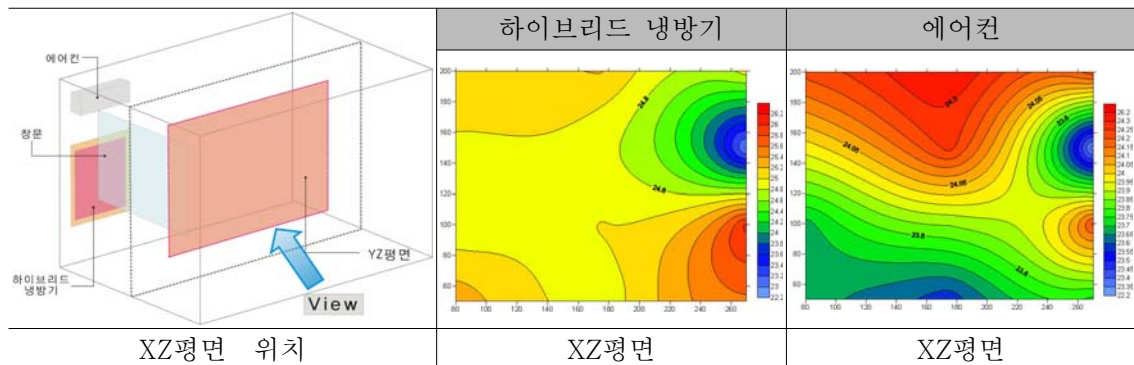


Fig. 3-91 하이브리드 냉방기 vs 에어컨 XZ평면 온도분포 비교

XZ평면을 살펴보면 하이브리드 냉방기가 실 중앙에서 상하 온도차가 작게 나타나고 있으며, 고른 온도분포(24°C)를 보이고 있다. 하지만 에어컨의 경우 하이브리드 냉방기에 비하여 상하 온도차(2°C)가 크게 나타나고 있다. 이는 앞서 살펴본 바와 같이 에어컨의 기류가 바닥 방향으로 토출되고 있으며, 바닥에 떨어진 냉기류가 바닥에서 확산되기 시작하며 밀도차에 의하여 온도 성층화가 이루어져 상하 온도차가 나타나는 것으로 사료된다.

재실자의 쾌적성 측면에서 살펴보면 실의 상하온도차가 적게 나타나고 있는 하이브리드 냉방기가 유리할 것으로 판단된다.

(참고 1) 하이브리드 냉방기 실내 측정 포인트별 온도 데이터

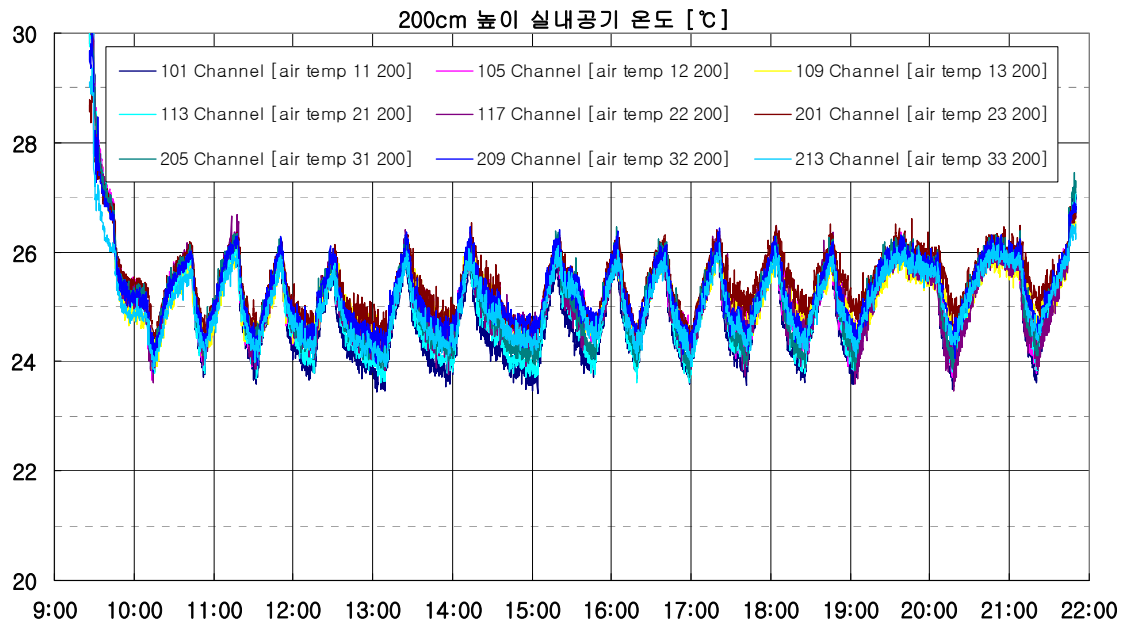


Fig. 3-92 2.0m 높이 실내공기온도 변화(하이브리드 냉방기)

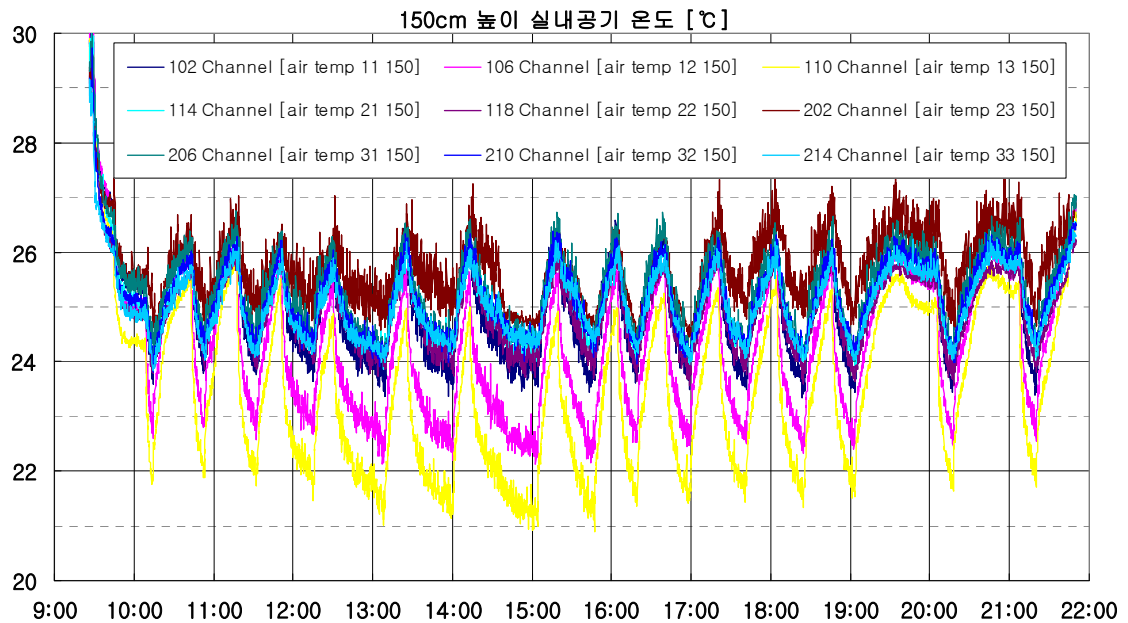


Fig. 3-93 1.5m 높이 실내공기온도 변화(하이브리드 냉방기)

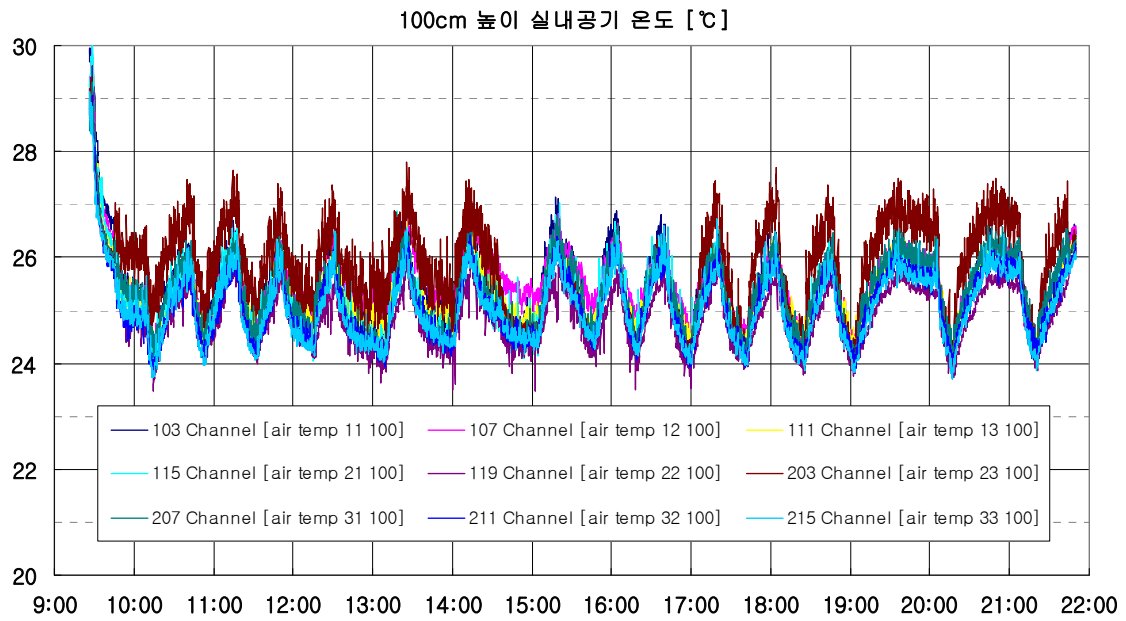


Fig. 3-94 1.0 m높이 실내공기온도 변화

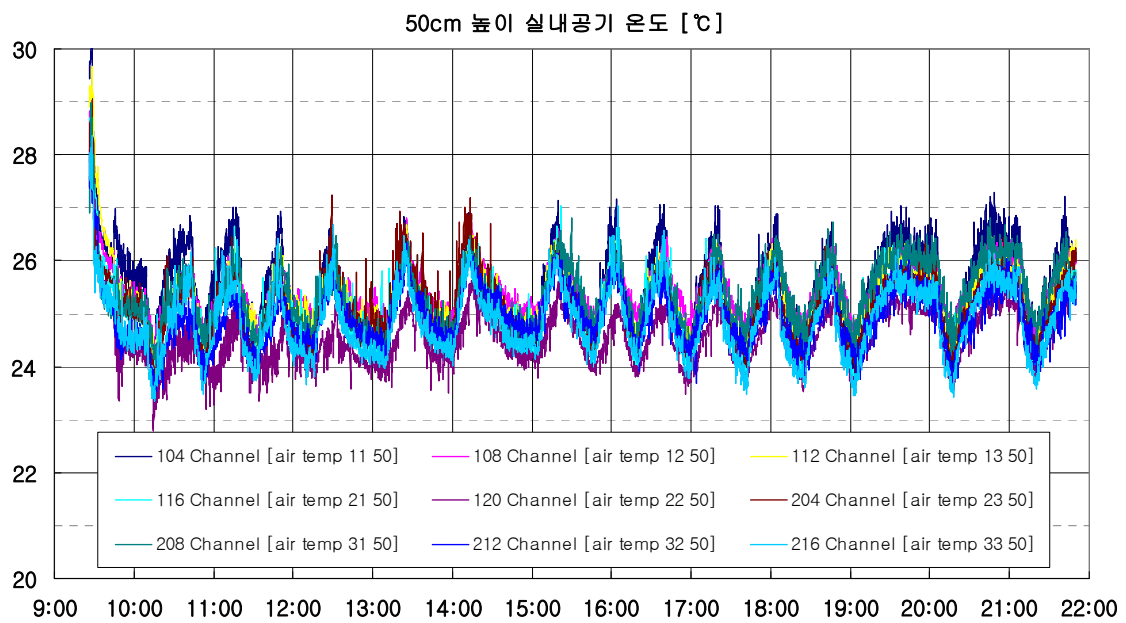


Fig. 3-95 0.5 m높이 실내공기온도 변화(하이브리드 냉방기)

(참고 2) 에어컨 실내 측정 포인트별 온도 데이터

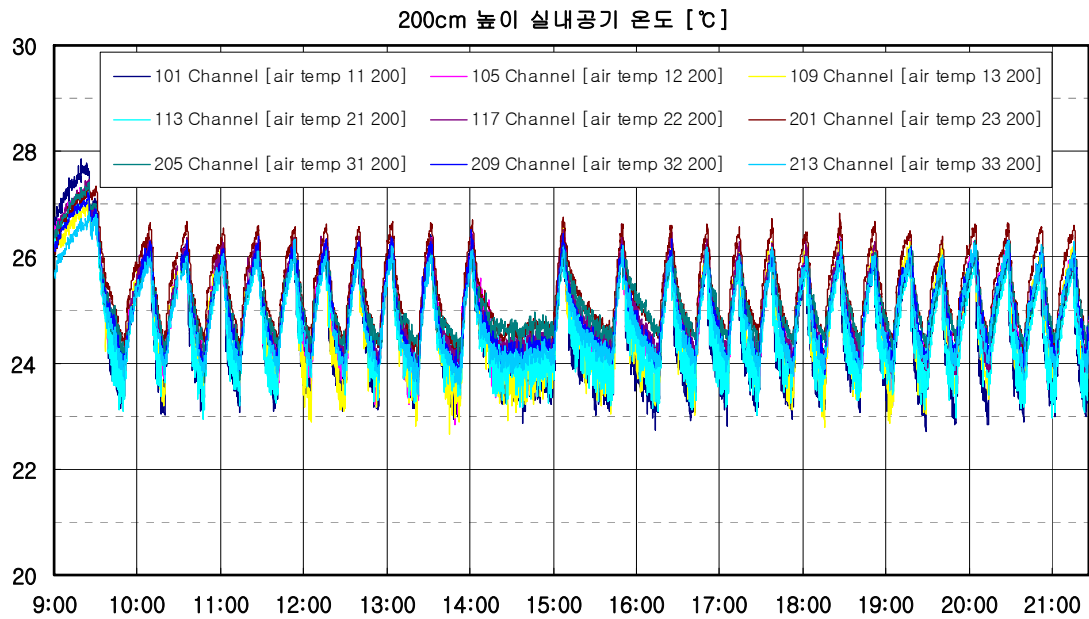


Fig. 3-96 2.0 m 높이 실내공기온도 변화(에어컨)

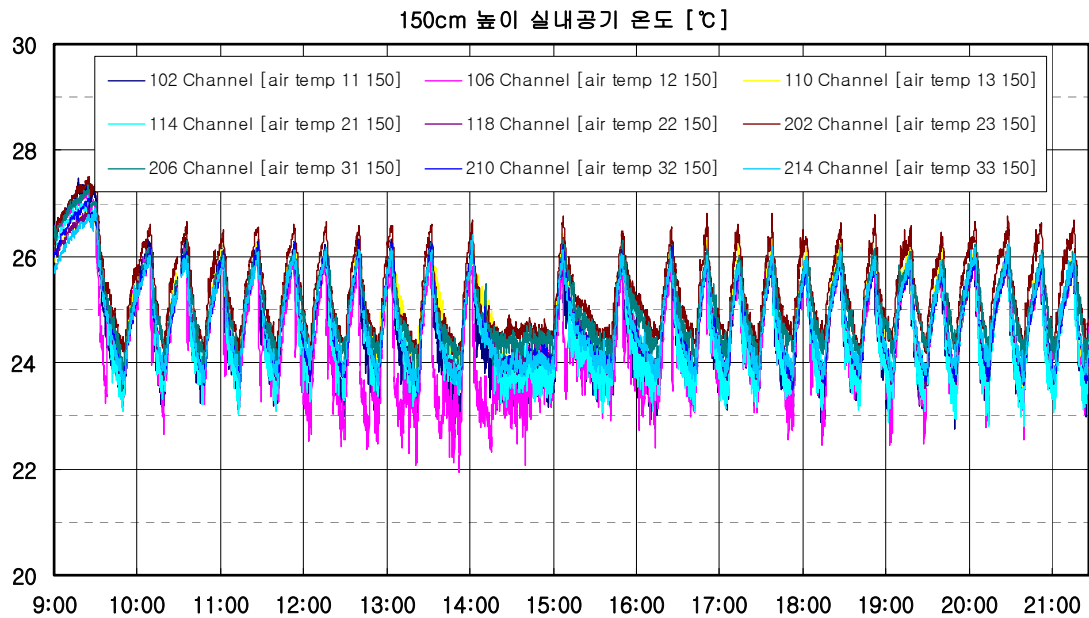


Fig. 3-97 1.5 m 높이 실내공기온도 변화(에어컨)

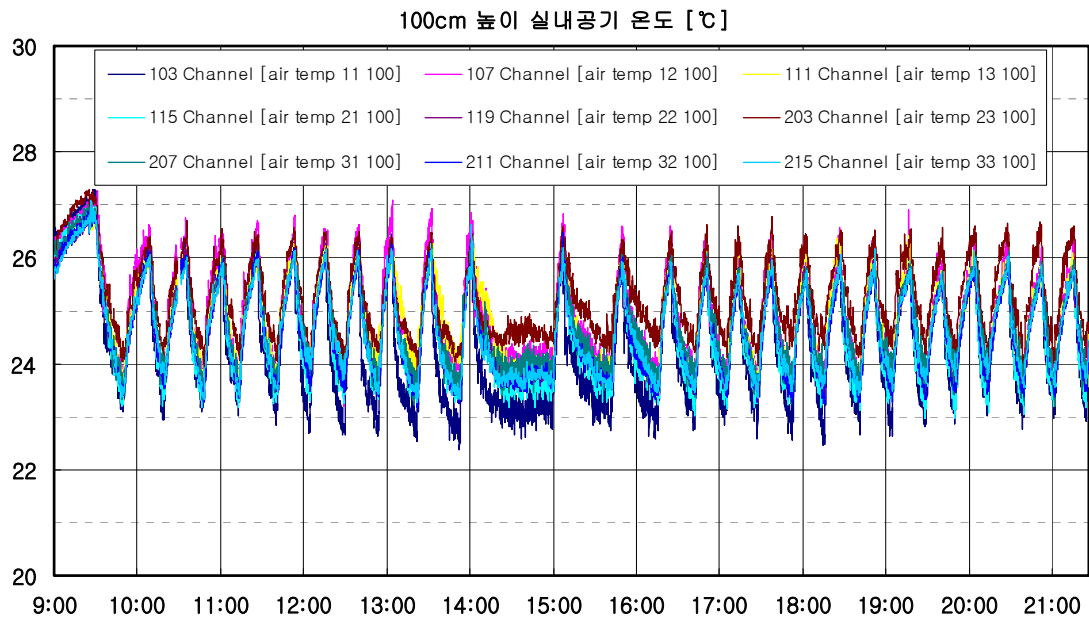


Fig. 3-98 1.0 m 높이 실내공기온도 변화(에어컨)

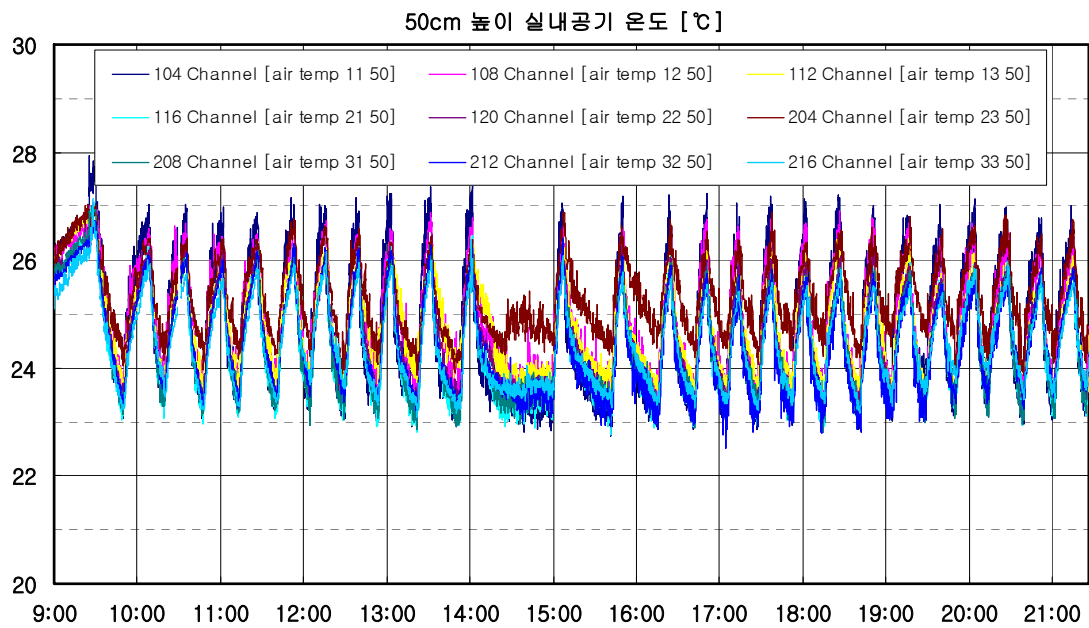


Fig. 3-99 0.5 m 높이 실내공기온도 변화(에어컨)

자. 모드별 운전방안 및 결로수 처리 방안

하절기 냉방시에 실의 부하변화에 따라 냉방기의 냉방 용량도 변화되어야 한다. 냉방기의 용량 변화는 인버터 압축기의 적용에 따른 회전수 제어에 의한 냉매 순환량을 변화시켜주는 방법과 증발기를 통과하는 풍량을 변화시켜 주는 방법이 있다. 본 연구에서 개발된 하이브리드 냉방기에 적합한 소형 용량의 R-134a용 인버터 압축기가 없는 관계로 증발기 팬 풍량을 조절하여 냉방 용량을 제어하는 방법을 선택하였다.

본 연구에서 개발된 하이브리드 냉방기는 복사부와 제습부 2개의 독립된 냉동사이클과 제습부측 공기 순환을 위한 팬으로 구성되어 있다. 이들 복사부, 제습부, 팬의 ON/OFF 조합을 나열했을 경우 가능한 운전모드는 총 5 가지가 있으며, 각 운전 모드는 다음과 같다.

- ◎ Mode 1 : 팬 가동
- ◎ Mode 2 : 복사부 냉동사이클 가동
- ◎ Mode 3 : 복사부 냉동사이클 + 팬 가동
- ◎ Mode 4 : 제습부 냉동사이클 + 팬 가동
- ◎ Mode 5 : 복사부 냉동사이클 + 제습부 냉동사이클 + 팬 가동

Mode 1의 팬만 가동되는 경우는 기존의 대류 냉방방식인 룸 에어컨의 운전모드와 비교하면, 에어컨 증발기로 유입되는 공기온도가 사용자가 설정한 룸 에어컨 설정온도이하로 떨어지게 될 때 에어컨의 냉동사이클은 정지하고 실내 팬만 가동되는 모드에 상응한다. Mode 1은 부하처리 능력은 없는 모드로써 실내온도 조건이 사용자 설정온도에 만족하였을 때 실내 기류순환을 목적으로 하는 모드이다.

Mode 2의 복사부 냉동사이클 가동은 일사의 영향이 없어 실내부하가 적은 야간시간 이나 취침시에 가동될 수 있는 모드로써 하이브리드 냉방기 성능측정 결과에 따르면 376W의 부하처리 용량을 갖는 것으로 나타났다.

Mode 3의 복사부 냉동사이클 + 팬 가동은 Mode 2의 복사부 냉동사이클 가동에 따른 복사전열과 복사관넬 표면의 낮은 온도와 실내온도와의 밀도차에 의한 자연대류 효과에 의한 자연대류전열량에 팬을 이용한 강제대류를 발생시켜 대류에

의한 전열량을 증대시킨 모드이다.

Mode 2와 Mode 3은 복사부, 제습부 냉동사이클 중 복사부 냉동사이클만 가동되므로 실내 잠열부하가 큰 경우에는 적절하게 실내 부하를 처리하기 어렵다. 이렇게 실내 잠열부하가 큰 경우에는 기존 룸 에어컨의 냉방방식과 동일한 Mode 4의 제습부 냉동사이클 + 팬 가동 모드로 운전함으로써 실내 잠열부하를 적절하게 처리해 줄 수 있다.

Mode 4의 경우 제습부 냉동사이클과 팬이 가동되는데, 팬의 회전수 제어에 따라 제습부 증발기를 통과하는 풍량은 최소 1 CMM ~ 최대 3.6 CMM까지 풍량 조절이 가능하고, 이 때의 부하처리 능력은 711W ~ 930W 범위를 갖는다.

Mode 5의 복사부 냉동사이클 + 제습부 냉동사이클 + 팬 가동은 본 연구에서 개발된 하이브리드 냉방기의 최대 부하처리 용량을 갖는 모드이며, Mode 4와 같이 제습부 증발기 팬의 풍량을 조절함으로써 993W ~ 1277W 범위의 부하처리 용량을 갖는다.

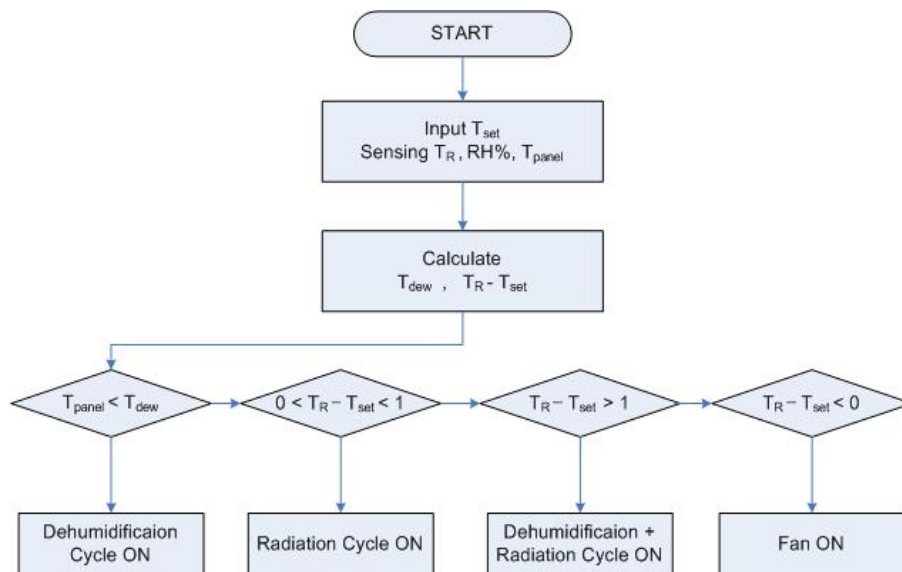


Fig. 3-100 운전모드 설정 Flow Chart

Fig. 3-100에 하이브리드 냉방기의 운전모드 설정 Flow Chart를 나타내었다.

하이브리드 냉방기는 가동시 재실자에 의해 실내 설정온도(T_{set})를 입력받고,

실내 공기온도와 상대습도(RH%), 복사판넬 표면온도(T_{panel})를 센싱한다.

그 후 실내공기 온도의 노점온도(T_{dew}) 및 실내 공기온도와 하이브리드 냉방기 설정온도와의 차를 계산한다. 이 때 복사판넬 표면의 결로는 실내공기의 노점온도 이하로 복사판넬 온도가 내려가면 발생되므로, 결로 발생을 최소화 하기 위해서는 $T_{\text{panel}} < T_{\text{dew}} - \text{db}$ 일 경우에는 우선 제습부를 가동하여 실내 잠열부하를 처리하도록 운전한다.

판단과정에서 복사판넬 표면온도가 실내공기의 이슬점온도 보다 높다면 실내온도와 하이브리드 냉방기 설정온도 차가 어느 범위에 있는지에 따라 Mode를 전환하며 냉방을 수행하여 복사판넬 표면의 과도한 결로발생을 방지하면서 적절한 냉방운전이 가능하도록 해준다. 또한, 본 연구에서 개발된 하이브리드 냉방기 시작품은 복사판넬 표면에 발생하는 결로를 처리하기 위한 방안으로 복사판넬 표면을 친수코팅 처리하여 실내 습공기가 차가운 복사판넬 표면에서 응축되어도 쉽게 아래로 흘러 제습 증발기 드레인 팬에 결로수를 모아 처리할 수 있다.

이렇게 복사판넬 표면온도 및 실내공기 이슬점 온도, 하이브리드 냉방기 설정온도, 실내상대습도를 기준으로 하여 복사판넬 표면의 결로를 최소화 하는 운전모드로 하이브리드 냉방기를 운전한다면 복사판넬 표면의 과도한 결로현상을 완화 할 수 있을 것으로 판단되며, 그에 따라 사용성을 보다 강화할 수 있을 것이다. 이때 데드밴드(db)는 표면 결로에 따른 복사판넬의 냉각용량을 줄이지 않는 선에서 결정하고 표면이 다소간의 습윤상태에서 제어되도록 하는 것이 바람직할 것이다.

차. 하이브리드 냉방기 vs 대류형 냉방기 비교분석

(1) CFD를 활용한 온열쾌적감 비교

본 연구과제에서는 10월 6일부터 10월 18일 까지 약 2주간에 걸쳐 에어컨 운전시와 복사냉방기 운전시의 재실측정이 수행되었다. 그러나 재실측정 당시는 하절기라고 보기 힘든 중간기의 날씨였기 때문에 하절기 에어컨 운전시 및 복사냉방기 운전시의 실내 열환경에 대한 경향을 파악할 수는 있으나, 실제로 하절기 피크부하 발생시의 실내 열환경 조건을 정확히 예측하기는 어려운 상태이다.

따라서 하절기 피크부하 조건에서의 복사냉방기의 성능 및 열환경 조건을 예측하기 위해서 CFD 시뮬레이션이 필요하였다. CFD 시뮬레이션은 하절기 피크부하 발생 조건에서의 에어컨 운전시(CASE1) 및 복사냉방기의 복사냉방+제습 운전시(CASE2)의 두 가지 case에 대해 시뮬레이션을 한 후 결과를 비교하였으며, 부분부하 발생 조건에서 복사냉방기의 복사냉방부만 운전(CASE3) 된 상태에서의 시뮬레이션이 실시되었다.

(가) 공부방 CFD 시뮬레이션 개요

본 시뮬레이션의 대상 공간은 공부방으로 실제적이 작다. 실제로 공부방과 같은 실내에는 하절기 부하의 대부분은 창문을 통한 일사부하, 조명, 기기, 인체의 발열 및 외벽을 통한 벽체부하로 크게 다섯 가지로 볼 수 있다. 따라서 대형 전시장 및 사무실 등과 같은 내부의 발열 조건의 변화가 상대적으로 심한 공간의 해석보다 더욱 안정되고 신뢰할 수 있는 경계조건을 입력할 수 있기 때문에 결과의 예측 또한 상대적으로 오차가 적게 나타날 것으로 예상된다. 또한 높은 층고로 인한 실내부의 고임열 현상, 공조공기의 빠른 기류속도로 및 온도불균형으로 인한 재실자의 불쾌감 등은 현저하게 적게 나타날 것으로 시뮬레이션 이전 단계에서 예측이 가능하기 때문에 결과 값의 이상유무의 판단도 손쉽게 할 수 있는 장점이 있다.

따라서 본 해석에서는 하절기 공부방의 실내온도분포를 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics:이하 CFD)로 해석하고 거주역 내의 온열환경을 분석하여 본 과제의 연구 결과물인 복사냉방기가 쾌적한 상태의 공부방을 제공할

수 있는지에 대한 여부를 판단하였다.

(나) 해석대상 공부방 개요

해석 대상인 공부방의 온도분포 및 기류속도 특성을 분석하기 위하여 유체영역에 대하여 다음과 같이 해석 경계를 설정하였다.

해석 대상영역은 체적이 약 20m^3 으로 $2.5\text{m} \times 3.5\text{m} \times 2.3\text{m}$ 사이즈의 공부방이며 공부방은 밀실한 상태로 가정하였다. 실내에는 책상 1개, 벽걸이형 에어컨 1대, 컴퓨터 1대, 전등 1개, 유리창 1면, 인체모형(dummy) 1개와 본 연구개발 과제의 결과물인 복사냉방기가 빌트인 형식으로 1대가 설치되어 있다. 본 해석대상은 복사냉방기 재실 측정이 이루어진 공부방과 크기와 모양이 동일한 조건으로 하였으며, 해석대상 내의 기구 배치에 대한 간단한 설명은 Fig. 3-101에 나타내었다.

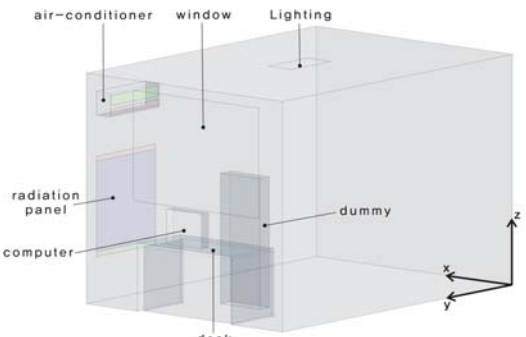
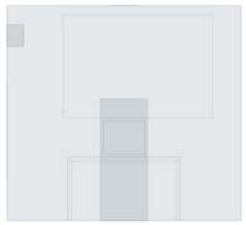
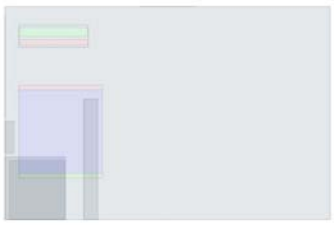
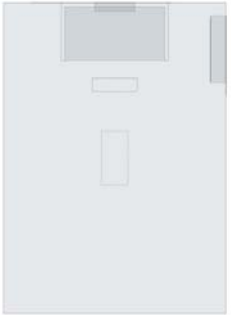
구분	내 용		
해석 대상 공간			대상영역 size - $2.5 \times 3.5 \times 2.3$ 대상영역 면적 - 8.75 m^2 대상영역 체적 - 20.125 m^3
view			
	+y	-x	+z

Fig. 3-101 공부방 모델링

(다) 모델링 및 격자계

본 해석대상의 유체영역에 대하여 에어컨 및 복사냉방기의 적용 조건 및 형상을 모사하기 위하여 다음과 같이 3D모델링을 하였다. 3D 모델링은 재실 측정이 이루어진 공부방의 형상을 정확하게 모사하고 있으며, 결과의 정확도를 향상시키기 위해 Volume Mesh Type은 Trimmed mesh로 생성 하였다. 생성된 격자수는 약 65,000개 이다(Fig. 3-102 참조).

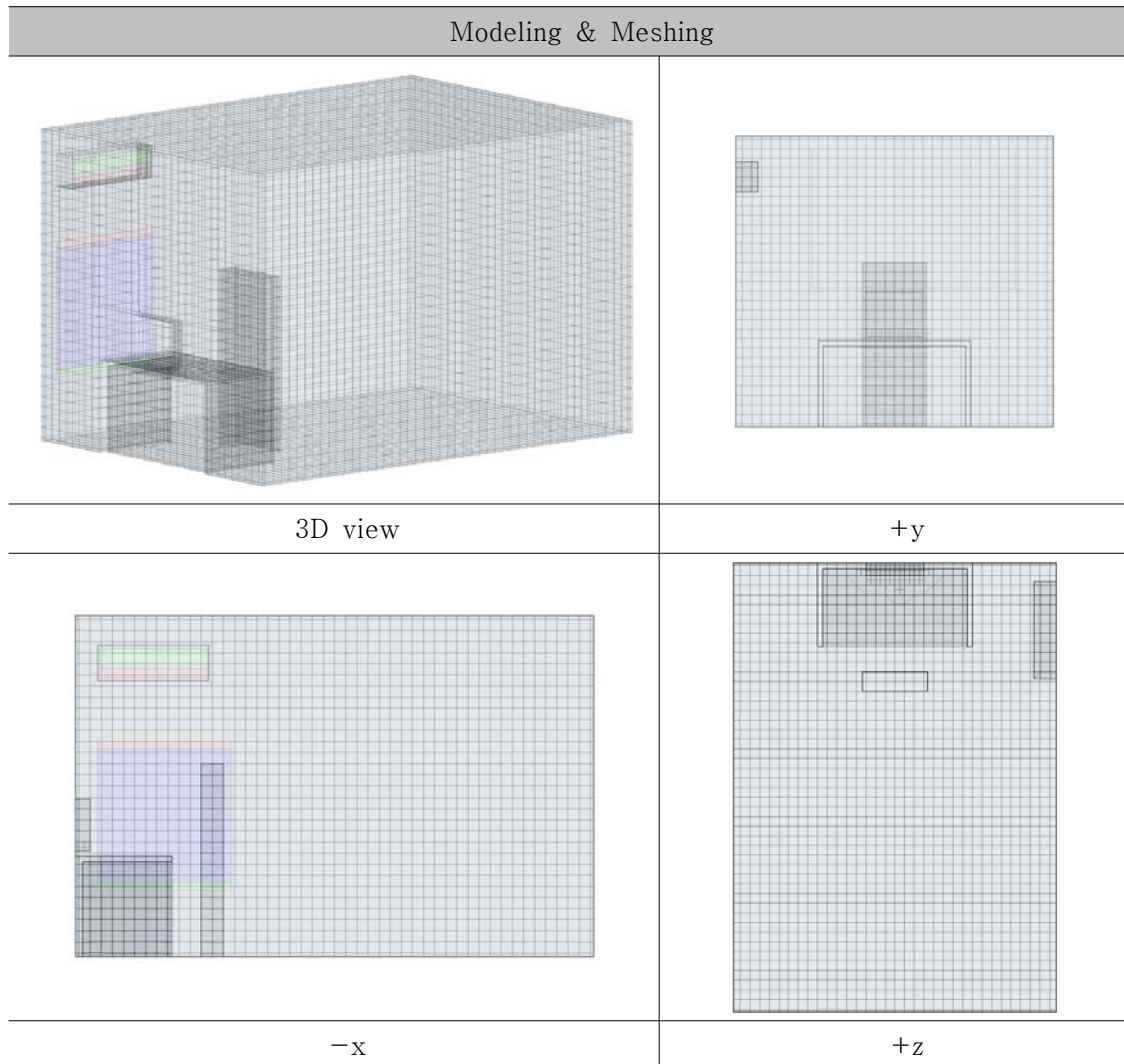


Fig. 3-102 공부방 모델링 & Mesh

(라) 공부방 해석 경계조건

시뮬레이션 수행을 위해 해석 대상이 가지는 모든 boundary에 대한 경계조건을 산출하였다. 부하조건은 기본적으로 1차년도에 제시된 공부방의 피크부하 및 부분부하 산정을 기준으로 본 해석 대상공간인 공부방에 대해 부하 경계조건을 산정하였다. 에어컨 및 복사냉방기의 경계조건은 재실 측정에서 측정한 데이터를 기준으로 하여 산정하였다.

총 세 가지 CASE의 경계조건을 산출하였으며, 각각의 CASE는 다음과 같다.

CASE1 : 하절기 피크부하 발생 조건에서 에어컨 운전시

CASE2 : 하절기 피크부하 발생 조건에서 복사냉방기의 복사냉방+제습 운전시

CASE3 : 하절기 부분부하 발생 조건에서 복사냉방기의 복사냉방부만 운전시

위의 세 가지 CASE에 각각 해당하는 해석 유체공간 내의 모든 경계조건을 대상으로 한 입력값을 산출하였으며 Table 3-38과 3-39에 나타내었다.

Table 3-38 유동경계 조건

구 분		급기온도[℃]	개 수[EA]	풍량[CMM]
SA	radiation panel	18	1	3.4
	air-conditioner	21.6	1	8.67
RA	radiation panel	—	1	3.4
	air-conditioner	—	1	8.67

Table 3-39 부하 경계조건

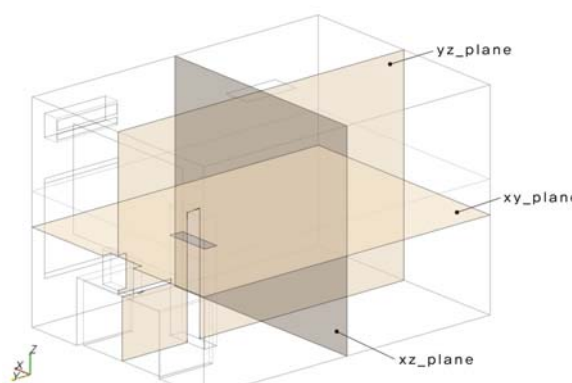
구분	인체(W)	조명(W)	기기발열(W)	벽체부하(W)		Total(W)
				벽	창문	
피크부하	65	100	250	12	227	654
부분부하	28	10	75	12	80	205

(마) CFD 해석결과

복사냉방기 재실측정에서의 측정점과 동일한 평면에서의 온도분포의 경향을 파악하기 위해 xy, yz, xz 평면의 온도분포 결과를 알아보았다. 실측에서의 온도분포 측정점은 x축, y축, z축에 각각 3개, 3개, 4개의 총 36개의 포인트를 가진다. CFD 해석결과는 평면의 형태로 결과를 도출하였으며 xy평면, yz평면, xz평면이 각각 4개, 3개, 3개가 되어 실측의 측정점을 모두 포함하는 평면으로 구성하였다. 아래의 평면 개념의 좌표에 따라 x 축으로는 300mm, 1,250mm, 2,200mm의 지점에서의 평면 온도분포를 구하였으며, y 축으로는 800mm, 1,750mm, 2,700mm에서, 그리고 z 축으로 500mm, 1,000mm, 1,500mm, 2,000mm에서의 평면에 대한 온도분포 결과를 구하였다.

Table 3-40에는 재실측정에서의 온도분포 측정점과 동일한 위치에서의 각 평면에 대한 개요와 각 평면을 나누는 좌표값을 나타내었다.

Table 3-40 CFD 분석결과 도시평면

구 분	내 용		
plane 개요			
plane sectional point	x 좌표 기준 [mm]	y 좌표 기준 [mm]	z 좌표 기준 [mm]
	yz_plane sectional point	xz_plane sectional point	xy_plane sectional point
	300	800	500
	1,250	1,750	1,000
	2,200	2,700	1,500
	—	—	2,000

아래의 Fig. 3-103은 X 좌표의 이동(300, 1250, 2200 mm)에 따른 YZ 평면의 온도분포를 나타내었다.

그림의 CASE1과 CASE2를 비교해 보면 CASE1의 경우 공기온도 평균이 24.05℃로 CASE2의 25.83℃에 비해 약 1.3℃ 낮게 분포하는 것을 볼 수 있다. PMV의 경우도 CASE1은 음의 값을 가져 약간 추운정도의 불쾌감을 느끼게 될 것으로 예상된다. 또한 에어컨이 가동되는 CASE1의 경우 풍량 또한 하이브리드 복사냉방기의 약 두 배 이상이며 팬에 동력에 의한 에너지 손실도 발생할 것으로 판단된다. 부분부하 운전인 CASE3의 경우에 강제대류 방식이 아닌 자연대류로 인한 실내 공기의 혼합이 이루어지기 때문에 실전체에 고른 혼합이 이루어지지 않으며 온도 성층화가 일어나는 것을 볼 수 있다. 그러나 PMV 값은 0.5 이하로 나타나 쾌적 지표내의 값을 가진다.

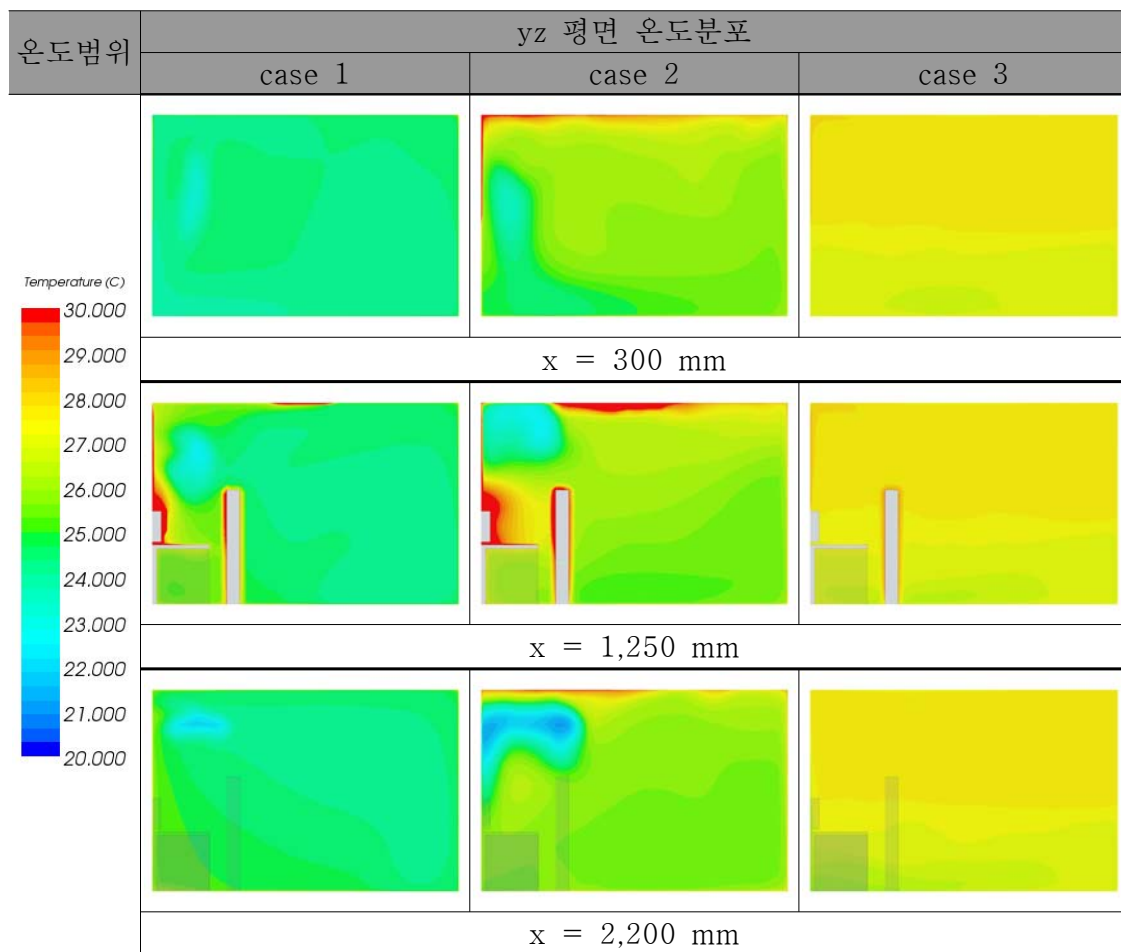


Fig. 3-103 YZ 평면 온도분포

아래의 Fig. 3-104은 Y 좌표의 이동(800, 1750, 2700 mm)에 따른 XZ 평면의 온도분포를 나타내었다.

YZ 평면과 거의 유사한 온도분포를 보이고 있으며 전체적으로 부하가 집중된 경향을 보이는 컴퓨터와 가까운 곳에서의 온도분포가 약간 높게 형성되고 있다. CASE1의 경우에는 에어컨에서 토출되는 냉기류가 인체모형으로 직접 도달하게 되어 PMV 값이 음수로 나타나게 되는 것에 결정적인 영향을 미치는 것으로 사료되며, CASE2의 경우는 하이브리드 복사냉방기의 토출 기류가 천장면을 맞고 고르게 확산됨으로써 PMV 값의 향상에 영향을 미치는 것으로 사료된다.

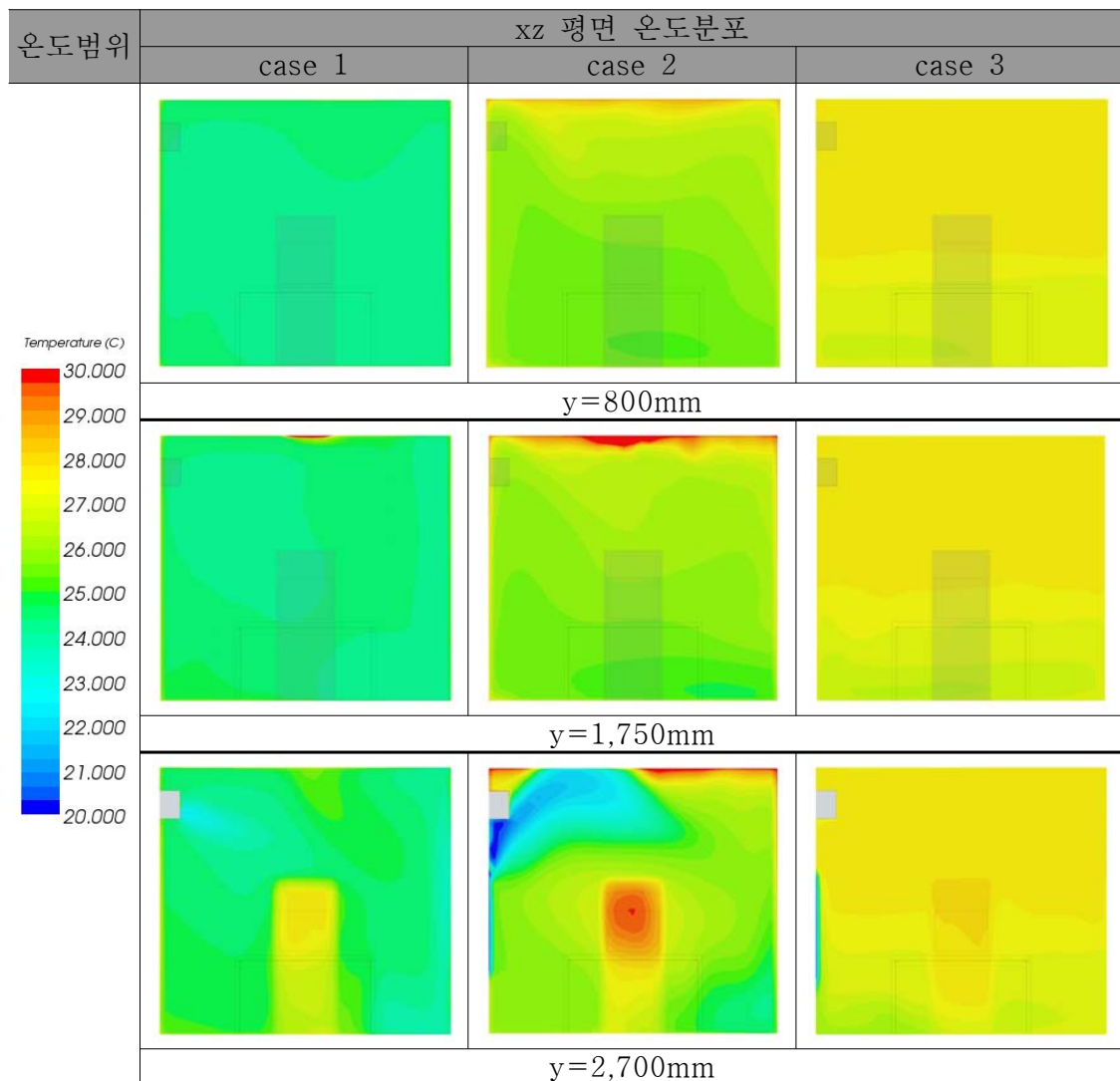


Fig. 3-104 XZ평면 온도분포

아래의 Fig. 3-105는 Z 좌표의 이동(800, 1750, 2700 mm)에 따른 XY 평면의 온도분포를 나타내었다.

거주역 높이인 1.5m에서의 온도분포는 CASE1의 경우가 가장 낮게 나타났으며, CASE3의 경우가 높게 나타난다. 이때 PMV 값은 CASE1, CASE2, CASE3이 각각 -0.4196, 0.2448, 0.2770로 나타나 모두 쾌적범위 이내에 분포하고 있는 것을 확인할 수 있다.

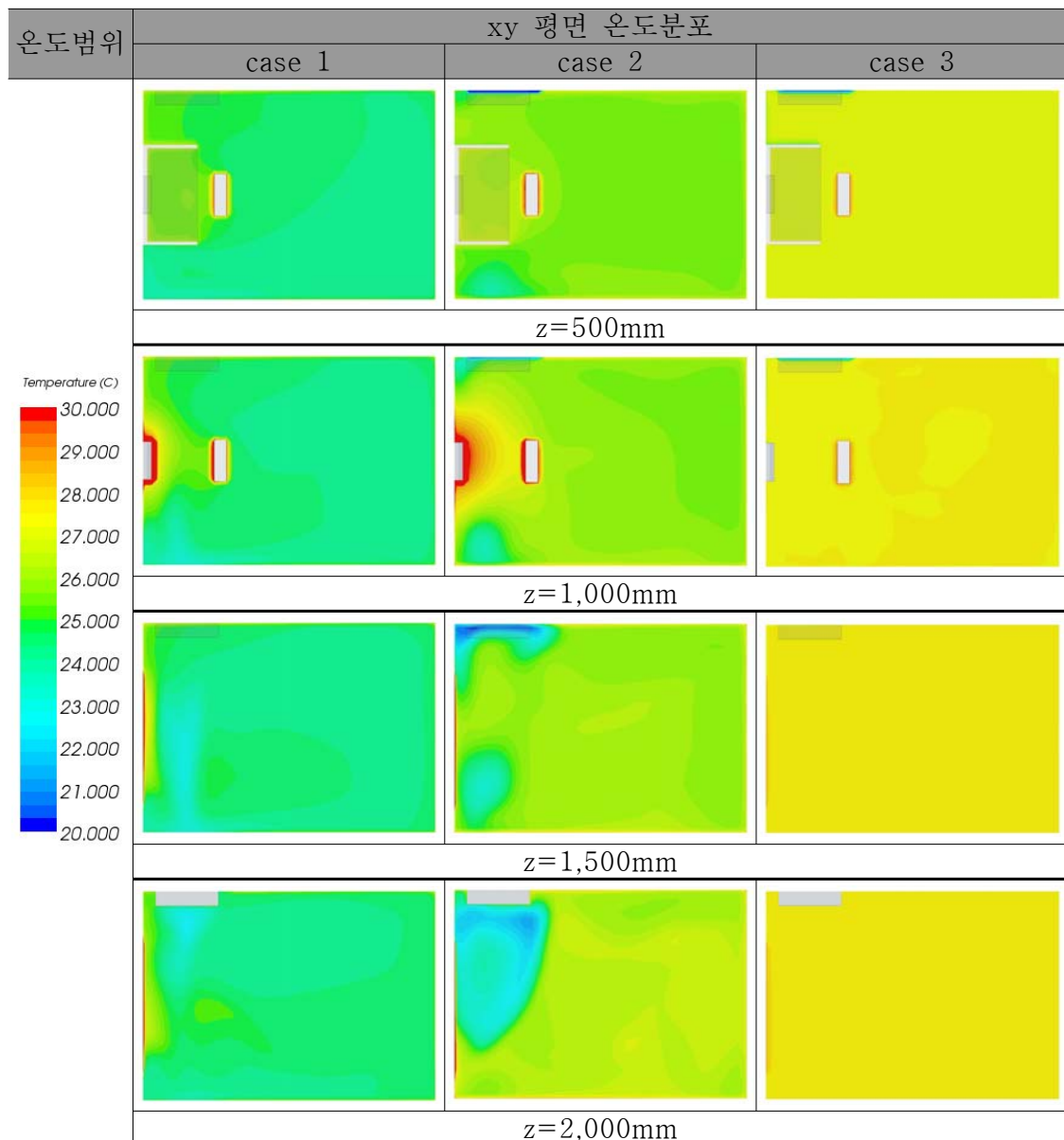


Fig. 3-105 XY평면 온도분포

Table 3-41 CFD 시뮬레이션 결과값

구분	T _{air} [℃]	mrt_dummy [℃]	PMV	PPD
case 1	24.05	27.05	-0.4196	8.70
case 2	25.83	28.79	0.2448	6.25
case 3	27.37	27.03	0.2770	6.61

결과로 얻은 실내 공기온도 평균값(T_{air})와 dummy의 평균복사온도(mrt_dummy)를 기준으로 PMV와 PPD를 계산하였고 세 가지 case에 대한 비교를 위해 그 결과를 Table 3-41에 나타내었다.

평균공기온도의 경우 피크부하 조건인 case 1과 case 2를 비교하였을 때 case 1의 경우가 약 1.8℃ 낮게 나타났다. dummy의 평균복사온도의 경우 세 가지 case 편차가 약 2℃로 나타나 큰 차이를 보이지 않을 것으로 예상된다.

PMV의 경우 일반적으로 그 값이 -0.5~0.5 사이값을 가지면 재실자는 쾌적감을 느끼는 것으로 연구되고 있으며, 본 CFD 해석 결과를 보면 세 가지 case 모두가 쾌적범위 내의 값을 만족하고 있는 것으로 나타났다.

PPD는 불쾌감 지표로서 불쾌감을 느낄 수 있는 사람의 비율을 나타내는 것으로 해석 결과를 보면 case 1의 에어컨 운전의 경우가 가장 높게 나타났으며, 이는 가장 쾌적한 PMV 값인 0을 기준으로 하였을 때 case 2, 3에 비해 그 편차가 크게 나타나고 있기 때문으로 해석할 수 있다. 또한 그 편차는 음의 값으로 나타나기 때문에 재실자는 약간 추운정도의 불쾌감을 느낄 것으로 예상된다.

전체적으로 보았을 때 case 2인 복사냉방+제습 운전의 경우가 가장 양호한 상태의 쾌적지표가 나타나는 것으로 나타났으며, 그 다음으로 case 3의 복사냉방 운전, case 1의 에어컨 운전의 순이다. 다만 부분부하 조건인 case 3의 경우는 실의 부하가 피크부하에 조건의 약 30%일 때 해석 결과이므로 복사냉방기의 복사냉방 부만의 운전으로도 실내를 쾌적한 상태로 유지 할 수 있을 것으로 판단된다.

(2) 에너지 사용량 분석

앞서 하이브리드 복사냉방기 및 대류형 냉방기에 대한 재실측정결과를 바탕으로 현재 대류형 냉방기가 설치되어 있는 측정 대상실을 기준 모델(baseline model)로 삼아 시뮬레이션을 통하여 각 시스템에 대한 연간 에너지 사용량을 비교 검토해 보았다. 이 때 에너지 분석 툴로써 TRNSYS 16을 사용하였으며 시뮬레이션 경계값은 앞서 실행한 건물의 열성능 분석 및 측정을 통한 데이터 값을 이용하였다.

(가) 시뮬레이션 계획

대상 실의 냉난방 부하를 예측하기 위하여 사용한 에너지 분석 툴로써 TRNSYS 16을 선정하였다. TRNSYS는 위스콘신 대학의 태양열 에너지 연구소(solar energy laboratory)에서 1975년 개발한 것으로 태양열 시스템의 동적 시뮬레이션 및 설계를 위해 개발되었다. 현재 ver. 16이 출시되었으며 건물의 동적 열부하계산 이외에도 HVAC 시스템의 해석 및 규모 산정, 제어 시스템의 분석 등에도 용이하게 이용되고 있다.

Fortran으로 짜여진 이 프로그램은 모듈형식의 구조로 구성되어 있어 확장성과 호환성이 뛰어나고, Type 56을 포함하고 있어 TRNBuild를 이용한 멀티존 건물의 모델링도 가능하다. 또한 1차원 유동해석 시뮬레이션 프로그램인 COMIS와 연계될 뿐만 아니라, 건물의 기하학적 형상을 정의하기 위하여 Simcad와 같은 CAD 프로그램과도 연동이 가능하다.

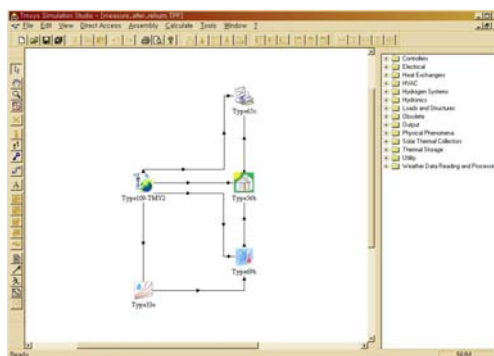


Fig. 3-106 TRNSYS에서의 대상건물 모델링

(나) 기상데이터

연간 부하 및 에너지 분석을 위한 시뮬레이션에서의 기상데이터는 1년 8,760시간의 시간 데이터를 요구한다. 본 건물은 인천에 위치하고 있으나 도시적 기후에서의 연간 냉·난방 부하를 예측하기 위하여 TRNSYS에서 제공하는 서울의 시간별 TMY2(Typical Meteorological Years 2) 기상 데이터를 사용하였다. 이 기상 데이터는 1961년부터 1990년까지 National Solar Radiation Data Base(NSRDB)로부터 도출된 기상 자료로 구성되어 있으며, 정확한 데이터에 기초하고 있기 때문에, 에너지 시스템들의 경제성 분석 시 보다 정확한 거동을 가능하게 할 수 있는 데이터로 이루어져 있는 특징을 가지고 있다.

(다) 시뮬레이션 경계조건

1) 시뮬레이션 대상 공간의 특성 및 외피구성

시뮬레이션 대상 공간은 앞서 측정이 수행되었던 $8.75\text{m}^2(2.5 \times 3.5)$ 넓이에 2.3m의 천장고를 갖는 일반 주택의 하나의 실로 모델링되었다. 서측에 창문이 위치하여 외기에 노출되어 있으며 그 외측 벽면은 다른 실과 접해 있어 벽을 통한 각 실과의 열교환을 통하여 부하 변동에 영향을 미칠 것으로 예상된다. 각 벽면에 대한 열적특성은 대상 실의 실제 도면을 구할 수가 없었기 때문에 일반적인 주택에서의 구성되는 외피와 동일하다고 가정하여 구성하였다. 또한 환기의 경우 법에서 정하고 있는 일반 주택의 최소 환기량인 0.7 ACH로 설정하였으며, 상시 환기가 이루어지는 것으로 가정하였다.

Table 3-42 ~ 3-45는 각 외피 및 내피 그리고 창호의 구성을 나타낸다.

Table 3-42 외벽(서측)의 구성

구성 레이어	밀도 (kg/m ³)	비열 (kJ/kgK)	열전도율 (W/mk)	두께 (m)
시멘트몰탈	2,000	0.790	1.4	0.02
콘크리트	2,200	0.880	1.6	0.1
단열재	30	0.840	0.034	0.065
시멘트벽돌	1,700	0.840	0.6	0.09
시멘트몰탈	2,000	0.790	1.4	0.02

Table 3-43 내벽의 구성

구성 레이어	밀도 (kg/m ³)	비열 (kJ/kgK)	열전도율 (W/mk)	두께 (m)
시멘트몰탈	2,000	0.790	1.4	0.01
시멘트벽돌	1,700	0.840	0.6	0.18
시멘트몰탈	2,000	0.790	1.4	0.01

Table 3-44 내측 슬라브의 구성

구성 레이어	밀도 (kg/m ³)	비열 (kJ/kgK)	열전도율 (W/mk)	두께 (m)
시멘트몰탈	2,000	0.790	1.4	0.01
방수층	1,100	0.920	0.14	0.02
콘크리트	2,200	0.880	1.6	0.10
단열재	30	0.840	0.034	0.05
공기층	1.3	1.0065	0.263	0.20
합판	550	1.300	0.15	0.006

Table 3-45 창문(서측)의 구성

구성 레이어	area (m ²)	U-value (W/m ² K)	G-value	Shading Coefficient
일반유리	1.76	5.46	0.774	0.76

2) 실내 조건 및 실내발열

대상 실의 내부조건 및 스케줄은 일반 주택의 실의 특성에 맞추어 시뮬레이션에서의 권장하는 값을 기준모델에 적용하였다. 시뮬레이션에 적용한 실내 조건값은 Table 3-46과 같이 설정하였다.

Table 3-46 시뮬레이션 설정치

구분	기기발열 (W)	인체발열 (W)	조명발열 (W/m ²)	설정온습도 (℃/%)
실내 설정조건	250	현열(65) 잠열(55)	10	26 / 60

앞서 설정한 재실자, 조명, 기기 및 냉방에 대한 매 시간 일일 스케줄을 기준으로 하여 각 실내 일일 운영 스케줄을 설정하였다. 이때, 다음 표의 각 항의 값들은 전체 사용을 1로 하여 각 시각별 상대적인 값들을 나타낸다. 0시부터 아침 7시까지는 취침시간으로 재실밀도는 높으나 기기 및 조명스케줄이 낮게 나타났으며, 18시~19시의 경우 저녁식사에 따른 기기 및 재실밀도가 낮았고, 19시~24시까지는 모든 부하가 가장 많은 밀도를 갖는 것으로 설정되었다. 냉방의 경우, 24시간 공조가 이루어지는 것으로 가정하였다.

Table 3-47 시뮬레이션 일일 스케줄 설정

구분	기기 스케줄	재실 스케줄
일일 스케줄	기기 스케줄 그래프: Y축은 사용률(0.0~1.0), X축은 시간(hour) 1~23. 0-7시 0.1, 7-9시 0.6, 9-13시 0.2, 13-19시 0.6, 19-24시 1.0.	재실 스케줄 그래프: Y축은 사용률(0.0~1.0), X축은 시간(hour) 1~23. 0-7시 1.0, 7-9시 1.0, 9-13시 0.2, 13-19시 0.6, 19-24시 1.0.
구분	조명 스케줄	냉방스케줄
일일 스케줄	조명 스케줄 그래프: Y축은 사용률(0.0~1.0), X축은 시간(hour) 1~23. 0-7시 0.1, 7-9시 1.0, 9-19시 0.2, 19-24시 1.0.	냉방스케줄 그래프: Y축은 사용률(0.0~1.0), X축은 시간(hour) 1~23. 0-24시 1.0.

3) 대상 공간의 부하계산

TRNSYS를 이용하여 대상 공간을 모델링을 한 후, 시뮬레이션 상에서 구해지는 건물 냉방부하 계산식은 식(150)과 같이 구성되어 있다.

$$C_r \frac{dT_r}{dt} = \dot{Q}_{surf} + \dot{Q}_v + \dot{Q}_{inf} + 0.3\dot{Q}_{spepl} + \dot{Q}_{int} + \dot{Q}_z \quad (150)$$

여기서, C_r 은 실내의 열용량

($C_r = V_r \cdot \rho \cdot C_p$; V_r 실내체적, ρ 실내공기밀도, M 실내 공기의 총 질량)

T_r 실내온도

$\dot{Q}_{surf}$ 창문 및 벽체를 통한 열 손실(열취득)

$\dot{Q}_v$ 환기에 의한 열 손실(열취득)

$\dot{Q}_{inf}$ 침입공기에 의한 열 손실(열취득)

$\dot{Q}_{spepl}$ 인체발열에 의한 열취득

$\dot{Q}_{int}$ 내부기기에 의한 열취득

$\dot{Q}_z$ 인접세대와의 열교환

이를 통해 실의 냉방 부하가 계산되어지며, Fig. 3-107는 TRNSYS 상에서의 총 8,760 시간 동안 부하가 계산되는 과정을 나타내고 있다.

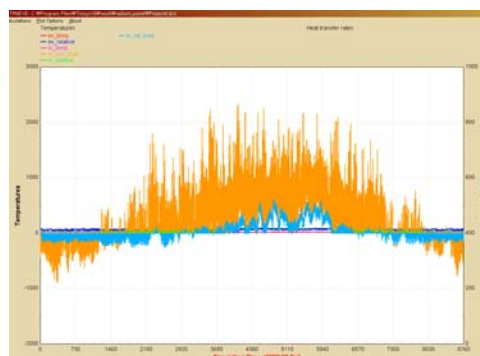


Fig. 3-107 TRNSYS를 통한 건물부하 계산

건물부하 시뮬레이션 결과, 대상 공간의 냉방부하는 다음과 같이 나타났다. 가장 부하가 큰 시간은 오후 4시~5시로 나타났으며, 이는 실내 발열량은 크지 않지만 서측의 외기에 면한 창으로 들어오는 일사부하와 외기온이 높은 오후 시간대의 축열에 의하여 늦은 오후 경에 부하가 크게 발생하는 것으로 예상된다. 밤 시간대는 외기 부하는 크지 않으나 실내 발열량이 커 부하가 전체적으로 크게 나타났으며, 오전 0시~6시경은 외피와 실내에 의한 열취득이 매우 작기 때문에 저부하 상태의 결과를 보였다.

Table 3-48 대상 실의 월별 냉방부하

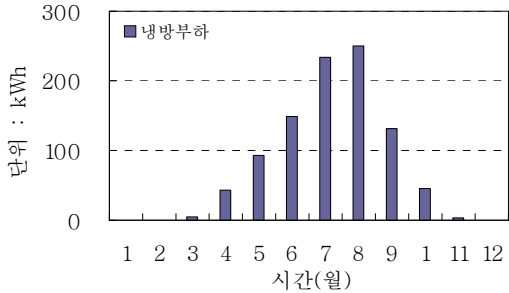
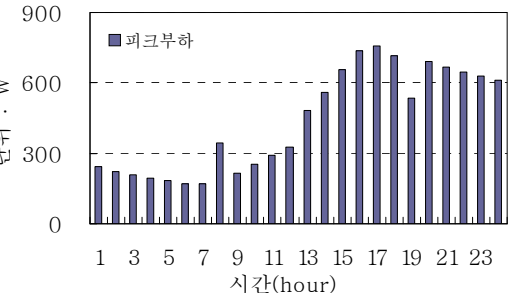
월별 냉방부하						연간 총 냉방부하						
						연간 총 냉방부하 : 954 kWh/year (8월에 가장 많은 냉방부하 발생)						
월	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
kWh	0	0	5	43	94	149	234	250	132	46	3	0

Table 3-49 대상 실의 일일 피크부하

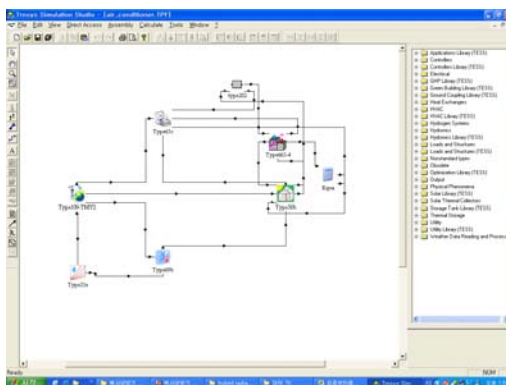
일일 피크부하						시간별 피크부하						
						냉방 피크부하 : 758 W (8월 27일 오후 4시경 발생)						
시간	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
W	243	223	207	195	183	170	170	345	214	253	292	327
시간	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
W	482	560	657	737	758	716	535	691	666	646	628	612

4) 시스템 모델링

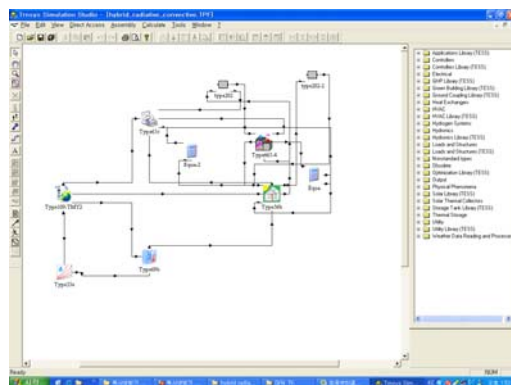
시스템 모델링은 앞서 수행한 재실 측정에서 비교한 시스템과 동일하게 수행하였다. 룸에어컨은 기존 재실 측정에서 실측한 것과 같이 1,600W 냉각용량으로 설정하였으며, 압축기 효율(COP)은 룸에어컨의 시방대로 3.0으로 가정하였다. 복사-대류 병용 하이브리드 냉방기는 복사부 200W, 대류부 800W의 냉각용량으로 설정하였으며, 하이브리드 냉방기의 복사부는 active layer로 설정하여, 평균 냉매 증발온도를 10℃로 설정하였으며, 복사부 압축기의 에너지 사용량은 실험실 챔버 내에서 복사부 압축기의 효율 실측값인 1.7과 함께 부분부하를 고려하여 복사부 압축기 효율 값을 1로 가정하여 복사부가 제거한 열량을 에너지 사용량으로 환산한 값으로 설정하여 2회의 시뮬레이션을 수행하였다.

한편 하이브리드 냉방기의 대류부 압축기 효율(COP)은 실험실 챔버내에서의 실측에서는 2.11 정도를 측정되었으나 개선을 통해 룸 에어컨 수준과 유사한 정도인 압축기 효율로 성능 개선이 가능할 것이라는 가정하에 2.8로 설정하였다.

아래 그림은 TRNSYS에서 모델링된 건물과 시스템의 화면을 보여준다.



룸에어컨 모델링



하이브리드 냉방기 모델링

Fig. 3-108 TRNSYS 시스템 모델링 화면

(라) 에너지 시뮬레이션 결과

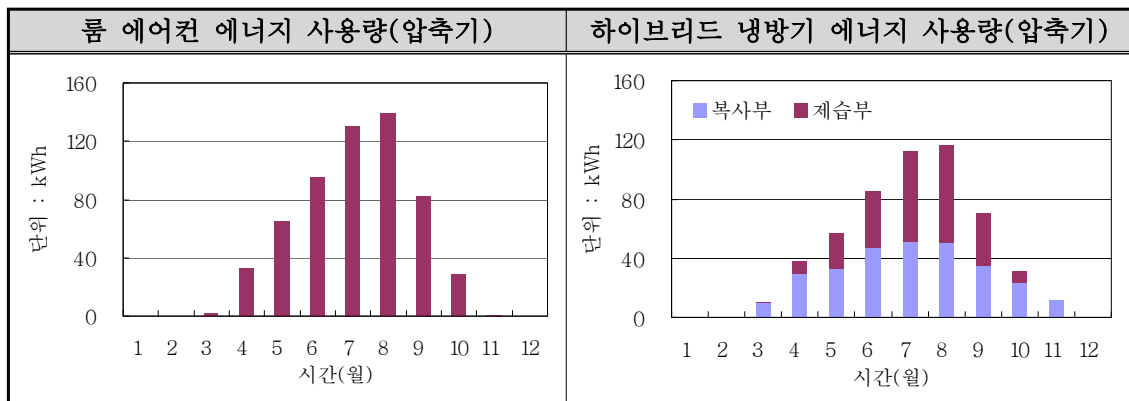
1) 하이브리드 냉방기 복사부 압축기 효율을 1로 가정한 경우

다음에서 보는 표는 앞서 설정한 시뮬레이션 조건에 따라 룸에어컨과 하이브리드 냉방기의 에너지 시뮬레이션을 수행한 결과를 보여준다. 시뮬레이션 조건에서 다른 조건은 동일하며 하이브리드 냉방기 복사부 압축기 효율을 1로 가정하여 시뮬레이션을 수행하였다.

연간 냉방에너지 사용량 측면에서 하이브리드 냉방기는 533 kWh를 소비하여 기존 룸 에어컨 에너지 소비량인 579 kWh에 비해 약 8% 정도의 연간 냉방 에너지 소비량 절감을 보이는 것으로 나타났다.

시뮬레이션 조건에서 설정한 실의 연간 부하값이 954 kWh 인 것으로 나타났으므로, 기존 룸에어컨은 연간 압축기 평균 효율(COP)이 1.65 정도인 것으로 나타났으며, 하이브리드 냉방기는 연간 압축기 평균 효율(COP)이 1.79 정도인 것으로 나타났다.

Table 3-50 시스템 에너지 사용량(하이브리드 냉방기 복사부 압축기 효율 1)



룸 에어컨 월 에너지 사용량(kWh)

579 kWh/year

월	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
값	0	0	2	33	65	96	131	139	83	29	1	0

하이브리드 냉방기 월 에너지 사용량(kWh)

533 kWh/year

월	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
복사	0	0	10	29	33	47	52	51	35	23	12	0
제습	0	0	0	8	24	38	61	66	36	8	0	0

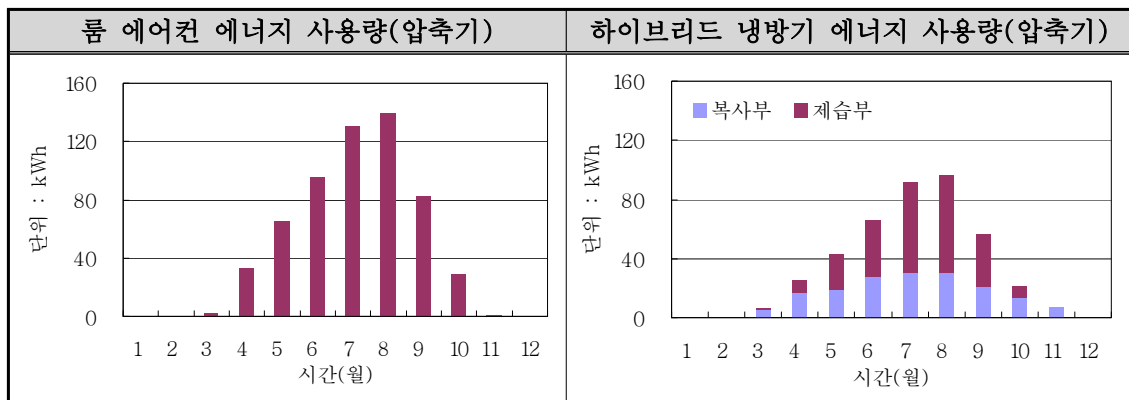
2) 하이브리드 냉방기 복사부 압축기 효율을 측정값인 1.7로 가정한 경우

다음에서 보는 표는 앞서 설정한 시뮬레이션 조건에 따라 룸에어컨과 하이브리드 냉방기의 에너지 시뮬레이션을 수행한 결과를 보여준다. 시뮬레이션 조건에서 다른 조건은 동일하며 하이브리드 냉방기 복사부 압축기 효율을 측정값인 1.7로 설정하여 시뮬레이션을 수행하였다.

연간 냉방에너지 사용량 측면에서 하이브리드 냉방기는 413 kWh를 소비하여 기존 룸 에어컨 에너지 소비량인 579 kWh에 비해 약 29% 정도의 연간 냉방 에너지 소비량 절감을 보이는 것으로 나타났다.

시뮬레이션 조건에서 설정한 실의 연간 부하값이 954 kWh 인 것으로 나타났으므로, 기존 룸에어컨은 연간 압축기 평균 효율(COP)이 1.65 정도인 것으로 나타났다으며, 하이브리드 냉방기는 연간 압축기 평균 효율(COP)이 2.3 정도인 것으로 나타났다.

Table 3-51 시스템 에너지 사용량(하이브리드 냉방기 복사부 압축기 효율 1.7)



룸 에어컨 월 에너지 사용량(kWh) 579 kWh/year

월	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
값	0	0	2	33	65	96	131	139	83	29	1	0

하이브리드 냉방기 월 에너지 사용량(kWh) 413 kWh/year

월	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
복사	0	0	6	17	20	28	30	30	21	14	7	0
제습	0	0	0	8	24	38	61	66	36	8	0	0

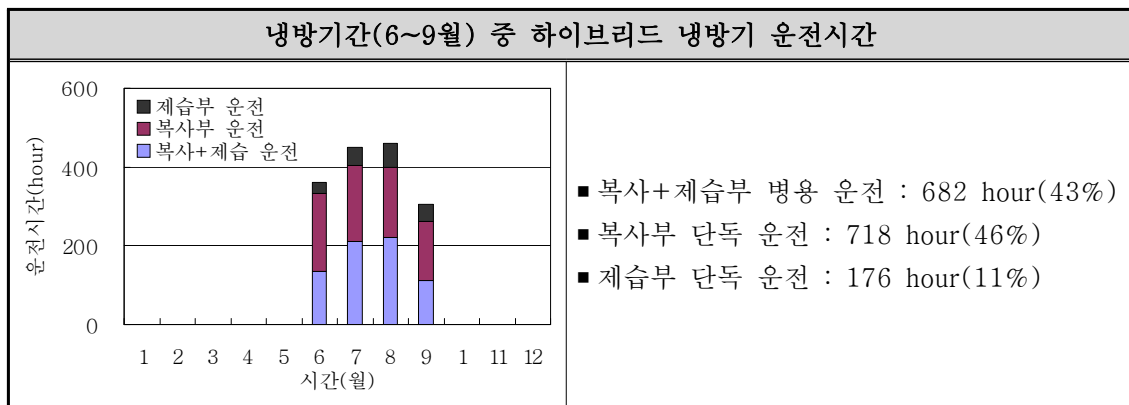
3) 에너지 시뮬레이션 결과

상기 하이브리드 냉방기의 복사부 압축기 효율을 달리하여 수행한 시뮬레이션 결과에서 보는 바와 같이 기존 제습부(대류냉방)의 효율을 2.8로 상승시킬 수 있다는 전제하에서 하이브리드 냉방기의 에너지 소비량은 결과적으로 복사부의 압축기 효율에 따라 상당부분의 에너지 소비량 차이가 발생할 수 있음을 확인하였다.

아래 표는 이러한 결과를 간접적으로 확인할 수 있는 것으로 하이브리드 냉방기의 냉방기간 중 냉방부하가 커 실제로 냉방운전이 수행될 것으로 판단되는 6~9월까지 기간동안 하이브리드 냉방기의 복사부와 제습부의 운전시간을 나타내었다.

실제로 제습부의 운전시간(858시간)보다는 복사부의 운전시간(1400시간)이 약 60% 이상 많은 것으로 나타나며, 이는 결과적으로 제습부의 효율이 일정한 수준(COP를 기준으로 2.8 정도)에 있다는 전제하에 복사부의 압축기 효율이 전체적인 하이브리드 냉방기의 에너지 사용량에 큰 영향을 미칠 수 있음을 시사한다.

Table 3-52 하이브리드 냉방기 운전 시간



한편 하이브리드 냉방기가 운전되는 상태에서 복사부가 부분부하 상태에서 운전되는 시간도 존재하기 때문에 시뮬레이션 대상 공간의 부하 분석 결과를 검토하여 부하가 복사부 설정 용량인 200 W 보다 작은 경우와 그 이상인 경우의 시간 비율을 산정해 본 결과 시뮬레이션 대상 공간에서 냉방부하가 200 W 미만인 경우는 전체 냉방기간 중 약 47%인 것으로 확인되었다.

결과적으로 시뮬레이션 대상 공간에서 하이브리드 냉방기의 복사부의 압축기

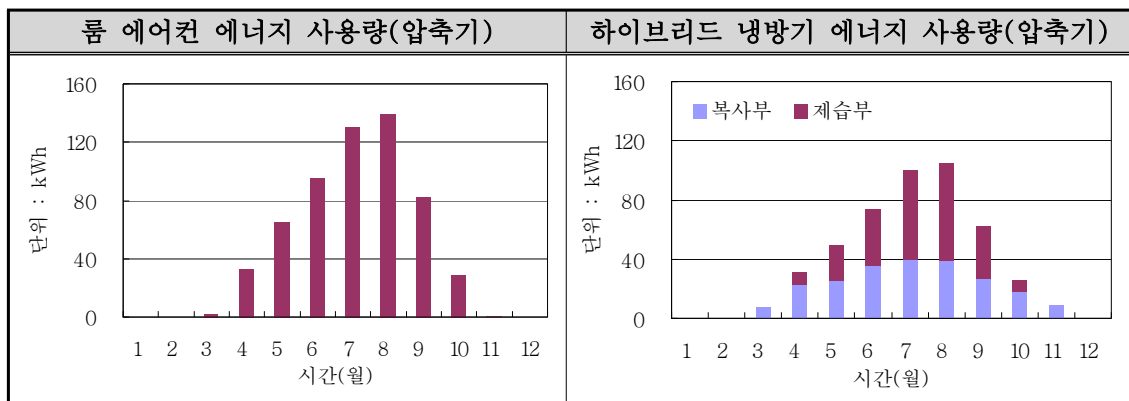
운전 효율(COP)은 대상 공간의 부하 조건을 감안해 볼 때 약 1.3 정도로 판단해 볼 수 있다.

따라서 최종적으로 본 하이브리드 냉방기의 복사부 압축기 효율을 1.3으로 가정하여 시뮬레이션을 수행할 경우 다음 표와 같은 결과를 도출할 수 있다.

연간 냉방에너지 사용량 측면에서 하이브리드 냉방기는 465 kWh를 소비하여 기존 룸 에어컨 에너지 소비량인 579 kWh에 비해 약 20% 정도의 연간 냉방 에너지 소비량 절감을 보이는 것으로 나타났다.

시뮬레이션 조건에서 설정한 실의 연간 부하값이 954 kWh 인 것으로 나타났으므로, 기존 룸에어컨은 연간 압축기 평균 효율(COP)이 1.65 정도인 것으로 나타났으며, 하이브리드 냉방기는 연간 압축기 평균 효율(COP)이 2.0 정도인 것으로 나타났다.

Table 3-53 시스템 에너지 사용량(하이브리드 냉방기 복사부 압축기 효율 1.3)



룸 에어컨 월 에너지 사용량(kWh) 579 kWh/year

월	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
값	0	0	2	33	65	96	131	139	83	29	1	0

하이브리드 냉방기 월 에너지 사용량(kWh) 465 kWh/year

월	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
복사	0	0	8	22	26	36	40	39	27	18	9	0
제습	0	0	0	8	24	38	61	66	36	8	0	0

(3) 경제성 분석

에너지 사용량 분석을 통해 검토한 룸에어컨과 하이브리드 냉방기의 에너지 소비량을 기준으로 에너지 사용비용을 산출하고 각 시스템의 초기투자비와 유지관리 비용 등을 고려하여 경제성 분석을 수행하였다.

본 경제성 분석은 UPV(Annually Recurring Uniform Present Value)방식으로 수행하였으며 UPV 방식은 매년 같은 형태로 발생하는 미래의 비용을 현재의 가치로 환산하는 방식으로, 다음의 수식에 의해서 산정된다.

$$PV = A_0 \times \frac{1}{(1+d)^1} + A_0 \times \frac{1}{(1+d)^2} + \dots + A_0 \times \frac{1}{(1+d)^n}$$

$$PV = A_0 \times \sum_{t=1}^n \frac{1}{(1+d)^t} = A_0 \times \frac{(1+d)^n - 1}{d(1+d)^n} \quad (151)$$

여기서, PV : 현재가치

A0 : 미래 발생비용

d : 할인율

n : 경과년수

(가) 분석 기준 설정

1) 이자율

화폐는 시간이 흐름에 따라 가치가 달라진다. 건축물의 총비용계산에서 화폐의 시간가치가 중요한 이유는 고정자산(건축물)에 대한 투자는 현시점에서 이루어지지만 투자된 자산을 이용하여 그 대가로 얻는 수익은 미래에 실현되기 때문이다.

미래에 발생하는 비용은 현재의 비용과 같지 않으며, 화폐에는 시간적 가치가 있다는 것이 원칙이다. 현재의 화폐가 생산적인 일에 투자될 경우 미래에 이 화폐에 의해 발생한 재화는 현재의 화폐의 양보다는 더 많아지게 된다. 그러므로 현재 가치를 미래가치로 환산할 때는 이자율을 적용하고 미래가치를 현재가치로 환산할

때는 할인율을 적용한다. 다음 이자율 표는 최근 10년간의 시중 금리를 나타낸다. 지표가 될 수 있는 3개 항목의 평균 금리는 7.27%로 나타났다. IMF 직후인 1998년 초에는 전체적으로 금리 평균이 13.89%로 높았으나, 이후 점점 낮아져 2006년도에는 평균 금리 4.83%를 보이고 있다.

본 분석에서는 통계청에서 발표한 주요경제지표 중에서 금리의 지표가 될 수 있다고 판단되는 3개 항목 중 국고채(5년) 수익률의 최근 10년간 평균 금리인 7.37%를 이자율로 적용하였다.

Table 3-54 이자율 추이

구분 년도	시중은행 정기예금금리(%)	국고채(5년) 수익률(%)	회사채(AA-) 수익률(%)	평균 금리(%)
1997	10.59%	12.17%	13.39%	12.05%
1998	13.39%	13.18%	15.10%	13.89%
1999	7.05%	8.59%	8.86%	8.17%
2000	7.08%	8.67%	9.35%	8.37%
2001	5.46%	6.21%	7.05%	6.24%
2002	4.76%	6.26%	6.56%	5.86%
2003	4.15%	4.76%	5.43%	4.78%
2004	3.75%	4.35%	4.71%	4.27%
2005	3.57%	4.52%	4.69%	4.26%
2006	4.36%	4.96%	5.17%	4.83%
평균	6.42%	7.37%	8.03%	7.27%

2) 물가상승률

대안의 경제성을 비교할때에 물가상승률을 고려하는 경우와 고려하지 않는 경우에 대안평가의 우선순위가 달라질 수도 있기 때문에 분석과정에서 이를 고려하는 것이 필수적이다. 일반적으로 물가상승률을 측정하는데 사용되는 소비자물가지수를 이용하여 과거 데이터를 통해 미래를 예측하고 분석에 적용한다. 다음 물가상승률 추이 표는 최근 10년간의 소비자물가지수를 토대로 구한 소비자 물가상승률을 나타낸다. IMF 직후인 1998년에 7.51%를 나타낸 이후 점차 안정되어 2006년도에는 2.2%를 보여 10년 평균으로 3.39%의 물가상승률을 보이고 있다.

본 분석에서는 통계청에서 발표한 주요 경제지표 중에서 최근 10년간의 소비자 물가상승률 평균인 3.39%를 적용하였다.

Table 3-55 물가상승률 추이

년도	소비자 물가지수	소비자 물가상승률(%)
1997	76.569	4.44%
1998	82.322	7.51%
1999	82.991	0.81%
2000	84.866	2.26%
2001	88.317	4.07%
2002	90.757	2.76%
2003	93.946	3.51%
2004	97.320	3.59%
2005	100.00	2.75%
2006	102.200	2.20%
평균	89.93	3.39%

3) 할인율

서로 다른 시점에서 발생하는 비용을 기준이 되는 동일한 시점에서 비교할 수 있도록 조정하기 위하여 할인율을 적용한다. 일반적으로 말하는 할인율과 동일하게 사용되는 용어가 실질이자율이다. 실질이자율은 시장의 금리와 물가상승률을 조합하여 실질적인 화폐의 가치변화를 나타낸다. 실질이자율을 구하는 공식은 다음과 같다.

$$i = \frac{1 + i'}{1 + j} - 1$$

여기서, i : 실질이자율
 i' : 이자율
 j : 물가상승률

그러므로, 통계청에서 발표한 이자율과 물가상승률을 이용하여 계산한 실질이자율은 3.85%가 된다.

$$i = \frac{1 + 0.0737}{1 + 0.0339} - 1 = 0.0385$$

4) 내용 년수

건물의 내용년수는 건물이 본래의 목적으로써 사용할 수 없게 되기까지의 경과년수를 말한다. LCC 분석에 있어서 내용년수의 결정은 LCC 분석기간의 결정을 의미할 수 있다. 분석기간은 대안의 경제성 분석에 많은 영향을 미치는 요인중의 하나로서 신중히 결정할 필요가 있다. 다음 표는 법인세법 시행규칙의 ‘건축물등의 기준내용연수 및 내용년수범위표’로 소득세나 법인세를 산출시 자산에 대한 감가상각을 계산하기 위하여 사용되어진다.

Table 3-56 법인세법에 의한 내용년수

구분	기준내용연수 및 내용연수범위(하한~상한)	구조 또는 자산명
1	5년 (4년~6년)	차량 및 운반구, 공구, 기구 및 비품
2	12년 (9년~15년)	선박 및 항공기(어업, 운수업, 기계장비 및 소비용품 임대업에 사용되는 선박 및 항공기를 제외한다)
3	20년 (15년~25년)	연와조, 블럭조, 콘크리트조, 토조, 토벽조, 목조, 목골모르타르조, 기타조의 모든 건물(부속설비를 포함한다)과 구축물
4	40년 (30년~50년)	철골·철근콘크리트조, 철근콘크리트조, 석조, 연와석조, 철골조의 모든 건물(부속설비를 포함한다)과 구축물

5) 초기투자비 산정기준

초기투자비는 LCC 분석의 적용범위에 따라 전체를 검토하는 경우와 부분을 검토하는 경우의 두 가지 형태의 비용항목으로 분류할 수 있다. 전체를 검토하는 경우에는 설계비, 건설공사비, 간접비, 제세공과금 등 모든 비용이 포함되지만, 부분

을 검토하는 경우에는 각 시스템을 구성하기 위하여 소요되는 재료비, 노무비, 경비가 포함된다. 본 분석에서는 부분을 구성하는 각 대안에 대하여 LCC를 검토하므로 후자의 비용만을 초기투자비 항목에 포함하여 검토한다.

6) 유지관리비 산정기준

유지관리비는 크게 구조물의 일상적인 보전을 위한 운용관리비와 구조물을 구성하는 재료의 손상이나 교체주기에 의해 발생하는 보수교체비로 구분할 수 있다.

보수 교체비는 초기건설비에 대하여 보수율과 보수주기, 교체주기를 고려하여 산정한다. 건물의 주요부분에 대한 보수·교체주기와 보수율에 대한 규정은 건설교통부, 대한주택공사, 일본건축학회 등에서 고시한 기준 등이 있다. 본 분석에서는 건설교통부 고시를 기준으로 누락된 항목에 대하여 기본으로 하여 이중에서 대한주택공사의 기준은 주로 아파트를 대상으로 실시한 설문조사 결과이므로, 본 분석에서는 일본건축학회와 건설교통부에서 고시한 기준과 미국의 “Life Cycle Costing for Design Professionals”의 “유지와 교체견적 데이터”를 병행하여 사용한다.

Table 3-57 열원/공조설비의 법정 내구연수 및 운영관리비 산정기준

구 분		적용내구연수(일본)	ASHRAE 기준	운영관리비 산정기준
열원설비 및 부속장비	빙축시스템	20년	20년	열원/공조설비 유지보수 비율(초기비용 대비) 1. 냉동기 : 0.35% 2. 보일러 : 0.25% 3. 공조필터 : 0.30% 4. 냉매보급 : 0.15% 5. 냉각탑 : 0.11% 6. 공조기 : 0.22% 7. 기타 : 0.12%
	흡수식 냉온수기	15년	15년	
	냉동기	15년	23년	
	보일러	15년	24년	
	펌 프	15년	17년	
	밸 브	15년	15년	
	배관 및 부속재	15년	15년	
공조설비 및 부속장비	냉각탑	15년	20년	계 : 1.5%
	공기조화기	15년	20년	
	덕 트	30년	30년	
	배관 및 부속재	15년	15년	
	VAV	15년	20년	
	FCU	15년	20년	

7) 에너지비용 산정기준

총 생애주기 동안 사용되는 에너지비용을 산정하기 위해서는 해당 건물에서 1년간 사용되는 연간 에너지소비량을 산정하는 것이 필요하다. 연간 에너지소비량을 산정하기 위해서 동적 열부하산정법(Transfer Function Method)을 바탕으로 한 정밀 시뮬레이션 프로그램인 TRNSYS 프로그램을 사용하였다. 시뮬레이션을 통해 산정한 에너지 사용량에 다시 에너지 단가를 곱하여 최종적으로 에너지 비용을 산정하였다.

에너지 비용 산정을 위해 본 LCC분석에서 사용한 에너지 단가는 다음 표에서 보는 바와 같다. 표에서 보는 바와 같이 세대 에너지 사용량을 냉방기간 이외에는 200~300kWh 사용량을 기준으로 산정하였으며, 냉방기간에는 300~400kWh 사용량을 기준으로 에너지 단가를 적용하였다.

Table 3-58 에너지 단가 (2008년 11월 현재 서울 지역 기준)

에너지 유형	선택 체계	사용량	기본 요금	전력 단가	비고
전기	주택용 저압 전력	201~300 kWh	3,420 원	248.6 원	10~4월
		301~400 kWh	1,430 원	168.3 원	5~9월

8) 폐기 처분비 산정 기준

폐기처분비는 구조물의 해체와 폐기물 처리에 소요되는 폐기비와 잔존가치가 남은 시스템의 매각으로 발생하는 수입인 처분비로 구성된다. 따라서 폐기처분비는 폐기비용에서 처분비용을 제외한 비용이 된다. 본 분석에 있어서 폐기처분비는 상대적으로 과소하므로 제외한다.

(나) 경제성 분석

1) 대안 설정

경제성 분석을 위한 시스템 대안 설정은 다음과 같다.

1 안(적용안)	2 안(대안)
하이브리드 냉방기 (냉방용량을 기준으로 복사부 200 W, 제습부 800 W)	룸 에어컨 (냉방용량을 기준으로 1600 W)

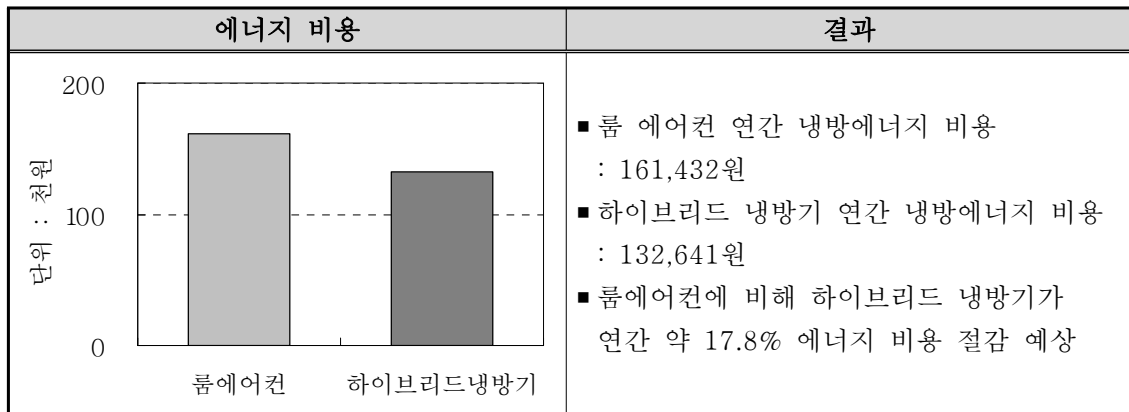
2) 초기투자비 산정

경제성 분석을 위한 초기투자비 산정을 위해 각 시스템 대안별 장비가격을 선정하였다. 하이브리드 냉방기의 초기투자비는 실제 시작품 제작을 위해 소요된 비용을 계상하였으며, 향후 시제품 수준의 제품 양산 시점에서는 시작품 제작비용 보다 다소 저렴해질 것으로 예상된다.

대안		초기투자비
1 안 (적용안) : 하이브리드 냉방기		1,707 천원
장비내역	실외기 팬	244 천원
	실내기 팬	90 천원
	압축기1 (800 W)	139 천원
	압축기2 (200 W, DC 모터 적용)	344 천원
	복사패널	890 천원
2 안 (대안) : 룸에어컨		560 천원
장비내역	룸에어컨(1,600 W)_	560 천원

3) 에너지 비용 산정

하이브리드 냉방기와 룸에어컨의 에너지 비용은 다음과 같다. 각 시스템의 에너지 비용은 앞서 검토한 에너지 사용량 분석에서 도출한 에너지 사용량을 근거로 주택용 저압 전력을 기준으로 에너지 비용을 산출하였다.



월	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
룸에어컨	0	0	2	7	20	27	36	38	24	6	2	0
하이브리드 냉방기	0	0	3	7	16	22	28	30	19	6	3	0

4) 연간 유지관리비 산정

각 시스템 대안별 연간 유지관리비는 경제성 분석을 위한 조건설정 기준에서 냉동기, 필터, 냉매충전의 항목에 대한 평균값인 연간 초기투자비용의 0.3%에 해당하는 비용으로 다음과 같이 산정하였다.

구분	1안 : 하이브리드 냉방기	2안 : 룸 에어컨
연간 유지보수비	51 천원	17 천원

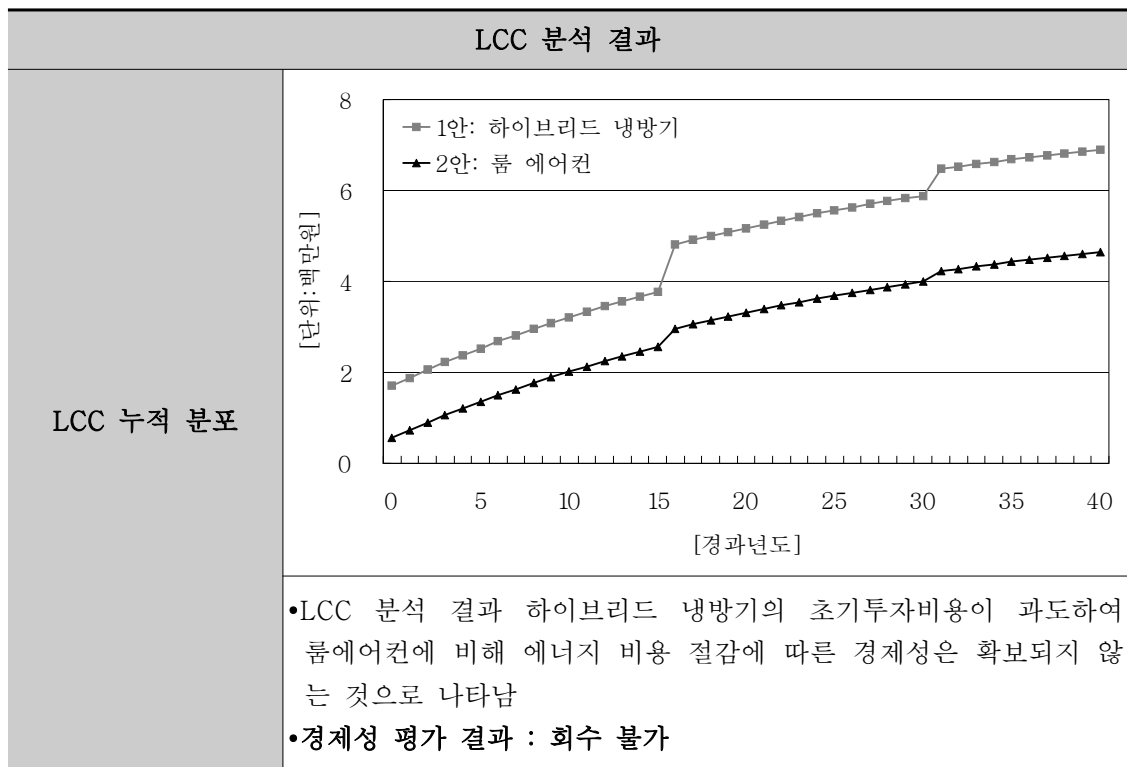
5) 장비 교체비 분석

각 시스템 대안별 보수교체주기는 15년으로 하였으며 15년, 30년 후의 미래에 발생하는 장비 교체비를 현재가로 환산하여 다음과 같이 산정하였다.

구분		1안 : 하이브리드 냉방기	2안 : 룸에어컨
장비 교체비	15년	933 천원	306 천원
	30년	529 천원	174 천원
합계		1,462 천원	480 천원

6) 경제성 분석 결과

구분	1안 : 하이브리드 냉방기	2안 : 룸에어컨
초기투자비	1,707 천원	560 천원
총 에너지 비용	2,692 천원	3,259 천원
총 유지보수비	1,037 천원	340 천원
총 장비교체비용	1,462 천원	480 천원
총생애주기비용	6,898 천원	4,639 천원



(다) 민감도 분석

현재 하이브리드 냉방기 시작품의 초기투자비용이 너무 과도하여 기존 룸에어컨에 비해 경제성이 없는 것으로 판단되므로 향후 시제품 출시를 위해서는 제품의 단가를 낮추어야 기존 룸에어컨과 비교하여 경제성을 가질 수 있을 것으로 판단된다. 물론 현재 하이브리드 냉방기 시제품의 성능 개선에 따른 에너지 비용 절감의 노력도 있어야 하겠지만 하이브리드 냉방기의 용량이 크지 않은 상태에서는 성능 개선을 통해 절감할 수 있는 에너지 비용이 초기투자비에 비해 큰 효과를 가질 수는 없을 것으로 사료된다. 따라서 본 민감도 분석에서는 현재 하이브리드 냉방기의 복사부 성능개선(복사부 압축기 효율 1.3에서 압축기 효율 1.7로 상승)에 대한 민감도 분석을 기본으로 시작품 단계에서의 단가를 기준으로 룸 에어컨과 비교하여 경제성을 갖기 위해서는 어느 정도의 초기투자비 절감이 필요할 것인지에 대해 민감도 분석을 수행하였다.

1) 민감도 분석대안 설정

민감도 분석을 위한 대안 설정은 다음과 같다.

구 분	1안 : 하이브리드 냉방기	2안 : 룸 에어컨
복사부 압축기 효율 향상	1.7	—
복사부 압축기 효율 향상 + 하이브리드 냉방기 원가 절감	1,365 천원(시작품 단가의 80%)	560 천원
	1,024 천원(시작품 단가의 60%)	
	682 천원(시작품 단가의 40%)	
	800 천원(시작품 단가의 47%)	

2) 민감도 분석 결과

구 분	민감도 분석		결 과
복사부 압축기 효율 향상 (COP 1.7)		경제성 없음	
하이브리드 냉방기 원가 절감 (80%수준)		경제성 없음	
하이브리드 냉방기 원가 절감 (60%수준)		경제성 없음	
하이브리드 냉방기 원가 절감 (40%수준)		•경제성 확보 •회수기간 : 4년 •하이브리드 냉방기 : 682 천 원 •룸 에어컨 : 560 천원	
하이브리드 냉방기 원가 절감 (47%수준)		•경제성 확보 •회수기간 : 9년 •하이브리드 냉방기 : 800 천원 •룸 에어컨 : 560 천원 •기존 룸 에어컨 대비 경제성을 갖기 위한 하이브리드 냉방기 단가 상한선은 800천 원 내외인 것으로 판단됨	

민감도 분석 결과 하이브리드 냉방기의 복사부 압축기 성능을 개선하여 효율 1.7인 상태에서 하이브리드 냉방기의 제품가격을 800,000원 이내(기존 룸 에어컨 대비 42.8% 증가)에서 설정하여야 룸 에어컨에 비해 경제성을 가질 수 있을 것으로 판단된다.

8. 결 론

본 연구에서는 기존의 에어컨이 가지는 문제점들을 해결하고 실내 쾌적감을 획기적으로 개선할 수 있는 소용량 국부 복사-대류 병용 하이브리드 냉방기를 개발하고자 하였다.

본 하이브리드 냉방기의 기본 개념은 실질적으로 냉방시 공간 전체를 냉방하기 보다는 중점적으로 점유되고 있는 부분만을 국부적으로 냉방하고 제습을 병행 할 경우 실 전체를 냉방하지 않고도 충분히 쾌적한 상태로 유지할 수 있다는 것에서 출발하였다. 필요 부분만을 국부적으로 냉방할 경우 기존 에어컨에 비해 대폭적으로 압축기 용량을 줄일 수 있어 전력 소비를 상당부분 절감할 수 있으며, 복사판넬과 제습부의 운전 방법에 따라 취침운전, 제습운전, 복사-대류 병행 운전 등 다양한 운전모드를 구성할 수 있어 수요자의 요구에 따른 다양한 제어가 가능할 것으로 예상된다.

본 연구 과정을 통해 도출한 결과를 요약하면 다음과 같다.

- ① 초기 제안된 본 하이브리드 냉방기의 시스템이 안정성과 부하 대응성 및 응답성에서 문제점이 있을 것으로 판단되어, 복사 판넬부와 제습 증발부 각각에서 압축기와 응축기를 적용하는 시스템 개념을 도출하여 연구를 수행하였다.
- ② 하이브리드 냉방 시스템의 요소부품 해석, 복사냉방 해석 기술등을 정립하고 복사냉방 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다.
- ③ 복사판넬 시작품으로부터 시작하여 총 10차 시작품을 제작하였으며, 제작된 각 시작품 성능시험을 통해 압축기, 냉동사이클, 복사판넬부 배관 부착 방식, 복사판넬부 배관 Pass, 결로수 물받이 등을 개선을 통하여 신 개념의 복사-대류 병용 하이브리드 냉방기를 개발하였다. 또한 하이브리드 냉방기에 대한 성능평가 기술도 정립하였다.

- ④ 하이브리드 냉방기의 냉각성능은 목표치를 대체로 만족한다. 아래 표에 복사 냉방시스템의 성능을 목표치와 비교하였다. 성적계수가 목표치에 못 미치는 것은 본 시스템에 적절한 소용량 압축기가 없기 때문이고 본 과제에서 압축기 자체에 대한 개발은 연구범위가 아니므로 향후 일정 효율이 확보되는 압축기로 대체할 경우 개선 가능할 것으로 사료된다. 소음 문제는 지속적으로 개선해 나갈 예정이다.

항 목	목 표 치	개 발 품
용량 (W)	1000	1277
판넬 냉방능력(m^2 당)	200	376
성적계수	2.5	1.89
소음 (dB)	30	37.3
용량변화 (W)	200~1000	376~1277

- ⑤ 3평 정도의 침실(공부방) 규모에서 부하 분석을 수행한 결과 피크시점에서 냉방 부하가 약 840 W 정도로 나타나 초기 제안된 본 하이브리드 냉방기의 설정 냉방 용량인 1 kW는 타당한 용량인 것으로 나타났다.
- ⑥ 소비자 설문을 실시하여 본 연구를 통해 개발 될 하이브리드 냉방기의 적용성 증대 및 시작성 확보를 위해 소비자가 원하는 하이브리드 냉방기의 디자인 요소 및 적용위치, 요구성능 등을 파악하고 구체적인 하이브리드 냉방기의 개발방향을 정립하였다.
- ⑦ 하이브리드 냉방기를 공동주택 공부방에 적용하고자 할 때 효과적인 냉방을 위한 최적의 설치위치를 파악하기 위한 평면분석을 실시하였고, 이를 바탕으로 CFD를 통해 채실 위치별 쾌적감을 분석하여 적정 설치 위치를 도출하였다.

- ⑧ CFD 분석 결과 피크 조건과 부분 부하 조건 모두 거주역 부분에서 실내 설정 온도 26℃ 이내에 분포하는 것으로 나타본 시스템의 적용 가능성을 확인 할 수 있었다.
- ⑨ 에어컨과 하이브리드 냉방기의 온열쾌적감 및 성능비교를 위해 시작품으로 실제 공부방 규모의 실에서 재실측정을 수행하였고, 재실측정 및 성능측정 자료를 바탕으로 CFD를 통해 하이브리드 냉방기 vs 룸 에어컨의 냉방시의 실내 온열환경을 비교하였다. 실측 및 CFD 분석 결과 하이브리드 냉방기로 기존 룸 에어컨에 비해 보다 안정적인 실내 온열환경 유지가 가능한 것으로 판단되었다.
- ⑩ 실측 및 챔버 성능측정을 바탕으로 에너지 및 경제성 분석을 수행하였으며, 현재 시작품 단계에서는 하이브리드 냉방기의 경제성은 없는 것으로 검토되었다. 그러나 향후 하이브리드 냉방기의 성능개선과 시제품의 단가를 80만원 내외(기존 룸 에어컨 대비 140%)로 출시할 경우 경제성은 확보할 수 있을 것으로 사료된다.

이상과 같이 본 연구를 통해 하이브리드 냉방기의 시작품 개발을 완료하였으며 개발된 시작품의 성능을 챔버 측정, 재실측정, CFD/에너지/경제성 분석 과정을 통해 검증하였으며, 다소간의 성능개선 및 시제품 단가를 개선할 경우 냉방기로의 기능을 수행할 수 있을 것으로 판단된다.

제 4 장 연구개발목표 달성도 및 관련분야에의 기여도

1. 당해연도 연구목표의 달성도

가. 연구개발 수행 진도율

구 분 개발내용	연구 개발 기 간																진도(%)
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
냉동사이클 해석프로그램 개발																	100
주요냉동부품 설계 및 제작																	100
복사냉방판넬 설계 및 제작																	100
하이브리드 냉방기 시작품 제작																	100
성능평가기술개발																	100
시작품 1차 성능평가																	100
건물적용방안 1차 연구																	100
냉동시스템 최적화																	100
복사냉방판넬 최적화																	100
인버터 적용기술 개발																	
전자팽창밸브 적용기술 개발																	
결로를 고려한 시스템 최적화																	100
성능시험 및 분석																	100
건물적용방안 도출																	100
총 진도율																	100

..... 당초계획

————— 실 적

나. 연구개발 목표의 달성도

목 표	달성도 (%)	내 용
냉동사이클 해석프로그램 개발	100%	시뮬레이션 프로그램 개발
주요냉동부품 설계 및 제작	100%	복사 판넬 관련 주요냉동부품 (압축기, 응축기, 팽창장치) 설계 및 제작 완료
복사냉방판넬 설계 및 제작	100%	복사냉방판넬 설계 및 제작 완료
하이브리드 냉방기 시제품 제작	100%	복사 냉방 시스템 시제품 제작
성능평가기술개발	100%	성능평가기술 개발
시제품 1차 성능평가	100%	복사 냉방 시스템 시제품 성능평가
건물적용방안 1차 연구	100%	부하 및 CFD 분석을 통한 하이브리드 냉방기 용량 설정 및 적용 가능성 검토
냉동시스템 최적화	100%	성능시험을 통한 냉동시스템 최적화
복사냉방판넬 최적화	100%	성능시험을 통한 복사냉방판넬 최적화
인버터 적용기술 개발	—	압축기 분리 및 팬 제어를 통한 용량 가변적용
전자팽창밸브 적용기술 개발	—	팽창밸브로 대체
결로를 고려한 시스템 최적화	100%	결로수 처리방안 도출
성능시험 및 분석	100%	복사 냉방 시스템 성능시험 및 분석
건물적용방안 도출	100%	복사 냉방 시스템 적용위치 설정, 위치별 재실자 PMV분석, 복사 냉방 시스템 재실 측정

2. 관련분야에의 기여도

본 연구를 통해 소용량 국부 복사-대류 방식의 하이브리드 냉방기 시작품의 주요 부품인 복사 냉방 판넬 시스템에 대한 시작품을 개발하였다. 연구 종료 후에는 하이브리드 냉방기를 보완하여 주거용도 건물에 보급할 계획에 있다. 이러한 소용량 국부 복사-대류 방식의 하이브리드 냉방기는 기존 룸 에어컨에 비해 세균 및 먼지 문제가 적고, 소용량의 연속 복사 냉방에 의한 쾌적한 냉방이 가능하며, 압축기 용량을 획기적으로 줄일 수 있어 에너지 절약적인 냉방을 실현할 수 있으므로 주거용 냉방기로 충분히 활용 가치가 있을 것으로 판단된다.

본 연구를 통해 최종 개발된 복사-대류 방식의 하이브리드 냉방기는 세계 최초의 하이브리드 냉방기로 복사 냉방판넬만을 운전하는 소용량부터 복사+대류냉방 병용의 대용량까지 용량을 가변함으로써 기존 에어컨에 비해 쾌적성, 친환경성, 에너지 절약 등의 장점을 가지고 있다. 본 연구를 통해 이러한 기술이 상용화 될 경우 복사냉방에 대한 많은 기술 발전과 함께 시장 형성이 가능할 것으로 판단된다.

본 연구를 통해 소용량 국부 복사-대류 방식의 하이브리드 냉방기 설계기술이 확립되고 제품 개발이 완료되면 기존 에어컨 시장의 일부를 본 제품으로 대체할 수 있을 것으로 판단된다. 이러한 시장은 기술 개발 시점으로부터 10년 후에는 약 125억원, 15년 후에는 약 190억원 정도의 시장이 형성될 것으로 예상된다.

제 5 장 연구개발결과의 활용계획

1. 연구결과의 활용방안

가. 상용화를 위한 기술 보완 점

복사-대류 방식의 하이브리드 냉방기는 기존 에어컨에 비해 쾌적성, 친환경성, 에너지 절약 등의 장점을 가지고 있으나, 연구를 통해 COP 성능개선, 소음발생 최소화, 판넬 전면적/두께 최소화 등의 기술적 보완 점이 필요하다. 개발 종료 후 이러한 기술적 측면을 보완하고 관련 국내외 학술지에 논문 게재 및 발표, 미디어 매체 등을 통한 제품 홍보를 하여 상용화 될 경우 사회 전반적으로 기존 주거용 냉방기에 대한 인식의 전환과 함께 많은 관심과 수요가 예측되며, 복사냉방에 관한 인식의 전환을 통해 보다 활발한 연구 분위기가 조성되고, 본 기술과 관련되어 많은 기술 발전을 이룰 수 있을 것으로 판단된다.

- 향후 기술 보완 및 보급 계획

목 표	계 획
성능개선(기술 보완)	R-410A/407C 전용 압축기의 복사냉방 시스템 용량 최적화
성능개선(기술 보완)	저소음/회전수 절감 헨 적용 및 판넬 전면적/두께 최소화
논문 게재 및 제품 보급	국내외 학술지에 논문 게재 및 미디어 매체 등을 통한 제품 홍보

(1) COP 성능개선

연구에 적용된 압축기 (R-134a용)는 자체의 성적계수가 1.9 정도로 낮으며 냉방기의 성적계수를 올리기 위해서는 성적계수가 높은 압축기(R-410A/407C용) 적용이 필수적이다. 본 연구의 소용량(복사판넬 냉각능력 200W)의 경우 R-410A/407C 압축기가 개발되어 있지 않아 목표를 달성하는데 한계가 있었다.

그러므로 개발 완료된 기존 R-410A/407C 전용 압축기와 냉방기의 최적화(전체 냉방기의 용량을 증대 시키는 방법 등)를 통해 냉방기의 성능개선을 향상할 수 있도록 하겠다.

(2) 소음 발생량의 최소화

본 연구에 적용된 팬의 경우 복사-대류 하이브리드 냉방기에 최적화 된 전용 팬이 아닌 기성품을 활용하여 Cross-Flow Fan을 적용하였기 때문에 소음이 다소 높게 나타났다. 이것은 냉방용량 및 기류흐름으로 인한 공소음 발생으로 인한 것이며 소음저감을 위하여 기구설계측면에서의 연구를 선행 할 것이며, 적극적인 팬업체와의 공동연구 또는 협의를 통하여 향후 저소음 팬 적용 또는 회전수 저감 등을 통하여 소음 발생량을 최소화 할 계획이다.

(3) 판넬 전면적/두께 최소화

판넬의 냉각능력은 376 W/m^2 으로 200 W 냉각을 위해서는 판넬의 면적을 0.54 m^2 으로 줄일 수 있는 여지가 있지만, 376 W/m^2 은 판넬에 제습이 동시에 일어났을 때 얻어지는 값으로 실내가 건조하여 제습이 일어나지 않는다면 그 값이 현저히 줄어들 것이다. 판넬 전면적과 냉방기의 두께를 줄이는 문제도 제습증발기 및 팬 사양을 고려하여 적극 검토하도록 하겠으며 판넬 전면적을 줄임으로써 과생되는 문제점 등을 종합적으로 검토하여 최소한 면적을 확립할 계획이다.

나. 연구결과의 활용방안

본 연구 결과를 통해 소용량 국부 복사-대류 방식의 하이브리드 냉방기 시작품을 완성하고 연구 종료 후에는 이를 상용화하여 시제품을 제작함으로써 주거용도 건물에 보급할 계획에 있다. 이러한 소용량 국부 복사-대류 방식의 하이브리드 냉방기는 기존 룸 에어컨에 비해 세균 및 먼지 문제가 적고, 소용량의 연속 복사 냉방에 의한 쾌적한 냉방이 가능하며, 압축기 용량을 획기적으로 줄일 수 있어 에너지 절약적인 냉방을 실현할 수 있으므로 주거용 냉방기로 충분히 활용 가치가 있을 것으로 판단된다.

한편, 침실, 공부방, 서재 등의 주거 건물 이외에도 사무용 건물, 고시원 등의

업무시설에서 이러한 하이브리드 냉방기를 업무 용도에 맞게 보완하여 개발할 경우 기존 사무용 건물의 에너지 사용량을 획기적으로 절감하면서 개별 공조 개념을 적용할 수 있어 보다 양호한 실내 온열 환경을 제공해 줄 수 있을 것으로 기대된다.

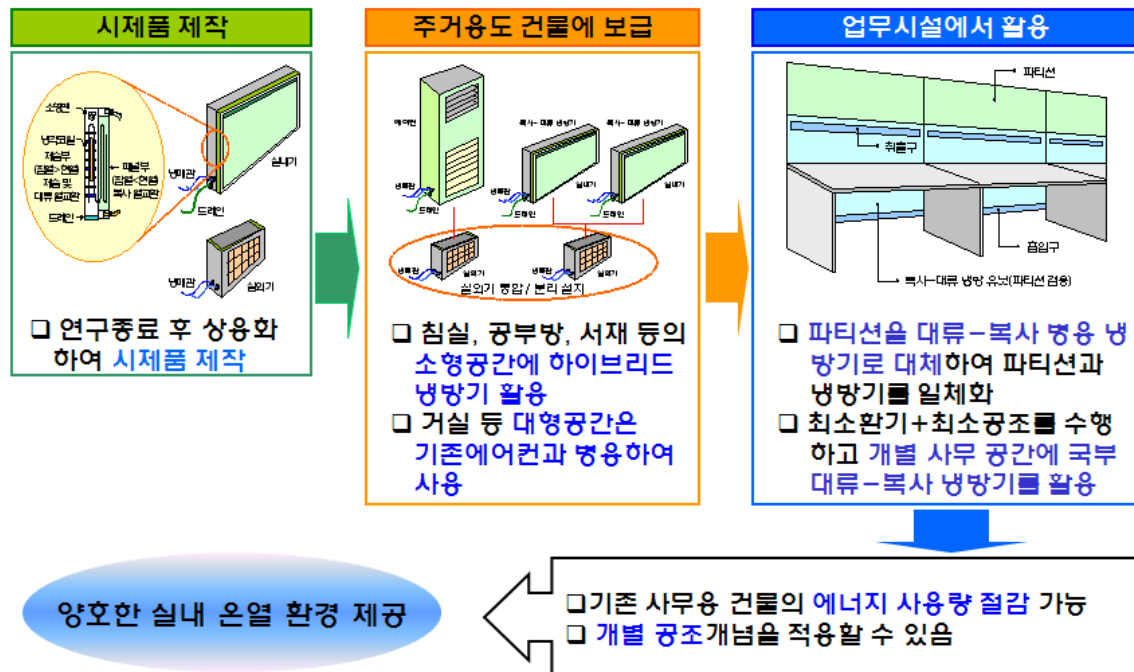


Fig. 5-1 복사-대류 냉방 활용 개략도

(1) 기술적 측면

앞서 언급된 바와 같이 본 복사-대류 방식의 하이브리드 냉방기는 기존 에어컨에 비해 쾌적성, 친환경성, 에너지 절약 등의 장점을 가지고 있다. 본 연구를 통해 이러한 기술이 상용화 될 경우 사회 전반적으로 기존 주거용 건물 이외에도 사무용 건물, 고시원 등의 업무시설에서 파티션 등 하이브리드 냉방기를 업무 용도에 맞게 보완/수정하여 복사냉방에 관한 인식의 전환을 통해 보다 활발한 연구 분위기가 조성되고, 본 기술과 관련되어 많은 기술 발전을 이룰 수 있을 것으로 판단된다. 또한 복사-대류 방식의 냉방개념에 대한 이론적, 실무적 기술을 확고히 함으로써 이 분야의 기술적 리더로서 앞서나갈 수 있는 계기를 형성할 수 있을 것으로 사료된다.

(2) 사회·경제적 측면

본 연구를 통해 소용량 국부 복사-대류 방식의 하이브리드 냉방기 설계기술이 확립되고 제품 개발이 완료되면 기존 에어컨 시장의 일부를 본 제품으로 대체할 수 있을 것으로 판단된다. 기존 강제대류방식 에어컨 시스템에서의 대표적인 문제점인 인체의 쾌적성 저감 부분을 극복할 수 있는 본연구의 Item이 주거시설 및 냉/난방공간의 공조시스템의 변화로 이어져 건강/웰빙 시장에서의 새로운 Item으로 자리 매김되어 사회적으로 새로운 주거 문화 형성에 도움 될 수 있다. 또한 이러한 냉방기의 보급이 확대되어 갈수록 하절기의 전력수요 피크 시간대에 집중되어 있는 전력 수급 사정을 완화 하는 등 국가적 차원의 에너지 절약이 이루어질 수 있을 것으로 사료된다.

개발된 시제품은 국내뿐만이 아니라 기후 여건상 우리나라와 유사한 동남아시아, 중국, 일본 등지로의 수출도 기대할 수 있어 수출 증대에 따른 경제적 효과도 얻을 수 있을 것으로 예상해 볼 수 있다.

다. 연구결과의 기업 활용방안

(1) 참여기업별 연계방안 및 추진전략

과제 종료 후 개발된 성과물은 (주) 삼화에이스와 (주) 한일엠이씨의 연구 참여도에 따라 일정 비율의 지분을 갖도록 하고, 주관 연구기관이자 참여기업인 (주) 삼화에이스에서 개발된 성과물을 발전시켜 시제품을 제작하여 시장에 진출한다. 이 과정에서 (주) 한일엠이씨는 시제품의 건물 내 설치 방법(빌트 인 설치 또는 개별 설치) 및 설치 위치 선정 등 건물 적용 방안에 대한 지원을 수행하며 시제품의 최적 운전 방법 및 운전 모드 개발을 지원하는 것으로 계획하였다.

번호	기업명	과제에 대한 기업 참여 영역	연계방안								
			기업 활용	장비 활용	교육 연계	기술 상담	정보 제공	기술 지도	기술 이전	공동 연구	창업 지원
1	(주) 삼화에이스	실용화, 시제품 생산	✓	✓		✓				✓	
2	(주) 한일엠이씨	냉방기 냉방 개념 설정, 건물 적용 방안	✓			✓	✓			✓	
합계		실용화, 시제품 생산, 냉방기 냉방 개념 설정, 건물 적용 방안	✓	✓		✓	✓			✓	

라. 타 산업에 미치는 효과

본 연구 개발을 통해 시제품이 제작되고 시장이 형성되어 본 소용량의 국부 복사-대류 방식의 하이브리드 냉방기의 보급이 활성화 되면, 실질적으로 복사 냉방에 대한 관심의 증대와 함께 복사 냉방 관련 산업의 활성화가 이루어질 것으로 예상된다. 또한 실질적으로 주거 건물에 적용을 통해 에너지 절약 효과가 입증된다면 실제 에너지 절약이 가능한 새로운 개념의 시스템에 대한 연구 개발이 보다 활발하게 이루어질 수 있는 계기를 마련할 수 있을 것으로 사료된다.

마. 정부 정책과의 연계 방안

실질적으로 본 연구를 통해 개발되는 시제품은 압축기 용량은 기존 룸 에어컨의 약 30~40% 수준으로 줄일 수 있는 반면 복사 판넬부의 설치에 따른 단가 상승 등에 기인하여 기존 룸 에어컨에 비해 다소 저렴하거나 유사한 수준일 것으로 예상된다.

그러나 실질적으로 에너지 소비는 기존 룸 에어컨의 약 30~40%의 수준으로 상당히 작기 때문에 보급이 증가할수록 에너지 절약 효과는 증대된다고 할 수 있다. 이러한 관점에서 관련 기관 또는 관련법을 통해 설치 지원금을 일부 확보할 수 있다면 실제 보급이 더욱 활성화 될 것으로 기대된다.

따라서 정부에서는 이러한 보급 확대를 위한 일환으로 정책적으로 본 연구 개

발의 결과로 시장에 진출하는 제품에 대해 설치 지원금을 확보하여 지원함으로써 국가적 차원에서 주거 부분의 에너지 절감을 이룰 수 있을 것이다.

바. 관련 후속연구개발의 전망

본 연구 개발은 주거 용도의 건물에 적용하기 위한 소용량의 국부 복사-대류 방식의 하이브리드 냉방기를 개발하는 것을 목표로 하고 있다. 이러한 기술 개발을 통해 시제품을 제작하고 시장에 진출한 후에는 주거 용도 뿐만 아니라 사무 용도 건물에 적용할 수 있는 후속 기술 개발을 수행할 수 있다. 특히, 기존 사무 용도 건물은 일반적으로 공조시스템이 설치되어 실 전체를 대상으로 냉난방을 수행하는 대류 냉난방 방식을 택하고 있다. 그러나 실제 사무 공간에서 대부분 근무자들은 개별적으로 개인 데스크에서 근무하고 있으며 데스크의 사이는 일반적으로 파티션을 통해 공간을 구획하고 있다. 이러한 사무 공간에서 파티션을 본 소용량 국부 복사-대류 방식의 하이브리드 냉방기로 대체하여 실질적인 거주 공간을 위주로 냉방을 수행할 수 있으며 이는 결과적으로 기존 방식에 비해 획기적인 에너지 절감 효과와 함께 개별 제어를 통한 쾌적감을 향상시킬 수 있을 것으로 사료된다. 특히 압축기로 히트펌프를 사용할 경우 냉방과 함께 난방도 수행할 수 있어 냉난방이 모두 가능할 것으로 판단된다.

따라서 향후에는 업무 공간에서 파티션 역할을 수행함과 동시에 개별 냉난방기의 역할을 할 수 있는 소용량 국부 복사-대류 냉난방 시스템에 대한 개발이 이루어질 수 있을 것이다.

제 6 장 연구개발과정에서 수집한 해외과학기술정보

1. R. D. Watson and K. S. Chapman, 2002, Radiant Heating and Cooling Handbook, McGrawHill Pub.

: 열전달, 열적 쾌적감에 대한 기초이론으로부터 부하계산, 복사 난방 및 냉방 패널의 설계, 제어장치, 복사 냉난방 시스템 설계에 대하여 알기 쉽게 기술한 단행본임.

2. ASHRAE STD 138-2005, "Method of testing for rating ceiling panels for sensible heating and cooling," : 복사냉난방 패널의 성능시험에 대한 미국 공조학회 규격임.

3. www.plasticmagen.com; www.twapanel.com; www.controleng.com; 복사패널 제조업체 주소

제 7 장 참 고 문 헌

1. 금중수 외 6인, 여름철 실내외 온도차에 따른 인체의 온열쾌적성 평가, 설비공학논문집 제14권 11호, 2002
2. 송두삼, 자연환기와 복사냉방을 병용한 하이브리드시스템의 제안, 설비공학논문집 제15권 6호, pp.543-550, 2003
3. 송두삼, 이승복, 복사냉방과 자연환기를 병용한 하이브리드시스템의 고온다습 기후에의 적용 가능성 분석, 대한건축학회 논문집 계획계 제 21권 11호, pp.311-317, 2005
4. 유승호, 조수, 소규모 실험실을 이용한 천장복사냉방판넬의 열적 성능평가, 대한건축학회 논문집 계획계 제21권 9호, pp.213-219, 2005
5. Olesen, B.W., "Possibilities and Limitations of Radiant Floor Cooling", ASHRAE Transaction, 1997
6. ASHRAE HANDBOOK fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc., 2001
7. P. O. Fanger, Thermal Comfort, Danish Technical Press, 1970
8. Richard D. Waston., Radiant heating and cooling handbook, McGraw-Hill, 2001
9. Sodec, F., 1999, Economic viability of cooled ceiling systems, Energy and Buildings, Vol. 30, No. 2, pp. 195-201.
10. Niu, J., Kooi, J. V. D. and Rhee, H. V. D., 1995, Energy saving possibilities with cooled ceiling systems, Energy and Buildings, Vol. 23, No. 2, pp. 147-158
11. Jeong, J. W. and Mumma, S. A., 2007, Practical cooling capacity estimation model for a suspended metal ceiling radiant cooling panel, Buildings and Environment, Vol. 42, No. 9, pp. 3176-3185.
12. Lee, J. Y., 2008, Evaluation of thermal comfort in ceiling cooling system, Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration, Vol, 20, No. 4, pp. 287-293

13. Lee, S. Y., Hwang, S. H., Kim, K. H. and Leigh, S. B., 2002, An experimental study for evaluating performance of radiant floor cooling system intergrated with dehumidification, Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration, Vol. 14, No. 2, pp. 142-152.

부록 1 복사냉방기 실험과정

복사판넬과 제습부의 냉각성능은 냉매측과 공기측의 열정산으로부터 구할 수 있다. 복사판넬의 경우 후면에 장착된 증발관 입출구의 냉매 엔탈피와 냉매유량을 측정하면 전열량을 구할 수 있다. 증발관 입구의 냉매 엔탈피는 응축기 출구의 엔탈피와 같으므로 (팽창장치에서 등 엔탈피 교축) 응축기 출구에서 온도 (과냉도)와 압력을 측정하여 구하고, 증발관 출구의 엔탈피는 출구에서 온도(과열도)와 압력을 측정하여 구한다. 다만 증발관에서 2상으로 배출되어 과열이 형성되지 않는 경우는 후방에 장착된 수액기 (등 엔탈피 가정) 출구의 온도를 측정하여 엔탈피를 구한다. 온도는 동관 벽에 T형 열전대를 부착하여 측정하였고, 압력은 압력트랜스듀서 (Setra, 50기압), 냉매유량은 질량유량계 (Micro motion, 100 kg/hr용량)를 사용하여 측정하였다.

$$Q_r = m_r(h_i - h_o) \quad (1)$$

복사판넬 냉방실험은 표준 조건으로 실외 건/습구온도 35℃/24℃, 실내 27℃/19.5℃의 KS-C-9306 (에어컨의 시험방법)에 규정된 온도를 따랐다. 또한 실내 상대습도를 변화시켜 가며 냉방능력 시험도 수행한다. 시험은 2개의 칼로리메터식 항온항습 챔버를 구비한 인천대 기술혁신센터 (KOLAS 운영)내의 시험실에서 수행되었다.

제습부의 냉각성능은 냉매측과 공기측을 동시에 측정한다. 냉매측은 복사판넬과 동일한 방법으로 측정하고 공기측은 공기측 입출구 온도와 공기측 풍량을 측정하여 구한다. 공기측 입출구 온도는 ASHRAE 41.1에 규정된 샘플링 방법으로 구하고 공기측 풍량은 ASHRAE 41.2에 규정된 방법으로 구한다. 실험장치의 사진은 Fig. 3-15에 나타나 있다.

$$Q_c = m_r(h_i - h_o) \quad (2)$$

$$Q_c = m_a(h_{ai} - h_{ao}) \quad (3)$$

Fig. 1 과 Fig. 2 에 복사 판넬 냉방 시스템과 제습시스템의 개략도와 측정부를 나타내었다. 압축기 입출구의 온도와 압력, 복사판넬 입출구의 온도와 압력, 응축기 후단의 온도와 압력 그리고 유량을 측정하였다. 복사 판넬의 표면온도는 비접촉식 열화상 온도계로 측정하였다.

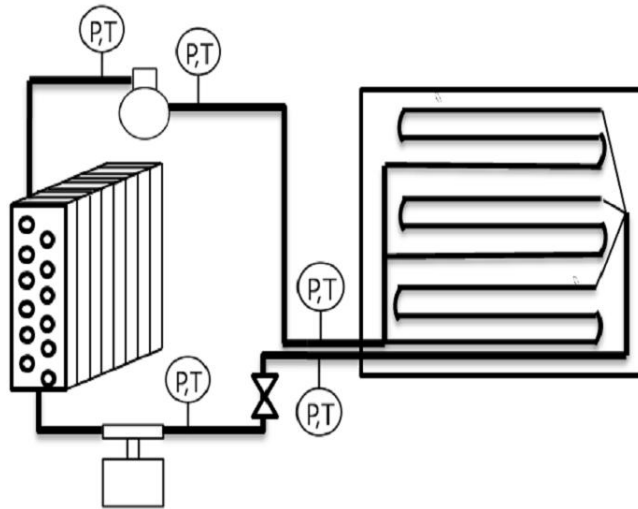


Fig. 1 판넬 냉방 시스템 측정 개략도

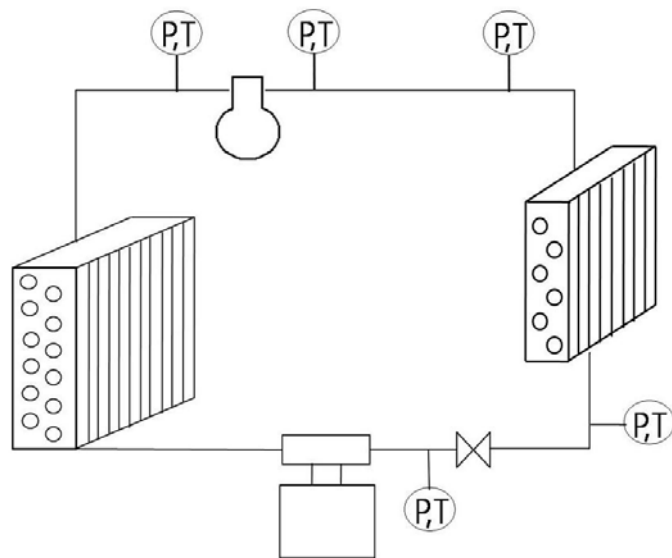


Fig. 2 제습시스템 측정 개략도

실험절차는 다음과 같다.

- (1) 실내기를 실내 향온향습 챔버, 실외기를 실외 챔버에 설치한다.

(2) 항온항습 챔버의 온도를 KS-C-9306 (에어컨의 시험방법)에 규정된 실외 건/습구온도 35℃/24℃, 실내 27℃/19.5℃ 로 맞춘다.

(3) 복사냉방기 내에 규정된 냉매량을 충전한다. 이 때 시스템 내로 공기가 유입되는 것을 막기 위하여, 냉매통을 거꾸로 하여 액체가 유입되도록 한다.

(4) 냉방기의 스위치를 올려 압축기와 응축기 쉘 (제습시험시 제습 증발기 쉘도 작동)을 작동시킨다.

(5) 시스템이 안정되면 온도, 압력, 냉매유량, 풍량, 공기측 입출구 온도, 압축기 소비동력, 쉘소비동력 등을 측정한다.

(6) 냉매 충전량을 바꾸어가며 상기 실험을 반복한다.

부록 2 설문조사지

안녕하십니까?

본 설문지는 건설교통부 “복사-대류 병용 하이브리드 냉방기 제조기술 개발” 과제를 수행하여 개발 될 하이브리드 냉방기 개발에 필요한 소비자의 의견을 수렴하여 최적의 제품을 개발하는데 적용하기 위한 것입니다.

본 설문조사의 결과는 하이브리드 냉방기 개발단계에 있어서 **소비자가 원하는 최적의 하이브리드 냉방기를 개발**하는데 큰 도움이 될 것으로 확신합니다. 귀하의 답변내용은 익명으로 처리되며, 연구 목적 이외에는 사용하지 않을 것임을 약속드립니다.

감사합니다.

2007년 12월





※ 본 설문조사에 대하여 의문사항이 있으시면 아래 주소로 연락 주시기 바랍니다.
(전화) 02-6340-3021 / (팩스) 02-6340-3039 연구원 한 성 필 (sungphil.han@himec.co.kr)

1. 다음은 설문분석을 위한 기초자료가 되는 질문입니다.

1. 귀하의 성별은?

☐ 남
 ☐ 여
2. 귀하의 연령은?

☐ 20대
 ☐ 30대
 ☐ 40대
 ☐ 50대
 ☐ 60대 이상
3. 귀하의 현재 거주지역은?

☐ 서울

☐ 인천/경기

☐ 강원

☐ 대전/충청

☐ 광주/전라

☐ 대구/경북

☐ 부산/경남

☐ 제주
4. 귀하의 현재 거주지 종류는?

☐ 아파트

☐ 단독주택

☐ 빌라

☐ 오피스텔

☐ 원룸

☐ 기타()
5. 귀하가 지금 살고계신 주택의 규모는?

☐ 20평 미만
☐ 50평 이상

☐ 20~30평 미만

☐ 30~40평 미만

☐ 40~50평 미만

(※1평은 3.3058m²입니다)

Fig. 3 설문조사지 #1

6. 귀하가 지금 살고계신 주택의 방의 종류 및 개수는?

☐ 침실	☐ 1개	☐ 2개	☐ 3개	☐ 4개 이상
☐ 공부방	☐ 1개	☐ 2개	☐ 3개	☐ 4개 이상
☐ 서재	☐ 1개	☐ 2개	☐ 3개	☐ 4개 이상
☐ 드레스룸	☐ 1개	☐ 2개	☐ 3개	☐ 4개 이상
☐ 기타()	☐ 1개	☐ 2개	☐ 3개	☐ 4개 이상

7. 현재 살고계신 주택에 귀하를 포함하여 함께 거주하시는 가족 수는?

☐ 1인 ☐ 2인 ☐ 3인 ☐ 4~5인 ☐ 6인 이상

8. 귀하의 거주 형태는?

☐ 자가 ☐ 전세 ☐ 월세 ☐ 기타()

II. 다음은 기존냉방기(에어컨) 사용에 관한 질문입니다.

9. 귀하의 대문 현재 에어컨을 보유하고 계십니까?

☐ 보유하고 있다 ☐ 보유하고 있지 않다

(※보유하고 있지 않으면, 16번으로 넘어갑니다.)

10. 보유하고 계신 에어컨의 종류와 대수는?

☐ 스탠드형	☐ 1대	☐ 2대	☐ 3대	☐ 4대 이상
☐ 벽걸이형	☐ 1대	☐ 2대	☐ 3대	☐ 4대 이상
☐ 천장형	☐ 1대	☐ 2대	☐ 3대	☐ 4대 이상
☐ 멀티형	☐ 1대	☐ 2대	☐ 3대	☐ 4대 이상
☐ 창문형	☐ 1대	☐ 2대	☐ 3대	☐ 4대 이상
☐ 액자형	☐ 1대	☐ 2대	☐ 3대	☐ 4대 이상
☐ 기타()	☐ 1대	☐ 2대	☐ 3대	☐ 4대 이상

11. 에어컨의 설치위치는? (※2대 이상 보유하셨으면 중복체크)

☐ 안방 ☐ 거실 ☐ 침실 ☐ 공부방
☐ 서재 ☐ 드레스룸 ☐ 부엌 ☐ 기타()

12. 여름철 하루 평균 에어컨 가동시간과 가동시간대는?

하루 평균 에어컨 가동시간			
☐ 1~2시간	☐ 3~4시간	☐ 5~6시간	☐ 7~8시간
☐ 9~10시간	☐ 11~12시간	☐ 12시간 초과	☐ 거의 가동 안함
하루 평균 에어컨 가동시간대			
☐ 08:00~10:00	☐ 10:00~12:00	☐ 12:00~14:00	☐ 14:00~16:00
☐ 16:00~18:00	☐ 18:00~20:00	☐ 20:00~22:00	☐ 22:00~24:00
☐ 24:00~02:00	☐ 02:00~04:00	☐ 04:00~06:00	☐ 06:00~08:00

Fig. 4 설문조사지 #2

17. 귀하께서 하이브리드 냉방기를 구매하여 설치하신다면 설치하실 방의 우선순위로 3순위까지 선택해 주세요

항 목	안방	거실	침실	공부방	서재	드레스룸	부엌
1순위	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐
2순위	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐
3순위	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐

18. 상기문항에서 귀하께서 우선순위로 선택하신 방의 출입문 및 창문의 위치에 해당하는 아래의 그림을 체크해주세요

(※출입문과 창문의 위치관계만 보고 선택합니다)

항 목				
1순위 선택	☐	☐	☐	☐
2순위 선택	☐	☐	☐	☐
3순위 선택	☐	☐	☐	☐

19. 하이브리드 냉방기는 상기의 냉방개념에서 설명하였듯이 복사냉방을 위한 복사판넬을 필요로 합니다. 귀하께서 선호하시는 복사판넬의 형상의 우선순위로 3순위까지 선택해주세요

항목	정사각형	직사각형(가로)	직사각형(세로)	원 형	타원형
					
1순위	☐	☐	☐	☐	☐
2순위	☐	☐	☐	☐	☐
3순위	☐	☐	☐	☐	☐

20. 현재 개발중인 하이브리드 냉방기의 실내 설치위치는 벽면 또는 천정면으로 조정을 맞추어 개발하고 있습니다. 이 설치 위치에 대한 귀하의 의견은?

☐ 매우 만족 ☐ 만족 ☐ 보통 ☐ 불만 ☐ 매우 불만

※만족스럽지 못하시다면 귀하께서 생각하시는 적정 설치위치를 적어주세요

21. 현재 개발중인 하이브리드 냉방기의 복사판넬 면은 평평한 알루미늄 판으로 구성되어 이 면을 통하여 냉방을 합니다. 디자인 요소를 가미하지 않았을 경우 복사판넬이 단조로울 수 있는데, 귀하께서 판넬면을 디자인 하신다면 어떻게 하실지를 결정하는 문항입니다.

▶ 복사판넬 면의 디자인 양식은?

☐ 그림장식 ☐ 무늬장식 ☐ 색감이용 장식 ☐ 사진 ☐ 기타()

▶ 복사판넬 면의 재질은? (※복사냉각효과 측면에서는 알루미늄 > 대리석 > 유리의 순으로 우수합니다.)

☐ 대리석 재질 ☐ 유리재질 ☐ 알루미늄 재질 ☐ 기타()

Fig. 5 설문조사지 #3

13. 에어컨을 사용하면서 느낀 불편한점 및 문제점의 정도를 선택해 주세요

내 용	매우높다	높다	보통이다	낮다	매우낮다
과도한 냉방에 의한 문제	☐	☐	☐	☐	☐
에어컨 소음문제	☐	☐	☐	☐	☐
에어컨 사용에 따른 지나친 전기요금	☐	☐	☐	☐	☐
에어컨 청소의 어려움	☐	☐	☐	☐	☐
에어컨 설치 위치의 제약	☐	☐	☐	☐	☐
에어컨 유지보수 문제	☐	☐	☐	☐	☐

14. 현재 사용중인 에어컨의 설치형태는?

☐ 입주후 사용자 본인이 설치

☐ 입주시 기본사항이었음

15. 에어컨 구매시 에어컨 선택기준을 우선순위로 3순위 까지 선택해 주세요

항 목	성능	디자인	가격	A/S	제조사	소비전력	부가기능
1순위	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐
2순위	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐
3순위	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐

III. 다음은 본 연구과제에서 개발중인 "복사-대류 병용 하이브리드 냉방기"에 관한 질문입니다.

기존 에어컨 냉방개념	하이브리드 냉방기 냉방개념
	
팬(송풍기)에 의해 에어컨 하부로 유입된 실내공기를 차가운 냉매가 흐르는 열교환 장치를 통과시켜 찬공기를 만든 후 이 차가워진 공기를 실내에 공급하여 실 전체를 대류에 의해 냉방하는 개념	차가운 냉매가 흐르는 전면부의 복사판넬에 의한 복사냉방과 함께 복사판넬 후면에 위치한 제습부의 대류냉방을 병용하여 실내의 필요부분만을 국소적으로 냉방하는 개념

16. 현재 개발중인 하이브리드 냉방기는 입주전에 미리 설치되어 있는 Built-in형식과 입주 후에 사용자가 개별 설치하는 형식의 2가지 형식으로 개발하고 있습니다. 귀하가 선호하시는 설치 형식은?

☐ 입주전 설치된 Built-in 형식

☐ 입주후 사용자 개별 설치

Fig. 6 설문조사지 #4

복사판넬 표면 결로수는 복사판넬의 표면온도가 낮을 경우 발생할 가능성이 큼니다. 복사판넬의 결로 발생은 본 시스템의 기능적 특성상 복사효율을 증대시키기 위해 필요합니다. 결로 발생을 방지하기 위해서는 현재보다 복사판넬의 면적이 2~3배 정도 커져야 하는 문제가 있습니다.

22. 하이브리드 냉방기의 냉방기능을 수행하는 복사판넬에는 결로수가 발생되어 흐르는 현상이 발생할 수 있습니다. 다음은 결로수 발생문제와 복사판넬 크기에 관한 귀하의 의견을 묻는 문항입니다.

▶ 결로수 발생문제와 복사판넬의 크기 중 귀하께서 더 중요하게 생각하시는 것은? (1가지 선택)

- ☐ 결로수 발생이 없었으면 좋겠다 ☐ 복사판넬 크기가 작았으면 좋겠다

※ 현재 개발중인 하이브리드 냉방기의 복사판넬 면적은 가로×세로 1m² 입니다. 복사판넬의 면적을 최소로 하여 적정 복사효과를 발휘할 수 있는 복사판넬의 최소 면적은 0.75m² 으로 예상되며, 복사판넬 표면에 결로가 발생합니다. 복사판넬 표면에 결로를 발생시키지 않기 위해서는 현재 면적 1m² 의 2~3배 즉, 방 한쪽 벽면적의 절반 이상이 복사판넬이 차지하는 것과 같습니다.

▶ 복사판넬의 크기와 결로수 발생문제와의 관계에 대한 귀하의 선택은?

- ☐ 결로수를 발생시키더라도 복사판넬의 크기를 줄이겠다
☐ 복사판넬의 면적이 커지더라도(결로수 발생시의 2~3배 면적) 결로수는 발생시키지 않겠다.

23. 현재 개발중인 하이브리드 냉방기는 고정형과 이동형으로 개발할 수 있습니다. 각 방식에는 장단점이 있는데, 이 때 귀하의 선택은?

- ☐ 이동이 가능하며 필요한 위치에서 냉방이 가능하나, 냉방기 이동에 따라 냉매배관이 방 안에서 이동되는 이동형 냉방기
☐ 이동이 제한되어 특정 위치에서만 냉방이 가능하나, 냉매배관을 벽체에 매립하여 깔끔한 처리가 가능한 고정형 냉방기

24. 벽부착식의 하이브리드 냉방기는 책상, 침대 등 가구배치에 따라 냉방기의 설치 위치에 제약을 받습니다. 즉, 귀하께서 가구 배치를 바꾸신다면 냉방기의 설치 위치도 가구배치에 따라 달라져야 한다는 것을 의미합니다. 가구배치와 냉방기의 이동성에 관한 귀하의 선택은?

- ☐ 필요할 경우 냉방기를 이동한다 하더라도 가구배치를 바꾸겠다.
☐ 가구배치 이동은 거의 하지 않으므로 하이브리드 냉방기는 이동하지 않아도 된다.

25. 하이브리드 냉방기의 냉방기능 이외에 귀하가 원하는 기능은 무엇입니까?

Fig. 7 설문조사지 #5

1번문항	성별	남	여	무응답	계								
		96	41	0	137								
2번문항	연령	20대	30대	40대	50대	60대이상	무응답	계					
		66	51	11	9	0	0	137					
3번문항	지역	서울	인천/경기	강원	대전/충청	광주/전라	대구/경북	부산/경남	제주	무응답	계		
		50	67	0	6	13	0	1	0	0	137		
4번문항	거주종류	아파트	단독주택	빌라	오피스텔	원룸	기타	무응답	계				
		69	23	22	7	13	3	0	137				
5번문항	거주규모	20평미만	20~30평	30~40평	40~50평	50평이상	무응답	계					
		44	46	38	5	4	0	137					
6번문항	방충류개수	1개	2개	3개	4개이상								
	침실	39	34	53	1								
	공부방	27	7	0	0								
	서재	14	0	0	0								
	드레스룸	16	0	0	0								
	기타	13	2	1	0								
7번문항	거주인수	1인	2인	3인	4~5인	6인이상	무응답	응답계	계				
		22	28	26	57	2	2	135	137				
8번문항	거주형태	자가	전세	월세	기타	무응답	응답계	계					
		76	39	17	4	1	136	137					
9번문항	A/C	보유	보유X	무응답	응답계		계						
		77	51	9	128		137						
10번문항	A/C종류	1대	2대	3대	4대이상		무응답	응답계	계				
	스탠드형	48	1	0	0		88	49	137				
	벽걸이형	31	6	0	0		100	37	137				
	천정형	1	0	0	0		136	1	137				
	멀티형	1	1	0	0		135	2	137				
	창문형	2	0	0	0		135	2	137				
11번문항	A/C설치위치	안방	거실	침실	공부방	서재	드레스룸	부엌	기타				
12번문항	가동시간	1~2시간	3~4시간	5~6시간	7~8시간	9~10시간	11~12시간	12시간 초과	거의 가동안함	무응답	응답계	계	
		29	34	9	4	1	0	0	5	55	82	137	
	시간대	08~10	10~12	12~14	14~16	16~18	18~20	20~22	22~24	24~02	02~04	04~06	06~08
13번문항	A/C문제점	매우높다	높다	보통이다	낮다	매우낮다	무응답	응답계	계				
	과도한 냉방에 의한 문제	2	10	36	11	15	63	74	137		12	36	26
	에어컨 소음문제	2	13	26	23	11	62	75	137		15	26	34
	에어컨 사용에 따른 지나친 전기요금	25	31	21	5	0	55	82	137		56	21	5
	에어컨 청소의 어려움	8	22	32	8	5	62	75	137		30	32	13
	에어컨 설치 위치의 제약	5	18	29	17	6	62	75	137		23	29	23
	에어컨 유지보수 문제	4	17	32	15	7	62	75	137		21	32	22
14번문항	A/C설치형태	임주후 설치	기본사항	무응답	응답계		계						
		56	14	67	70		137						
15번문항	A/C선택순위	성능	디자인	가격	A/S	제조사	소비전력	부가기능	무응답	응답계	계		
	1순위	49	11	20	1	5	13	0	38	99	137		
	2순위	13	13	32	11	8	23	0	37	100	137		
	3순위	19	16	22	18	12	10	3	37	100	137		
16번문항	선택설치형태	Built-in	개별설치	무응답	응답계		계						
		77	54	6	131		137						
17번문항	설치우선실	안방	거실	침실	공부방	서재	드레스룸	부엌	무응답	응답계	계		
	1순위	21	91	16	3	2	0	1	3	134	137		
	2순위	39	22	46	18	3	0	3	6	131	137		
	3순위	34	10	33	25	7	2	18	8	129	137		
18번문항						무응답	응답계	계	중복응답				
	1순위	48	45	25	12	6	130	136	1	1번 4번			
	2순위	28	40	34	25	9	127	136	1	2번			
	3순위	32	26	30	32	17	120	137					

3년

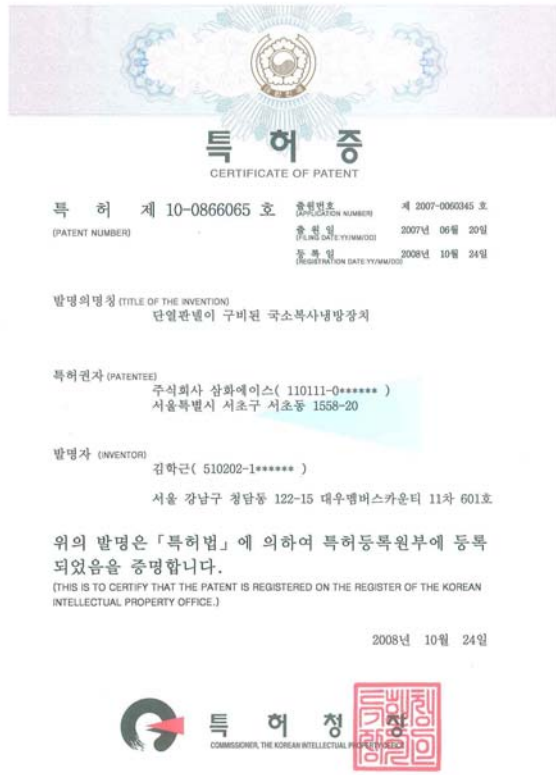
19번 문항	복사판넬 형상	정사각형	직사각형 (가로)	직사각형 (세로)	원형	타원형	무응답	응답계	계				
													
		1순위	37	51	28	9	6	6	131				
		2순위	34	49	19	12	12	11	126				
20번 문항	설치위치만족	매우만족	만족	보통	불만	매우불만	무응답	응답계	계				
		13	73	41	5	2							
21번 문항	디자인	그림장식	무늬장식	색감	사진	기타	무응답	응답계	계	중복응답 1	3.색감 4.사진		
		31	49	37	12	4							
	재질	대리석	유리	알루미늄	기타		무응답	응답계	계				
		47	18	67	0	5							
22번 문항	결로/판넬크기 선택	결로수발생이 없으면 좋다				복사판넬크기가 작으면 좋다				무응답	응답계	계	
		92				37							
	크기/결로문제 선택	커더라도 크기를 줄임 커지더라도 결로수발생시키지 않음								무응답	응답계	계	
23번 문항	고정형, 이동형 선택	이동이 가능하며 필요한 위치에서 냉방이 가능하나, 냉방기 이동에 따 라 냉매배관이 방안에서 이동되는 이동형 냉방기				이동이 제한되어 특정 위치에서만 냉방이 가능하나, 냉매배관을 벽체 에 매립하여 깔끔한 처리가 가능한 고정형 냉방기				무응답	응답계	계	
		42				89							
										6	131	137	
24번 문항	가구배치, 냉방기이동성 선택	필요할 경우 냉방기를 이동한다 하 더라도 가구배치를 바꾸겠다				가구배치 이동은 거의 하지 않으 므로 하이브리드 냉방기는 이동하지 않아도 된다				무응답	응답계	계	
		51				80							

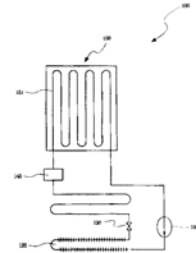
Fig. 9 설문조사 결과자료 #2

부록 3 판교 27블럭 구조체 열관류율

2-2. 구조체의 열관류율					
[아파트]					
구 조	재 료 명	열전도율 (kcal/m.hr.℃)	두 께 (mm)	열전도저항 (m².hr.℃/kcal)	열관류율 K
평 지붕	외부열저항			0.050	0.241
	콘크리트(1:3:6)	1.2	80.00	0.067	< 기준:0.25
	폴리에틸렌필름2겹	0.18	0.10	0.001	
	비드법발포폴리스티렌(23)	0.032	100.00	3.125	
	개량아스팔트쉬트방수	0.63	3.00	0.005	
	콘크리트(1:2:4)	1.38	150.00	0.109	
	비드법발포폴리스티렌(23)	0.032	20.00	0.625	
	석고보드	0.15	9.50	0.063	
	벽지(비닐계)	0.23	0.50	0.002	
	내부열저항			0.100	
				4.147	
측벽 거실	외부열저항			0.050	0.289
	콘크리트(1:2:4)	1.38	180.00	0.130	< 기준:0.3
	유리면보온판(24K)	0.031	95.00	3.065	
	폴리에틸렌필름2겹	0.18	0.10	0.001	
	석고보드	0.15	12.50	0.083	
	벽지(비닐계)	0.23	0.50	0.002	
	내부열저항			0.130	
				3.461	
측벽 욕실	외부열저항			0.050	0.291
	콘크리트(1:2:4)	1.38	180.00	0.130	< 기준:0.3
	압출법발포폴리스티렌(특)	0.023	65.00	2.826	
	시멘트벽돌(0.5B)	0.52	90.00	0.173	
	중공층(10초과)			0.100	
	시멘트몰탈(1:3)	1.2	18.00	0.015	
	자기질타일	1.12	7.50	0.007	
	내부열저항			0.130	
				3.431	
외벽 거실 (간면:샤시설치시)	외부열저항			0.130	0.479
	콘크리트(1:2:4)	1.38	180.00	0.130	< 기준:0.55
	유리면보온판(24K)	0.031	50.00	1.613	
	폴리에틸렌필름2겹	0.18	0.10	0.001	
	석고보드	0.15	12.50	0.083	
	벽지(비닐계)	0.23	0.50	0.002	
	내부열저항			0.130	
				2.089	
구 조	재 료 명	열전도율 (kcal/m.hr.℃)	두 께 (mm)	열전도저항 (m².hr.℃/kcal)	열관류율 K
외벽 거실 (직면)	외부열저항			0.050	0.377
	콘크리트(1:2:4)	1.38	180.00	0.130	< 기준:0.4
	유리면보온판(24K)	0.031	70.00	2.258	
	폴리에틸렌필름2겹	0.18	0.10	0.001	
	석고보드	0.15	12.50	0.083	
	벽지(비닐계)	0.23	0.50	0.002	
	내부열저항			0.130	
				2.654	

부록 4 특허 및 논문 요약

특 허 명 칭	단열판넬이 구비된 국소복사냉방장치
요약	개시된 국소복사냉방장치는, 증발된 냉매를 단열압축시켜 고온고압의 냉매기체로 방출시키는 압축기와; 고온고압의 냉매기체로부터 응축잠열을 빼앗아 고온고압의 액체 냉매로 상변환시키는 응축기와; 고온고압의 액체 냉매를 교축팽창에 의해 저온저압 상태의 냉매로 바꾸어 주는 팽창밸브; 및 내부에 관로가 형성되어 있고, 이 관로를 통해 저온저압의 액체 냉매가 통과하면서 증발됨으로써 주변의 열을 빼앗는 증발기를 포함하여 복사 냉각하는 복사패널과, 상기 복사패널의 일면에 결합되며 열흐름을 차단하는 단열판넬을 포함하여 일체로 형성된 냉각유닛을 구비한다. 이와 같이 구성된 국소복사냉방장치에 의하면, 단열판넬에 의해 일정한 방향으로 복사 냉각이 이루어질 수 있고, 별도의 제습부를 구비하지 않더라도 복사패널에 도포된 흡습제에 의해 동일한 제습 효과를 얻을 수 있다.
증빙	 특 허 제 10-0866065 호 출원번호 제 2007-0060345 호 (PATENT NUMBER) 출원일 (FILING DATE: YYYMMDD) 2007년 06월 20일 등록일 (REGISTRATION DATE: YYYMMDD) 2008년 10월 24일 발명의명칭 (TITLE OF THE INVENTION) 단열판넬이 구비된 국소복사냉방장치 특허권자 (PATENTEE) 주식회사 삼화에이스 (110111-0*****) 서울특별시 서초구 서초동 1558-20 발명자 (INVENTOR) 김학근 (510202-1*****) 서울 강남구 청담동 122-15 대우멤버스카운티 11차 601호 위의 발명은 「특허법」에 의하여 특허등록원부에 등록되었음을 증명합니다. (THIS IS TO CERTIFY THAT THE PATENT IS REGISTERED ON THE REGISTER OF THE KOREAN INTELLECTUAL PROPERTY OFFICE.) 2008년 10월 24일 특 허 정 COMMISSIONER, THE KOREAN INTELLECTUAL PROPERTY OFFICE

특 허 명 칭	국소복사냉방장치(중국)		
요약	개시된 국소복사냉방장치는, 증발된 냉매를 단열압축시켜 고온고압의 냉매기체로 방출시키는 압축기와; 고온고압의 냉매기체로부터 응축잠열을 빼앗아 고온고압의 액체 냉매로 상변환시키는 응축기와; 고온고압의 액체 냉매를 교축팽창에 의해 저온저압 상태의 냉매로 바꾸어 주는 팽창밸브와; 내부에 관로가 형성되어 있고, 이 관로를 통해 저온저압의 액체 냉매가 통과하면서 증발됨으로써 주변의 열을 빼앗는 증발기를 포함하여 복사 냉각하는 복사패널; 및 이 복사패널에 결로가 생기는 것을 방지하기 위하여 실내 공기 중의 수분을 제거하는 제습부를 구비한다. 이와 같이 구성된 국소복사냉방장치에 의하면, 복사패널의 표면에 결로가 생기는 것을 방지하고, 국소 냉방이 가능하며 이동이 가능하고, 습도가 높은 조건에서도 쾌적성을 유지할 수 있다.		
증빙	[19] 中华人民共和国国家知识产权局 [51] Int. Cl.  [12] 发明专利申请公布说明书 F24F 3/14 (2006.01) F25B 1/00 (2006.01) [21] 申请号 200710109953.1 [43] 公开日 2007 年 12 月 19 日 [11] 公开号 CN 101089491A <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; margin-top: 10px;"> <tr> <td style="width: 50%; vertical-align: top; padding: 5px;"> [22] 申请日 2007. 6. 12 [21] 申请号 200710109953.1 [30] 优先权 [32] 2006. 6. 12 [33] KR [31] 2006-0052598 [71] 申请人 株式会社三和 ACE 地址 韩国首尔 [72] 发明人 金学根 </td> <td style="width: 50%; vertical-align: top; padding: 5px;"> [74] 专利代理机构 中科专利商标代理有限公司 代理人 李贵亮 </td> </tr> </table> 权利要求书 1 页 说明书 9 页 附图 6 页 [54] 发明名称 局部辐射制冷装置 [57] 摘要 本发明提供一种局部辐射制冷装置, 其包括: 压缩机, 其将蒸发的制冷剂绝热压缩, 以高温高压的制冷剂气体的形式排出; 冷凝器, 其从高温高压的制冷剂气体吸取冷凝潜热, 相变为高温高压的液体制冷剂; 膨胀阀, 其利用节流膨胀将高温高压的液体制冷剂转换为低温低压状态的制冷剂; 辐射面板, 其包含蒸发器, 所述蒸发器的内部形成有管路, 通过该管路使低温低压的液体制冷剂通过, 使所述液体蒸发, 并吸取周围的热量; 除湿部, 其为了防止上述辐射面板发生结露而除去室内空气中的水分。根据上述结构的局部辐射制冷装置, 防止辐射面板的表面发生结露, 可以局部制冷, 且可以移动, 在湿度高的条件下也能够维持舒适感。 	[22] 申请日 2007. 6. 12 [21] 申请号 200710109953.1 [30] 优先权 [32] 2006. 6. 12 [33] KR [31] 2006-0052598 [71] 申请人 株式会社三和 ACE 地址 韩国首尔 [72] 发明人 金学根	[74] 专利代理机构 中科专利商标代理有限公司 代理人 李贵亮
[22] 申请日 2007. 6. 12 [21] 申请号 200710109953.1 [30] 优先权 [32] 2006. 6. 12 [33] KR [31] 2006-0052598 [71] 申请人 株式会社三和 ACE 地址 韩国首尔 [72] 发明人 金学根	[74] 专利代理机构 中科专利商标代理有限公司 代理人 李贵亮		

특 허 명 칭	하이브리드 냉방장치
요약	본 발명에 따르면, 측면에 흡기구와 배기구가 형성된 제1 케이싱, 상기 제1 케이싱의 내부에 배치되며, 내부에 제1 관로가 형성되어 상기 제1 관로를 통해 저온저압의 액체 냉매가 통과하면서 외부의 열을 빼앗는 증발기, 상기 제1 케이싱의 내부에 배치되며, 상기 흡기구를 통해 흡입되어 상기 증발기에 의해 냉각된 공기를 상기 배기구로 배출시키는 대류 팬 및 상기 제1 케이싱의 전면에 배치되며, 내부에 제2 관로가 형성되어 상기 제2 관로를 통해 저온저압의 액체 냉매가 통과하면서 외부로 복사 냉각시키는 복사패널을 포함하는 하이브리드 복사 냉방장치가 제공된다. 본 발명의 실시예에 따르면, 복사와 대류를 병용하여 냉방이 가능하므로 복사 냉방의 열전달 효율을 높일 수 있다.
증빙	관 인 생 략 출 원 번 호 통 지 서 출 원 일 자 2008.12.02 특 기 사 항 심사청구(유) 공개신청(무) 참조번호(0001) 출 원 번 호 10-2008-0120987 (접수번호 1-1-2008-0830578-36) 출 원 인 명 칭 주식회사 삼화에이스(1-1999-031040-2) 대 리 인 성 명 특허법인태백(9-2008-100101-3) 발 명 자 성 명 김학근 발 명 의 명 칭 하이브리드 복사 냉방장치 특 허 청 장 1. 출원번호통지서 출원 이후 심사진행 상황 등을 확인하실 때에는 출원번호가 필요하오니 출원번호통지서는 출원절차가 종료될 때까지 보관하시기 바랍니다. 2. 2-가. 특허 및 실용신안 출원은 심사청구 후 평균 10개월에 1차 심사처리가 이루어지고, 상표 및 디자인은 출원 후 평균 6개월에 1차 심사처리가 이루어집니다. 2-나. 특허 및 실용신안은 특허청 홈페이지(http://www.kipo.go.kr 이하 "홈페이지"라 함)내 "특허로(온라인전자출원)" 사이트 "나의출원등록조회"에서 1차 심사처리 1개월 전에 1차 심사결과통지 예정시기를 확인할 수 있으며, 동 사이트 코너인 "통지서비스신청"에서 1차 심사결과통지 예정시기 알림 서비스를 신청하시면 1차 심사처리 약 1개월 전에 해당 출원 건의 1차 심사결과통지 예정시기를 SMS 또는 E-mail 서비스로 제공 받을 수 있습니다.(단 홈페이지 회원에 한하여 통지서비스 신청 가능) 2-다. 상표 및 디자인은 특허청 홈페이지(공지사항)에 류별 1차 심사결과통지 예정시기를 매월 게시하고 있으며, 특허정보검색서비스 시스템(http://www.kipris.or.kr)을 통해 개별 출원건에 대한 1차 심사결과통지 예정시기를 알려드립니다. 또한, 출원시 1차 심사결과통지 예정시기 알림 서비스를 신청하시면, SMS 또는 E-mail 서비스로 제공해 드립니다. * 상기 1차 심사결과통지 예정시기는 사정에 의해 다소 늦거나 빨라 질 수 있습니다. 2-라. 1차 심사결과통지시(심사관이 특허결정의 등본을 송달하기 전 또는 심사관이 최초로 거절이유를 통지한 후 출원인이 그 거절이유를 받기 전 중 빠른 때)까지 귀하께서는 특허출원서에 최초로 첨부된 명세서 또는 도면에 기재된 사항의 범위 안에서 명세서 또는 도면을 보정할 수 있습니다. 3. 심사청구 특허출원은 출원일로부터 5년 이내에 특허법시행규칙 별지 제24호서식에 의거 심사청구를 하지 않으면 그 출원은 출원취하된 것으로 간주하여 처리됨을 알려드립니다. 4. 우선심사 특허출원 또는 디자인등록출원에 대해 조기에 심사발기를 원하시면 우선심사제도를 이용하실 수 있습니다. 5. 주소 등 변경 신고 출원인의 주소 등을 변경하고자 하는 경우에는 특허법 시행규칙 별지 제4호의 2서식에 의한 출원인 정보변경(경정) 신고서를 제출하여야 합니다. 6. 산업재산권 표시, 광고요령 특허 등 산업재산권을 출원 중에 있는 경우에는 해당 산업재산이 출원상태임을 다음과 같이 표시하여야 하며, 이를 위반할 경우 특허법 제224조 및 제227조에 의거 처벌 받게 됩니다. 예) 특허출원 10-2001-00000001, 실용신안등록출원 20-2001-00000001, 디자인등록출원 30-2001-00000001, 상표등록출원 40-2001-00000001 7. 미성년자 미성년자의 출원인이 만20세에 도달하는 경우 출원인의 부모 등 법정대리인의 대리권은 소멸하게 되므로, 출원인은 직접 또는 대리인을 새로이 선임하여 특허에 관한 절차를 밟을 수 있습니다. 8. 문의처 기타 문의사항이 있으시면 특허고령 콜센터(1544-8080)에 문의하시거나 특허청 홈페이지(www.kipo.go.kr)를 참고하시기 바랍니다. 9. 특허청 주소 302-701 대전광역시 서구 선사로 139 정부대전청사 4동 특허청 서울사무소 주소 135-911 서울특별시 강남구 역삼동 647-9 한국지식센터 FAX) 대전 : 042-472-7140, 서울 : 02-566-8454

특 허 명 칭	하이브리드 냉방방법
요약	본 발명에 따르면, 내부에 형성된 제1 관로를 통해 저온저압의 액체 냉매가 통과하면서 외부의 열을 빼앗는 증발기와, 상기 증발기에 의해 냉각된 공기를 배출시키는 대류팬을 포함하는 대류부에 의해 대류 냉방 또는 제습을 제공하고, 그리고 내부에 형성된 제2 관로를 통해 저온저압의 액체 냉매가 통과하는 복사패널부에 의해 복사 냉방을 제공하는 하이브리드 복사 냉방 방법이 제공된다. 본 발명의 실시예에 따르면, 복사와 대류를 병용하여 냉방이 가능하므로 복사 냉방의 열전달 효율을 높일 수 있다.
증빙	관 인 생 략 출 원 번 호 통 지 서 출 원 일 자 2008.12.02 특 기 사 항 심사청구(유) 공개신청(무) 참조번호(0002) 출 원 번 호 10-2008-0120988 (접수번호 1-1-2008-0830579-82) 출 원 인 명 칭 주식회사 삼화에이스(1-1999-031040-2) 대 리 인 성 명 특허법인태팩(9-2008-100101-3) 발 명 자 성 명 김학근 발 명 의 명 칭 하이브리드 복사 냉방 방법 특 허 청 장 - 출원번호통지서 출원 이후 심사절정 상황 등을 확인하실 때에는 출원번호가 필요하오니 출원번호통지서는 출원결과가 종료될 때까지 보관하시기 바랍니다. 2-가. 특허 및 실용신안 출원은 심사청구 후 평균 10개월에 1차 심사처리가 이루어지고, 상표 및 디자인은 출원 후 평균 6개월에 1차 심사처리가 이루어집니다. 2-나. 특허 및 실용신안은 특허청 홈페이지(http://www.kipo.go.kr) 이하 "출판이지"라 함) 내 "특허로(출원인검색출원)" 사이트 "나의출원등록조회"에서 1차 심사처리 1개월 전부터 1차 심사결과통지 예정시기를 확인할 수 있으며, 통 사이트 코너인 "통지서비스신청"에서 1차 심사결과통지 예정시기 알림 서비스를 신청하시면 1차 심사처리 약 1개월 전에 해당 출원 권의 1차 심사결과통지 예정시기를 SMS 또는 E-mail 서비스로 제공 받을 수 있습니다.(단 출판이지 회원에 한하여 통지서비스 신청 가능) 2-다. 상표 및 디자인은 특허청 홈페이지(공지사항)에 유별 1차 심사결과통지 예정시기를 매일 게시하고 있으며, 특허정보검색서비스 시스템(http://www.kipris.or.kr)을 통해 개별 출원권에 대한 1차 심사결과통지 예정시기를 알려드립니다. 또한, 출원시 1차 심사결과통지 예정시기 알림 서비스를 신청하시면, SMS 또는 E-mail 서비스로 제공해 드립니다. 2-라. 1차 심사결과통지 예정시기는 사정에 의한 다소 늦거나 빨라 질 수 있습니다. 2-리. 1차 심사결과통지시(심사관이 특허결정의 통보를 전달하기 전 또는 심사관이 최초로 거절이유를 통지한 후 출원인이 그 거절이유를 받기 전 중 어느 때)까지 귀하께서는 특허출원서에 최초로 첨부된 명세서 또는 도면에 기재된 사항의 범위 안에서 명세서 또는 도면을 보정할 수 있습니다. - 심사청구 특허출원은 출원일로부터 5년 이내에 특허법시행규칙 별지 제24호서식에 의거 심사청구할 수 없으며 그 출원은 출원취하된 것으로 간주하여 처리됨을 알려드립니다. - 무선심사 특허출원 또는 디자인등록출원에 대해 초기에 심사받기를 원하시면 무선심사제도를 이용하실 수 있습니다. - 주소 등 변경신고 출원인의 주소 등을 변경하고자 하는 경우에는 특허법 시행규칙 별지 제4호의 2서식에 의한 출원인 정보변경(경정) 신고서를 제출하여야 합니다. - 상업재산권 표시, 광고요청 특허 등 상업재산권을 출원 중에 있는 경우에는 해당 상업재산에 출원상당임을 다음과 같이 표시하여야 하며, 이를 위반할 경우 특허법 제224조 및 제227조에 의거 처벌 받게 됩니다. 예) 특허출원 10-2001-0000001, 실용신안등록출원 20-2001-0000001, 디자인등록출원 30-2001-0000001, 상표등록출원 40-2001-0000001 - 미성년자 미성년자의 출원인이 만20세에 도달하는 경우 출원인의 부모 등 법정대리인의 대리권을 소멸하게 되므로, 출원인은 직접 또는 대리인을 새로이 선임하여 특허에 관한 절차를 밟을 수 있습니다. - 종의청 기타 문의사항이 있으시면 특허고려 콜센터(1544-8080)에 문의하시기나 특허청 홈페이지(www.kipo.go.kr)를 참고하시기 바랍니다. - 특허청 주소 302-701 대전광역시 서구 신사로 139 정부대전청사 4동 특허청 서울사무소 주소 135-011 서울특별시 강남구 역삼동 547-9 한국지식산업 FAX) 대전 : 042-472-7140, 서울 : 02-566-8454

논 문 명 칭	복사-대류 겸용 하이브리드 냉방기
요약	본 연구에서는 복사판넬 표면온도를 노점 온도이하로 유지하여 결로를 유발시킴으로써 냉각 열량을 현저히 증가시키고 실내 쾌적감을 개선 할 수 있는 1.0kW용량의 복사-대류방식의 하이브리드 냉방기를 개발하였다. 시제품은 복사냉방과 제습부로 구성되는데 각각 독립적인 사이클로 작동한다. 냉매는 R-134a를 사용한다. 최적의 냉매 충전량은 두 사이클 모두 750g, 최적의 증발압력은 복사판넬의 경우는 3.7bar, 제습부의 경우는 3.9bar에서 나타났다. 이때 제습부의 전열량은 0.94kW, 복사판넬의 전열량은 1.01kW이고 압축기 소비동력은 0.59kW로 COP는 3.3으로 나타났다.
증빙	대한설비공학회 2008 동계학술발표대회 논문집 pp. 330 ~ 333 08-W-056 복사-대류 겸용 하이브리드 냉방기 변 호 원*, 오 왕 규*, 김 내 현**, 최 병 남**, 이 상 열***, 한 성 필*** *인천대학교 기계공학과, **삼화에이스, ***한일MEC Hybrid Air-Conditioner Using Both Radiation and Convection Ho-Won Byun*, Wang-Kyu Oh*, Nae-Hyun Kim**, Byung-Nam Choi**, Sang-Yeup Lee***, Sung-Pil Han*** *Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, **Sanhwa Ace Co. ***Hanil Mec ABSTRACT The hybrid air-conditioner, where air is cooled both by convection and radiation, is developed. The indoor unit of the air-conditioner consists of radiation panel and dehumidification coil, where refrigeration R-134a is supplied by independent refrigeration cycles. Optimum refrigerant charge was 750g for both cycles. Optimum evaporation pressure was 3.7 bar for the radiation panel cycle and 3.9 bar for the dehumidification cycle. The cooling capacity of the radiation panel was 1.01 kW and that of the dehumidification coil was 0.94kW, which yielded COP of 3.3. Key words: Hybrid (하이브리드), Air-Conditioner (냉방기), Radiation (복사), Convection (대류) 1. 개 요 현재 공동주택의 냉방에는 에어컨이라는 통칭되는 증기압축식 냉동기가 설치하여 사용되고 있다. 에어컨은 편리하게 냉방에 활용될 수 있지만, 강제 대류형이고 용량이 크기 때문에 냉기류가 직접 사람들에게 도달하여 불쾌감을 유발할 뿐만 아니라, 냉방이 지나칠 경우 냉방병이나 두통 등 여러 부작용들이 나타날 수 있다. 특히, 하절기 야간의 경우 취침 시 에어컨을 가동하면 너무 낮은 온도와 기류로 인해 오히려 취침을 방해하는 요인으로 작용하며, 에어컨을 가동하지 않으면 열대야로 인해 잠을 이루지 못하는 상황이 발생한다. 이러한 대류식 냉방기의 단점을 극복하고자 복사 냉방에 대한 연구가 유입을 중심으로 활발하게 이루어져 왔다.^(1, 2, 3) 복사냉방은 대류 냉방 방식에 비하여 냉각 열량이 적기 때문에 전장이나 바닥면을 활용하여 이루어진다. 이 경 † Corresponding author Tel: +82-32-770-8420; fax: +82-32-770-8410 E-mail address: lnh0001@incheon.ac.kr - 330 -

부록 5 시험성적서(KOLAS)



성적서 번호 : 09 - 2452 - 4
 총 4 페이지 중 1 페이지

시험성적서

- 1. 신청자**
 회사명 : (주) 삼화 에이스
 주소 : 서울특별시 서초구 서초3동 1558-20
- 2. 시험품**
 품명 : 복사 냉방기
 모델/형식 : -
 제조자 : (주) 삼화 에이스
- 3. 시험규격/방법** : KS C 9306 : 2002
- 4. 시험결과** : 뒷면참조
- 5. 성적서 용도** : 자체 실험용
- 6. 접수 일자** : 2009. 1. 8
- 7. 발급 일자** : 2009. 1. 15

시험자 
 에너지 기술센터
 최준영

승인자 
 에너지 기술센터장
 이우철

본 성적서의 시험결과는 신청자로부터 제공된 시험품에만 적용되며, 본원의 사전 승인 없이는 본 성적서의 전부 또는 일부를 복사하여 사용할 수 없습니다.



서울특별시 구로구 구로3동 222-1(주 152-718)
<http://www.ktl.or.kr>

Tel : 02-860-1341
 Fax : 02-860-1328

FP204-02-01



성적서 번호 : 09 - 2452 - 4
 총 4 페이지 중 2 페이지

시험성적서

- 1. 일반 사항**
 (주)삼화 에이스에서는 자체 개발한 복사 냉방기(모일명 미정)의 성능을 KS C 9306 에어컨디셔너 규격에 시험한 결과로 자체 시험 인정용임.

[표 1] 제품 사양서

모델	-
냉방 능력 (W)	1,200
냉방 정격소비전력 (kW)	650
전원	단상, 220V, 60Hz
냉매	R-22, 650g



[그림 1] 시험품

FP204-02-01



성적서 번호 : 09 - 2452 - 4
 총 4 페이지 중 3 페이지

시험성적서

- 2. 시험 조건**
 2.1 KS C 9306 [표 10]에 문전조건에 따른.

[표 1] 시험조건

시험 조건	실내측 공기 상태		실외측 공기 상태	
	건구 온도 ℃	습구 온도 ℃	건구 온도 ℃	습구 온도 ℃
냉방표준조건	27.0±0.3	19.5±0.2	35.0±0.3	24.0±0.2

- 3. 시험 방법**
 3.1 위의 시험조건에서 표준 공기 연달피 유효측정기에서 풍량이 가장 최대 일 때 다음과 같은 시험을 수행함.
 3.1.1 KS C 9306 9.8 에 따라 냉방능력을 측정함.
 3.1.2 본 시험은 공기 연달피 방식으로 시험함.

FP204-02-01



성적서 번호 : 09 - 2452 - 4
 총 4 페이지 중 4 페이지

시험성적서

- 4. 시험 결과**
 4.1 냉방표준능력

시험시간 (분)	35	
소비전력 (W)	650	
실내 온도	실내측 건구	27.01℃
	실내측 습구	19.47℃
실외 온도	실외측 건구	35.05℃
	실외측 습구	24.02℃
실내측 공기 유통<STD>	3.6CMM	
*1) 챔버차압	2.00mmAq	
실내측 토출 건구/습구 온도 (풍동 내)	17.53℃ / 15.02℃	
대기압	101.3kPa	
냉방능력(W)	1,258	
COP (W/W)	1.94	

FP204-02-01

주 의 사 항

1. 본 보고서는 국토해양부가 출연하고 한국건설교통기술평가원에서 위탁시행 한 건설기술 연구개발사업의 중간 연구보고서입니다.
2. 본 보고서의 내용을 발표할 때에는 반드시 국토해양부가 출연하고 한국건설교통기술평가원에서 위탁시행 한 건설기술연구개발사업임을 밝혀야 합니다.
3. 국가보안 차원에서 필요하다고 인정되는 내용은 대외적으로 발표 및 공개하여서는 아니 됩니다.

본 보고서와 관련하여 문의를 원하시는 분은 아래의 문의처로 연락을 주시기 바랍니다.

- 문의처 : 한국건설교통기술평가원 TEL 031)381-6311
(주)삼화에이스 TEL 02)523-2242
인 천 대 학 교 TEL 032)770-8420
(주)한일엠이씨 TEL 02)6340-3000

R&D / 06건설핵심D09

복사-대류 병용 하이브리드 냉방기 설계 및 제조기술 개발 연구 보고서

■ 발행일 / 2008 . 12. 16.

■ 발행처 / (주)삼화에이스

서울시 서초구 서초동 1558-20 번지

TEL : 02-523-2242(대)

■ 인쇄처 / 두두기획