19CTAP-C141826-02

플러스 에너지 공동주택을 위한 유기 랭킨 사이클 기술 기반 제습공조 시스템 개발

최종보고서

2020

국토교통과학기술진흥원

도시건축실

보안 과제( ), 일반 과제(√) / 공개(√), 비공개( )발간등록번호()

국토교통기술촉진연구 사업 제2차 연도 최종 보고서

R&D / 19CTAP-C141826-02

플러스 에너지 공동주택을 위한 유기 랭킨 사이클 기술 기반 제습공조시스템 개발 최종보고서

2020. 02. 12.

주관연구기관 / 한양대학교 산학협력단

국 토 교 통 부

국토교통과학기술진흥원

제 출 문

국토교통과학기술진흥원장 귀하

'플러스 에너지 공동주택을 위한 유기 랭킨 사이클 기술 기반 제습공조시스템 개발'(연구개발기간 : 2018. 04. 17 ~ 2019. 12. 31) 과제의 최종보고서 10부를 제출합니다.

2020. 02. 12.

주관연구기관명 : 한양대학교 산학협력단 이 수 재 (인)



주관연구기관책임자: 정 재 원

국토교통부소관 연구개발사업 운영규정 제29조에 따라 최종보고서 열람에 동의합니다.

보고서 요약서

과제 고유 번호	19CTAP-C14 1826-02	해당 단계 연구 기간	2019.01.01 ~ 2019.12.31	단계구분	2/2
연구사업명	중사업명	국토교통기술촉진연구사업			
	세부사업명				
연구과제명	대과제명	플러스 에너지 공동주택을 위한 유기 랭킨 사이클 기술 기반 제습공조시스템 개발			
	세부과제명				
연구책임자	정 재 원	해당단계 참여연구원 수	총: 17명 내부: 17명 외부: 명	해당단계 연구비	정부: 220,000천원 민간: 천원 정부외: 천원 상대국: 천원 계: 220,000천원
		총 연구기간 참여연구원 수	총: 17명 내부: 17명 외부: 명	총 연구비	정부: 370,000천원 민간: 천원 정부외: 천원 상대국: 천원 계: 370,000천원
연구기관명 및 소속 부서명	한양대학교 산학협력단 / 건축공학과			참여기업명	
국제공동연구	상대국명:			상대국 연구기관명:	
위탁연구	연구기관명:			연구책임자:	

※ 국내·외의 기술개발 현황은 연구개발계획서에 기재한 내용으로 갈음

연구개발성과의 보안등급 및 사유	일반과제

9대 성과 등록·기탁번호

구분	논문	특허	보고서 원문	연구시설·장비	기술요약 정보	소프트웨어	화합물	생명자원		신품종	
								생명 정보	생물 자원	정보	실물
등록·기탁 번호	14편	5(출원)									

국가과학기술종합정보시스템에 등록한 연구시설·장비 현황

구입기관	연구시설·장비명	규격 (모델명)	수량	구입연월일	구입가격 (천원)	구입처 (전화)	비고 (설치장소)	NTIS 등록번호

요약(연구개발성과를 중심으로 개조식으로 작성하되, 500자 이내로 작성합니다)	보고서 면수: 233

요약문

연구의 목적 및 내용	공동주택의 플러스 에너지화를 위한 미활용 열원 회수 유기 랭킨 사이클 적용 제습공조시스템의 프로토타입을 제안하고 구성요소별 성능예측 모델의 개발과 제안된 시스템의 실험용 시제품 제작 및 운전을 통한 목표성능 실증의 총 3단계의 연구과정을 통해 유기 랭킨 사이클과 제습 증발냉각 기반 기술의 융합을 통한 공동주택 중앙공조시스템 구현을 위한 핵심 요소기술 개발 및 적용 가능성 검증 (TRL 2-4 단계) • 공동주택에 적용 가능한 유기 랭킨 사이클 적용 제습공조시스템 구성안 도출 • 제습기 및 증발냉각기, 유기 랭킨 사이클의 성능 예측모델 개발 • 에너지 및 탄소배출 저감효과 예측 • 실내 쾌적성 및 공기질 개선 효과 예측 • 유기 랭킨 사이클 적용 제습공조시스템의 시제품 설계 및 제작 • 유기 랭킨 사이클 적용 제습공조시스템의 핵심 구성요소별 목표성능 실증 • 실험용 시제품 운전을 통한 에너지 절감 및 공기질 개선 효과 실증
연구개발성과	• 공동주택에 적용 가능한 미활용 열원 회수 유기 랭킨 사이클을 이용한 제습 증발냉각 기반 공조시스템 프로토타입 도출 • 급기풍량 500m^3/h 규모에 적합한 다양한 종류의 제습기, 증발냉각기, 유기 랭킨 사이클 실험용 시제품 제작 및 실험실 수준의 실증 실험 • 다양한 제습기 및 증발냉각기, 유기 랭킨 사이클의 성능 예측모델 개발 • 항온항습 실험 챔버를 이용한 실증 실험을 통해 기존 시스템 대비 향상된 에너지절감, 열쾌적 및 실내 공기질 개선 목표달성 • 유기 랭킨 사이클을 이용한 제습 증발냉각 기반 공조시스템의 성능이 최적화된 통합 제어 알고리즘 도출
연구개발성과의 활용계획 (기대효과)	• 플러스 에너지 건물 구현을 위한 주요 핵심기술로 활용 • 신재료 및 요소기술 개발 활성화 • 주요 핵심기술의 국내특허 및 PCT 출원을 통해 관련 기업체들에 대한 기술이전 추진 • HVAC 시스템 제작업체와의 제휴를 통해 다양한 패키지형 제습 증발냉각시스템 기반 변풍량 공조기 개발 추진 • 친환경 고효율 공조설비 분야 성장동력 제공 • 건물분야 신재생에너지 적용확대 및 저에너지 친환경 탄소중립 도시 실현 • 건물분야 온실가스배출 감소에 핵심 요소기술 • 고부가가치 기술 개발을 통한 국내 기술 자립도 향상 • 쾌적한 실내 환경, 국민 건강과 생활의 질 향상

국문핵심어 (5개 이내)	제습시스템	증발냉각 시스템	유기 랭킨 사이클	플러스 에너지 건물	미활용 열원 회수
영문핵심어 (5개 이내)	Desiccant system	Evaporative cooling system	Organic Rankine cycle	Plus energy building	Waste heat recovery

〈 목 차 〉

1. 연구개발과제의 개요 ····· 5

가. 연구개발의 배경 ····· 5

나. 연구개발의 개요 ····· 7

다. 연구개발 대상의 국내외 현황 ····· 8

라. 기술개발의 성숙도 ····· 17

마. 연구개발의 중요성 ····· 18

바. 선행 연구 내용 및 결과 ····· 19

2. 연구수행내용 및 성과 ····· 26

가. 연구개발의 최종 목표 ····· 26

나. 연차별 연구개발 목표 및 내용 ····· 26

다. 연구개발의 추진전략·방법 및 추진체계 ····· 30

라. 연차별 연구 수행 내용 ····· 34

3. 목표 달성도 및 관련 분야 기여도 ····· 199

가. 최종 성과 목표 ····· 199

나. 1차년도 ····· 202

다. 2차년도 ····· 210

라. 목표 미달성 시 원인 및 차후대책 ····· 219

4. 연구개발성과의 활용 계획 ····· 220

가. 연구개발성과 활용 가능 분야 ····· 220

나. 연구개발성과 활용 방법 ····· 220

다. 연구개발성과에 따른 기대효과 ····· 221

붙임. 참고 문헌 ····· 222

<별첨> 주관연구기관의 자체평가 의견서

1. 연구개발과제의 개요

가. 연구개발의 배경

- 국내에서는 2000년대 이후 공동주택을 대상으로 한 그린빌딩 인증제 시행을 시작했으며, 점차 건물에서의 제로 에너지(Zero energy) 사업을 활성화 시키고 있음. 그에 따라, **2025년 제로에너지주택 의무화를 목표**로 신축 공동주택의 에너지 의무절감률을 단계적으로 강화하고 있고, 제로 에너지건축 시대를 넘어 에너지를 생산하는 플러스 에너지(Plus energy) 건축물을 궁극적인 목표로 하고 있음.
- 2030년 국가 온실가스 감축 기본 로드맵에 의해 2030년 탄소배출 전망치(BAU)인 851백만 톤 대비 **37% 감축을 목표로 함에 따라 건물 분야에서는 신재생 에너지의 사용 및 대부분의 건물 에너지 소비부분을 차지하는 건물의 냉/난방 에너지 절감이 필수**적인 요소가 됨.
- 국토교통부의 연도별 주거실태조사에 따르면 단독주택에 거주하는 가구의 비율은 점차 감소하는 반면 공동주택(i.e., 아파트)에 거주하는 가구의 비율은 증가하고 있으며 그 비율이 약 75%에 해당함. 제로 에너지 및 플러스 에너지 주택 실현을 위해서는 **공동주택에서의 에너지 소비 절감 전략이 요구**됨.
- 건물의 에너지 소비는 건축적 성능과 설비시스템의 성능, 거주자의 건물 운영에 많은 영향을 받음. 따라서 에너지 및 온실가스 저감을 위한 패시브(Passive) 및 액티브(Active) 건축기술의 도입에 관심이 높아지는 추세이나, 이를 뒷받침하는 요소기술의 발굴이 미진하고 초기 투자비가 높아 기술의 국산화 및 상용화가 미흡한 수준임. **플러스 에너지 공동주택 구현에 있어 건물의 냉/난방 에너지 소비를 줄이는 기술이 필요하며 기술의 국산화가 요구**됨.
- 에너지경제연구원에 따르면 국내 제조업의 에너지 소비량은 연간 9700만 TOE로, 이 중 약 11%가 폐열로 버려지고 있음. 산업체의 소각로와 보일러 등에서 나오는 폐열은 난방, 공정용 증기 생산, 증기터빈을 이용한 전력생산 등에 재활용되고 있지만, **350° C 이하의 폐열은 직접적인 이용이 어려워 대부분 대기로 방출되고 있는 실정**임. 최근 기술적인 성장에 따라 그동안 경제성 확보가 어려워 이용되지 못하고 버려지던 에너지인 **중저온의 미활용 열원 이용 기술에 대한 연구가 활발히 진행 중**에 있음.
- 2030년 온실가스 절감 목표량(i.e., BAU 대비 37%)을 달성해야 하는 상황에서 버려지는 미활용 에너지의 사용을 확대하면 그만큼 화석연료 사용을 줄일 수 있음. 그에 따라, 최근 **도심 주변 저온의 미활용 열원을 도심 내 주거 및 상업시설의 냉난방 열원으로 활용하기 위한 방안**을 모색하고 있음.
- 한편, 국제적으로는 지속적인 유가상승과 기후변화협약에 대응하고, 국내적으로는 에너지 소비량의 증가에도 불구하고 **높은 에너지 수입의존도를 완화하고 계절별 에너지수요편차와 전력난을 극복**하기 위해 **고효율이면서 친환경적인 시스템인 열병합발전(CHP, Combined heat and power)시스템의 필요성**이 대두되고 있음. 열병합발전시스템은 **기존 발전시스템**

(i.e., 발전효율 30-45%)과 비교하였을 때 동일한 에너지를 투입하여 70-80%의 에너지 이용효율을 보이는 고효율 에너지 절약형 발전시스템임.

- 열병합발전에 의한 전력과 열의 생산비율은 3:4정도로 열병합발전시스템의 효율적인 이용을 위해서는 적절한 전력과 열 수요 비율 유지가 필요함(이대영, 2006). 그러나 국내 가정 및 상업용 건물에서 **전력수요는 연중 비교적 일정하며 하절기에 최댓값**을 나타내는 반면, **열수요는 동절기에 커지며 하절기에는 최소**가 됨. **하절기에 열수요를 창출함으로써 에너지 이용효율 증가**시킬 필요가 있음.
- 국내 대부분의 공동주택은 세대별로 설치된 패키지 또는 시스템 에어컨과 가정용 보일러를 통한 개별 냉/난방 방식을 채택하고 있음. 이때 사용되는 에어컨은 **증기 압축식 냉동사이클에 기반한 냉방 시스템으로 매년 여름철이면 반복되는 국가 전력 수급 문제를 일으키는 원인 중 하나**임. 따라서, **냉방에 전기가 아닌 열을 사용함으로써 여름철 에너지 이용 불균형 문제를 해결하고 전력 피크부하를 낮출 수 있는 냉방 시스템 개발이 필요**함. 또한, 플러스 에너지 주택의 핵심이기도 한 패시브 기술이 적용된 냉방 시스템 개발이 요구되고 있음.
- **2006년 이후 신축 또는 리모델링하는 100가구 이상 공동주택은 의무적으로 기계환기 시스템을 설치**하여 적절한 외기도입량을 확보 할 수 있도록 되어 있음. 고농도 미세먼지에 대한 걱정이 높아지며 창문을 닫고 생활하는 거주자들이 많아짐에 따라 쾌적하고 건강한 실내 환경을 위해 기계환기의 필요성이 증대하였음. 하지만, 거주자는 환기 시스템의 조작의 어려움, 미인지, 소음, 비용 등을 이유로 사용하지 않고 있음. 따라서, **온/습도 설정을 통해 쉽게 제어가 가능하며 환기 및 냉/난방요구를 동시에 충족시킬 수 있는 공조시스템의 공동주택에 대한 적용도 고려해볼 필요**가 있음.
- 현재 가장 에너지 절약적이라고 알려진 **변풍량 공조시스템**은 냉각코일을 이용해 실내의 잠열 및 현열부하를 동시에 처리하므로 잠열부하에 맞춰서 운전될 경우 급기의 과냉각에 의해 실내 쾌적도를 만족시키지 못할 우려가 있어 재열부하가 증가하는 원인이 됨. 또한, 가정용 전기 에어컨과 마찬가지로 **증기 압축식 냉동사이클에 기반하기 때문에 여름철 전력 수급 문제를 일으키는 원인 중 하나**임. 또한 기존 공조시스템은 지구온난화지수(Global Warming Potential, GWP)가 상대적으로 높은 냉매를 사용함으로써 정부차원의 지구온난화 방지를 위한 정책목표 달성에 큰 부담을 주고 있어 기존 냉매를 사용하지 않는 차세대 공조시스템 개발이 필요함.
- 최근 북미 및 유럽 선진국을 포함하여 국내에서도 **기존 공조시스템 대비 높은 에너지 절감이 가능하고, 기존 냉매를 전혀 사용하지 않으며, 오염된 실내공기는 모두 외부로 배출하고 신선한 외기만을 도입하여 실내 냉/난방 및 환기를 공급함으로써 실간 교차오염 문제를 원천적으로 차단할 수 있는 차세대 공조시스템 기술이 개발되어 실용화 직전 단계**에 접어들고 있음. 하지만 공동주택에 적용한 사례는 거의 없으며, 이러한 시스템을 공동주택에 적용하기 위해서는 공동주택에 적합한 방식의 배관 설계, 열원설비 설치 등이 요구됨.

나. 연구개발의 개요

- 본 연구는 궁극적으로 공동주택의 플러스 에너지화를 달성하기 위해 기본이 되는 냉/난방 시스템의 에너지를 절감할 수 있는 친환경 차세대 공조시스템의 핵심 기술을 개발하고자 함. 차세대 공조시스템을 구현하는 핵심 기술로는 **물의 증발잠열을 이용하여 실내로 급기되는 공기를 냉각시켜 냉방 에너지 소비를 최소화하는 고효율 증발냉각기술**과 **증발냉각효과를 극대화 시켜주면서 전력 피크 부하를 줄이기 위해 열을 사용하는 냉방시스템(Heat-driven cooling system)인 고체식 또는 액체식 제습시스템**, 기존의 랭킨 사이클과 유사하나 물 대신 증발온도가 낮은 작동유체를 활용하여 상대적으로 **온도가 낮은 (70-300℃) 열원을 이용하여 전력을 생산하는 유기 랭킨 사이클**이 있음(그림 1).

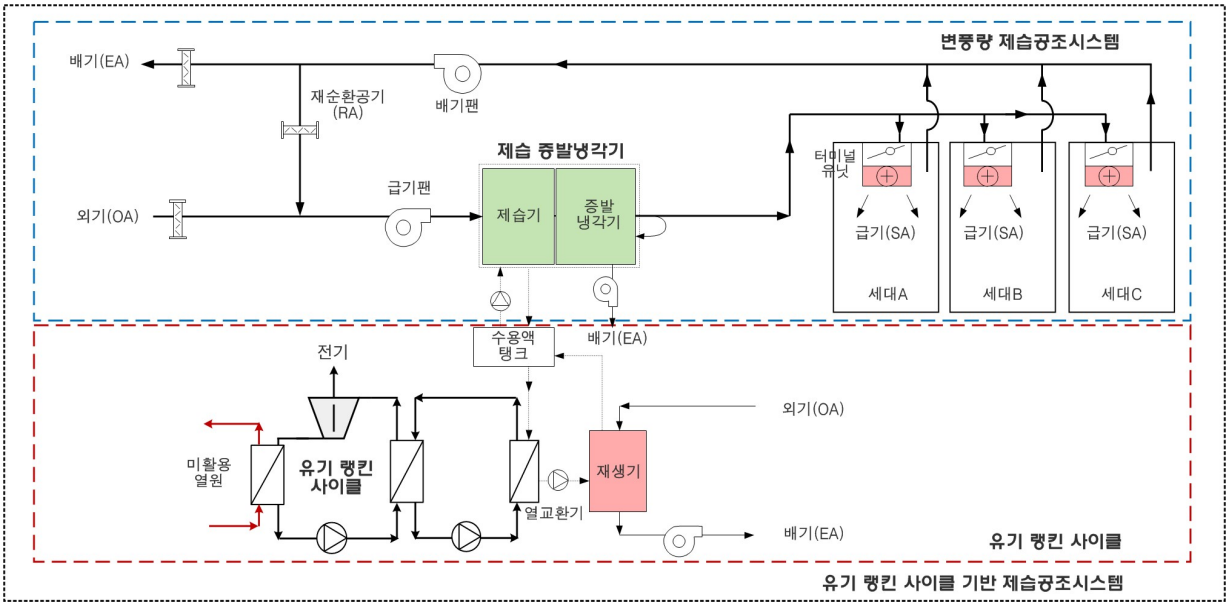


그림 1. 유기 랭킨 사이클을 이용한 제습공조시스템 개념도

- 공동주택에서 주로 사용되고 있는 기존의 개별 냉/난방 방식이 아닌 중앙 냉/난방과 환기를 결합한 **중앙 공조 방식을 채택하여 에너지관리나 유지관리, 보수에 용이성을 높이고자 함**. 공동주택에서 환기 시스템의 의무화가 이루어짐에 따라 덕트 스페이스는 확보가 된 상태이기 때문에 추가적인 비용이 많이 들지 않을 것으로 예상됨.
- 최종적으로 **유기 랭킨 사이클로 미활용 열원을 이용하여 생산한 전기와 열을 공급받아 에너지 자립형 공조시스템을 구현하고,** 기존 변풍량 공조시스템 대비 30% 이상의 1차 에너지 및 탄소배출량을 감소시키고 공동주택의 플러스 에너지화에 기여할 수 있는 새로운 **제습 증발냉각 변풍량 공조시스템 개발**을 목표로 함.
- 본 연구에서 제안한 제습공조시스템은 기존 변풍량 공조시스템에 쉽게 적용 가능함으로써 상용화를 가속화시키며 **저온의 미활용 열원 및 열병합발전시스템과 제습 증발냉각 시스템**

의 성공적인 결합을 통하여 **관련 기술 분야의 새로운 글로벌 성장 동력으로 활용**될 수 있음.

다. 연구개발 대상의 국내외 현황

(1) 제습 증발냉각 기술의 국내외 현황

- 최근 미국, 캐나다, 멕시코를 중심으로 CO_2보다 1,370-2,100배 많은 GWP를 가지는 CFCs와 HCFCs의 생산 및 소비를 규제할 것을 몬트리올 프로토콜에 추가하는 안을 제안하면서, 이에 대한 절감이 주요 이슈로 다시 떠오르고 있음. 현재, 전 세계적으로 건물 냉방의 99%와 난방의 11%를 증기 압축식 시스템(Vapor-compression equipment)이 담당하는데, 여기에 사용되는 플루오르카본 기반 냉매는 대기 중에 노출될 경우 환경에 심각한 영향을 미치며, 이러한 노출은 설치, 이동, 수리 중에 빈번하게 발생하게 됨. 이에 따라, 미국, 캐나다, 멕시코에서는 2013년 4월 HFCs의 사용을 2016년에서부터 2033년까지 현재 사용량의 85%를 절감하는 목표를 설정하였으며, 또한, 유럽연합(EU)에서도 HFCs의 사용을 2030년까지 2014년 사용량 대비 2/3 수준으로 줄이는 목표를 설정하여 2015년 1월 1일부로 직접적인 판매 규제에 돌입하였음(European Commission, 2013).
- 이에 대한 대응으로 EU에서는 낮은 GWP를 가지는 대체냉매 개발 및 히트펌프 효율 향상에 대한 연구들을 중심으로 진행 중임. 미국 에너지성(Department of Energy, DOE)에서는 실용화 및 에너지 절감효과가 우수한 17개의 비증기 압축식(Non-vapor compression) 냉동기술을 제시(Goetzler et al., 2014)하고 있고, 액체식 제습 증발냉각(Evaporative liquid desiccant A/C) 및 증발(Evaporative)관련 기술이 상위를 차지하고 있음(그림 2).

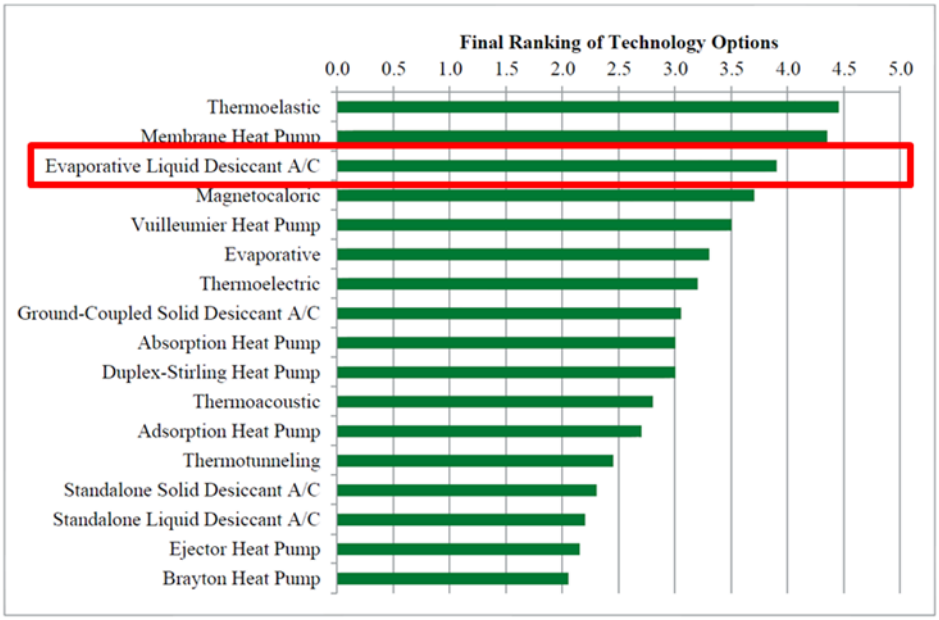
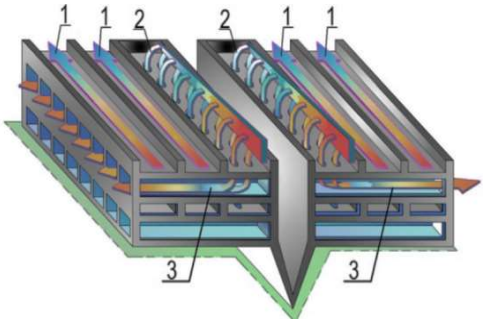
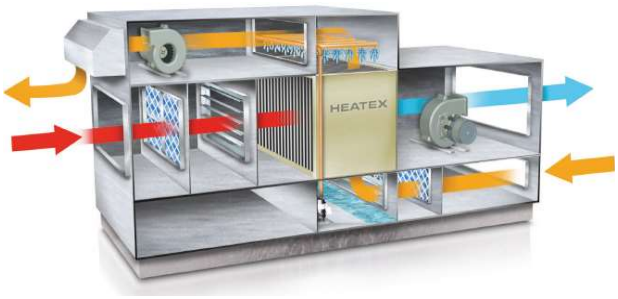


그림 2. 차세대 공조시스템에 적용 가능한 유망한 비증기 압축식 기술 순위(미국 DOE, 2014)

- 국내에서는 친환경 고효율 HVAC 시스템과 관련하여 저에너지친환경공동주택연구단에서는 바닥 복사냉난방시스템 및 모세관 복사냉방시스템, 고효율 온수분배기, 지능형 난방제어 시스템에 대한 연구를 진행하였으며, 한국과학기술연구원(KIST)의 열유동제어연구센터에서는 재생형 증발냉각기, 고효율 밀집형 액체제습냉방 기술을 개발한 바 있음. 능동형녹색빌딩(Active Green Bui액체식 제습시스템ing) 연구단에서는 저에너지환기기술 및 열원다변화냉난방기술을 연구함.
- 제습 증발냉각시스템은 증발냉각기의 성능이 전체 시스템의 냉각성능을 크게 좌우하기 때문에 충분한 냉각효과를 얻을 수 있는 고효율의 증발냉각기를 확보할 필요가 있음. **우리나라 기후에 적절한 증발냉각기 종류(i.e., 간접식, 직접식)와 공기의 유로를 적절히 이용한 방식(i.e., 재생형, M-cycle, 코일형)의 증발냉각기가 요구**됨. 간접식 증발냉각 효과를 높이는 기술로 재생형 간접증발냉각기, M(Maisotsenko)-cycle(그림 3), 코일형 간접증발냉각기(그림 3) 등이 제안되었음(Lee & Lee, 2013; Anisimov & Pandelidis, 2014).
- **제습시스템의 에너지 소비 절감을 위한 제습량 제어**가 필수적이기 때문에 제습 공기량 또는 제습 용액 순환량 및 농도 제어 등이 시도되었으나 실제 구현하기가 어렵거나 에너지 소비 절감이 크지 않았음. 최근 액체식 제습시스템의 제습량 제어를 위해 **다중효용 액체식 제습시스템(그림 4)을 통해 제습요구량에 맞춰 대수제어를 실시하는 방안이 제안**된 바 있음(Li et al., 2005; Liu et al., 2006; Xiong et al., 2010; Bassuoni, 2013).
- 제습 증발냉각 기술이 적용된 공조시스템의 에너지 성능을 향상시키기 위한 최근의 연구들을 살펴보면 **액체식 제습시스템 운전에 요구되는 에너지 소비를 절감시키기 위해 신재생에너지원 또는 히트펌프가 적용된 미활용 에너지 회수 기술이 주목**받고 있음(Yamaguchi et al., 2011; Zhang et al., 2012; Wang et al., 2015; Dong et al., 2017).
- 히트펌프 시스템의 경우 폐열회수와 함께 작동유체의 냉각과 가열이 동시에 가능한 이점을 가지고 있어 액체식 제습시스템의 에너지 성능을 향상시킬 수 있는 기술적 대안으로 평가되고 있음(Niu et al., 2012).
- 제습 증발냉각 기술이 적용된 공조시스템에 대한 다수의 선행연구를 살펴보면 다양한 종류의 제습기(i.e., 액체식 또는 고체식)와 증발냉각기(i.e., 간접식, 직접식, 재생형)가 조합(그림 5)을 이뤄 급기의 온습도 제어성능 향상과 함께 건물의 냉난방 에너지 절감을 입증하는 연구가 많이 진행되어 왔음(이재완 외., 2004; Kozubal et al., 2011; Kim et al., 2013; Gao et al., 2015; Ham et al., 2016).

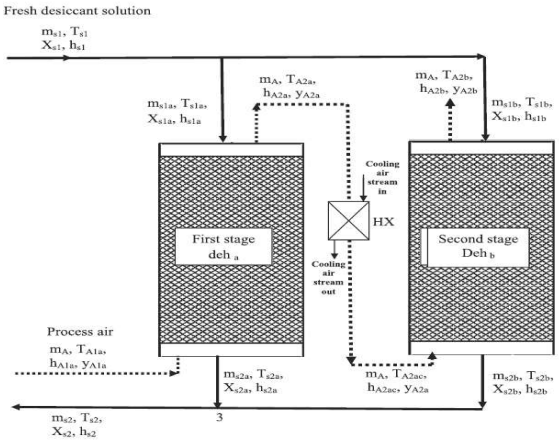


(a) M-cycle 증발냉각기
(Anisimov & Pandelidis, 2014)

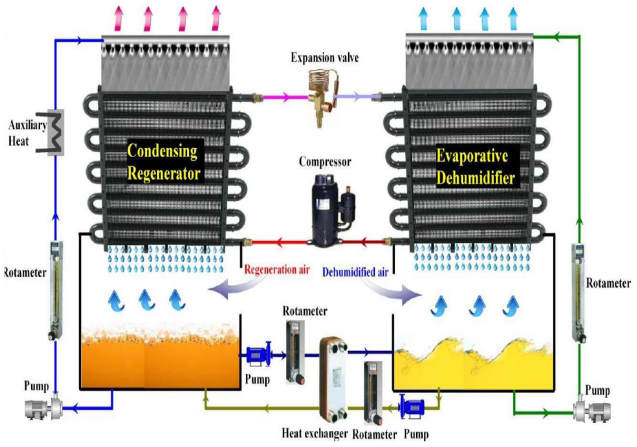


(b) 코일형 증발냉각기
(HEATEX)

그림 3. 증발냉각 시스템

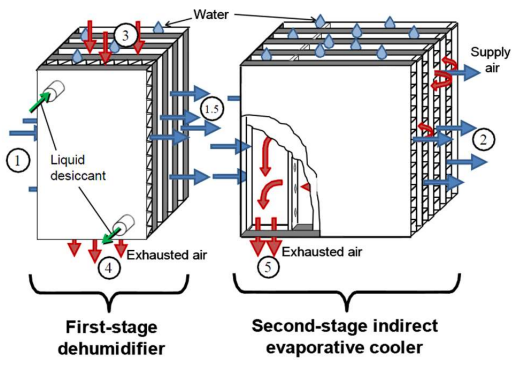


(a) 다중효용 액체식 제습시스템 개념도
(Bassuoni, 2013)

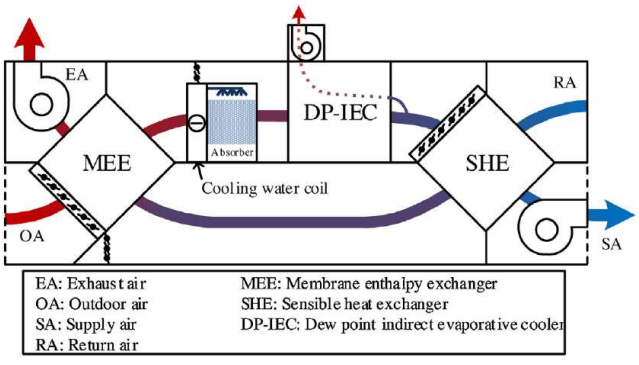


(b) 히트펌프 적용 액체식 제습시스템의 개념도
(Wang et al., 2015)

그림 4. 액체식 제습시스템



(a) DEVap 시스템 개요도
(Kozubal et al., 2011)



(b) LDEOS 개요
(Ham et al., 2016)

그림 5. 다양한 제습 증발냉각 시스템

- 제습 증발냉각 시스템 관련 국내외 연구 동향의 경우, 기존의 각 구성요소별 성능 실증과 관련된 연구는 지속적으로 수행되고 있음. 하지만, 추가적으로 제습 증발냉각 시스템의 에너지 성능 향상을 위한 미활용 에너지원 적용과 관련된 히트펌프 적용연구가 활발하게 진행되고 있음.
- 냉각과 가열 열원을 동시에 공급하여 구동되는 제습시스템의 운전 특성으로 인하여, 제습수용액의 동시 냉각 및 가열 열원을 공급하기 위한 히트펌프 기반 액체식 제습시스템 운전을 통한 에너지 성능 향상과 관련된 다수의 연구가 진행되고 있음.
- Tu et al. (2017)은 히트펌프를 적용한 고체식 제습시스템의 에너지 성능 및 냉각성능 향상을 분석함. 기존 냉각 및 가열열원을 분리해 공급하는 방식에서 히트펌프를 적용한 동시 공급방식을 통한 시스템 COP향상 및 에너지 절감 효과를 분석 하였으며, 열원공급을 바탕으로 운전되는 제습시스템의 냉방 특성을 효율적으로 향상할 수 있는 기술적 대안으로 제안함.
- Zhang & Yin (2017)은 히트펌프를 적용한 액체식 제습시스템의 에너지 성능 향상을 위해 히트펌프에서 생성되는 열원과의 Capacity matching 방법을 적용함에 따라 최적의 에너지 성능 및 제습 성능을 구현할 수 있는 히트펌프 적용 액체식 제습시스템을 제안하였음. 히트펌프에서 방열되는 열원의 Heat balance를 유지하기 위해 이중효용 액체식 제습시스템을 제안하고 이와 관련된 시스템 성능 및 에너지 소비를 시뮬레이션으로 분석함 (그림 6).
- Sanaye & Taheri (2017)은 고온 다습한 기후지역에서 히트펌프가 적용된 액체식 제습시스템 및 증발냉각 시스템을 이용하여 액체식 제습시스템-HP 시스템의 에너지, 엑서지, 경제성 분석, 이산화탄소배출량을 종합적으로 분석을 실시함. 액체식 제습시스템과 히트펌프 시스템 결합을 통해 45%의 전기에너지를 감소하고 동시 4.83의 높은 COP를 달성하는 것을 분석함 (그림 6).
- 현재 제습 증발냉각 시스템은 구성요소 각각의 성능개선 뿐만 아니라 시스템 자체의 에너지 소비량을 줄이기 위한 연구가 활발히 진행되고 있음. 히트펌프는 냉/난방이 동시에 가능하다는 장점을 가졌지만 전기에너지를 소비하는데, 유기 랭킨 사이클은 전기와 열을 생산하는 반면 제습 공조시스템에 적용시 냉각열원이 추가로 필요하다는 단점이 있음. 이에 대한 비교 연구도 중요한 의미를 가질 수 있을 것으로 판단되며, 또한 추가적으로 유기랭킨 사이클을 기반 히트펌프 개발을 제습공조시스템에 적용 가능한 대안이 될 수도 있을 것으로 판단됨.

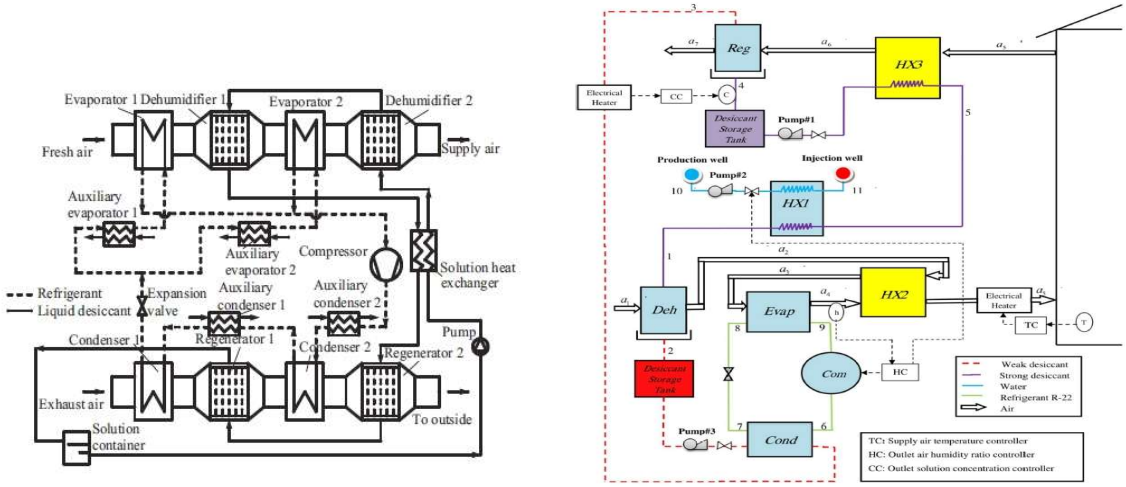


그림 6. 히트펌프 적용 액체식 제습시스템 연구 사례 개요도

(2) 미활용 열원 이용 기술의 국내외 현황

- 흡수식 냉동기나 제습 증발냉각과 같이 **냉방에 열을 이용하는 기술과 다양한 신재생 에너지 또는 열병합발전시스템이 연계**되어 적용 가능성 및 에너지 성능 분석이 수행되어 왔음 (Deng et al., 2011; Hwang, 2004; Kim et al., 2016; Dong et al., 2017; Worall et al., 2017).
- 한편, 해외에서는 미활용 열원을 이용한 에너지신산업이 적극 추진되고 있음. **일본은 모든 미활용 열을 신재생에너지로 인정을 추진 중**에 있고, **네덜란드, 오스트리아, 프랑스는 미활용 열을 이용해 효율향상 시 재생에너지에 포함**시키고자 하며 미국은 용융탄산염연료전지 (MCFC) 배기가스를 이용한 추가 발전기술을 선도하고 있음. 따라서 **우리나라도 미활용열 부문의 연구개발 시급**함. 미활용 열원을 발전에 사용할 경우 **중저온(300℃ 이하)의 미활용 열은 스팀 발전기보다 유기 랭킨 사이클을 이용한 발전이 더 경제적**임.
- **유기 랭킨 사이클은 현재 기술적으로 안전성과 경제성을 확보**하여 상용화 단계에 있음. 적절한 유기 냉매 선정과 관련된 연구와 다양한 미활용 열원 및 신재생 에너지 적용 기술에 대한 연구(Saitoh et al. 2007; Settino et al. 2017)가 활발히 진행 중이며, 주로 태양열, 지열, 바이오매스 등에서 열을 얻음. **유기 랭킨 사이클이 단일 시스템에 적용된 사례는 있지만 공조시스템 측면에서 건물에 적용된 사례는 많지 않음**.
- 공조시스템의 상용화 및 모듈화를 위해서는 소형 열병합발전시스템이 필요함. 국내에서는 가정용으로 2013년 ㈜거나백에서 소각폐열을 활용한 1-2 kW 규모의 발전장치를 개발하여 국산화한 바 있음.
- 김경민 외 (2018)는 지역열원을 다양한 종류의 미활용 에너지와 연계하여 지역열원의 이용을 활성화 하고자 함. 지역열원 열수송관 내부 차압에너지를 이용한 수력터빈 기반 발전시스템을 제안하였으며 3-5 kW의 수력터빈을 설치하였을 때 경제성을 가지는 것으로 나타남(그림 7).

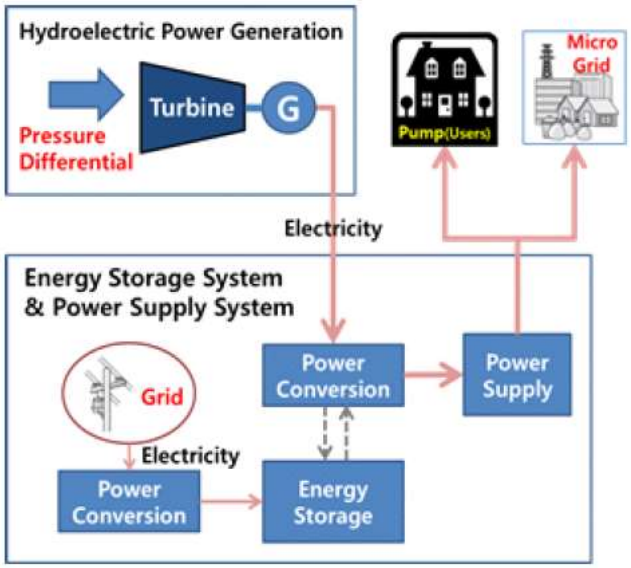


그림 7. 지역열원 열수송관 내부 차압에너지를 이용한 발전 시스템

- 이동원 외 (2018)는 신재생 에너지와 미활용 에너지를 융복합하여 단위지역의 에너지 자립을 구현하려는 친환경에너지타운 실증연구 사업을 수행 중. 태양열, 태양광, 지열, 연료전지 등 신재생 에너지와 하수처리수 등의 미활용 에너지를 이용해 공공건물의 에너지로 공급. 이러한 실증운전을 통해 각 설비의 효율적 이용을 위한 운전 및 제어 방법을 개선하고 있음.
- 이동현 외 (2018)는 연료전지 배열을 활용한 유기 랭킨 사이클 발전시스템을 개발. 연구에서 고려한 연료전지는 121 °C와 60 °C의 고온열과 저온열을 생산하며 필요에 따라 고온열만, 저온열만, 고온열과 저온열 모두 사용하는 경우에 대하여 유기 랭킨 사이클 성능 해석을 수행.
- Park&Kim (2018)은 건물의 냉난방에 미활용 에너지를 사용하는 케이스 스터디를 수행함. 미활용 에너지로 지하수를 이용하여 히트펌프를 구동함. 그 결과 최대 30%까지 건물의 에너지 소비량을 절감할 수 있는 것으로 나타났고 이산화탄소 배출량은 40% 감소시킬 수 있는 것으로 나타남(그림 8).

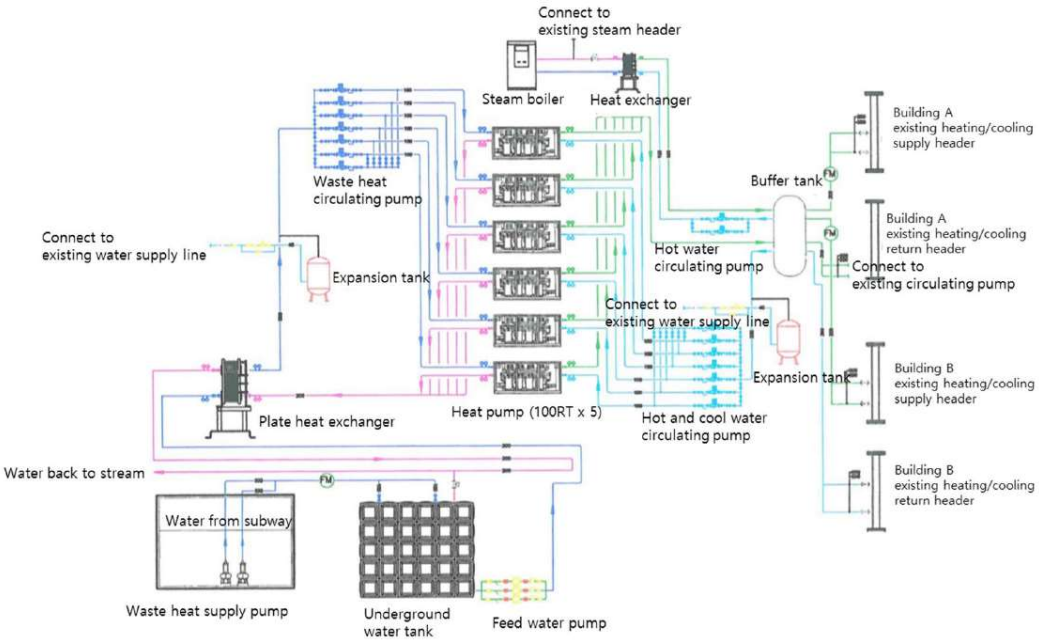


그림 8. 지하수를 이용한 히트펌프

- Dumont et al. (2018)은 패시브 하우스의 플러스 에너지화를 위해 사이클을 변환하여 전기를 생산할 수 있는 히트펌프를 적용함. 이 시스템은 필요에 따라 가열기, 히트펌프, 유기 랭킨 사이클로 이용가능함. 제안된 시스템은 건물에서 필요한 전체 열 요구량과 전기 생산량을 모두 충족시켜 플러스 에너지를 이룸(그림 9).
- 이처럼 최근에도 미활용 에너지를 이용하려는 사업 및 연구개발이 지속적으로 진행되고 있는 것으로 확인되었으며 이와 같은 추세는 공동주택 및 공조시스템에 적용시 에너지 및 환경적 측면에서 이점으로 작용할 수 있을 것으로 예측됨.
- 또한 선행 연구내용들을 바탕으로 볼 때 지역열원을 발전시스템에 활용 및 유기 랭킨 사이클을 주택에 이용하려는 국내외 연구들이 최근에도 이루어지는 것으로 확인되어 본 연구개발을 통해 유기 랭킨 사이클 기반 차세대 제습공조시스템에 대한 개발 이후 잠재적인 시장 형성 및 지속적인 성장이 가능할 밑바탕이 될 것으로 판단됨.

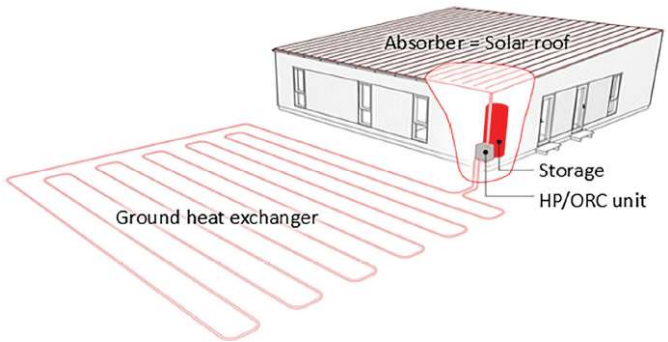


그림 9. 패시브하우스의 히트펌프-유기 랭킨 사이클 전환 시스템

(3) 국내 공동주택의 제습냉방 연구 동향

- 미국, 일본, 독일 등에서는 1980년대부터 제습냉방시스템에 대한 연구가 진행되어 왔음. 미국에서는 이미 제습냉방시스템이 슈퍼마켓의 대형냉장실의 습도조절, 호텔 등 숙박업소 공조용으로 상용화되었음. 또한 제습제 등 요소기술 발전과 증발냉각기의 성능개선이 이뤄지면서 점차 기존의 냉동시스템에 대한 경쟁력을 높여가고 있음. 일본은 소형제습로터를 이용한 가정용 건식제습기가 상용화돼 증기 압축식 제습기와 경쟁하고 있음. 다이킨 등에서도 제습냉방기술을 적용한 차별화된 상업용 및 가정용 공조기술제품을 상용화하고 있음.
- 지난 2004년 한국과학기술연구원(KIST)에서는 소형 재생형 증발식냉방기 기술을 개발하였으며(최봉수 외, 2004), “물 에어콘”이라는 별칭으로 소개되면서 기존의 에어컨을 대체할 가능성 있는 자연친화적 냉방기술로써 많은 관심을 받음. 또한 최근에는 증발잠열을 이용한 현열교환 개별 환기시스템의 초고층 공동주택 적용에 대한 연구(정수연 외, 2008)도 수행되고 있음.
- 한국지역열원공사는 2007년 4 kW급의 공동주택의 세대별 제습냉방시스템 시작품 개발 및 성능 평가 연구를 시작으로 한국과학기술연구원(KIST) 등과 함께 지속적으로 공동주택 제습냉방 상용화 제품 공동개발을 수행함. 2013년 10월에는 7 kW급 시제품 개발에 성공하여 기술적 기반을 바탕으로 경기도 용인시 리가 아파트 총 40세대에 개별 제습냉방기를 설치하여, 세계 최초로 공동주택용 세대별 제습냉방 시스템의 성능 및 경제적 타당성에 대한 실증운전을 하였음(그림 10).
- (주)경동나비엔은 제습기와 히트펌프를 이용한 캐스케이드 제습냉방시스템을 제안하여 태양열이나 지역열원열 등을 접목시키는 연구를 수행함. 이 기술은 증발식 응축기에서 응축된 냉매를 종래의 전기식 에어컨과 마찬가지로 냉매 배관을 통해 실내에 냉방을 공급할 수 있어 기존 제습냉방시스템 보급의 가장 큰 장애요인인 기계실 설치 및 냉각된 공기를 이송하기 위한 덕트공사 문제를 해결할 수 있음. 따라서 현재 신축주택에만 적용할 수 있는 제습냉방기술을 기존 주택에까지 확대할 수 있는 가능성을 보여줌.

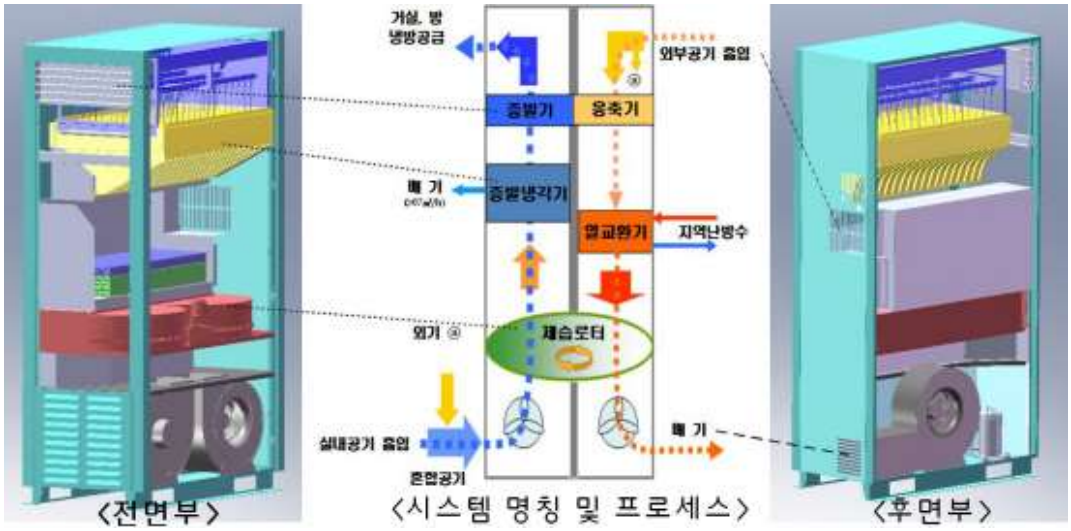


그림 10. 공동주택 제습냉방시스템(한국지역열원공사)

- 국내 공동주택에서는 신축공동주택의 기계환기설비가 의무화되면서 다양한 환기시스템 제품들이 제작 및 연구되고 있지만 제습냉방은 아직까지 상용화가 되고 있지는 않음. 하지만 계속해서 공동주택에서의 제습냉방에 관한 연구들이 지속적으로 수행되고 있으며 실용화 단계까지 왔음을 확인함. 해외에서는 제습시스템의 에너지 성능 개선을 위해 히트펌프를 적용하여 공동주택에서 연구한 사례가 있음.
- 이현종 외 (2018)는 기존 고체식 제습제의 한계를 극복한 초흡습성고분자 물질을 적용한 제습환기장치인 '휴미컨 '을 개발하고, 기존 제습장치와 제습효율, 열회수 환기효율, 향균, 탈취등의 성능을 비교분석함. 이를 공동주택 40세대에 적용 후 실증시험을 거쳤을 때 기존 에어컨 대비 48%의 전력사용량 절감효과와 실내 오염물질이 40%이상 감소되는 것을 확인.
- Tu et al. (2018)은 현재 매우 작은 COP를 보이면서 동시에 추가열원을 필요로 하는 기존 제습시스템을 개선하기 위해 water-sorbing을 기반으로 하는 제습제가 적용된 직접 팽창 히트펌프 (desiccant-enhanced direct expansion heat pump, DDX HP)를 개발하여 성능실험을 진행함. 그 결과, 6 이상의 COP 결과값을 도출해내었으며, 오늘날 일반 실내 에어컨의 두 배의 효율성이 있었음을 확인함.
- 위와 같은 선행연구들을 통해 본 연구에서 개발되는 차세대 제습공조시스템은 지역열원 및 유기 랭킨 사이클 적용에 따른 에너지 및 환경적으로 향상되며 공동주택에 적용시 플러스 에너지화에 기여할 것으로 예측됨(그림 11).

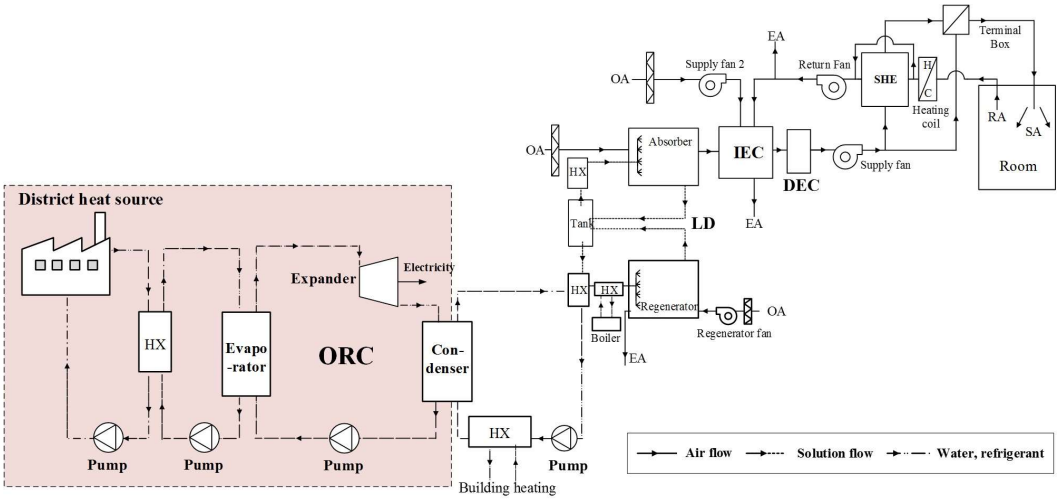


그림 11. 지역열원을 이용한 유기 랭킨 사이클이 적용된 차세대 제습공조시스템 최종 프로토타입

라. 기술개발의 성숙도

- 연구 착수단계인 **1차년도 연구의 최종성과물은 공동주택에 적용 가능한 유기 랭킨 사이클을 이용한 제습 공조시스템의 프로토타입을 정립하는 단계에 있으며 기술적 개념정립 단계에 해당하는 TRL 2로 볼 수 있음**. 현재 공동주택에서의 공조시스템 적용 사례도 미흡할 뿐만 아니라 분산 발전에 대한 관심은 증가하지만 이를 공조시스템과 연계한 실험적 검증도 부족한 상태임. 또한 공조시스템의 핵심 구성요소에 대한 이론연구는 국내외적으로 정립이 되었지만 현재 계속해서 다양한 종류의 제습기 및 증발냉각기에 대한 실험적 연구가 진행되고 있음. 선행연구를 통해서 기본적인 타입의 구성요소의 제작기술이 확보되어 있고 국내 특허등록도 완료가 된 상태이지만, 공조시스템 성능 향상을 위해서는 고효율의 제습기 및 증발냉각기 제작기술의 확보와 제작된 시제품의 실험적 증명 전 성능 예측모델 개발을 완료함.
- **2차년도 연구의 최종성과물은 제안된 유기 랭킨 사이클을 이용한 제습 공조시스템의 목표 성능을 실증하기 위한 실험용 시제품 제작으로 TRL 3과 4의 실험실 성능평가 단계임**. 각각의 핵심 구성요소 시제품에 대한 평가는 다양한 온/습도 조건 및 풍량을 조절할 수 있는 항온항습 실험 챔버에서 실험실 수준으로 이루어지기 때문에 항온항습 실험 챔버의 규모에 맞는 **500m^3/h 용량으로 제작**되어 **제품의 성능을 테스트함으로써 구성요소별 목표 성능 검증**을 수행함. 실험실 수준의 운전데이터를 토대로 적절한 제습기 및 증발냉각기를 선정하여 본 연구 종료 후 공동주택의 실내외 환경과 유사한 조건에서 실제 운전을 하고 상용화를 위한 준비 단계인 TRL5-7 단계로 진행될 수 있는 기반을 마련함.

구분		연구 착수	연구 종료	단계별 설명
기초연구 단계	TRL 1	□	□	TRL 1 이론적 연구단계
	TRL 2	■	□	TRL 2 기술적 개념정립 단계
실험 단계	TRL 3	□	■	TRL 3 실험적 증명 단계
	TRL 4	□	■	TRL 4 실험실 성능평가 단계
시작품 단계	TRL 5	□	□	TRL 5 유사환경 시험 단계
	TRL 6	□	□	TRL 6 유사환경 기술시범 단계
실용화 단계	TRL 7	□	□	TRL 7 실제환경 시작품 데모 단계
	TRL 8	□	□	TRL 8 시제품 설치 및 성능시험 단계
사업화 단계	TRL 9	□	□	TRL 9 현장적용/사업화 단계

마. 연구개발의 중요성

- 본 시스템은 **공동주택의 플러스 에너지화에 기여하고자 공동주택의 대부분의 에너지 소비를 차지하는 냉/난방 시스템에 패시브 및 비증기 압축식 냉각 기술을 적용**함. 또한 **여름철 기존 변풍량 공조 및 시스템 에어컨의 높은 전력소비 문제를 해결하고자 열을 이용한 냉방 기술을 적용하여 에너지 이용효율을 높이는 시스템**임. 패시브적이면서 **열을 이용하는 냉방 기술은 제습 증발냉각 시스템을 이용**하며 미활용 열원을 효율적으로 사용하기 위해 열병합 발전 시스템으로 이용가능하면서 **저온에서 높은 에너지 변환 효율을 보이는 유기 랭킨 사이클을 적용**하고자 함. 저온의 미활용 열원을 회수하여 유기 랭킨 사이클을 통해 열 및 전기를 생산하여 제습 증발냉각 공조시스템의 에너지원으로 이용하고자 함.
- 기존 공조시스템의 에너지 절감적인 측면은 최대한 유지하고, **제습 증발냉각 시스템을 적용하여 실내의 습도조절과 온도조절 기능을 분리시켜 보다 쾌적하고 건강한 실내 환경을 유지**할 수 있음.
- 제습 증발냉각 시스템은 제습기를 통해 탁월한 실내습기 제거 능력 등 기존 에어컨에 비해 쾌적한 실내 공기질을 유지할 수 있음. 또 **유기 랭킨 사이클의 열원은 지역열원지역에서 난방을 위해 설치된 기존 난방배관을 이용해 공급받을 수 있다는 장점**이 있음. **여름철에 이용이 적은 미활용 열을 활용하여 발전**을 함으로써 제안된 냉/난방 시스템의 제로 에너지화 뿐만 아니라 **공동주택의 플러스 에너지화에 기여**할 수 있음.
- 아울러 제습과 냉방이 동시에 이뤄지는 제습 증발냉각 시스템은 고온다습한 국내기후 특성에 적합하며, 장마철 등 저온 다습한 날씨에 에어컨과 같은 불쾌한 냉기류를 만들지 않는 장점이 있음. 이와 함께 **기존 에어컨과 달리 제습냉방 중 일정량의 바깥공기를 유입시키는 이른바 환기냉방이 가능해 냉방병에 대한 우려를 해소시킬 수 있으며**, 터미널 유닛을 통해

사용자 취향에 맞게 기후조건에 따라 원하는 실내 조건을 유지할 수 있음.

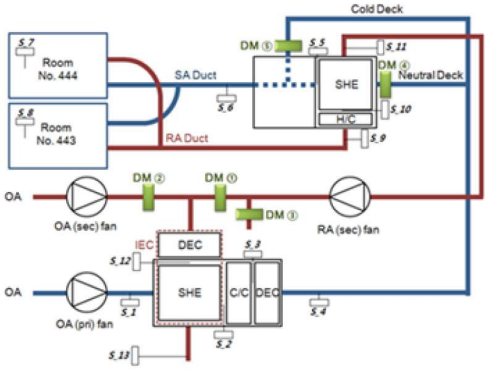
- 본 연구에서 제안하는 유기 랭킨 사이클 기반 제습공조시스템을 통해 냉방에 열을 사용함으로써 **계절별 에너지이용 불균형 문제와 여름철 전력 피크부하를 낮출 수 있는 새로운 공조시스템 기술을 개발**할 수 있음.
- 미활용 열원 및 열병합발전시스템과 제습 증발냉각 시스템의 성공적인 결합을 통한 **에너지 자립형 차세대 공조시스템을 구현**하고, 저온의 미활용 열원 이용 공조시스템 기술을 확보함으로써 **관련 기술 분야의 새로운 성장 동력으로 활용**될 수 있음.
- 공조시스템에 비증기 압축식 및 패시브 냉방기술을 적용함으로써 **우리나라의 2030년 온실가스 절감 목표량(i.e., BAU 대비 37% 절감) 달성에 기여**할 수 있음.

바. 선행 연구 내용 및 결과

(1) 선행연구 과제

부처명	사업명	과제명	예산	비 고
한국연구재단	중견연구자지원사업 (핵심-개인)	Decoupled System 개념에 기반한 차세대 친환경 공조시스템 개발	3억	수행기간 (2009-2012)
한국연구재단	중견연구자지원사업 (도약-후속)	제습 증발냉각 기술기반 고효율 전외기공조시스템 개발	9억	수행기간 (2015-2018)
미래창조과학부	스마트 건축물 융합연구단	Wireless Sensor Network 기반 스마트 벤틸레이션 제어시스템 개발 -2세부	2억 8천	수행기간 (2010-2014)
국토교통과학기술진흥원	국토교통기술촉진연구사업	지중 다중이용시설 공기질 및 에너지성능 향상을 위한 제습증발냉각 기반 전외기 공조시스템 상용화 기술 개발	11억 8천	수행기간 (2016-2019)

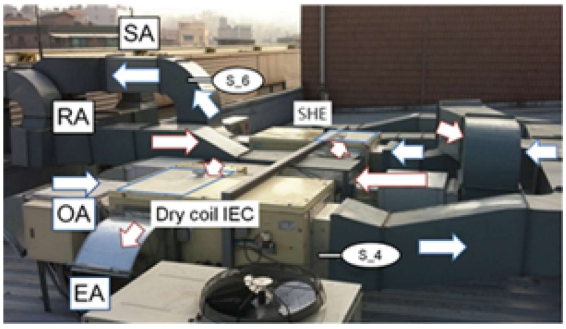
- 한국연구재단의 지원을 받아 **2009년 5월부터 2012년 2월까지 진행된 "Decoupled System 개념에 기반한 차세대 친환경 공조시스템 개발" 은 증발냉각 기술을 바탕으로 100% 외기만을 이용하여 실내 공조를 수행하는 전외기 공조시스템에 대한 개념을 정립한 과제임(그림 12)**. 본 과제를 통해 대량의 외기를 도입하여 실내의 쾌적한 공기질을 유지하면서도 간접식 증발냉각기를 이용하여 도입 외기를 친환경적이고 경제적으로 전처리하는 간접식 증발냉각기반 전외기 공조시스템에 관한 개념을 정립하였음. **본 선행 과제에서는 증발냉각기반 전외기 공조시스템의 에너지 절감 성능을 이론적으로 예측하고(TRL 1-2 수준), 실제 실험을 통해 기존 공조시스템 대비 에너지 절감효과를 검증하였음(TRL 3-4 수준).**



(a) 실험시스템의 구성도



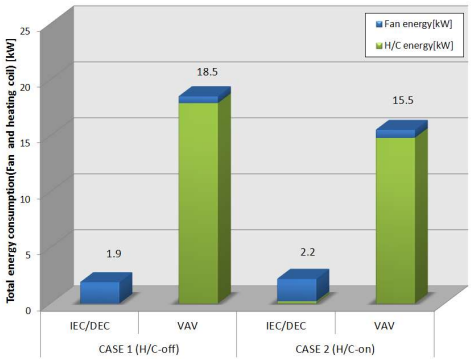
(b) 제어 컨트롤러



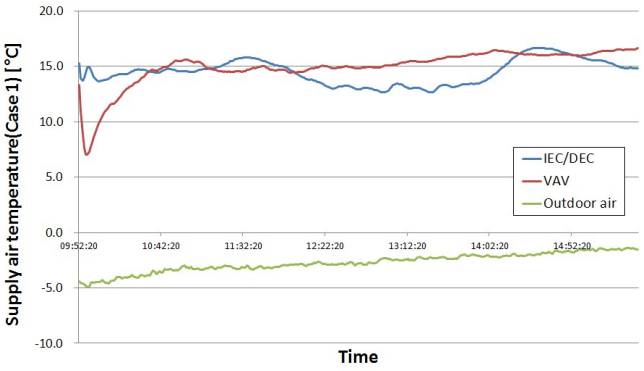
(c) 실험시스템 설치



(d) 모니터링



(e) 난방기간 각 시스템별 총 에너지 소비량

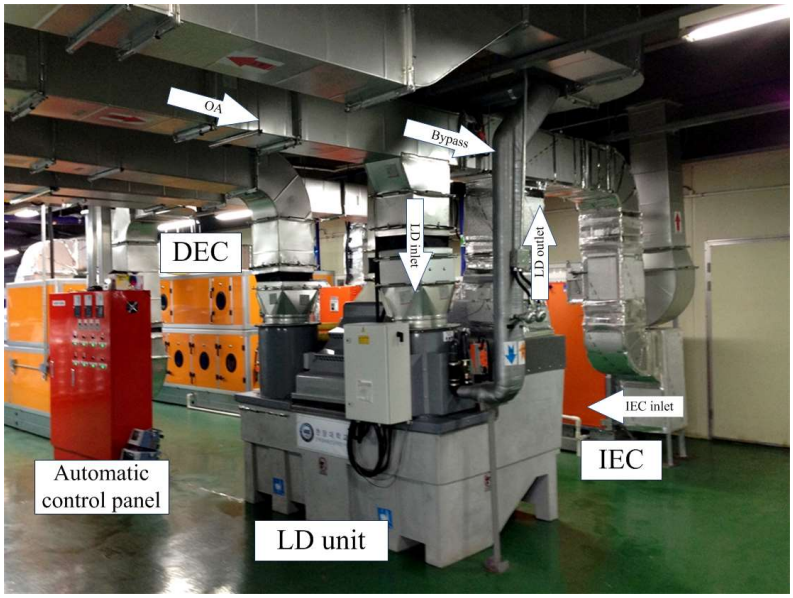


(f) 급기온도 변화

그림 12. Decoupled System 개념에 기반한 차세대 친환경 공조시스템 선행연구 결과

- 한국연구재단의 지원으로 **2015년 5월부터 2018년 4월까지 진행된 “제습 증발냉각 기술기반 고효율 전외기공조시스템 개발” 연구에서는 대량의 도입 외기를 증발냉각만으로 전처리할 경우, 여름철 냉방에너지 측면에서 기존 시스템에 비해 높은 절감율을 기대하기 어려운 문제점을 해결하기 위해 액체식 제습시스템을 증발냉각 시스템에 적용하는 기초연구를 수행함.** 본 선행 과제를 통해 **간접식 및 직접식 증발냉각 효과를 극대화하기 위한 제습시스템의 적용방안을 이론적으로 검토(TRL 1-2)하고 기존 시스템 대비 여름철 및 연간 에너지 절감 수준을 실험적으로 검증함(그림 13)(TRL 3-4).** 제습 증발냉각 전외기 공조시스템의 실험용 파일럿 시스템을 제작하여 장단기 운전을 진행하였으며, 그 결과 제습시스템과 간접

식 증발냉각시스템의 적용을 통해 고온다습한 국내에서도 효과적인 전외기 공조와 함께 기존 시스템 대비 높은 에너지 절감이 가능함을 입증함.



(a) 제습 증발냉각시스템 Proof-of-concept 실험



(b) PEM 연료전지 적용

그림 13. 제습 증발냉각 기술기반 저에너지 친환경 전외기공조시스템 개발 선행연구 결과

- 미래창조과학부의 지원으로 2010년 7월부터 2014년 12월까지 진행된 “Wireless Sensor Network 기반 스마트 벤틸레이션 제어시스템 개발” 연구(그림 14)를 통해, 지하주차장에서의 공기질 개선을 위한 새로운 환기시스템에 대한 기초연구를 통해, 지하공간에서의 공기질 개선 및 운전에너지 절감을 위한 이오나이저 적용방안 검토 및 수요기반 환기량 제어의 적용성을 실증함. 본 선행 연구는 지하공간에서의 공기질 개선에 관한 기초연구(TRL 1-2) 및 실험을 통한 검증(TRL 3-4)까지 진행됨.

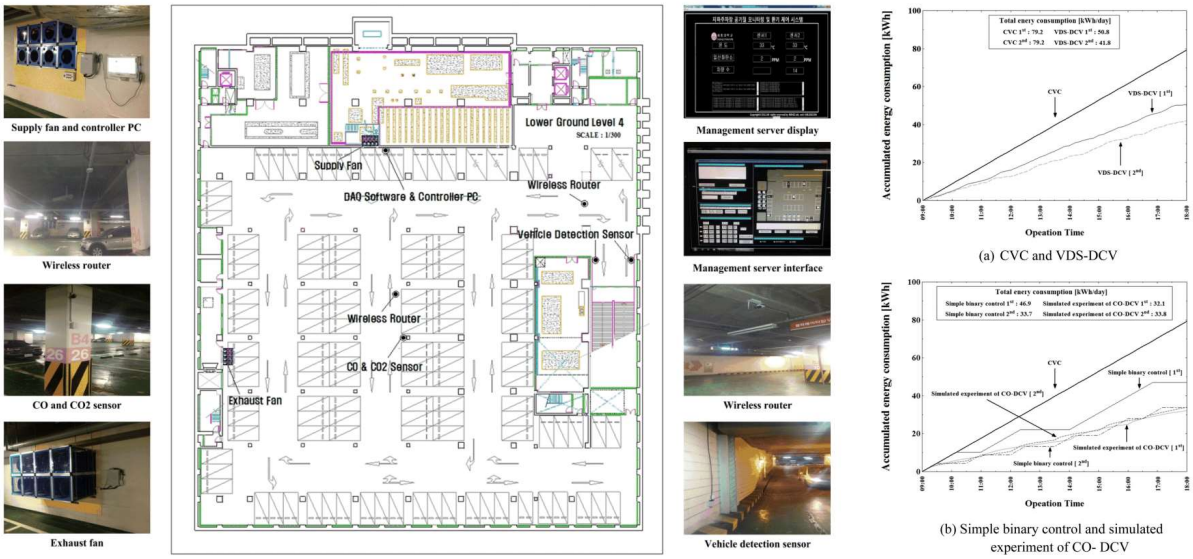
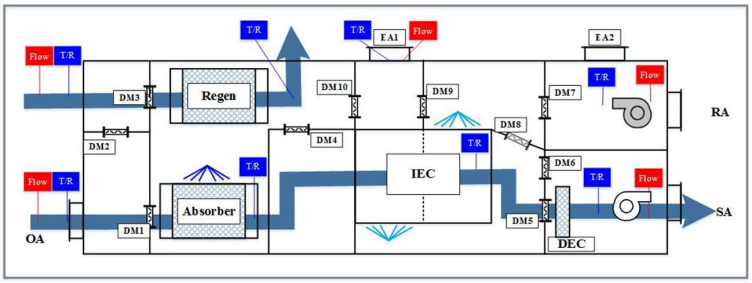


그림 14. Wireless Sensor Network 기반 스마트 벤틸레이션 제어시스템 개발 선행연구 결과

- 국토교통과학기술진흥원의 지원으로 **2016년 6월부터 2019년 4월까지 진행한 "지중 다중이용시설 공기질 및 에너지성능 향상을 위한 제습증발냉각 기반 전외기 공조시스템 상용화 기술개발" 연구(그림 15)**에서는 지중 다중이용시설의 실내 공기질 및 쾌적도를 극대화 하면서도 기존 공조시스템 대비 에너지 절감 및 탄소배출 저감이 가능한 제습 증발냉각 기반 전외기 공조시스템의 실용화를 목표로 시스템 프로토타입 개발, 패키지 유닛 시제품 제작, 테스트베드 적용 및 목표성능 실증의 총 3단계에 거쳐 연구를 진행 중임(TRL 5-7 단계). 현재 전외기 공조시스템의 지중 공간 적용에 따른 에너지 성능 분석을 진행하였고 실내 공기질 개선효과를 실험을 통해 검증하였음. 제작된 차세대 공조시스템의 프로토타입을 토대로 수정 보완된 패키지 유닛 시제품 설계까지 진행됨.



(a) 제습 증발냉각 기반 전외기 공조시스템 개요도



(b) 제습 증발냉각 기반 전외기 공조시스템 프로토타입

그림 15. 제습 증발냉각 기반 전외기 공조시스템 패키지 유닛 개발 선행연구 결과

- **이에 본 연구진은 선행연구에서의 기초 연구부터 실증 연구까지의 경험을 토대로 주로 다중이용시설을 대상으로 해 왔던 선행연구 시스템과는 달리 미활용 열원을 이용하는 유기랭킨 사이클 기술 기반의 공동주택을 위한 제습공조시스템 개발의 기초 연구도 성공적으로 수행할 수 있을 것으로 판단됨.**

(2) 연구개발과제의 차별화 방안

- 본 연구진이 수행한 **선행연구인 제습 증발냉각기반 전외기공조시스템 관련 연구는 100% 외기만을 액체식 제습시스템으로 전처리 한 이후 간접식 및 직접식 증발냉각 시스템을 함께 사용하여 설정 급기온도를 얻는 방법**으로 30%이상의 연간 운전 에너지 절감과 함께 쾌적한 실내환경 확보가 가능함을 실증하였음.
- 그러나, 고온다습한 기후지역에서 **100% 외기만으로 설정 급기조건을 맞추기 위해서는 액체식 제습시스템의 용량이 커지며**, **간접식 증발냉각기의 냉각효율이 낮을 경우 직접식 증발냉각기의 운전이 추가로 필요**하게 되어 제습된 급기를 다시 가습함으로써 결국 **실내 잠열부하를 충분히 제어하는 것이 어려워지고**, 이로 인해 **실내 회수 공기를 사용하는 간접식 증발냉각기의 효율이 개선되지 못하는 문제점**을 나타내었음.
- 따라서, **본 연구에서는 선행연구와는 달리 최소 외기만을 사용하는 기존 변풍량 공조시스템에 미활용 열원을 회수해서 사용하는 액체식 제습시스템 및 고효율 간접증발냉각 기술을 적용**하여 **공동주택 냉/난방 시스템의 플러스 에너지화를 달성할 수 있도록 할 예정임.**
- **또한, 기존의 변풍량 방식은 재순환 공기를 사용하기 때문에 일반적인 간접식 증발냉각기와 같이 2차측에 실내 공기를 사용하기가 어려움.** 최근 제안되어 **고효율 증발냉각시스템으로 알려진 M-cycle이나 재생형 증발냉각기를 적용하는 방안도 고려**해 볼 수 있을 것으로 판단됨.
- 선행연구에서 전외기 공조시스템을 사용시 30%의 연간 운전 에너지 절감이 있었기 때문에

혼합공기를 사용하는 **본 연구에서는 최소 30%의 에너지 절감**이 있을 것으로 예상됨. 또한 다양한 종류의 액체식 제습시스템 및 증발냉각기의 시제품을 통한 실험을 통해 선행연구 대비 고효율의 시스템을 적용할 것이기 때문에 각 시스템별 성능향상을 통해서 전체 제습 공조시스템의 효율 또한 향상될 것으로 판단됨.

- 또한 최근 국내에서 국가 연구개발사업을 통해 수행되었거나 수행되고 있는 플러스 에너지 공동주택의 환기 및 공조시스템 기술개발과 관련된 최근 연구들과 본 연구과제의 차별성은 아래와 같음.

유사과제명	연구 내용	제안과제의 차별성
저탄소배출 에너지절약형 환기필터기술 개발 (산학 공동기술개발지원사업, 연세대학교) (2009.06 ~ 2010.05)	공동주택 환기 운전조건에서 다양한 평형수에 따른 집진효율 90% 이상, 압력손실 30Pa이내의 다양한 형상의 터미널 환기필터 설계기술 개발	본 제안과제는 환기필터 설계기술 개발과는 관계없는 미활용 열원을 이용한 제습공조시스템의 공동주택 적용을 위한 연구임.
에너지절감형 자동 하이브리드 환기시스템 개발 (산학 공동기술개발지원사업, 서울시립대학교) (2009.06 ~ 2010.05)	쾌적한 실내 환경을 조성하고 환기에너지 비용을 최소화하기 위해 최적 환기운전모드를 적용한 자동 하이브리드 환기시스템 개발	본 제안과제는 자연환기와 기계환기를 혼합한 하이브리드 환기시스템 개발과는 관계가 없는 미활용 열원을 이용한 제습공조시스템의 공동주택 적용을 위한 연구임.
저에너지 친환경 공동주택 기술개발에 관한 연구 (첨단도시개발사업, 연세대학교) (2010.04 ~ 2011.06)	국내 공동주거에 형태에 적합한 현실적인 저에너지 모델 개발	본 제안과제는 건축적 요소를 고려한 저에너지 공동주택 설계에 관한 연구가 아닌 플러스 에너지 공동주택을 위한 새로운 공조시스템 개발을 목표로 함.
그린홈플러스 실험주택을 활용한 운영단계 에너지 최적화 및 외피시스템의 상용화 기술개발 (첨단도시개발사업, 연세대학교)	그린홈플러스 실험주택을 활용한 친환경 주택 교육 프로그램 개발, 거주자 생활패턴을 고려한 공동주택 운영단계 에너지 절약 통합 제어시스템 개발, 저에너지 친환경 공동주택 상용화 기술 개발	본 제안과제는 그린홈플러스 주택 교육 프로그램이나 거주자 생활방식을 고려한 공동주택 운영단계에서의 에너지 절약 통합 제어시스템 개발과 관계없는 플러스 에너지 공동주택을 위한 새로운 공조시스

(2012.05 ~ 2013.09)		템 개발을 목표로 함.
신재생 기반 친환경에너지타운 기술개발 (한국에너지기술연구원) (2010~2014)	에너지자립형 주택 및 단지의 효율적인 보급 확대를 위한 핵심기술 개발 및 실증단지 조성	본 제안과제는 해당 유사과제에서 시도되지 않은 유기 랭킨 사이클을 적용하여 미활용 열원으로 부터 전기 및 열을 공급받는 새로운 제습공조시스템을 개발하는 연구임.
효율적인 에너지 운용을 위한 플러스에너지 주거단지 핵심 기술 개발 기획 (국가교통연구기획사업, 한국건설기술연구원) (2016.09 ~ 2017.05)	플러스 에너지 커뮤니티를 위한 에너지 플랫폼 개발, 기존 건축물 제로 에너지화를 위한 수요맞춤형 리모델링 모델 개발, 제로에너지 주택 보급을 위한 고성능의 적정 비용 건축자재 개발 연구를 기획	본 제안과제는 리모델링 모델이나 건축자제 개발과는 관계없는 플러스 에너지 공동주택을 위한 새로운 제습공조시스템 개발 연구임.

- **<u>기존의 유사연구과제들은 기존 환기시스템의 운전개선이나 재료나 설계 단계에서 친환경 기술 개발을 통한 공동주택의 에너지 절감을 하는 연구들로서 최신 Non-vapor compression 기술에 기반한 차세대 공조시스템과 유기 랭킨 사이클의 연계를 목표로 하는 본 제안과제와는 관련이 없는 것으로 판단됨</u>**.
- 또한, 본 제안과제의 기존 공조시스템과의 차별성과 창의성은 아래 그림 16과 같이 정리될 수 있음.

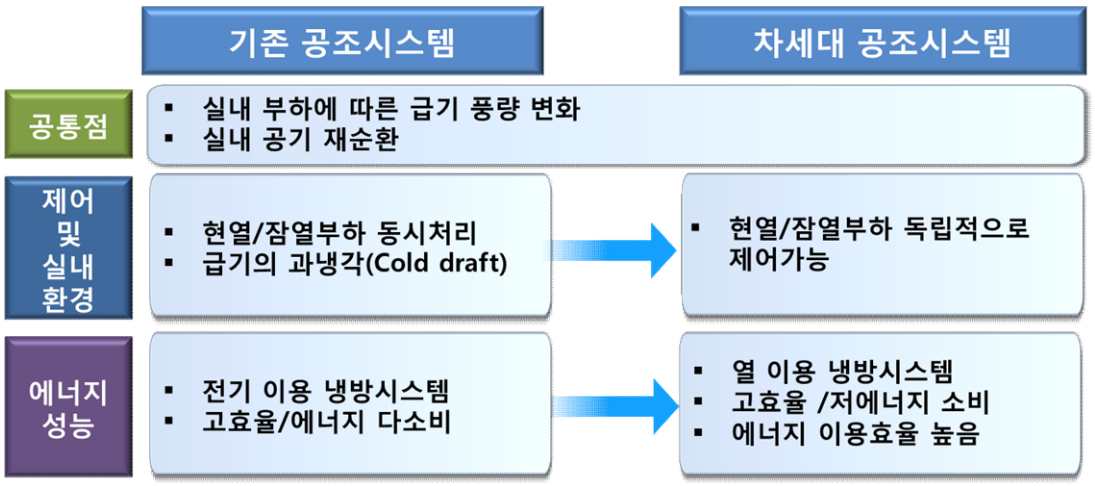


그림 16. 기존 공조시스템과 차세대 공조시스템 비교

2. 연구수행내용 및 성과

가. 연구개발의 최종 목표

구분	내용
최종 목표	• 공동주택의 플러스 에너지화를 위한 **미활용 열원 회수 유기 랭킨 사이클 적용 제습공조시스템** 개발
세부 목표	• 미활용 열원 회수를 통해 전기를 생산하는 유기 랭킨 사이클(ORC, Organic Rankine cycle)을 공동주택 제습공조시스템의 에너지원으로 활용하는 기술 개발 • Passive 및 Non-vapor compression 냉각기술에 기반을 둔 공동주택 제습 공조시스템에 적용 가능한 핵심 요소기술 개발 및 성능 검증 • 분산 발전용 유기 랭킨 사이클과 제습 증발냉각 기반 기술의 융합을 통한 공동주택 중앙 공조시스템 구축 및 적용 가능성 검증 • 유기 랭킨 사이클을 이용한 제습 증발냉각 기반 공조시스템의 최적 성능 및 플러스 에너지를 달성할 수 있는 통합 제어 알고리즘 도출

나. 연차별 연구개발 목표 및 내용

• 본 연구는 총 21개월(1년 9개월)에 걸쳐 수행될 예정이며, **1차년도(9개월)는 공동주택에 적용 가능한 미활용 열원 회수 유기 랭킨 사이클을 이용한 제습 증발냉각 기반 공조시스템 프로토타입 개발, 2차년도(12개월)는 제안된 시스템의 실험용 시제품 제작 및 운전을 통한 목표성능 실증**을 수행하고자 함. 보다 상세한 연도별 연구목표, 연구범위, 평가착안점 및 주요 연구내용은 다음과 같음.

(1) 1차 연도 (2018)

(가) 개발 목표

- 주관연구기관(한양대학교 산학협력단): 공동주택에 적용 가능한 **미활용 열원 회수 유기 랭킨 사이클을 이용한 제습 증발냉각 기반 공조시스템 프로토타입 개발**

(나) 개발 내용 및 범위

- 주관연구기관(한양대학교 산학협력단): 공동주택에 적용 가능한 유기 랭킨 사이클을 이용한 고효율 제습 증발냉각 기반 공조시스템의 이론적 성능예측 모델 도출 및 프로토타입 설계

(다) 평가착안점

- 주관연구기관(한양대학교 산학협력단): 유기 랭킨 사이클을 이용한 고효율 제습 증발냉각 시스템의 시뮬레이션을 통한 목표성능 달성 가능성 분석

(라) 상세 연구내용

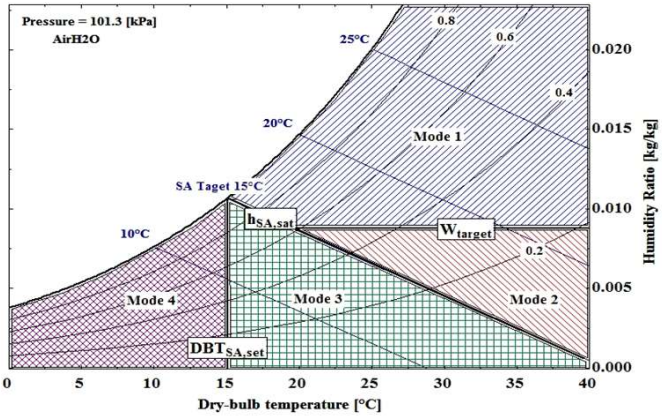
- Task 1-1: **공동주택에 적용 가능한 유기 랭킨 사이클 적용 제습공조시스템 구성안 도출**
  - 적용 가능한 열 이용 냉방기술(Heat-driven cooling system) 및 건물에서 이용 가능한 미활용 열원 이용 기술의 현황 및 기술수준 분석
  - 변풍량 공조시스템 특성을 고려한 액체식 제습 및 증발냉각 시스템의 최적 위치 분석
  - 유기 랭킨 사이클이 회수하는 미활용 열원 및 제습공조시스템에 대한 적용 방안 도출
  - 미활용 열원 회수 유기 랭킨 사이클에서 생산한 전력과 열을 차세대 제습공조시스템에 최대한 활용할 수 있는 있는 2-3개의 시스템 구성안 도출
  - 예측모델을 이용한 시뮬레이션을 통해 최상의 에너지 절감효과 및 제어특성을 나타내는 시스템 구성안을 선정하고 실제 공동주택에서 실용화 될 수 있는 중앙 공조시스템 프로토타입 도출

- Task 1-2: **시스템 성능 예측모델 개발 및 목표성능 도출**
  - 실제 성능 데이터 및 이론적 해석모델을 바탕으로 한 다양한 제습기, 증발냉각기, 유기 랭킨 사이클 운전특성 예측모델 개발
  - 다중효용 제습시스템 적용 방안 및 최적 운전 알고리즘 도출을 통한 시스템 성능예측
  - 제습기 및 증발냉각기, 유기 랭킨 사이클 샘플 제작 및 최적 필요 용량 산정방법 수립
  - 제습기 및 증발냉각기, 유기 랭킨 사이클 일체형 시스템의 다양한 기후 및 계절별, 미활용 열원 종류별 최적 운전 프로세스 수립

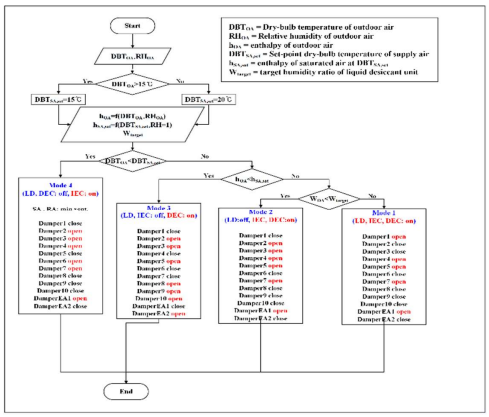
- Task 1-3: **에너지 절감 및 탄소배출 저감효과 예측**
  - 제습기 및 증발냉각기, 미활용 열원을 사용하는 유기 랭킨 사이클이 통합된 차세대 공동주택 중앙 공조시스템의 시뮬레이션 모델 개발
  - 상세 에너지 시뮬레이션을 통해 제안된 시스템과 기존 변풍량 시스템의 에너지 성능 및 탄소배출 저감 성능 비교 분석
  - 에너지 절감 및 실내 쾌적성, 온실가스 저감을 위한 구성요소별 목표성능 달성 여부 예측

- 시뮬레이션을 통한 공동주택의 플러스 에너지화에 대한 기여도 예측

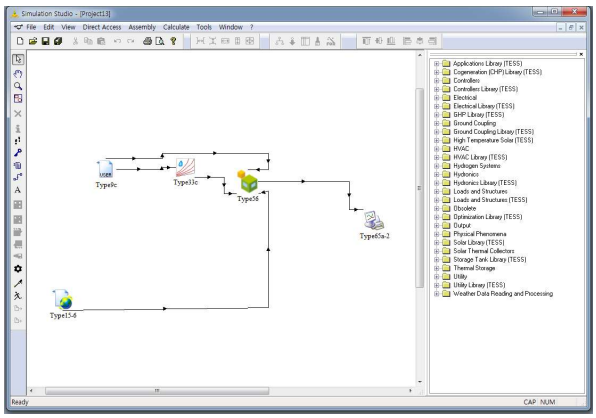
- Task 1-4: **실내 쾌적성 및 공기질 개선 효과 예측**
  - 다양한 급기방식에 따른 최적 급기 조건 및 시스템 설계 프로세스 개발
  - 실내 CO_2 농도 또는 폼알데하이드 농도 변화 예측을 통한 실내 공기질 개선 효과 예측
  - 실내 예상온열감(PMV) 예측을 통한 열쾌적 기준 만족 여부 확인
  - 기존 냉/난방 시스템과 실내 쾌적성 및 공기질 개선 효과 비교 분석



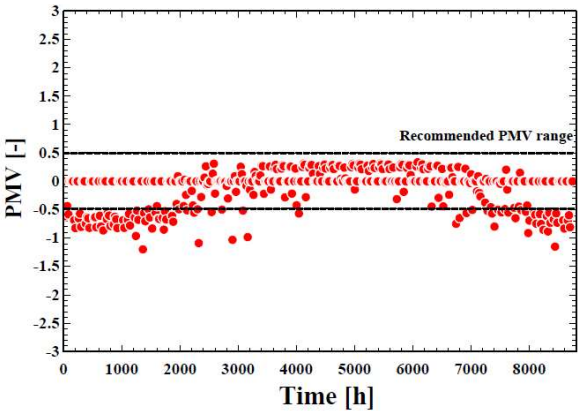
(a) 외기 조건별 운전 모드



(b) 운전 프로세스 도출 예시



(c) TRNSYS 프로그램을 통한 실내 온열환경 평가



(d) 실내 예상온열감(PMV) 예측 예시

그림 17. 운전 프로세스 수립 및 시뮬레이션을 통한 실내 쾌적성 예측 예시

(2) 2차 연도 (2019)

(가) 개발 목표

- 주관연구기관(한양대학교 산학협력단): **유기 랭킨 사이클을 이용한 제습공조시스템 실험용 시제품 제작 및 목표성능 실증**

(나) 개발 내용 및 범위

- 주관연구기관(한양대학교 산학협력단): 유기 랭킨 사이클을 적용한 제습공조시스템의 핵심 구성요소 별 실험용 시제품 제작 및 목표성능 실증, 최적 성능을 나타내는 통합 제어 알고리즘 도출

(다) 평가 착안점

- 주관연구기관(한양대학교 산학협력단): 시스템 구성요소별 실험용 시제품 제작 여부, 목표성능 실증 여부, 통합 제어 알고리즘 도출 여부

(라) 상세 연구내용

- Task 2-1: **유기 랭킨 사이클 적용 제습공조시스템의 핵심 구성요소별 시제품 설계 및 제작**
  - 급기풍량 500m^3/h 규모에 적합한 다양한 종류의 제습기(i.e., 액체식 또는 고체식) 및 증발냉각기(i.e., 재생형, M-cycle, 코일형), 유기 랭킨 사이클 실험용 시제품 제작
  - 제작된 시제품을 항온항습 실험 챔버에 설치
  - 구성요소별 운전데이터를 통하여 예측모델 보완 및 수정
  - 단일효용(Single-stage) 제습기 제작 및 운전

- Task 2-2: **유기 랭킨 사이클 적용 제습공조시스템의 핵심 구성요소별 목표성능 실증**
  - 제습기 및 증발냉각기, 유기 랭킨 사이클 시제품 실험을 통한 목표성능 실증
  - 재생형(Regenerative) 증발냉각기의 실험을 통해 최대 현열냉각 효과를 얻기 위한 급기 대 재생공기 비율 도출
  - 핵심 구성요소별 시운전을 통한 문제점 분석 및 프로토타입 수정 및 보완
  - 제습 증발냉각 시스템에 적용된 유기 랭킨 사이클의 공동주택의 분산 발전으로 사용 시 제어 방법 및 잉여 전력, 열 활용 방안 구축
  - 유기 랭킨 사이클 기반 제습공조시스템 프로토타입에 대한 경제성 및 계절별 운전 특성 분석

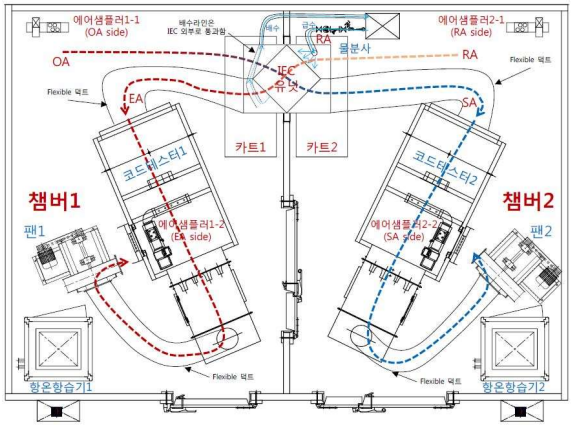
- Task 2-3: **실험용 시제품 운전을 통한 에너지 절감 및 공기질 개선 효과 실증**
  - 액체식 제습기 적용에 의한 제습 증발냉각 시스템의 급기측 공기질 상태 변화 실측
  - 실측 데이터를 바탕으로 에너지 절감 및 탄소배출 저감 효과 실증
  - 에너지 절감 실험결과와 1차년도 시뮬레이션 결과 비교분석 및 최종 시스템COP 도출
  - 급기측 입자형 공기오염원 및 가스형 공기오염원 농도변화에 따른 공기질 개선 효과 분석

- 시제품 운전을 통한 실내 열쾌적 향상 효과 실증

- Task 2-4: **유기 랭킨 사이클 적용 제습공조시스템의 통합 제어 알고리즘 도출**
  - 중앙집중 환기시스템의 실제 사례를 통한 제안된 시스템의 중앙집중 방식 구현방안 도출
  - 유기 랭킨 사이클이 적용된 제습 증발냉각 시스템의 운전모드 및 용량산정 프로세스 검증
  - 미활용 열원 회수 유기 랭킨 사이클을 이용한 고효율 제습 증발냉각 공조시스템의 설계 프로세스 개발
  - 공동주택의 쾌적한 실내 환경 및 플러스 에너지화를 달성할 수 있는 유기 랭킨 사이클과 제습 증발냉각 기반 공조시스템의 통합적인 최적 제어 알고리즘 정립



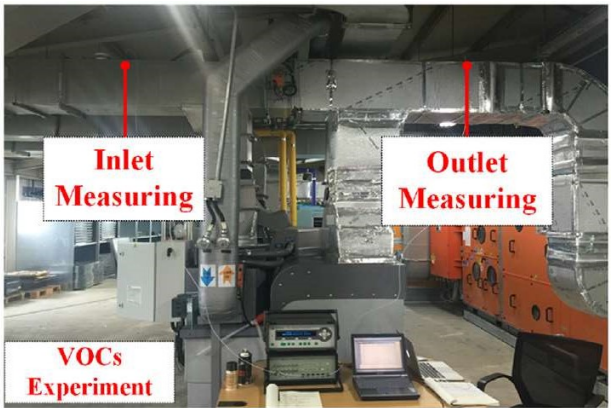
(a) 항온항습 실험 챔버 전경



(b) 항온항습 실험 챔버 개요도



(c) 구성요소 시제품 제작 예시



(d) 공기질 개선 효과 실험 예시

그림 18. 항온항습 실험 챔버 이용 실증 실험 및 시제품 제작 예시

다. 연구 개발의 추진전략 · 방법 및 추진체계

(1) 연구개발 추진 전략

- 본 연구과제의 성공적인 수행을 위해서는 열병합발전시스템 및 제습, 증발냉각 시스템의 개념을 정확하게 이해하고 실제 공동주택에 적용될 경우를 가정하여 다양한 기후 및 운전 조건 하에서의 시스템 특성과 성능을 예측 할 수 있는 이론적 바탕과 실무적 경험을 갖춘 연구 인력이 필요함.
- 본 연구책임자는 현재 **제습 증발냉각 시스템과 열병합발전시스템인 유기 랭킨 사이클 및 연료전지와 관련된 선행연구에 참여함으로써 충분한 관련 지식을 갖춘 우수한 석・박사과정 연구원들을 확보**하고 있음.
- 본 연구진은 파일럿 시스템 설치 및 장단기 운전을 위한 테스트베드 시설과 시스템 주요 구성요소별 목표성능 실증을 위한 항온항습 실험 챔버를 확보하고 있으며 각종 전산해석 및 설계프로그램, 다수의 연구기자재를 보유하고 있음.
- 또한, 연구진행 중 필요에 따라 연구내용을 수정 보완할 수 있도록 하는 핵심적인 역할을 해줄 수 있는 전문가 그룹이 필요한데 **제습 증발냉각 기술 분야의 세계적인 권위자인 중국 칭화대의 Liu Xiaohua 교수, 한국과학기술연구원(KIST) 이대영 박사가 연구자문을 맡을 예정**임.
- **제안한 제습공조시스템의 핵심 구성요소 실험용 시제품의 설계 및 설치**는 국내 공조시스템 제작 분야의 우수기업인 **(주)삼화에이스가 담당**하고, **유기 랭킨 사이클의 제작**은 **(주)거나백에서 담당**할 예정임(그림 19).

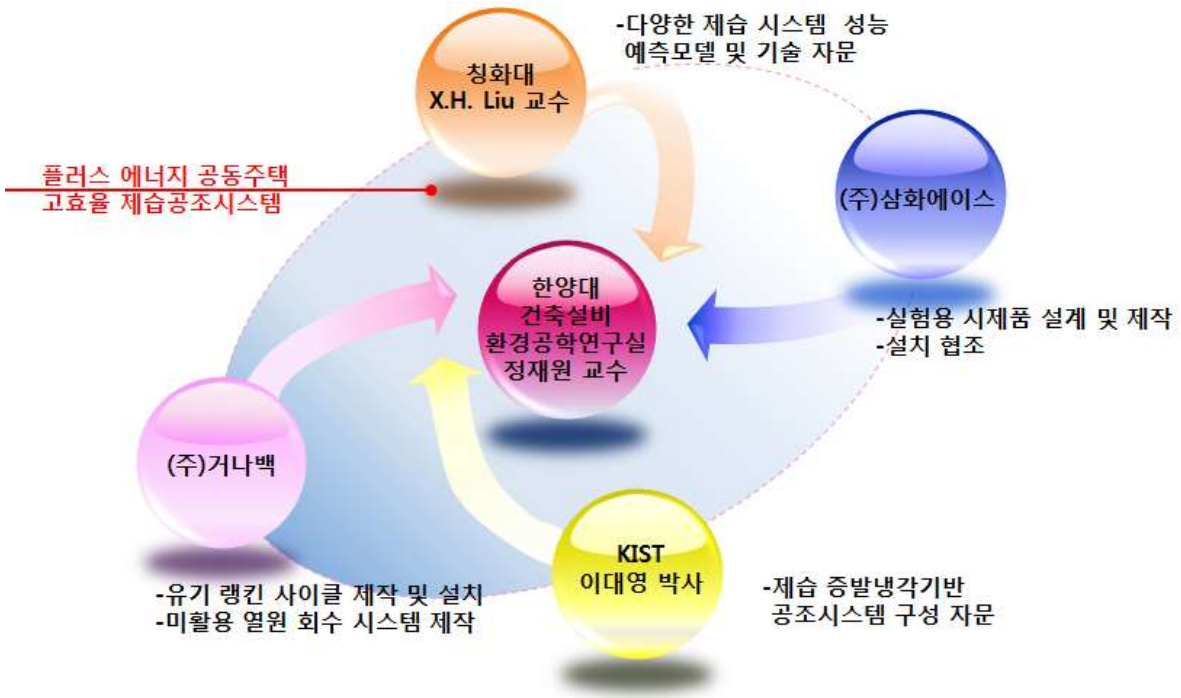


그림 19. 연구추진 체계도

(2) 연구개발 추진체계

연구개발과제	
과제명	플러스 에너지 공동주택을 위한 유기 랭킨 사이클 기술 기반 제습공조시스템 개발

기 관 별 참 여 현 황			
구 분	기관수	인원수	총인원 수
산 업 계			17
대 학	1	17	
국공립(연)			
출 연 (연)			
기 타			

주 관 연 구 기 관
한양대학교 산학협력단

참 여 연 구 원
주관연구책임자 (정재원)외 16명

담당연구개발내용
- **1차년도** • 공동주택에 적용 가능한 유기 랭킨 사이클 적용 제습공조시스템 구성안 도출 • 시스템 성능 예측모델 개발 및 목표성능 도출 • 에너지 절감 및 탄소배출 저감효과 예측 • 실내 쾌적성 및 공기질 개선 효과 예측 - **2차년도** • 유기 랭킨 사이클 적용 제습공조시스템의 핵심 구성요소별 시제품 설계 및 제작 • 유기 랭킨 사이클 적용 제습공조시스템의 핵심 구성요소별 목표성능 실증 • 실험용 시제품 운전을 통한 에너지 절감 및 공기질 개선 효과 실증 • 유기 랭킨 사이클 적용 제습공조시스템의 통합 제어 알고리즘 도출

(3) 추진일정

구분	연구과제명 (연구 수행기관)	관련 성과목표/지표			세부추진내용 (연구수행 Activity)	Activity별 산출물	소요 연구비 (백만원)	1차년도				2차년도			
		핵심성과	단위성과	질적 성과지표				1/4	2/4	3/4	4/4	1/4	2/4	3/4	4/4
총괄															
주관	한양대학교 산학협력단	1	1-1	1-1-①	열이용 냉방기술 및 미활용 열원 이용 기술 현황 조사	현황표									
				1-1-②	공조시스템에 유기 랭킨 사이클 적용 및 프로토타입 개발	특허출원									
			1-2	1-2-①	예측모델 개발 및 목표치 설정	논문									
				1-2-②	시스템 용량 산정 및 설계프로세스 개발	보고서									
			1-3	1-3-①	탄소배출 예측	논문									
			1-4	1-4-①	CO_2 농도 및 실내 예상온열감 예측	보고서									
주관	한양대학교 산학협력단	2	2-1	2-1-①	시스템 구성요소 개발	시제품									
			2-2	2-2-①	항온항습 실험 챔버에서 성능 실증	보고서									
				2-2-②	에너지 절감효과 분석	논문									
			2-3	2-3-①	실내 공기질 개선 실증	논문									
			2-4	2-4-①	용량 산정 프로세스 검증 및 최적 제어 알고리즘 정립	특허출원									

라. 연차별 연구 수행 내용

(1) 1차년도

(가) 당해 연도(단계) 개발 목표 및 결과

구분(연도/단계))	세부 과제명	세부 연구 목표	연구개발 수행 내용	연구 결과
1차 연도 (2018)	공동주택에 적용 가능한 미활용 열원 회수 유기 랭킨 사이클을 이용한 제습 증발냉각 기반 공조시스템 프로토타입 개발	유기 랭킨 사이클을 이용한 고효율 제습 증발냉각 기반 공조시스템의 프로토타입 도출	공동주택에 적용 가능한 유기 랭킨 사이클 적용 제습공조시스템 구성안 설계	유기 랭킨 사이클이 적용된 제습공조시스템의 프로토타입 도출 완료
		유기 랭킨 사이클을 이용한 고효율 제습 공조시스템의 성능 예측	시뮬레이션을 통한 시스템의 에너지 소비 및 탄소 배출량 예측 및 분석	각 구성요소별 해석모델을 통한 프로토타입 성능 예측 완료

(나) 연구 범위 및 연구 수행 방법

연구 범위	연구 수행 방법 (이론적 · 실험적 접근방법)	구체적인 내용
유기 랭킨 사이클을 이용한 고효율 제습 증발냉각 기반 공조시스템의 프로토타입 도출	선행 연구 결과를 바탕으로 한 시스템 개발 (**이론적 접근**)	— 기존 선행 연구 분석을 통해 건물에서 활용 가능한 열 이용 냉방기술 및 미활용 열원을 선정하여 공동주택에 적용 가능한 유기 랭킨 사이클 기반 제습공조시스템 프로토타입 도출을 완료함.
유기 랭킨 사이클을 이용한 고효율 제습 공조시스템의 성능 예측	각 목표 성능 별 시뮬레이션 및 실험을 통한 성능 예측 (**이론 및 실험적 접근**)	— 선행 연구 결과 및 제습 증발냉각 시스템의 각 구성요소별 실험을 통해 성능 예측 모델을 개발함. — 예측 모델을 기반으로 기존 HVAC시스템과의 에너지 성능 비교를 통해 에너지 절감가능성을 확인함. — 실내 온열환경 평가를 TRNSYS 프로그램을 통해 동적으로 분석함으로써 기존 시스템 대비 쾌적한 실내 온열환경 유지가 가능한 것으로 확인됨.

(다) 세부 연구 수행 내용

① 유기 랭킨 사이클을 이용한 고효율 제습 증발냉각 기반 공조시스템의 프로토타입 도출

- Task 1-1: 공동주택에 적용 가능한 유기 랭킨 사이클 적용 제습공조시스템 구성안 도출

- 미활용 에너지는 인간이 생활을 영위하거나 산업체의 생산 활동을 위해 사용한 에너지 중 경제적 가치, 이용방법의 한계 등의 이유로 더 이상 사용하지 못하고 자연계로 최종 배출되는 에너지(도시배열)와 자연에너지 중에서 활용이 도시환경에 생태학적으로 크게 영향을 주지 않는 에너지(온도차에너지)를 지칭함(표 1).

표 1. 미활용 에너지의 종류

미활용 에너지 구분		에너지원	온도	안정성	이용가능성
도시배열	저온 배열	지하철폐열	연간 대기온도 보다 높음	거의 언제나 이용 가능하지만 계절/시간에 따라 변동	소규모 시스템
		변전소폐열			수요지와 원거리
		발전소 온배수			
	고온 배열	폐기물 소각열 산업체 폐열	100℃ 초과		수요지와 근접성 양호
온도차에너지		해수	여름은 대기온도보다 낮고, 겨울은 대기온도보다 높음	언제나 이용 가능	대규모 시스템
		하천수(호수)		거의 언제나 이용가능	중규모 시스템
		하수처리수			중/소규모 시스템 수요지와 근접성 양호

- 에너지경제연구원에 따르면 국가 에너지소비의 18.3%가 가정・상업부문에서 소비되고 있고, 도시지역은 특히 인구 및 산업이 밀집된 곳으로 에너지 사용밀도가 매우 높고 환경오염이 심각하기 때문에 **도심지역에서 미활용되고 있는 각종 에너지(도시배열)를 회수해 인근 지역 건물의 냉난방, 급탕용 열원으로 사용한다면 경제적, 사회적, 환경적 측면에서 기여도가 높게 됨**.
- 현재 국내에서는 미활용 에너지 기술 로드맵에 따라 다양하게 미활용 에너지를 이용하는 기술을 개발하였지만(표 2), 건물에서 분산 발전으로 실제 사용할 수 있는 100 kW 급 이하의 소형 시스템에서는 적용된 사례가 거의 없으며, 건물 냉/난방관 관련된 기술 개발 및 연구가 필요함.

표 2. 미활용 에너지 이용 기술 현황

구분	미활용 에너지 이용 기술	내용
GS파워	1.5-3.0 MW 급 배가스 열 회수 시스템	열병합 발전소의 냉각수 폐열 이용하여 리턴수 승온에 이용
한국에너지기술연구원	1.5-3.0 MW 급 배가스 열 회수 시스템	보일러 배가스의 응축열 회수를 위한 물 유동층 열교환기 설치
LG전자	대용량 수열원 냉난방 열에너지 네트워크	70℃ 출력의 고온 히트 펌프 기술 개발
㈜파워닉스, ALPEC, KPHE(주), FROST	플랜트 배열 이용 온도차 발전	티타늄 열 교환기를 포함한 관형 및 판형 열교환기 제작
한전, LG전자, LS산전, 누리텔레콤	지능형 전력망과 연계한 미활용 에너지 공급 시스템	세계적인 수준의 지능형 전력망 제품 기술 보유
기타	지능형 전력망과 연계한 미활용 에너지 공급 시스템	Smart Grid 제주 실증 단지 구축

- 2000년 이후 건물에서 이용되고 있는 친환경 공조시스템에 관한 문헌고찰 결과, 하절기의 전력난을 극복하면서 계절별 에너지수표편차를 줄여 주는 열 이용 냉방기술(heat-driven cooling system)에 대한 연구가 활발한 것으로 확인됨(표 3). 주로 이용되고 있는 열 이용 냉방기술에는 흡수식/흡착식 냉동기, 고체식/액체식 제습시스템 등이 있었음. 특히, 액체식 제습시스템에 대한 연구가 많이 수행되었으며, 열 이용 냉방기술에서 열원은 주로 열병합 발전시스템의 폐열 및 신재생 에너지를 활용하고 있었음. 하지만 대부분의 연구가 냉방시스템 제안으로 그치며 공동주택에서의 중앙공조시스템 적용 사례는 미흡하고 공조시스템과 연계된 분산발전의 실험적 검증도 부족함.

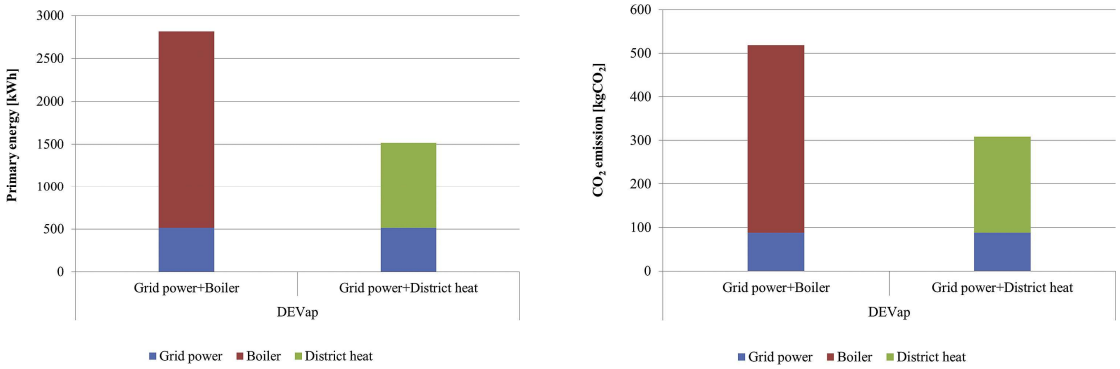
표 3. 열 이용 냉방기술(heat-driven cooling system) 및 열원 현황 연구

구분	열 이용 냉방기술	내용
Hwang (2004)	흡수식 냉동기 (Absorption chiller)	NH_3/H2O 흡수식 냉동기의 유해성과 수냉식 H_2O/LiBr 흡수식 냉동기의 단점을 극복하고자 공랭식 H_2O/LiBr 흡수식 냉동기와 마이크로터빈이 결합된 냉방시스템을 제안함. 마이크로 터빈이 발전하면서 생긴 폐열을 흡수식 냉동기의 열원으로 사용함.
Yang et al. (2006)	흡착식 냉동기 (Adsorption chiller)	1 kW 급의 소형 흡착식 냉동기를 이용한 소규모 공간용 냉방시스템을 개발하여 실험적 연구를 수행함. 주거용으로 적합한 고분자 전해질 연료전지(PEMFC)와 결합하여 흡착식 냉동기 운전을 위해 사용함.
이대영 (2006)	고체식 제습시스템 (Solid desiccant)	고체식 제습시스템 및 증발 냉각 기술을 이용한 공동주택용 제습냉방시스템을 제안함. 고체식 제습시스템의

		열원으로는 지역열원을 적용하였으며 세대별로 냉방기를 설치 가능하도록 설계함.
Kozubal et al. (2011)	액체식 제습시스템 (Liquid desiccant)	내부냉각식 액체식 제습시스템과 노점 증발냉각 시스템이 결합된 고효율 제습 증발냉각기를 제안함. 천연가스를 열원으로 하였지만 직접팽창식 냉방기와 비교하였을 때 전기 및 열 에너지 소비를 절감함.
Kim et al. (2013)	액체식 제습시스템 (Liquid desiccant)	액체식 제습시스템과 간접식 및 직접식 증발냉각기가 결합된 증기 압축식 냉각 시스템을 사용하지 않으면서 100% 외기만 사용하는 전외기 공조시스템을 제안함. 액체식 제습시스템의 냉각열원은 냉각탑, 가열열원은 태양열 시스템을 적용함. 그 결과 기존 변풍량 공조시스템 대비 하절기에 51%의 1차 에너지 절감 효과를 나타냄.
Kim et al. (2016)	액체식 제습시스템 (Liquid desiccant)	제습 증발냉각 기반 전외기 공조시스템에 열병합 시스템인 고분자 전해질 연료전지(PEMFC)를 결합한 시스템에 대한 실험적 연구를 진행함. 연료전지의 폐열을 액체식 제습시스템의 수용액 재생열원으로 이용함. 그 결과 기존 제습 증발냉각 기반 전외기 공조시스템 대비 20%의 1차 에너지를 절감함.
Dong et al. (2017)	액체식 제습시스템 (Liquid desiccant)	내부냉각식 액체식 제습시스템과 노점 증발냉각 시스템이 결합된 고효율 제습 증발냉각 공조시스템에 지역열원을 적용함. 공조시스템에서 필요한 열원을 지역열원으로 공급받을 시 기존 가스보일러를 사용하는 경우 보다 46%의 1차 에너지 및 40%의 이산화탄소 배출량 절감 효과를 확인함.
Worall et al. (2017)	액체식 제습시스템 (Liquid desiccant)	고체산화물 연료전지(SOFC)의 폐열을 회수하여 제습 증발냉각 시스템에 사용하는 제습공조시스템에 대한 실험적 연구를 수행함. 연료전지의 폐열까지 회수해서 사용할 경우 전체 시스템 효율이 30%까지 증가하는 것을 확인함.

- 제습 증발냉각 기반 공조시스템의 신재생 에너지 및 미활용 열원 적용 방안에 관한 선행 연구를 고찰함. 선행 연구에서는 **지역열원을 열원으로 하는 고효율 제습 증발냉각 시스템의 1차 에너지 절감효과를 평가**함. 에너지 수요 측면에서 볼 때, 고효율 제습 증발냉각 시스템은 전기보다 열 에너지 수요가 더 많았으며, 이는 냉방 기간 동안 큰 이점으로 작용할 수 있음. **지역열원이 적용된 고효율 제습 증발냉각 시스템은 기존의 보일러를 사용하는 동일한 시스템에 비해 46%의 에너지 절감효과**를 보임. 또한 환경적 측면에서는, **지역열원을 적용한 고효율 제습 증발냉각 시스템이 보일러를 사용하는 동일한 시스템보다 약 40%의 이산화탄소 배출량을 저감**함.

- 이 결과를 통해 열로 구동되는 냉각 시스템 또는 고효율 제습 증발냉각 시스템과 같은 비증기 압축식 시스템은 지역열원에 대한 적용성이 높으며 에너지 절감 및 CO_2 배출량 감소 효과가 있음을 확인 할 수 있음. 또한, 고효율 제습 증발냉각 시스템은 열병합 발전소의 에너지 효율을 향상시킬 수 있으며, 냉방 기간 동안 전기 및 열 사용량의 균형을 맞출 수 있음(그림 20).



(a) 1차 에너지 소비량 비교 (b) 이산화탄소 배출량 비교

그림 20. 고효율 제습 증발냉각 시스템의 지역열원 적용에 따른 1차 에너지 소비 및 탄소배출 분석

- 건물에서 이용 가능한 미활용 에너지 이용 기술 및 열 이용 냉방기술에 관한 현황 및 선행 연구 분석을 통하여 열 이용 냉방기술을 이용시 시스템 운전 에너지 절감은 가능하지만 지역열원의 경우 전기는 기존 전력망에서 사용해야하는 한계가 있고 연료전지는 기술적인 한계가 존재하는 것으로 확인됨. 또한 공동주택에 적용된 사례는 거의 없기 때문에 공동주택에 적용하기 위한 적합한 시스템 수정 및 설계가 이루어져야 할 것으로 판단됨.
- 이에 따라 본 연구를 통해 개발되는 유기 랭킨 사이클 기술 기반 제습공조시스템은 공동주택의 에너지관리나 유지 및 보수의 용이성도 높이면서 공동주택의 플러스 에너지화에 기여할 것으로 판단됨.
- 본 연구에서는 실내 재순환 공기를 사용하며 현재 가장 에너지 절약적이라고 알려진 기존 변풍량 공조시스템 방식을 중앙공조방식으로 채택할 경우 에너지는 절감할 수 있지만 세대간 교차오염 문제가 발생하여 공동주택에서 중요한 쾌적한 실내 환경 유지가 힘들 것으로 판단함. 따라서 기존 변풍량 공조시스템으로부터 실내부하에 따라 급기를 변풍량으로 조절하는 방식만 채택하고 재순환 공기 대신 100% 외기를 사용하는 전외기 방식을 적용하고자 함. 하지만 전외기 방식으로 공동주택 전체를 공조할 경우 시스템 용량이 과도하게 커질 가능성도 있기 때문에 중앙환기시스템으로의 수정 가능성도 존재함. 중앙환기시스템으로 사용을 하더라도 시스템 설계 풍량 및 각 구성요소의 용량만 줄이면 되므로 시스템의 구성은 크게 바뀌지 않을 것임. 따라서 친환경 **차세대 공조시스템(또는 환기시스템)으로써 적용할 핵심기술인 액체식 제습 및 증발냉각 시스템은 기존 제습 증발냉각 기반 전외기 공조시스**

템에 기반하여 위치를 선정함(그림 21).

- **물의 증발잠열을 이용하여 실내로 급기되는 공기를 냉각시켜 냉방 에너지 소비를 최소화하는 고효율 간접식 증발냉각 시스템**과 **증발냉각효과를 극대화 시켜주면서 전력 피크 부하를 줄이기 위해 액체식 제습시스템**이 간접식 증발냉각 시스템 전단에 위치하게 되며 필요에 따라 추가적인 공기의 냉각을 위해 직접식 증발냉각 시스템이 간접식 증발냉각 시스템 후단에 위치하게 됨.
- 냉방뿐만 아니라 겨울철에도 차세대 공조시스템을 이용하기 위해 실내 공기의 열을 최대한 회수하여 이용할 수 있는 현열교환기를 배기 덕트에 설치함.

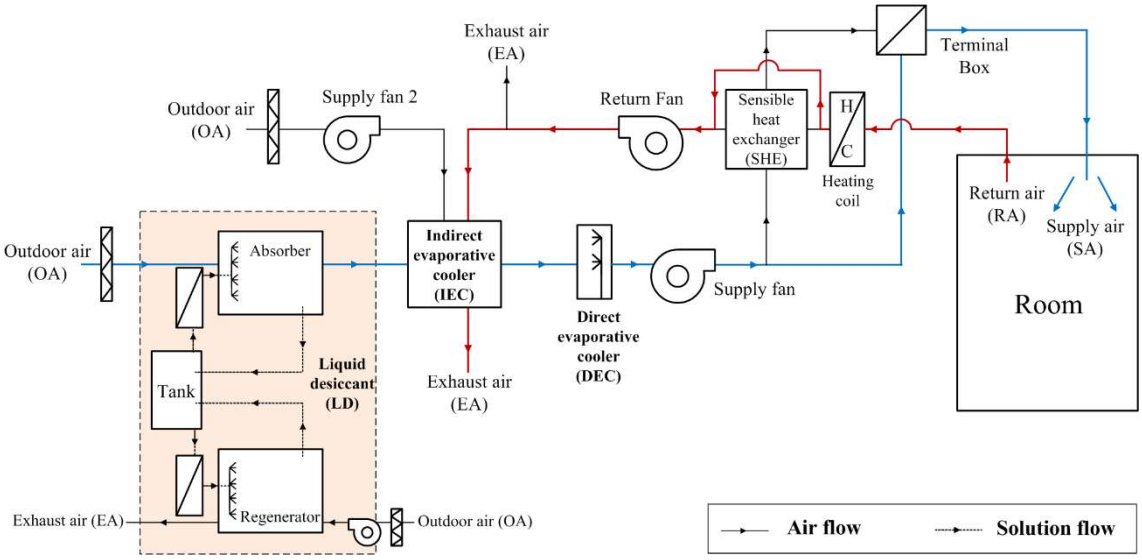


그림 21. 제습 증발냉각 기반 전외기 공조시스템 개요도

- 선행연구 고찰 결과 공동주택의 플러스 에너지화를 위해서는 열 뿐만 아니라 공조시스템에서 필요한 전기도 자체공급이 가능해야 한다고 판단함. 유기 랭킨 사이클(Organic Rankine cycle, ORC)은 기존의 랭킨 사이클(Rankine cycle)보다 저온의 열원으로 발전을 할 수 있으며 발전시 발생하는 폐열 또한 이용할 수 있음. 유기 랭킨 사이클은 기존의 랭킨 사이클과는 달리 소형화 (<100kW)가 가능하여 공동주택에서 분산 발전 시스템으로 사용이 가능하고 기술적으로도 다른 열병합 발전시스템보다 안정화 및 상용화가 되어 있음. 국외에서는 유기 랭킨 사이클을 제조하는 다양한 기업들이 있으며 전 세계적으로 유기 랭킨 사이클 시스템의 설치가 증가하고 있는 추세임(그림22).

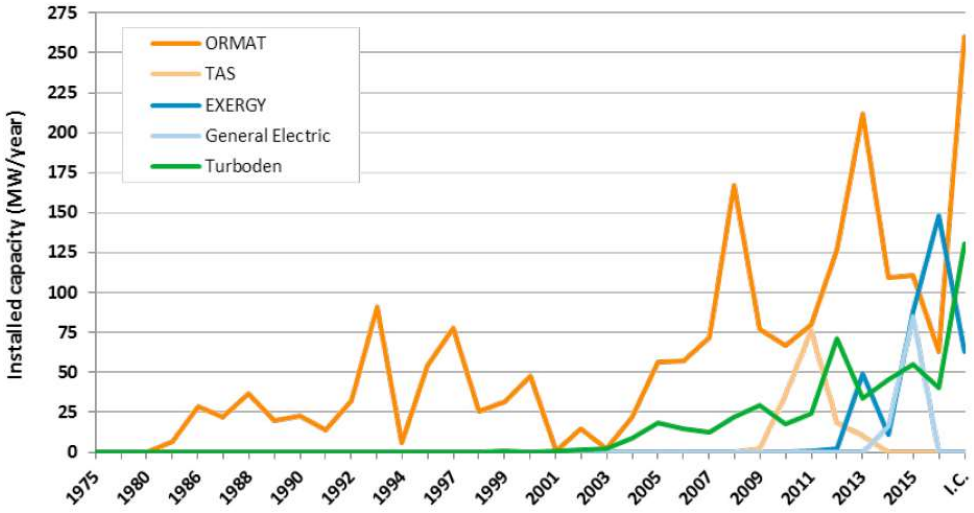


그림 22. 연도별 국외 주요 유기 랭킨 사이클 제조업의 유기 랭킨 사이클 설치 현황 (Tartière & Astolfi, 2017)

- 국내에서는 유기 랭킨 사이클 시장이 활발하지 않지만 세계적으로 유기 랭킨 사이클 시장이 2000년 이후 더욱 활발해짐. 일반적으로 350℃ 이하의 폐열은 직접적인 이용이 어려워 활용되지 못하고 버려지는 열원이 많지만 유기 랭킨 사이클은 저온의 열원으로 발전을 할 수 있기 때문에 미활용 에너지 이용 기술을 활성화 할 수 있음. 유기 랭킨 사이클 열원으로 주로 사용되고 있는 열원은 지열, 바이오매스, 산업용 폐열, 태양열 등이 있음(그림 23). 현재 지열이 유기 랭킨 사이클의 열원으로 가장 많이 이용되고 있으며 그 밖에 다른 열원들의 적용도 증가하는 추세임(그림 24)

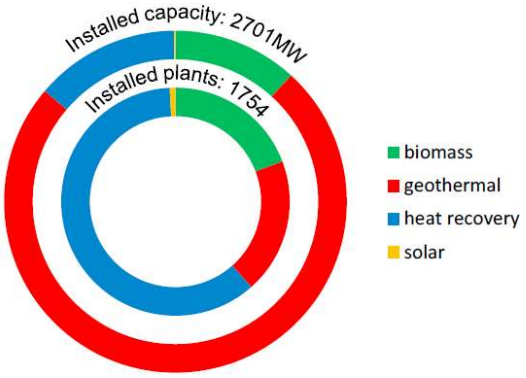
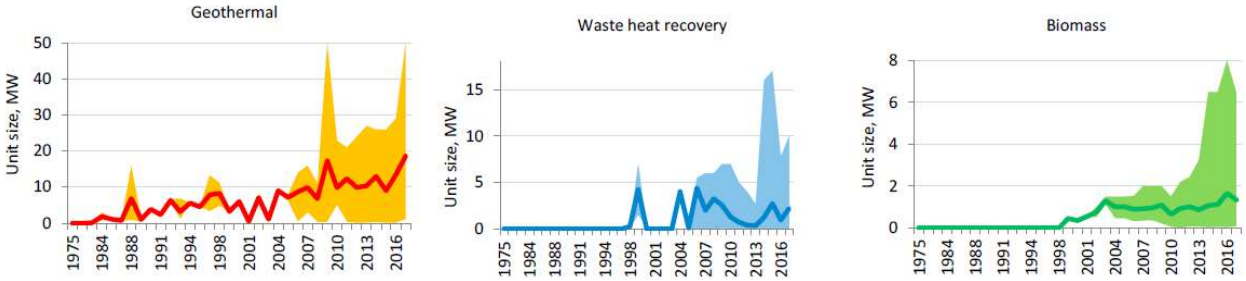
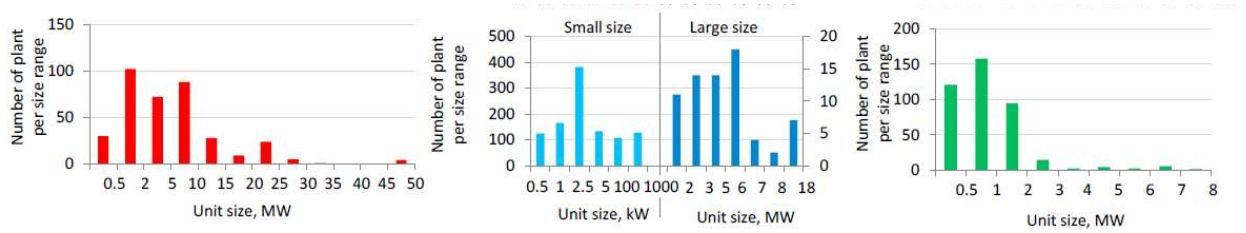


그림 23. 유기 랭킨 사이클에서 사용되는 주요 열원 종류 (Tartière & Astolfi, 2017)



(a) 연도별 유기 랭킨 사이클에서 주로 이용되는 열원의 용량



(b) 유기 랭킨 사이클 유닛 용량별 발전소 개수

그림 24. 유기 랭킨 사이클의 주요 열원별 현황 (Tartière & Astolfi, 2017)

- 따라서 본 연구에서는 **<u>유기 랭킨 사이클을 제습 증발냉각 기반 공조시스템에 결합하여 공조시스템에 필요한 전기와 열을 자체적으로 공급받는 자립형 제습 공조시스템을 제안</u>**함. 유기 랭킨 사이클은 그림 25와 같이 가장 기본적인 형태인 터빈(또는 팽창기), 증발기, 응축기 및 펌프로 구성되며, 터빈에서 전기를 생산하고 응축기의 열을 회수하여 사용할 수 있음.

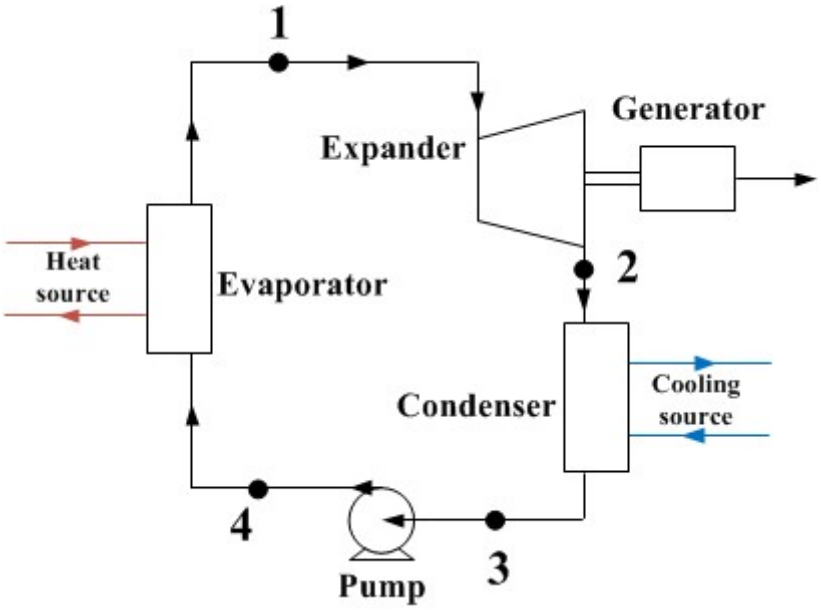


그림 25. 유기 랭킨 사이클 개요도

- 공동주택에서의 플러스 에너지화를 위해 그림 26과 같은 유기 랭킨 사이클을 이용한 제습 증발냉각 기반 공조시스템의 프로토타입이 도출됨. **유기 랭킨 사이클에서 생산된 전기는 제습 공조시스템에서 팬, 펌프 등의 운전에 사용이 되고 유기 랭킨 사이클 응축기에서 방출되는 열은 회수하여 액체식 제습시스템의 수용액 재생 열원으로 사용**됨. 재생기로 들어가는 수용액이 유기 랭킨 사이클로부터의 열을 회수하여 설정 재생 수용액 온도(60℃)까지 가열될 수 없는 경우, 보조 히터가 활성화됨. 공조시스템 운전에 사용되고 남은 전력 및 열은 필요에 따라 건물의 온수 및 급탕, 건물 설비에 이용될 수 있음.

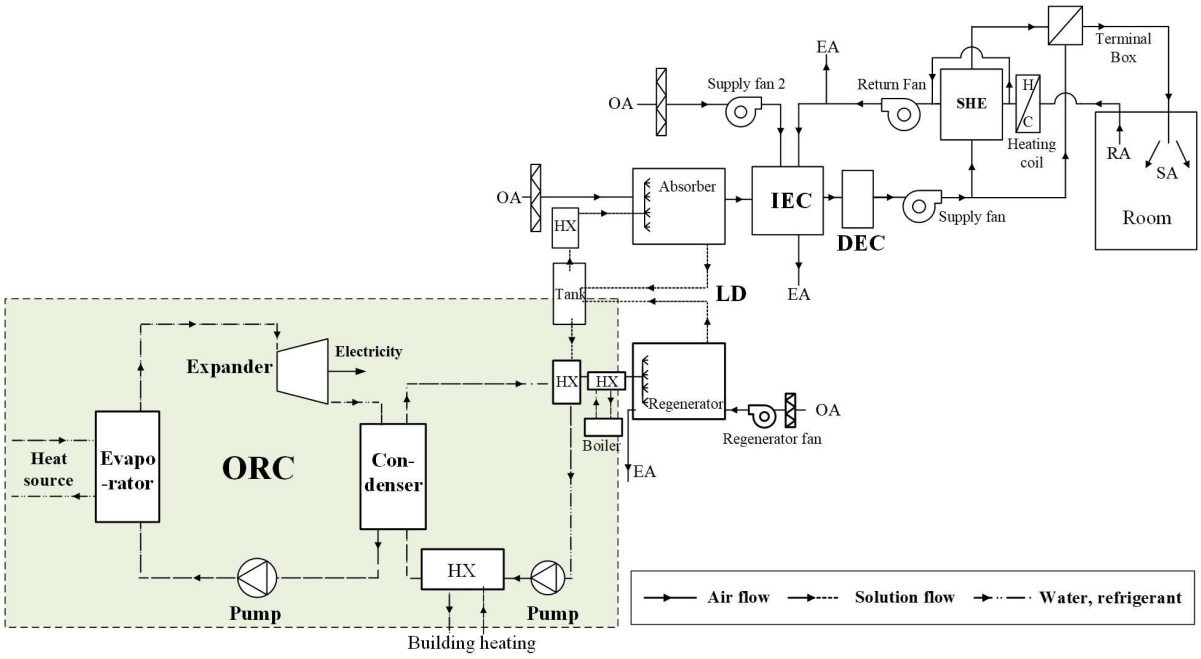
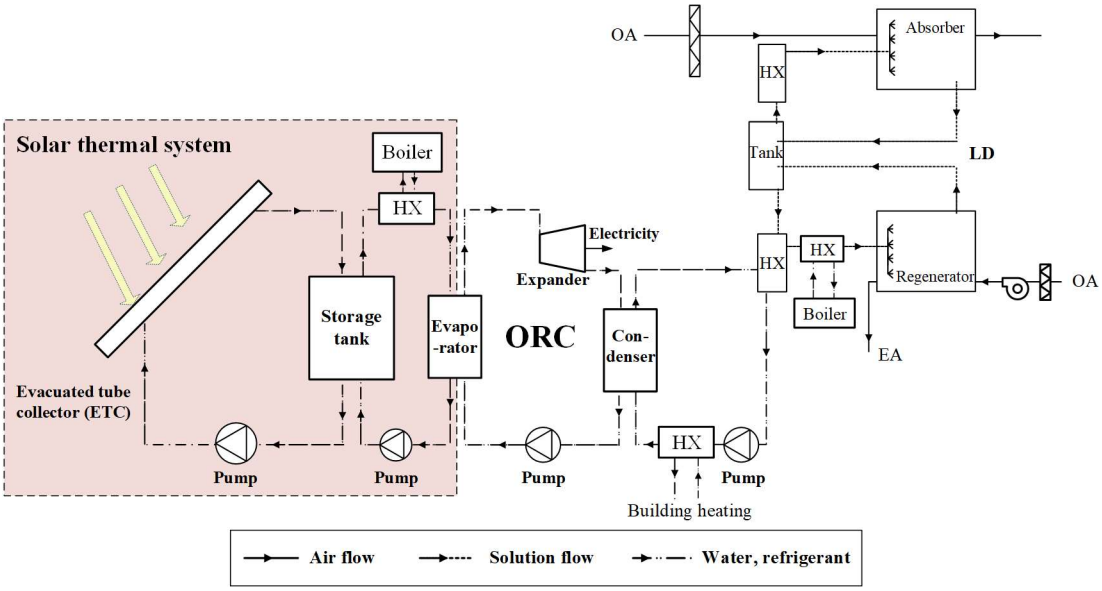
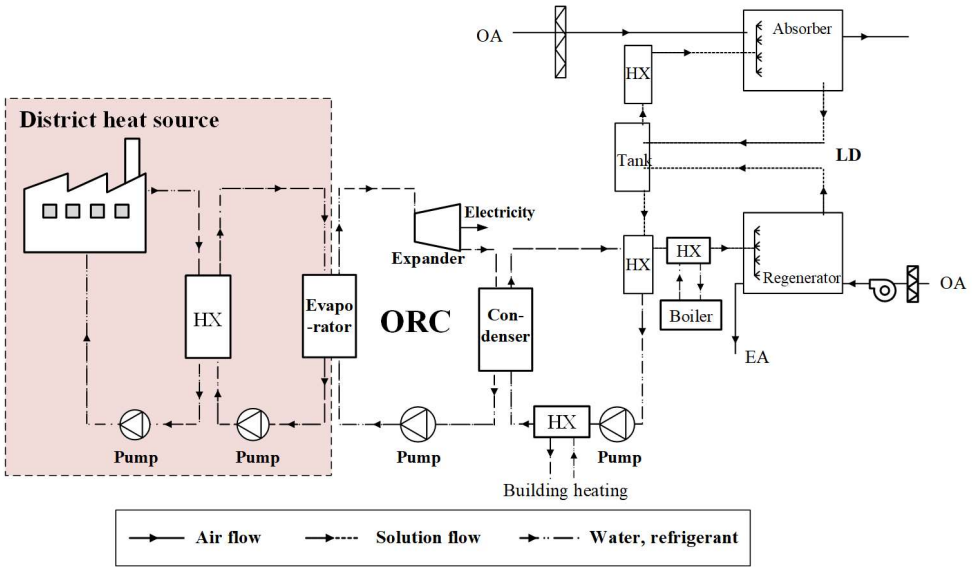


그림 26. 유기 랭킨 사이클 기반 제습 공조시스템 프로토타입

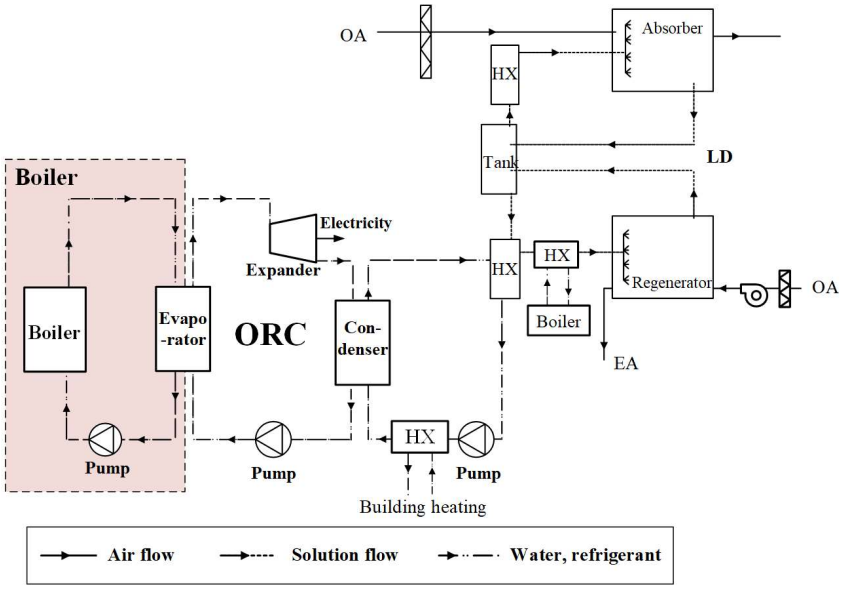
- 본 연구에서는 유기 랭킨 사이클 기반 차세대 제습공조시스템의 에너지를 가장 절감할 수 있는 최적의 시스템을 제안하기 위해 유기 랭킨 사이클의 열원에 따른 3개의 시스템 구성안을 제시함. 태양열 시스템, 지역열원 및 기존 가스보일러가 유기 랭킨 사이클 운전을 위한 열원으로 고려됨(그림 27).



(a) 태양열 시스템 기반 유기 랭킨 사이클



(b) 지역열원 기반 유기 랭킨 사이클



(c) 보일러 기반 유기 랭킨 사이클

그림 27. 다양한 열원을 이용한 유기 랭킨 사이클

② 유기 랭킨 사이클을 이용한 고효율 제습 공조시스템의 성능 예측

- Task 1-2 : 시스템 성능 예측모델 개발 및 목표성능 도출

- 공동주택에서 제습 공조시스템 적용시 액체식 제습시스템의 성능 예측 및 적절한 액체식 제습시스템의 종류를 채택하기 위해 액체식 제습시스템의 공기 및 수용액 접촉 방식에 따른 시스템 성능 분석 및 비교 실험을 실시함. 실험을 기반으로 제습 공조시스템의 실험적 성능 예측모델 개발을 개발하고자 함. 제습 과정은 도입 공기와 제습 수용액 간의 수증기 분압 차에 의해 발생하며, 도입 공기와 제습 수용액의 물리적 특성 뿐 만 아니라, 제습기의 형태는 액체식 제습시스템의 제습 성능 측면에서 중요한 요소임.
- 일반적으로 액체식 제습기의 형태는 대향류 및 직교류형으로 나누어지며, 선행 연구를 통해 대향류형 구조가 상대적으로 높은 제습 성능을 나타내는 것으로 알려져 있음. 하지만, 실제 건물에 대향류형 액체식 제습기가 적용 될 경우 제습 과정 중에 발생하는 제습 수용액의 비산(carry-over) 및 건물 내 층고의 제약으로 인한 제습기 높이의 제약 등의 문제가 제기됨. 현재 대향류 및 직교류형 액체식 제습기의 제습 성능 분석을 위한 시뮬레이션 연구는 진행되어왔지만, 동일한 운전 조건에서 두 시스템의 제습 성능을 측정하는 실험 연구는 매우 드묾.
- 따라서, **공기 및 제습 수용액의 접촉 방식에 따른 시스템 성능 비교를 위해 동일한 운전 조건에서 대향류 및 직교류형 액체식 제습시스템의 제습 성능 실험을 실시**함(그림 28).
- 본 연구에서는 염화리튬 수용액을 제습 수용액으로 사용하였으며, 제습 여재로는 미국 Munters 사에서 제작하는 CELdek 가습여재를 사용하였음. 이때, 대향류 및 직교류형 제습기의 제습 여재의 규격은 각각 350mm(W)×700mm(H)×350mm(L), 350mm(W)×350mm(H)×700mm(L)로 동일한 크기를 가지고 있으며, 289.7m^2m^{-3},311.6m^2m^{-3}의 비표면적을 가지고 있음.
- 대향류 및 직교류형 액체식 제습기를 통과하는 도입공기의 온도 및 습도는 항온항습 챔버를 통해 조성되며, 제습기로 유입되는 공기의 풍량은 배기 측에 설치된 가변 유량 팬에 의해 제어됨. 제습 수용액의 온도 조건은 1.4 kW의 냉각기와 2.1 kW의 전기 히터를 통해 설정 온도를 유지하였으며, 일정 유량의 제습 수용액을 순환시키기 위해 8.1 l/min의 정유량 펌프가 사용되었음.



(a) 대향류형 액체식 제습기 (b) 직교류형 액체식 제습기

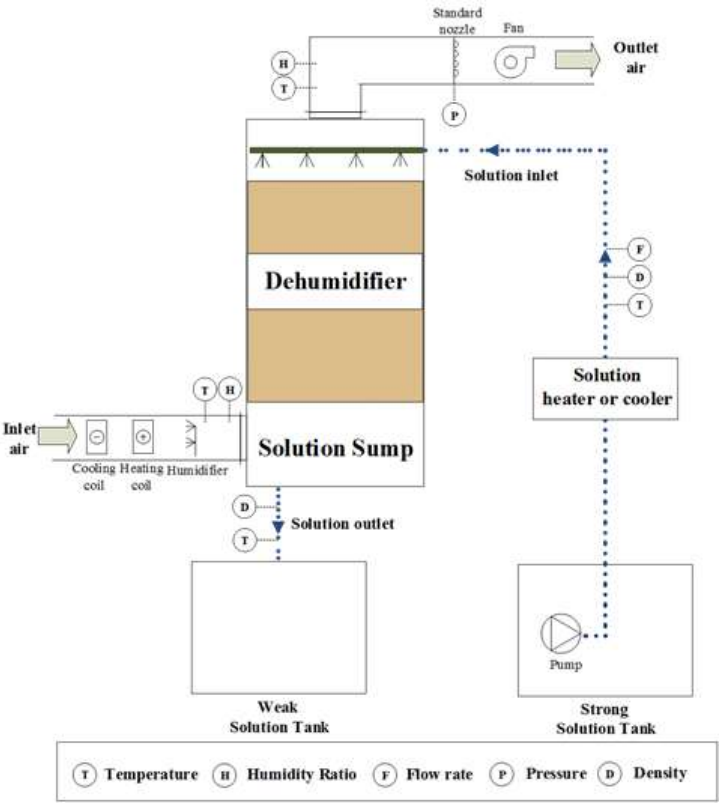
그림 28. 액체식 제습기의 공기 및 수용액의 접촉 방식에 따른 시스템 성능 실험

- 실험계획법을 기반으로 대향류 및 직교류형 액체식 제습기의 제습 성능에 영향을 주는 5가지 운전 변수(도입 공기 온도, 도입 공기 습도, 제습 수용액 온도, 제습 수용액 농도 및 액기비(Liquid-to-gas ratio)의 실험조건을 조성하였으며, 2k 요인분석법에 의하여 각 운전 변수 별 최소 및 최대 값을 설정하였음(표 4).
- 도입 공기의 온도 및 습도의 최소 및 최댓값은 항온항습 챔버를 통해 조성되었으며, 대한설비공학회에서 제시한 제습기 제승 성능 시험 조건에 근거하여 각각 25℃ 와 33℃, 10.7g/kg과 20.1g/kg로 설정되었음. 제습 수용액의 온도 및 농도의 최소 및 최댓값은 염화리튬 수용액을 사용한 실제 액체식 제습기의 운전 조건을 고려하여 각각 15℃ 와 30℃, 32%와 38%로 설정되었으며, 액기비의 경우 1.0과 2.5로 설정되었음.

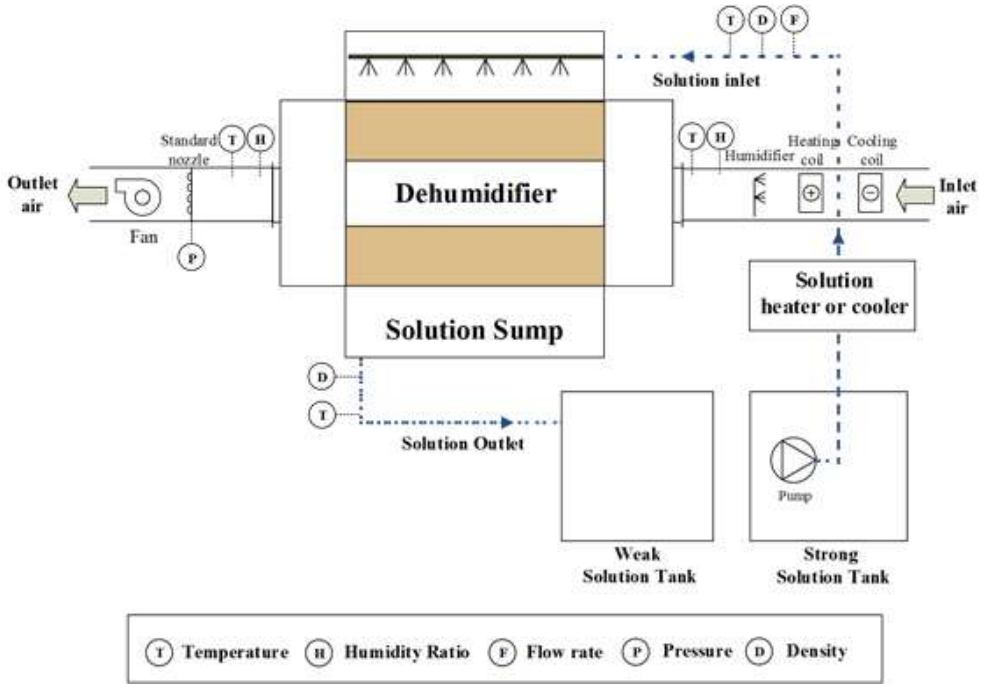
표 4. 액체식 제습기 제습 성능 실험 조건

운전 변수	범위	
	최소	최대
입구 측 공기 온도($T_{a,in}$) [℃]	25	33
입구 측 공기 절대 습도($\omega_{a,in}$) [g/kg]	10.7	20.1
입구 측 수용액 온도($T_{s,in}$) [℃]	15	30
입구 측 수용액 농도($X_{s,in}$) [-]	0.32	0.38
액기비(L/G) [-]	1.0	2.5

- 본 연구에서는 **제습 효율과 엔탈피 효율을 대향류 및 직교류형 액체식 제습기의 제습 성능을 나타내기 위한 평가 지표로 사용**하였음. 각 실험에서 두 제습기의 제습 효율 및 엔탈피 효율을 구하기 위해 공기 입·출구 측 온도 및 상대 습도, 수용액 입·출구 측 온도 및 밀도, 공기 유량을 측정하였으며 측정 포인트는 그림 29와 같음.



(a) 대향류형 액체식 제습기



(b) 직교류형 액체식 제습기

그림 29. 대향류 및 직교류형 액체식 제습기의 실험 구성도

- 2k 요인 실험 설계 방법에 근거하여 각 제습기 별 32번의 측정 실험을 진행하였으며, 실험 데이터는 반응 표면 방법론(Response surface method)을 기반으로 통계적으로 분석되었음. 분산 분석(Analysis of variance) 결과를 기반으로 운전 변수와 제습 효율 및 엔탈피 효율과의 상관도 분석을 실시함(표 5, 표 6).

표 5. 대향류형 액체식 제습기의 운전 변수와 제습 효율 및 엔탈피 효율과의 ANOVA 결과

Title	Source	Sum of squares	df	Mean square	F-value	p-value
Dehumidification effectiveness	Model	22.48	12	1.87	882.03	< 0.0001
	A-Ta,in	0.0351	1	0.0351	16.52	< 0.0001
	B-ωa,in	7.29	1	7.29	3434.13	< 0.0001
	C- Ts,in	7.89	1	7.89	3712.78	< 0.0001
	D- Xs,in	1.36	1	1.36	639.56	< 0.0001
	E-L/G	0.1062	1	0.1062	50.03	< 0.0001
	AB	0.1622	1	0.1622	76.37	< 0.0001
	AC	0.0753	1	0.0753	35.43	< 0.0001
	AD	0.0711	1	0.0711	33.49	< 0.0001
	BC	1.33	1	1.33	625.09	< 0.0001
	CD	1.57	1	1.57	739.59	< 0.0001
	CE	0.0664	1	0.0664	31.26	< 0.0001
	DE	0.1726	1	0.1726	81.27	< 0.0001
	Residual	1.06	499	0.0021	-	-
	Lack of fit	1.06	488	0.0022	11.92	< 0.0001

	Pure error	0.0020	11	0.0002	-	-
	Cor. total	23.54	511	-	-	-
Title	**Source**	**Sum of squares**	**df**	**Mean square**	**F-value**	**p-value**
Enthalpy effectiveness	Model	20.29	15	1.35	432.63	< 0.0001
	A-Ta,in	0.0126	1	0.0126	4.04	0.0449
	B-ωa,in	6.81	1	6.81	2177.55	< 0.0001
	C- Ts,in	4.13	1	4.13	1319.52	< 0.0001
	D- Xs,in	4.21	1	4.21	1348.06	< 0.0001
	E-L/G	0.0987	1	0.0987	31.56	< 0.0001
	AB	0.0510	1	0.0510	16.33	< 0.0001
	AC	0.1424	1	0.1424	45.53	< 0.0001
	AD	0.1266	1	0.1266	40.48	< 0.0001
	AE	0.0604	1	0.0604	19.33	< 0.0001
	BC	1.18	1	1.18	376.26	< 0.0001
	BD	0.0442	1	0.0442	14.15	0.0002
	BE	0.0181	1	0.0181	5.80	0.0164
	CD	1.57	1	1.57	501.04	< 0.0001
	CE	0.0964	1	0.0964	30.82	< 0.0001
	DE	0.0103	1	0.0103	3.31	0.0695
	Residual	1.55	496	0.0031	-	-
	Lack of fit	1.54	485	0.0032	2.93	0.0239
	Pure error	0.0119	11	0.0011	-	-
	Cor. total	21.84	511	-	-	-

표 6. 직교류형 액체식 제습기의 운전 변수와 제습 효율 및 엔탈피 효율과의 ANOVA 결과

Title	**Source**	**Sum of squares**	**df**	**Mean square**	**F-value**	**p-value**
Dehumidification effectiveness	Model	1.97	11	0.1790	283.87	< 0.0001
	A-Ta,in	0.6255	1	0.6255	991.80	< 0.0001
	B-ωa,in	0.3076	1	0.3076	487.69	< 0.0001
	C- Ts,in	1.05	1	1.05	1672.61	< 0.0001
	D- Xs,in	0.0020	1	0.0020	3.23	0.0731
	E-L/G	0.0693	1	0.0693	109.80	< 0.0001
	AD	0.0433	1	0.0433	68.69	< 0.0001
	BC	0.0197	1	0.0197	31.25	< 0.0001
	BD	0.1219	1	0.1219	193.29	< 0.0001
	CD	0.1157	1	0.1157	183.45	< 0.0001
	CE	0.0304	1	0.0304	48.14	< 0.0001
	DE	0.0354	1	0.0354	56.18	< 0.0001
	Residual	0.3273	519	0.0006	-	-
	Lack of Fit	0.3165	288	0.0011	23.39	< 0.0001
	Pure Error	0.0109	231	0.0000	-	-
	Cor. Total	2.30	530	-	-	-
Title	**Source**	**Sum of squares**	**df**	**Mean square**	**F-value**	**p-value**
Enthalpy	Model	1.15	14	0.0823	158.22	< 0.0001

effectiveness	A-Ta,in	0.0351	1	0.0351	67.45	< 0.0001
	B-ωa,in	0.3523	1	0.3523	676.92	< 0.0001
	C- Ts,in	0.6171	1	0.6171	1185.87	< 0.0001
	D- Xs,in	0.0023	1	0.0023	4.33	0.0379
	E-L/G	0.0013	1	0.0013	2.56	0.1102
	AB	0.0977	1	0.0977	187.68	< 0.0001
	AC	0.1064	1	0.1064	204.42	< 0.0001
	AD	0.0627	1	0.0627	120.48	< 0.0001
	AE	0.0045	1	0.0045	8.63	0.0035
	BD	0.0670	1	0.0670	128.84	< 0.0001
	BE	0.0057	1	0.0057	10.90	0.0010
	CD	0.2661	1	0.2661	511.32	< 0.0001
	CE	0.0115	1	0.0115	22.10	< 0.0001
	DE	0.0663	1	0.0663	127.40	< 0.0001
	Residual	0.2685	516	0.0005	-	-
	Lack of fit	0.2506	285	0.0009	11.37	< 0.0001
	Pure error	0.0179	231	0.0001	-	-
	Cor. total	1.42	530	-	-	-

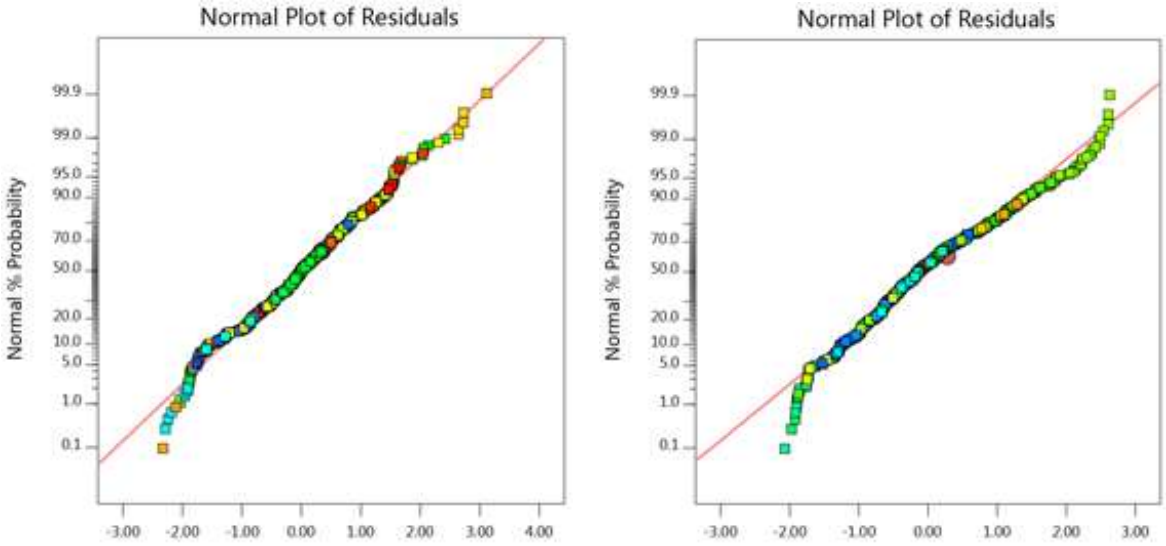
- ANOVA 결과를 통해 2k요인 배치 모델이 대향류형 액체식 제습기의 제습 특성을 충분히 나타낼 수 있음을 확인하였으며, ANOVA 결과를 토대로 대향류형 액체식 제습기에 대한 제습 효율 및 엔탈피 효율 예측 모델을 구축하였음(식 1, 식 2, 표 7).
- 그림 30은 대향류형 액체식 제습기의 제습 효율 및 엔탈피 효율 예측 모델의 정규 확률도로, 실험 데이터가 대체적으로 정규 분포를 따르는 것을 보여줌. 또한, 그림 31은 시뮬레이션 예측 값과 측정 데이터의 비교 값으로 나타내며, 낮은 오차 범위 내에서 실험 데이터와 일치하는 것을 알 수 있음.

$$\eta_{d,counter} = \alpha_0 + \alpha_1 \times T_{a,in} + \alpha_2 \times \omega_{a,in} + \alpha_3 \times T_{s,in} + \alpha_4 \times X_{s,in} + \alpha_5 \times LG + \alpha_6 \times T_{a,in} \times \omega_{a,in} + \alpha_7 \times T_{a,in} \times T_{s,in} + \alpha_8 \times T_{a,in} \times X_{s,in} + \alpha_9 \times \omega_{a,in} \times T_{s,in} + \alpha_{10} \times T_{s,in} \times X_{s,in} + \alpha_{11} \times T_{s,in} \times LG + \alpha_{12} \times X_{s,in} \times LG \quad \text{(식 1)}$$

$$\eta_{h,counter} = \alpha_0 + \alpha_1 \times T_{a,in} + \alpha_2 \times \omega_{a,in} + \alpha_3 \times T_{s,in} + \alpha_4 \times X_{s,in} + \alpha_5 \times LG + \alpha_6 \times T_{a,in} \times T_{s,in} + \alpha_7 \times T_{a,in} \times X_{s,in} + \alpha_8 \times T_{a,in} \times LG + \alpha_9 \times \omega_{a,in} \times T_{s,in} + \alpha_{10} \times \omega_{a,in} \times X_{s,in} + \alpha_{11} \times \omega_{a,in} \times LG + \alpha_{12} \times T_{s,in} \times X_{s,in} + \alpha_{13} \times T_{s,in} \times LG + \alpha_{14} \times X_{s,in} \times LG \quad \text{(식 2)}$$

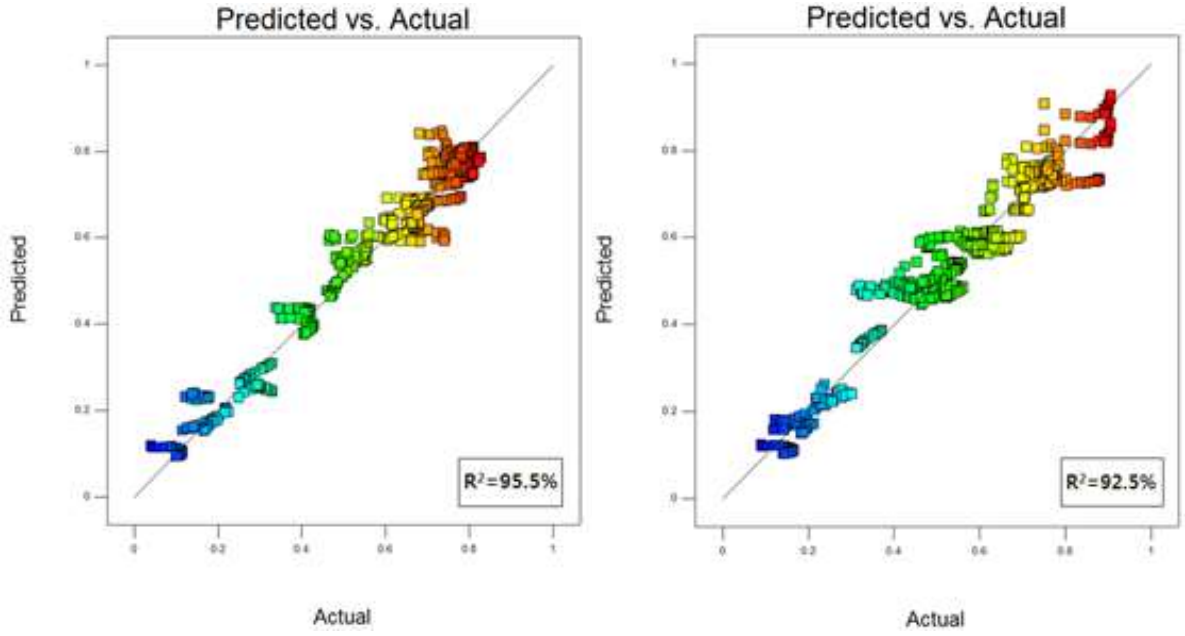
표 7. 대향류형 액체식 제습기의 제습 성능 예측 모델 계수

계수	$\alpha 0$	$\alpha 1$	$\alpha 2$	$\alpha 3$	$\alpha 4$	$\alpha 5$	$\alpha 6$
식 1	+3.9369	-0.0247	+0.0357	-0.1275	-11.1243	-0.2801	-0.0014
	$\alpha 7$	$\alpha 8$	$\alpha 9$	$\alpha 10$	$\alpha 11$		
	-0.0006	+0.1579	+0.0016	+0.3008	-0.0021		
계수	$\alpha 0$	$\alpha 1$	$\alpha 2$	$\alpha 3$	$\alpha 4$	$\alpha 5$	$\alpha 6$
식 2	+5.8948	-0.0951	-0.0440	-0.1723	-13.4407	-0.01098	+0.0005
	$\alpha 7$	$\alpha 8$	$\alpha 9$	$\alpha 10$	$\alpha 11$	$\alpha 12$	$\alpha 13$
	+0.2669	-0.0066	+0.0017	+0.0718	+0.0034	+0.3258	+0.0016
	$\alpha 14$						
	+0.4082						



(a) 제습 효율 (b) 엔탈피 효율

그림 30. 제안된 예측 모델의 정규 확률도(대향류형 액체식 제습기)



(a) 제습 효율 (b) 엔탈피 효율

그림 31. 시뮬레이션 예측 값과 측정 데이터 비교(대향류형 액체식 제습기)

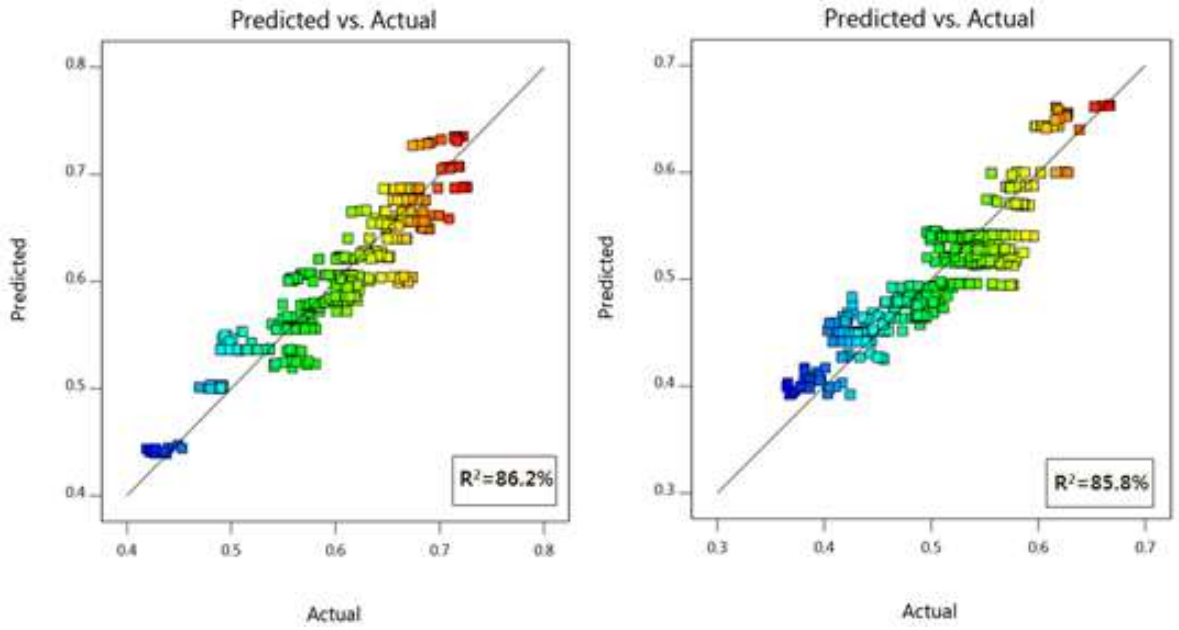
- ANOVA 결과를 통해 2k요인 배치 모델이 직교류형 액체식 제습기의 제습 특성을 충분히 나타낼 수 있음을 확인하였으며, ANOVA 결과를 토대로 직교류형 액체식 제습기에 대한 제습 효율 및 엔탈피 효율 예측 모델을 구축하였음(식 3, 식 4, 표 8).
- 그림 32은 직교류형 액체식 제습기의 제습 효율 및 엔탈피 효율 예측 모델의 정규 확률도로, 실험 데이터가 대체적으로 정규 분포를 따르는 것을 보여줌. 또한, 그림 33는 시뮬레이션 예측 값과 측정 데이터의 비교 값으로 나타내며, 낮은 오차 범위 내에서 실험 데이터와 일치하는 것을 알 수 있음.

$$\eta_{d,cross} = \alpha_0 + \alpha_1 \times T_{a,in} + \alpha_2 \times \omega_{a,in} + \alpha_3 \times T_{s,in} + \alpha_4 \times X_{s,in} + \alpha_5 \times LG + \alpha_6 \times T_{a,in} \times X_{s,in} + \alpha_7 \times \omega_{a,in} \times T_{s,in} + \alpha_8 \times \omega_{a,in} \times T_{s,in} + \alpha_9 \times T_{s,in} \times X_{s,in} + \alpha_{10} \times T_{s,in} \times LG + \alpha_{11} \times X_{s,in} \times LG \quad \text{(식 3)}$$

$$\eta_{h,cross} = \alpha_0 + \alpha_1 \times T_{a,in} + \alpha_2 \times \omega_{a,in} + \alpha_3 \times T_{s,in} + \alpha_4 \times X_{s,in} + \alpha_5 \times LG + \alpha_6 \times T_{a,in} \times \omega_{a,in} + \alpha_7 \times T_{a,in} \times T_{s,in} + \alpha_8 \times T_{a,in} \times X_{s,in} + \alpha_9 \times T_{a,in} \times LG + \alpha_{10} \times \omega_{a,in} \times X_{s,in} + \alpha_{11} \times \omega_{a,in} \times LG + \alpha_{12} \times T_{s,in} \times X_{s,in} + \alpha_{13} \times T_{s,in} \times LG + \alpha_{14} \times X_{s,in} \times LG \quad \text{(식 4)}$$

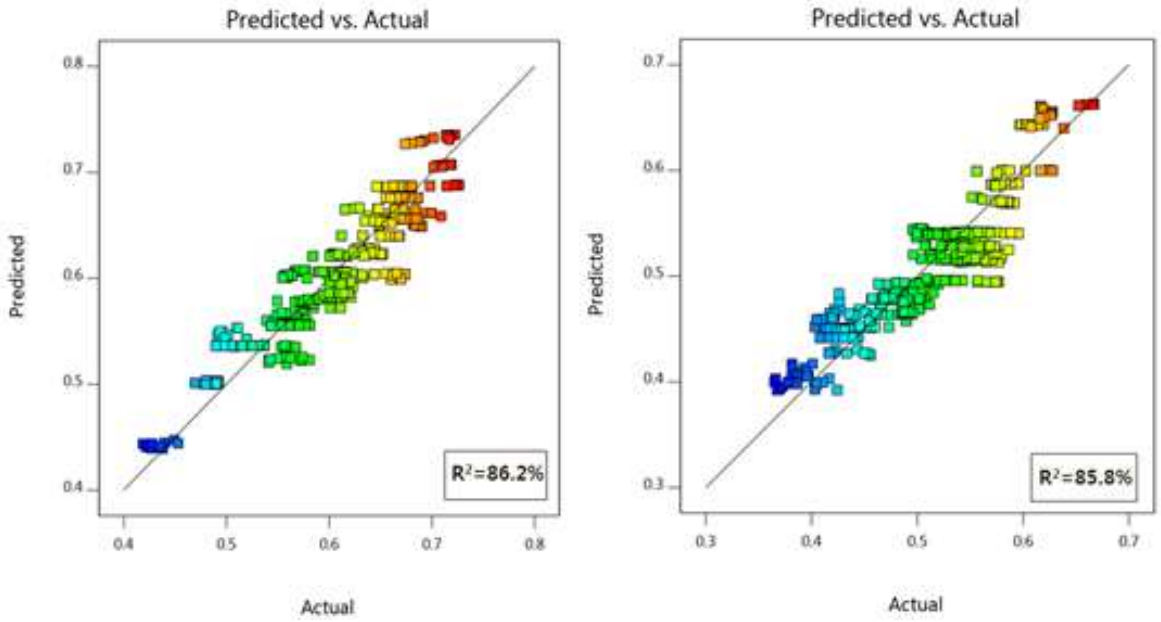
표 8. 직교류형 액체식 제습기의 제습 성능 예측 모델 계수

계수	$\alpha 0$	$\alpha 1$	$\alpha 2$	$\alpha 3$	$\alpha 4$	$\alpha 5$	$\alpha 6$
식 3	+2.2237	-0.0718	+0.0603	-0.0494	-3.1237	+0.2674	+0.1695
	$\alpha 7$	$\alpha 8$	$\alpha 9$	$\alpha 0$	$\alpha 11$		
	+0.0002	-0.1669	+0.1046	+0.0020	-0.8173		
계수	$\alpha 0$	$\alpha 1$	$\alpha 2$	$\alpha 3$	$\alpha 4$	$\alpha 5$	$\alpha 6$
식 4	+2.6165	-0.0720	+0.0803	-0.0833	-5.6472	+0.4325	-0.0010
	$\alpha 7$	$\alpha 8$	$\alpha 9$	$\alpha 10$	$\alpha 11$	$\alpha 12$	$\alpha 13$
	+0.0007	+0.2104	-0.0020	-0.1308	+0.0014	+0.1596	+0.0012
	$\alpha 14$						
	-1.1807						



(a) 제습 효율 (b) 엔탈피 효율

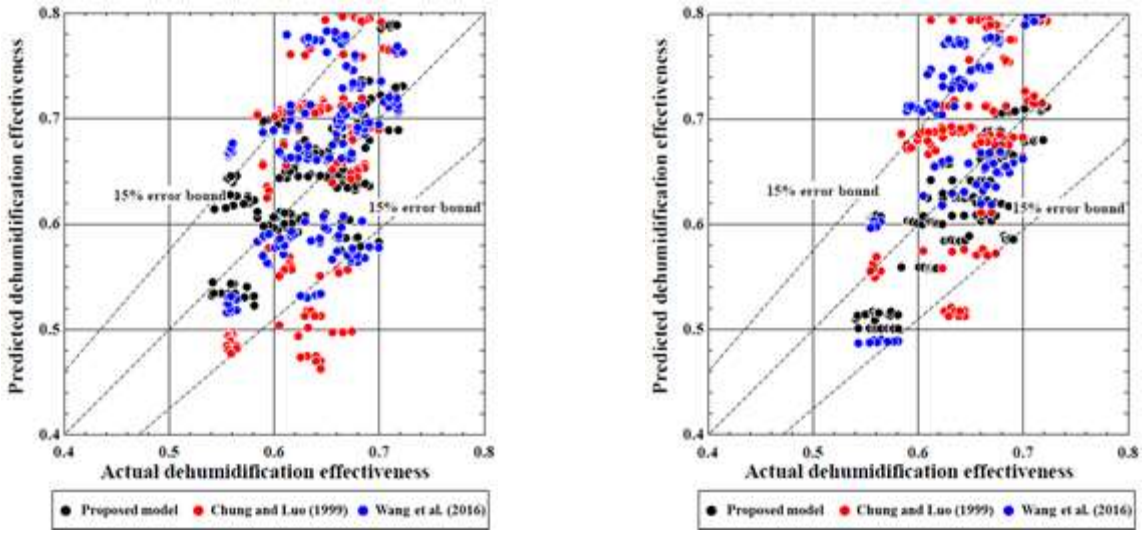
그림 32. 제안된 예측 모델의 정규 확률도(직교류형 액체식 제습기)



(a) 제습 효율 (b) 엔탈피 효율

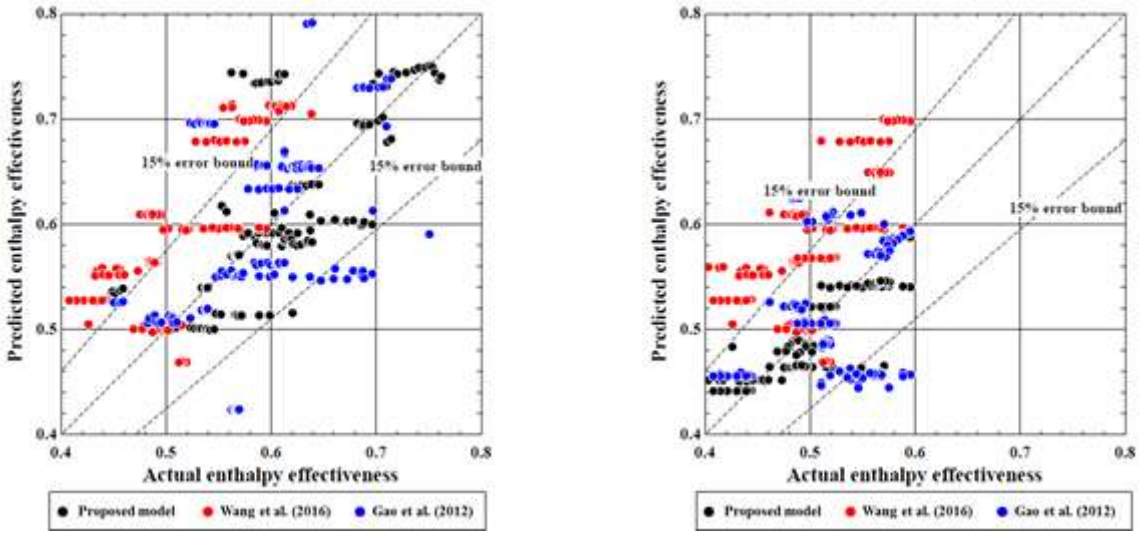
그림 33. 시뮬레이션 예측 값과 측정 데이터 비교 (직교류형 액체식 제습기)

- 선행 연구에서 제시한 액체식 제습기의 제습 성능 예측 모델 및 실험 데이터를 통해 본 연구에서 제안된 제습 성능 예측 모델의 신뢰성 검증을 실시하였으며, 15% 오차 범위 내에서 측정 데이터와 일치하는 것을 확인함(그림 34, 그림 35).



(a) 대향류형 액체식 제습기 (b) 직교류형 액체식 제습기

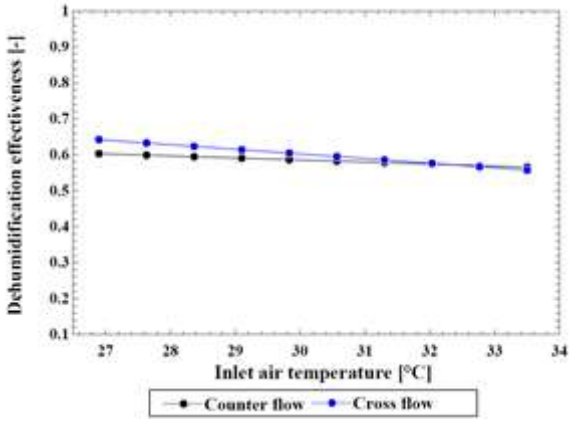
그림 34. 제습 효율 비교



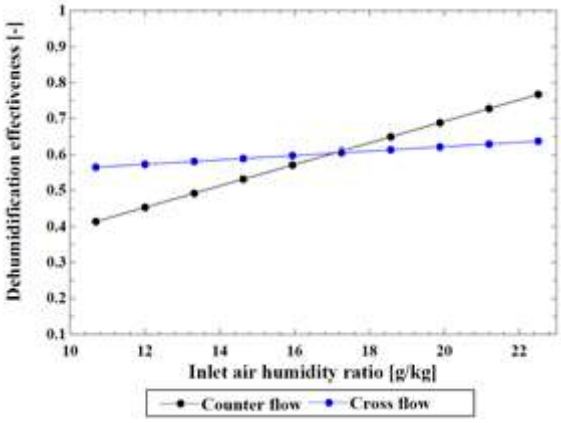
(a) 대향류형 액체식 제습기 (b) 직교류형 액체식 제습기

그림 35. 엔탈피 효율 비교

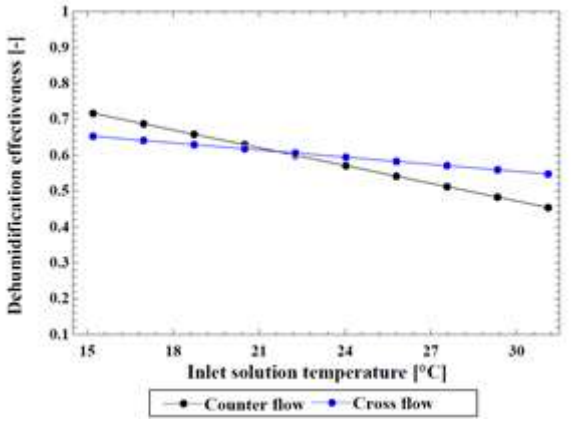
- 본 연구에서 제안된 제습 성능 예측 모델을 이용하여, **최적 운전 조건 도출을 위한 대향류 및 직교류형 액체식 제습기의 제습 효율 및 엔탈피 효율에 대한 각 운전 변수에 대한 민감도 분석(sensitivity analysis)을 실시**함.
- 그림 36은 대향류 및 직교류형 액체식 제습기의 제습 효율에 대한 각 운전 변수의 민감도를 나타냄. 두 형태의 제습기의 제습 효율은 입구 측 공기 온도(그림 36(a)), 입구 측 제습 수용액 농도(그림 36(d)) 및 액기비(그림 36(e))의 변화에 크게 영향을 받지 않는 것을 알 수 있음. 공기의 온도가 증가함에 따라 제습 효율 값이 감소하는 것을 알 수 있으며, 제습 수용액 농도 및 액기비의 증가함에 따라 제습 효율 값이 증가하는 것을 확인하였음.
- 반면에, 입구 측 공기의 절대 습도(그림 36(b))와 제습 수용액의 온도(그림 36(c)) 변화에 따른 대향류 및 직교류형 액체식 제습기의 제습 효율 변화의 경향성이 다른 것을 확인하였음. 공기의 절대 습도(그림 36(b))가 10.1g/kg에서 22.7g/kg까지 증가함에 따라 대향류형 액체식 제습기의 제습 효율은 51.2%에서 82.4%까지 크게 증가하는 반면에, 직교류형의 경우 62.3%에서 63.4%까지 증가하는 것을 확인하였으며, 제습 수용액의 온도(그림 36(c))가 15.2℃에서 31.1℃까지 증가함에 따라 대향류형 액체식 제습기의 제습 효율은 71.7%에서 45.4%까지 크게 감소하는 반면, 직교류형의 경우 65.3%에서 54.8%까지 소폭 감소하는 것을 확인하였음.



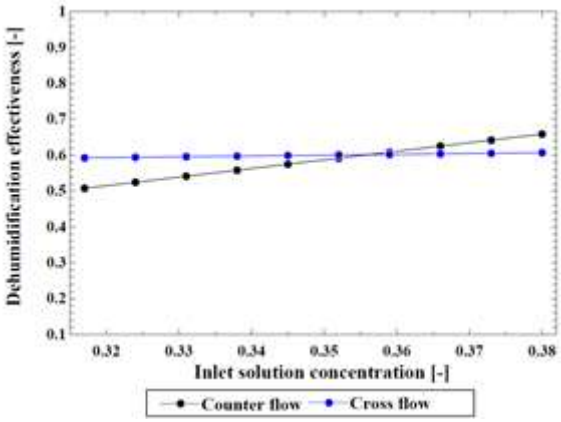
(a) 입구 측 공기 온도



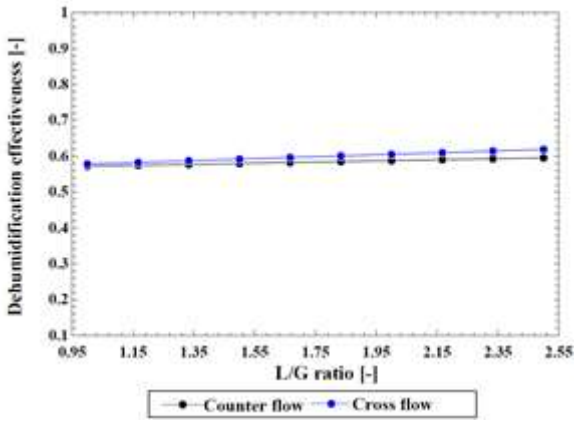
(b) 입구 측 공기 절대 습도



(c) 입구 측 제습 수용액 온도



(d) 입구 측 제습 수용액 습도



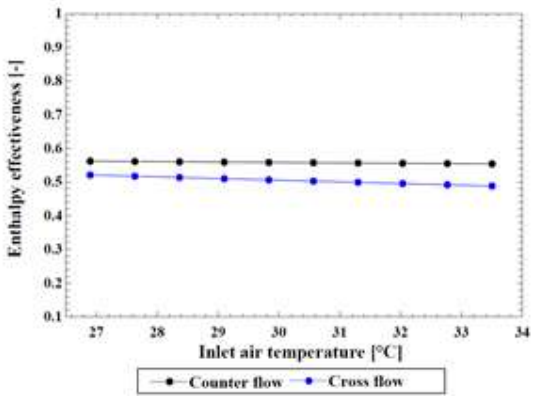
(e) 액기비(L/G ratio)

그림 36. 대향류 및 직교류형 액체식 제습기의 제습 효율에 대한 각 운전변수의 민감도

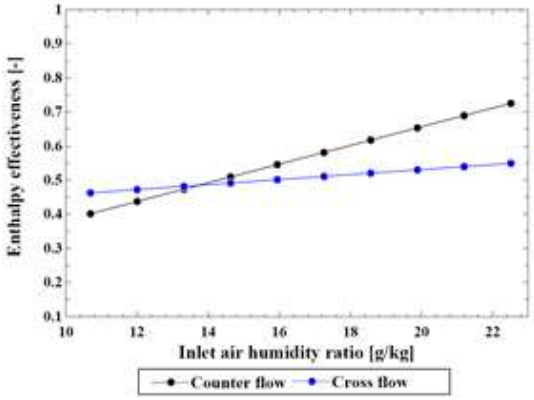
- 그림 37은 대향류 및 직교류형 액체식 제습기의 엔탈피 효율에 대한 각 운전 변수의 민감도를 나타냄. 두 형태의 제습기의 엔탈피 효율은 입구 측 공기 온도(그림 37(a)), 입구 측 제습 수용액 농도(그림 37(d)) 및 액기비(그림 37(e))의 변화에 크게 영향을 받지 않는 것을 알 수 있음. 공기의 온도가 증가함에 따라 엔탈피 효율 값이 감소하는 것을 알 수 있으며, 제습 수용액 농도 및 액기비의 증가

함에 따라 엔탈피 효율 값이 증가하는 것을 확인하였음.

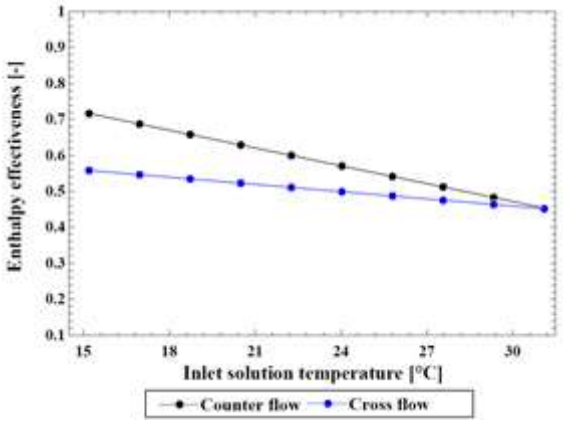
- 반면에, 입구 측 공기의 절대 습도(그림 37(b))와 제습 수용액의 온도(그림 37(c)) 변화에 따른 대향류 및 직교류형 액체식 제습기의 엔탈피 효율 변화의 경향성이 다른 것을 확인하였음. 공기의 절대 습도(그림 37(b))가 10.1g/kg에서 22.7g/kg까지 증가함에 따라 대향류형 액체식 제습기의 엔탈피 효율은 40.2%에서 72.5%까지 크게 증가하는 반면에, 직교류형의 경우 46.3%에서 55.0%까지 증가하는 것을 확인하였음. 마찬가지로 제습 수용액의 온도(그림 37(c))가 15.2℃에서 31.1℃까지 증가함에 따라 대향류형 액체식 제습기의 엔탈피 효율은 64.4%에서 47.3%까지 크게 감소하는 반면, 직교류형의 경우 55.8%에서 45.2%까지 소폭 감소하는 것을 확인하였음.



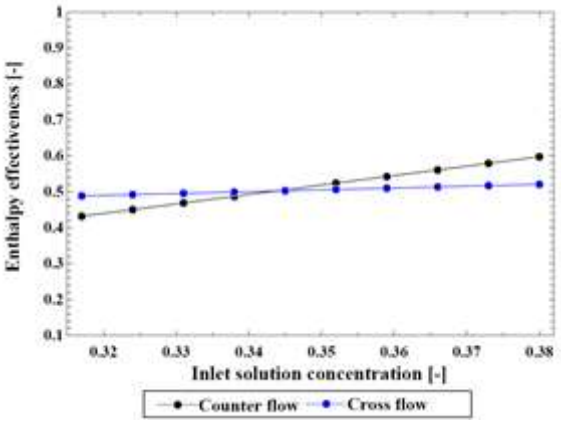
(a) 입구 측 공기 온도



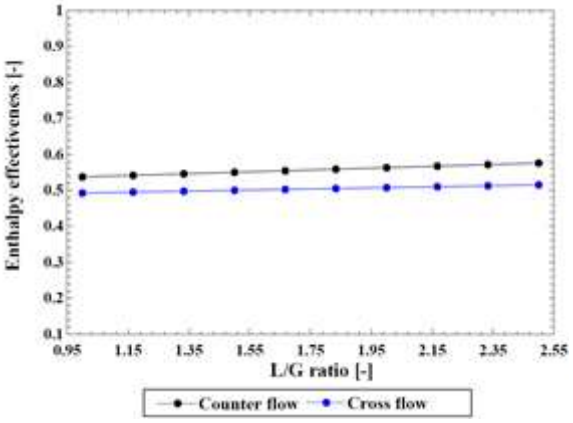
(b) 입구 측 공기 절대 습도



(c) 입구 측 제습 수용액 온도



(d) 입구 측 제습 수용액 습도



(e) 액기비(L/G ratio)

그림 37. 대향류 및 직교류형 액체식 제습기의 엔탈피 효율에 대한 각 운전변수의 민감도

- **대향류형 액체식 제습기는 입구 측 공기의 절대 습도가 높고 제습 수용액의 온도가 낮은 조건에서 더 높은 제습 성능을 보이는 반면, 직교류형 액체식 제습기의 경우 입구 측 공기의 절대 습도와 제습 수용액의 온도 변화에 상관없이 상대적으로 안정적인 제습 성능을 나타내는 것으로 확인함**.
- 결과적으로, **실제 운전 조건에서 전반적으로 대향류형 액체식 제습기는 직교류형 보다 우수한 제습 성능을 보이는 것으로 판단함. 그러나, 실제 건물에 사용되는 액체식 제습기는 건물 내 기계실 층고의 제약으로 직교류형 구조가 선호되는 경향이 있음**.
- 따라서, 향후 연구에서는 직교류형 액체식 제습기를 설치하기 전에 대향류형 액체식 제습기에 준하는 제습성능을 얻기 위해 직교류형 액체식 제습기의 제습 성능 개선 방안에 대한 연구가 필요함.
- 액체식 제습시스템은 제습기와 재생기로 구성되어있으며, 도입공기와 수용액 간의 수증기 분압차이에 의해 제습과 재생과정이 이루어짐. 묽어진 수용액을 재생하는 과정에서는 열원이 필요하기 때문에 적절한 온도의 열원을 찾는 것은 에너지를 소비와 재생기의 성능 측면에서 중요한 이슈가 됨. 일반적으로 재생량(Regeneration rate)은 공급되는 수용액의 온도가 증가함에 따라 증가하는 것으로 알려짐. 하지만 수용액의 온도를 무한히 증가시키기는 어렵고 증가시키기 위해서는 에너지가 투입되어야 되기 때문에 **재생기에서 에너지와 재생 성능을 모두 고려한 최적의 운전조건**을 찾고자 함. 따라서 본 연구에서는 재생부 보다 넓은 수용액 온도 범위에서 염화리튬(LiCl) 수용액을 사용하는 직교류형 재생기의 재생량 변화를 실험을 통해 분석하고자 함. 공조시스템을 패키지화 할 경우 직교류형이 적합하다고 판단되어 직교류형 재생기로 실험을 진행함.
- 실험을 위한 수용액 온도는 50℃에서 90℃ 범위로 설정되었으며, 재생 공기가 덥고 습한 여름 조건에서 측정이 수행됨. 재생 효율과 재생 COP가 성능 지표로 채택되었으며 이 연구의 결과는 LiCl 용액에 의해 구동되는 직교류형 재생기에서 적합한 용액 온도 범위를 결정하는 데 사용될 것으로 기대됨.
- 직교류형 재생기에서는 흡입 공기가 재생기를 통과하면 약한 제습 수용액 용액이 흘러 내려 열과 습기를 공기와 교환함(그림 38). 제습 수용액 용액은 노즐을 통해 포장 재료의 전체 표면에 분사됨.

본 연구에서는 실외 공기를 재생 공기로 사용함. 재생기는 길이 700mm, 높이 350mm, 너비 350mm의 honeycomb 여재를 사용했으며 비표면적은 360m^2/m^3을 가짐.

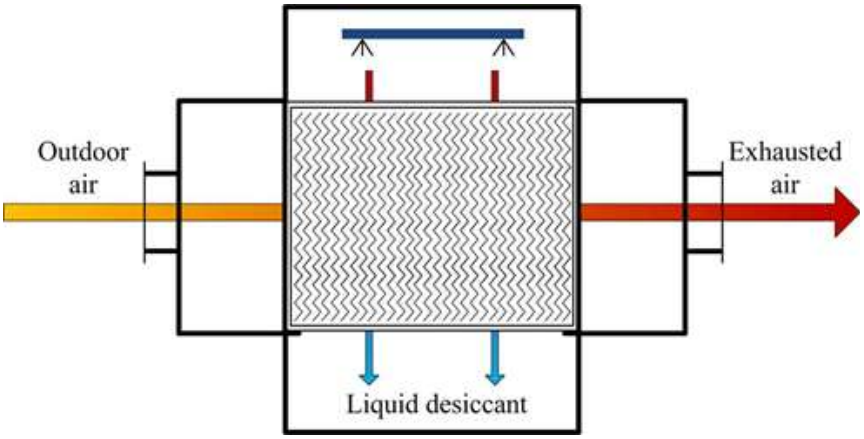


그림 38. 직교류형 재생기

- 그림 39는 본 연구에서 실시한 재생기 실험의 구성도이며 정유량 펌프, 정풍량 팬, 2개의 수용액 탱크 등으로 구성되어 있음. 재생 공기는 항온항습 챔버에서 제공되며 챔버는 일정한 온도 및 습도의 재생공기 조건을 만들어 공급함. 재생공기가 재생기를 통과 할 때, 저농도 수용액 탱크로부터 가열된 용액이 동시에 분사됨. 저농도 수용액 탱크의 전기 가열 코일은 용액을 직접 가열함. 분무된 용액은 재생기 섬프에서 수집되었고, 이 재생된 용액은 고농도 수용액 탱크로 보내짐.

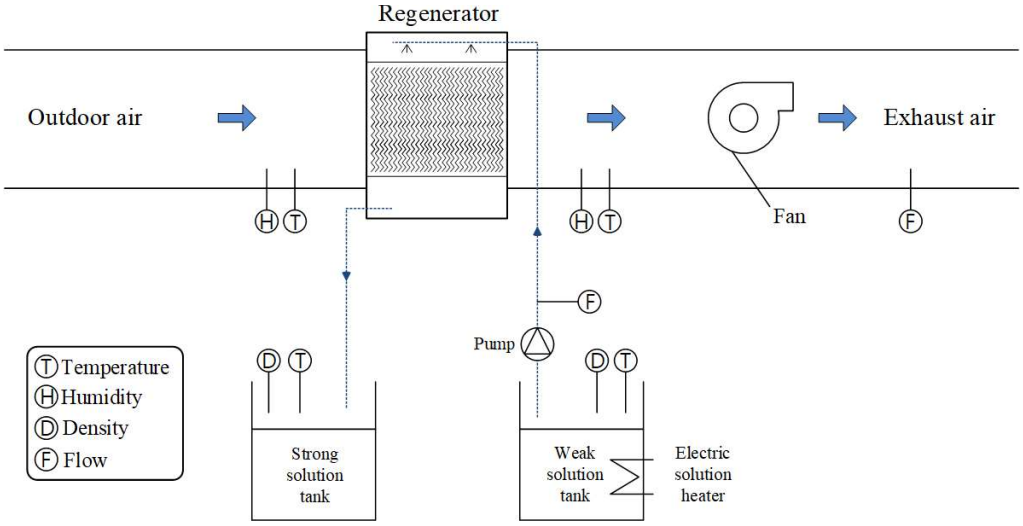


그림 39. 재생기 실험 구성도

- 실험을 위한 측정 변수는 입구 공기 건구 온도 및 습도 비, 출구 공기 건구 온도 및 습도 비, 공기량 유량, 용액 밀도 및 입구 및 출구 용액 온도가 있으며 측정 포인트는 그림 39에 나타남. 입구 및 출구 건구 온도 및 습도 비는 습도/온도 프로브로 측정하였으면 제습 수용액의 온도는 휴대용 온도

계로 측정함. 농도는 용액의 밀도를 측정하여 환산하였으며 베인 센서에 의해 측정된 출구 공기의 속도에 의해 재생 공기의 질량 유속이 결정됨. 실제 실험 사진은 그림 40에 나타나 있으며 표 9에는 각 센서의 범위와 정확도를 나타냄.

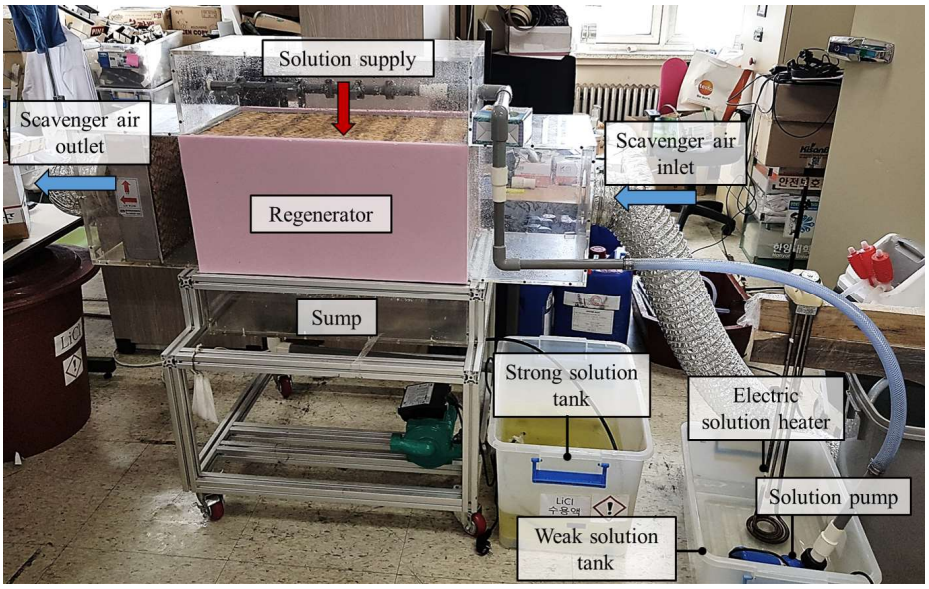


그림 40. 직교류형 재생기 성능 실험

표 9. 측정 센서

측정 변수	센서 종류	측정 가능 범위	정확도
공기 온/습도	NTC (High-precision humidity/temperature probe)	Temperature: -20 to 70℃	0.2℃ (15 to 30℃) 0.5℃ (remaining measuring range)
		Humidity: 0–100 %RH	(1.0 %RH+0.7 % of measurement value) (0 to 90 %RH) (1.4 %RH+0.7 % of measurement value) (90 to 100 %RH)
공기 풍량	Wheel measuring head 100mm	0.10–15.00 $m \cdot s^{-1}$	±(0.1 $m \cdot s^{-1}$+1.5 % of measurement value)
수용액 온도	NTC (Portable thermometer)	-50–250° C	0° C (-50.0 to -30.1℃) 0.5° C (-30.0 to 99.9℃) 1 % of measurement value (100.0 to 250.0℃)
수용액 유량	Ultrasonic flow meter (TFM100)	0–32 $m \cdot s^{-1}$	1.0 %
수용액 밀도	Glass hydrometer	1.00–1.40 $kg \cdot m^{-3}$	1 $kg \cdot m^{-3}$

- 액체식 제습시스템은 일반적으로 덥고 습한 환경에서 사용되기 때문에 실험은 여름철 조건에서 수행되었음. 입구 용액 온도는 50℃-90℃의 범위였고, 다른 조건을 일정하게 유지하면서 10℃ 간격으로 시험을 수행함. 실외 공기 조건, 공기 질량 유량, 용액 질량 유량 및 농도를 일정하게 설정하여 재생 용액 온도의 효과를 평가함. 표 10은 테스트 매개 변수와 측정 범위를 나타냄.

표 10. 재생기 실험 조건

파라미터		운전 범위	평균
Outdoor air	Temperature	30.5–32.3℃	31.55℃
	Humidity	12.0–14.07 g · kg^{-1}	13.0 g · kg^{-1}
Air mass flow rate		0.4123–0.4876 kg · s^{-1}	0.4507 kg · s^{-1}
Solution mass flow rate		0.0208–0.0243 kg · s^{-1}	0.0219 kg · s^{-1}
Solution concentration		36.6–37.4%	36.9%

- 재생 성능을 고려한 적절한 용액 온도를 찾기 위해, 재생량을 수용액으로부터의 수분 제거율을 나타내는 재생기 성능 분석의 지표로 선택함. 재생량(m_{reg})은 공기의 질량 유속 및 입구 및 출구 공기 절대습도에 의해 결정됨(식 5). 또한 재생 효율(ϵ_{reg})과 재생 COP를 사용하여 재생 성능을 평가함. 재생 효율은 실제 수분 제거율과 최대 수분 제거율의 비율로 정의 할 수 있음(식 6). 재생 COP는 제습 수용액을 가열하는데 필요한 에너지 대비 재생기를 통과한 공기의 잠열변화로 나타냄(식 7).

$$m_{reg} = m_{oa}(\omega_{out} - \omega_{in}) \quad \text{(식 5)}$$

$$\epsilon_{reg} = (\omega_{out} - \omega_{in})/(\omega_{eq} - \omega_{in}) \quad \text{(식 6)}$$

$$COP = \frac{m_{oa} h_{fg}(\omega_{out} - \omega_{in})}{m_{sol} C_{p,sol}(T_{target} - T_{base})} \quad \text{(식 7)}$$

- 그림 41은 50℃에서 90℃까지 입구 용액 온도에 따른 습공기 선도의 입구 및 출구 공기 상태를 측정 한 결과를 보여줌. 실험적 테스트 데이터는 표 9에 나열된 테스트 조건 하에서 10초 간격으로 측정됨. 그림 41에서 입구 용액 온도가 증가함에 따라 습도 비율의 차이가 꾸준히 증가하는 것을 볼 수 있음.

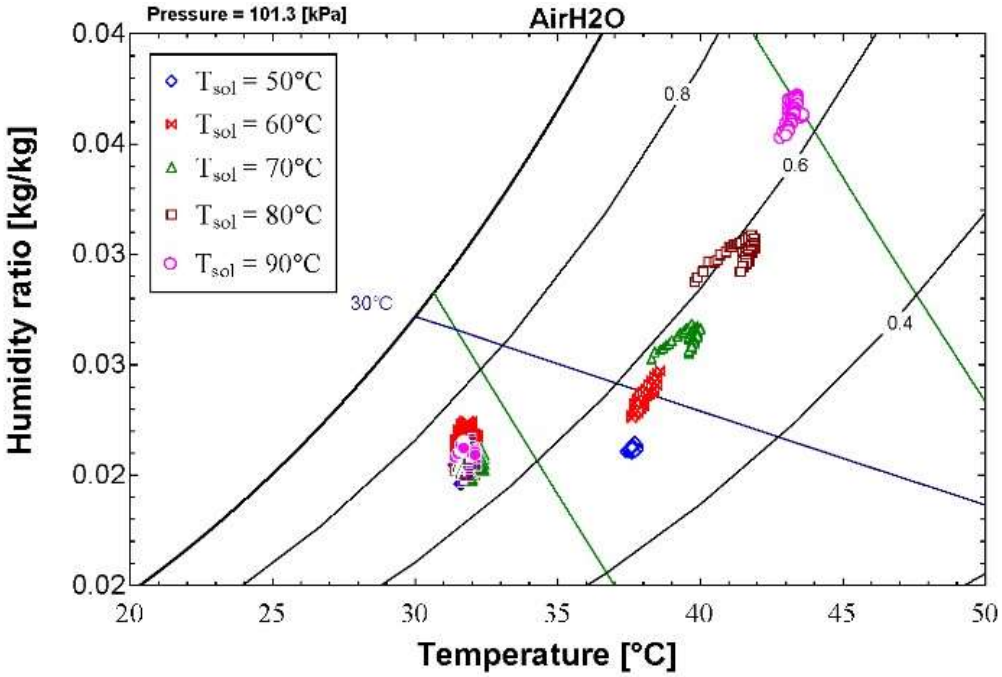


그림 41. 수용액 공급 온도에 따른 공기 온/습도 변화

- 그림 41에 표시된 측정 데이터와 재생 효율 및 COP 식을 사용하여 정량적으로 계산함. 그에 따라 재생을 위한 수용액 온도에 따른 재생효율과 재생 COP 평균값으로부터 적절한 용액 온도를 도출할 수 있음. 적정 재생온도를 결정하기 위해 재생효율과 재생 COP의 평균값의 폴리라인을 도출해 두 개의 곡선이 만나는 지점을 선택함. 그 결과 **본 연구에서 실시한 실험 조건하에서 직교류형 재생기의 재생 성능과 에너지성능을 고려한 최적의 재생 온도는 65℃**로 나타남(그림 42).

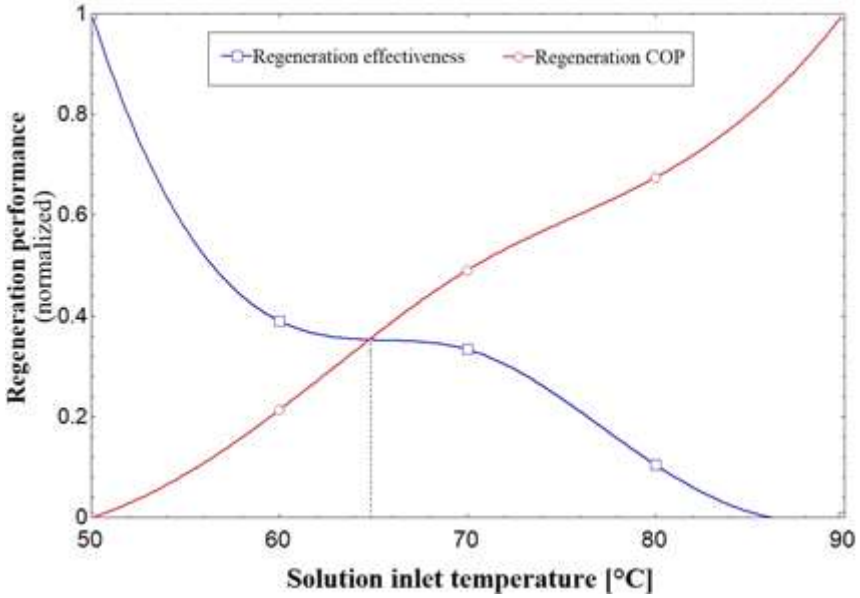


그림 42. 수용액 공급 온도에 따른 공기 온/습도 변화

- 본 연구에서는 실험식을 이용할 경우 실험 범위 내에서만 모델이 유효하기 때문에 필요에 따라 실험 범위 외에서도 사용가능한 모델을 기존문헌으로부터 수집함. 제습부에서는 도입외기와 액체식 제습 수용액의 분압차이에 따라 도입외기의 제습이 되며, 식 8을 통해 성능예측이 가능한 Chung and Luo(1999) 모델이 적용됨. 본 모델은 공기와 제습수용액의 비율(GL), 입구측 도입외기와 제습수용액의 온도($DBT_{G.in}, T_{L.in}$), 충진재의 부피당 접촉면적(a), 충진재의 높이(Z) 그리고 제습수용액의 순수한 물 대비 증기압력 변화량(Π, 식 9)으로 구성되어 있음.

$$E_{abs} = \frac{1 - \frac{0.024 * GL^{0.6} * \exp(1.057 * \frac{DBT_{G.in}}{T_{L.in}})}{aZ^{-0.185} * \Pi^{0.638}}}{1 - \frac{0.192 * \exp(0.615 * \frac{DBT_{G.in}}{T_{L.in}})}{\Pi^{-21.498}}} \quad \text{(식 8)}$$

$$\Pi = \frac{P_{water} - P_{solution}}{P_{water}} \quad \text{(식 9)}$$

- 재생부의 재생 효율 예측 모델은 제습부와 마찬가지로 재생효율을 예측하는 모델로 Martin and Goswami(2000)가 제안한 액기비(Liquid to gas ratio, LG), 외기 및 수용액의 엔탈피, 재생부 여재의 비표면적, 재생부 여재의 높이, 수용액 표면 장력 및 임계 표면 장력을 변수로 한 재생 효율 예측 식이 있음(식 10).

$$\epsilon_{reg} = 1 - 48.3 (\frac{L_{in}}{G_{in}})^{(0.396(\gamma_L/\gamma_C - 1.57)} (\frac{h_{OA,in}}{h_{SOL,in}})^{-0.751} (aZ)^{(0.0331(\gamma_L/\gamma_C - 0.906)} \quad \text{(식 10)}$$

- 간접식 및 직접식 증발 냉각기는 직렬로 연결 되어있으며, 각 증발냉각기를 통과한 공기의 조건은 간접식 및 직접식 증발 냉각기의 냉각 효율은 실제 운전 시 냉각 성능을 고려하고 선행 연구를 참조하여 각 60% 및 90%라는 가정 하에 식 11과 식 12를 통해 도출함.
- 간접식 증발 냉각기에서는 공기의 제습이나 응축이 발생하지 않기 때문에, 간접식 증발냉각기를 통과하는 공기의 절대습도는 액체식 제습시스템을 통과하는 공기의 절대습도와 동일함. 따라서 간접식 증발냉각기를 통과하는 외기의 습구온도를 예측할 수 있음.

$$\epsilon_{IEC} = \frac{T_{LD,out} - T_{IEC,out}}{T_{LD,out} - WBT_{IEC,wet}} \quad \text{(식 11)}$$

$$\epsilon_{DEC} = \frac{T_{IEC,out} - T_{DEC,out}}{T_{IEC,out} - WBT_{IEC,wet}} \quad \text{(식 12)}$$

- 본 연구에서 유기 랭킨 사이클의 운전특성을 파악하기 위해서 Quoilin(2011)이 제안한 단순화된 유기 랭킨 사이클 모델이 채택됨. 이 모델은 시스템 에너지 밸런스 식을 기반으로 작동 유체 종류에 따라서 해석이 가능하며 방열부와 증발기 열원측 성능도 해석할 수 있음. 증발기, 응축기 및 펌프와 같은 유기 랭킨 사이클의 각 구성 요소에서 기본적인 열전달식(식 13-16)이 적용됨. 기존 문헌에 따르면 유기 랭킨 사이클의 펌프 효율은 20-80% 이었지만 본 연구에서는 문헌에서 나타난 효율의 중간값(50 %)을 채택함. 스크롤 팽창기의 효율은 기존의 문헌에 기초하여 70%로 가정함. 유기 랭킨 사이클의 가열 및 냉각 유체의 유속은 일정하게 설정함. 유기 랭킨 사이클의 최종적인 효율은 식 17로 구할 수 있음.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{orc}(h_{evap,in} - h_{evap,out}) \quad \text{(식 13)}$$

$$\dot{W}_{evap} = \dot{m}_{orc}(h_{tur,in} - h_{tur,out}) \quad \text{(식 14)}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{orc}(h_{cond,in} - h_{cond,out}) \quad \text{(식 15)}$$

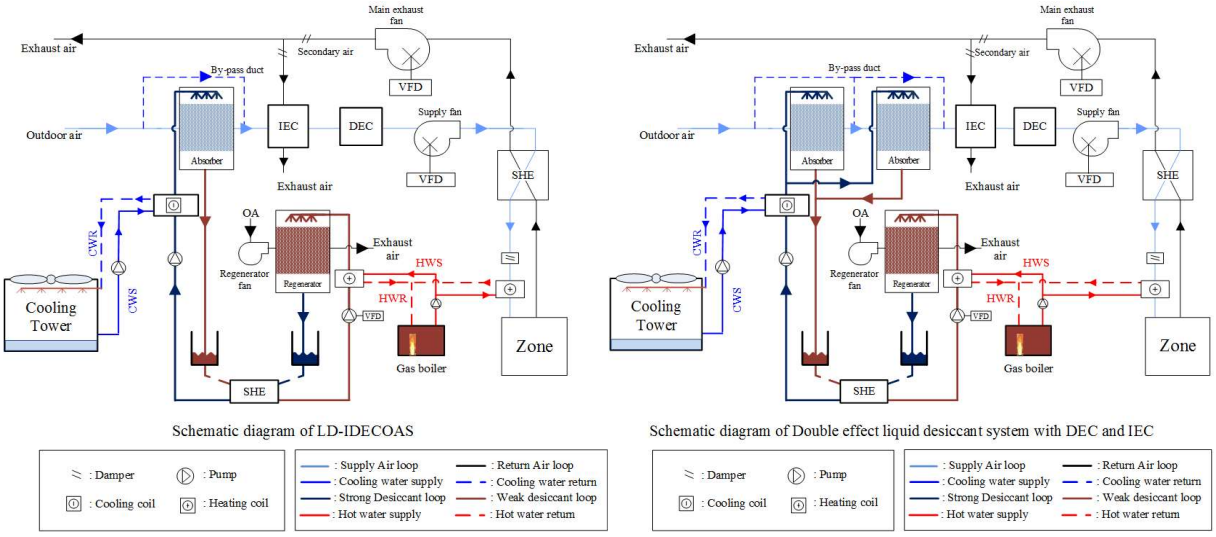
$$\dot{W}_{pump} = \dot{m}_{orc}(h_{pp,in} - h_{pp,out}) \quad \text{(식 16)}$$

$$\eta_{orc} = (\dot{W}_{trub} - \dot{W}_{pump}) / \dot{Q}_{evap} \quad \text{(식 17)}$$

- 본 연구에서는 다중효용 액체식 제습시스템의 제습성능 향상에 대한 가능성을 분석한 시뮬레이션 연구를 수행하였음. 일반적으로 액체식 제습시스템은 하나의 제습부 타워를 바탕으로 액체식 제습수용액과 공기의 접촉을 통해 도입된 공기의 수분을 제거하는 방식으로 운전되게 되지만, 실제 운전 시 외기 제습 부하를 하나의 제습부 타워를 통해 원하는 제습량을 달성할 수 없는 제약을 확인함.
- 액체식 제습시스템은 쿨링타워를 이용한 자유냉각 방식을 통해 제습수용액의 공급 온도를 조절해 낮은 에너지 소비를 통해 외기의 제습부하를 처리할 수 있는 이점이 있는 것으로 알려져 있지만, 실제 덥고 습한 기후를 나타내는 지역에서는 자유냉각 방식을 이용할 경우 적절한 제습량을 확보할 수 없는 것으로 분석됨.
- 따라서 선행연구에서 확인된 다중효용 액체식 제습시스템 운전 방식을 통해 액체식 제습시스템의 제습성능을 향상 시키고, 적절한 제습부 타워 설계에 따른 에너지 소비량 분석을 통해 다중효용 액체식 제습시스템의 에너지 성능을 시뮬레이션을 통해 분석함.
- 시뮬레이션은 본 연구팀에서 제안된 액체식 제습 증발냉각 전외기 공조시스템의 액체식 제습기의 제습부 타워를 단일효용과 다중효용으로 적용하여 급기성능 및 에너지 성능을 분석하는 방향으로 연구를 수행함. 제습부 타워 설계의 경우 선행연구에서 제안된 설계법에 따라 전체 타워 부피를 동

일하게 유지하고 이를 단일효용과 다중효용으로 구분하여 설계하고, 동일한 운전 조건을 대입하여 액체식 제습시스템의 제습성능 및 에너지 성능을 분석함.

- 그림 43은 단일효용 액체식 제습시스템이 적용된 제습 증발냉각 전외기 공조시스템과 다중효용 액체식 제습시스템이 적용된 제습 증발냉각 전외기 공조시스템의 개념도를 나타냄. 시스템 개요도에 따라 도입된 외기는 액체식 제습시스템을 통과하며 제습되고 이후 간접식 및 직접식 증발냉각기 운전을 통해 설정된 급기온도(15℃)를 달성할 수 있도록 운전됨.



(a) 단일효용 액체식 제습시스템 (b) 다중효용 액체식 제습시스템

그림 43. 두 가지 제습 증발냉각 전외기 공조시스템 개요도

- 액체식 제습시스템의 제습부 타워 설계의 경우 선행연구에서 수행된 실제 제습부 타워 사이즈를 바탕으로 단일효용 타워 및 다중효용 타워의 전체 체적을 결정 하였으며, 다음의 표 11과 같이 제습부 유효 접촉면적, 액기비, 공급되는 수용액 농도 초기 조건을 바탕으로 시스템을 설계 하고 시뮬레이션에 반영하였음.

표 11. 액체식 제습시스템 설정 조건

	단일효용 액체식 제습	다중효용 액체식 제습
유효 접촉면적 [m^2/m^3]	223	223 (111.5 each)
액기비 [-]	1.0	1.0 (0.5 each)
수용액 초기 농도 [-]	0.4	0.4

- 이때 다중효용 액체식 제습시스템은 단일효용 액체식 제습시스템과 달리 목표하는 제습량을 다르게 설정하였음. 실제 시스템 운전 경험을 바탕으로 1차 제습 과정에서 도입된 외기의 제습 후 2차 제습은 제습 수용액이 지니고 있는 평형절대습도 조건까지 최대한 제습이 가능하다는 이론적 근거

를 바탕으로 목표 제습량을 설정하였으며, 다중효용 액체식 제습시스템의 목표 제습량 및 운전 알고리즘은 그림 44와 같음.

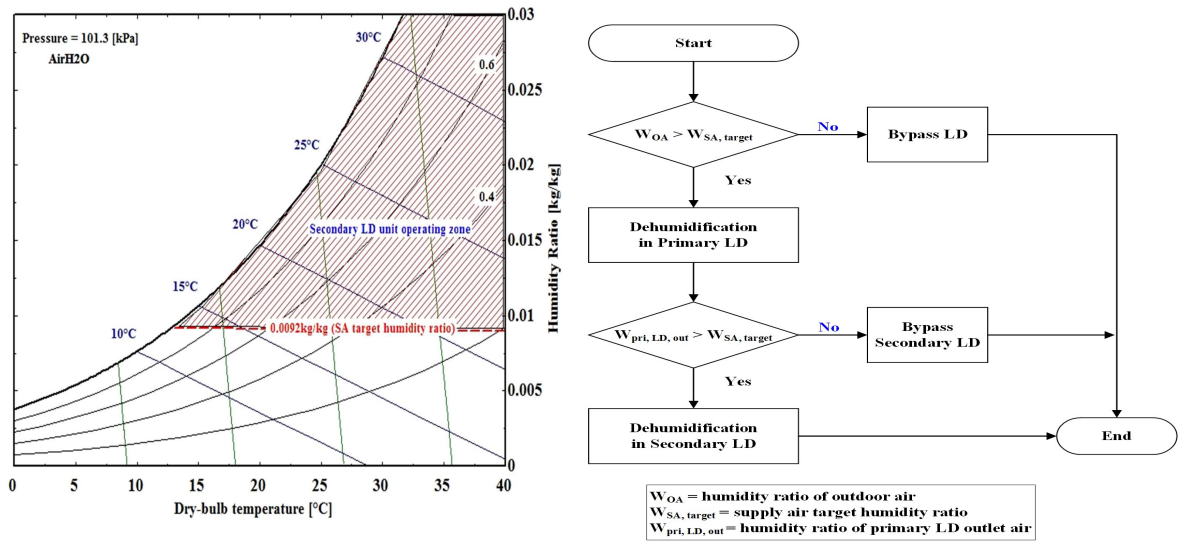


그림 44. 다중효용 액체식 제습시스템의 목표 제습량 및 운전 알고리즘

- 다중효용 액체식 제습시스템은 1차 제습부 통과 후 목표된 급기 조건을 달성하지 못할 경우 2차 제습부를 통과하는 방식으로 기 설정된 제습량을 달성할 수 있도록 운전됨. 여름철 설계 부하조건에서 단일효용 액체식 제습시스템과 다중효용 액체식 제습시스템이 적용된 제습 증발냉각 전외기 공조시스템의 급기 성능을 파악하고 에너지 소비를 분석함에 따라서 다중효용 액체식 제습시스템의 적용 가능성을 분석함.
- 단일효용 액체식 제습시스템과 다중효용 액체식 제습시스템의 제습부 수용액 순환과 관련된 분석은 다중효용의 경우 각각의 타워를 통과한 제습수용액의 조건을 에너지 및 질량보존 방정식을 통해 순환되는 제습수용액의 조건을 계산해야 함. 다음 그림 45를 통해 각 지점에서의 제습수용액의 조건을 계산 하였으며, 외기 조건에 따라 2차 제습시스템을 우회하게 될 경우 단일효용 제습시스템과 동일한 거동을 보이게 됨.

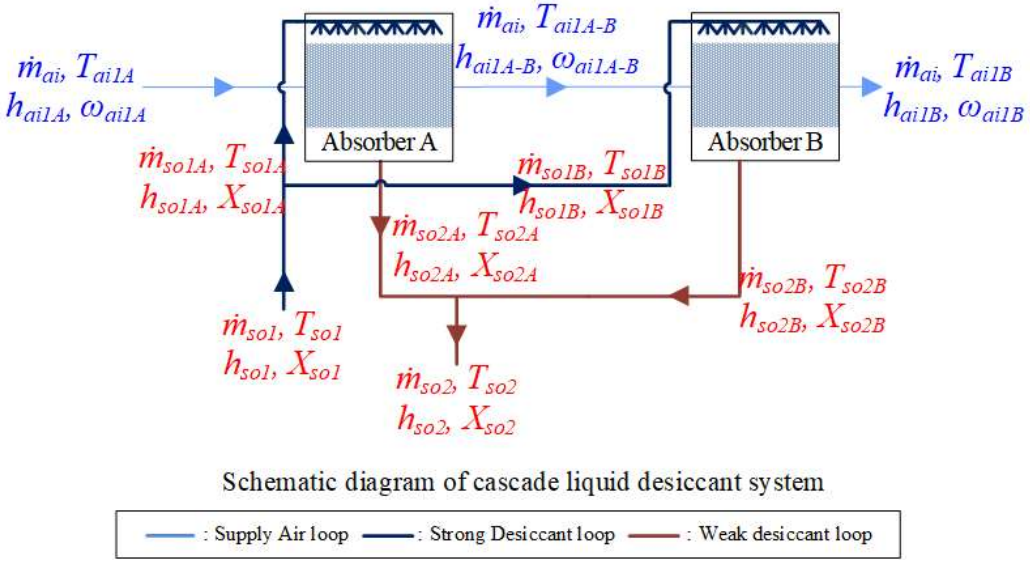


그림 45. 다중효용 액체식 제습시스템의 제습수용액 순환 조건

- 시뮬레이션에서 액체식 제습시스템의 제습 냉각 열원 공급 방식은 앞서 언급된 냉각탑을 이용한 자유냉각 방식을 적용하여 공급하였음. 냉각탑 해석을 위해 동적 해석프로그램인 TRNSYS 17 프로그램을 통해 외기 조건에 따른 냉각탑 운전 조건을 분석 하였으며, 이때 발생하는 냉각탑 에너지 소비량을 정확히 분석함을 통해 두 시스템에서 발생하는 에너지 소비 조건을 면밀하게 분석함. 다음 그림 46은 TRNSYS 17을 통해 분석된 냉각탑의 개요도를 나타냄.

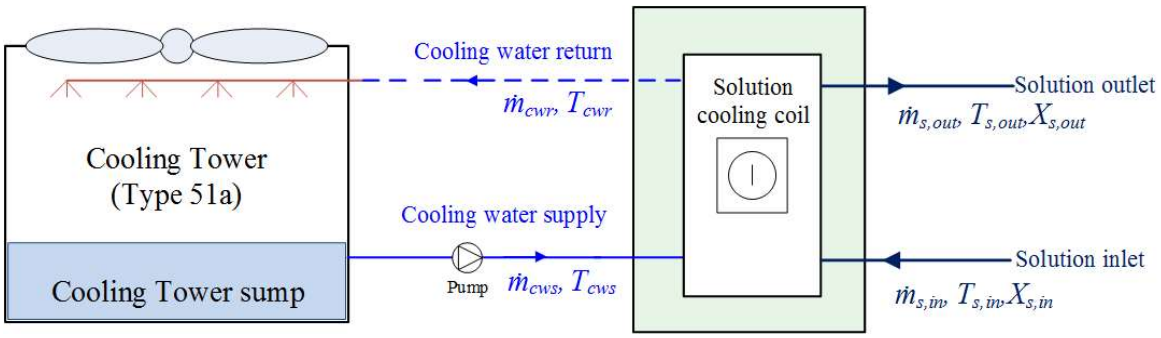
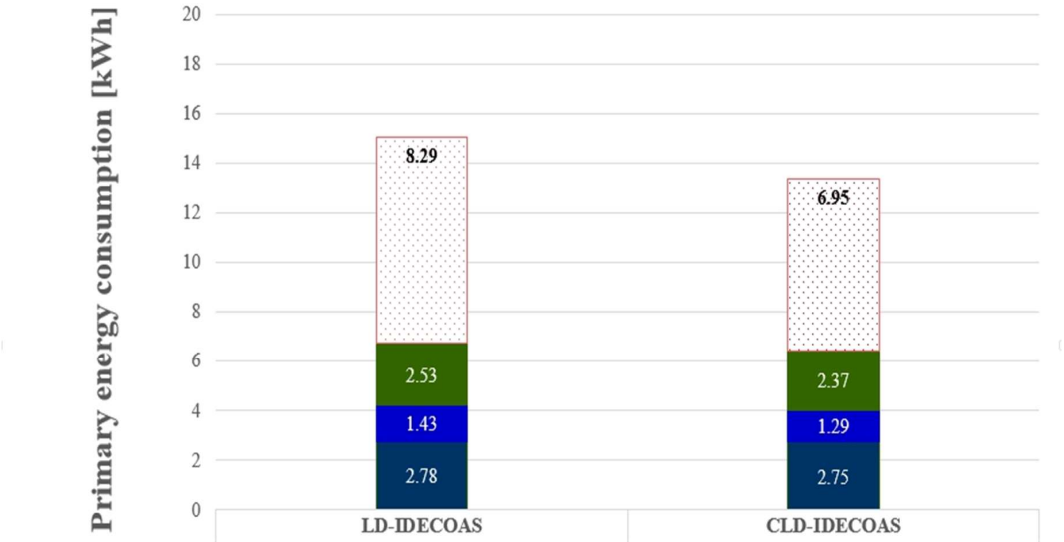


그림 46. 동적해석 프로그램을 통해 분석된 냉각탑 (TRNSYS 17)

- 두 시스템의 성능을 분석하기 위해 여름철 외기의 최대 냉각 부하가 발생하는 조건에서 시스템 성능을 분석함. 에너지 성능을 분석하기 위해 최대 냉각부하 조건에서 두 시스템의 1차 에너지 소비를 분석하고, 각 시스템의 급기성능을 확인하기 위해 습공기 선도 상에서 도입된 외기의 조건을 도식하고 최종 급기 온도를 비교함을 통해 두 시스템의 에너지 및 급기성능을 분석함.
- 여름철 국내 외기 조건에서 최대 냉방부하가 발생하는 온도 조건에서 두 시스템의 1차에너지 소비를 분석하면 위의 그림 47과 같음. 단일효용 제습기가 적용된 제습 증발냉각 전외기 공조시스템의 경우 다중효용 제습기가 적용된 증발냉각 시스템 보다 1차 에너지 소비가 높게 나타나는 것으로

확인됨.



	LD-IDECOAS Base case	CLD-IDECOAS Case 1
Total energy	15.03	13.36
Heating energy	8.29	6.95
Cooling tower energy	2.53	2.37
Pump energy	1.43	1.29
Fan energy	2.78	2.75

그림 47. 최대 부하조건에서 두 시스템의 1차 에너지 소비

- 이는 다중효용 액체식 제습시스템 적용에 따라 제습부에서 처리 가능한 제습량이 증가하게 되고 이에 따른 간접식 및 직접식 증발냉각의 성능향상으로 나타나게 된 것으로 판단됨. 또한, 제습량 증가를 통해 급기 성능이 향상된 것으로 예측 되며 이를 통해 팬 및 펌프에서 소비되는 시스템 반송동력의 절감으로 나타난 것으로 분석됨.
- 두 시스템의 여름철 최대 냉방부하 발생 시 급기의 변화를 살펴보면 다중효용 액체식 제습시스템의 제습 성능향상을 통한 급기성능 향상이 확연하게 나타나는 것을 확인할 수 있음(그림 48, 그림 49). 덥고 습한 외기 조건에서 많은 양의 외기 습기 제거는 전체 시스템의 급기성능 향상을 야기하는 것으로 판단되며, 다중효용 액체식 제습시스템 적용을 통해 에너지 성능 및 급기성능 향상이 가능한 것을 확인함.

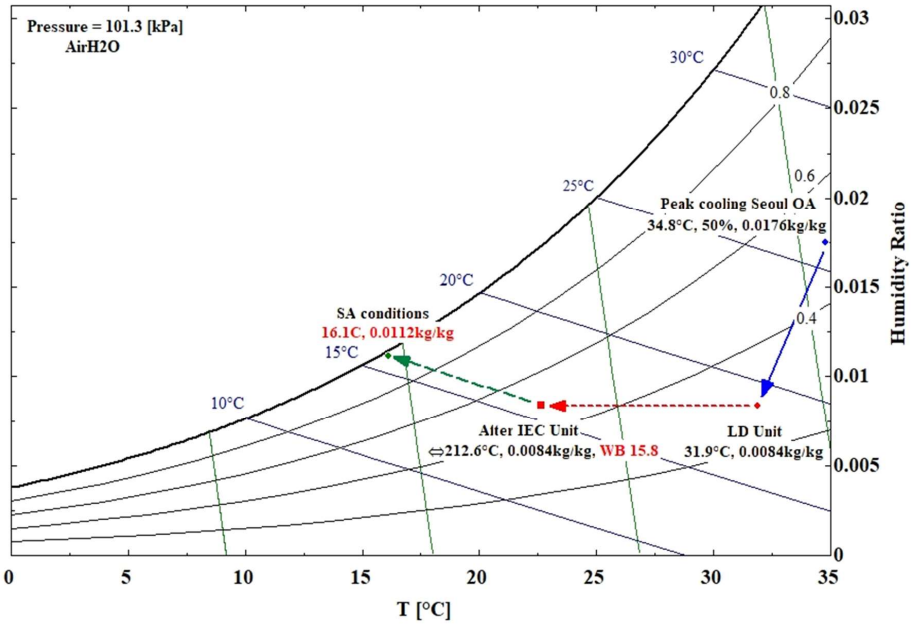


그림 48. 단일효용 제습시스템이 적용된 전외기 공조시스템의 급기 성능

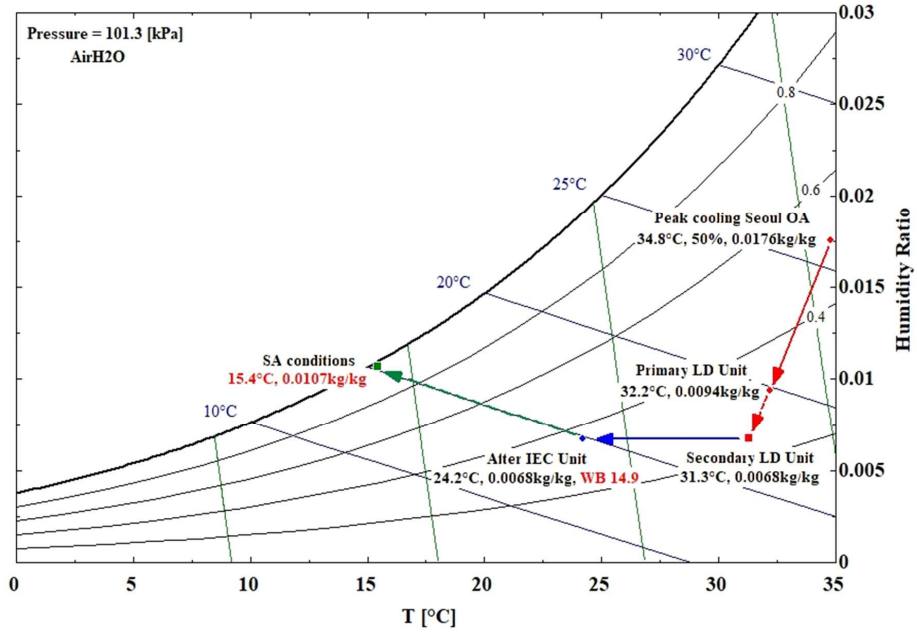


그림 49. 다중효용 제습시스템이 적용된 전외기 공조시스템의 급기 성능

- 본 연구에서 도출된 유기 랭킨 사이클 기반 제습 공조시스템 프로토타입을 기반으로 선행연구에서 제작된 제습 공조시스템에 적용할 **유기 랭킨사이클시스템 설계를 실시**함. 기존 문헌 및 선행연구를 토대로 **최상의 에너지 절감효과 및 제어특성을 나타내면서 실제 공동주택에 실용화 될 수 있는 유기 랭킨 사이클 샘플을 제작 하고자 함**. 액체식 제습시스템은 LiCl 수용액을 사용하며 LiCl에 대한 기본 물성치는 그림 50에 나타나 있음. 재생부에서는 유기 랭킨 사이클에서 방열된 열을 회수하였을 때 60℃가 되고자 설정함.

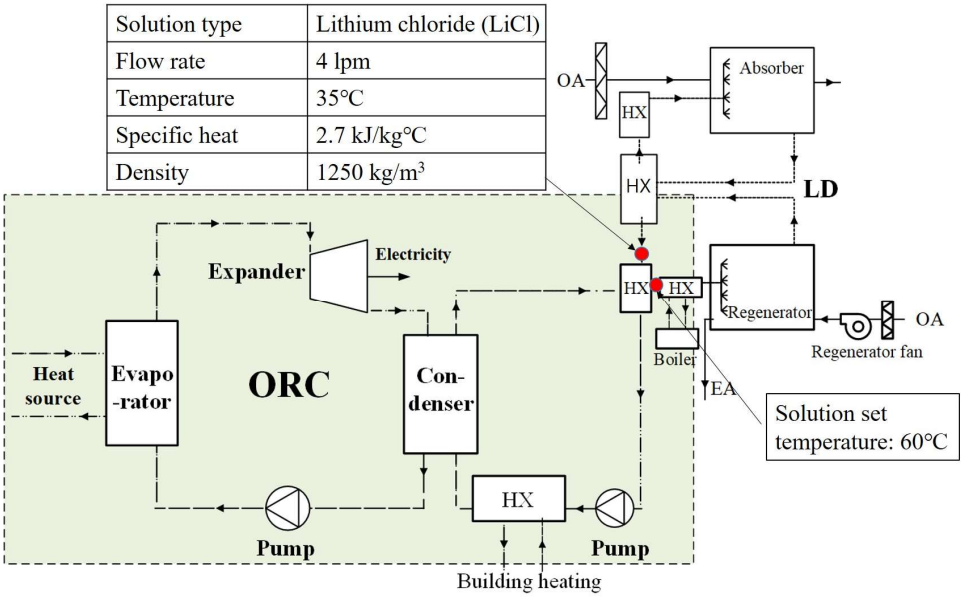


그림 50. 재생부 설계 조건

- 재생기 수용액을 60℃까지 올리기 위해서는 일반적인 유기 랭킨 사이클에서 사용하고 있는 R245fa, R134a 등의 냉매로는 불가하다고 판단하여 **친환경적이면서도 설정 온도 조건을 충족시킬 수 있는 냉매인 Novec649를 채택**함(그림 51). Novec649는 ODP(Ozone depletion potential)가 0이고 GWP(Global warming potential)지수가 1인 친환경 냉매로 유기 랭킨 사이클의 냉매로 주로 사용되고 있음. 안정적이면서 대기 잔존 지수가 다른 냉매들에 비해 매우 낮으며 독성도 낮은 것으로 나타남.

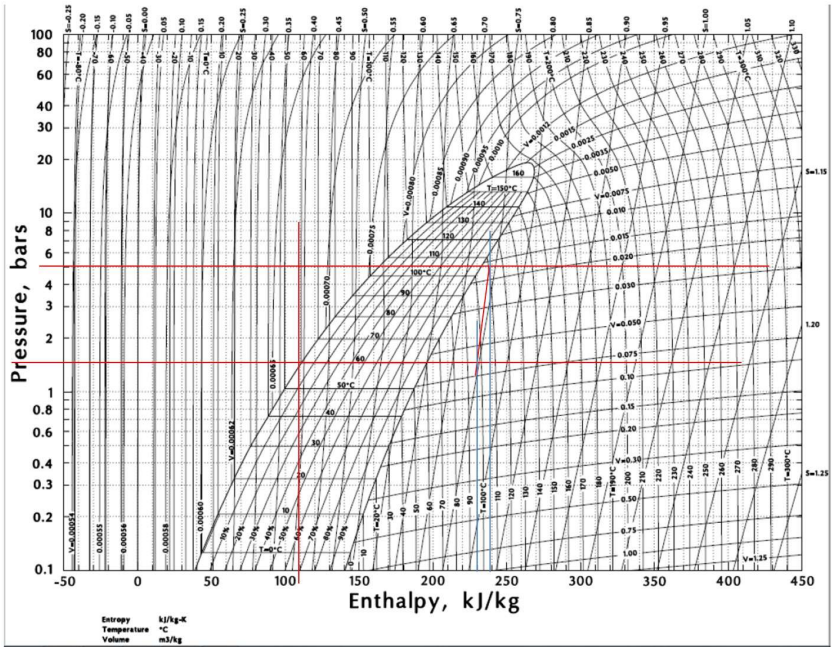


그림 51. 유기 랭킨 사이클 냉매(Novec649) 특성곡선

- 재생 수용액 온도가 60℃가 되기 위하여 Novec649를 냉매로 선정하여 그에 따른 유기 랭킨 사이클을 설계함(그림 52). 재생부 부하에 따라 응축기의 필요 방열량을 충족시키지 못 할 수 있기 때문에 방열부에 추가적인 냉각기를 설치하여 에너지 밸런스를 맞춰줌. 제습 증발 냉각 시스템은 전기 에너지 소비가 열 에너지 소비량 보다 일반적으로 작기 때문에 재생에 필요한 부하에 맞추어 설계할 경우 공조시스템에 필요한 전기 에너지는 대부분 공급할 수 있을 것으로 판단됨.

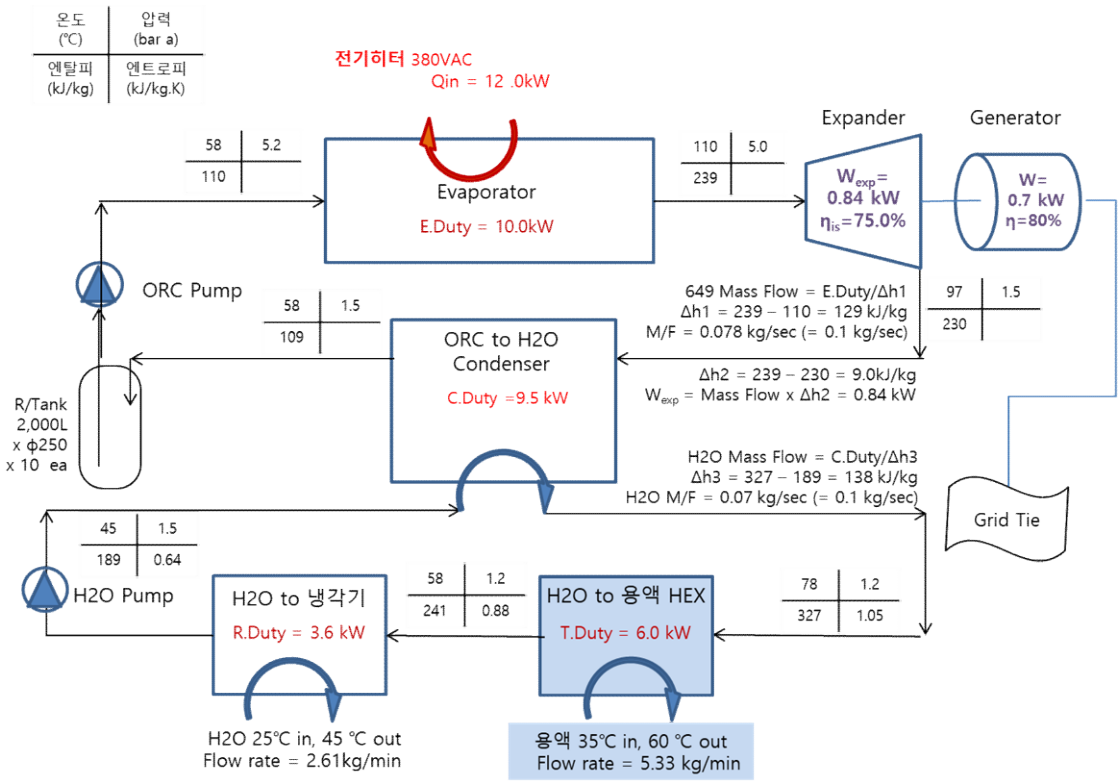


그림 52. 시스템 에너지 밸런스

- **<u>시스템 에너지 밸런스에 따라 각 주요 구성 부품별 입출구 설계조건과 용량이 결정</u>**됨(표 12). 증발기는 부피와 열전달 효율을 최대화하기 위하여 판형 열교환기로 하였으며. 약 100 L x 100 W x 200 H의 판형 열교환기가 필요할 것으로 판단됨. 펌프를 통하여 증발기로 이송된 고압, 액체 상태의 작동유체는 증발기를 지나면서 고압, 기체 상태로 변화함.
- 발전기에서는 고압, 기체 상태의 작동유체 열에너지가 팽창기 로터를 회전시키는 운동에너지로 변환되어 사용되고, 저압의 기체상태로 팽창기를 빠져 나가게 됨. 팽창기 로터와 축으로 연결된 발전기는 팽창기 회전수만큼 회전하게 되며, 회전수가 많을수록 고전류를 생산하게 됨. 본 연구에서는 2,000 rpm에서 1.0 kW 미만으로 발전하는 발전기를 채용함.
- 응축기에서는 팽창기를 빠져 나오는 작동유체(Novec649)의 온도는 약 97℃가 되며, 이 에너지를 제습 수용액의 재생부에 공급하여 이용함. 예상되는 용액 열교환기의 Duty는 6 kW이며, 크기는 약

200 L x 100 W x 100 H가 필요함.

- 리시버탱크는 시동 초기 펌프 전단에 액체상태의 작동유체가 부족하여 펌프가 작동유체를 펌핑하지 못하고 소음을 일으키는 캐비테이션 현상을 막아주기 위하여 설치하는 것으로 그 크기를 약 200 L x Φ125로 설계하였음.
- 유기 랭킨 사이클 시스템에 사용되는 펌프는 저온 저압의 작동유체를 고압으로 올려주는 역할을 함. Novec649 냉매의 경우 약 150 kPa의 작동유체 압력을 500 kPa로 승압시켜야 하는데 이를 위하여 시간당 840 kg/s의 유량으로 Novec649 작동유체를 펌핑해 줄 수 있는 펌프가 요구됨.
- 이러한 주요 구성부품들은 하나의 스키드 프레임 안에 장착되도록 설계됨. 크기는 1.5m L x 1.0m W x 1.5m H 이내로 하고자 함. 스키드 프레임은 C 또는 H 형강 혹은 이와 유사한 자재를 사용할 예정임.

표 12. 유기 랭킨 사이클 구성부품별 입출구 설계 조건

Item	unit	Eva→ Exp	Exp→ Cond	Exp→ Cond	Cond→ R/T	R/T→ Pump	Pump→ Eva	R/T→ Eva
Media		Novec649						
Phase		Liquid	Gas	Gas	Liquid	Liquid	Liquid	Liquid
Density	kg/m^3	15.38	15.38	1600	1600	1600	1600	1600
Pipe/Tube		Cu L-ty	Cu L-ty	Cu L-ty	Cu L-ty	Cu L-ty	Cu L-ty	Cu L-ty
Nominal pipe diameter	m	22.22	28.58	19.05	19.05	19.05	19.05	19.05
Thickness	mm	1.14	1.27	1.07	1.07	1.07	1.07	1.07
Pipe unit weight	kg/m	0.68	0.97	0.54	0.54	0.54	0.54	0.54
Mass.Flow	kg/s	0.078	0.078	0.078	0.078	0.078	0.078	0.078
	L/s	5.0715	5.07	0.0488	0.0488	0.0488	0.0488	0.0488
Velocity	m/s	16.241	9.52	0.217	0.217	0.217	0.217	0.217
Pressure	bar(a)	5	1.5	5	1.5	1.5	5.2	5.2
Temperature	°C	110	97	110	58	58	58	58
Enthalpy	kJ/kg	239	230	239	109	109	109	109

- 선행 연구를 바탕으로 액체식 제습시스템의 최적 운전을 위한 수용액 온도를 고려하였으며 이를 최종 설계안 도출 과정에 적용함으로 최적의 시스템 성능을 발휘할 수 있도록 함. 유기 랭킨 사이클의 주요 구성부품들이 연결된 최종 설계안이 도출됨(그림 53).

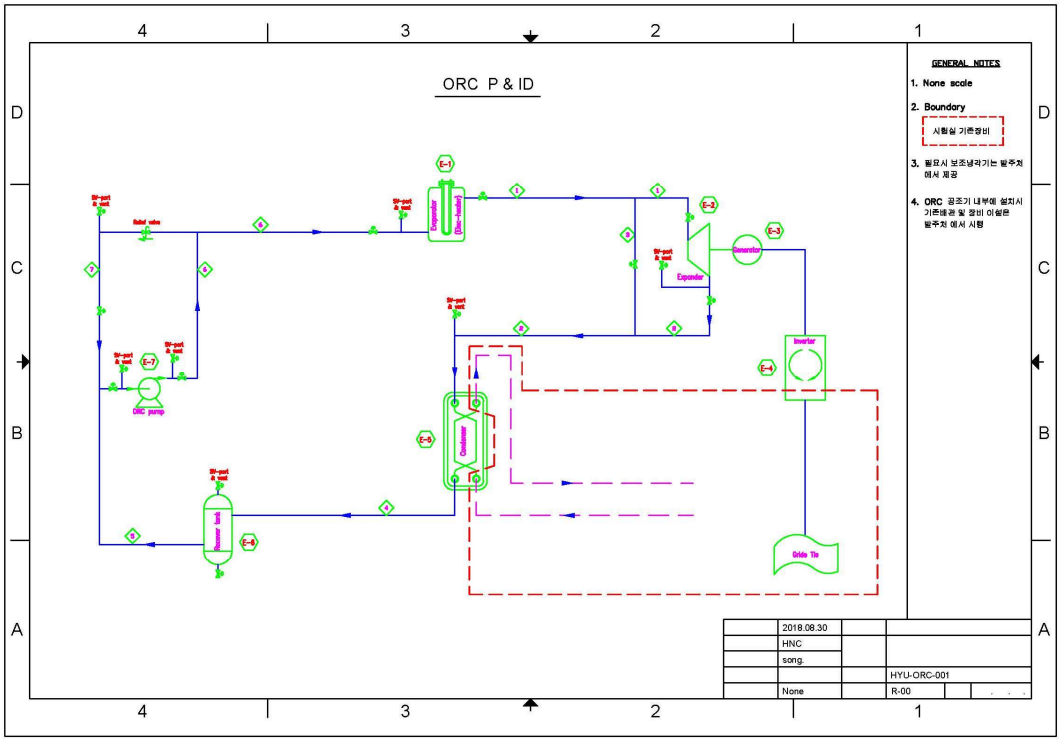


그림 53. 유기 랭킨 사이클 제작도면

- 제작 도면을 기반으로 주요 구성부품들은 하나의 스키드 프레임 안에 장착되도록 설계함. 앞서 설계한 유기 랭킨 사이클의 구성부품의 규격에 맞춰 실제 제품을 선정하고 그 제품을 모사하여 실제와 유사하게 3D로 초기 설계를 완료함. 제작된 제습 증발냉각 공조시스템에 설치하기 위해 스키드의 크기는 1.5m L x 1.0m W x 1.5m H 로 설계함(그림 54).

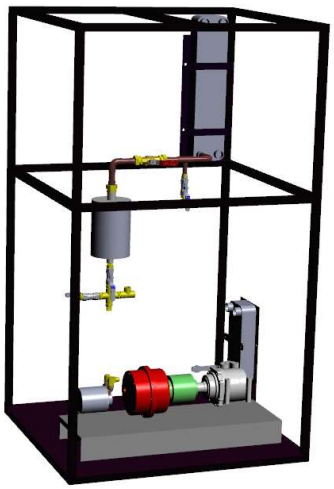
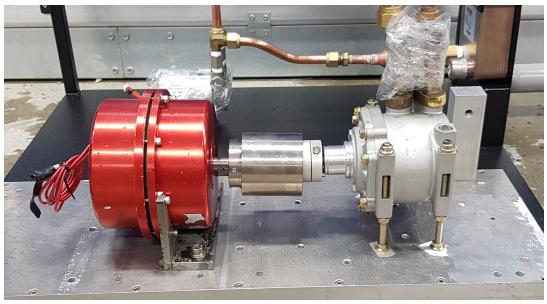
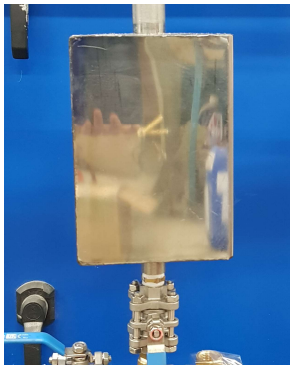


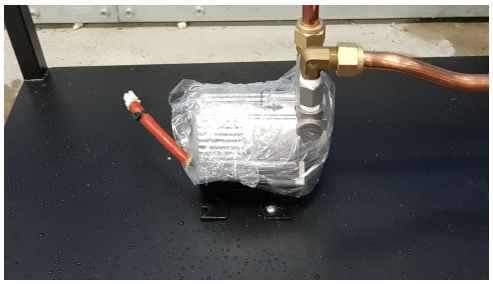
그림 54. 유기 랭킨 사이클 스키드

- 최종적으로 액체식 제습시스템의 최적 운전을 위한 수용액 온도를 고려한 초기 설계안을 기

반으로 실제 제습 증발냉각 시스템에 적용 전 수정해야할 사항이나 문제점을 파악하기 위해 일부 제작을 실시함. 제작에 사용된 실제 유기 랭킨 사이클 구성부품별 규격 및 수량은 표 13에 나타나 있음.

표 13. 유기 랭킨 사이클 구성부품별 세부사항

일련	부품사진	품명	수량	단위	규격
1		증발기	1	ea	전기히터 내장 용량: 12 kW E.Duty: 10 kW
2		팽창기	1	ea	86cc 출력: 0.84 kW 효율: 75%
3		발전기	1	ea	1kW @ 2,000 rpm 출력: 0.7 kW 효율: 80%
4		응축기	1	ea	C.Duty: 9.5 kW SWEP 판형열교환기 Max. Temp = 120 ℃ 0.1 kg/sec
5		리시버 탱크	1	set	D=5', L=150 mm 200L x Φ125 탄소강 sus-304

6		피드 펌프	1	ea	240 L/h P_in: 0.5 bar P_out: 4.2 bar

- 유기 랭킨 사이클의 주요 구성부품들은 설계한 바와 같이 1.5mL x 1.0mW x 1.5mH 크기의 하나의 스키드 프레임에 장착시킴(그림 55). **본 구성의 경우, 유기 랭킨 사이클을 구성하는 주요 구성부품(증발기, 팽창기, 응축기, 펌프)로만 구성되어 있으며 실제 유기 랭킨 사이클 운전을 위해서는 추가적으로 증발기측의 열원을 공급할 전기히터와 응축기측의 열 회수를 위한 재생부와 연결된 파이프라인 설치가 요구됨**.



그림 55. 유기 랭킨 사이클 시제품

- 제습기, 재생기, 증발냉각기 등의 **각각의 구성요소들은 시스템 단순화 및 실제 공기조화 유닛으로 상용화하기 위하여 유기 랭킨 사이클을 제외한 시스템 전체 구성을 단순화 시킬 수 있는 패키지 유닛 설계를 진행**함(그림 56). **유기 랭킨 사이클은 열병합발전 시스템으로 항시 운전을 하기 때문에 제외하고 제습공조시스템의 운전프로세스 수립**함. 패키지 유닛의 급기 유로는 제습공조시스템의 계절별 운전조건에 기반하여 결정됨(그림 57).
- 차세대 제습공조시스템의 운전모드는 그림 57에 도식된 외기 조건에 따라 결정됨. 냉방 시 설정 된 급기 조건 (15℃)을 달성할 수 있도록 액체식 제습시스템, 간접식 및 직접식 증발냉각 시스템 모두

운전됨(운전모드 1).

- 중간기 외기 조건에 따라 액체식 제습시스템을 통과 한 이후 급기 절대습도 기준에 따라서 온도가 높고 건조한 조건에서는 설정 된 급기의 엔탈피 조건에 따라서 간접식 증발냉각기 운전을 제어하고, 직접식 증발냉각기 운전을 통해 설정된 급기 조건을 달성함(운전모드 2).
- 외기의 엔탈피가 설정 된 급기의 엔탈피보다 낮게 될 경우 직접식 증발냉각 시스템만을 이용하여 단열냉각 방식을 통해 설정된 급기 조건을 달성하도록 함(운전모드 3).
- 외기의 건구온도가 15℃보다 낮을 경우(운전모드 4), 액체식 제습시스템과 직접식 증발냉각의 운전을 정지시키며 유닛 내부에 설계된 By-pass 유로를 적용하여 간접식 증발냉각기를 현열교환기로 이용하여 배기와의 열교환을 통해 겨울철 급기 설정온도(20℃)를 맞추도록 운전함.

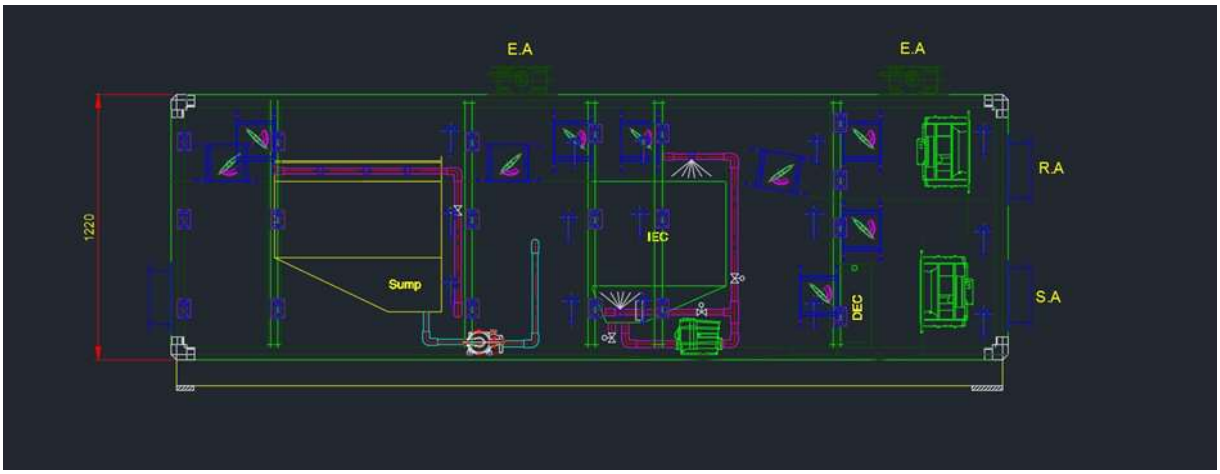


그림 56. 차세대 제습공조시스템 프로토타입 파일럿 유닛

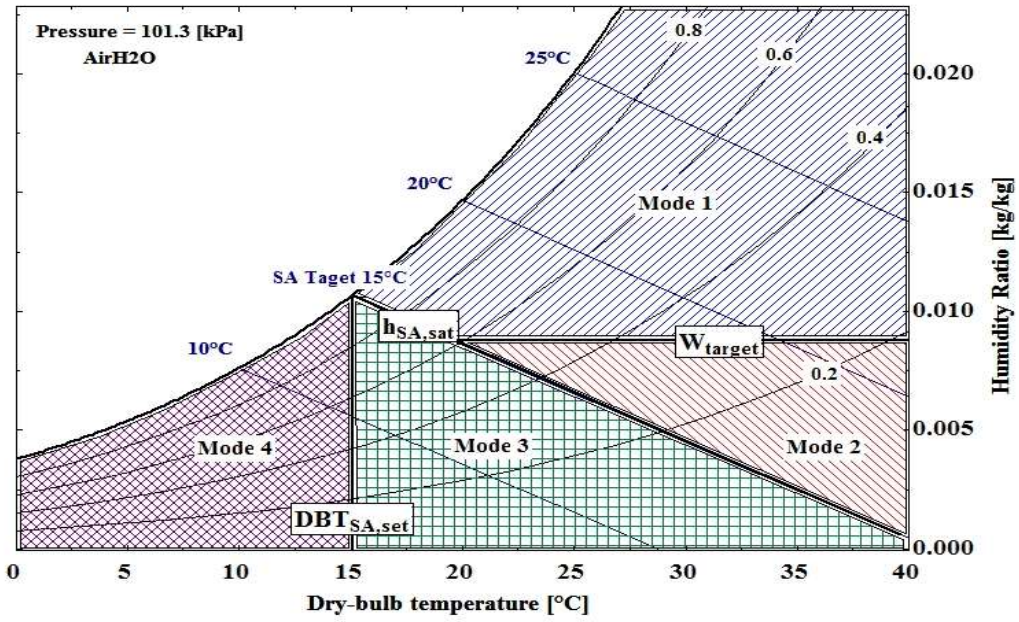
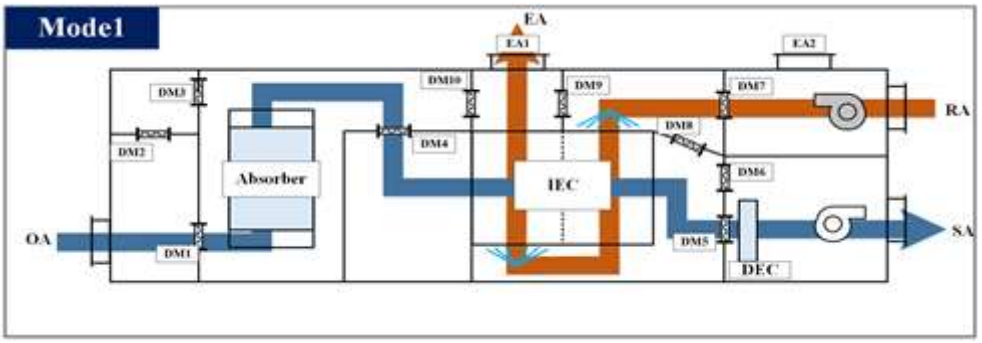
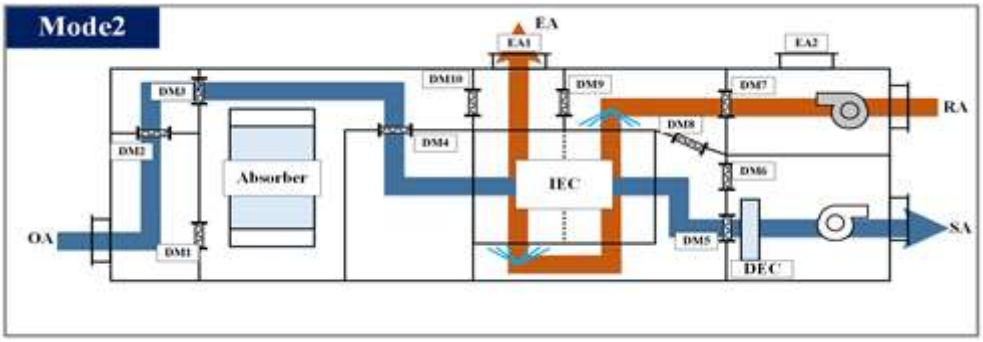


그림 57. 차세대 제습공조시스템 파일럿 유닛 계절별 운전 조건

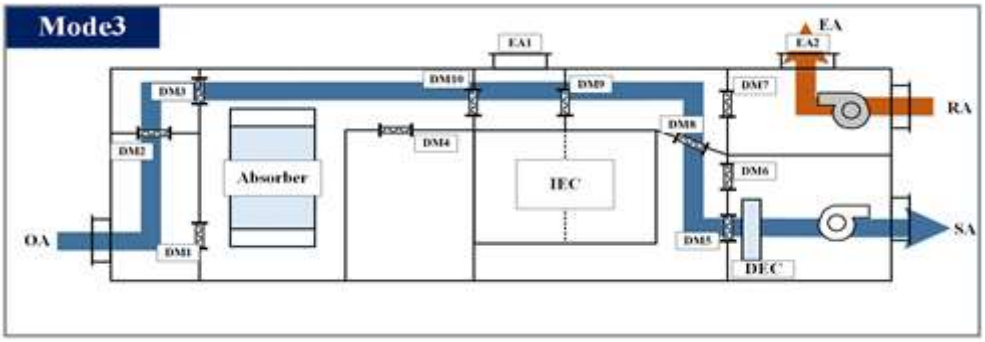
- 외기의 조건에 따라서 냉방모드와 난방모드를 결정하며, 냉방모드의 경우 급기 설정조건 (15℃)에 맞춰 외기를 처리하며, 난방모드의 경우 최소 외기도입량을 도입하여 간접식 증발냉각 시스템을 현열교환기로 이용하여 실내 온도와 유사한 급기 조건(20℃)을 만족하도록 함.
- 각 계절별 외기 조건에 따른 차세대 공조시스템의 운전 프로토콜은 유닛 내부에 설계 되어있는 댐퍼 조절에 따른 공기 유로 변경을 통해서 설정된 급기 조건을 맞추도록 제어됨. 앞선 프로토콜 알고리즘을 바탕으로 외기 조건에 따라 냉난방 모드를 결정하며 총 4가지 운전 모드로 나뉘어 운전되도록 프로토콜을 정립함.
- 4가지의 모드는, 급기설정 온도 및 온도 조건에서 포화공기의 엔탈피, 그리고 설정 절대습도에 따라 나뉘게 되는데, 이때 설정된 절대습도(W_{target})는 액체식 제습시스템을 통과한 급기의 절대습도를 뜻하며, 간접식 증발냉각기와 직접식 증발냉각기로 급기설정 온도를 만족할 수 있는 상태로 규정됨. 추가적으로 외기의 조건에 따라 각 운전모드 별 급기의 유로를 결정하기 위해 유닛 내부의 댐퍼를 조절하며, 댐퍼 조절을 통해 결정된 공기 유로를 바탕으로 각 시스템 구성 요소별 on/off를 결정함(그림 58).



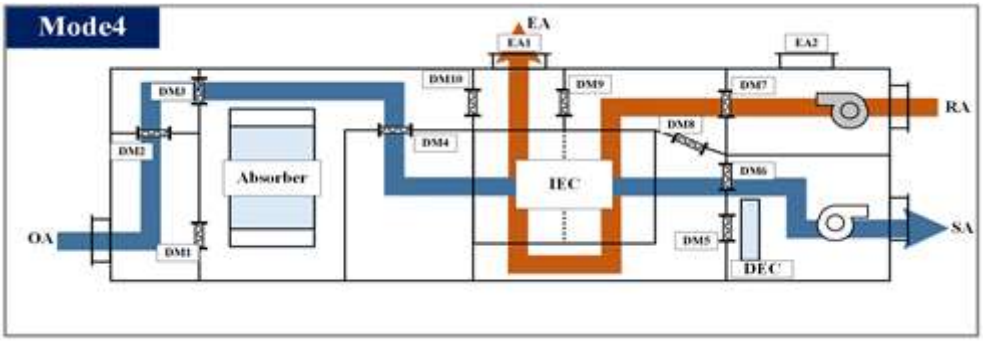
(a) 차세대 제습공조시스템 운전 프로세스1 개요도



(b) 차세대 제습공조시스템 운전 프로세스2 개요도



(c) 차세대 제습공조시스템 운전 프로세스3 개요도



(d) 차세대 제습공조시스템 운전 프로세스4 개요도

그림 58. 차세대 제습공조시스템 운전 프로세스

- 제습 공조시스템의 패키지 유닛 설계 및 계절별 최적 운전 프로세스 수립하였고 이를 토대로 제어 알고리즘을 도출함. 유기 랭킨 사이클은 제습 공조시스템의 운전과 상관없이 항시 운전하면서 재생부에 열원이 필요할 때(일반적으로 Mode 1) 공급하게 됨. 결과적으로 급기풍량 1000m^3/h를 설계 풍량으로 설계된 제습공조시스템 패키지 유닛의 구축을 완료함(그림 59). 제작된 유기 랭킨 사이클 샘플은 2차 연도에 이 패키지 유닛에 설치되어 실증실험을 진행할 예정임.



그림 59. 차세대 제습공조시스템 패키지 유닛

- Task 1-3: 에너지 절감 및 탄소배출 저감효과 예측

• 본 연구에서는 앞서 제시한 **공동주택에서 적용 가능한 유기 랭킨 사이클 기반 제습 공조시스템의 3개의 구성안에 대해서 최적의 프로토타입 도출을 위해 에너지 성능 및 탄소배출 저감 예측 시뮬레이션을 진행**함. 제습공조시스템을 이루는 각각의 구성요소 모델과 유기 랭킨 모델을 통합하여 제습공조시스템의 전체적인 제습 및 냉각 성능을 확인할 수 있고 공조시스템 운전시 소비되는 에너지를 계산할 수 있음. 에너지 소비와 탄소배출량을 저감할 수 있는 최적의 프로토타입 도출을 위해서는 제시한 3개의 구성안처럼 유기 랭킨 사이클에 다양한 열원을 적용하였으며 이를 기존 전력망과 가스보일러를 사용하는 제습공조시스템(Base case)과 비교함.

• 본 연구에서 유기 랭킨 사이클의 열원으로 태양열 시스템이 적용된 경우를 Case 1, 지역열원이 적용된 경우를 Case 2, 보일러가 적용된 경우를 Case 3로 지칭함.

• 본 연구에서는 공동주택 전체에 적용하기 전에 기존 선행연구에서 분석된 제습공조시스템과의 성능 비교를 위해 서울에 위치한 오픈 플랜 사무소 건물을 대상으로 시뮬레이션을 진행하였음. 추후 실제 공동주택을 대상으로 시뮬레이션을 진행할 예정임.

• 냉난방 부하 계산을 위한 건물 모델에 대한 자세한 사항은 표 14에 나타냈으며, 시간별 건물 부하 값은 건물 에너지 시뮬레이션 프로그램인 TRNSYS 18을 통해 도출하였음. 여름철(6월-8월) 운전 시 액체식 제습시스템 운전에 발생 되는 냉각 부하로 인해 3가지 시스템의 1차 에너지소비량이 다르므로, 각 시스템에 대한 에너지 시뮬레이션은 여름철만을 대상으로 실시함. 상용 연산 프로그램인 Engineering Equation Solver를 이용해 도출된 건물 부하에 따른 각 시스템 컴포넌트 별 에너지 시뮬레이션을 수행함.

표 14. 대상 건물 정보

Weather	Seoul weather data		
Occupancy density	5 people/100m^2		
Schedules	Occupancy	ASHRAE Standard 90.1	
	HVAC	ASHRAE Standard 90.1	
Volume	900 m^3(20 m W × 15m D × 3 m H, single zone)		
Target room condition	Temperature	24℃	
	Relative humidity	55%	
Target supply air condition	Temperature	15℃	
Internal heat gain	People	Sensible	75 W/person
		Latent	75 W/person
	Electronics	PC: 230 W/person (Sensible)	
U-values (Window to wall ratio: 17%)	Floor	0.952 W/m^2 · K	
	Roof	0.630 W/m^2 · K	
	Exterior wall	0.468 W/m^2 · K	
	Window	5.68 W/m^2 · K	

- 제습부 및 재생부의 액기비는 둘 다 1로 설정되었으며, 재생부를 통과하는 공기 풍량은 제습부를 통과하는 외기의 풍량과 동일함. 제습 수용액의 냉각 및 가열을 위한 순환수의 온도는 각 30℃, 60℃로 설정되었음. 제습부 및 재생부 성능 예측은 제습 및 재생효율 모델을 이용함. 수용액 냉각 및 가열을 위한 열교환기의 효율은 70%로 가정하였으며, 열교환기의 실제 가열 및 냉각 부하 값은 식 9를 통해 도출함. 액체식 제습시스템을 통과하여 간접식 및 직접식 증발냉각기를 통과하는 공기의 상태는 위에서 제시한 증발냉각기 효율에서 도출함.

$$Q_{reg} = \epsilon_{hx} \times C_{\min,hw,sol} \times (T_{hws} - T_{\tan k,s,out}) \quad \text{(식 18)}$$

- 본 연구의 시뮬레이션에서는 2 kW급의 유기 랭킨 사이클이 적용되었으며 유기냉매로는 R245fa를 사용함. 증발온도와 응축온도는 각각 97℃, 50℃임. 유기 랭킨 사이클의 열원으로는 진공관 타입(Evacuated tube collector, ETC)의 태양열 시스템(Case 1)과 지역열원(Case 2), 가스보일러(Case 3)를 적용함. 유기 랭킨 사이클로 공급되는 열원을 설정온도는 세 케이스 모두 120℃로 함. 유기 랭킨 사이클에서 생산된 전기는 공조시스템 운전이나 조명 등에 사용되며, 열은 제습 수용액 가열이나 건물 난방 등에 사용됨.
- 유기 랭킨 사이클의 열원으로 사용되는 태양열 시스템은 진공관 타입의 집열판을 사용하며 진공관 집열판이 수집하여 실제 이용 가능한 태양열 에너지를 계산하기 위해서 먼저 기울어 진 표면(I_t)에 대한 시간별 총 일사량을 식 19에 의해 계산함. 북반구에서 기하학 인자(R_b)는 식 20과 같이 나타낼 수 있으며, 사용 된 다양한 각의 값 또는 정의가 표 15에 요약되어 있음. 지표 반사율(ρ_g)은 0.2이고, 태양열 집열판의 국부 최적 기울기는 22℃라고 가정했음.

$$I_t = I_b R_b + I_d\left(\frac{1+\cos\beta}{2}\right) + I\rho_g\left(\frac{1-\cos\beta}{2}\right) \quad \text{(식 19)}$$

$$R_b = \frac{\cos\theta}{\cos\theta_z} = \frac{\cos(\varnothing-\beta)\cos\delta\cos w + \sin(\varnothing-\beta)\sin\delta}{\cos\varnothing\cos\delta\cos w + \sin\varnothing\sin\delta} \quad \text{(식 20)}$$

표 15. 일사량 계산에 필요한 파라미터

파라미터	내용
Latitude ($\varnothing$)	37° N (Republic of Korea)
Slope (β)	22°
Declination (δ)	23.45sin(360(n+284)/365)
Hour angle (w)	15° per hour (morning negative, afternoon positive, noon=0)

- 그림 60은 본 연구에서 고려 된 진공관 집열판을 보여주며, 물리적 특성과 정격 특성을 표 16에 요약함. 태양광 집열판 성능의 입사각 의존성을 고려한 입사각 수정자 ($k_{\tau\alpha}$)는 식 ETC는 평판 패널과 달리 비대칭 표지를 가지므로 이축 입사각 수정자를 사용하여 가로 및 세로 평면에 대한 각도 의존성을 고려해야 함(표 17, 식 21).



그림 60. ETC-30 태양열 집열판

표 16. 진공관 타입 태양열 집열판의 특성

파라미터	내용	
Dimensions (L×W×H)	2005 mm × 2195 mm × 136 mm	
Tube material	Borosilicate 3.3	
Absorber plate	Copper	
Aperture area	2.84 m^2	
Gross area	4.4 m^2	
Recommended flow rate	2 L/min	
Max flow rate	15 L/min	
Performance characteristics	Gain characteristic ($F_R(\tau\alpha)_n$)	0.714
	Loss characteristic ($F_R U_L$)	$a_1 + a_2(T_{f,i} - T_{oa})$
	Heat transfer coefficient (a_1)	1.243 W/m^2 · K
	Temperature dependent heat transfer coefficient (a_2)	0.009 W/m^2 · K2

표 17. 입사각 수정자

Incidence Angle [°]	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Longitudinal ($k_{\tau a,l}$)	1.00	1.00	1.00	0.99	0.98	0.97	0.94	0.88	0	-
Transversal ($k_{\tau a,t}$)	1.00	1.03	1.07	1.16	1.31	1.40	1.44	1.30	0.82	0

$$k_{\tau a} = k_{\tau\alpha,l} k_{\tau\alpha,t} \quad \text{(식 21)}$$

- 태양열 집열판의 사용가능한 에너지(Q_u)는 다음과 같이 식 22로 정의됨. 집열판 루프 및 유기 랭킨 사이클 가열 유체 루프의 작동 유체는 40% 프로필렌글리콜 용액이었으며, 집열판 측면의 유량은 집열판 면적 1㎡ 당 0.02kg/s이었음. 집열판 면적은 유기 랭킨 사이클 증발기의 최대 부하를 만족시킬 수 있는 40㎡로 선정함. 집열판 측의 순환 펌프는 턴 온 및 턴 오프 기준(식 23)에 따라 켜짐. 본 연구에서 작동 설정(ΔT_{on})은 10℃로 간주됨.

$$Q_u = A_c I_t [F_R(\tau\alpha)_n k_{\tau\alpha} - F_R U_L (T_{f,i} - T_{oa})/I_t] \quad \text{(식 22)}$$

$$\Delta T_{off} \leq \frac{A_C F_R U_L}{\dot{m} c_p} \Delta T_{on} \quad \text{(식 23)}$$

- 저장 탱크에 저장된 열 에너지는 식 24와 같이 표현 되어 식 25와 같이 이산화 될 수 있음. 시간당 태양 복사 자료는 에너지 계산에 일반적으로 사용되었으므로 식 25의 시간 증가분(Δt)을 1시간으로 설정함. 저장 탱크의 크기는 공개 된 문헌을 토대로 수집 단위 면적당 75 리터로 설정됨. 유용한 에너지 방정식에서 실외 공기 온도와 같지 않은 탱크의 주위 온도는 실내 온도 (즉, 24℃)와 같다고 가정하였으며, 유기 랭킨 사이클의 가열 유체의 목표 온도가 120℃이기 때문에 탱크의 초기 온도는 120℃로 설정함. 탱크 (Load)에서 제거 된 에너지는 유기 랭킨 사이클 증발기로 전달되는 에너지와 동일함.

$$\dot{m}_s c_{p,w} \frac{dT_s}{dt} = Q_u - Load - (UA)_S (T_s - T_a') \quad \text{(식 24)}$$

$$T_s^{n+1} = T_s^n + \frac{\Delta t}{\dot{m}_s c_{p,w}} [Q_u - Load - (UA)_s (T_s^n - T_a')] \quad \text{(식 25)}$$

- 지역열원에서 얻은 온수는 120℃에서 유기 랭킨 사이클 의 증발기로 지속적으로 공급되는 것으로 가정함. 본 연구에서는 유기 랭킨 사이클에 공급되는 지역 열량의 추정에서 5%의 열 손실 (ε_{loss})을 고려함. 결과적으로 분배 열 손실 및 열교환기 효율을 고려한 총 열 부하는 식 26에 나타남.

$$\dot{Q_{DHS}} = \dot{Q_{evap}} / (\varepsilon_{hx}(1-\varepsilon_{loss}))$$ (식 26)

- 제안 된 시스템에는 급기측, 배기측, 재생기 측, 즉 세 가지 주요 가변 풍량 팬이 있음. 팬에너지 소비량은 팬 효율, 공기 유량 및 압력 손실에 의해 계산됨(식 27). 팬 효율은 50%로 설정됨. 제안된 시스템에서 사용되는 모든 펌프는 정류 펌프이고, 흡수 장치 및 재생기에 사용되는 건조제 용액 펌프는 가변 흐름 펌프임. 이들이 유기 랭킨 사이클 또는 태양열 시스템과 통합되었을 때 일정한 순환 펌프도 설치함. 펌프 에너지 소비량은 펌프 효율, 유체 밀도 유속, 중력 가속도 및 수두 손실이 필요함(식 28).

$$P_{fan} = (\dot{V_{fan}} \triangle p) / \eta_{fan}$$ (식 27)

$$P_{pump} = (\rho g \dot{VH}) / (1000 \eta_{pump})$$ (식 28)

- 보조 보일러는 태양열 시스템의 저장 탱크에 존재하는 (증발기의) 가열 유체의 온도가 목표 유체 온도 (즉, 120℃)를 만족시키기 위해 부가적인 가열을 필요로 할 때 활성화했음. 각 시스템의 경우에 사용된 보일러의 에너지 소비는 EnergyPlus에 의해 정의된 보일러 효율 곡선식 식 29, 식 30이 적용됨. 보일러의 이론 효율은 연구에서 82%로 설정했음.

$$\dot{Q_{boiler}} = \dot{Q_{heating}} / (TheoreticalEfficiency \bullet BoilerEfficiencyCurve)$$ (식 29)

$$BoilerEfficiencyCurve =$$
$$0.626428326 + 0.645643582PLR - 0.77720685PLR^2 + 0.313806701PLR^3$$ (식 30)

- 각 시스템 구성 요소의 전력 및 열 소비량은 1차 에너지 소비로 변환하여 각 시스템의 총괄적인 에너지 소비량을 비교함. 각 에너지원에 대한 국내 1차 에너지 전환 계수는 전기 2.75, 천연 가스 1.1, 지역 열 0.728로 이를 이용함.
- 먼저 각 시스템의 전기에너지 소비량 측면에서 보면, 유기 랭킨 사이클이 적용된 시스템의 전력 소비가 기존 전력망을 사용하는 Base case보다 높음을 확인할 수 있음(그림 61). 제습공조시스템의 작동에 필요한 전력 소비 (즉, 팬 및 용액 펌프 에너지 소비)는 네 가지 시스템 케이스 모두에서 본질적으로 동일함. 그러나 3개의 유기 랭킨 사이클 시스템은 Base case에 비해 추가 전력을 소비함 (즉, Case 1에서 소비된 전력은 21.6%, Case 2와 Case 3에서 20.0% 증가 함). 이는 유기 랭킨 사이클 장치 및 열원 측 시스템 용으로 설치된 여러 순환 펌프의 작동으로 인한 것으로 판단됨. 그림 62는 각각의 경우에 소비된 전력이 기존 전력망 또는 유기 랭킨 사이클에서 생성된 전력에서 얻어진 것인지 여부를 나타냄.

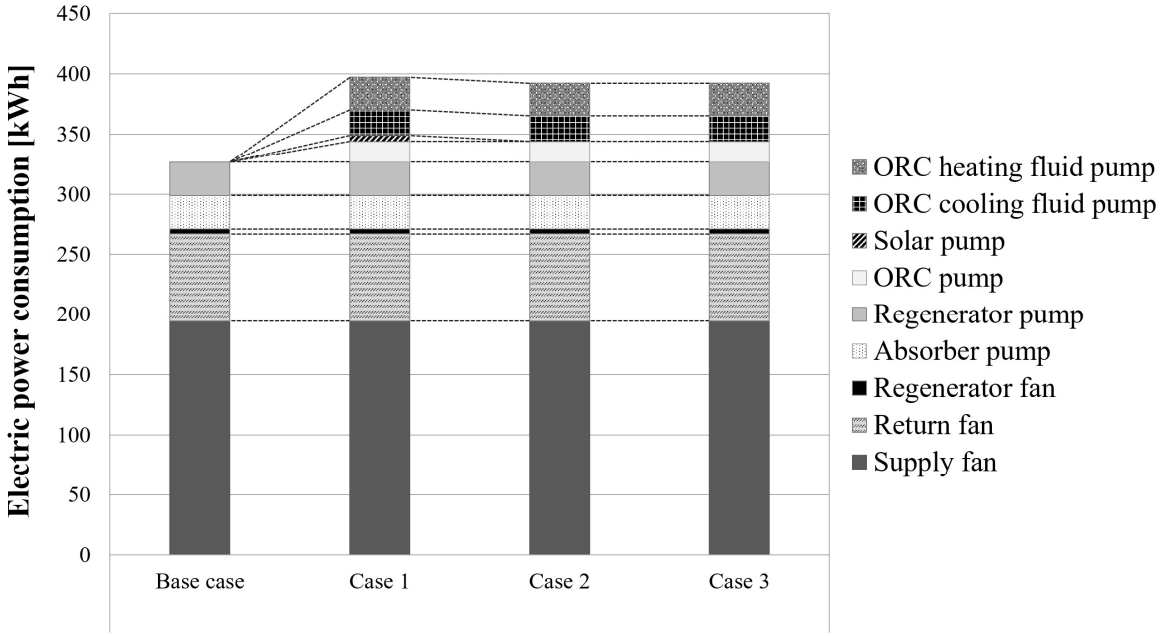


그림 61. 전력 소비 비교

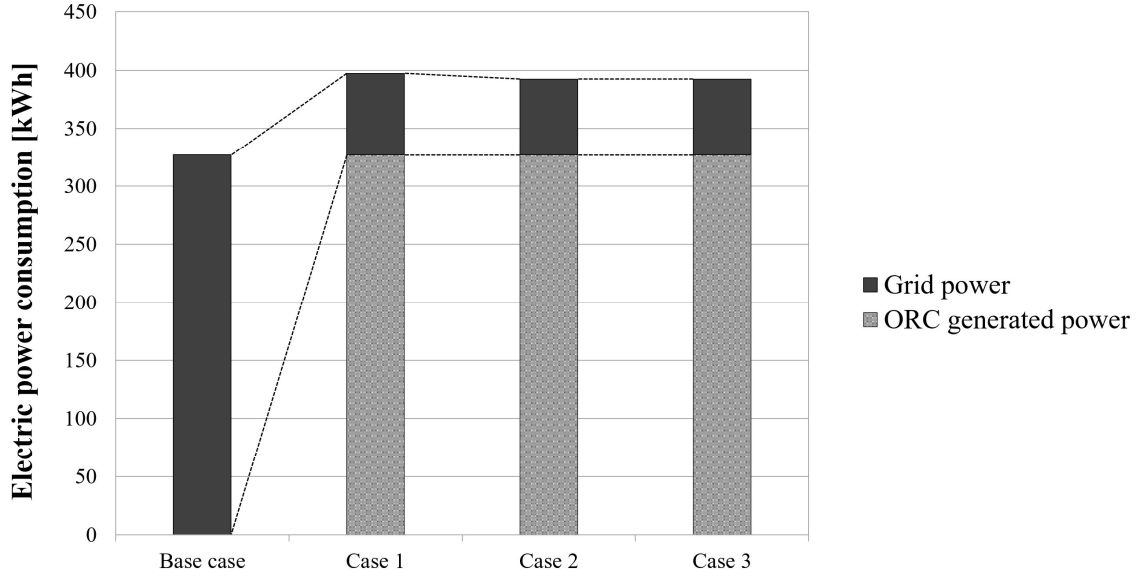


그림 62. 소비된 전기 에너지의 출처

- 반면, 열 소비량에 대해서는 그림 63에서 볼 수 있듯이 3 개의 유기 랭킨 사이클 사례는 유기 랭킨 사이클에서 폐열을 회수하여 사용함으로써 Base case에 비해 제습 수용액 재생에 소비된 열의 약 34 %를 절감할 수 있음. 그러나 3 케이스 모두 유기 랭킨 사이클 증발기에 유기 랭킨 사이클 작동을 위한 추가적인 열이 필요했음. 결과적으로 그림 63에서 Case 2와 Case 3 시스템은 Base case에 비해 각각 2.1%와 7.2% 더 많은 전체 열 소비량을 보였음. 한편, Case 1 시스템은 태양열 시스템에 의해 공급되는 free energy로 인해 유기 랭킨 사이클 작동을 위해 열을 덜 소비했음. Case 1은 Base

case에 비해 11.5%의 열 소비량을 절감함.

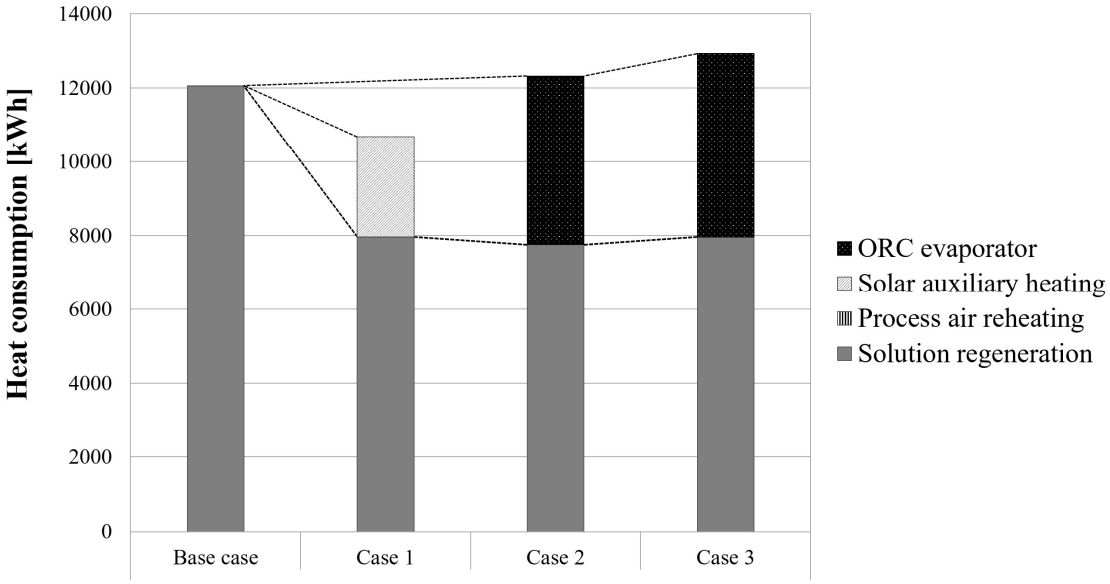


그림 63. 열 소비량의 비교

- 본 연구에서 고려한 모든 시스템은 시스템 운영에서 전력과 열을 모두 소비했기 때문에 각 유기 랭킨 사이클이 적용된 케이스의 에너지 성능은 전력 및 열 소비량을 1차 에너지로 전환 한 후 Base case의 에너지 성능과 비교할 필요가 있음. 각 시스템 케이스의 1차 에너지 소비를 추정하기 위해 전기 2.75, 천연 가스 1.1 및 지역열원 0.728의 1차 에너지 환산계수가 적용됨.
- 그림 64에서 Case 2는 에너지 절감효과(35.4%)를 가장 많이 나타냈지만 Case 1은 Base case 경우에 비해 1차 에너지를 15.7% 더 적게 소비했다는 것을 알 수 있음. 하지만 Case 3은 Base case보다 1차 에너지 소비가 조금 더 많았음(1.6%).

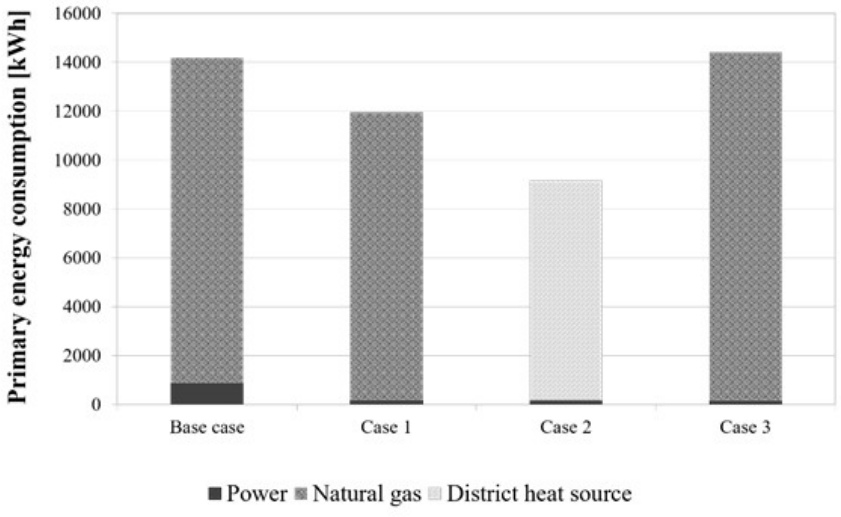


그림 64. 1차 에너지 소비량 비교

- 반면 유기 랭킨 사이클 적용에 따른 환경적 이점을 평가하기 위해 각 케이스의 이산화탄소 배출량을 산정 한 다음 Base case와 비교함. 기후 변화에 관한 정부 간 패널(IPCC) 가이드라인에 의해 권고된, 전기에 대한 0.469 $kgCO_2/kWh$, 천연 가스에 대한 2.258 $kgCO_2/m^3$ 및 지역열원에 대한 0.186 $kgCO_2/Mcal$의 CO_2 배출 계수는 이 연구에 적용됨. 그림 65에서 Case 1과 2는 Base case에 비해 CO_2 배출량이 각각 15.4%와 23.9% 감소한 반면 Case 3은 Base case보다 2.1% 더 많은 CO_2를 배출함.

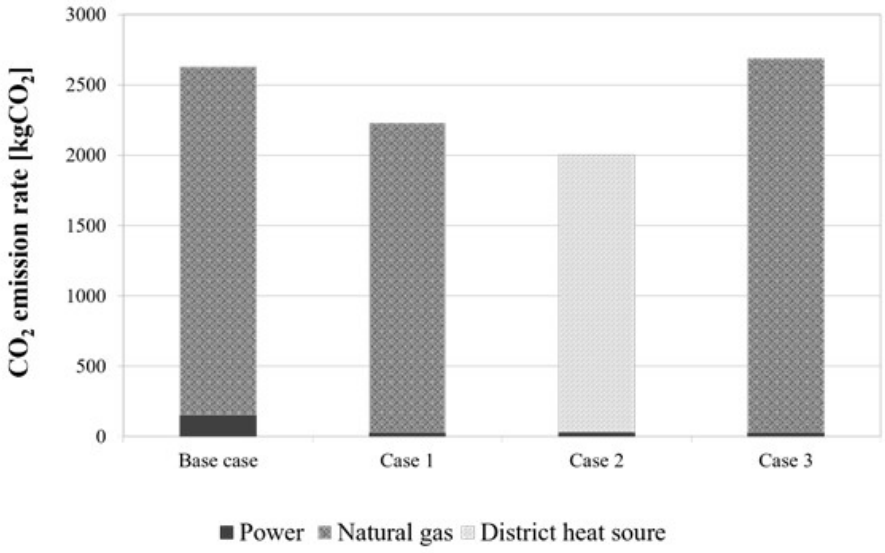


그림 65. 이산화탄소 배출량 비교

- 본 연구에서 사용된 유기 랭킨 사이클의 효율은 9%로 기존의 랭킨 사이클(Rankine cycle)보다 낮음을 알 수 있음. 유기 랭킨 사이클 효율이 R245fa를 사용한 팽창비의 함수로 표현 될 때, 유기 랭킨 사이클은 등엔트로피 및 실제 팽창 모두에서 약 10%의 사이클 효율을 나타냄. 또한, 기존 문헌들에서도 유기 랭킨 사이클의 대부분의 효율은 약 10%임. 그러므로 본 연구에서 사용된 유기 랭킨 사이클의 효율은 수용 가능한 범위 내에 있다고 결론지을 수 있음.
- 그림 61에서 볼 수 있듯이 **유기 랭킨 사이클이 적용될 경우 기존 전력망 소비의 약 80%를 유기 랭킨 사이클에서 생성된 전력으로 대체 할 수 있음**. 그러나 유기 랭킨 사이클 효율이 낮기 때문에 각 유기 랭킨 사이클에 많은 양의 열을 공급하여 전력을 생성해야 함. **결과적으로 본 연구에서 고려한 모든 시스템 중에서 가장 낮은 1차 에너지와 이산화탄소 배출 계수를 가진 지역열원을 유기 랭킨 사이클의 열원으로 사용한 경우가 가장 높은 1차 에너지 소비량 절감과 가장 낮은 이산화탄소 배출량을 보였음**. **에너지 성능 및 탄소배출 저감 성능 시뮬레이션을 통하여 최종적으로 실제 공동주택에서는 지역열원을 유기 랭킨 사이클로 이용시 최상의 에너지 절감효과 및 제어특성을 나타낼 것으로 판단됨**. 따라서 **최종적으로 공동주택에 적용할 유기 랭킨 사이클 기반 제습공조시스템은 지역열원을 사용한 경우로 프로토타입을 도출**함(그림 66).

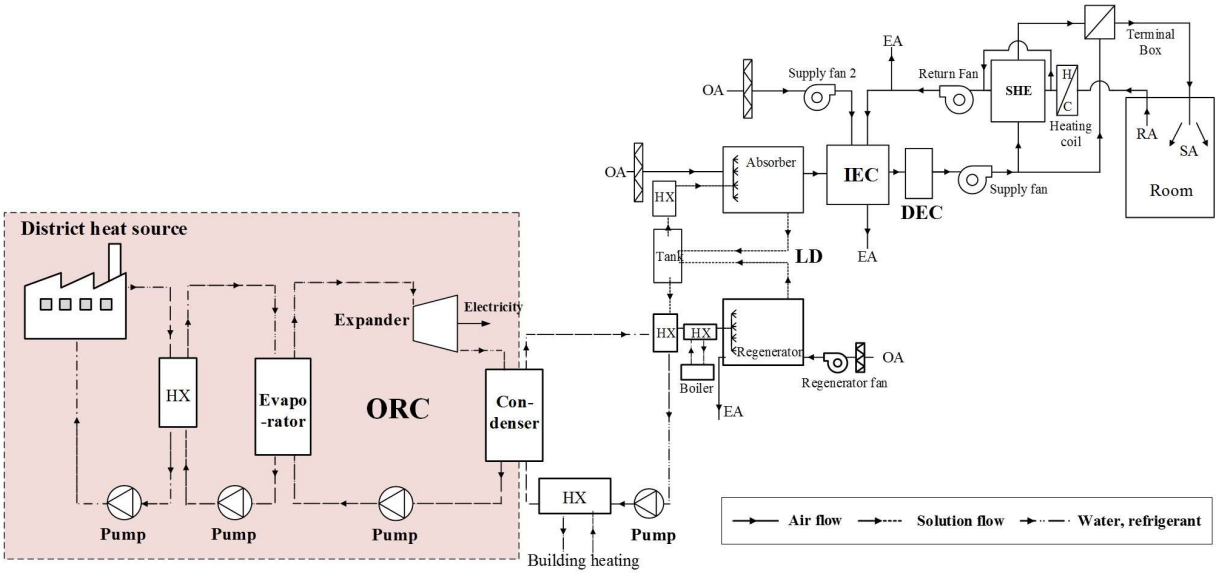


그림 66. 지역열원을 이용한 유기 랭킨 사이클이 적용된 차세대 제습공조시스템 최종 프로토타입

- 시뮬레이션 결과로부터 1개 층의 건물을 **지역열원을 사용한 유기 랭킨 사이클 기반 제습공조시스템으로 공조할 경우 기존 제습공조시스템 대비 35%의 에너지 절감을 달성할 수 있는 것으로 확인**됨. **공동주택의 높이에 따라 펌프 및 팬의 수송에너지가 더 요구되면서 그에 따라 시뮬레이션 결과보다 절감효과가 감소할 것으로 예상되지만, 시뮬레이션 상으로도 유기 랭킨 사이클에서 생산된 전기가 공조시스템에 공급한 후에도 남는 것을 확인하였고 유기 랭킨 사이클의 사이즈를 증가시키는 대안도 있기 때문에** 이 시스템이 **공동주택에 적용된다면 약 30%의 에너지를 절감할 수 있을 것으로 예상이 됨.** 따라서 **유기 랭킨 사이클 실증 운전 시 약 30%의 에너지 절감을 목표성능으로 설정**함.
- 또한 위와 같은 목표성능을 달성 시 공동주택에서 소비되는 공조시스템의 에너지를 절감할 뿐만 아니라 공조시스템에서 사용하고 남은 **유기 랭킨 사이클이 생산한 에너지를 건물의 조명 및 급탕, 난방에도 사용할 가능성이 있기 때문에 플러스 에너지화에 기여할 수 있을 것으로 예상**함.

- Task 1-4: 실내 쾌적성 및 공기질 개선 효과 예측

• 공동주택 실내공기질 확보를 위해 **2006년 이후 신축 또는 리모델링하는 100가구 이상 공동주택은 의무적으로 기계환기 시스템을 설치**하도록 되어있고, 특정소방대상물의 실내에는 스프링클러 설비의 설치가 의무화 되면서 11층 이상의 공동주택에는 스프링클러를 설치하여야함. 이에 따라 천정공간 확보가 되면서 **추가적인 천정공간 확보가 필요 없이 천정공간에 환기 시스템 또는 공조시스템의 덕트를 설치가 가능**함. 따라서 **천정급기 방식을 채택**하여 시뮬레이션 및 실증을 진행할 예정임.

• 최근 액체식 제습시스템에 대한 연구가 활발히 진행되고 있는 가운데 실내공기질에 대한 연구 역시 많은 관심을 받고 있음. 또한 국내 중국발 미세먼지농도가 심해짐에 따라 공기청정기 및 환기에 대한 관심역시 크게 증가하고 있는 추세이나 액체식 제습시스템과 미세먼지 및 이산화탄소농도에 대한 상관관계를 밝히는 연구는 아직 미흡한 실정임. 이에 본 연구에서는 액체식 제습시스템중 하나인 고성능 제습-증발냉각 공조시스템의 기존 연구결과를 바탕으로 실내 이산화탄소농도와 미세먼지(Particulate matter 10: PM10, Particulate Matter 2.5: PM2.5) 농도를 기존 공조시스템인 변풍량 공조시스템(Variable air volume system: VAV system)과 비교하여 어느 시스템이 더 우수한 성능을 보이는지 분석함.

• 고성능 제습 증발냉각 공조시스템은 다음 그림 67과 같음. 고성능 제습 증발냉각 공조시스템은 미국 신재생 에너지 연구소(National Renewable Energy Laboratory : NREL)에서 개발한 시스템으로 잠열부하를 담당하는 액체식 제습부와 현열부하를 담당하는 간접식 증발냉각기로 구성되어 있음.

• 이 시스템에서 사용된 간접식 증발냉각기는 냉각효율을 높이기 위해 냉각처리된 공기를 재사용하는 재생형 간접식 증발냉각기가 사용되었음. 이때 약 30%의 공급공기가 빠져나가게 되는데, 미국 신재생 에너지 연구소에서 제안한 외기도입방식(방식1)은 에너지 절약을 위해 재순환공기를 100% 전부 사용하고 재생형 간접식 증발냉각기에서 빠져나가는 30%의 공기풍량을 외기로 채우는 방식임.

• 이와 관련된 선행연구에서 제안한 방식(방식2)은 ASHRAE Standard 62.1에서 제시하는 최소환기량 기준을 충족시키기 위해 최소환기량에 빠져나가는 30%의 배기풍량을 더하여 많은 양의 외기를 도입함. 두 가지 방식의 들여오는 외기량의 차이는 실내공기질에도 영향을 미침.

• 서울에 위치한 400 m^2 의 일반 사무실 건물로 설정하였으며, 냉방운전을 필요로 하는 8월의 기후데이터를 이용하였다. 대상 건물은 가로 20 m, 세로 20 m, 높이 3 m의 총 1200 m^3 규모로 단열기준은 국내에너지절약설계기준을 적용하여 설정함. 실내 온습도 조건은 온도 26℃, 상대습도 50%로 설정함. 재실자는 20명이며 ASHRAE Standard 62.1에서 제시하는 1인당 0.0052 L/s의 이산화탄소 발생량을 적용함. 이를 통해 TRNSYS 프로그램과 Engineering equation solver(EES)을 사용하여 부하계산과 시뮬레이션을 진행함.

- 본 연구에서는 실내공기질 변화를 예측하기 위해 질량보존식을 사용함. 이산화탄소와 미세먼지 모두 덕트나 실내에 침전, 침투되거나 재부유하는 물질은 없다고 가정함. 이산화탄소는 재실자에 의한 실내발생량이 존재하므로 이에 대한 질량보존식을 구축하였음(식 31).

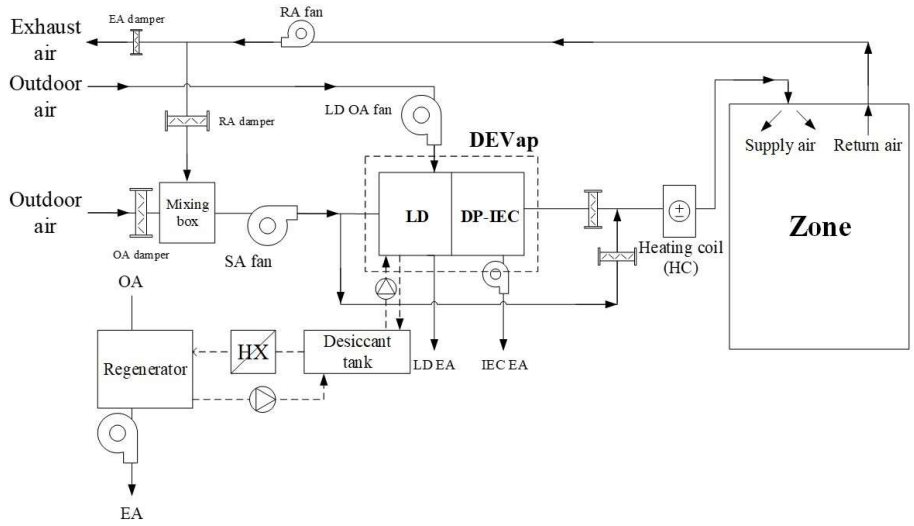


그림 67. 고성능 제습 증발냉각 공조시스템

$$VdC_{room}(t) = C_{outdoor}\dot{Q}_{sa}dt - C_{room}(t)\dot{Q}_{ra}dt + Gdt \quad \text{(식 31)}$$

V : 실내부피 $[m^3]$ C_{room} : 실내 이산화탄소 및 미세먼지 농도 $[mg/m^3]$

$\dot{Q}_{sa}$: 실내급기풍량 $[m^3/s]$ $C_{outdoor}$: 외부 이산화탄소 및 미세먼지 농도 $[mg/m^3]$

$\dot{Q}_{ra}$: 실내배기풍량 $[m^3/s]$ G : 실내발생량 $[m^3/s]$

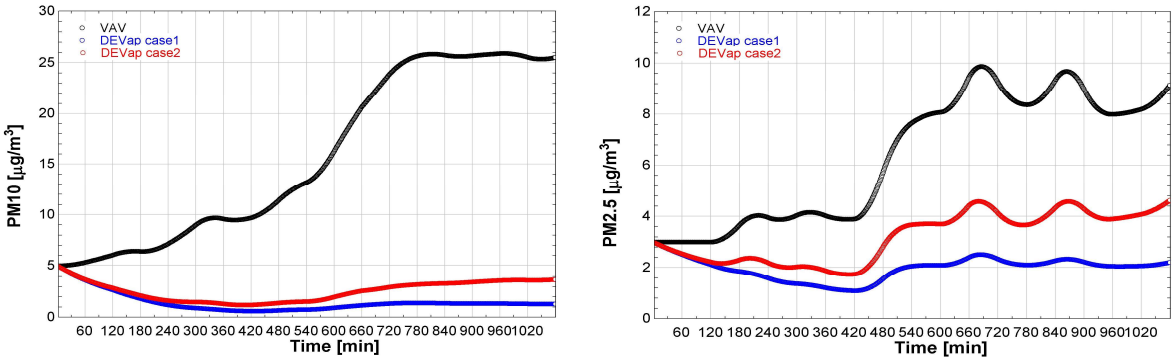
- 미세먼지가 실내에서 발생하는 경우는 요리할 때 혹은 재실자가 흡연을 할 때 발생하지만 본 연구에서는 사무실을 대상으로 연구를 진행하였으므로 미세먼지 실내 발생량은 없다고 가정함.
- 본 연구에서는 이산화탄소 농도를 질량보존식으로 계산하기 위하여 ppm농도를 질량농도로 변환함. ppm농도를 질량농도인 mg/m^3 으로 변환하는 식을 통해 공조시스템의 질량유량을 통해서 시간에 따른 실내 이산화탄소 농도값을 도출해 낼 수 있었음(식 32).

$$mg/\min = \frac{ppm \times molecular\,weight}{air\,volume} \times \dot{Q}_{air} \times time \quad \text{(식 32)}$$

$\dot{Q}_{air}$: 공기의 부피유량 $[m^3/s]$ $molecular\,weight$: 이산화탄소의 몰질량 $[g/mol]$

$time$: 60 $[s/\min]$ $air\,volume = 22.45 + (22.45 \times (\frac{T_{air}}{273}))\,[L/mol]$

- 선행연구의 실험을 통해 외부의 미세먼지가 액체식 제습시스템를 통과할 때 입자크기에 따라 PM2.5와 PM10이 각각 48%, 85%정도가 제거되는 것이 밝혀짐.
- 기존 변풍량 공조시스템에서는 필터사용 없이 외부의 미세먼지가 실내로 전부 들어오는 반면, 고성능 제습 증발냉각 공조시스템에서는 여름철 잠열부하를 처리하기 위해 액체식 제습시스템을 사용하므로 들어오는 외기가 액체식 제습시스템과 만나면서 미세먼지가 현저히 제거되는 것을 알 수 있음(그림 68). 또한, 고성능 제습 증발냉각 공조시스템 방식 1의 경우는 외기도입량이 적기 때문에 그에 비례하여 들어오는 미세먼지농도가 적어서 가장 낮은 실내 농도값을 나타냄. 반면에, 실내 이산화탄소 농도변화를 나타낸 그래프인 그림 69를 살펴보면 외기도입량이 많은 고성능 제습 증발냉각 공조시스템 방식2가 실내 이산화탄소를 많이 배출해내어 기준치 이하의 이산화탄소 농도를 유지하는 모습을 볼 수 있음.



(a) PM10 실내 미세먼지 농도변화 그래프 (b) PM2.5 실내 미세먼지 농도변화 그래프

그림 68. 실내 미세먼지 농도변화 그래프

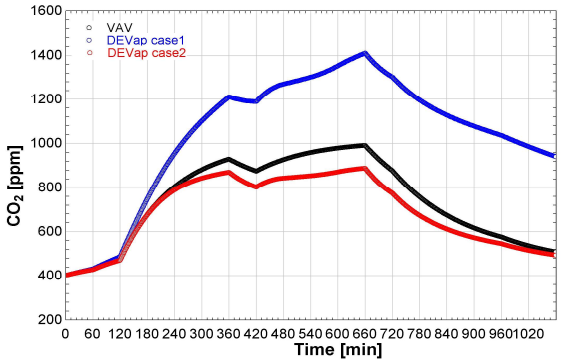


그림 69. 실내 이산화탄소 농도변화 그래프

- 본 연구에서는 기존 변풍량 공조시스템과 액체식 제습시스템 중 하나인 고성능 제습 증발냉각 시스템의 두 가지 방식을 놓고 실내공기질 개선효과를 비교해보았음. 그 결과 미세먼지에 대해서는 외기를 가장 적게 들여오는 방식1이 미세먼지크기10에서 최대 81%, 미세먼지크기2.5에서 최대 70%의 가장 많은 제거효율을 보였음. 반면, 이산화탄소에 대해서는 반

대로 실내 이산화탄소를 제거하지 못해 농도가 계속 쌓여 인체 건강에 악영향을 끼치는 최소기준인 1000ppm을 하루 종일 넘는 결과를 보임.

- 이를 통해 실내공기질을 빠르게 개선하기 위해서는 많은 양의 외기가 필요함을 확인하였으며, 이산화탄소와 미세먼지를 모두 고려하였을 때 **최소 환기량에 빠져나가는 30%의 배기 풍량을 더하여 급기 하는 방식 2가 가장 좋은 실내 공기질 개선성능을 보여줄 수 있음을 확인**함.
- 또한, 액체식 제습시스템을 사용하는 다른 시스템들로도 이와 같은 실내 공기질 개선 성능 평가를 시행할 수 있을 것으로 사료됨.
- 최근 국내의 미세먼지 이슈로 인해 미세먼지에 대한 연구가 활발히 진행되었으나, 현재까지 액체식 제습 증발냉각 시스템의 미세먼지에 대한 실내 공기질 개선성능의 연구는 이루어지지 않고 있음. 본 연구에서는 선행연구에서 제안된 **제습 증발냉각기반 전외기 공조시스템의 연간 운전모드를 기반으로 미세먼지 10크기와 미세먼지 2.5크기의 미세먼지 제거효과를 시뮬레이션을 통해 알아봄**.
- 이를 위해 **액체식 제습시스템(Liquid Desiccant)이나 직접식 증발냉각기(Direct Evaporative Cooler)등의 구성요소들에서 나타나는 미세먼지 제거율을 적용하여 기존의 변풍량 공조시스템의 제거성능과 비교**함. 기존 변풍량 공조시스템은 에너지 소비를 줄이기 위해 ASHRAE Standard 62.1에서 제공하는 최소환기량 만큼의 외기가 되돌아오는 실내공기와 섞여 급기조건을 만족한 공기가 실내로 들어옴. 이때 급기조건은 냉방시 건구온도 15℃, 상대습도 80%, 난방시에는 건구온도 45℃를 만족함.
- 반면, 제습 증발냉각 기반 전외기 공조시스템은 필요한 급기량 전부를 외기로 사용하며, 냉방시의 급기 조건은 건구온도 15℃에 포화상태이고, 난방시에는 변풍량 공조시스템과 동일한 온도인 45℃임.
- 두 시스템의 입구측에는 필터 MERV 9을 설치하여 기본적인 미세먼지 제거성능을 보일 수 있도록 하였음. 본 시뮬레이션에서는 두 공조시스템의 미세먼지 제거 효과를 동일선상에서 비교하기 위해 질량보존방정식을 적용하였음. 질량농도로 측정된 미세먼지 데이터에 실내로 공급되거나 빠져나가는 부피유량과 시간을 곱하여 질량 값으로 변환해줌.

$$VdC_{room}(t+1) = C_{outdoor}(t)\dot{Q}_{sa}dt - C_{room}(t)\dot{Q}_{ra}dt \quad \text{(식 33)}$$

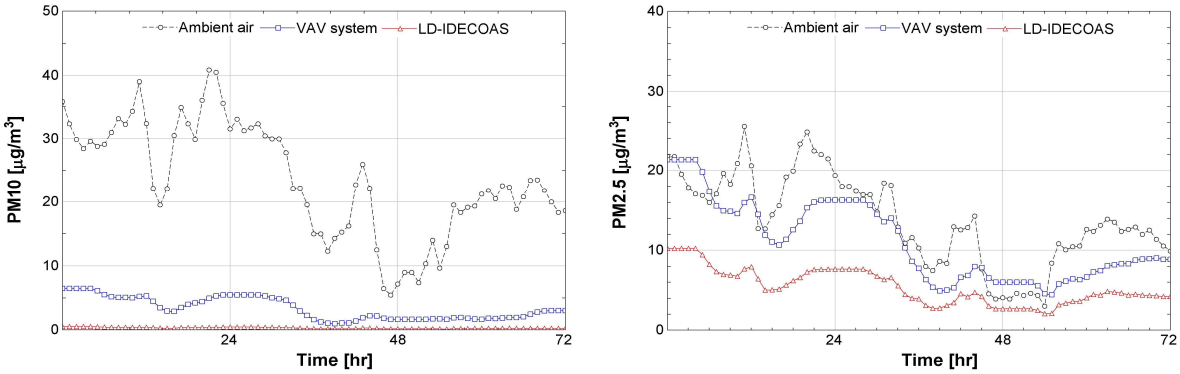
$$\dot{Q}_{air} = \dot{m}_{air}/\rho_{air} \quad \text{(식 34)}$$

$$PM = C_{PM.air} \times \dot{Q}_{air} \times dt \quad \text{(식 35)}$$

- 선행연구에서는 오염된 공기가 액체식 제습시스템이나 직접식 증발냉각기를 지날 때 미세

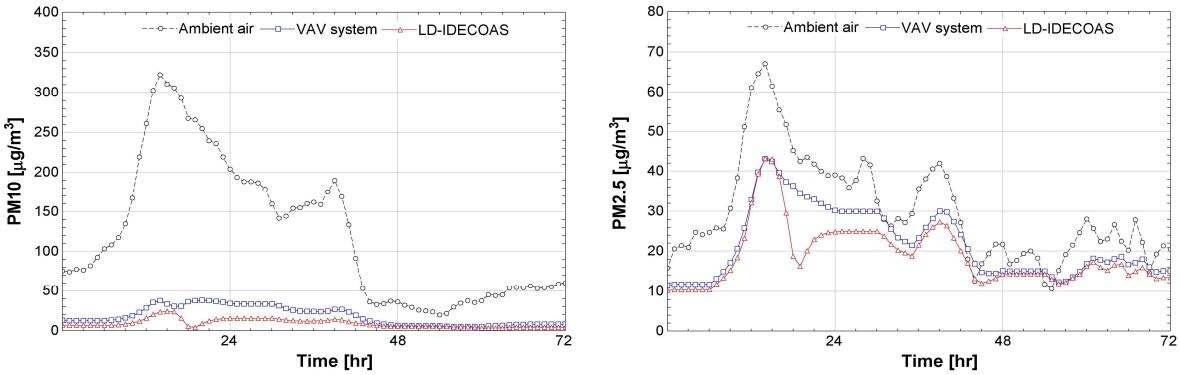
먼지 제거효과가 있음을 밝혀냄. 미세먼지 크기10과 미세먼지 크기2.5에 대해 액체식 제습 시스템은 각각 85%, 48%, 직접식 증발냉각기에서는 각각 49%, 11%의 미세먼지 제거효율이 실험을 통해 나타남.

- 한편, 냉각, 가열코일에서는 극히 적은양이 코일에 침전되어 시뮬레이션에서는 무시하였으며, 미세먼지가 덕트나 실내에 침전되는 양과 재부유하는 양은 동일하다고 가정함. 여름과 겨울 그리고 중간기 각 시즌마다 3일의 결과값을 도출함. 이때 결과는 외기의 미세먼지 농도대비 실내 미세먼지 농도값인 실내/실외비값으로 결과를 나타냄(그림 70, 그림 71).



(a) PM 10 (b) PM 2.5

그림 70. 여름철 실내 미세먼지 농도



(a) PM 10 (b) PM 2.5

그림 71. 중간기 실내 미세먼지 농도

- 그 결과, 여름철 미세먼지 크기10에 대해서는 변풍량 공조시스템과 제습 증발냉각기반 전외기 공조시스템에서는 각각 0.14와 0.01의 실내/실외비 값이 나타났고, 미세먼지 크기2.5에 대해서는 각각 0.85, 0.41의 결과값이 나타남. 마찬가지로 중간기에서의 두 시스템의 실내/실외비값은 여름철과 같은 순서대로 미세먼지 크기10에서 각각 0.16, 0.09, 미세먼지 크기2.5에서 각각 0.76, 0.66의 결과값이 나타남. 겨울철에는 두 시스템간의 차이점이 나타지

않았으며, 두 시스템의 실내/실외비값은 미세먼지 크기10에서 0.14, 미세먼지 크기2.5에서 0.68의 결과값이 나타남.

- 마찬가지로 중간기에서의 두 시스템의 실내/실외비값은 여름철과 같은 순서대로 미세먼지 크기10에서 각각 0.16, 0.09, 미세먼지 크기2.5에서 각각 0.76, 0.66의 결과값이 나타남.
- 변풍량 공조시스템보다 외기를 많이 사용함에도 불구하고 **미세먼지 제거효과는 제습 증발냉각기반 전외기 공조시스템이 더 높았음**을 알 수 있었으며, 특히 **미세먼지 크기10의 경우에는 제습 증발냉각기반 전외기 공조시스템이 외기 미세먼지농도의 90% 이상을 제거하는 효과가 있음**을 알 수 있었음.
- 특히, 미세먼지 농도가 크게 증가하는 **중간기에 운전하는 경우 만약 두 시스템 모두 필터가 설치되 있지 않았을 때 제습 증발냉각 기반 전외기 공조시스템이 기존 변풍량 공조시스템보다 실내 공기질 측면에서 더 유리한 결과를 보일 것으로 사료됨**.
- 차세대 제습공조시스템의 환기성능과 시스템을 구성하는 액체식 제습시스템의 도입외기 개선 효과를 실험적으로 검증하여, 기존 시스템 대비 차세대 공조시스템의 환기성능 비교 평가 및 급기 측 공기질 개선효과를 분석함.
- 본 연구를 통해 개발되는 차세대 공조시스템은 100% 외기만을 급기로 이용하여 공급하기 때문에 오염된 외기에 의한 급기의 오염 문제가 대두될 수 있음. 따라서, 시스템을 전단에 위치한 액체식 제습시스템의 오염물질 제거 가능성에 대한 선행 연구 고찰을 바탕으로 실제 오염된 외기 도입 시 시스템 통과 후의 공기질 개선 효과를 실험적으로 분석함(그림 72).

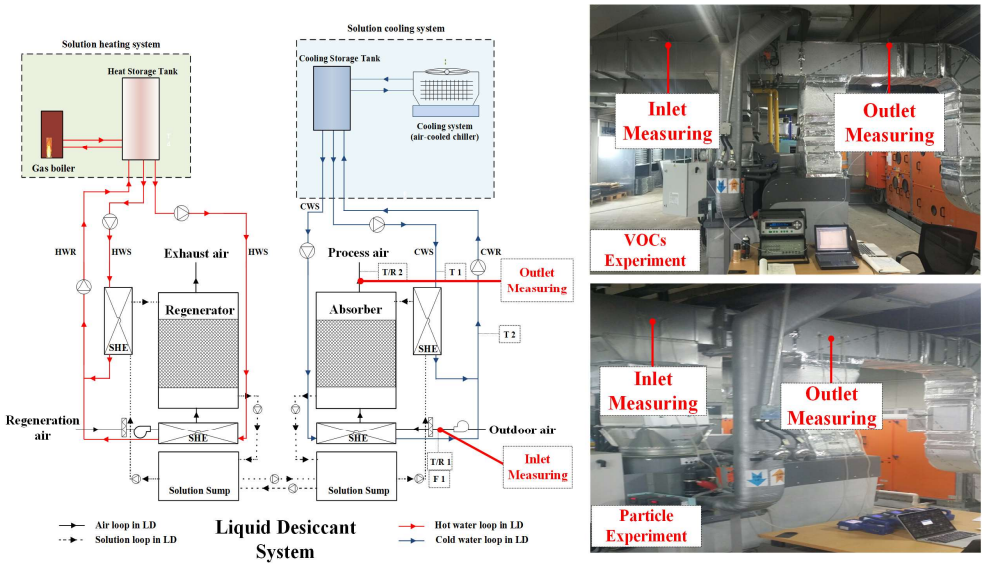


그림 72. 액체식 제습시스템 휘발성 유기화합물 제거 및 부유분진 제거 성능 실험

- 차세대 공조시스템 파일럿 유닛이 설치된 실험동에서 액체식 제습시스템 운전에 따른 외기에 포함된 포름알데하이드(HCHO) 및 휘발성유기화합물(VOCs) 농도변화 특성을 실시간으로 모

니터링하고, 외기에 포함된 부유분진(미세먼지)의 입자 크기에 따른 제거 성능을 분석하였음. 또한, 미생물 오염물질(박테리아 및 곰팡이) 군집수(Colony forming unit (CFU)) 변화를 실험적으로 검증하여 액체식 제습시스템의 오염물 정화 효과를 도출.

- 또한, 차세대 공조시스템 파일럿 유닛과 기존 변풍량 공조시스템의 실험동 운전을 통해 실내 이산화탄소 변화를 모니터링 하여 실내 환기 성능을 1:1 비교함으로써 차세대 공조시스템의 환기 성능 및 실내 공기질 개선 효과를 정량적으로 검증함.
- 휘발성 유기화합물 제거 성능 실험 결과에 따르면, 측정 오염물질로 선정된 공기 중에 포함된 톨루엔과 포름알데히드 두 가지 휘발성 유기화합물 모두 액체식 제습시스템을 통과하는 급기에서 현저한 농도감소를 나타내는 것을 확인함.
- 실험 결과 분석에 따르면, 액체식 제습시스템을 통과하는 급기의 톨루엔 농도 변화는 약 36% 감소하는 것으로 나타났으며, 포름 알데하이드 또한 약 29.6% 감소하는 것으로 나타남(그림 73).
- 이와 같은 결과를 통해, 차세대 공조시스템 적용 시 시스템에 도입되어 통과하는 급기에 약 30%의 휘발성 유기화합물 농도 저감이 나타날 것으로 판단되며, 이는 액체식 제습시스템의 직접적인 제거 효과로 추가적인 필터 및 처리장치를 구축 할 경우 효과적인 휘발성 유기화합물 제거가 가능할 것으로 판단됨.

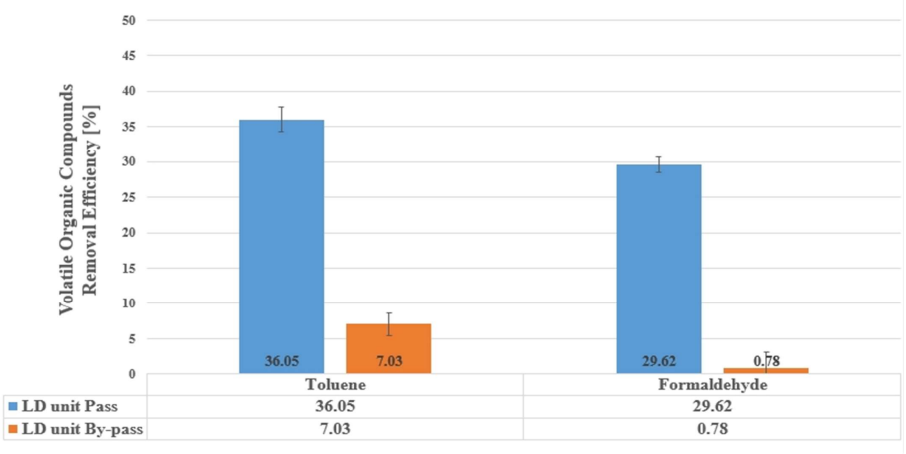


그림 73. 액체식 제습시스템 휘발성 유기화합물 제거 성능

- 액체식 제습시스템의 외기 중 포함된 부유분진 제거 성능을 평가하기 위해 부유분진 입자 크기에 따라서 2.5-5㎛, 5-10㎛, 및 10-25㎛, 사이의 입자 제거 성능을 실험적으로 평가함. 실험 시 입자 크기에 따른 성능 분석은 각 입자별 제거 특성을 정량화하기 위해 실험 군을 설정하여 실험을 진행함(그림 74).
- 실험 결과에 따르면, 각각의 입자 크기별 48.2%, 64.1% 84.9%의 제거 성능을 나타내는 것으로 평가됨. 결론적으로 액체식 제습시스템을 적용할 경우 다양한 크기의 공기 중 부유분진을 제거할 수 있는 결론을 도출함. 특히 부유분진의 입자 크기가 클수록 높은 제거효율을 나타내는

결과에 의하면 액체식 제습시스템 적용에 따라 일정의 필터 설치 효과와 동일한 제거 효과를 기대할 수 있을 것으로 예측됨(그림 74).

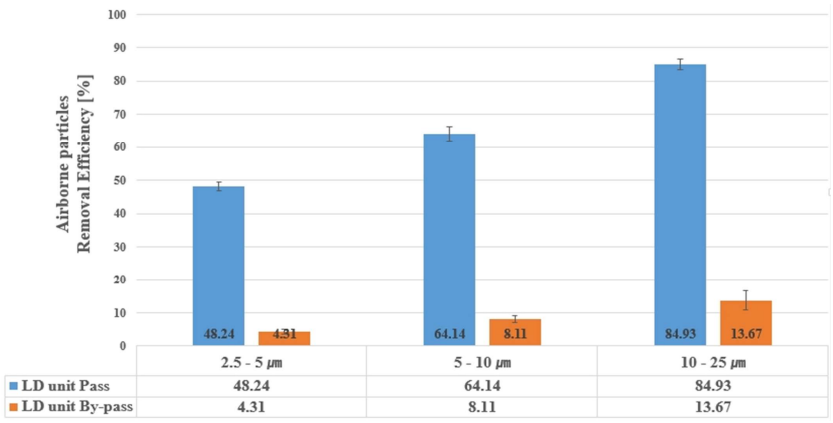


그림 74. 액체식 제습시스템 공기 중 부유분진 제거 성능

- 액체식 제습시스템이 적용된 차세대 공조시스템의 경우 실내 습도를 조절해 간접적으로 실내 곰팡이 및 박테리아 번식을 방지할 수 있으나, 동시에 시스템을 통과하는 급기에 포함된 미생물 오염물질을 직접적으로 제거할 수 있는 가능성에 대하여 선행 연구 고찰 및 실험을 통해 그 효과를 분석함(그림 75).



그림 75. 액체식 제습시스템 미생물 오염물질 제거 성능 실험

- 액체식 제습시스템의 미생물 오염물질 제거 성능 실험은 시스템에 도입되는 외기를 각각 200L, 500L를 미생물 포집기를 이용하여 포집 및 배양하여 각 실험군 별 오염물 군집수를 평

가함. 미생물의 경우 박테리아와 곰팡이의 군집수를 분석함.

- 실험 결과에 따르면, 시스템을 통과하는 급기에 포함된 박테리아균의 경우 200L, 500L 공기 포집 결과에 따라서 각각 77.5%, 81.3%가 제거되는 것을 확인함. 또한, 곰팡이 균의 경우도 유사하게 38.8%와 44.4% 감소하는 것을 확인함(그림 76).

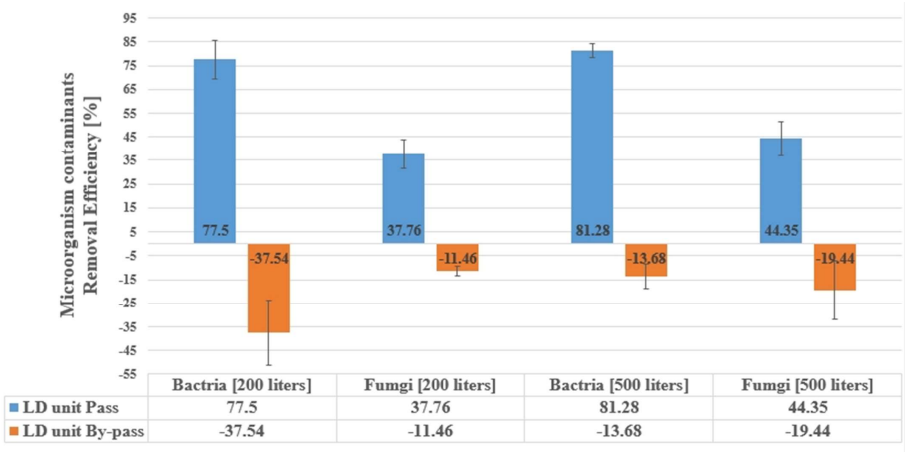


그림 76. 액체식 제습시스템 공기 중 미생물 오염물질 제거 성능

- 차세대 공조시스템을 구성하는 **액체식 제습시스템의 직접적인 공기질 개선효과 검증 실험에 따라서 도입된 외기에 포함된 휘발성 유기화합물, 부유분진, 미생물 오염물질에 대한 일정 제거효과가 있는 것을 확인**. 이를 통해 **차세대 제습공조시스템이 공동주택에 적용된다면 시스템을 통과하는 급기의 공기질 개선효과가 유의미함을 도출**함.
- 차세대 공조시스템의 환기성능 평가를 위해 이산화탄소를 이용한 추적 가스법을 적용하여 실내 이산화탄소 농도변화에 따른 시스템 환기 성능을 분석함. 실험동에서 동일한 급기 풍량으로 운전되는 기존 변풍량 공조시스템과의 환기 성능을 1:1 비교하여 차세대 공조시스템의 환기 성능을 정량적으로 검증함(그림 77).
- 실험은 급기풍량 기준 1500m^3/h를 공급하는 차세대 공조시스템과 실내공기를 66% 재순환하는 변풍량 공조시스템과의 환기성능 비교를 실시하였으며, 이때 변풍량 공조시스템과 동일한 외기 도입량을 유지하는 차세대 공조시스템의 환기성능(급기풍량: 500m^3/h)을 대조하여 환기성능을 분석함.
- 실험 결과에 의하면, 차세대 공조시스템의 경우 기존 변풍량 공조시스템 대비 약 3배 이상의 환기 성능을 나타내는 것으로 확인. 실내 이산화탄소 농도 4000ppm 기준에서 농도 1000ppm까지 감소하는 시간을 바탕으로 환기 성능을 분석함(그림 78).

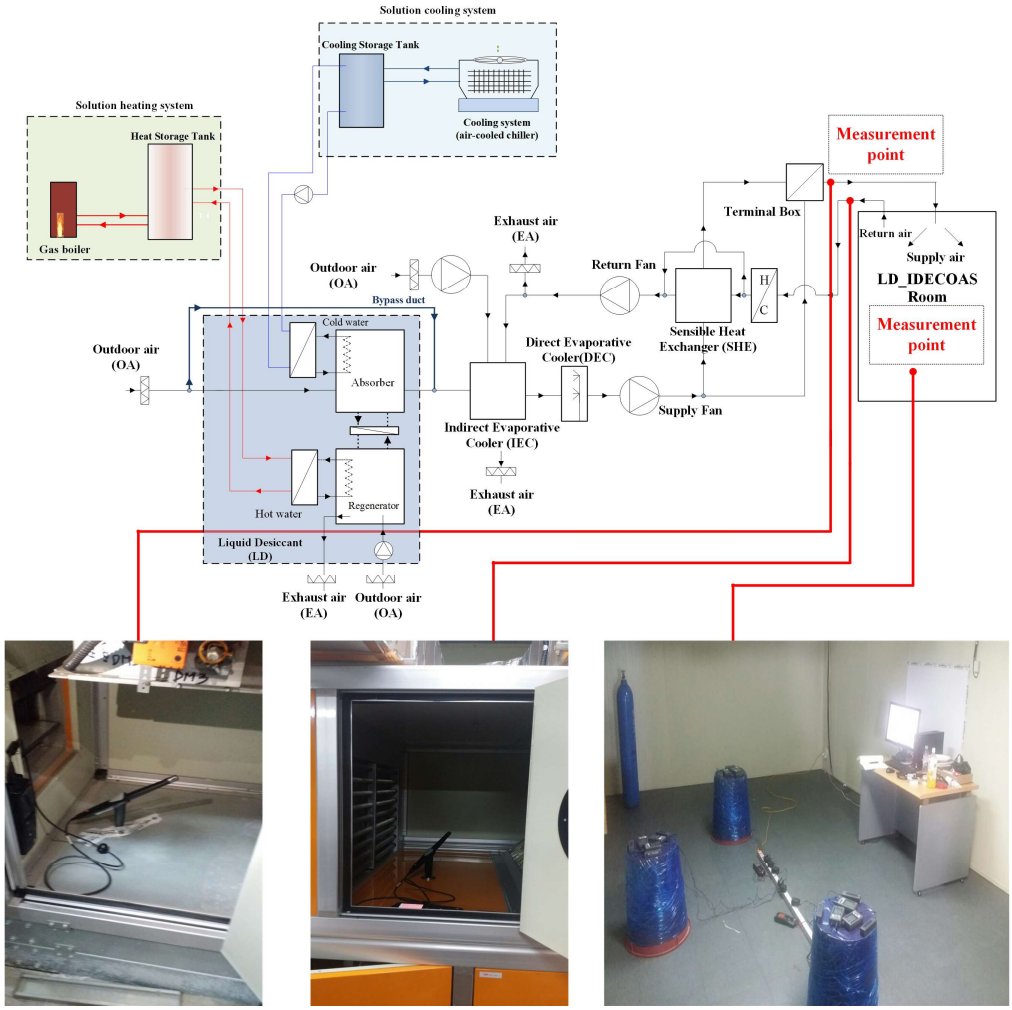


그림 77. 차세대 공조시스템 환기 성능 실험

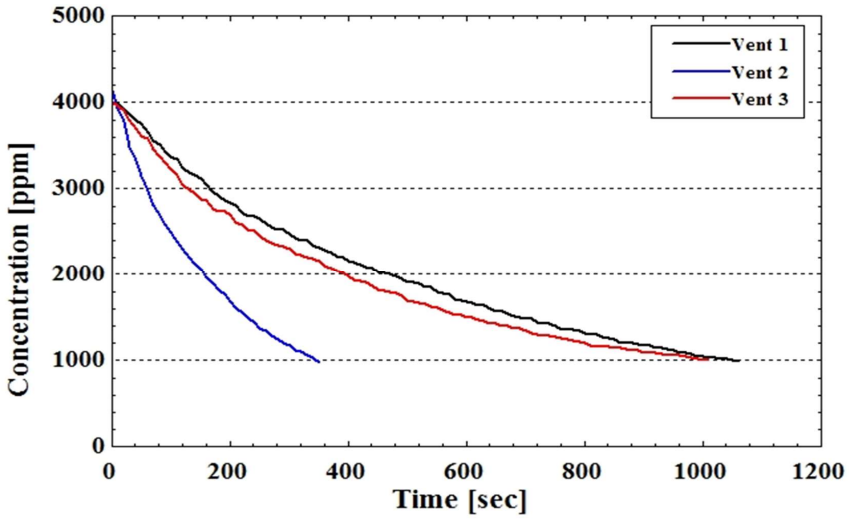


그림 78. 차세대 공조시스템 환기성능 성능 평가

- 실험 결과 및 이론적 해석 결과에 따르면, 차세대 공조시스템의 환기 성능은 기존 변풍량 공

조시스템 대비 약 3배 이상 높은 환기 성능을 나타내는 것으로 확인됨. 실내 배기를 재순환하지 않는 차세대 공조시스템의 급기 방식은 공동주택에서 기존 공조시스템을 대체할 수 있는 기술적 대안으로 판단됨(표 18).

표 18. 차세대 공조시스템 환기성능 성능 분석

	변풍량 공조시스템(Vent 1) 급기풍량: 1500m^3/h	차세대 공조시스템(Vent 2) 급기풍량: 1500m^3/h	차세대 공조시스템(Vent 3) 급기풍량: 500m^3/h
공기 변화량 (실험)	6.06±0.11	18.65±0.35	6.31±0.12
공기 변화량 (이론)	6.17	18.49	6.17

- 시뮬레이션 및 실험 결과를 통하여 **공동주택에 제습공조시스템을 적용한다면 충분한 외기 공급 및 액체식 제습시스템의 오염물질 포집효과를 통해 실내 이산화탄소 제거 및 미세먼지, 포름알데하이드와 같은 부유물질 제거 효과가 있어 실내 공기질 개선 효과를 얻을 수 있을 것으로 예상**함.
- 본 연구에서는 오염된 실내 공기를 모두 배출하고 신선 외기만을 도입하여 냉난방 및 환기를 공급하는 전외기 공조시스템을 사용하였으며 차세대 에너지 절약형 공조시스템을 구현하는 핵심 기술인 증발 냉각 기술과 증발 냉각 효율을 극대화시키기 위한 액체식 제습시스템을 추가로 설치한 액체식 제습시스템 기반 전외기 증발 냉각 공조시스템을 제안함.
- 연구 문헌에 의하면 액체식 제습 증발 냉각 전외기 공조시스템의 연간 운전 방식은 외기의 열역학적 상태에 의하여 3가지 방식으로 분류되는데, 여름철 덥고 습한 기후일 경우 외기 중의 잠열부하를 액체식 제습시스템을 작동시켜 선 제습 처리 후 직접식 및 간접식 증발냉각기를 거쳐 냉방 부하를 처리하고, 중간기에는 선 제습 처리 없이 증발냉각기를 통해 건물 부하를 처리하며, 겨울철에는 간접식 증발냉각기를 현열 교환기처럼 사용하여 배기로부터 현열을 회수하여 난방에너지 소비를 절감함. 이때, 여름철 운전 시 사용되는 제습용액의 재생을 위해 필요한 열원을 지열, 지열난방열원, 태양광 등의 재생에너지 시스템을 적용하면 에너지 저감 효과를 실현이 가능 할 것으로 판단됨.
- 계절 별 운전 방식에 근거하여 본 공조시스템을 적용하였을 때 기존 HVAC 공조시스템 대비 연간 에너지 소비량 68% 절감 효과를 얻는다는 결론을 얻었으며 이를 통해 에너지 절감 효과가 있음을 입증함.

- 본 공조시스템은 실내 잠열 부하가 급증 할 경우 증발 냉각 시스템의 냉각 성능이 저하될 가능성이 있어 실내 목표 쾌적 온열 환경에 부합하는 추가적인 제어를 진행 하지 않을 경우 건물 재실자의 온열 불쾌감을 야기할 우려가 있음.
- 따라서 차세대 공조시스템인 액체식 증발 냉각 기반 전외기 공조시스템과 기존 HVAC 시스템 운전에 따른 실내 온열 평가를 동적 에너지 해석 시뮬레이션 프로그램인 TRNSYS 프로그램을 적용하여 1:1비교를 진행함으로써 기존 시스템 대비 온열 쾌적성 향상을 위한 목표 성능을 도출함.
- 본 연구에서는 예상 평균 온열감(Predicted mean vote, PMV) 방법을 적용하여 평가를 진행함. PMV 지표는 온열 쾌적성을 평가하는 지표 중 가장 대표적인 지표로서 표 19와 같이 7단계로 구분하여 ASHRAE Standard에서 제시한 실내 온열 환경 권장 기준 값을 참고하여 실내 온열 환경 평가를 진행함 (표 19).

표 19. 예상 평균 온열감 척도

예상 평균 온열감(Predicted mean vote, PMV) 7단계 척도						
cold	cool	slightly cool	neutral	slightly warm	warm	hot
-3	-2	-1	0	+1	+2	+3

- 또한, 공학용 계산 프로그램인 Engineering Equation Solver(EES) 프로그램을 활용하여 계절별 본 공조시스템의 운전 방식에 따른 시스템 구성 성분 별 제어 알고리즘을 작성하여 PMV 측정에 필요로 하는 물리적 변수인 실내공기의 온도 및 상대 습도 값을 도출함.
- 첫 번째로, 대상 건물 모델의 건물 형태, 실내 설정 온, 습도 및 내부 발열 요소 등의 건물 정보와 건물 벽면의 구성 자재의 열 관류율 등의 재료 특성 데이터를 TRNSYS 프로그램에 기입하여 해당 모델 구축 후, 서울 시 표준 기상 데이터 값을 기입하여 해당 공간의 현열부하 및 잠열부하를 도출함.
- 앞서 도출한 시간별 건물 부하를 EES에 반영함으로써 각 구성성분의 모델을 바탕으로 연간 시뮬레이션을 진행하여 급기의 온도 및 상대 습도 값을 도출하고, 연간 급기 데이터를 다시 TRNSYS 프로그램을 통해 대상 건물 모델에 도입하여 본 공조시스템을 해당 건물 모델에 적용하였을 때의 실내 공기의 온도 및 상대 습도 값을 도출함.
- 대상 건물 모델에 PMV 지표를 결정하는 6가지 변수 중 입력 값에 해당하는 신진 대사율, 의복 열 저항, 상대 기류 속도 값을 ASHRAE Standard에 의거하여 설정함으로써 사무소 건물을 기준으로 하여 여름철 및 겨울철 실내 열적 온열 환경 조건을 부여한 후, 나머지 물리적 변수인 실내 공기 온도 및 상대 습도, 평균 복사 온도 값을 해당 건물 모델에 기입하여 그림 79와 같이 TRNSYS 프로그램을 통해 하절기(7월-8월) 및 동절기(1월-2월) 시간 별 PMV 지표 값을 도출하여 실내 온열 쾌적성 평가를 실시함(그림 79).

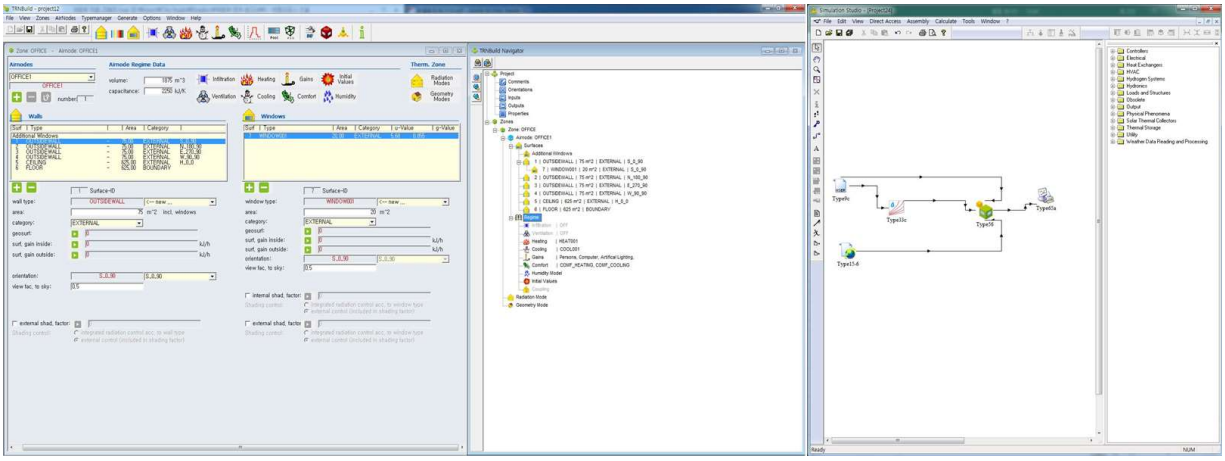
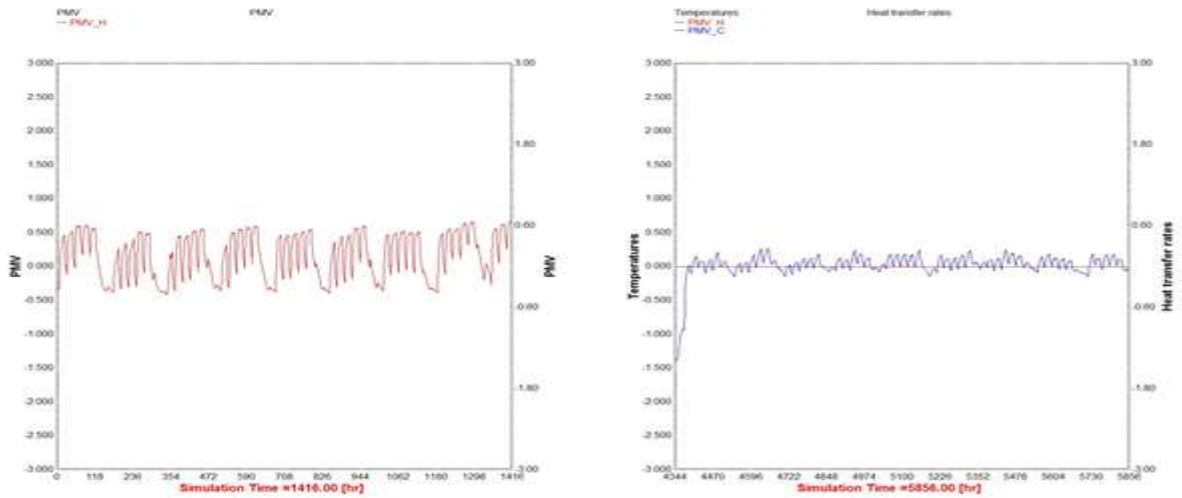


그림 79. TRNSYS 프로그램을 통한 건물 모델링 및 PMV 측정 과정

- 그림 80(a)는 본 공조시스템을 적용한 대상 건물 모델에 동절기(1-2월) 실내 조건을 건구 온도 20℃로 설정 하였을 때의 시간 별 PMV 측정값을 나타냄. 시간에 따라서 PMV 지표 값이 계속 변화 하지만 -0.6에서 +0.6 사이를 유지하고 있었고, ASHRAE Standard에서 제시한 실내 온열 환경 권장 기준 범위가 -0.5에서 +0.5 인 점을 고려한다면, **겨울 철 실내 온도를 20℃ 설정하였을 때 본 공조시스템을 적용하였을 때 건물 재실자의 온열 쾌적감을 대체로 만족**시킬 수 있다는 점을 알 수 있음.
- 그림 80(b)는 본 공조시스템을 적용한 대상 건물 모델에 하절기(7-8월) 실내 조건을 건구 온도 24℃, 상대 습도 55%로 설정 하였을 때의 시간 별 PMV 측정값을 나타냄. 동절기와 마찬가지로 일정한 값을 유지하지는 않지만 대체로 -0.3에서 +0.3 범위 내를 유지함으로써 실내 온열 환경 권장 기준에 부합 하고 있다는 결과를 얻었으며 이를 통해 **여름철 운전 시 액체식 제습시스템을 적용하여 외기 중의 잠열부하를 처리함으로써 실내 온, 습도 조절이 원활히 진행**되었음을 알 수 있음.



(a) 겨울철 운전 시 시간 별 PMV 지표 값 (b) 여름철 운전 시 시간 별 PMV 지표 값

그림 80. 계절에 따른 시간 별 PMV 지표 값

- 실내 공기질 및 실내 예상온열감 예측 시뮬레이션 및 실험을 통하여 제습 공조시스템의 공기질 개선 효과와 열쾌적성을 평가하였을 때 제습 공조시스템은 기존 공조시스템 대비 실내 공기질 개선 효과뿐만 아니라 실내 열쾌적 기준 만족 가능성을 확인함. 따라서 2차년도에는 이러한 결과를 유기랭킨 사이클까지 적용하여 실증할 예정임.

(2) 2차년도

(가) 당해 연도(단계) 개발 목표 및 결과

구분(연도/단계))	세부 과제명	세부 연구 목표	연구개발 수행 내용	연구 결과
2차 연도 (2019)	유기 랭킨 사이클을 이용한 제습공조시스템 실험용 시제품 제작 및 목표성능 실증	유기 랭킨 사이클을 이용한 제습공조시스템 시제품 제작	도출된 프로토타입에 따라 핵심 구성요소 설계 및 제작	유기 랭킨 사이클 및 제습공조시스템 시제품 제작 완료
		유기 랭킨 사이클을 이용한 고효율 제습 공조시스템의 운전 성능 및 설계 프로세스 검증	시제품 실험 및 분석을 통한 운전성능 검증	시제품 운전을 통한 운전성능 검증 완료

(나) 연구 범위 및 연구 수행 방법

연구 범위	연구 수행 방법 (이론적 · 실험적 접근방법)	구체적인 내용
유기 랭킨 사이클을 이용한 제습공조시스템 시제품 제작	도출된 프로토타입을 기반으로한 시제품 설계 및 제작 **(이론 및 실험적 접근)**	— 1차년도에서 도출된 유기 랭킨 사이클이 적용된 제습공조시스템을 바탕으로 목표 성능을 만족하기 위한 시제품 설계를 완료하고, 이를 실험동에 제작 및 설치하여 시스템 구축을 완료함.
유기 랭킨 사이클을 이용한 고효율 제습 공조시스템의 운전 성능 및 설계 프로세스 검증	시제품 실험 및 분석을 통한 운전성능 검증 **(실험적 접근)**	— 시스템 운전에 따른 운전 특성을 분석하고 목표성능 실증을 완료함. — 유기 랭킨 사이클과 제습 증발냉각 기반 공조시스템의 에너지 절감을 위한 제어 방안 도출 및 제어시스템을 구축 완료함.

(다) 세부 연구 수행 내용

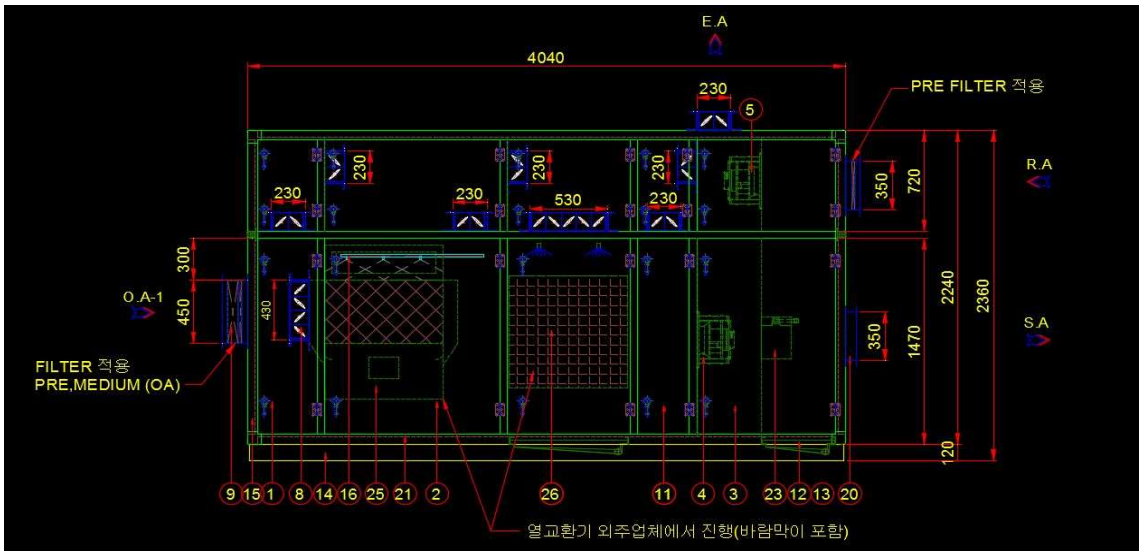
① 유기 랭킨 사이클을 이용한 제습공조시스템 시제품 제작

- Task 2-1: 유기 랭킨 사이클 적용 제습공조시스템의 핵심 구성요소별 시제품 설계 및 제작

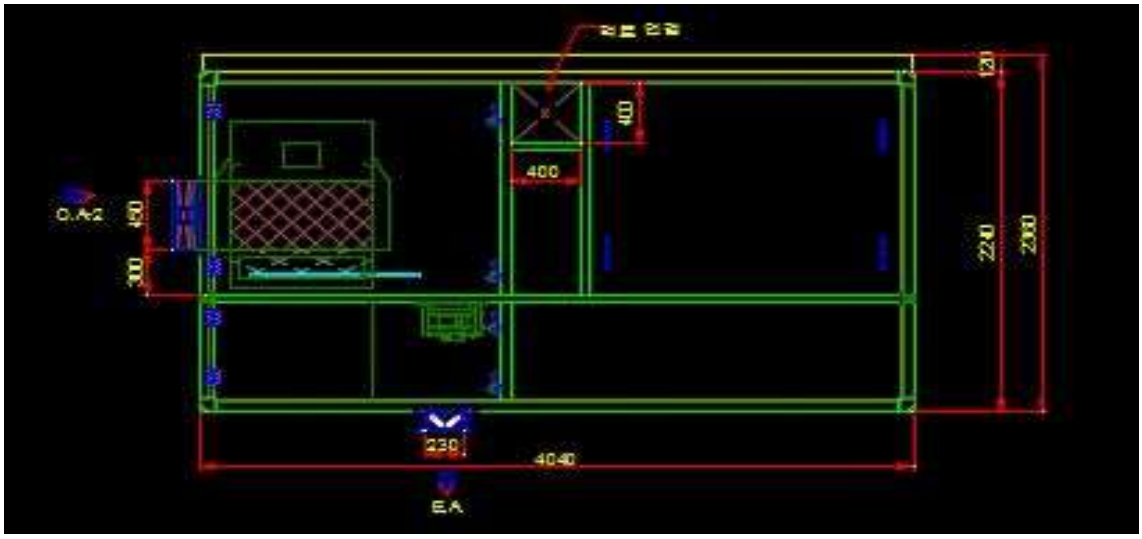
• 1차년도에 2차년도에 수행해야 할 시제품 설계 및 제작에 대한 연구의 일부를 미리 진행함. 1차년도에 차세대 제습공조시스템 패키지 유닛과 유기 랭킨 사이클의 일부 구성요소를 설계 및 제작하였으며, 제습공조시스템 패키지 유닛은 실험체를 설치할 실험동의 규모에 맞

게 예정된 급기풍량 500m^3/h 규모에서 급기풍량 1000m^3/h로 수정하여 제작되었음. 2차년도에는 유기 랭킨 사이클 시제품 제작을 완료하였고, 제습공조시스템과 유기 랭킨 사이클을 실험동에 설치 및 모니터링 시스템을 구축함. 먼저 제습공조시스템의 구성요소별 상세한 설계 프로세스 및 제작된 실험체 사진은 다음과 같음.

- 액체식 제습시스템 선정 과정에서 1차년도에 연구 분석된 직교류 형태의 액체식 제습시스템을 적용함. 또한, 액체식 제습수용액의 누출 방지 및 비산 방지를 위한 대책으로 시스템 급기 입구측 및 출구측에 구배 형성을 통해 중력에 따른 수용액 탱크로 순환되도록 설계하였으며, 내부 제습부 및 재생부 높이에 따른 파일럿 유닛의 높이 및 공기유로 변화가 최종 설계안에 반영됨(그림 81).



(a) 급기측 실시 설계안



(b) 재생부측 실시 설계안

그림 81. 차세대 제습공조시스템 패키지 유닛 시제품 최종 실시 설계도

- 제습공조시스템의 핵심 구성요소인 제습기에 대해서는 1차년도에 검토한 다중효용(Multi-stage)이 성능적으로는 우수하였지만 상용화 및 제어의 용이성을 고려하여 단일효용(Single-stage) 제습기로 제작함. 하지만 시스템 운전 시 급기 도입부 및 토출부 수용액 유출 문제 및 시스템 제습 및 재생부 여재 케이싱(스테인리스 스틸)의 부식 문제가 확인되어 개선이 필요할 것으로 판단됨(그림 82).



그림 82. 제습 및 재생기 수용액 누출에 따른 케이싱 부식

- 따라서, 제습수용액 비산 방지를 위해 기존 액체식 제습시스템 유닛을 제작하는 Advantix 사의 액체식 제습시스템 유닛에서 제안된 비산 방지법을 적용하여 급기로의 수용액 비산을 방지함. 또한, Munters사의 CELdek 제품의 특성 자료에 의하여 시스템 내부 면풍속을 2m/s 이하로 유지할 경우 비산을 방지할 수 있음을 확인하여 제습시스템 내부 여재 단면적을 결정함. **액체식 제습시스템 케이싱은 강화 플라스틱을 적용하였으며, 열용접 방식을 이용해 제습수용액 누출 방지 및 누출에 따른 시스템 부식 방지를 적용하여 제작**함(그림 83).



그림 83. 패키지 유닛 시제품 액체식 제습시스템 제작 사진

- 차세대 제습공조시스템 패키지 유닛 시제품 내부의 액체식 제습시스템의 냉각을 위해 냉각탑 대신에 lab-scale 수준에서 적용 가능한 Liquid-to-liquid 형태의 히트펌프를 설치하여 냉각탑의 효과를 구현하도록 함. 히트펌프 시스템은 액체식 제습시스템과 증발냉각 시스템 위치 구성에 따라서 재생부측 후단에 위치시켜 단순한 열교환 배관을 구성 하였으며, 이를 통한 최적의 열교환 모듈을 구축함(그림 84).



그림 84. 제습공조시스템에 설치된 Liquid-to-liquid 타입 히트펌프

- 제습공조시스템의 액체식 제습시스템 후단에 위치할 간접식 증발냉각기는 1차 측과 2차 측의 효과적인 열교환을 위해 폴리에틸렌 필름(1차측), 기화식 가습여재(2차측)를 적용하였으나, 시스템 운전을 통해 1차측과 2차측 접합 방식에 문제가 있음이 확인됨.
- 시스템 운전 시 간접식 증발냉각기의 1차 측과 2차 측의 급기가 완벽하게 분리되지 않은 문제로 인해 2차 측에 분무된 미세 물 입자가 1차 측 급기에 영향을 주는 것으로 확인됨(그림 85).
- 프로토타입 패키지 유닛에 적용된 직접식 증발냉각기는 간접식 증발냉각기에 적용된 기화식 가습여재를 이용하여 급수를 통한 직접식 증발냉각을 구현할 수 있도록 제작되었음. 하지만, 기화식 가습여재의 증발냉각 성능이 시스템 설계 시 고려된 증발냉각 성능(효율 90% 이상)을 만족하지 못하는 것으로 확인됨(그림 85).



그림 85. 폴리에틸렌 필름 타입의 간접식(좌) 및 직접식(우) 증발냉각기

- 따라서 **<u>간접식 증발냉각기의 1차 측과 2차 측의 접합 문제를 적절히 해결하고 100% 분리를 위해 금속재질의 열교환기를 적용하고 2차 측 친수코팅을 통해 증발냉각 효과가 최대화 될 수 있도록 적용</u>**함. 프로토타입 패키지 유닛에서 확인된 간접식 증발냉각기의 문제를 열교환기 변경을 통하여 해결할 수 있도록 개선안을 도출 하였으며, 이를 패키지 유닛 시제품 기본 설계에 반영함(그림 86, 그림 87).

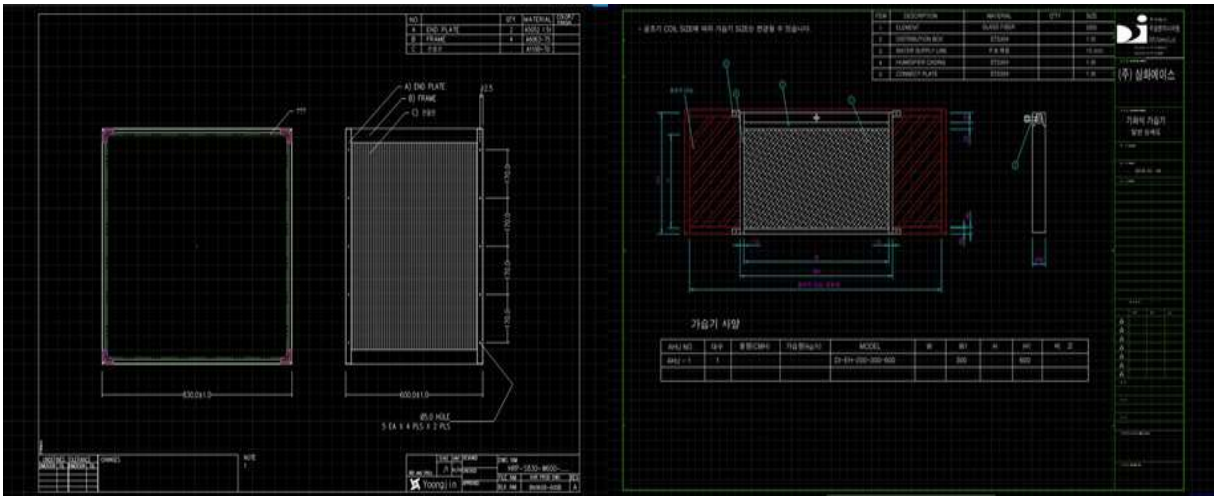


그림 86. 패키지 유닛 시제품 간접식 증발냉각기 및 직접식 증발냉각기 최종 설계도



그림 87. 패키지 유닛 시제품 간접식 증발냉각기 열교환기(좌) 및 솔레노이드 밸브 적용(우) 사진

- **직접식 증발냉각기 가습 여재는 Munter사 CELdek 제품을 적용하여 설계 시 고려된 직접식 가습효율 90%를 달성할 수 있도록 설계**됨. 이를 최종 설계안 도출 과정에 적용함으로 최적의 시스템 성능을 발휘할 수 있도록 설계함. 두 냉각기에 솔레노이드 밸브를 적용하여 공급되는 물의 유량을 조절할 수 있는 제어가 가능하도록 구축함(그림 88).

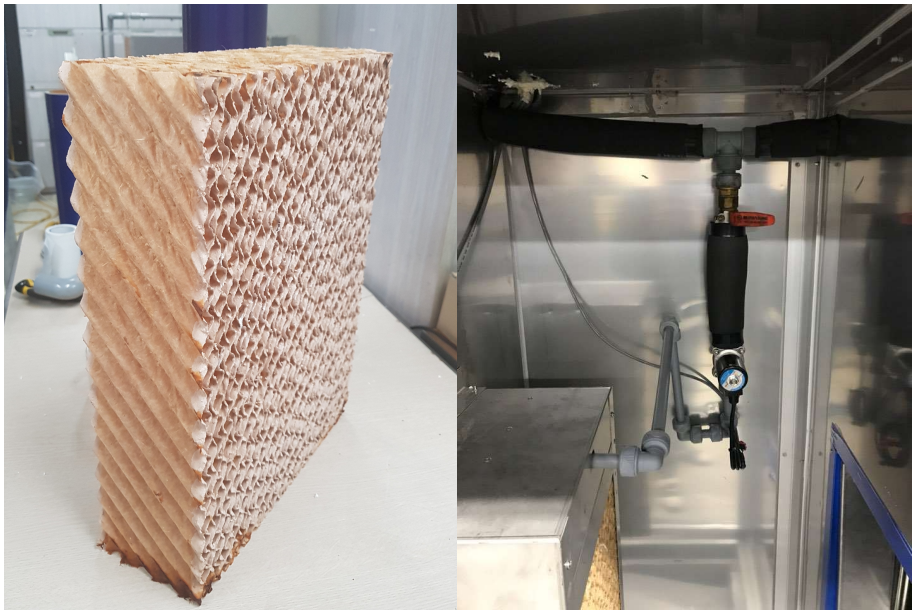


그림 88. 패키지 유닛 시제품 직접식 증발냉각기 가습여재(좌) 및 솔레노이드 밸브 적용(우) 사진

- **최종적으로 제습공조시스템의 구성요소들이 하나의 유닛 안에 설치된 제습공조시스템 패키지 유닛을 제작하였고 실험동에 구축을 완료**함(그림 89). 액체식 제습시스템의 재생부는

패키지 유닛 후면에 위치함.



그림 89. 차세대 제습공조시스템 패키지 유닛 구축 사진

- 차세대 제습공조시스템에 적용할 유기 랭킨 사이클은 1차년도에 실제 제습 증발냉각 시스템에 적용 전 수정해야할 사항이나 문제점을 파악하기 위해 일부 설계 및 제작이 진행되었음. 그 결과, 제작된 제습공조시스템의 액체식 제습시스템 대비 유기 랭킨 사이클이 과설계가 된 것을 확인하여 500 W로 팽창기 용량을 줄였으며, 증발기측 히터는 추가 연구를 위해 재생 가능 에너지 또는 바이오매스와 같은 다양한 유형의 열원의 작동온도를 구현 가능하도록 200℃로 설계를 수정함. 이에 따라 유기 랭킨 사이클의 에너지 밸런스를 다시 계산함 (그림 90).

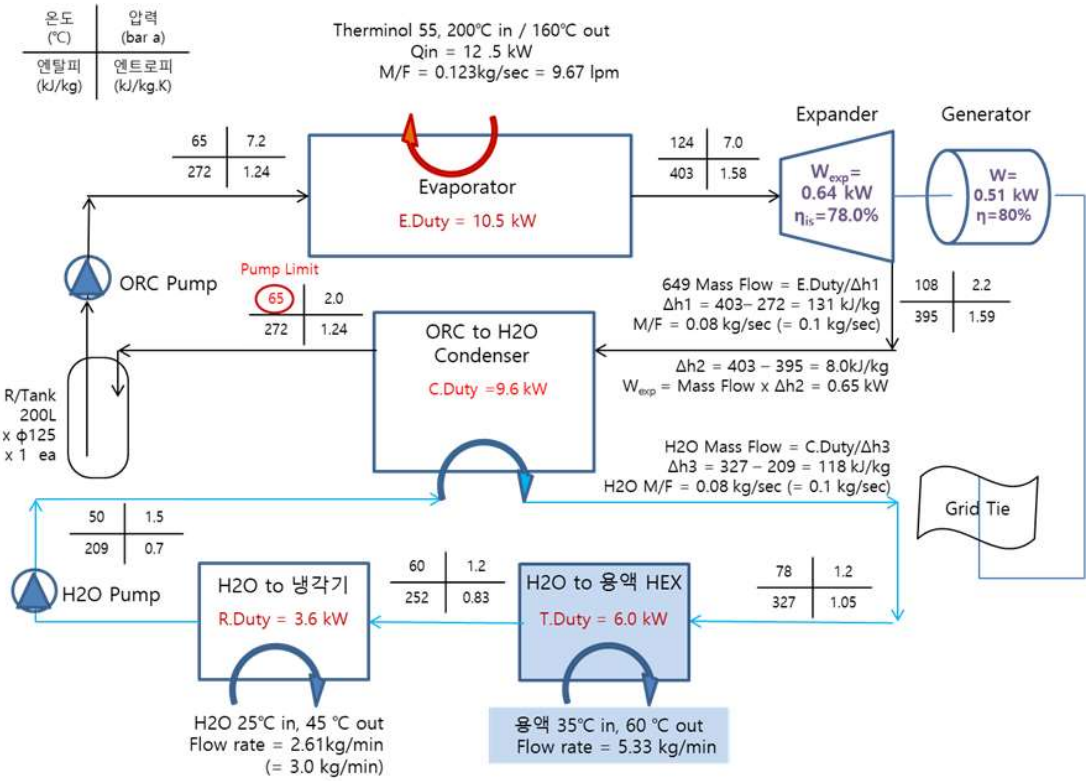


그림 90. 수정된 유기 랭킨 사이클 시스템 에너지 밸런스

- 수정된 에너지 밸런스를 반영하여 2차년도에 진행된 설계된 유기 랭킨 사이클 최종도면은 그림 91과 같음.

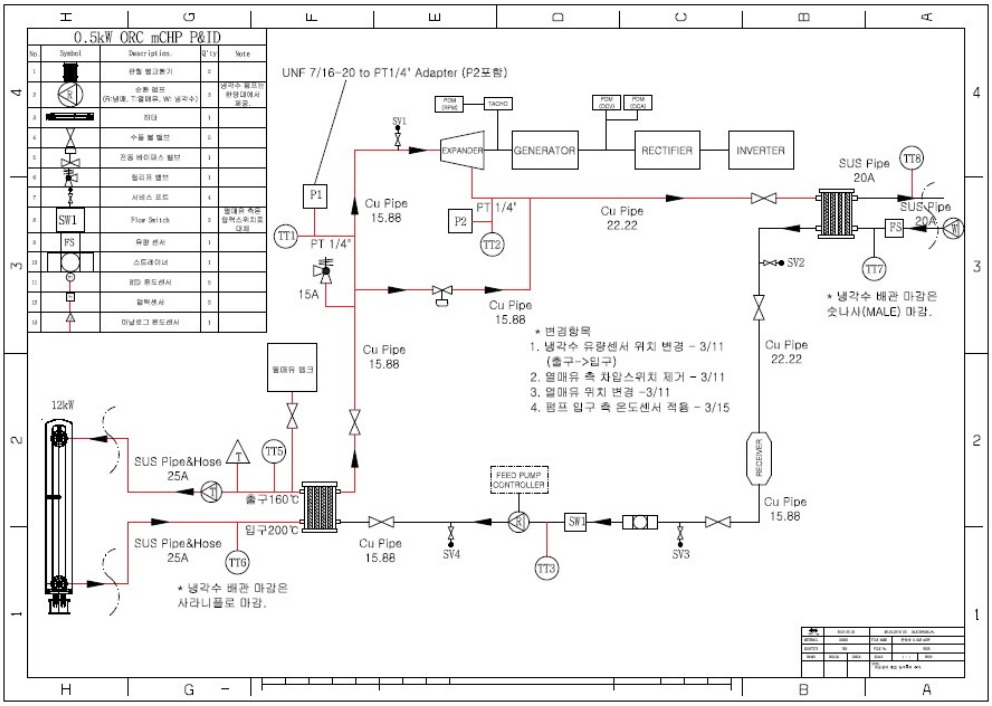


그림 91. 유기 랭킨 사이클 시제품 최종 도면

- 유기 랭킨 사이클을 제습공조시스템 패키지 유닛에 적용하기 위해 그림 92와 같이 설계를 진행함. 유기 랭킨 사이클 열원으로 사용하고자 한 공동주택으로 공급되는 지역열원 시스템은 열매유를 사용하는 전기 히터로 대체되어 지역열원 시스템 물의 온도를 구현하였고, 유기 랭킨 사이클에서 생성된 전력은 실험실 분전반에 연결하는데 제약이 있어 로드 뱅크에서 열에너지로 변환되어 소비되도록 설계함.

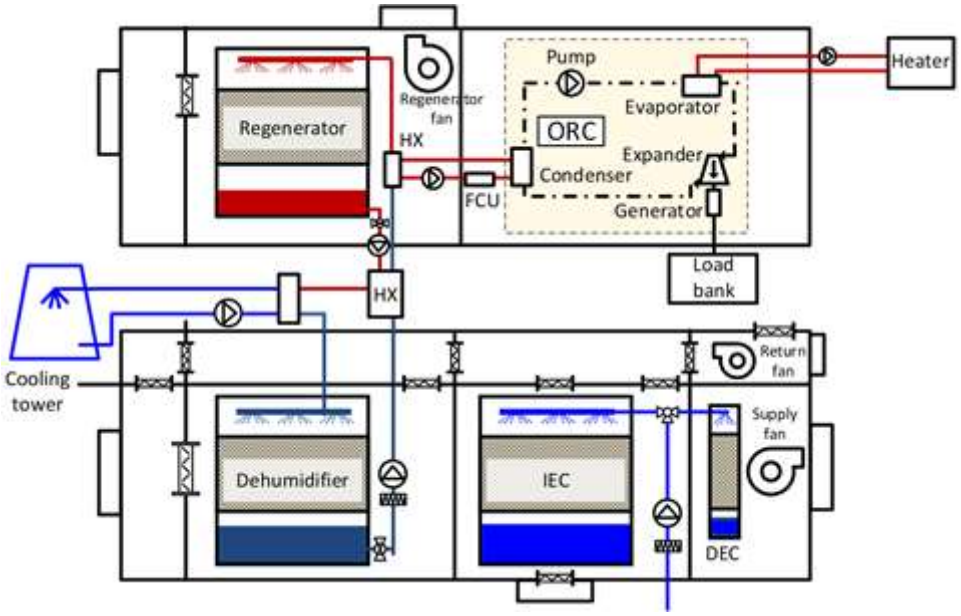


그림 92. 제습공조시스템 패키지 유닛에 적용된 유기 랭킨 사이클 구성

- 또한 유기 랭킨 사이클이 적용된 제습공조시스템에서 유기 랭킨 사이클 응축기에서 회수하여 재생기에 사용하고 남은 열은 공동주택의 급탕 등에 쓸 수 있도록 개념을 제시하였지만 실제 실험실 수준의 시제품을 제작함에 있어 건물 급탕에 배관을 연결하기에 제약이 있어 추가 방열기를 설치하여 건물에서 열을 사용한 상황을 구현하고자 함. 이에 1차년도에는 냉각탑 또는 칠러 등 수냉식 시스템을 유기 랭킨 사이클 응축기에 적용하려 계획하였으나, 동일한 냉각 요구량에 대해 수냉식 시스템은 규모가 너무 커 비효율적이라는 전문 설비업체의 자문을 받아 공랭식 시스템인 팬 코일 유닛을 적용함(그림 93). 또한 위에서 언급한 바와 같이 제습시스템의 제습기 냉각을 위해서 Liquid-to-Liquid 히트펌프를 설치하여 액체식 제습시스템의 제습 냉각탑을 구현함.

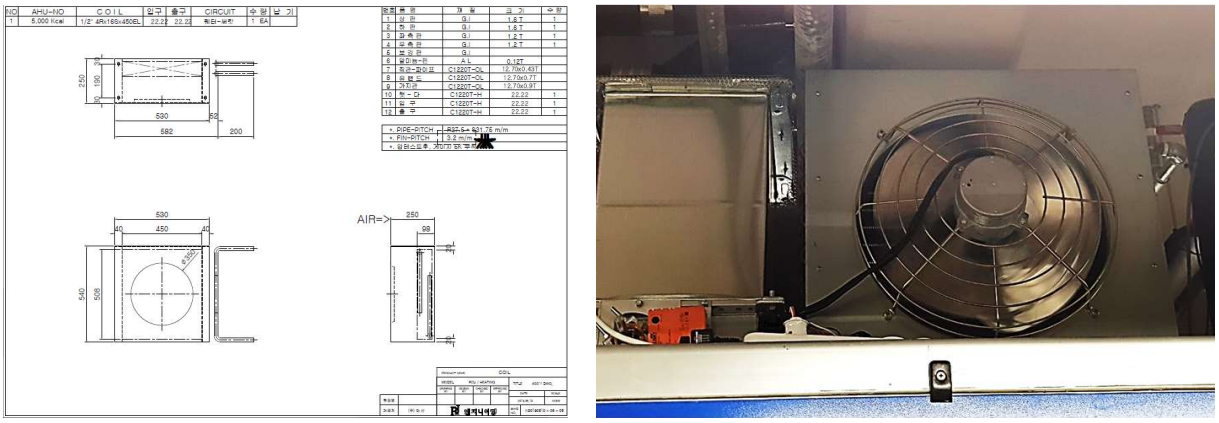


그림 93. 유기 랭킨 사이클 방열부 팬 코일 유닛 도면(좌) 및 제작 사진(우)

- 최종적으로 제작된 500 W급의 유기 랭킨 사이클 장치 및 제습공조시스템에 설치된 사진은 그림 94와 같음. 유기 랭킨 사이클 장치는 500 mm(길이)×500 mm(폭)×1600 mm(높이)로 측정되었으며 약 200 kg의 무게를 가짐. 평판 열교환기는 증발기와 응축기에 사용됨. 팽창기에 의해 생성된 출력은 기어 박스를 통해 2000 rpm의 회전 속도로 발전기에 전달됨. 리시버 탱크 (버퍼 탱크)는 온도로 인한 가열 유체의 팽창을 방지하기 위해 증발기와 히터 사이에 위치함. 지역열원에 해당하는 물의 온도는 전기 히터를 통해 실현되며, 물 대신 전기 히터에 인간과 환경에 유해하지 않고 300℃까지 상승할 수 있는 열매유인 Therminol 55가 사용됨. 제작된 유기 랭킨 사이클 및 제습공조시스템의 자세한 사양은 표 20에 나열되어 있음.

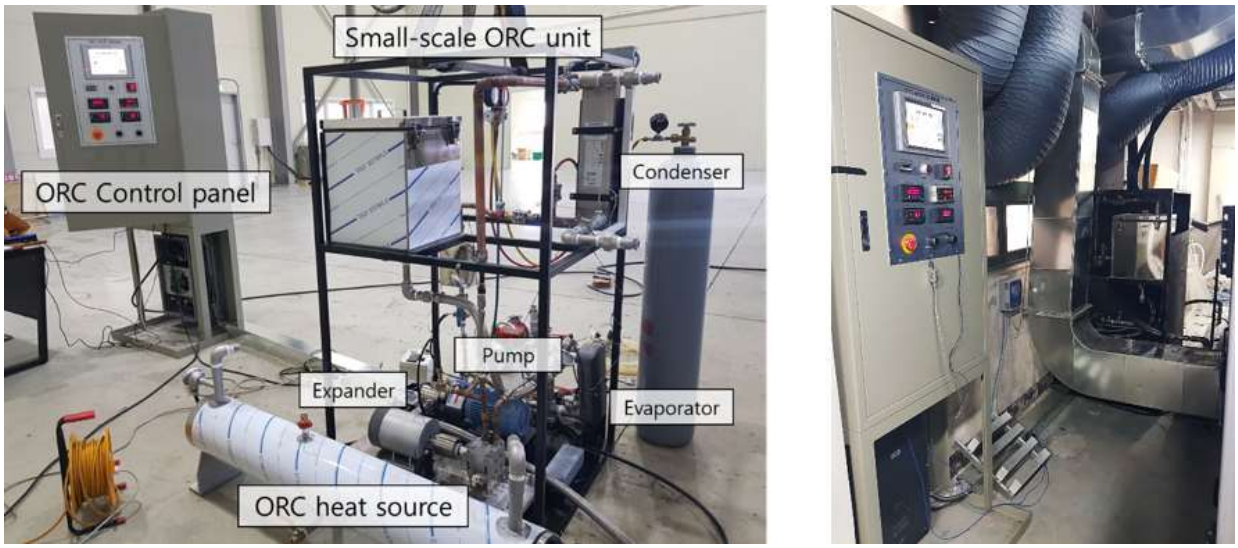


그림 94. 유기 랭킨 사이클 실험 장치(좌) 및 설치 사진(우)

표 20. 유기 랭킨 사이클 및 제습공조시스템 사양

구성 요소	사양	
패키지 유닛	전체 크기($L\times W\times H$)	$3.75m\times1.11m\times1.4m$
	설계 급기 유량	$1000m^3/h$
액체식 제습시스템	제습기/재생기 패드 크기 ($L\times W\times H$)	$0.7m\times0.45m\times0.45m$
	패드의 비표면적	$223m^2/m^3$
	수용액 종류	LiCl
	제습기/재생기 제습용액 유량	$30L/\min(0.66kg/s)$
	재생기 팬 유량	$1000m^3/h$
히트 펌프	압축기	3 hp
	증발기	6.5 kW
	응축기	7.8 kW
	작동 유체	R134a
유기 랭킨 사이클	작동 유체	Novec649
	증발기	Capacity: 12 kW
		Duty: 10 kW
	팽창기	86 cc
		0.64 kW
		78%
	발전기	1 kW @ 2,000 rpm
		0.5 kW
		80%
	응축기	용량: 9.5 kW
		SWEP flat plate
		최대 온도 = 120℃
		0.1 k/sec
	리시버 탱크	D=5', L=150 mm
		200L x Φ125
		sus-304
	급수 펌프	240 L/h
		P_{in}:1 bar
		P_{out}:6.2 bar
	히터	13 kW
		Therminol 55

- 유기 랭킨 사이클이 적용된 제습공조시스템의 핵심 구성요소인 액체식 제습시스템과 간접식 증발냉각기는 개별적으로 항온항습 실험 챔버에 설치하여 실험을 진행하였음(그림 95).

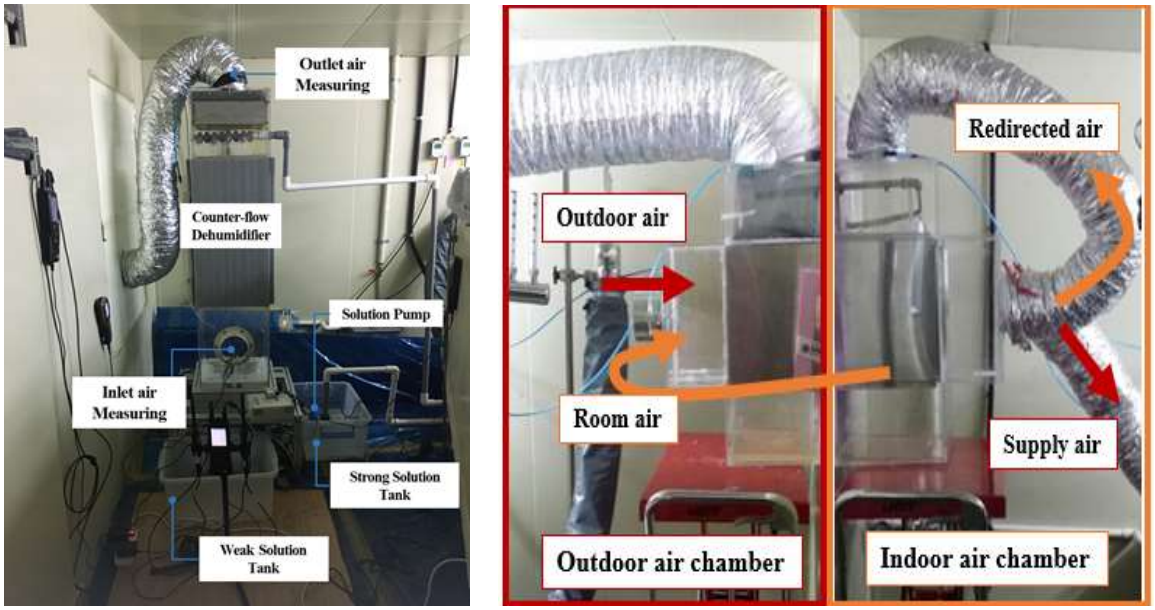


그림 95. 항온항습 실험 챔버에 설치된 액체식 제습시스템(좌)과 증발냉각기(우)

- 유기 랭킨 사이클이 적용된 제습공조시스템 패키지 유닛의 전체 시제품은 항온항습 실험 챔버에 시제품 전체가 설치되기에 한계가 있다고 판단하여 보다 실제적인 운전을 위해 공동주택에서 설치될 가능성이 높은 공간인 지하공간을 테스트베드로 선정함. 따라서 시제품은 지상으로부터 10.8 m 깊이의 지중 공간에 위치한 한양대학교 산학협력단의 연구동 지하 3층에 설치됨(그림 96).



그림 96. 시제품 설치 대상 테스트베드 지하 평면도(한양대학교 연구동)

- 성능 테스트를 위한 외부 공기는 실제 외기를 사용하나 필요에 따라 지하에 위치한 항온항습 챔버로부터 외기 조건을 조성하여 패키지 유닛의 외기측 덕트에 연결하여 실험을 진행함.
- 실험체 운전을 통해 유기 랭킨 사이클 예측모델에서 1차년도에는 70%로 가정하여 사용하였던 팽창기 등엔트로피 효율을 실험적으로 도출하여 예측모델을 수정하고자 함. 표 21은 유기 랭킨 사이클의 테스트 조건이 나와 있음. 지역열원과 제습시스템에 의한 설계 조건을 고려하여 가열 및 냉각 유체의 공급 온도를 일정한 온도로 유지함. 일정한 온도 조건 하에서, 작동 유체(WF%)와 및 가열 유체(HF%)의 펌프 용량, 즉 유체의 유량이 제어되었음. 가열 유체 펌프 용량은 20% 간격으로 20%에서 100%로 증가시켰으며 작동 유체 펌프 용량은 유효한 펌프 용량인 40%부터 20% 간격으로 100%까지 증가시킴.

표 21. 시험 조건

매개 변수	WF% [%]	HF% [%]	$T_{hf,in}$ [℃]	$T_{cf,in}$ [℃]	$\dot{V}_{cf}[l/m^3]$
조건	40, 60, 80, 100	20, 40, 60, 80, 100	120	40	5

- 데이터를 수집하기 위해 15 분 동안 정상 상태를 유지했음. 실험 데이터는 개발된 시스템의 성능을 조사하기 위해 그림 97에 도시된 제어 패널에서 측정됨. 유기 랭킨 사이클의 제어판에서 온도 및 압력과 같은 열역학적 특성은 그림 97과 같이 모니터링 됨. 각 센서 위치는 모니터링 되는 매개 변수 위치와 동일함.

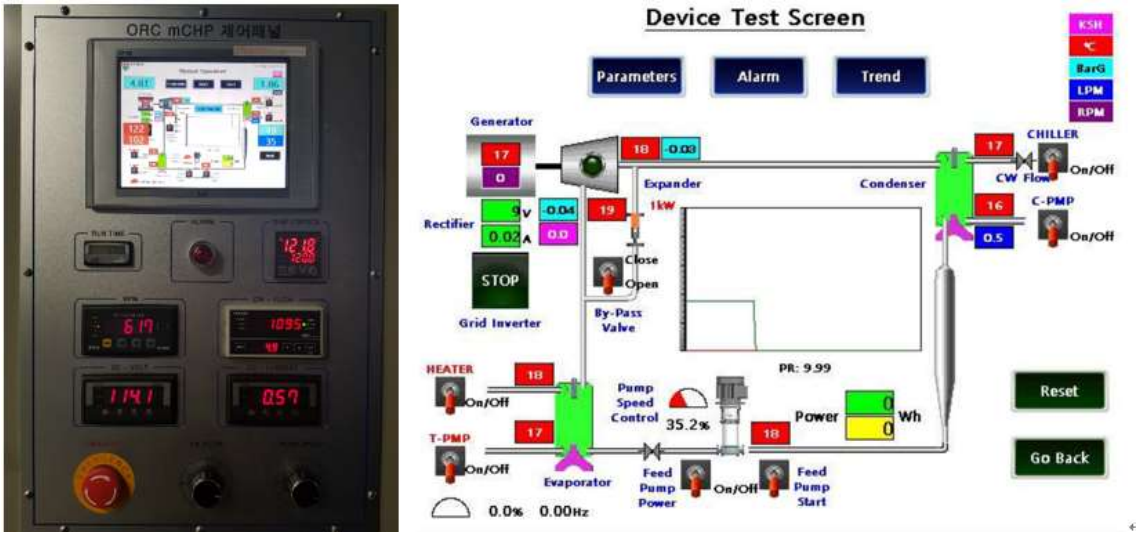
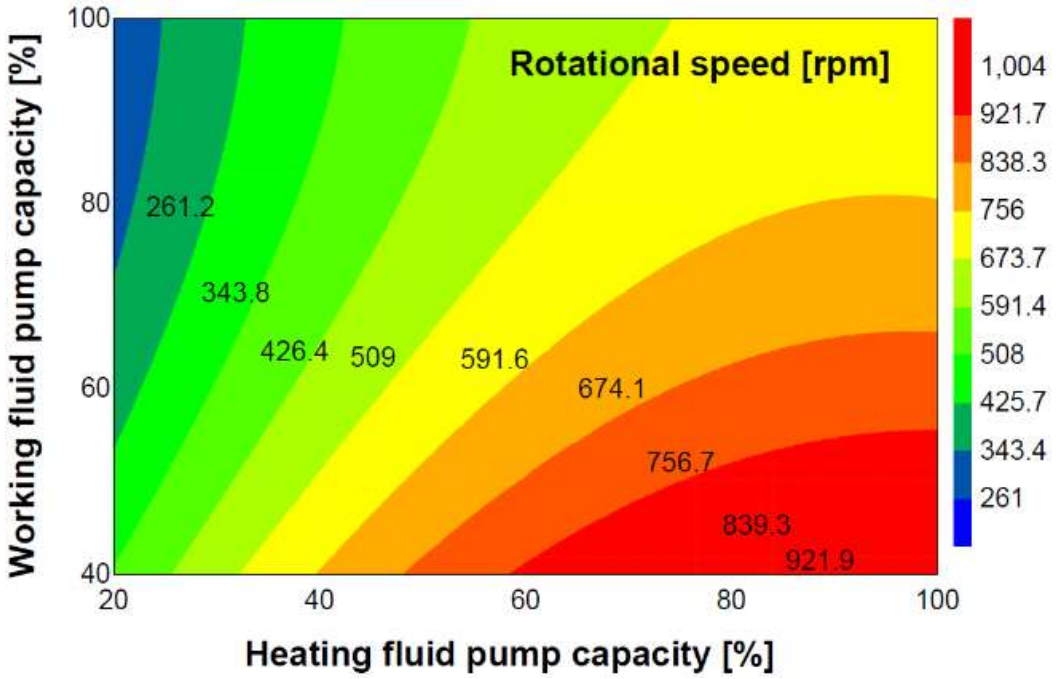


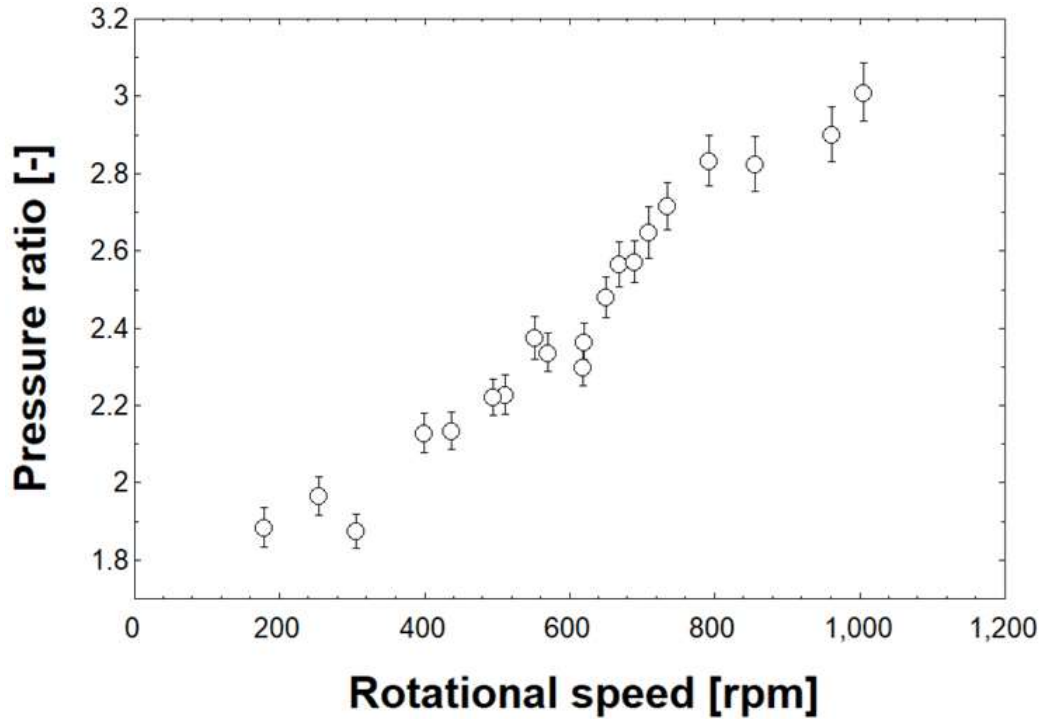
그림 97. 유기 랭킨 사이클 제어판(좌) 및 측정 지점(우)

- 팽창기 입구와 출구(식 36) 사이의 압축비(R_p)는 팽창기 성능에 큰 영향을 미치기 때문에 압축비와 팽창기 등엔트로피 효율에 대한 상관관계를 확인하고자 함. 그림 98(a)는 가열 및 냉각 유체의 공급 온도가 각각 120℃ 및 40℃ 일 때 작동 및 가열 유체 펌프 용량에 대한 팽창기의 회전 속도를 보여줌. 실험 데이터로부터 팽창기의 회전 속도의 범위는 179-1004 rpm 이었음. 그림 98(a)에서 알 수 있듯이 팽창기의 회전 속도는 가열 유체 펌프 용량의 증가와 작동 유체의 감소에 따라 증가함. 팽창기의 입구와 출구에서의 압축비는 그림 98(b)와 같이 회전 속도에 비례하기 때문에 가열유체 펌프 용량의 증가와 작동유체의 감소와 함께 1.875에서 3.011안에서 압축비도 증가함.

$$R_p = \frac{P_{\exp,in}}{P_{\exp,out}} \qquad \text{(식 36)}$$



(a) 회전 속도 대 펌프 용량



(b) 압축비 대 회전 속도

그림 98. 유체 펌프 용량, 회전 속도 및 압축비의 관계

- 팽창기의 등엔트로피 효율($\epsilon_{\exp,is}$)은 주변 열 손실이 무시할 수 있는 경우 실험 데이터로부터 얻은 팽창기의 등 엔트로피 효율을 사용하여 Novec649로 유기 랭킨 사이클의 성능을 시뮬레이션 할 때 팽창기의 출구 조건을 예측할 수 있음(식 37).

$$\epsilon_{\exp,is} = \left(\frac{h_{\exp,in} - h_{\exp,out}}{h_{\exp,in} - h_{\exp,out}}\right) \times 100(\%) \quad \text{(식 37)}$$

- 그림 99는 압축비에 대한 함수로서 식 19로 계산된 최대 등엔트로피 효율은 최대 회전 속도 1004 rpm, 최대 압축비 3.011에서 68.6%에 도달함. 그림 98 및 그림 99에 도출된 결과로부터, **가열 유체 펌프 용량이 증가하고 작동 유체 펌프 용량이 감소함에 따라 팽창기 등엔트로피 효율이 증가**함을 알 수 있음.

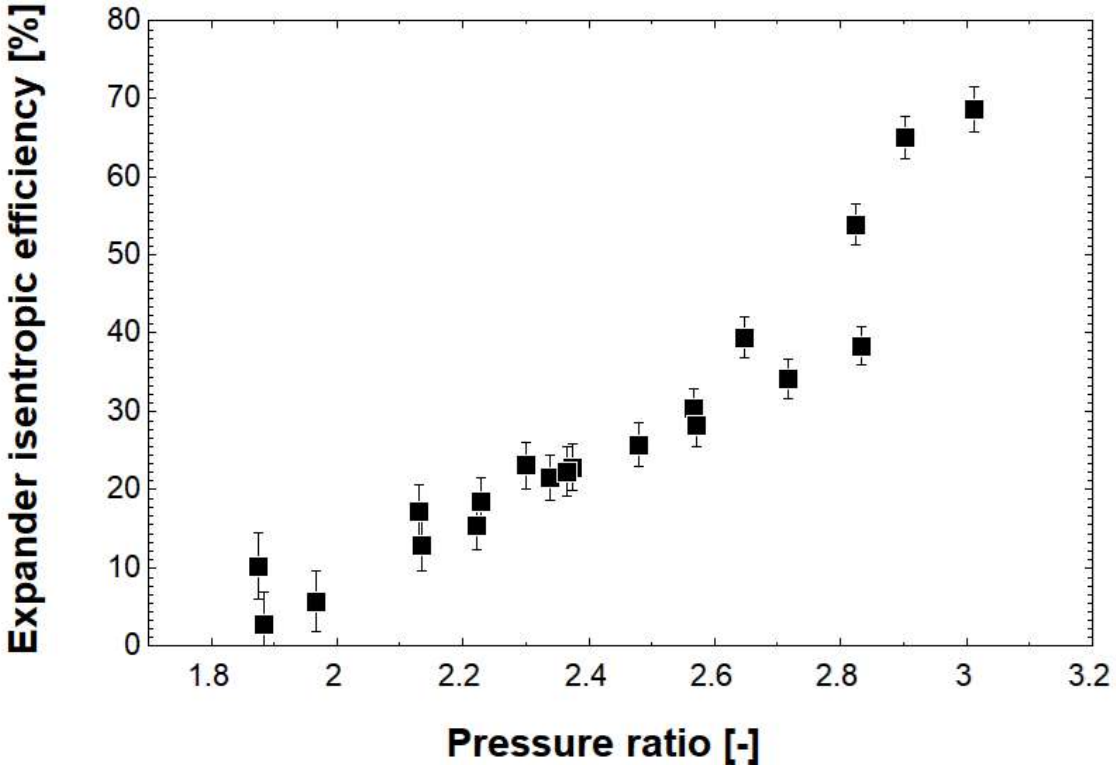


그림 99. 압축비에 대한 팽창기 등엔트로피 효율

- 실험으로부터 얻어진 팽창기 등엔트로피 효율을 통해 압축비에 따라 효율이 달라짐을 확인하였으며, 기존 예측모델에 70%로 입력하였던 값에 대해 수정이 필요함을 확인함. 추후 예측모델을 통한 시뮬레이션시 압축비에 따른 팽창기 등엔트로피 효율 변화를 반영하여 실제와 가까운 시뮬레이션을 할 수 있도록 보완함. 또한 팽창기 효율을 최소 50% 이상 유지할 수 있도록 예측모델에서 압축비 설정시 2.8 이상을 유지할 수 있도록 수정할 필요가 있음을 확인함.

② 유기 랭킨 사이클을 이용한 고효율 제습 공조시스템의 운전 성능 및 설계 프로세스 검증

- Task 2-2: 유기 랭킨 사이클 적용 제습공조시스템의 핵심 구성요소별 목표성능 실증

- 본 연구를 통해 개발된 제습공조시스템 파일럿 유닛의 성능을 분석하기 위해 외기와 급기에서의 공기 온도 및 풍량을 측정하고 이에 따른 급기 성능을 분석함. 목표 급기온도인 15℃를 달성할 수 있는지 여부를 평가하고 각 시스템 구성요소를 통과한 급기의 온습도 평가를 통해 시스템 운전 조건에 따른 시스템 성능 변화를 모니터링 함. 제습공조시스템 파일럿 유닛의 모니터링 및 제어시스템은 그림 100과 같음.

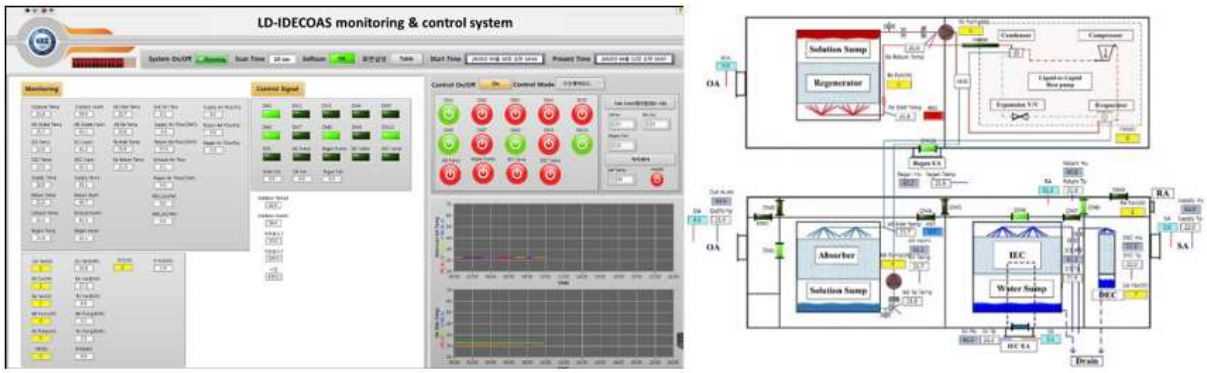


그림 100. 제습공조시스템 모니터링 및 제어

- 실험 측정은 5분 간격으로 총 7회, 즉 35분 동안의 시스템 운전 상태를 측정하였으며, 외기 및 급기의 변화가 안정화 된 상태 이후의 측정 데이터를 분석함. 풍량은 500 m^3/h를 목표로 하였으며 측정은 검교정이 완료된 온습도 센서를 이용하여 계측하였으며, 급기의 온도변화를 측정하기 위해 시스템 입구 및 출구측에 시험방법에 맞게 설치하여 계측을 진행함.
- 냉방기 시스템 성능 측정에 앞서 외기 도입 풍량과 급기 풍량을 측정 한 결과는 다음과 같음. 외기 도입 풍량 515 m^3/h, 급기 풍량 502.7 m^3/h를 나타내며 이는 시스템 성능 평가를 위해 목표했던 500 m^3/h를 유사하게 유지하는 것을 확인함. 운전 조건에 따른 여름철 시스템 성능 평가에 따른 평균값 결과는 다음과 같음(표 22).

표 22. 차세대 제습공조시스템 시제품 여름철 냉방 운전 시 측정 결과표

측정위치	풍량 (m^3/h)	온도 (℃)	습도 (%)	습구온도 (℃)	엔탈피 (kJ/kg)
외기	515	26.5	67.5	21.9	64.1
급기	502.7	15.2	91.1	14.3	40.2

- 시스템 성능 평가 결과 제작된 제습공조시스템은 설계 단계에서 목표한 급기 성능(15℃)을

달성할 수 있는 것으로 확인됨.

- 다양한 운전조건에서 제습공조시스템 시운전을 통해 여름철 목표성능을 실증 및 문제점 확인을 위해 제습공조시스템 전체 성능 변화에 가장 영향이 큰 구성요소인 액체식 제습시스템의 운전조건을 변화시켜 각 시스템 구성요소를 통과한 급기의 온습도 변화를 파악하고자 함. 이에 따라 일반적인 여름철 외기 상태의 운전조건에서 실제 제습수용액의 물리적 특성(온도)을 변화시키는 실험 조건과 공기와 수용액의 질량유량비를 변화시키는 운전 조건을 설정하였으며 표 23은 설정된 실험 조건에 따른 시스템 운전 변수 변화를 나타냄.

표 23. 여름철 성능 평가 실험 변수 설정 값

비고	측정 번호	운전시간 [분]	Outdoor air		Desiccant solution		Air flow	Solution flow
			온도 [℃]	절대습도 [g/kg]	온도 [℃]	농도 [-]	[kg/s]	[kg/s]
수용액 온도 변화	1	120	30.34	18.41	15.75	0.38	0.25	0.24
	2	122	30.50	18.30	18.11	0.38	0.25	0.24
	3	120	30.54	17.00	20.17	0.38	0.25	0.24
	4	108	29.68	17.03	22.12	0.382	0.25	0.24
	5	118	29.54	17.70	24.11	0.381	0.25	0.24
	6	120	29.75	17.64	26.12	0.381	0.25	0.24
공기 및 수용액 질량 유량 비	7	122	29.09	19.74	18.16	0.38	0.30	0.15
	8	120	28.48	18.78	18.21	0.381	0.15	0.15
	9	120	29.20	18.73	18.16	0.38	0.10	0.15
	10	120	29.85	18.42	18.19	0.381	0.07	0.15
	11	120	30.01	18.30	18.17	0.38	0.06	0.15
	12	120	29.14	18.80	18.21	0.38	0.05	0.15

- 표 23에 따라 설정된 운전 조건에 따라서 냉방기 시스템 성능을 평가함. 이때 시스템 성능 평가는 시스템 운전 케이스에 따른 시스템 급기성능 즉, 목표 급기온도인 15℃를 달성할 수

있는지 여부를 평가하고 각 시스템 구성요소를 통과한 급기의 온습도 평가를 통해 시스템 운전 조건에 따른 시스템 성능 변화를 모니터링 함.

- 그림 101과 102는 각 실험에 따른 급기 성능을 습공기선도에 도식하고 있음. 액체식 제습 수용액의 급기 온도를 일정범위(16-26℃)로 조절한 실험과 시스템에 도입된 공기 질량유량과 액체식 제습시스템의 제습수용액 공급 질량 유량 비(액기비)를 조절한 실험에 따른 시스템 급기 변화를 나타고 있음.
- 측정 결과에 따르면 액체식 제습수용액의 공급온도를 변화한 케이스에서 일정한 급기 온도 변화를 확인함. 제습 수용액 온도 변화에 따라 급기 온도는 약 17.1-19.9℃에서 일정하게 변하는 것을 확인하였으며, 시스템 액기비를 일정 수준(0.5-3)으로 증가시키고 동시에 제습 수용액의 공급 온도를 18℃로 일정하게 유지시킨 결과에서는 급기 온도가 18.5-18.8℃로 일정 조건으로 수렴하는 것을 확인함.
- 이런 결과를 통해 시제품 유닛의 급기 성능은 제습수용액의 공급 온도에 따라 일정 수준의 변화를 나타내는 것을 확인하였으며, 이러한 현상은 선행 연구에서 분석된 결과와 같이 제습수용액 공급 온도 변화가 제습성능 변화에 가장 큰 영향이 있음을 나타내는 것에 기인한 것으로 판단됨(Ge et al., 2011; Jain et al., 2011).

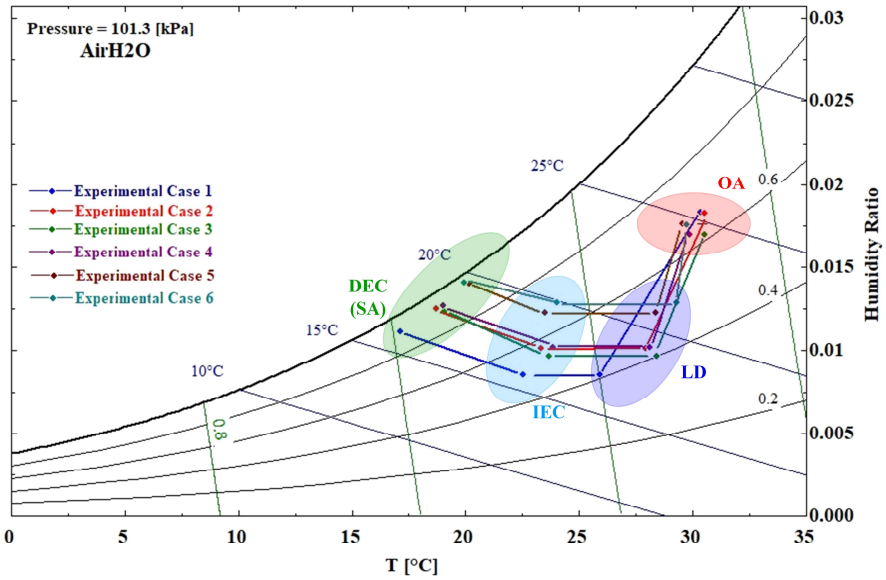


그림 101. 차세대 제습공조시스템 시제품 제습수용액 온도 변화에 따른 급기성능

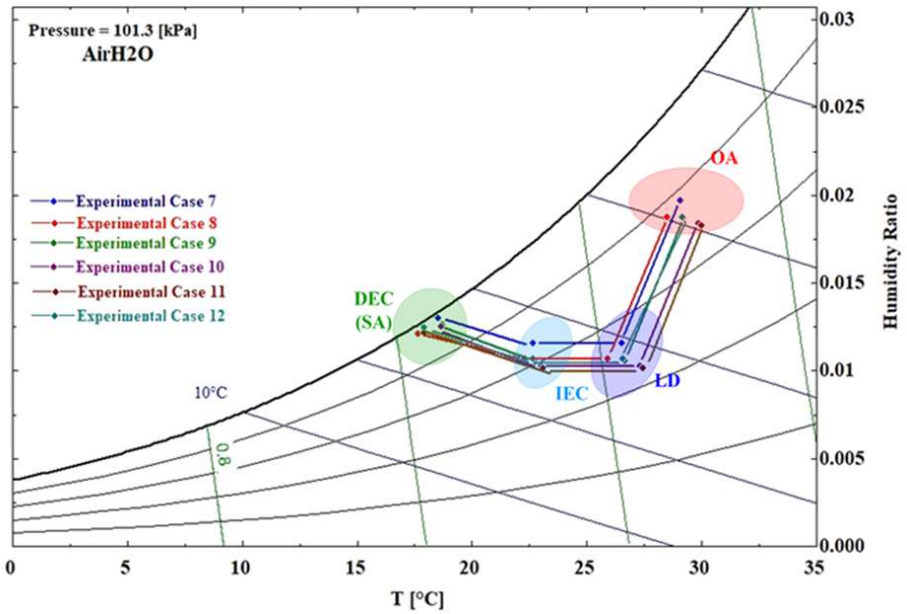


그림 102. 차세대 공조시스템 시제품 시스템 액기비 변화에 따른 급기성능

- 공기 온도변화 및 습도변화를 살펴보면 제습수용액 공급 온도를 조절한 실험 케이스에서 제습부를 통과한 공기의 온도 및 습도변화가 수용액 온도에 따라 변화되는 것을 확인 할 수 있으며, 급기 온도 또한 제습성능 변화에 따라 일정 수준 변화하는 것을 확인함.
- 반면, 액기비 조절을 한 실험 케이스에서는 급기 온도 및 습도 변화가 일정 수준을 유지하는 것으로 확인되어 시제품 유닛의 급기 성능에 큰 영향을 주지 않는 것으로 판단됨.
- 본 연구에서 제안된 유기 랭킨 사이클이 적용된 제습공조시스템의 개념도는 그림 103과 같으며 앞서 확인한 제습공조시스템의 성능과 더불어 유기 랭킨 사이클 적용에 따른 효과를 확인하고자 유기 랭킨 사이클 실험을 진행함. 유기 랭킨 사이클은 제습공조시스템의 액체식 제습시스템에 직접 연결이 되어 있어 유기 랭킨 사이클 자체는 제습시스템에만 영향을 미치므로, 실험은 유기 랭킨 사이클과 액체식 제습시스템의 운전조건만 고려하여 진행함.

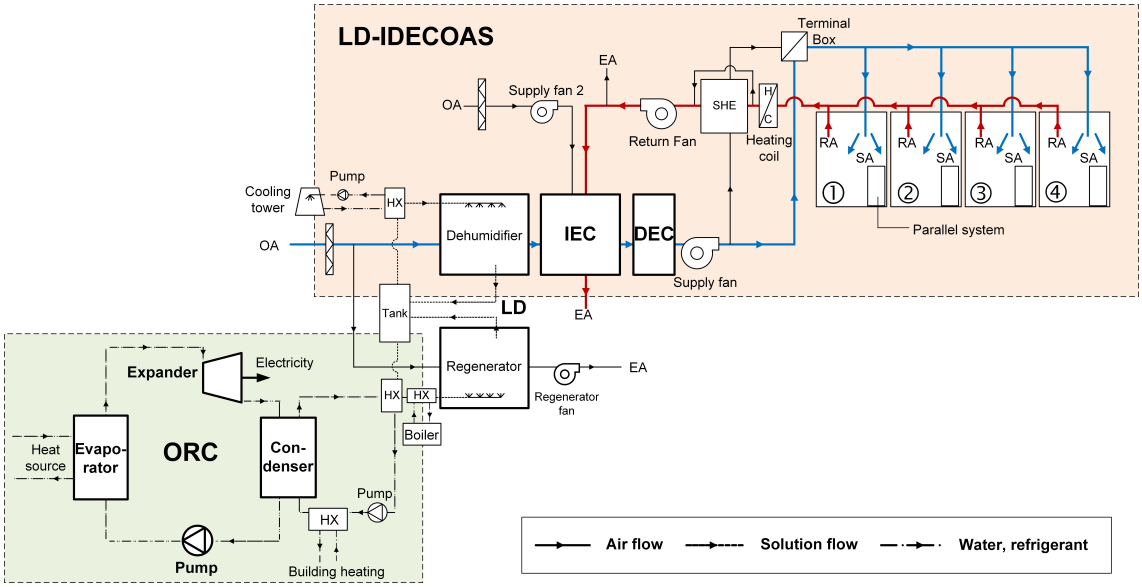


그림 103. 공동주택을 위한 유기 랭킨 사이클이 적용된 제습공조시스템 개념도

- 본 연구에서 유기 랭킨 사이클의 성능 실증을 위해 설정할 운전조건은 크게 유기 랭킨 사이클의 가열열원 및 냉각열원 공급온도가 있음. 1차년도 연구를 통해 유기 랭킨 사이클의 열원으로 선정된 지역열원의 공급온도는 120℃로 가정되었음. 유기 랭킨 사이클 응축기 냉각을 위한 냉각열원의 공급온도는 선행 연구들(Dong et al., 2019; Katejanekarn et al., 2008)을 통해 LiCl 용액을 사용하는 액체식 제습시스템의 재생기에서 용액을 충분히 재생하기 위해서는 40℃ 이상의 제습 수용액이 필요로 한다는 점을 통해 40℃ 이상의 열에너지를 재생기의 제습 수용액으로 전달하기 위해 40℃인 것으로 가정함.
- 앞서 팽창기 등엔트로피 효율 실험과 마찬가지로 일정한 온도 조건 하에서, 가열 유체 펌프 용량은 20% 간격으로 20%에서 100%로 증가시켰으며 작동 유체 펌프 용량은 유효한 펌프 용량인 40%부터 20% 간격으로 100%까지 증가시켜 실험체의 성능을 파악함.
- 그림 104는 압축비의 함수로서 팽창기 샤프트 동력의 실험 결과를 보여줌. 가열 및 작동 유체의 펌프 용량이 제어됨에 따라, 팽창기 출구 압력은 평균 179 kPa로 일정하였고, 압축비는 입구 압력에 따라 변하였음. 압축비는 팽창기의 입구 압력에 비례했으며 압축비에 따라 샤프트 출력이 증가했음. 1004 rpm의 회전 속도, 3.011의 압축비, 40%의 작동 유체 펌프 용량 및 100%의 가열 유체 펌프 용량에서 최대 샤프트 동력은 170.4 W로 나타남.

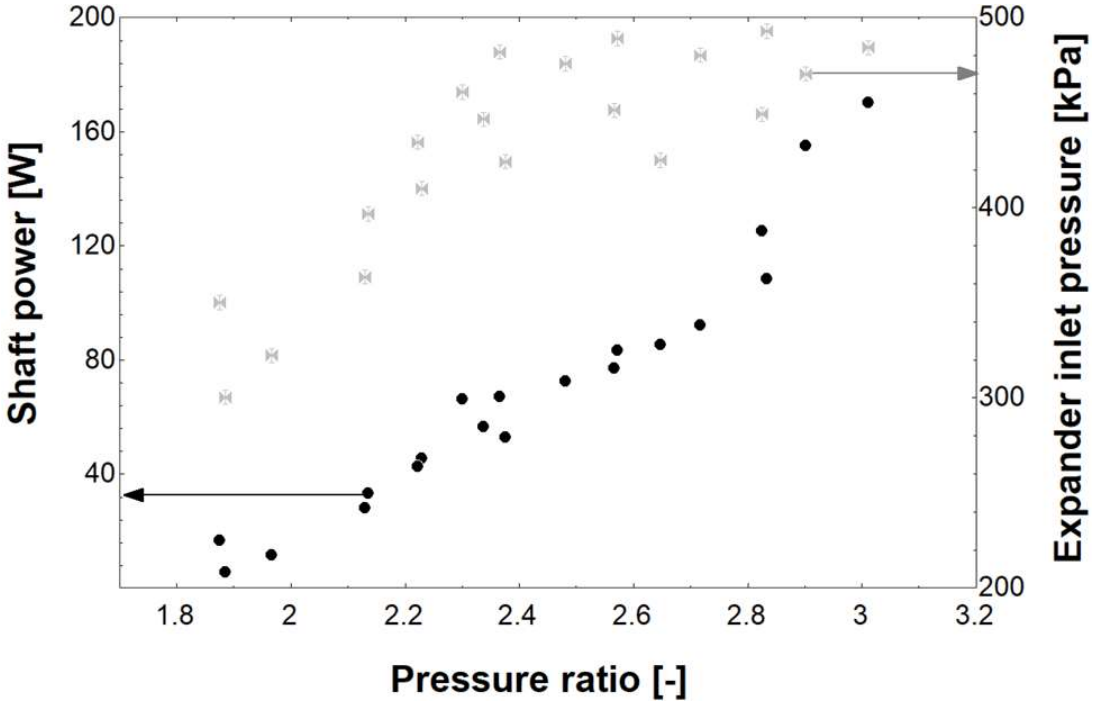
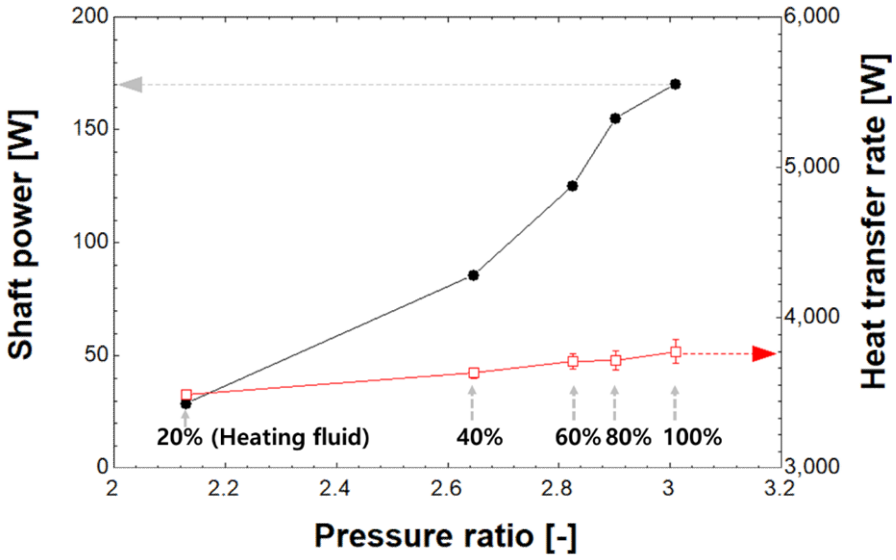
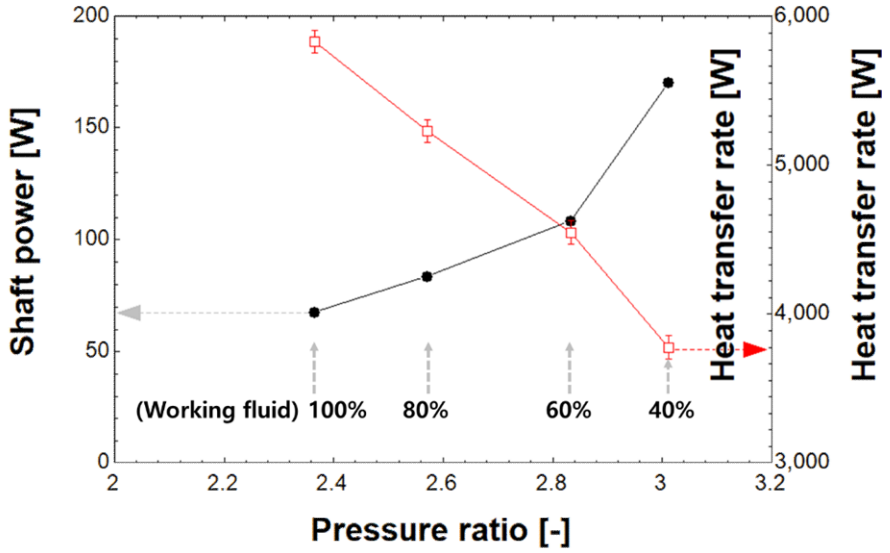


그림 104. 압축비에 대한 팽창기 샤프트 동력 및 팽창기 입구 압력

- 그림 105는 대표적으로 최대 샤프트 동력을 포함하는 두 가지 경우(40% 작동 유체 펌프 용량(그림 105(a))과 100% 가열 유체 펌프 용량(그림 105(b))을 보여줌. 작동 유체 펌프 용량 및 공급 가열 유체 온도가 40% 및 120℃로 유지되면 (그림 105(a)), 40% 작동 유체 펌프 용량을 유지할 때 압축비 및 샤프트 동력은 가열 유체 펌프 용량에 따라 증가함. 증발기에서 열전달량이 높을수록 일정한 작동 유체 펌프 용량 케이스에서 샤프트 동력이 높아짐. 그러나 가열 유체 펌프 용량 및 공급 가열 유체 온도가 100% 및 120℃로 유지되면(그림 105(b)), 증발기에서 열전달량이 낮을수록 팽창기 샤프트 동력이 높아짐. 이는 작동유체의 유량이 높을수록 열 손실이 높아지는, 즉 응축기에서 열 회수량이 많아짐을 의미함.



(a) 40% 작동 유체 펌프 용량



(b) 100% 가열 유체 펌프 용량

그림 105. 펌프용량에 따른 팽창기의 샤프트 동력 및 열 전달량

- 그림 106은 팽창기의 샤프트 동력이 170.4W(최대)일 때 Novec649의 T-s 선도와 가열 및 냉각열원 유체의 온도 프로파일을 나타냄. 가열 및 냉각 유체의 공급 온도가 각각 120℃ 및 40℃인 경우, 이들의 출구 온도는 109℃ 및 47℃로 나타남. 이 때, 증발 및 응축 온도는 각각 103℃ 및 63℃ 였음. 증발기 출구에서 증기 과열 및 응축기 출구에서 큰 액체 과냉각이 관찰됨. 유기 랭킨 사이클 시스템의 목적이 사이클 또는 전기 효율을 높이는 것이라면 과냉각을 최소화함으로써 증발기에서 전달(소비)되는 열량을 감소시킬 필요가 있음.

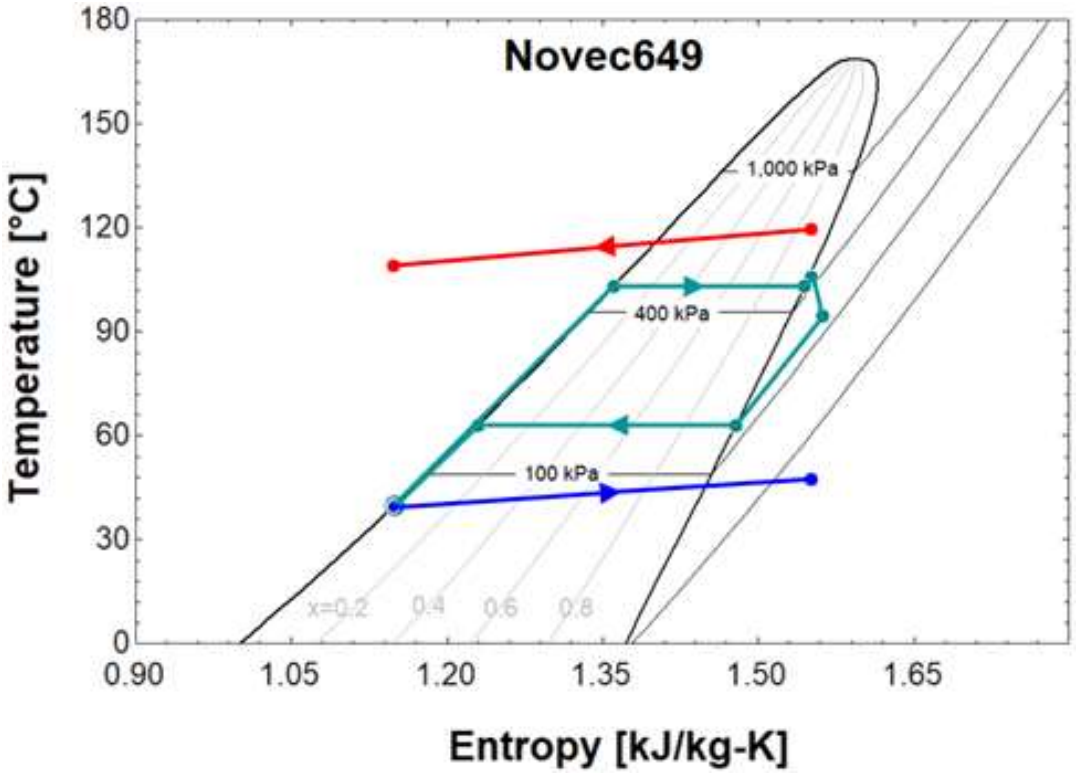


그림 106. 최대 샤프트 동력에서의 T-s 선도

- 제작된 유기 랭킨 사이클 자체의 사이클 효율을 확인하기 위해 이론적으로 최대 열 사이클 효율을 나타내는 카르노 효율(η_{Carnot})을 계산해 봄. 실험 데이터로부터 카르노 효율은 켈빈으로 표현된 증발 및 응축 온도를 사용하여 계산됨(식 38). 열 사이클 효율 (η_{cycle})은 팽창기 축 동력과 펌프의 작업 간의 차이를 증발기에서 전달된 열량으로 나눈 값으로 표현할 수 있음(식 39). 엑서지 효율을 나타내는 사이클의 제 2 법칙 효율($\eta_{exergetic}$)은 열 사이클 효율 대 카르노 효율의 비로 정의됨(식 40).

$$\eta_{Carnot} = (1 - \frac{T_{cond}(K)}{T_{evap}(K)}) \times 100(\%) \quad \text{(식 38)}$$

$$\eta_{cycle} = (\frac{\dot{W}_{\exp} - \dot{W}_{pp}}{\dot{Q}_{hf}}) \times 100(\%) \quad \text{(식 39)}$$

$$\eta_{exergetic} = (\frac{\epsilon_{cycle}}{\epsilon_{carnot}}) \times 100(\%) \quad \text{(식 40)}$$

- 그림 107은 압축비에 대한 Novec649를 사용한 제안된 유기 랭킨 사이클 시스템의 효율을 보여줌. 카르노 효율은 6.1 내지 10.7% 범위이고 압축비에 따라 증가함. 샤프트 동력과 유

사하게, 열 사이클 효율은 압축비에 따라 증가했음. 실험에서 4.5%의 최대 사이클 효율이 얻어졌고, 사이클 효율은 카르노 효율의 41.8%에 이르렀음. 최소 사이클 효율은 100% 작동 유체 및 20% 가열 유체 펌프 용량에서 0.06%로 나타남. 이는 작동유체 펌프가 팽창기에 의해 생성된 대부분의 전력을 소비하고 있음을 의미함. 이 경우, 엑서지 효율은 1.0% 이었음.

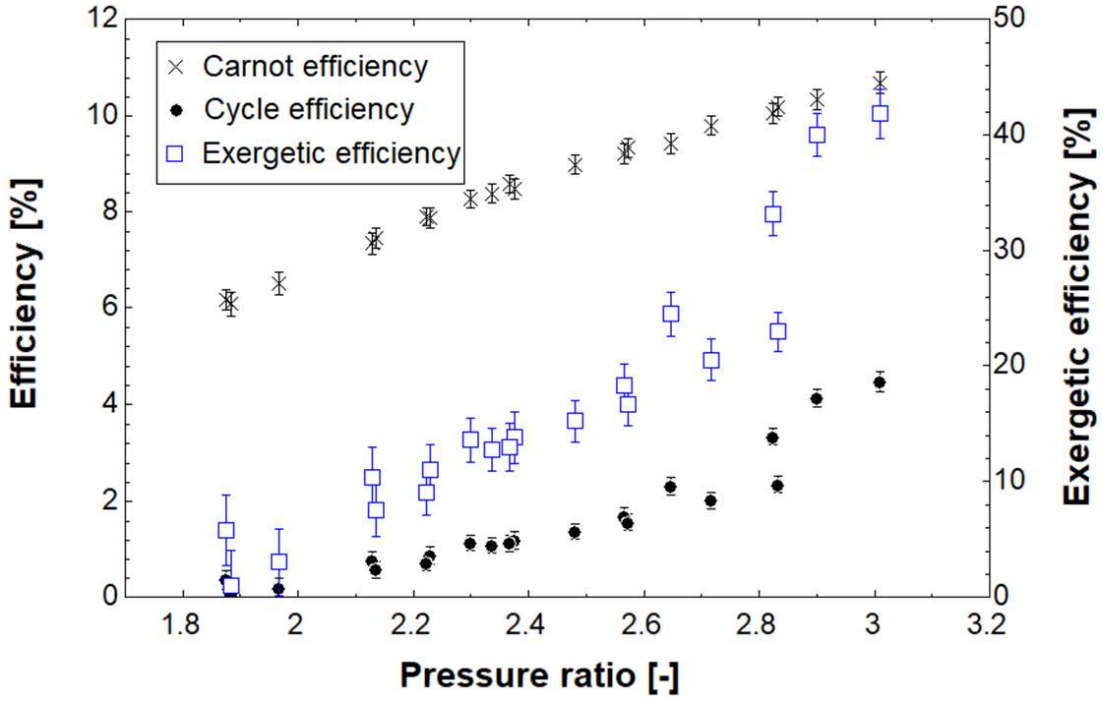


그림 107. 카르노, 사이클 및 엑서지 효율

- 액체식 제습시스템과 통합된 열병합발전(Combined heat and power) 시스템으로써 유기 랭킨 사이클의 성능을 평가하는데 있어 응축기에서의 열 회수는 주요 파라미터 중 하나임. 또한, 사이클의 최대 열효율(즉, 카르노 효율)이 제한되어 있기 때문에(10% 내외로), 응축기로 공급되는 냉각수에 의해 상당한 양의 열이 배출 될 수 있음을 알 수 있음. 냉각수의 유량 및 공급 온도는 각각 5 l/m^3 및 40℃로 유지되었으므로, 응축기에서 회수 된 열은 냉각수의 출구 온도와 직접 관련이 있음. 제안된 시스템에서, 응축기 출구에서의 더 높은 냉각 유체(즉, 물) 온도는 액체 제습시스템에서 제습 수용액을 재생하는데 유용함. 응축기의 출구 냉각수 온도는 회전 속도 또는 압축비와 관련이 없었음.
- 응축기 출구에서 더 높은 냉각수 온도를 얻는 일반적인 방법 중 하나는 응축 압력을 높이는 것임. 또한 응축 압력이 높을수록 응축 온도가 높아짐. 이 관계는 그림 108에서도 확인할 수 있음. 본 실험에서 응축 압력은 159 내지 204 kPa로 변하였고 응축 온도는 62.7- 70.8℃ 범위에서 비례하여 증가하였음.

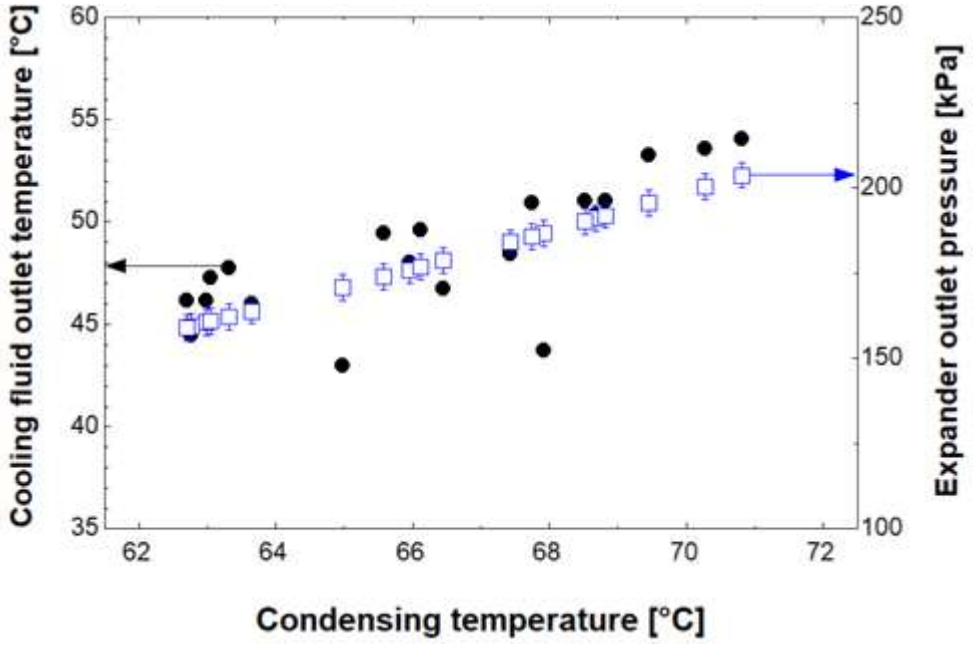


그림 108. 응축 온도에 따른 냉각수 출구 온도 및 팽창기 출구 압력 변화

- 응축 온도는 그림 109와 같이 가열 및 작동 유체 펌프 용량에 따라 증가했기 때문에 가열 및 작동 유체 모두 더 높은 펌프 용량에서 더 높은 온도의 재생기로 공급되는 수용액을 제공함으로써 열병합발전 성능 측면에서 유리하다는 것을 알 수 있음. 가열유체와 작동유체의 100% 펌프 용량에서 응축기는 최대 54.1℃의 온수를 생산할 수 있었음.

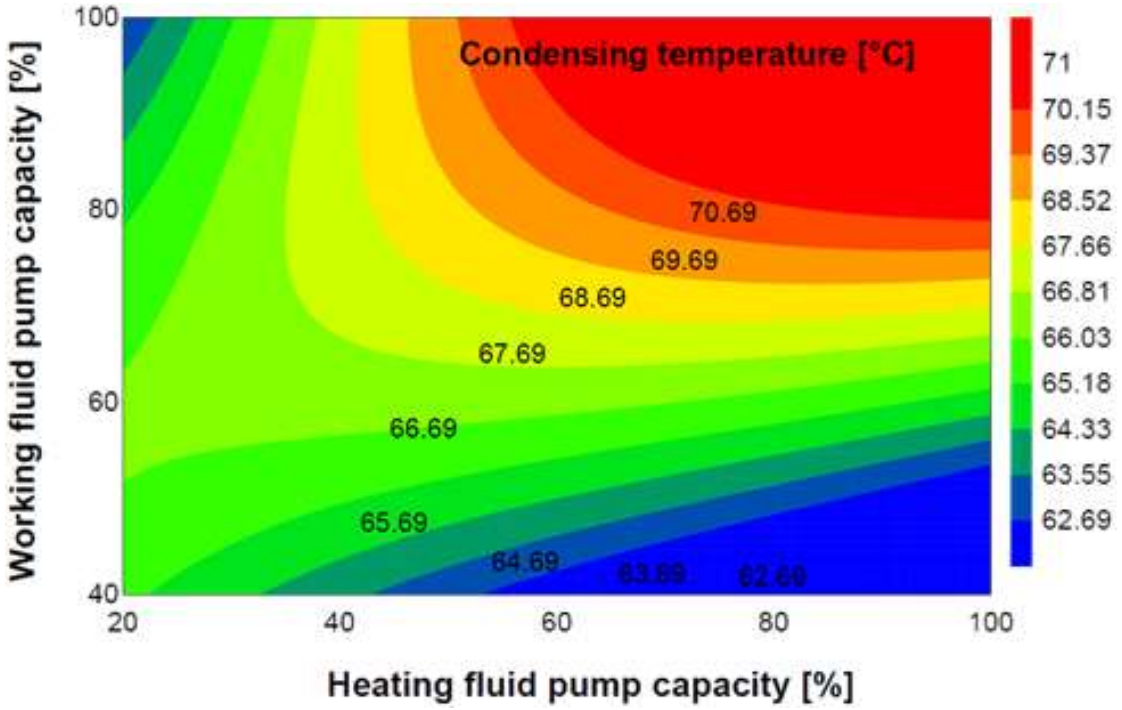


그림 109. 응축 온도 vs. 펌프 용량

- 그림 110은 응축기의 냉각수 출구 온도에 따른 재생을 위한 입구 용액 온도의 대표적인 결과를 보여줌. 작동 유체의 펌프 용량이 100% 일 때, 응축 유체 온도는 가열 유체 펌프 용량으로 62.7℃에서 70.8℃로 증가했음. **평균 온도가 40.3℃의 냉각수가 응축기에 공급될 때, 냉각수의 최소 출구 온도는 20%의 가열 유체 펌프 용량에서 44.5℃이고 냉각수의 최대 출구 온도는 100%에서 54.1℃**이었음. 이 경우, **재생기에 들어가는 제습 수용액의 온도는 44.0℃에서 51.0℃에 이를 수 있음. 이정도 온도 수준은 액체 제습 유닛에서의 제습 수용액 가열 및 저온 복사 난방에 이용하기에 충분**함.

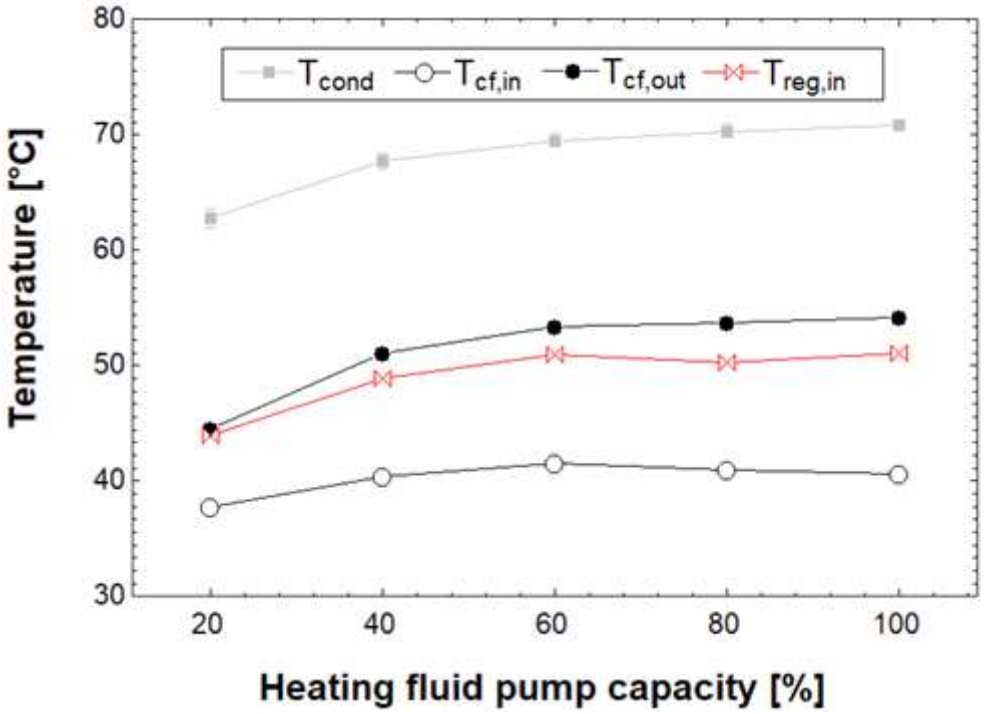


그림 110. 재생기로 공급되는 수용액 온도

- 유기 랭킨 사이클 기반 열병합발전시스템의 전기효율($\eta_{electrical}$)은 증발기에 공급되는 열에 대한 팽창기에서 생성된 전력의 비율로 정의됨(식 41). 유사하게, 유기 랭킨 사이클 기반 열병합발전시스템의 열효율($\eta_{thermal}$)은 증발기에 공급되는 열에 대해 응축기에서의 회수한 열량으로 정의됨(식 42). 전체 열병합발전시스템 효율(η_{chp})은 전기 및 열효율의 합으로 정의됨(식 43).

$$\eta_{electrical} = \frac{\dot{W}_{\exp}}{\dot{Q}_{hf}} \qquad \text{(식 41)}$$

$$\eta_{thermal} = \frac{\dot{Q}_{cf}}{\dot{Q}_{hf}} \quad \text{(식 42)}$$

$$\eta_{chp} = \eta_{electricla} + \eta_{thermal} \quad \text{(식 43)}$$

- 그림 111은 위 식에 따라 본 시스템의 전기 및 열 효율을 계산한 것을 나타냄. 팽창기의 샤프트 동력 및 등엔트로피 효율과 유사하게, **가열 유체 펌프 용량이 증가하고 작동 유체 펌프 용량이 감소함에 따라 전기효율이 증가**함. 한편, **열효율은 두 펌프 용량이 증가함에 따라 증가**하였음. **최대 전기 및 열효율은 각각 4.5% 및 78%**로 계산되었음. 결과적으로, **유기 랭킨 사이클 기반 열병합발전시스템으로써 열 유체의 양이 높을수록 열병합발전시스템의 성능은 향상되는 반면 작동 유체의 양은 적을수록 열 손실은 줄어 발전량이 높아진다는 결론을 도출**할 수 있음. 이는 일정한 온도의 열원으로 유기 랭킨 사이클 기반 열병합발전시스템에 다량의 작동 유체가 공급되는 경우 유기 랭킨 사이클 시스템에 많은 열 손실이 있기 때문에 발전에 불리하다는 것을 의미하지만 열병합발전시스템의 관점에서 볼 때는 더 많은 유기 랭킨 사이클의 더 많은 열손실은 더 많은 열을 사용할 수 있음을 의미함.
- 전체 열병합발전시스템 효율은 열효율이 전기 효율과 비교하여 전체 효율의 대부분을 차지하기 때문에 열효율의 경향과 유사함. 결과적으로 **최대 열병합발전 효율은 약 79.1%를 나타냄**.

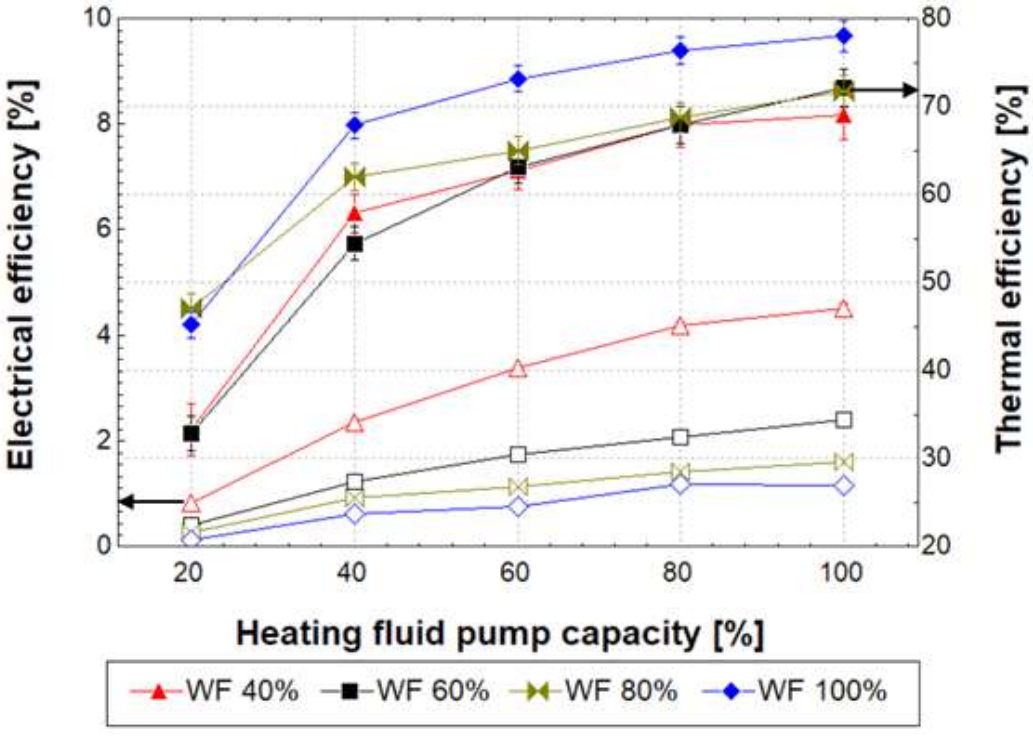
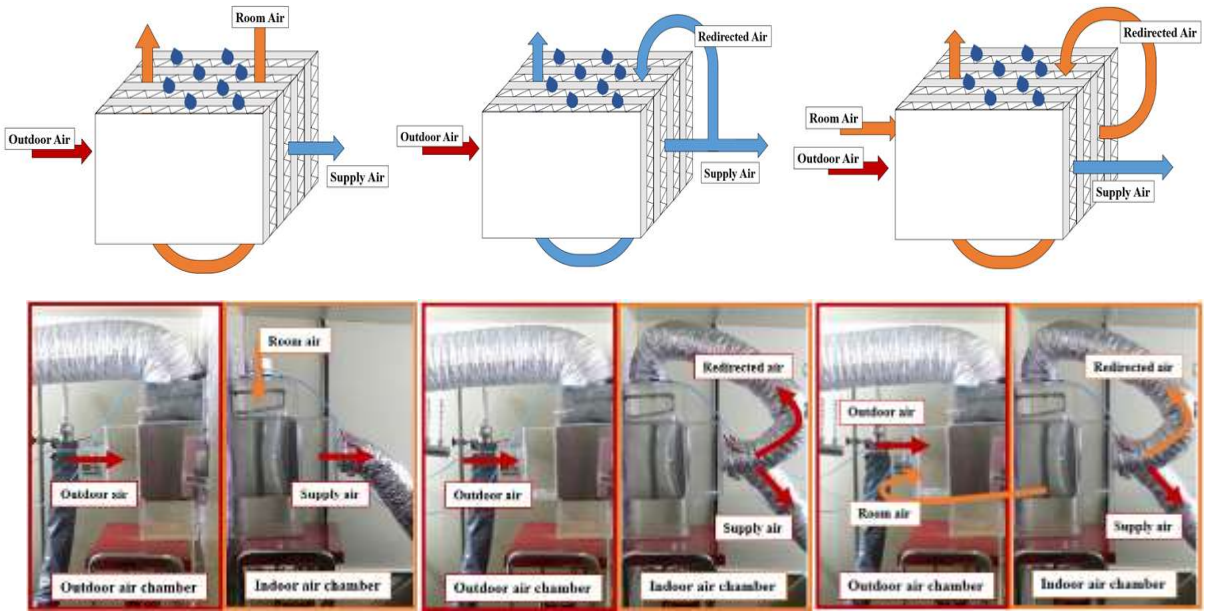


그림 111. 유기 랭킨 사이클의 전기 및 열효율

- 결과적으로, **본 연구에서 제작된 지역 열원을 열원으로 한 Novec649를 작동유체로 사용하는 유기 랭킨 사이클은 액체식 제습시스템과 접목되어 적절한 성능을 나타냄을 실증**하였고, **유기 랭킨 사이클에서 발전을 증가시키면 응축기에서 회수 할 수 있는 열에너지가 감소할 수 있으므로, 열 회수량을 증가시키면 발전량이 감소한다는 것을 확인**하였음. 따라서 **액체식 제습시스템의 에너지 소비를 최소화하기 위해 유기 랭킨 사이클에서 열 및 전기 생산의 우선순위를 고려한 최적의 사이징 및 운전 방법에 대한 추가 연구가 수행되어야 할 필요가 있음**.
- 본 연구에서는 최대 현열냉각 효과를 얻기 위해 간접식 증발냉각기의 3가지 공기 유로에 따른 성능 비교 및 적절한 재생공기 비율을 도출하고자 실험을 진행함. 도입공기와 실내공기를 서로 열교환하는 일반형 간접식 증발냉각기(IEC 1), 도입공기의 일부를 습채널로 재순환시켜 1차측 공기가 외기보다 낮은 습구온도를 가지고 있는 2차측 공기와 현열 교환하는 재생형(Regenerative) 간접식 증발냉각기(IEC 2), IEC 2와 같은 형태지만 건채널이 외기가 들어와 급기되는 채널과 재순환시킬 공기로서 실내 공기를 들여오는 채널 두 부분으로 나누어져 있는 재생형 간접식 증발냉각기(IEC 3) 세 가지 타입의 증발냉각기가 비교됨(그림 112). IEC 3의 경우 외기와 실내 공기는 서로 섞이지 않기 때문에 교차 오염(Cross-contamination)의 위험이 없음. 외기의 습구온도보다 실내의 습구온도가 낮은 조건에서는 IEC 2보다 IEC 3의 증발 냉각 효과가 더 높을 것으로 기대됨.



IEC 1 IEC 2 IEC 3

그림 112. 간접식 증발냉각기 공기 유로에 따른 시스템 형태

- 기존 선행연구에 따르면 IEC 2와 같은 일반적인 재생형 간접식 증발냉각기에서는 도입공기의 30%의 공기를 재순환시키는 것이 가장 높은 냉각효과를 얻을 수 있다는 것을 확인하였

지만, IEC 3와 같이 연구가 많이 진행되지 않은 타입의 간접식 증발냉각기의 재생공기 비율은 아직 확인되지 않았으므로 재생형 간접식 증발냉각기의 재생공기 비율은 모두 30%에서 50% 사이로 조절함.

- 그 결과 재생형 간접식 증발 냉각기(IEC 2, 3)에서 재순환 비율이 0.3에서 0.5로 증가할 때 습구효율 증가하는 것을 확인하였으며, 또한 실험에 사용된 두 가지 재생형 간접식 증발 냉각기 모두에서 재순환 비율이 높아질 때 냉각열량도 증가하는 결과가 나타남(그림 113).

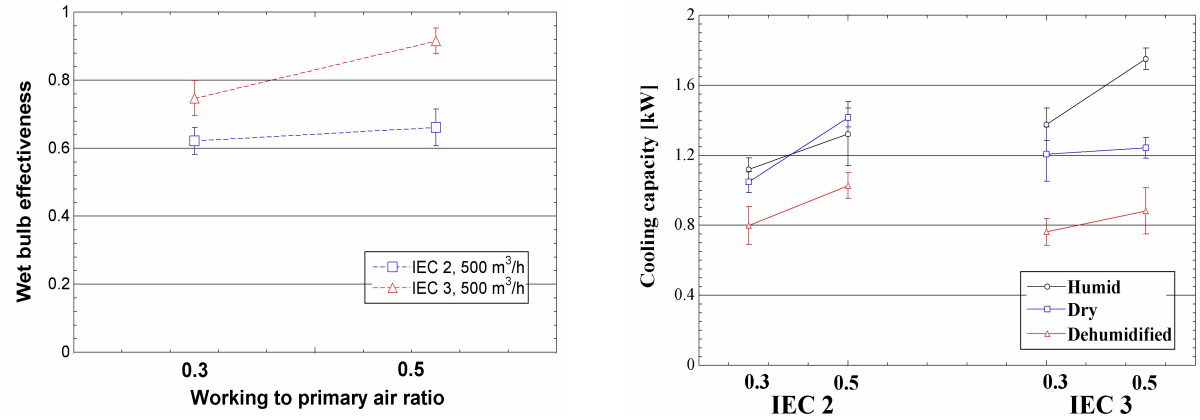


그림 113. 재순환 비율에 따른 습구효율(좌)과 냉각열량(우)

- 하지만 실험 결과, 고려한 3가지 간접식 증발냉각기 중 일반형 간접식 증발냉각기가 다양한 외기 조건 및 급기 풍량에서 가장 높은 냉각량을 보이는 것을 확인함(그림 114). 일반형과 재생형 증발냉각기를 비교한 연구에서도 이와 비슷한 결과를 확인할 수 있었음. 2차측 공기를 선 냉각 시키는 재생형 증발냉각기는 열교환 하는 유체간의 열용량 불균형으로 일반형에 비해 더 낮은 냉각량을 보이고 출구 공기의 온도 또한 더 높게 나타남.

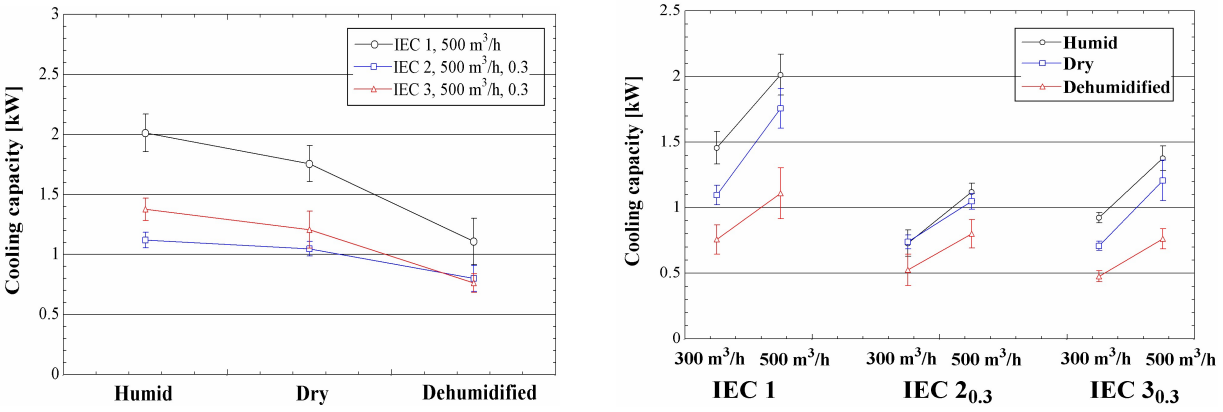


그림 114. 외기조건에 따른 냉각열량(좌) 및 급기풍량에 따른 냉각열량(우)

- 결론적으로, **일반형 간접식 증발냉각기가 가장 높은 습구 효율, 냉각량을 나타내며 공조시**

스템에 적용하기에 가장 적합한 특징을 보임. 따라서 **제습공조시스템에 적용된 간접식 증발냉각기는 모두 일반형 간접식 증발냉각기로 제작되었으며, 재료만 다르게 적용하여 제작**함.

- 본 연구에서는 제안한 유기 랭킨 사이클 기반 제습공조시스템의 프로토타입에 따라 실제 제작 및 시운전을 통해 문제점을 분석하고 프로토타입을 수정하여 실제 공동주택 분산발전 및 공조/환기 시스템으로 사용시 제어 방법을 구축하고자 함. 먼저 유기 랭킨 사이클의 사이징에 따라 제어 방법 및 프로토타입이 결정될 수 있기 때문에 사이징 방법을 제안하고자 함. 기존에는 실험체 제작을 위해 필요한 제습 수용액의 온도를 충족시키기 위해 유기 랭킨 사이클 사이징이 되었다면, **실제 유기 랭킨 사이클을 공동주택에 적용시 공동주택 분산발전을 위한 열병합발전시스템으로써, 각 아파트 건물마다 하나의 유기 랭킨 사이클 시스템이 설치되었다고 가정을 하였고, 유기 랭킨 사이클은 건물에서의 전기 부하 변동에 따라 즉각적으로 대응하기 어렵기 때문에 아파트 건물의 공용 전기 부하(조명, 엘리베이터, 커뮤니티 시설 등)를 충족하도록 사이징을 하는 것이 합리적이라 판단**함.
- 또한 실험체 제작에 있어서는 응축기에서 열을 회수한 온수가 재생기에 열을 전달한 후 방열을 하도록 설계하였지만, **실제 공동주택에 설치한다면 응축기로 공급되는 물은 건물에서 사용되는 온수 배관과 연결이 되어 그 중 일부가 제습 수용액을 재생시키기 위해 액체식 제습시스템의 재생기에 공급되고, 나머지는 온수로 사용되고 다시 환수라인에서 합쳐져서 응축기로 공급되도록 프로토타입을 수정**함(그림 115).

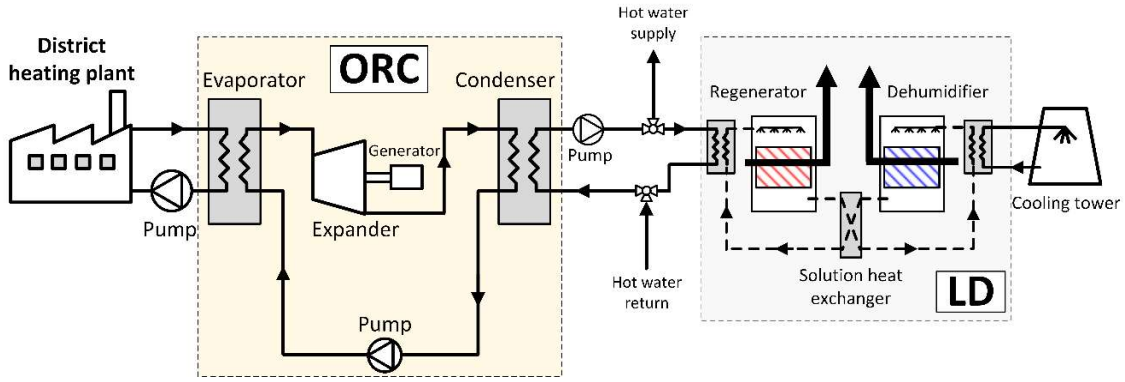


그림 115. 유기 랭킨 사이클 기반 제습공조시스템의 수정된 응축수 배관 라인

- 또한, 액체식 제습시스템의 제습기에 필요한 냉각열원은 free-cooling을 이용한 냉각탑을 적용하였었지만, 이 경우 수용액이 외기의 습구온도에 영향을 받아 온도가 높은 여름철에는 수용액 온도가 25-30℃로 공급되는데 시운전을 통해서 26℃ 정도의 수용액이 제습기에 공급시 급기 온도가 약 20℃로 공급되는 것을 확인함. 20℃의 급기온도는 공조를 위해 다소 높을 수도 있어서 그림 116과 같이 제습기의 수용액 냉각을 위해 칠러를 도입하는 경우도 고려해봄. 또한 기존의 공동주택에 설치된 개별 냉/난방 장치도 고려하여 공조시스템의 필

요성이 축소될 가능성도 고려하여 중앙환기시스템으로써의 가능성도 확인해 봄. 이 때는 프로토타입이 전외기 공조시스템이므로 프로토타입의 큰 수정은 없으며 시스템 설계 풍량 및 각 구성요소의 용량만 줄이면 됨.

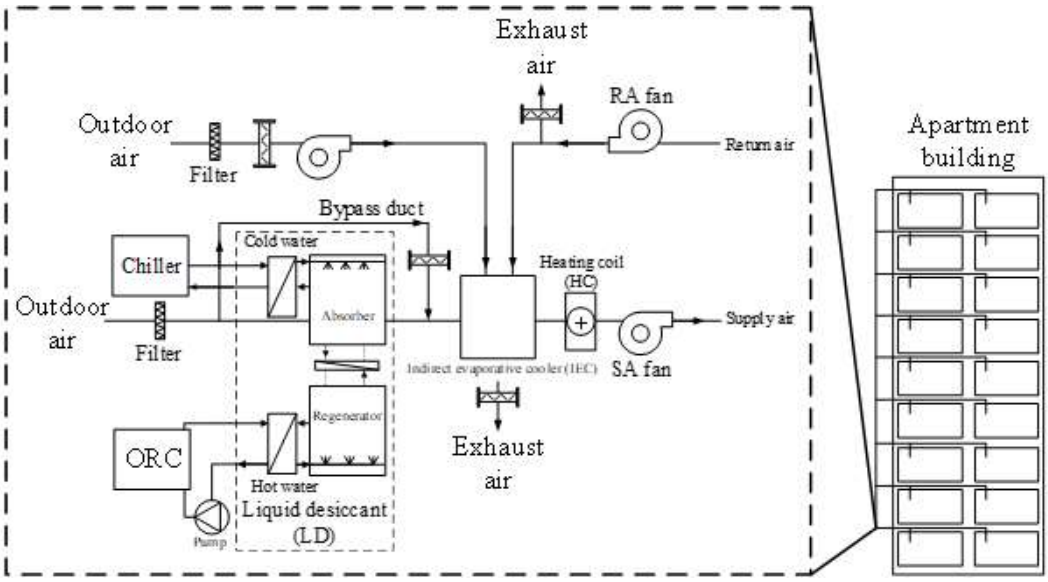


그림 116. 공동주택을 위한 유기 랭킨 사이클 적용 제습시스템 기반 중앙환기 시스템

- 본 연구에서는 제습공조시스템에 적용된 유기 랭킨 사이클의 공동주택의 분산 발전으로 사용시 생산된 전기량도 높이면서 제안된 시스템 내 잉여 열을 활용할 수 있는 방안에 대해 검토함. 열 에너지 사용에 대한 수요가 상대적으로 낮은 여름(6월부터 9월까지) 동안 열병합발전시스템의 열 에너지 사용 효율을 높이기 위해 일련의 열전모듈을 적용함. 본 연구에서 사용한 열병합발전시스템인 유기 랭킨 사이클은 다른 열병합발전시스템에 비해 상대적으로 낮은 온도에서 작동가능 함. 열병합발전에서 생성된 열 에너지를 사용하는 시스템은 액체식 제습시스템으로, 열 에너지 회수에 사용되는 열전모듈 에너지 하베스터를 제안하기 위해 실험과 시뮬레이션을 수행함. 본 연구에서 실험은 유체의 흐름 방향에 따라 열전모듈 에너지 하베스터의 성능 분석을 목표로 하며, 시뮬레이션을 통해 열전모듈 에너지 하베스터에 적용되는 유체 온도와 발전량 변화를 계산함.
- 그림 117은 유기 랭킨 사이클-액체식 제습시스템의 열 에너지 성능을 개선하기 위해 설계된 시스템을 나타냄. 제안된 시스템은 열・전기에너지를 생산하는 유기 랭킨 사이클과 정상운전시 열에너지를 사용하는 액체식 제습시스템, 열에너지 회수를 위한 열전모듈 에너지 하베스터로 구성됨. 유기 랭킨 사이클 응축기는 수도관에 의해 액체식 제습시스템 시스템의 재생 부분에 연결됨. 유기 랭킨 사이클 응축기에서 방출된 열 에너지는 수도관에서 순환하는 물을 통해 액체형 제습시스템의 재생부로 전달되어 재생에 필요한 열 에너지를 충족시킴.

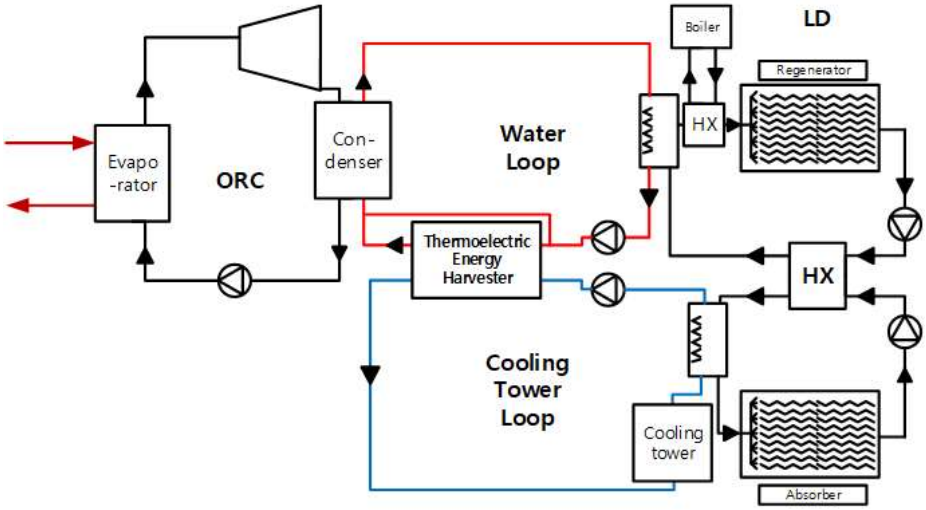


그림 117. 열전모듈 에너지 하베스터가 적용된 유기 랭킨 사이클 기반 액체식 제습시스템 개요도

- 열전모듈 기반 에너지 하베스터는 유기 랭킨 사이클의 에너지 효율을 높이기 위해 설계됨. 열 에너지 회수의 중요한 효과 중 하나는 시벡(Seebeck) 효과로 그것은 두 개의 접촉 지점 사이에 온도 차이가 적용되는 두 개의 서로 다른 금속으로 배열된 회로에 관한 것임. 이것은 열전모듈 내 전류의 생성함. 두 접점의 온도 차이는 시벡 효과로 발전을 함에 있어 중요한 변수임. 따라서 열전모듈을 이용해 다량의 전력을 생산하기 위해서는 두 유체사이의 높은 온도차가 필수적임. 다음 표 24는 본 연구에서 사용하는 열전모듈의 세부사항을 보여줌. 단일 열전모듈은 발전량이 매우 적으며, 모듈에 의해 발생되는 최대 전력은 172 W임. 열전모듈의 기술 사양에 따라 발전은 기대하기 어려움. 따라서 단일 열전모듈이 아닌 다수의 열전모듈을 적용하고 배열해야 함.

표 24. 열전모듈 제원

Parameter	Value
Area (A)	0.04 × 0.04 m^2
Thickness (L)	3 mm
Number of thermocouples (N)	127
Maximum input voltage (V_{max})	24.6 V
Maximum input current (I_{max})	11.3 A
Maximum cooling capacity (Q_{max})	172 W
Maximum temperature difference ($\triangle T_{max}$)	69℃

- 열전-에너지 변환은 직렬로 연결된 n형 및 p형 반도체의 접합부로 구성된 모듈의 양끝과 세라믹 플레이트로 구성된 모듈의 양끝에 온도차를 적용하여 기전력을 발생시킴. 전류를 통해 열 흐름이 발생하는 열전 냉각 및 난방이 모듈에 적용됨. 열전모듈 에너지 하베스터는 열전모듈, 알루미늄 판, 수도관, 기판으로 구성됨. 그림 118과 같이 열전모듈은 두 개의 알루미늄 판 사이에 평평한 격자로 배열됨.
- 고온 및 저온 유체 파이프는 양쪽 플레이트 표면의 기판을 통해 부착됨. 마감재는 파이프를 절연하여 주변으로 불필요한 열전달을 줄임. Seebeck 효과는 열전모듈의 양쪽 표면의 온도 차이로 인해 발생하며, 각 파이프에 유입되는 유체의 온도 차이로 인해 발생함. 재생기에 열 에너지를 공급한 후 남은 열 에너지를 운반하는 온수가 뜨거운 유체관을 통해 흐름. 매니폴드는 열전 모듈의 각 표면에 일정한 유량을 적용하는 데 사용됨. 매니폴드는 그림 119와 같이 열전모듈 에너지 하베스터에 유체를 균일하게 분배하기 위해 사용됨. 고온 및 저온 유체는 열전모듈 에너지 하베스터 내부를 통과하여 온도 차이로 전기를 발생됨.

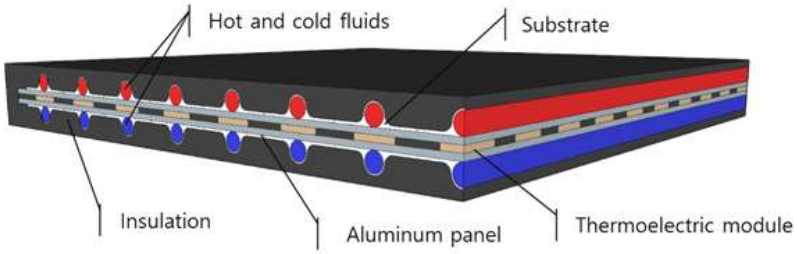


그림 118. 열전모듈 에너지 하베스터 단면도

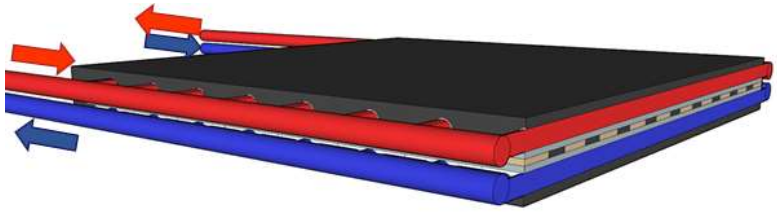


그림 119. 메니폴드가 적용된 열전모듈 에너지 하베스터

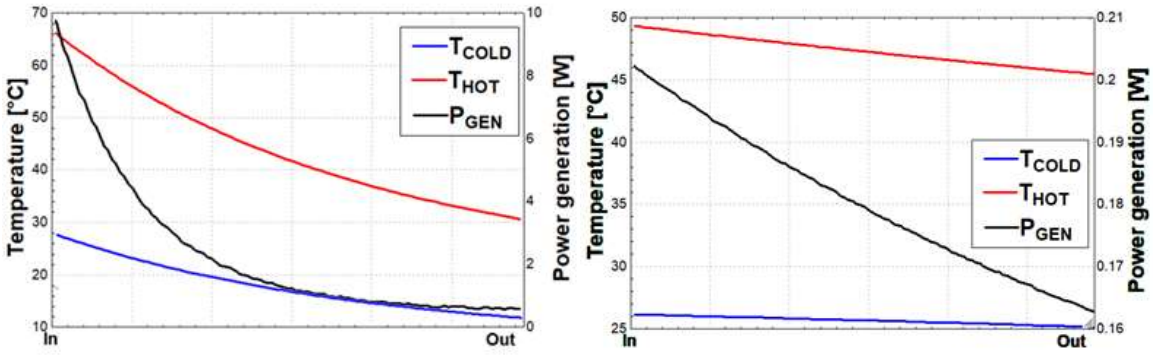
- 열전모듈 표면을 통과하는 유체의 온도 변화는 열전모듈을 통과하는 에너지를 기준으로 계산할 수 있음(식 44). 온도차에 의해 열전모듈에서 발생하는 전기의 양은 선행연구의 도출식에 의해 계산 됨(식 45, 식 46).

$$T_{fluid,out} = T_{fluid,\in} \pm \frac{Q_{tem}}{\dot{m} \times cp_{fluid}} \quad \text{(식 44)}$$

$$\dot{W}_{TEG} = \left(N \times \alpha^2 \times \frac{\triangle T^2}{R} \times \frac{\frac{R_{load}}{R}}{\left(1 + \frac{R_{load}}{R}\right)^2} \right) / 1000 \quad \text{(식 45)}$$

$$\dot{W}_{TEGharvester} = \sum \dot{W}_{TEG} \quad \text{(식 46)}$$

- 한 개의 열전모듈의 표면을 통과하는 유체의 온도는 유기 랭킨 사이클의 응축기에서 작동 유체의 상태를 변화시킬 만큼 충분히 낮지 않음. 따라서, 더 많은 수의 열전모듈을 사용해야 했고, 그 결과 발생하는 동작은 작동 유체에 필요한 냉각수 온도를 만족시키기 위해 계산을 반복함으로써 시뮬레이션 됨. 따라서 최대 부하 조건에 대해 열전모듈의 수가 결정됨. 열전모듈 에너지 하베스터의 열전모듈의 수를 결정한 후, 열전모듈에서 발생하는 총 전력의 양을 매시간 시뮬레이션으로 계산함.
- 다음 그림 120은 액체식 제습시스템에 적용된 유기 랭킨 사이클에서 열 에너지 사용 효율을 높이기 위해 열전모듈 하베스터의 온도 프로필과 발전량을 보여줌. 열전모듈 에너지 하베스터로 유입되는 유체의 방향은 대향류형(Counter flow) 및 병렬형(Parallel flow)임. x축은 유체 온도 변화를 관찰할 수 있도록 열전모듈 에너지 하베스터의 입구 및 출구를 보여줌.



(a) 최대 온도차 (b) 최소 온도차

그림 120. 인가 유체 온도차에 따른 유체 온도 변화 및 발전량 변화

- 그림 120(a)는 액체식 제습시스템 시스템이 작동하지 않고 있으며, 고온 및 저온 유체의 병렬 유량 흐름을 보여줌. 열전소자의 가열측 과 냉각측 유체 온도 차이는 유체가 열전모듈을 지나가면서 점차 감소함. 액체식 제습시스템을 작동할 때(그림 120(b)) 흡입구 유체의 온도 차이는 27℃로, 액체식 제습시스템이 작동하지 않는 상황보다 매우 작은 온도 차이임.
- 발생된 전력은 열전모듈의 고온측면과 저온측면 사이의 온도차에 비례함. 따라서, 측정된 전력은 두 유체 간 온도차와 매우 유사한 경향을 보임.

- 여름(6~9월) 동안 유기 랭킨 사이클-액체식 제습시스템의 열전모듈 에너지 하베스터 적용과 관련하여 두 유체의 온도차가 최대 및 최소 상태일 때 두 유체의 온도 변화를 실험한 결과를 요약함. 열전모듈 에너지 하베스터를 통해 두 유체가 흐를 때, 그리고 두 유체의 온도 차이가 최대일 때(각각 66℃와 11℃) 더 높은 온도 유체는 냉각되고, 낮은 온도 유체는 가열됨. 열전모듈 에너지 하베스터의 두 유체 간 최대 및 최소 온도 차이는 각각 38℃와 19℃임. 열전모듈 내에서는 적용된 유체에 의해 전기 에너지 발생률이 1.13 W에서 0.39 W로 감소하며, 총 전기 에너지 발생량은 300 W에 해당함.
- 두 유체의 온도 차이가 가장 낮을 때(각각 49℃와 25℃), 열전모듈 에너지 하베스터의 두 유체 간 온도 차이는 21℃임. 각 열전 모듈에서 적용된 유체에 의한 전기 에너지 발생량은 0.41 W이며, 이는 총 발전 속도인 72 W를 합한 것임.
- 열전모듈 에너지 하베스터에서 측정된 전력 흐름은 열전모듈의 양쪽 온도 차이와 매우 유사한 경향을 보임. 여름 동안 열전모듈 에너지 하베스터에 의해 추가로 357 kWh의 전기가 발생하여, 그림 121과 같이 통합 유기 랭킨 사이클 장치가 있는 액체식 제습시스템의 폐열에서 6.31%의 전기를 더 생산함.

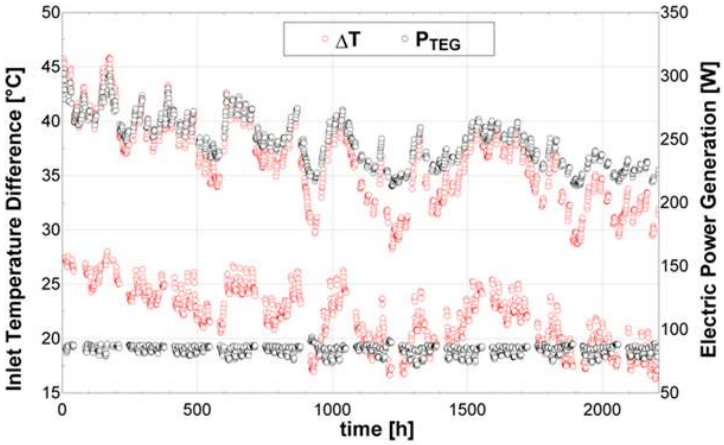


그림 121. 여름철 열전모듈 에너지 하베스터 적용 유기 랭킨 사이클 액체식 제습시스템의 총 발전량 및 인가 유체 온도차

- 본 연구에서 제안한 시스템의 핵심 구성요소인 유기 랭킨 사이클의 상용화, 실용화를 위한 기초자료로 경제성 및 시공성 등에 대해 확인함. 유기 랭킨 사이클의 경우 매월 500kWh의 전기를 소모하는 가정에 1kWe 유기 랭킨 사이클을 설치하여 하루 10시간씩 운전한다고 가정하면, 매월 300kWh/month가 발전됨. 유기 랭킨 사이클을 설치하기 전에 전기료가 124,340원이라면, 유기 랭킨 사이클을 설치한 후에는 103,110원의 전기 에너지를 절감하여 21,230원만 지급 가능함(그림 122). 또한 현재 1kW 기 랭킨 사이클의 예상 판매가격이 약 4 백만원으로 기존의 20kW급 보일러 가격은 약 80만원임. 이에 따라 BEP는 (4백만 - 80만) / 7.5만 = 43개월로 추정됨. 향후 양산체계가 갖춰지면 전용 보일러 및 팽창기 개발 등 유기

랭킨 사이클을 위해 설계된 부품 채용을 통해 최종 소비자가격을 200만원 미만으로 공급할 수 있을 것으로 보고 있음.

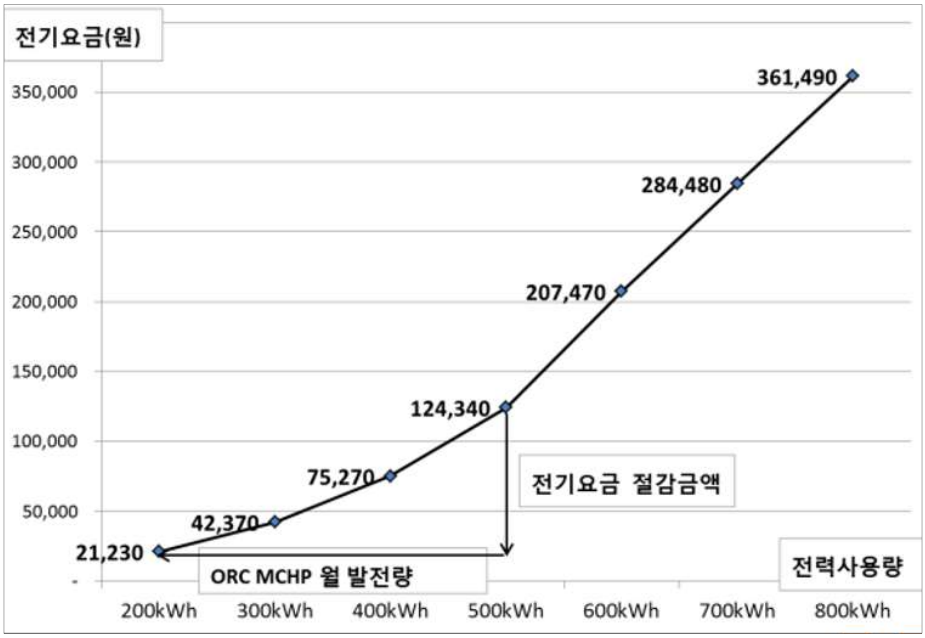
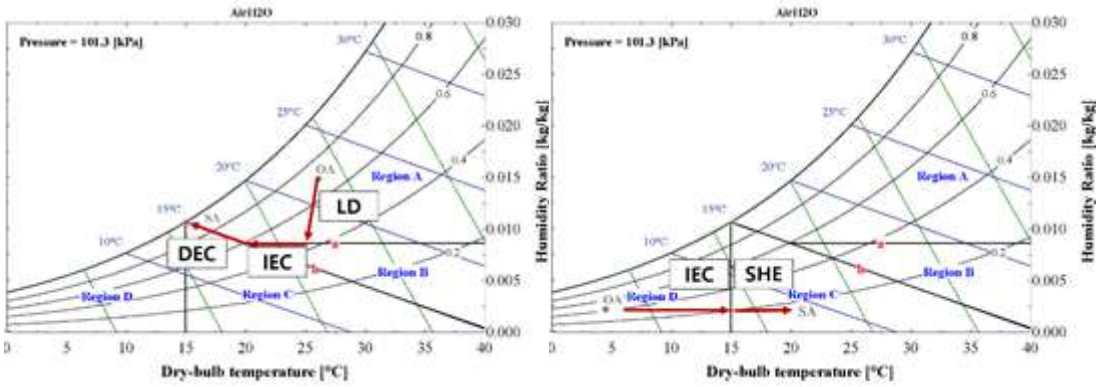


그림 122. 유기 랭킨 사이클의 경제성 분석

- 또한 유기 랭킨 사이클은 1kW의 경우 약 450mm(Width)*500mm(Depth)*850mm(Height)로 제작가능하여 설치 공간을 최소화할 수 있으며 요구 용량에 따라 작은 용량의 유기 랭킨 사이클은 시리즈로 연결해서 용량을 증가시켜 설계 및 시공할 수 있고, 제작된 유기 랭킨 사이클을 실제 건물에 시공할 때 열원측 배관과 냉각수 측 배관만 유기 랭킨 사이클에 연결시키는 작업만 하면 돼서 어렵지 않게 시공 가능함.
- 중앙 집중식 제습공조시스템(또는 환기시스템)은 도입된 최소 환기를 각 가정에 전달하기 위해 냉각 및 제습함. 본 연구에서는 프로토타입을 중앙환기시스템으로 적용시 계절별 운전 특성을 확인하고자 함. 환기시스템으로 이용하더라도 액체식 제습시스템, 간접식 증발냉각기(IEC), 직접식 증발냉각기(DEC) 및 교환기(SHE)의 네 가지 주요 구성 요소로 구성됨. 제습공조시스템의 작동 순서는 문헌에 보고된 시스템의 작동 순서와 매우 유사함(Kim, Park, Sung, Choi, & Jeong, 2014). 제안 된 시스템은 각 가정의 전체 잠열과 현열의 일부를 수용하기 위해 최소한의 환기 공기만 공급함.
- 외기(OA)가 뜨겁고 습한 경우(즉, 그림 123(a)에 표시된 정신 측정 차트의 A 영역), 도입된 OA는 처음에 액체식 제습시스템 제습기로 제습 된 후 IEC 및 DEC로 냉각됨. 라인 “a“는 액체식 제습시스템을 떠나는 공기의 목표 습도 비율을 나타내고, “b“는 급기(SA)의 목표 습구 온도(WBT)를 나타냄. 제습기에서 발생하는 제습 공정은 발열이기 때문에 제습기 전에 냉각탑에 의해 강한 건조제 용액이 냉각됨. 대조적으로, 제습기를 통과하여 묽어진 수용액

은 재생기에 도달하기 전에 유기 랭킨 사이클의 응축기에서 방출된 열에 의해 가열되어야 함(그림 122). OA는 일반적으로 재생 공기로 사용됨.

- 난방기(즉, 그림 123(b)의 지역 D)에서 IEC는 건식 모드로 작동하며 EA에서 현열을 회수하는 현명한 열교환기로 기능함. 배기(EA) 측에 설치된 가열 코일과 SHE는 IEC를 떠나는 공정 공기가 SA 온도 설정 점을 충족하고 IEC의 응결 또는 결빙을 방지하기 위해 추가 가열이 필요할 때 활성화됨. 난방기 동안 액체식 제습시스템 장치와 DEC가 비활성화 됨.



(a) 여름철 (b) 겨울철

그림 123. LD-IDECOAS 제어의 습공기 선도

- 중간기(예 : 지역 B 및 C)에서 IEC 및 DEC는 SA 목표 온도를 만족시키기 위해 액체식 제습 시스템 작동 없이 선택적으로 활성화됨. 또한 OA 엔탈피가 가정의 RA 엔탈피보다 낮으면 공기 측 이코노마이저 제어 (즉, 두 증발 냉각기 모두 비활성화)가 가능함.
- 제안된 환기 시스템으로부터 급기(SA)에 의해 충족될 수 없는 각 가정의 현열 냉방 및 난방 부하를 수용하기 위해서는 각 가정마다 병렬 냉각 및 난방 시스템이 필요함.
- 유기 랭킨 사이클에서 생산된 전기는 연중 공용전기로 사용되며 응축기로부터 방출된 열은 냉방 계절에 제습 수용액을 재생하고, 난방 계절에 건물 난방을 하기 위해 사용됨. 열을 이용해 발전을 함으로써 기존 전력망에서 공급받는 전기 소비를 줄일 수 있고, 비증기 압축식 냉방 기술을 적용함으로써, 건물 전체적인 전력 피크 부하를 낮출 수 있어 경제적인 시스템이라 판단됨.

- Task 2-3: 실험용 시제품 운전을 통한 에너지 절감 및 공기질 개선 효과 실증

- 본 연구에서는 액체식 제습시스템 적용에 의한 제습공조시스템의 프로토타입 유닛 운전에 따른 공기질 개선효과를 확인하기 위해 실험을 실시함. 프로토타입 유닛의 공기질 개선 효과는 실험동에 구축된 프로토타입 유닛의 입구측 외기(Outdoor air, OA)와 출구측 급기(Supply air, SA)의 미생물 농도를 측정함으로써 확인함.
- 차세대 공조시스템 프로토타입 유닛은 모든 장치가 운전되는 제습공조시스템 Mode 1에 해당하는 외기 조건에서 실험을 진행함.
- 공기의 풍량은 500m^3/h로 공급하였고, 제습 수용액은 약 36%의 농도로 공급됨. 간접식 증발냉각기의 경우 2차측에 뿌려지는 물은 순환수를 사용하고, 직접식 증발냉각기의 경우 지속적으로 시수가 공급됨.
- 현재 제작된 프로토타입 유닛에서는 필터가 설치되어 있지 않은 조건에서 측정 되었으며, 미생물 오염도를 확인하기 위해 사용된 미생물은 곰팡이와 세균으로 이들을 검출하는 배지로 PDA와 TSA를 각각 사용함. 실험 동안 공급된 외기 온도의 범위와 시스템 운전에 따라 공급되는 급기의 온도는 표 25와 같음.

표 25. 외기 및 급기의 온도 조건

구분	공기 위치	온도 범위
곰팡이	외기	23-25℃
	급기	20℃
세균	외기	25-27℃
	급기	25℃

- 프로토타입 유닛의 미생물 오염 개선 효과를 확인하기 위해 전체 시스템을 통과하기 전과 통과한 후, 즉 외기와 급기측의 미생물을 채취함. 그림 124는 외기와 급기의 샘플링 위치를 나타냄. 외기는 패키지 유닛 내의 액체식 제습 시스템을 통과하기 전 시스템 내부에서 샘플링을 하였고, 급기측은 공조 공간(실내)의 디퓨저 입구에서 샘플링이 진행됨.
- 미생물 채취를 위해 충돌식 에어 샘플러(Bio-contaminants sampler)를 사용하였으며, 사용한 에어 샘플러에 대한 세부사양은 표 26과 같음. 사용한 에어 샘플러 규격에 맞게 90mm 크기의 패트리 배지에 PDA 및 TSA를 담아 공기를 샘플링 실시함.
- 배지에 따른 샘플링 횟수는 표 27과 같으며, ISO16000-17(2008)에 따라 실험 결과가 유효하기 위해서는 적어도 두 종류의 흡입 유량에 대해서 각각 2번 이상 샘플링을 해야 하기 때문에 본 연구에서는 배지 종류에 따라 실험을 한 날짜는 다르고 하루 동안에 시간차를 두고 2번(set)을 측정을 진행함.
- 배지 종류와 상관없이 1번 측정시마다 3가지 흡입 유량에 대하여 2번씩 측정하였으며 에어 샘플러는 1분당 100 L를 샘플링하기 때문에 예를 들어 500 L의 경우 5분 측정한 것과 같음.

결과적으로, PDA와 TSA 배지 모두 각각 28개가 사용됨.

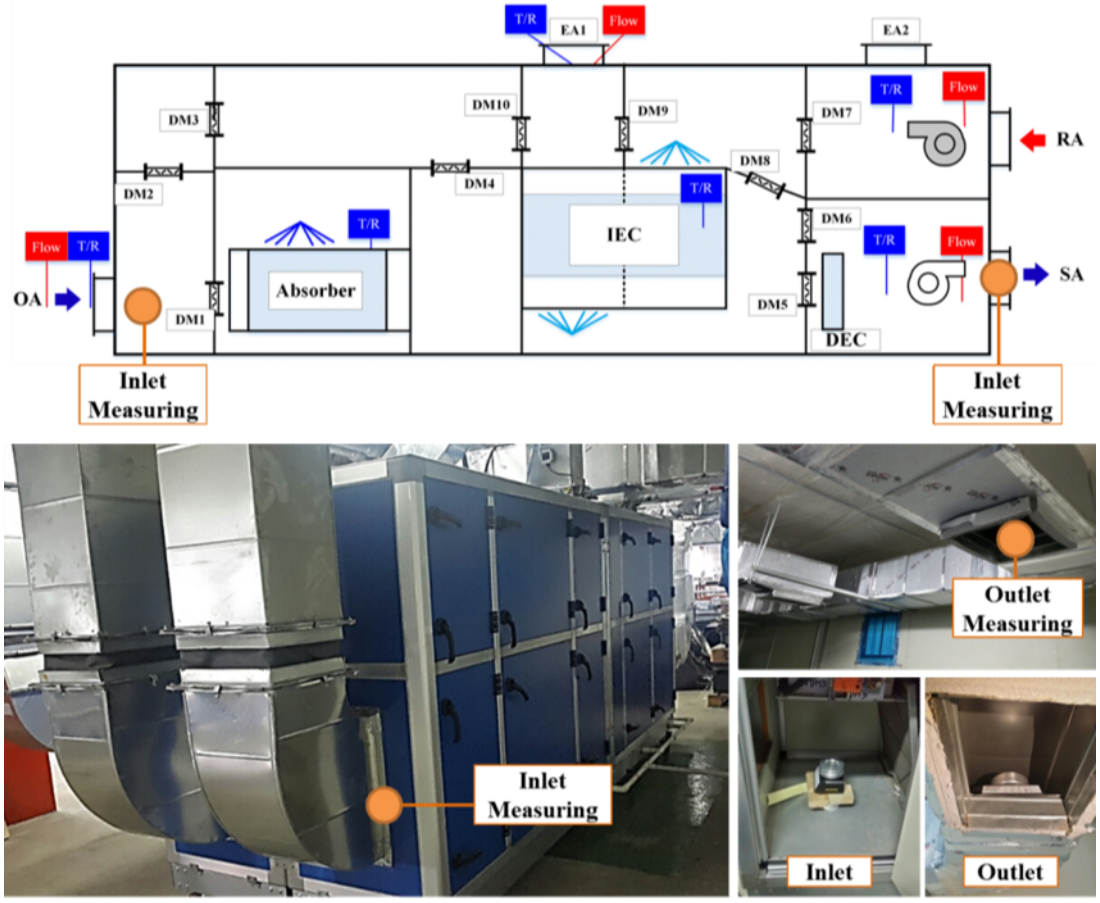


그림 124. 차세대 공조시스템 프로토타입 유닛의 구성도 및 측정 위치

표 26. 에어샘플러 세부사양

기기	타입	특징	
Bio-contaminants sampler	충돌식 타입	흡입 유량	30 - 120 L/min
		측정 배지 크기	90 mm agar plate
		오차율	± 5% of set point
		홀 개수 (홀 크기)	380 (1 mm diameter)

표 27. 미생물별 샘플링 방법

구분 (배지)	운전기간	샘플링 횟수	흡입 유량 별 채취 횟수
곰팡이 (PDA)	1 day	2 Times	100 L: 2 회
			200 L: 2 회
			500 L: 2 회
세균 (TSA)	1 day	2 Times	100 L: 2 회
			200 L: 2 회
			500 L: 2 회

- 실험을 시작하기 전 각 측정시마다 동일한 실험조건을 조성하고 오염을 방지하기 위해 샘플링 구역 주변과 에어 샘플러, 라텍스 장갑 등에 농도 70%의 알코올로 소독을 실시함. 에어 샘플러를 이용하여 각 세트를 샘플링 하기 전에는 샘플링 하는 곳 주변의 오염도를 확인하기 위하여 에어 샘플러를 사용하지 않고 패트리 접시를 5초간 열어 배양함(base).
- 샘플링 한 후 추가적인 오염을 방지하기 위해 패트리 접시는 파라필름으로 밀봉하였으며, 채취된 샘플들은 배양기에 넣기 전까지 샘플의 변형을 막기 위해 25℃ 이하로 보관해야 하기 때문에 샘플링 지역에서 배양기가 있는 곳까지 이동하는 동안 아이스박스에 넣어 보관함. 미생물 별 배양 조건은 표 28과 같음.

표 28. 미생물 배지별 배양 조건

미생물 구분	시료종류	샘플링 방법	배지 종류	배양온도	배양기간
곰팡이	공기	Impactor air sampler	PDA	25° C	5 Days (120hr)
세균	공기	Impactor air sampler	TSA	32° C	3 Days (72hr)

- 각 샘플링 별 미생물 군집수를 육안으로 센 후, ISO16000-17(2008)에서 제공하고 있는 충돌식(Impaction) 에어 샘플러에서의 미생물 농도식이 식 47을 이용하여 외기와 급기에서의 곰팡이와 세균 농도(CFU/m3)를 계산함. Base 케이스의 경우 모든 경우에서 미생물 군집수가 0으로 나왔음.

$$C = \frac{\sum N_{cfu}}{\sum V} \qquad \text{(식 47)}$$

- 표 29와 30은 외기와 급기에서의 곰팡이 오염도를 보여줌. 첫 번째 세트의 경우 전반적으로 외기 대비 급기의 곰팡이 군집수가 감소하는 경향을 확인할 수 있었음.

표 29. PDA first set

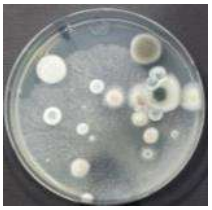
Measuring time	1st sample		2nd sample	
Measurement number	OA	SA	OA	SA
Base			–	–
Number of colony [CFU]	0	0		
Number of colony [CFU]				
200 L	7	11	12	11
500 L				
Number of colony [CFU]	28	23	31	16
5 min				
Number of colony [CFU]	50	54	49	48
C [CFU/m^3]	OA		SA	
	110.6		101.9	

표 30. PDA second set

Measuring time	1st sample		2nd sample	
Measurement number	OA	SA	OA	SA
base			–	–
Number of colony [CFU]	0	0		
100 L				
Number of colony [CFU]	19	27	42	23
200 L				
Number of colony [CFU]	36	52	28	25
500 L				
Number of colony [CFU]	54	44	38	30
C [CFU/m^3]	OA		SA	
	135.6		125.6	

- 두 번째 세트의 경우 노란색의 포자형태의 곰팡이가 배지 전반적으로 퍼져있어 명확한 개수를 확인할 수 없었지만, 포자 형태가 아닌 개체로 셀 수 있는 곰팡이만 개수를 확인하였을 경우 첫 번째 세트와 마찬가지로 곰팡이 군집수가 감소하거나 유사한 경향을 보임.
- 배양 이후 각각의 군집 수 개수 확인 단계에서 세균과 효소로 추정되는 미생물도 발견되었지만 세균과 효소는 제외하고 개수 확인을 실시함.

- 표 31과 32는 외기와 급기에서의 세균의 오염도를 나타냄. 세균은 곰팡이와 다르게 두 세트 모두 육안으로 군집수를 확인하였을 때 확연하게 외기 대비 급기의 세균 군집수가 감소하는 것을 확인할 수 있었음.
- 배양 이후 군집 수 개수 과정에서 곰팡이와 효소로 추정되는 미생물도 발견되었지만 곰팡이와 효소는 제외하고 개수 확인을 실시함.

표 31. TSA first set

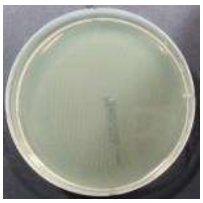
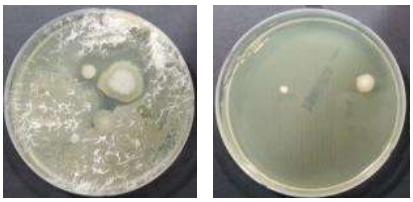
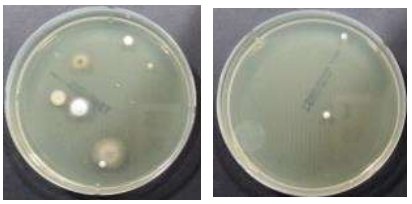
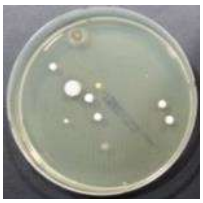
Measuring time	1st sample		2nd sample	
Measurement number	OA	SA	OA	SA
base			–	–
Number of colony [CFU]	0	0		
100 L				
Number of colony [CFU]	5	5	7	3
200 L				
Number of colony [CFU]	18	3	15	6
500 L				
Number of colony [CFU]	16	10	36	10
C [CFU/m^3]	OA		SA	
	60.6		23.1	

표 32. TSA second set

Sampling volume	1st sample		2nd sample	
Measurement number	OA	SA	OA	SA
base			–	–
Number of colony [CFU]	0	0		
100 L				
Number of colony [CFU]	13	3	15	3
200 L				
Number of colony [CFU]	24	0	14	1
500 L				
Number of colony [CFU]	15	6	18	4
C [CFU/m^3]	OA		SA	
	61.9		10.6	

- 패키지형 제습증발냉각 기반 전외기 공조시스템의 곰팡이 및 세균 제거효율을 계산해보았을 때, 곰팡이는 첫 번째 세트와 두 번째 세트에서 각각 외기 대비 8.0%와 7.4%의 제거효율을 나타냈으며, 세균의 경우 첫 번째 세트와 두 번째 세트에서 각각 외기 대비 61.9%와 82.8%의 제거효율을 보임.
- 간접식 증발냉각기는 이론적으로 외기가 지나가는 1차측 유로와 2차측이 완전히 분리되어 있기 때문에 간접식 증발냉각기에서 순환수를 쓰더라도 물에 의한 오염은 없을 것으로 예측됨.
- 또한 현재 제작된 패키지 유닛은 필터가 설치되어 있지 않기 때문에 필터에 의한 절감효과

는 없었고, 제거 효율만 봤을 때 가장 미생물 오염에 영향을 끼칠 것이라 예상되는 직접식 증발냉각기보다 액체식 제습 시스템에서의 미생물 제거 효과가 더욱 커서 결과적으로 급기 측에서 공기질 개선 효과가 있었던 것으로 판단됨.

- PDA와 TSA 배지의 미생물 군집수를 봤을 때 상대적으로 공기나 직접식 증발냉각기에 뿌려주는 물에 곰팡이 보유수가 세균보다 많았던 것으로 판단됨. 또한 미생물별로 시간차는 있지만 동일한 날에 유사한 외기조건에서 실험을 진행하였지만 두 번째 세트에서 곰팡이 포자가 전반적으로 퍼진 것을 봐서 주변 소독이 확실하게 되지 않았거나 주변 환경이 예기치 못한 상황에 의해 변했을 가능성이 존재함.
- 하지만 실험결과를 확인하였을 때 패키지형 제습증발냉각 기반 전외기 공조시스템은 곰팡이나 세균과 같은 미생물의 오염을 개선하는 효과가 있는 것으로 판단됨.
- 급기공기의 측정을 외기와 같이 패키지 유닛 내부에서 하지 않고 급기덕트를 어느 정도 지나 실내로 토출되는 지점에서 하여 덕트에 의한 오염여부도 있을 수 있으나, 공기가 정체되어 있지 않고 계속하여 유동이 일어나고 있는 상황이고 공조기를 처음 켠 후 일정시간이 지난 후 실험 측정을 수행하였기 때문에 덕트 내부의 오염물질은 어느 정도 제거가 됐다고 판단이 되어, 급기를 실내 측에서 측정하여도 덕트에 의한 오염영향은 크게 없을 것으로 판단됨.
- 본 연구에서는 차세대 공조시스템 프로토타입 유닛에서 곰팡이와 세균과 같은 미생물의 오염을 개선하는 효과에 대하여 실험을 하여 분석함. 패키지형 제습증발냉각 기반 전외기 공조시스템의 액체식 제습 시스템, 간접식 및 직접식 증발냉각기가 모두 운전되는 차세대 공조시스템의 여름철 일반적인 운전조건하에서 실험을 실시함.
- 곰팡이는 PDA 배지에서, 세균은 TSA 배지에서 배양을 하였음. 그 결과, **곰팡이 오염의 경우 급기에서 외기 대비 평균적으로 7.7%를 감소하는 것을 확인할 수 있었고, 세균 오염은 평균 72.4% 제거 효과가 있는 것을 확인**함. 또한 제거 효율을 통해 차세대 공조시스템 프로토타입 유닛은 곰팡이보다 세균에 대한 절감효과가 큰 것을 알 수 있었음.
- 프로토타입 유닛의 각 장치에 따른 영향을 정확히 알아보기 위해서는 각 장치별 출구 측에서의 측정도 필요하다고 판단됨. 또한 필터나 Ultraviolet 램프를 설치하면 제거효율이 더욱 상승할 것으로 예상되며, 공기질 오염에 가장 큰 영향을 줄 것으로 알려진 직접식 증발냉각기를 운전한 상태에서 실험을 진행하였기 때문에, 직접식 증발냉각기가 필요 없는 나머지 운전조건에서는 더욱더 공기질 개선효과가 있을 것으로 예측됨.
- 본 연구에서는 실험용 시제품의 실험을 통해 예측모델을 보완하여 연간 운전특성 및 에너지 절감효과를 확인함. 현재 공동주택에서 가장 널리 사용되는 개별식 환기장치인 전열교환기(Energy recovery ventilator, ERV) 시스템과 비교하여 제안된 시스템의 에너지 이점을 세부적인 에너지 시뮬레이션을 통해 조사함. 시제품은 현재 공동주택의 상황을 반영하여 중앙환기장치로서 적용하였으며 추가적인 현열부하 처리는 각 세대에 설치된 개별 냉/난방 시스템이 담당한다고 가정함. 에너지 시뮬레이션은 30층짜리 아파트 건물의 중간 층 하나

에서 수행됨.

- 각 가정의 분산형 ERV 및 병렬 가열 및 냉각 시스템이 기준 시스템으로 선택됨. 기준 환기 시스템인 ERV는 일반적으로 주거용 건물의 기계 환기 시스템으로 적용됨. ERV는 현열뿐만 아니라 EA 스트림에서 잠열을 회수하여 환기 에어컨 부하를 줄임(Zhang, Jiang, Zhang, Deng, & Jin, 2000). ERV는 일반적으로 EA측 에서 약 60-80%의 현열 및 잠열의 55-65%를 회수함 (Mardiana-Idayu & Riffat, 2012). 일반적인 분산 형 ERV는 각 가정에 설치되며 엔탈피 교환기 코어와 공급 및 배기 팬으로 구성됩니다. 그림 125에 표시된 직교류형 막 기반 판형 엔탈피 교환기는 고층 아파트 건물에서 ERV에 가장 일반적으로 사용되는 유형의 교환기임. ERV에는 엔탈피 열교환 모드(그림 125)와 바이패스 모드(그림 126) 두 가지 작동 모드가 있음. 엔탈피 열교환 모드는 일반적으로 여름과 겨울에 사용되며, 환기를 위해 도입된 OA는 실내 RA와 현열과 잠열을 교환함. 그러나, OA의 엔탈피가 RA의 엔탈피보다 낮을 때, 엔탈피 회복은 공간에서의 공조 부하를 증가시킴. 따라서 바이 패스 모드가 활성화되고, 도입 된 OA와 열 교환 없이 실내 (RA)가 외부로 배출됨.

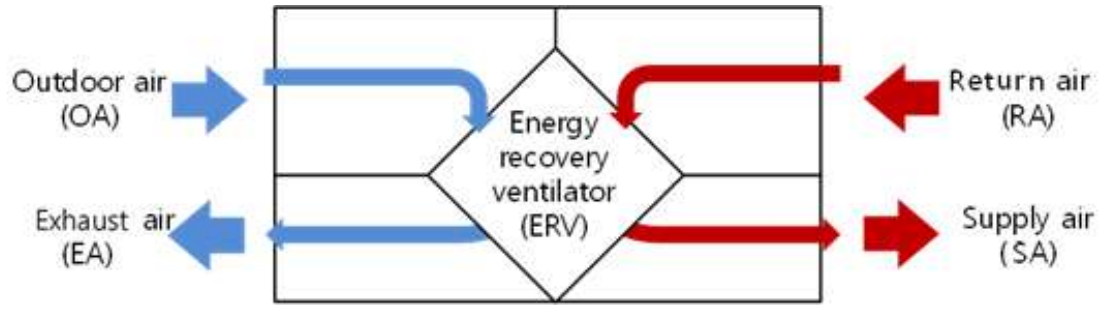


그림 125. ERV의 엔탈피 열교환 모드(여름 및 겨울)

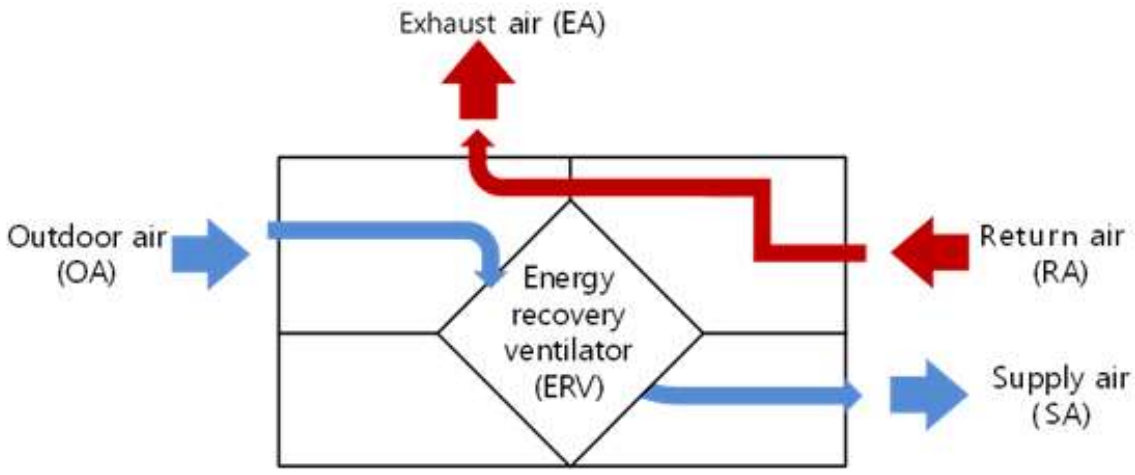


그림 126. ERV의 바이패스 모드

- ERV는 설정된 최소 환기량만 실내로 제공하기 때문에, 각 실내의 에어컨 및 개별 가스 보일러와 같은 병렬 시스템으로 목표 실내 공기 온도 및 습도를 유지해야함.
- 환기 시스템을 평가하기 위해 고층 주거용 건물에 대한 자세한 에너지 시뮬레이션을 수행함. 시뮬레이션은 주거용 건물의 한 중간 층에서 수행됨. 따라서 두 시스템의 예상 에너지 소비는 건물의 한 층에 소비 된 총 운영 에너지를 나타냄. 결과적으로, 기준 시스템과 비교하여 제안 된 시스템의 1차 에너지 절약 가능성이 평가됨.
- 주거용 건물 모델은 대한민국 서울에 위치한 30층 건물임. 각 층 마다 4개의 가구가 있음. 그림 127은 각 가구의 평면도와 면적을 보여줌. 열부하 계산에 필요한 건물 재료 특성은 표 33에 제시되어있음. 벽과 창문의 열관류율은 한국 규정(한국 국토 교통부, 2017)에 근거함.

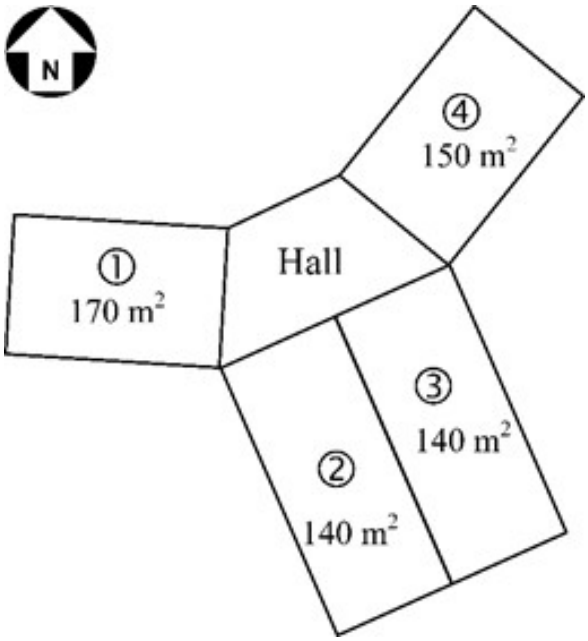


그림 127. 모델 건물 평면도

표 33. 모델 건물 정보

기후 데이터	EnergyPlus 서울 외기 데이터		
거주 인원	가구당 4명		
목표 설정 온도 (국토 교통부, 2017)	여름	건구온도	26° C
		상대습도	50%
	겨울	건구온도	20° C
		상대습도	50%
실내 열원	사람	현열 부하	75 W/person
	기기발열	현열 부하	8 W/m^2
	조명기구	현열 부하	2.7 W/m^2
열관류율 (국토 교통부, 2017)	바닥	0.352 W/m^2 · K	
	외벽	0.359 W/m^2 · K	
	창	1.12 W/m^2 · K	

- 모델 공간의 시간당 현열 부하는 빌딩 에너지 시뮬레이션 프로그램 인 TRNSYS 18을 사용하여 도출됨. 사무실 건물의 경우와는 달리, 많은 요인이 잠재 부하 계산의 불확실성을 유발했기 때문에 모델 공간의 시간당 잠재 부하 프로파일은 ASHRAE 핸드북의 최대 잠열부하($\dot{Q}_{lat}, W$)를 기준으로 함(ASHRAE, 2017)(식 48). 각 가구의 잠열부하는 바닥 면적($A_{floor,} m^2$)과 각 가구의 거주자 수 (N_{oc})에 따라 계산됨. 입주자 수 (N_{oc})는 침실 수 (N_{br})에 1을 더한 것으로 계산됨. 모델 주거용 건물의 모든 아파트에는 3개의 침실이 있음. 따라서 각 유닛의 최대 거주자 수는 4명임. 고층 주거용 건물의 요구 환기량($\dot{V}_{vent}, L/s$)은 ASHRAE Standard 62.2 (ASHRAE, 2016)에 따라, 에어컨 바닥 면적 (A_{floor}) 및 침실 수 (N_{br})에 따라 계산됨(식 49). 식 48 및 식 49 에서, 각 유닛에 대한 SA (ω_{sa})의 목표 습도는 식 50을 통해 도출됨.

$$\dot{Q}_{lat} = 20 + 0.22A_{floor} + 12N_{oc} \quad \text{(식 48)}$$

$$\dot{V}_{vent} = 0.15A_{floor} + 3.5(N_{br} + 1) \quad \text{(식 49)}$$

$$\dot{Q}_{lat} = 0.001\,\dot{V}_{vent}\rho h_{\ fg}(\omega_{ra} - \omega_{sa}) \quad \text{(식 50)}$$

- 모델 공간의 시간별 열 부하에 따라, EES (Engineerting Equation Solver)를 사용하여 각 시스템 구성 요소의 기존 모델을 통합하여 일련의 에너지 시뮬레이션을 수행함. 제습시스템

과 증발냉각기 부분은 기존 선행연구들과 동일한 모델을 사용함.

- 유기 랭킨 사이클 기반 중앙 환기시스템과 비교할 ERV는 직교류형 멤브레인 기반 판형 ERV를 사용함. 에너지 회수 성능은 ERV의 현열 및 잠열 교환 효율에 따라 달라지며 SA 조건은 식 51과 식 52를 사용하여 계산할 수 있음. 일반적으로 현열교환 효율이 잠열교환 효율보다 높음. 본 연구에서 ERV의 현열 및 잠열 교환 효율은 각각 70%와 65%로 가정됨.

$$\epsilon_{sen} = (DBT_{sa} - DBT_{oa})/(DBT_{oa} - DBT_{ra}) \quad \text{(식 51)}$$

$$\epsilon_{lat} = (\omega_{sa} - \omega_{oa})/(\omega_{oa} - \omega_{ra}) \quad \text{(식 52)}$$

- 분산 열병합발전 시스템으로서, 각 아파트 건물마다 하나의 유기 랭킨 사이클 장치가 설치되었다고 가정됨. 앞서 언급 한 바와 같이, 제안된 시스템의 유기 랭킨 사이클은 아파트 건물의 공통 전기 부하 (조명, 엘리베이터, 커뮤니티 시설 등)를 충족하도록 크기가 조정됨. 기존 연구(Choi et al., 2012)에 따르면, 타워형 아파트는 1년 동안 9.07 kWh/m^2의 공용 전기를 소비한다고 가정할 수 있는데, 그림 127과 같은 평면을 가지는 30층짜리 모델 아파트 건물의 각 층은 약 600 m^2의 공용 면적을 가짐. 따라서 30층짜리 아파트 건물은 시간당 약 19 kW의 공용전기를 소비하는 것으로 계산됨. 이에 따라 유기 랭킨 사이클의 사이즈를 한 아파트 건물에 대해 20 kW로 설정할 수 있음. 에너지 시뮬레이션은 하나의 중간 층에 대해 수행되었으므로 유기 랭킨 사이클은 층당 약 0.7 kW의 전기를 공급할 수 있다고 가정됨.
- Quoilin(Quoilin, 2011)이 제안한 단순화된 유기 랭킨 사이클 모델이 이 연구에 채택됨. 이 모델은 식 53-56에 따라 다양한 작동 유체와 방열판 또는 열원 조건으로 유기 랭킨 사이클 성능을 신속하게 평가할 수 있음. 식 53-56은 터빈, 증발기, 응축기 및 펌프와 같은 유기 랭킨 사이클의 각 구성 요소에서 기초적인 일과 열 전달을 표현함. 문헌에 보고 된 유기 랭킨 사이클 작업에서의 펌프 효율(Bala, O'Callaghan, & Probert, 1985; Quoilin, 2011; Quoilin, Lemort, & Lebrun, 2010; Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)은 20-80% 이기에, 펌프 효율은 중간 값(50 %)이 연구에 사용됨. 문헌(Broek, Lemort, Dewallef, Quoilin, & Declaye, 2013)에 따르면 스크롤 익스팬더의 효율은 70%로 가정됨. Novec649를 갖는 유기 랭킨 사이클의 증발 및 응축 온도는 각각 105℃ 및 60℃로 유지됨. 유기 랭킨 사이클 효율(η_{orc})은 식 57을 통해 결정됨.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{orc}(h_{evap,in} - h_{evap,out}) \quad \text{(식 53)}$$

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m}_{orc}(h_{tur,in} - h_{tur,out}) \quad \text{(식 54)}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{\mathrm{orc}}(h_{cond,in} - h_{cond,out}) \quad \text{(식 55)}$$

$$\dot{W}_{pump} = \dot{m}_{\mathrm{orc}}(h_{pp,in} - h_{pp,out}) \quad \text{(식 56)}$$

$$\eta_{\mathrm{orc}} = (\dot{W}_{turb} - \dot{W}_{pump})/\dot{Q}_{evap} \quad \text{(식 57)}$$

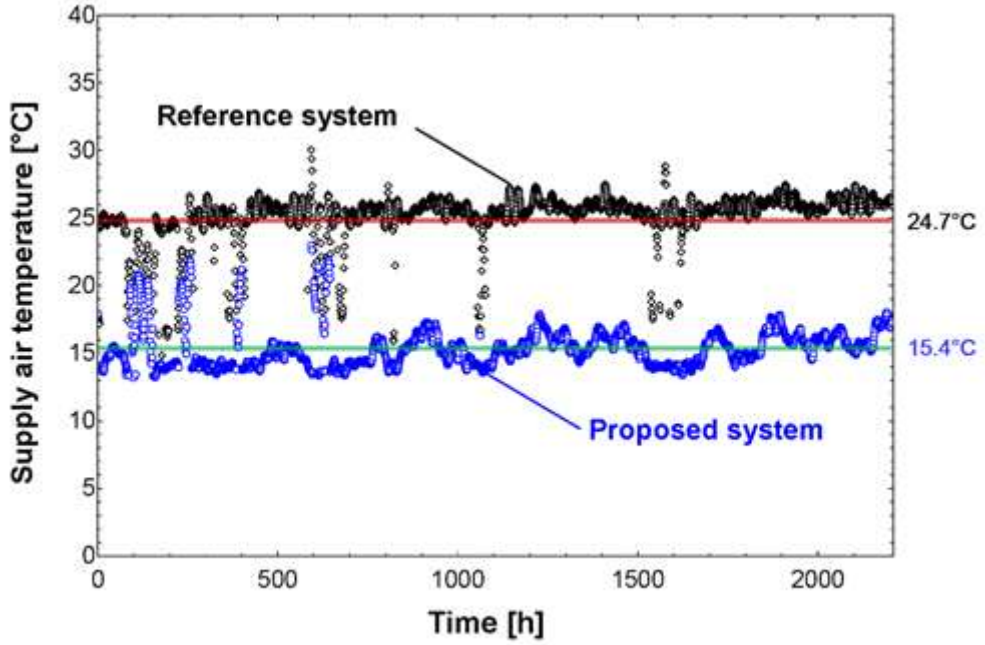
- 지역열원에서 얻은 온수는 120℃에서 지속적으로 유기 랭킨 사이클 증발기로 공급되는 것으로 가정됨. 유기 랭킨 사이클에 공급되는 지역 열량의 추정에서 5%의 열 손실(ϵ_{loss})이 고려됨. 따라서, 열 손실 및 열교환기 효율을 고려한 총 지역 열 부하가 계산됨(식 58).

$$\dot{Q}_{DHS} = \dot{Q}_{evap}/(\epsilon_{hx}(1-\epsilon_{loss})) \quad \text{(식 58)}$$

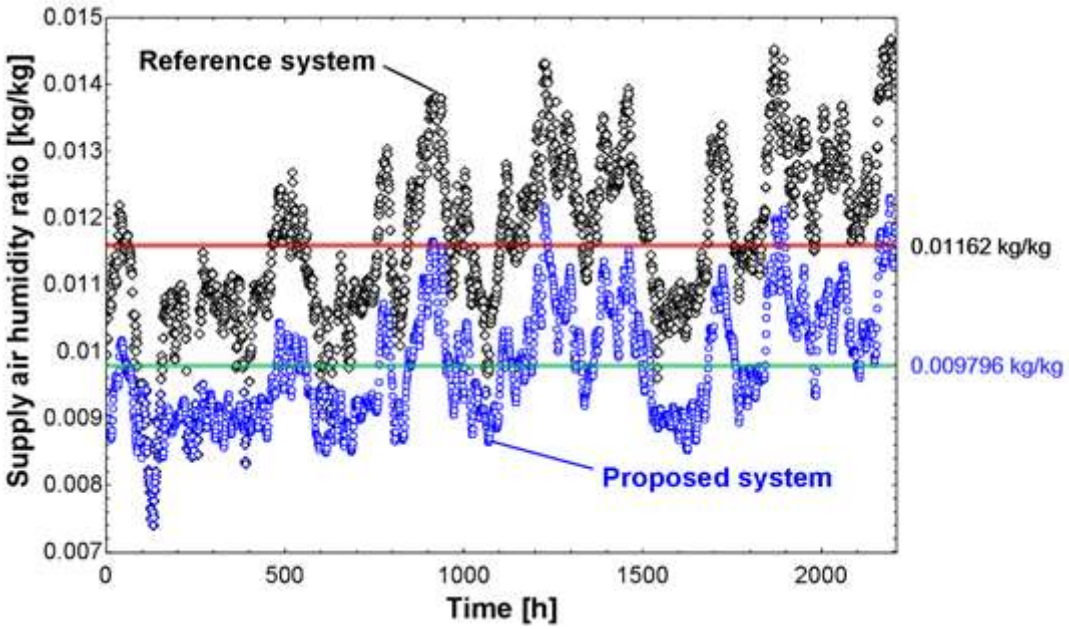
- 중앙 집중식 및 분산형 환기 시스템 모두에서 실내 온도 설정 값을 유지하기 위해 추가 공간 가열 및 냉각을 위해 병렬 가열 및 냉각 시스템이 필요함. 공조 공간에서 추가 냉각, 제습 및 가열을 위해 실내 에어컨 및 개별 가스 보일러가 사용됨. 병렬 시스템에 필요한 용량은 식 59와 같이 계산됨. 제 된 시스템에서, 병렬 시스템은 현열 냉각과 소량의 제습 및 가열 부하를 처리함. 하지만, 비교 시스템에서 병렬 시스템은 냉방 계절의 잠열 부하를 처리해야함. 기준 시스템은 응축을 이용한 제습으로 인해 더 높은 병렬 냉각 에너지를 요구할 수 있음.

$$\dot{Q}_{parallel} = \dot{Q}_{sen} - \dot{Q}_{sen,vent} \quad \text{(식 59)}$$

- 각 시스템 구성 요소의 전력 및 열 소비는 1차 에너지 소비로 환산됨. 에너지원에 대한 지역 1차 에너지 전환 계수(한국에너지공단, 2013)는 전기 2.75, 천연 가스 1.1 임.
- 그림 128은 냉방기에 제안된 시스템과 비교 시스템의 SA 온도 및 습도 비율을 비교 한 것임. 그림 128(a)에 나타난 바와 같이, 제안된 시스템과 비교 시스템에서 평균 SA 온도는 각각 15.4℃와 24.7℃였음. 냉방기에 SA 온도가 낮을수록 병렬 냉각 시스템에서 에너지 소비가 줄어듦. 제안된 시스템과 비교 시스템의 평균 SA 절대습도는 각각 0.009796 kg/kg과 0.01162 kg/kg 이었음(그림 128(b)). SA 습도 비율이 낮을수록 병렬 냉각 시스템의 제습을 위한 에너지 소비가 줄어 듦.



(a) 급기 온도

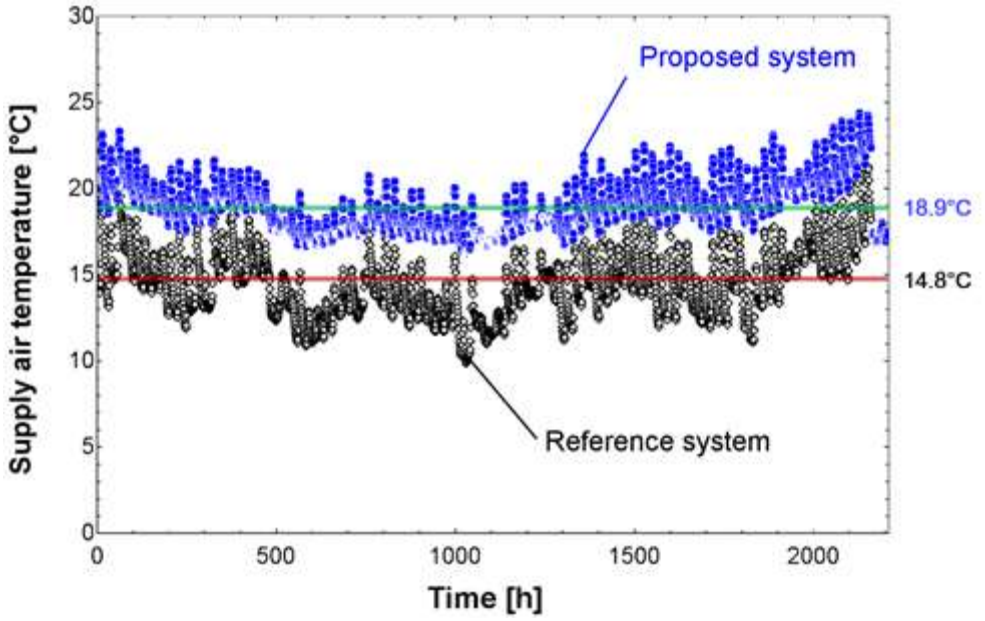


(b) 급기 절대습도

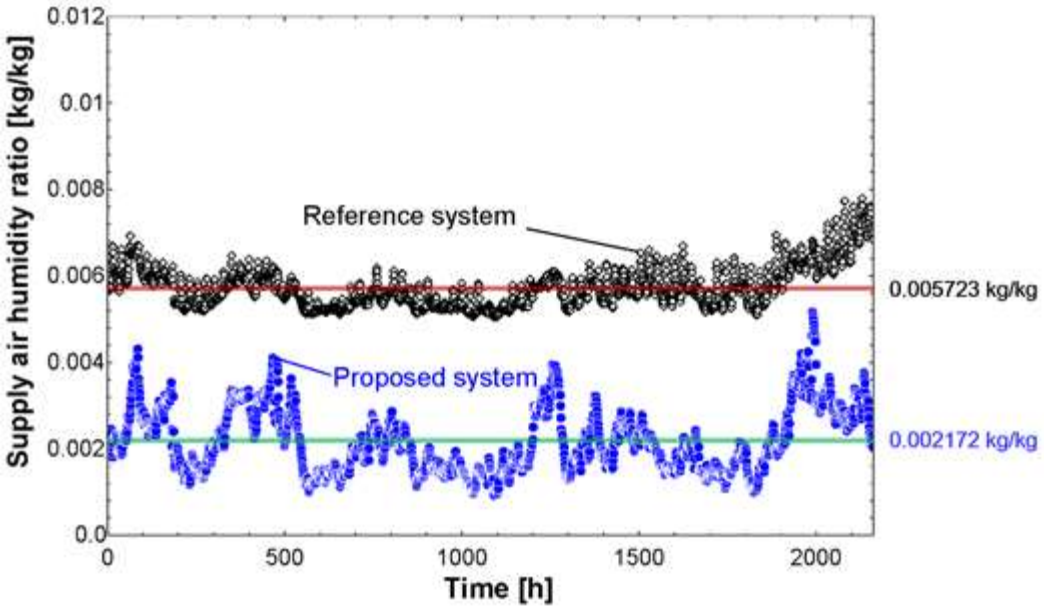
그림 128. 냉방기의 급기 온도 및 절대습도

- 그림 129는 난방기에 두 시스템에 의해 조절된 SA의 온도와 습도를 비교 한 것임. 그림 129 (a)에 표시된 바와 같이, 제안된 시스템은 비교 시스템보다 고온의 SA를 공급함. 이는 제안된 시스템의 IEC에서 EA의 폐열을 EA 측에 설치된 열교환기를 통해 회수하기 때문임. 제안된 시스템과 비교 시스템의 평균 SA 온도는 각각 18.9℃와 14.8℃였음. 난방 시즌의 SA 온도가 높을수록 병렬 난방 시스템에서 에너지 소비가 줄어 듦.

- 그림 129(b)에 표시된 바와 같이, 제안된 시스템 (평균값 0.002172 kg/kg)에 대한 SA의 절대 습도는 기준 시스템 (평균값 0.005723 kg/kg)보다 낮았음. 이는 난방 시스템 작동시 제안된 시스템이 EA로부터 수분을 회수 할 수 없었지만, 기준 시스템은 가능했기 때문임. SA의 습도 비율이 낮을수록 난방 계절 동안 공조된 구역의 가습 수요가 더 커짐.



(a) 급기 온도



(b) 급기 절대습도

그림 129. 난방기의 급기 온도 및 절대습도

- 냉방 기간 (즉, 6 월, 7 월 및 8 월)과 난방 기간(즉, 12월, 1월, 2월) 동안 두 시스템에서 단

위 면적당 운영 에너지 소비를 비교 한 결과가 그림 130에 나와 있음. 그림 130에서, 제안된 시스템은 냉방기 동안 기준 시스템보다 40% 적은 전력 소비를 나타내었으며, 이는 주로 병렬 냉각 시스템의 작동 에너지 소비의 현저한 감소로 인한 것임. 제안된 시스템에 대한 SA의 온도 및 습도가 낮을수록 병렬 냉각 시스템의 운영 에너지를 크게 절약 할 수 있었음. 제안된 시스템은 기준 시스템보다 87% 더 많은 팬 및 펌프 에너지를 소비했지만, 이 에너지 페널티는 병렬 시스템 에너지 소비의 감소로 상쇄되었음.

- 난방기에 제안 된 시스템의 병렬 난방 시스템은 각 가정을 난방하기 위해 유기 랭킨 사이클 응축기에서 방출 된 열 (즉, 폐열)을 사용했음. 그림 129(a)에 표시 된 바와 같이, 제안된 시스템은 기준 시스템보다 고온 SA를 전달하였음. 결과적으로, 제안된 시스템은 기준 시스템과 비교하여 병렬 가열 시스템 작동에서 무시할만한 구매 열 소비를 나타냄. 제안된 시스템은 팬 및 펌프 작동을 위해 기준 시스템보다 11% 더 많은 전력을 소비했지만 폐열 회수로 인한 에너지 이점으로 인해 에너지 불이익이 상쇄되었음. 그러나 그림 129(b)에 표시된 바와 같이, 제안된 시스템은 난방 기간 동안 가습 부하를 만족시키기 위해 주거 공간에서 기준 시스템보다 3.7배 높은 가습율(단위 면적당)을 요구했음(그림 131).

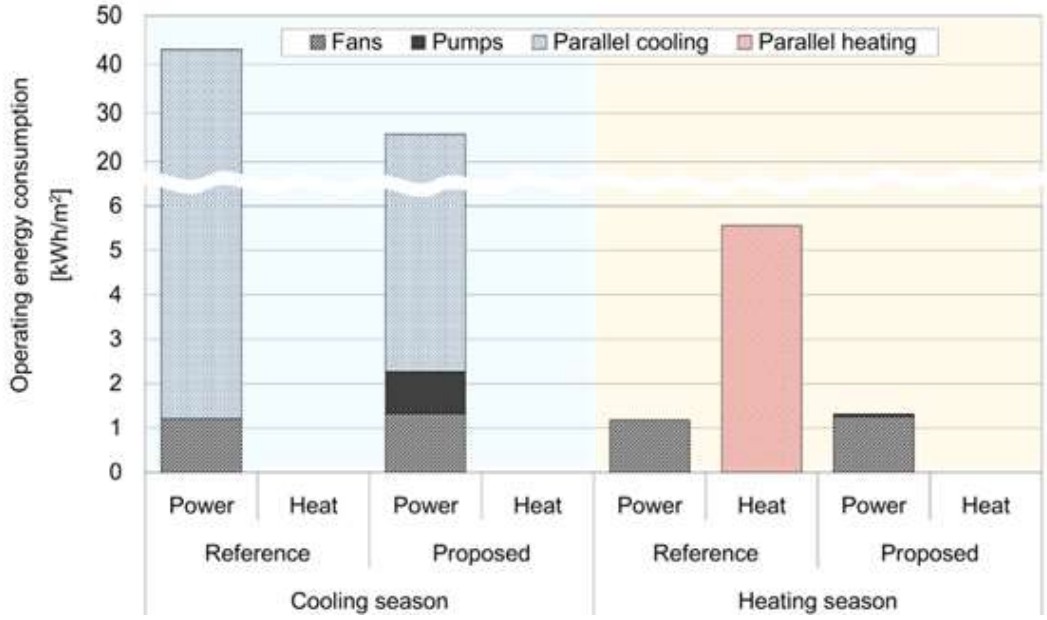


그림 130. 냉방기와 난방기의 에너지 소비량

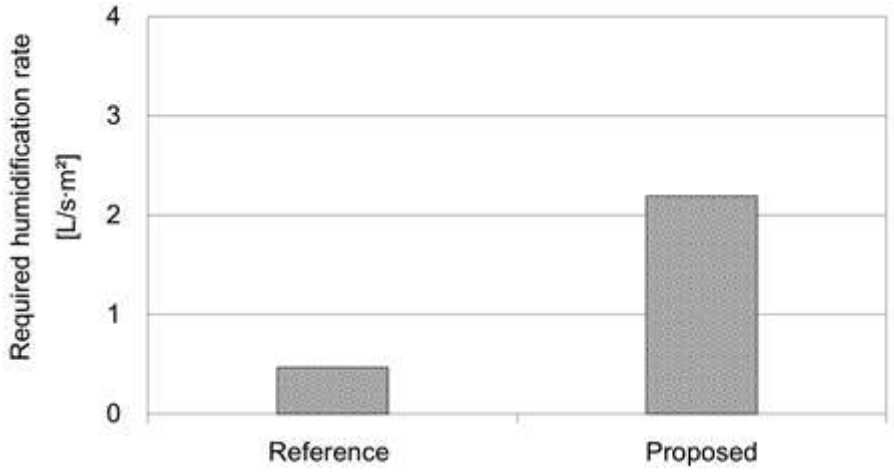


그림 131. 난방기의 요구 가습량 비교

- 그림 132는 온화한 외기 조건의 중간기 (즉, 3월, 4월, 5월, 9월, 10월 및 11월)에 두 시스템의 단위 면적당 운영 에너지 소비를 비교 한 것임. 예상 한 바와 같이, 제안 된 시스템은 팬 및 펌프 작동을 위해 기준 시스템보다 9% 더 많은 전력을 소비함. 그러나 병렬 냉각 및 난방 시스템 작동으로 인한 에너지 절약이 에너지 패널티를 동시에 상쇄함. 결과적으로, 제안된 시스템은 비교 시스템보다 5% 적은 전력 소비를 보였으며 구매 열 소비는 무시할만한 수준으로 나타났음.

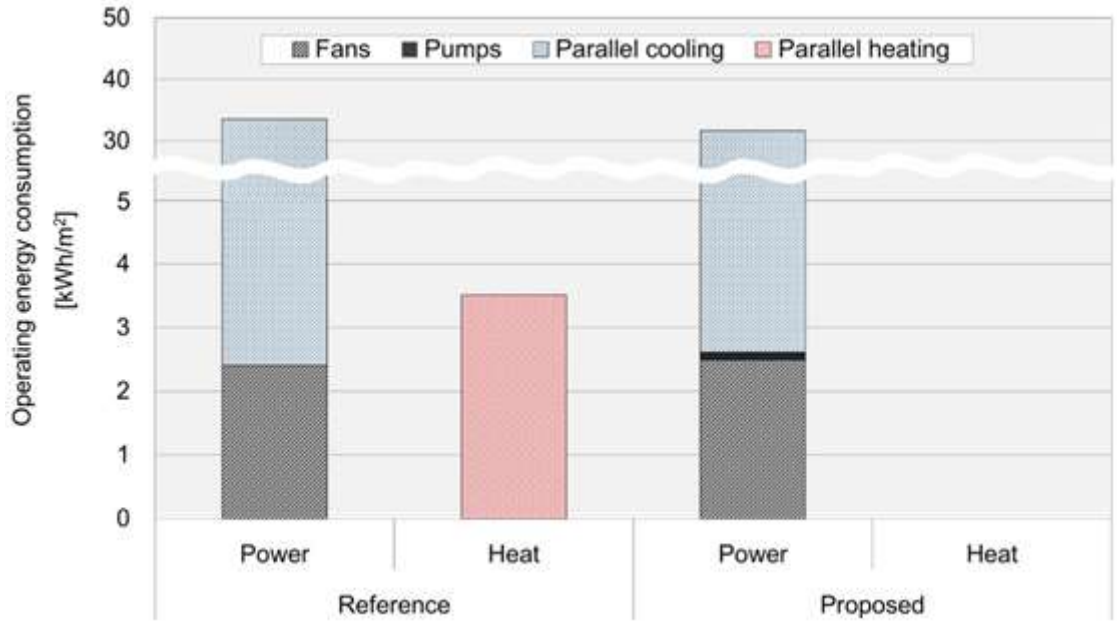


그림 132. 중간기의 에너지 소비량

- 그림 133은 제안된 시스템과 비교 시스템 간의 연간 1차 에너지 소비를 비교 한 것임. 여기에서 전력 및 구매 된 열소비는 1차 에너지 소비로 전환됨. 각 시스템의 주요 에너지 소비

량을 추정하기 위해 전기(즉, 2.75) 및 천연 가스(즉, 1.1)에 대한 1차 에너지 환산계수(한국에너지공단, 2013)가 사용됨.

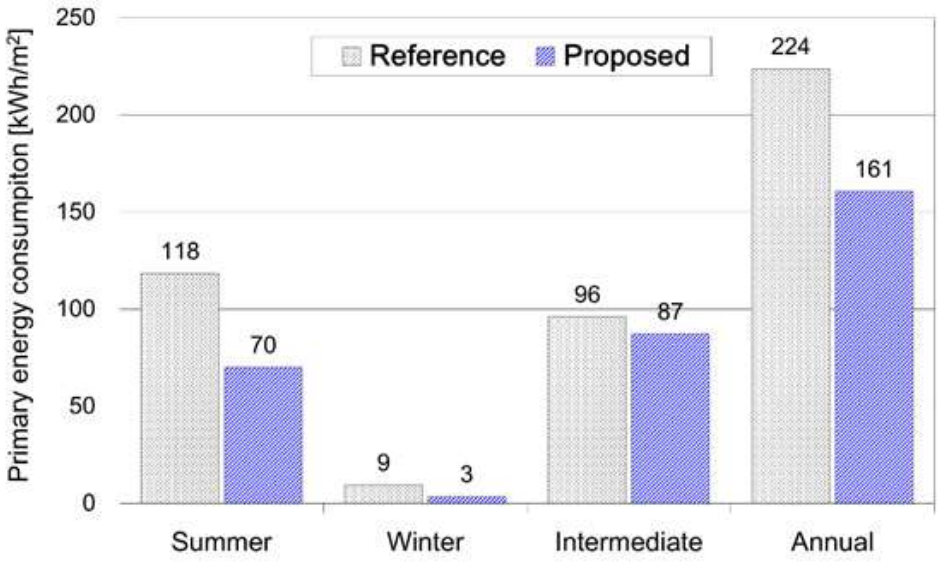


그림 133. 1차 에너지 소비량

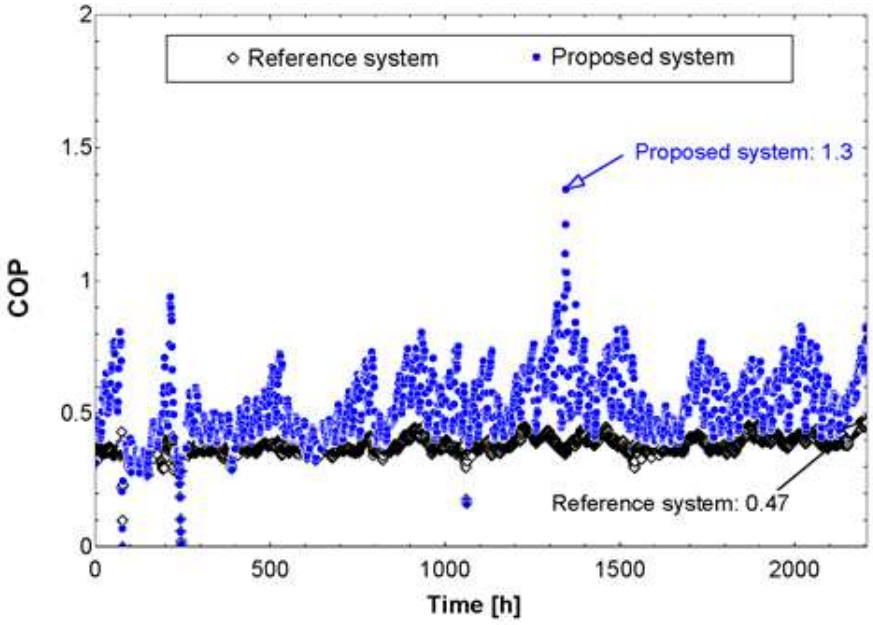
- 앞서 설명 된 제안된 시스템의 운전 방법에 따르면, 유기 랭킨 사이클에 의해 생성 된 전력은 건물의 기본 전기 부하 (즉, 조명, 엘리베이터 및 커뮤니티 시설)를 충족시키고 유기 랭킨 사이클로부터 재생 된 열을 만족시키는 데 사용되었음. 제습공조시스템 및 병렬 가열 시스템의 작동을 위해 응축기(즉, 자유 열)가 사용되었다. 제안된 시스템의 작동에 필요한 전력은 기존 전력망에 의해 공급되었습니다. 기준 시스템의 작동을 위한 전력 및 열은 기존 전력 그리드 및 종래의 가스 보일러에 의해 공급됨.
- 그림 133에서 볼 수 있듯이, 제안된 시스템은 여름, 겨울 및 중간기에 각각 1차 에너지를 41%, 63% 및 9% 더 적게 소비했으며 비교 시스템에 비해서 연간 1차 에너지를 28% 절감함. 제안된 시스템의 연간 주요 에너지 절감 혜택은 주로 유기 랭킨 사이클 응축기에서 재생 된 폐열을 사용했기 때문임.
- 두 시스템의 시스템 COP(식 60)는 그림 134에 표시됨. 시스템 COP는 시스템 운영에 소비된 총 에너지 입력 (P)에 대한 환기 및 병렬 냉각 또는 가열을 통해 공급된 냉각 또는 가열된 에너지의 비율임.

$$COP = (\dot{m}_{vent}(h_{oa} - h_{sa}) + \dot{Q}_{\parallel})/P \quad \text{(식 60)}$$

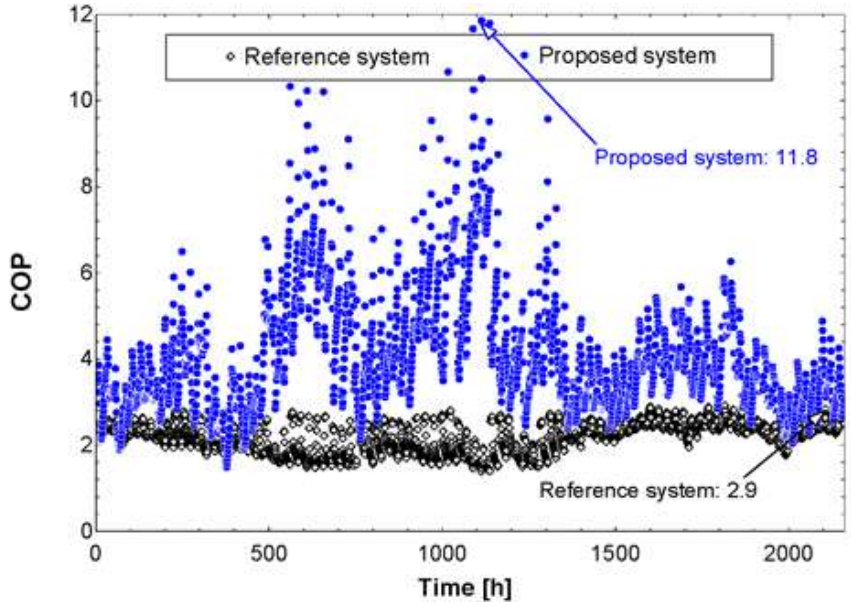
- 그림 134(a) 및 그림 134(b)에서 냉방 및 난방 계절에 제안된 시스템의 최대 COP는 각각 1.3 및 11.8이며, 기준 시스템에 대한 COP는 각각 0.47 및 2.9였음. 중간기 (그림 134(c))에서 제

안된 시스템은 5.75의 최대 시스템 COP를 나타냈으며, 이는 비교 시스템 (즉 3.5)보다 높았음.

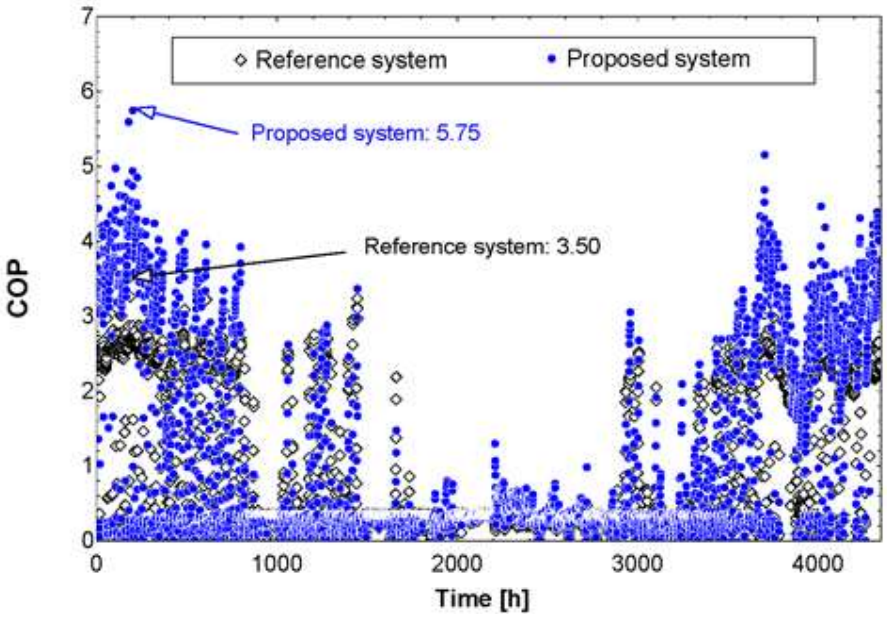
- 그림 134 (d)는 두 시스템의 월간 평균 시스템 COP를 비교 한 것임. 제안된 시스템은 4월을 제외하고 매월 기준 시스템보다 더 나은 시스템 COP를 가짐. 4월에 제안된 시스템과 비교 시스템은 EA 스트림에서 현열을 회수하여 동일한 온도의 환기 공기를 공급했지만 비교 시스템은 환기를 통해 공조 공간에 가습을 제공함. 환기로 인해 기준 시스템의 성능이 향상되면 중기의 일부 기간 동안 제안 된 시스템에 비해 월 평균 평균 시스템 COP가 높아짐. 그러나 제안된 시스템(1.67)의 경우 기준 시스템 (1.08)보다 연간 평균 시스템 COP가 54% 높았음.



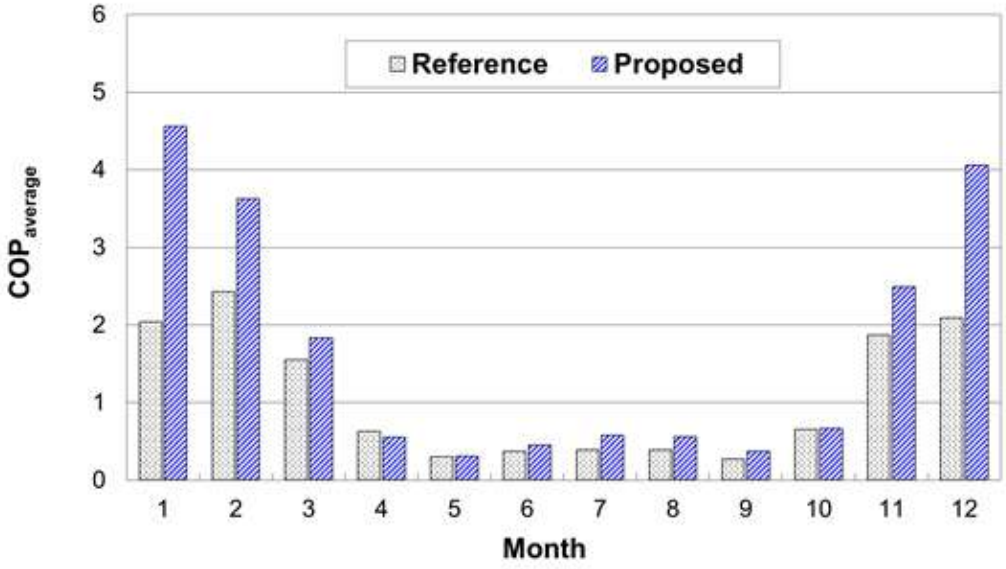
(a) 냉방기



(b) 난방기



(c) 중간기



(d) 월별 평균 COP

그림 134. COP 비교

- 지속 가능한 주거용 건물을 위해 제습공조시스템과 유기 랭킨 사이클 열병합발전 시스템의 통합은 기존의 분산형 ERV 시스템의 대안으로 고층 주거용 건물의 중앙 환기 시스템으로 제안됨. 제안된 시스템의 연간 에너지 이점은 상세한 에너지 시뮬레이션을 통해 평가되었으며 병렬 냉각 및 난방 에너지 소비를 고려한 분산형 ERV(기준 시스템)의 에너지 소비와 비교함. 시뮬레이션은 모델 아파트 건물의 한 중간 층에 대해 수행되었으며 유기 랭킨 사이클 응축기에서 회수 된 열은 제안된 시스템에 사용됨.

- **제안된 시스템이 전열교환환기장치 대비 냉방기 41%, 난방기 63%, 중간기 9% 1차 에너지 절감효과를 보였으며 연간 28 %의 1차 에너지 절감이 가능하였음**. 제안된 시스템은 더 많은 팬 및 펌프 에너지를 소비함. 또한, 제안된 시스템의 **연간 평균 시스템 COP는 전열교환환기장치 대비 연간 54% 높았음**.
- 제안된 시스템의 상당한 에너지 절감요소는 주로 유기 랭킨 사이클 응축기에서 회수된 폐열을 사용하기 때문임. **냉방기 및 난방기에 제안된 시스템의 더 쾌적한 급기조건은 병렬 시스템에서 에너지 소비를 줄이므로 운전 에너지 절감을 실현하는 데 기여**함. 또한 **중앙 집중식 유기 랭킨 사이클 통합 제습공조시스템는 기존의 분산형 ERV 시스템보다 잠열 냉각과 현열 냉각을 효과적으로 분리 할 수 있었음**.
- 본 연구에서는 제안한 프로토타입을 공동주택 중앙환기로 적용하여, 전열 교환기와 고체식 제습휠을 사용하는 외기전담 시스템(Dedicated outdoor air system, DOAS)과 비교하여 에너지 절감 가능성을 확인함. 본 연구에서 제안된 시스템은 일종의 DOAS와 같은 시스템으로 액체식 제습시스템을 적용한 특징이 있기 때문에 LDADOAS(Liquid desiccant assisted-dedicated outdoor air system) 라고 명함.
- 급기 풍량은 환기기준에 따라 최소환기량만큼 유입되며, 제안된 환기시스템에 여름철 덥고 습한 외기가 제습부 측으로 유입된다. 30-40%의 LiCl 제습수용액이 제습부에서 뿌려져 습공기와 만나 외기 측의 수증기가 수증기 분압차에 의해 제습수용액에 흡수됨. 이때의 제습과정은 발열과정이기 때문에, 제습부에 뿌려지기 전 제습수용액은 제습 성능을 위해 20-28℃로 냉각 되어야 함. 본 연구에서는 냉각기를 사용하여 제습수용액을 25℃의 온도로 냉각시키는 것으로 시뮬레이션 하였음.
- 제습 과정 이후의 묽어진 제습수용액은 이후의 제습을 위하여 재생이 필요함. 묽은 제습수용액은 재생부로 이동하여 재생부에서 뿌려지면서 외부공기와 만나 재생이 이루어지게 됨. 이때 제습수용액은 재생 효율을 증가시키기 위해 55-60℃로 가열하는데, 이때의 재생 열원은 유기 랭킨 사이클에서 버려지는 폐열을 사용하여 제습수용액을 가열하였음.
- 외기의 절대 습도가 실내의 목표 절대습도보다 높으면 (e.g., 0.097 kg/kg), 액체식 제습시스템이 가동되어 목표 절대 습도 이하로 외기를 제습 시키고, 그렇지 않다면 제습시스템을 가동하지 않음. 이후 급기의 목표 온도를 맞추기 위해 간접식 증발냉각기가 가동되어 급기를 냉각시킴.
- 겨울철에는 급기조건을 맞추기 위해 가열코일을 사용하여 급기를 실내온도조건에 맞춰 실내로 공급됨. LDADOAS는 환기와 잠열부하만을 담당하기 때문에, 실내의 남은 현열 부하는 각 세대별로 병렬냉각시스템을 설치하여 해결하는 것으로 시뮬레이션 하였음.
- 그림 135는 이 연구에서 고려된 유기 랭킨 사이클을 보여주고 있으며. 액체상태의 유기냉매는 증발기의 지역 열원으로부터 열을 흡수함으로써 증발됨.

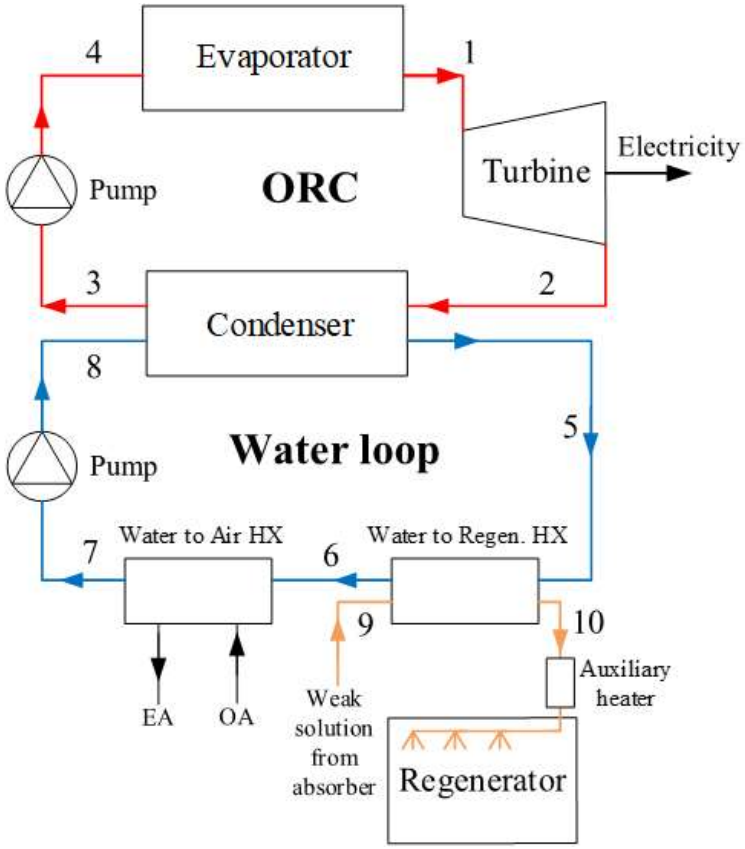


그림 135. 유기랭킨사이클 및 수배관 개요도

- 그림 136에 나타낸 기존 DOAS는 외기를 100% 사용하는 환기시스템으로 전열 교환기, 직팽식 냉각 코일, 현열교환기로 구성되어있음.

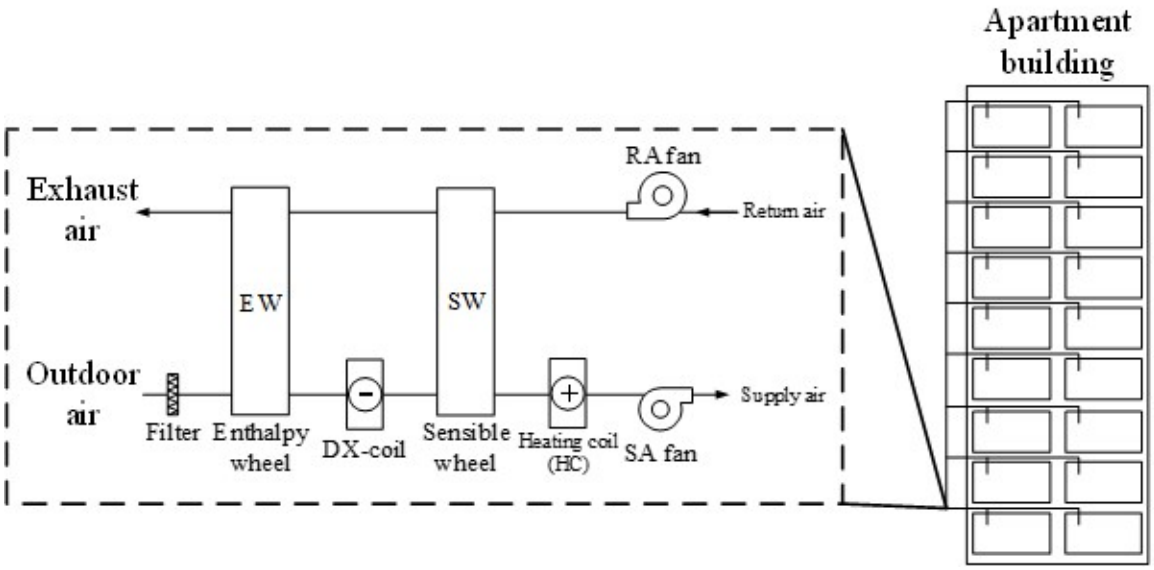


그림 136. 기존 DOAS 사례1 - 전열교환휠 기반 DOAS

- 급기 풍량은 환기 기준에 따라 최소환기량만큼 유입되며, 유입된 습공기가 전열교환기와

만나 제습이 이루어짐. 전열 교환기 이후 공기가 실내 목표 절대 습도 (e.g., 0.0097 kg/kg)에 도달하지 못하면 직팽식 냉각 코일을 사용하여 응결 제습을 통해 목표 절대 습도 조건을 만족시켜줌. 이때의 급기 온도는 실내 재실자들이 불쾌감을 줄 수 있는 7-8℃이기 때문에 현열교환기를 통과시켜 약간의 재열을 가함. 급기의 나머지 가열 부하는 공기를 실내에 공급하기 전에 가열 코일에 의해 가열됨.

- 그림 137은 고체식 제습휠이 있는 DOAS를 나타냄. 유입된 실외 공기는 고체식 제습휠에 의해 제습되며, 이 휠에서 급기 중의 습기가 휠 매트릭스에 코팅된 고체 제습제에 흡착됨. 포화된 제습제는 가열 코일에 의해 약 86℃까지 가열된 배기 공기에 의해 재생됨. 제습휠이 회전함에 따라 재생된 고체식 제습제가 지속적으로 급기를 제습함. 그러나 제습휠에서 나오는 제습된 공기의 온도는 공급 공기 온도 설정 지점보다 상당히 높은 값으로 증가하므로, 직팽식 냉각코일에 들어가기 전에 급기를 냉각시켜 공급 공기 온도 설정 지점을 충족하도록 현열교환휠이 작동됨. 현열교환휠은 직팽식 냉각코일과 가열 코일의 에너지 소비를 줄일 수 있음.
- 유입되는 실외공기의 절대 습도가 공급 공기의 목표 절대습도보다 낮으면 제습휠이 가동 중지되고, 급기 덕트에 위치한 현열교환휠과 가열 코일이 공급공기 온도 설정점을 만족시키기 위해 사용됨.

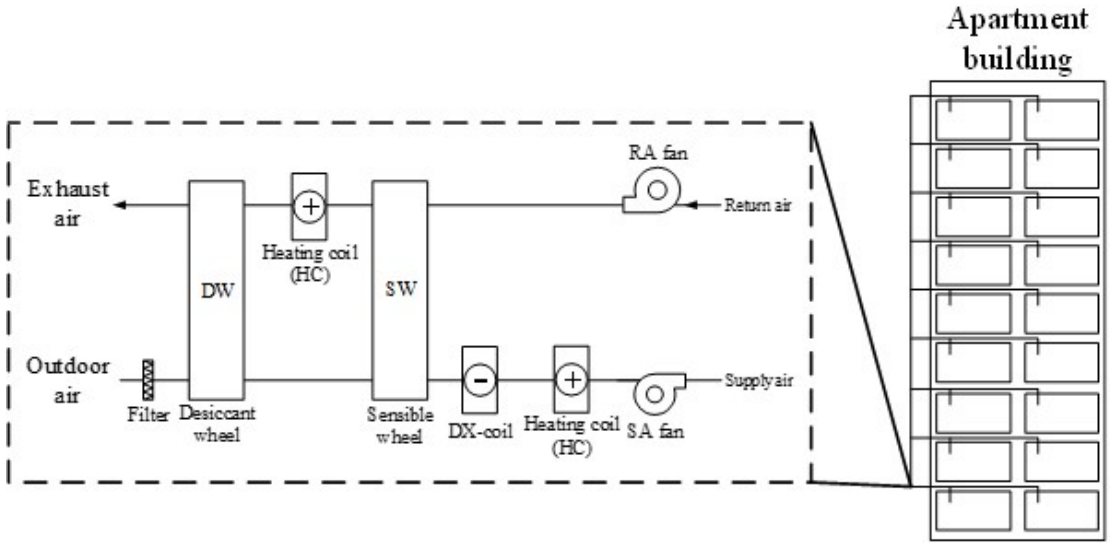


그림 137. 기존 DOAS 사례2 - 고체식 제습휠 기반 DOAS

- 시뮬레이션에 사용된 모델 건물은 대한민국 서울 성동구에 위치한 30층 높이의 공동주택을 사용하였으며, 시간당 열 부하는 TRNSYS 18 프로그램을 사용하여 산정하였음. 그림 138은 모델 공동주택의 한 층을 도식화한 것이며, 각 층 높이는 3 m이고, 각 세대 면적은 170-m^2 1세대, 150-m^2 2세대, 140-m^2 1세대임. U-value값은 대상 건축물이 2018년에 완공되었기 때문에 에너지절약설계기준을 충족한 것으로 가정하였음. 자세한 건물 정보는 표 33에 나타냄.

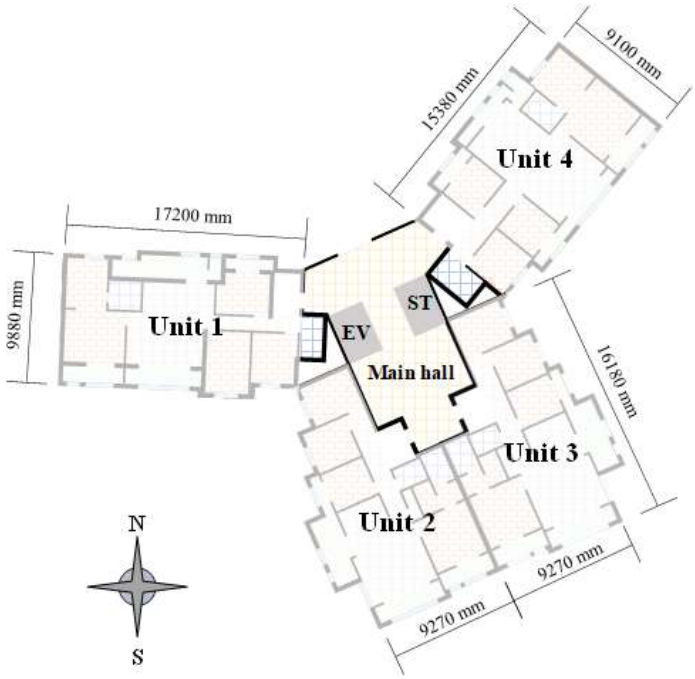


그림 138. 모델 공동주택 평면도

- 각 세대별 최소 환기량 기준과 실내 잠열 부하에 대한 식은 ASHRAE Standard 62.2와 ASHRAE Handbook에 따라 계산하였음.
- 본 연구에서 고려된 유기 랭킨 사이클의 발전용량은 모델 공동주택의 공용 전기를 담당하는 것을 기준으로 산정하였음. 즉, 주차장 및 엘리베이터, 복도 조명, 커뮤니티 시설 운영에 필요한 전기수요등을 담당하는 것으로 가정함.
- Choi et al.의 연구에 의하면 모델 건물과 같은 평면타입의 아파트 건물은 공용시설에서 연간 9.07 kWh/m^2 의 전기를 소비하는 것으로 조사됨. 본 논문의 모델빌딩에서 한 층의 총 면적은 454.14m^2임. 따라서, 모델 공동주택의 각 층은 공용시설에 4.12 MWh/yr (즉, 0.47 kWh/h)의 전기를 소비한다고 결론을 내릴 수 있음. 이 모델 빌딩은 30층으로 되어 있으므로, 유기 랭킨 사이클은 시간당 14.1 kWh의 전기 에너지 수요를 담당해야 함. 따라서, 15 kW급 발전용량의 유기 랭킨 사이클이 모델 아파트에 설치된 것으로 가정됨.
- 유기냉매 Novec649를 유기 랭킨 사이클의 작동 유체로 선정함. 이 유체는 작동 중 응축기 온도(즉, 60℃)를 충분히 높은 값으로 유지시켜 제습수용액의 재생 온도를 만족시킬 수 있음. 터빈 효율은 75%로 가정됨. 수배관 내 응축수의 질량 유량은 1.5 kg/s로 가정함. 응축수 루프에 사용된 모든 열교환기의 효율값은 80%이며, 펌프 효율은 선행연구를 기준으로 60%로 가정하였음.
- 본 시뮬레이션에서는 제습수용액의 재생부 입구 설정조건(즉, 25℃)을 만족시키기 위해 EnergyPlus의 냉각기 모델을 사용하였음. 냉각기 출력 방정식은 냉각 용량 계수(CAPFT), 냉각

출력 인자에 대한 에너지 입력(EIRFT), 냉각기 모델의 부분 부하 효율성(EIRPLR)의 세 가지 성능 곡선으로 구성됨. CAPFT와 EIRFT의 입력 매개변수는 실외 공기 온도 및 공급된 냉각수 온도임 (예: T_{CWS}, T_{oa}). 냉각기 에너지 소비량은 다음 방정식을 사용하여 결정할 수 있음 (식 61-65):

$$PLR = \frac{Q_{chiller}}{Q_{chiller.reg} CAPFT} \quad \text{(식 61)}$$

$$CAPFT = f(T_{CWS}, T_{oa}) \quad \text{(식 62)}$$

$$EIRFT = f(T_{CWS}, T_{oa}) \quad \text{(식 63)}$$

$$EIRPLR = f(PLR) \quad \text{(식 64)}$$

$$P_{chiller} = P_{chiller.ref} \times CAPFT \times EIRFT \times EIRPLR \quad \text{(식 65)}$$

- 엔탈피는 엔탈피 휠에서 외기의 엔탈피와 배기측 엔탈피가 교환됨. 야외 공기가 뜨겁고 습할 때 엔탈피 휠은 최대 회전 속도 20 rpm으로 작동되었음. 최대 속도에서 엔탈피 휠의 효율이 80%라고 가정할 때 효율 계산식은 다음과 같음(식 66):

$$\epsilon_{EW.h} = \frac{h_{pro.o} - h_{pro.i}}{h_{exh.i} - h_{pro.i}} \quad \text{(식 66)}$$

- 겨울에 엔탈피 휠의 운전모드는 Jeong et al.의 선행연구 내용을 바탕으로 속도 제어를 통해 목표 절대습도를 조정하였음.
- 기존 외기전담 시스템 사례 1에서 직팽식 냉각코일을 사용하여 전열교환기 이후의 급기를 제습하였음. 냉각코일 에너지 소비량은 식 67-77에 의해 표현된 기존의 공랭식 직팽식 냉각코일 모델을 사용하여 결정되었음:

$$ff = \frac{actual\,air\,mass\,flow\,rate}{reated\,air\,mass\,flow\,rate} \quad \text{(식 67)}$$

$$PLR = \frac{required\,cooling\,load}{capacity\,of\,chiller} \quad \text{(식 68)}$$

$$PLF = 0.85 + (0.15 PLR) \quad \text{(식 69)}$$

$$RTF = \frac{PLR}{PLF} \quad \text{(식 70)}$$

$$TotCapTempModFac = f(WBT_{DX}, DBT_{oa,i}) \quad \text{(식 71)}$$

$$TotCapFlowModFac = f(ff) \quad \text{(식 72)}$$

$$EIRTempModFac = f(WBT_{DX.i}, DBT_{oa.i}) \quad \text{(식 73)}$$

$$EIRFlowModFac = f(ff) \quad \text{(식 74)}$$

$$Q_{cooling.DX} = 18.10122(EIRTempModFac) \quad \text{(식 75)}$$

$$EIR = (\frac{1}{COP_{DX.rated}})(EIRTempModFac)(EIRFlowModFac) \quad \text{(식 76)}$$

$$P_{DX} = Q_{cooling.DX}(EIR)(RTF) \quad \text{(식 77)}$$

- 직팽식 냉각코일 에너지 소비 모델은 온도 곡선의 총 냉각 용량 함수(TotCapTempModFac), 유량 곡선의 총 냉각 용량 함수(TotCapFlowModFac), 온도 곡선의 에너지 입력 비율 함수(EIRTempModFac), 유량의 에너지 입력 비율 함수, 곡선(ElRFlowModFAc) 및 PLF(부품 부하 분율)등 다섯 가지 성능 곡선을 필요로 함.
- 냉각코일 이후의 차가운 급기는 재실자에게 불편함을 느끼게 할 수 있음. 현열교환휠은 실내에서 나오는 배기가스와 열교환 과정을 통해 급기를 실내온도로 가열함 현열교환휠의 열교환 효율은 식 78을 이용하여 계산되었음. 현열교환휠이 최대 속도로 회전할 때 열교환 효율은 80%로 가정하였음.

$$\epsilon_{EW.h} = \frac{h_{pro.o} - h_{pro.i}}{h_{exh.i} - h_{pro.i}} \quad \text{(식 78)}$$

- 고체식 제습휠은 습한 실외 공기의 수증기를 고체 건조제에 흡착시켜 제습함. 약한 제습제 부분은 재생부로 이동하여 86℃의 뜨거운 배기가스에 의해 재생됨. 제습효율을 계산하기 위해서는 상대습도 및 엔탈피의 물질교환 효율 필요하며, 다음의 식을 통해 제습휠 이후 공기 상태를 계산할 수 있음(식 79, 80):

$$\epsilon_{RH} = \frac{RH_{pro.i} - RH_{pro.i}}{h_{exh.i} - h_{pro.i}} \quad \text{(식 79)}$$

$$\epsilon_{h} = \frac{h_{pro.i} - h_{pro.o}}{h_{pro.i} - h_{exh.i}} \quad \text{(식 80)}$$

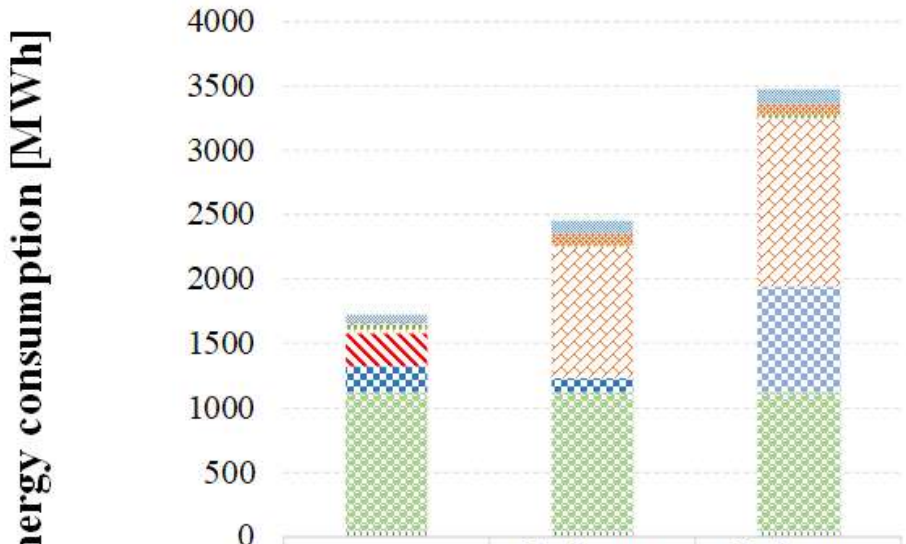
- 상대 습도와 엔탈피 교환 효율을 예측하기 위한 제습휠의 에너지 계산 모델은 이전 연구에서 제시된 식을 사용하였음. 상대 습도와 엔탈피 교환 효율에 대한 실험식은 Cheon et al.의 선행논문을 바탕으로 시뮬레이션을 진행함. 모델은 제습휠 입구 덕트의 공기 속도, 공기 온도, 제습부와 재생부의 절대습도, 제습휠의 회전 속도로 구성된다. 급기와 재생부 배기흐름의 공기 속도는 모두 2m/s로 설정되었으며 제습휠의 회전 속도는 20 rph로 가정되었음.
- 기존의 가스 보일러는 고체식 제습휠을 재생하기 위해 가열 코일이 사용되었음. 실내에서 나오는 배기가스는 가열 코일을 통해 86℃까지 가열됨. 보일러 에너지 소비량은 식 81을 사용하여 계산되었으며, 이 식은 보일러 효율 곡선 함수(식 82)로 구성됨. 성능 곡선은 부분부하 비율의 입방 효율로, EnergyPlus(식 83)에서 제공함. 부분부하 비율은 보일러 용량에 대한 현재 난방 부하 비율임. 이 연구에서 공칭 열효율은 100%로 설정되었음.

$$\dot{Q}_{boiler} = \frac{\dot{Q}_{HC}}{Nominal thermal efficiency \times BEC} \quad \text{(식 81)}$$

$$PLR = \frac{\dot{Q}_{HC}}{\dot{Q}_{HC\cdot\max}} \quad \text{(식 82)}$$

$$BEC = f(PLR) \quad \text{(식 83)}$$

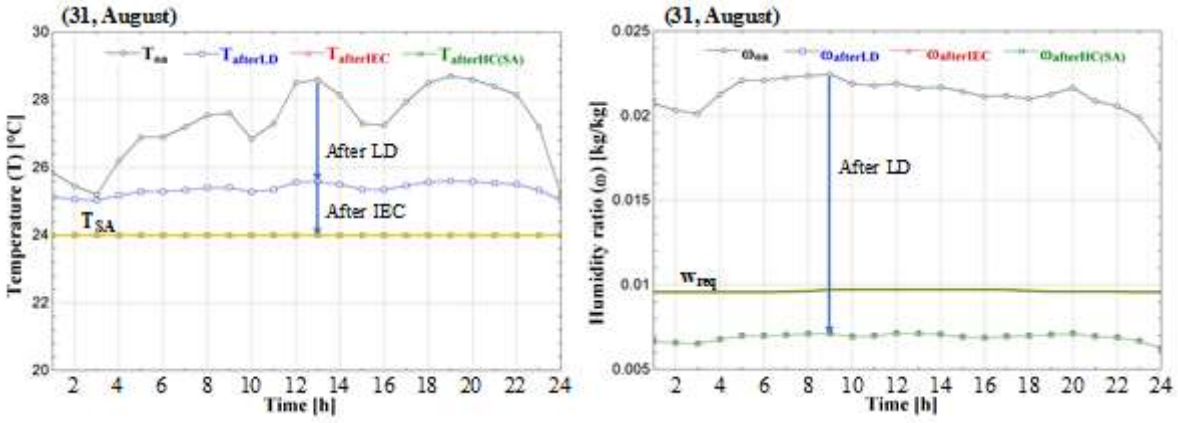
- 그림 139는 제안된 시스템의 연간 1차 에너지 소비량을 두 개의 기준 DOAS 사례와 비교한 것임. 각 시스템의 1차 에너지 소비량 계산에 천연가스(즉, 1.1)와 전기(즉, 2.75)에 대한 1차 에너지 변환계수를 사용하였음.
- 제안된 시스템에서는, 액체식 제습시스템 시스템 운전에 필요한 재생열을 유기 랭킨 사이클에서 회수된 폐열에서 획득하였고, 간접 증발 냉각기를 사용하여 급기를 냉각하였음. 따라서 **LDADOAS는 기존 사례 1과 2에 비해 연간 1차 에너지 소비량을 각각 30%와 50.4% 절감**하였음.
- 기존 DOAS 사례 1은 직팽식 냉각코일의 에너지 소비량이 높게 계산되었으며, 기존 DOAS 사례 2는 제안된 시스템에 비해 보일러와 직팽식 냉각코일의 에너지 소비량이 높게 계산되었음.



	LDADOAS	Reference case 1	Reference case 2
Regen heat	0.99	0	0
Fan (SA)	55.45	104.96	110.90
Fan (RA)	13.86	85.16	91.10
Fan (Regenerator)	8.64	0	0
Pump (Cooling coil)	35.03	17.11	16.72
Pump (Heating coil)	4.28	2.11	0.52
Pump (Solution)	28.61	0	0
Chiller	254.45	0	0
DX coil	0	1011.06	1308.66
Boiler	200.27	117.14	822.98
Parallel cooling	1082.75	1082.73	1082.75
Parallel heating	34.58	34.58	34.58

그림 139. 연간 1차 에너지 소비량 그래프

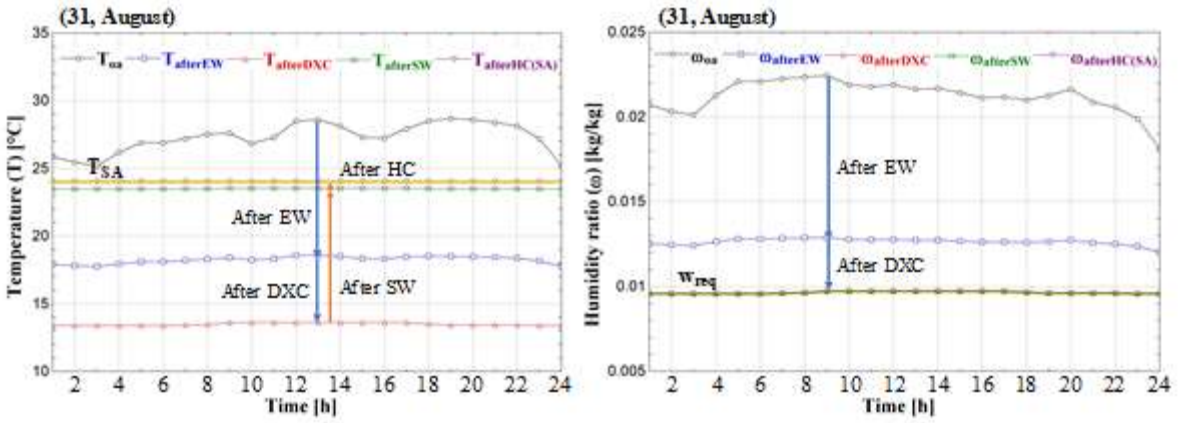
- 그림 140은 여름철 최대 제습부하 발생일에 제안된 시스템의 공급 공기의 건구 온도 및 절대습도 변화를 나타냄.
- 그림 140(b)는 들어온 실외 공기가 액체식 제습시스템 시스템의 제습부에 많은 양의 수증기가 제습된 한편, 제습 수용액이 약 25℃로 유지됨에 따라 공급 공기의 건구 온도가 제습 수용액 온도와 비슷하게 냉각되었음을 보여줌(그림 140(a)). 제습부를 떠난 건조한 급기는 공급 공기 온도 설정 조건(즉, 24℃)을 충족하기 위해 IEC에 유입됨. 액체식 제습시스템 시스템의 제습 수용액 재생은 유기 랭킨 사이클에서 회수된 폐열을 이용하여 수용액을 설정 조건 온도(즉, 60℃)까지 가열함으로써 재생기에 공급됨. 유기 랭킨 사이클 회수열로 목표 재생 온도를 충족할 수 없는 경우 보조 히터가 활성화됨.



(a) 급기온도 (b) 절대습도

그림 140. LDADOAS의 최대 제습부하 발생일 급기 조건

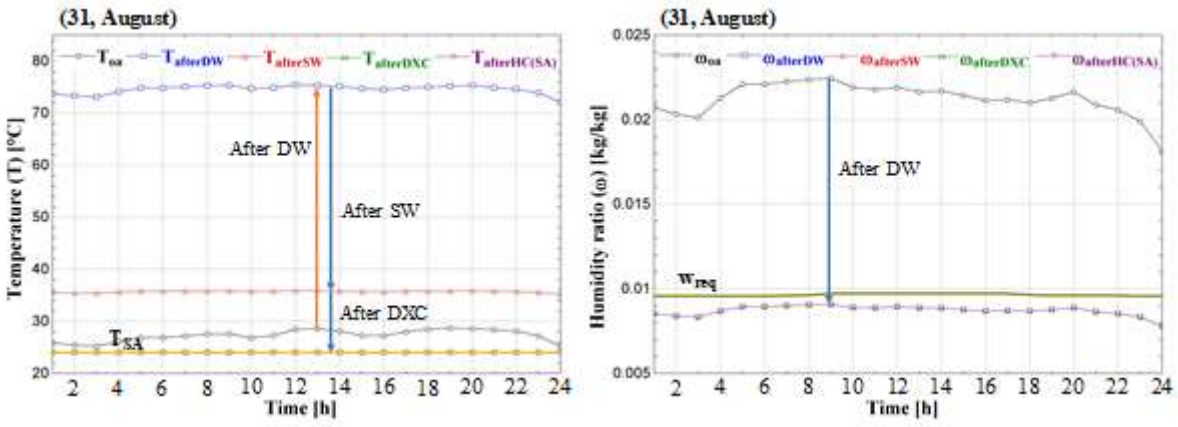
- 반면, 기존 사례 1에서 도입되는 실외 공기는 엔탈피 휠에 의해 1차 냉각(그림 141(a))과 제습이 이루어짐(그림 141(b)). 목표 절대습도를 만족시키기 위해 엔탈피 휠 이후의 공급 공기를 절대습도 조건까지 직팽식 냉각코일에 의해 냉각시켜 제습하는 한편, 공급 공기를 현열교환휠과 보조 가열 코일을 통해 실내온도 (즉, 24℃)로 다시 가열하였기 때문에 그래프와 같은 결과가 나타남.



(a) 급기온도 (b) 절대습도

그림 141. 기존 엔탈피 휠 기반 DOAS의 최대 제습부하 발생일 급기 조건

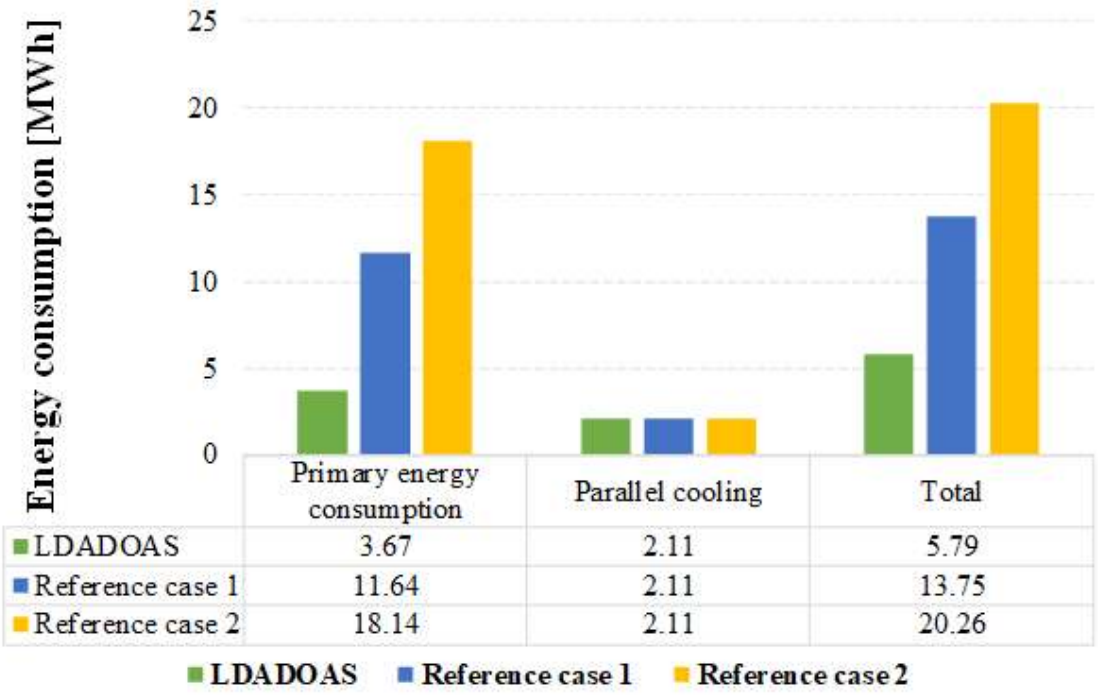
- 기존 사례 2에서 유입된 실외 공기는 제습휠에 의해 제습된 반면(그림 142(b)), 제습된 공기의 건구 온도는 약 72℃까지 상승함(그림 142(a)). 고온의 건조한 급기는 현열교환휠에 의해 냉각되고, 공급 공기 온도 설정점(즉, 24℃)은 직팽식 냉각코일에 의해 조건을 맞추게 됨.



(a) 급기온도 (b) 절대습도

그림 142. 기존 고체식 제습휠 기반 DOAS의 최대 제습부하 발생일 급기 조건

- 그림 143에서는 최대 제습부하 발생일 운전을 위해 병렬 냉각 시스템을 포함한 각 시스템의 1차 에너지 소비를 제시함. LDADOAS는 기존 사례 1과 2에 비해 1차 에너지를 각각 57.9%, 71.4% 적게 소비했음. 세 개의 DOAS 사례 모두 같은 건물모델의 실내 열부하 값을 사용하였고, 세 시스템의 급기 온습도 조건이 동일하기 때문에 병렬 냉각 시스템의 에너지 소비량은 동일한 것으로 가정함.



	Primary energy consumption	Parallel cooling	Total
LDADOAS	3.67	2.11	5.79
Reference case 1	11.64	2.11	13.75
Reference case 2	18.14	2.11	20.26

그림 143. 최대 제습부하 발생일 총 에너지 소비량

- 유기 랭킨 사이클에서 방출된 열 에너지를 LDADOAS에 사용하지 않았을 때, 유기 랭킨 사

이클의 시스템 COP는 식 15에 의해 0.085로 계산되었음. 그러나 LDADOAS를 작동하여 전기와 열 에너지를 모두 사용했을 때, 총 시스템 COP는 0.58-0.91로 계산됨.

- **폐열 에너지를 건물 난방 시스템에 사용할 경우 제안된 시스템을 연중 효율적으로 활용할 수 있는 것으로 기대할 수 있음**.
- 본 연구에서는 실험데이터를 바탕으로 유기 랭킨 사이클을 제습시스템에 적용시(Proposed) 기존 칠러 및 가스 보일러를 열원으로 사용하는 액체식 제습시스템(Reference)과 비교함. 그림 144는 실험에서 열원 및 작동유체가 최대로 가동할 때 두 액체식 제습시스템에 공통적으로 요구되는 수용액 가열 및 냉각 부하를 보여줌.

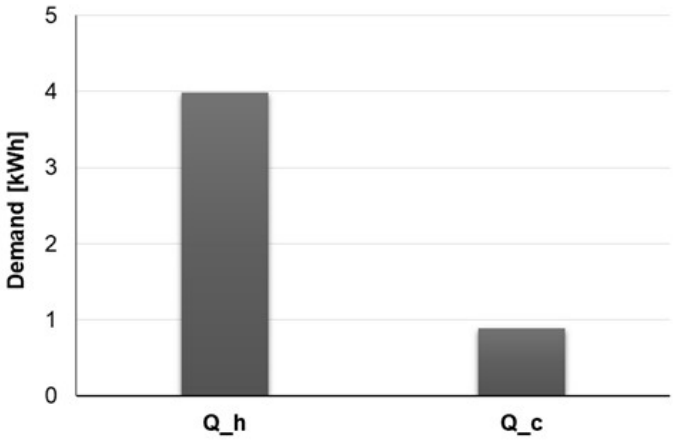


그림 144. 액체식 제습시스템의 수용액 가열 및 냉각 부하

- 그림 144의 부하를 처리하기 위해 소비되는 전기 및 열 에너지를 그림 145에서 보여줌. 두 경우 모두 비슷한 전기 및 열에너지 소비를 하였지만 제안된 케이스에서 잉여 전기 및 열이 발생함.

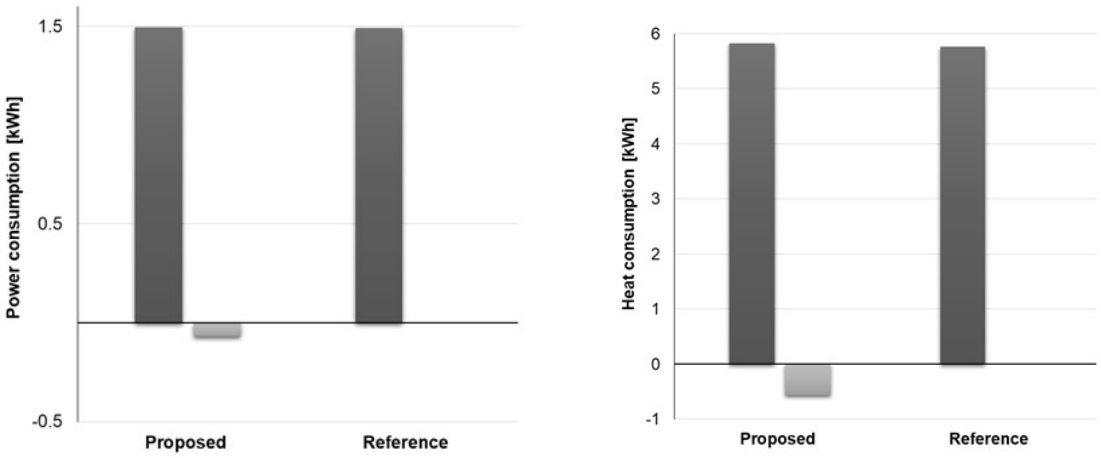


그림 145. 전기 에너지 소비(좌) 및 열 에너지 소비(우)

- 결과적으로 각 시스템의 1차 에너지 소비량 계산을 위해 천연가스(1.1)와 전기(2.75), 지역열원(0.728)을 적용했을 때, 유기 랭킨 사이클을 적용한 액체식 제습시스템이 기존 액체식 제습시스템 대비 24%의 1차 에너지 절감효과를 보임(그림 146). 에너지 절감효과와 더불어 잉여 전기 및 열이 발생하므로 전체 제습공조시스템 측면에서 추가적인 에너지 절감이 가능할 것을 판단되며, 이는 공동주택의 플러스에너지화에 기여할 수 있음. 탄소 배출량 측면에서는 천연가스 2.258 $kgCO_2/m3$, 전기 0.469 $kgCO_2/kWh$, 지역열원 0.186 $kgCO_2/Mcal$을 적용하여 계산함. 그 결과 제안된 케이스에서 8%의 탄소배출 저감효과를 보임(그림 147).

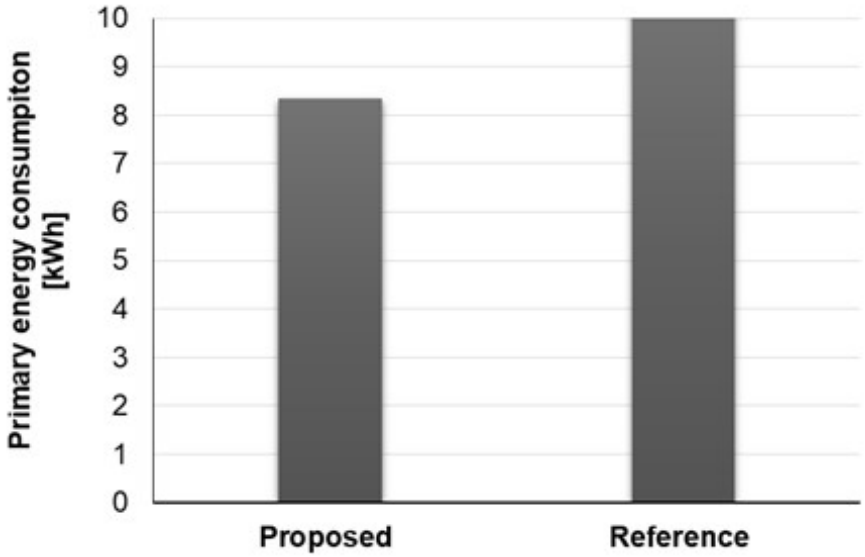


그림 146. 1차 에너지 소비량

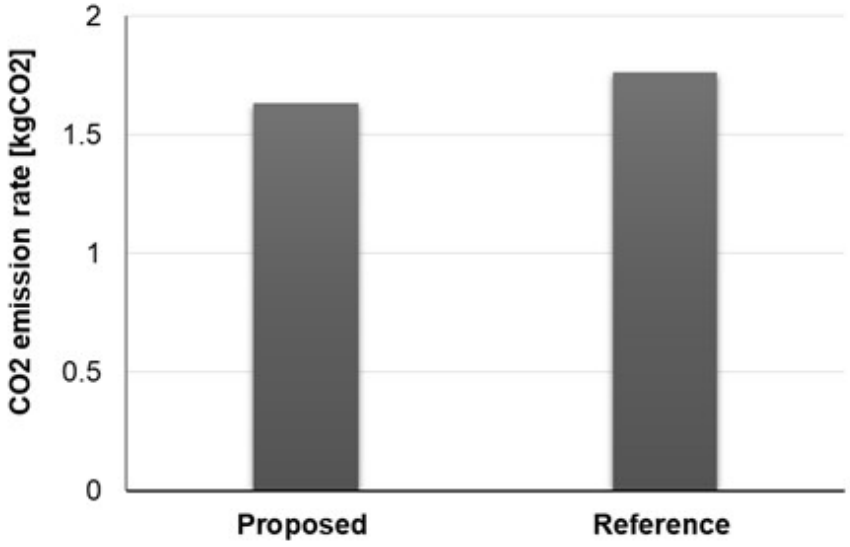


그림 147. 탄소 배출량

- 본 연구에서 제안한 시스템과 해외의 유사 연구를 통해 에너지 절감 효과에 대한 검증을 함. 해외 유사 연구(Jradi&Riffat, 2014)에서는 바이오매스를 열원으로 하는 유기 랭킨 사이클이 액체식 제습 증발냉각 시스템에 설치한 케이스가 있음(그림 148). 바이오매스를 이용할 경우 500W의 전기를 생산하는 유기 랭킨 사이클에서 9.6 kW의 난방공급이 가능하고, 6.5 kW에 해당하는 냉방 Capacity를 가지는 결과를 보임. 이 때 제습 증발냉각기의 열 COP는 0.86, 전기 COP는 7.7로 도출되었으며, 전체 CHP 효율은 84.4%로 나왔음. 대상으로 하는 건물이나 유기 랭킨 사이클의 열원, 시스템 제어 방식 등이 본 연구에서 제안한 시스템과 다소 다르지만 해외 연구사례에서도 에너지 절감 가능성 및 환경 친화적인 시스템이라고 소개하고 있음. 본 연구에서도 공동주택 환기 시스템으로 사용할 경우 냉방 및 난방 계절에 제안된 시스템의 최대 COP는 각각 1.3 및 11.8이며 중간기에는 5.75의 최대 시스템 COP를 나타냈으며, 전체 CHP 효율의 경우 79%를 보였음. 따라서 해외 유사 연구와 본 연구를 통해 에너지 절감 가능성을 확인할 수 있었으며, 유사한 CHP 효율을 보이는 것을 통해 제안된 시스템의 성능을 검증함.

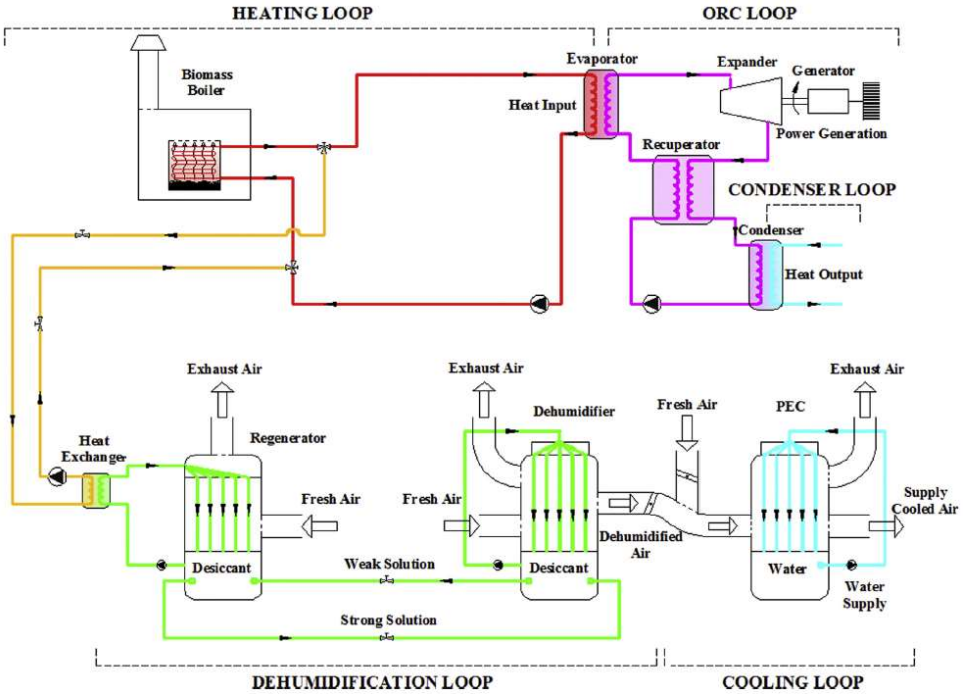


그림 148. 바이오매스를 이용한 유기 랭킨 사이클 기반 액체식 제습-증발냉각 시스템 구성도(Jradi&Riffat, 2014)

- 본 연구에서는 제안한 시스템의 입자형 및 가스형 공기오염원 제거 성능을 통해 공기질 개선효과를 확인하고자 기존에 가장 널리 사용되고 있는 공조시스템인 변풍량(VAV) 공조시스템과 고효율 제습증발냉각시스템인 DEVap와 비교하여 PM2.5, PM10의 농도 변화를 평가하였음. 또한 공조된 실내 공간에서 CO_2 농도의 일시적 변화를 예측하여 두 공조시스템의

환기 성능도 평가하였음. 각 오염 물질 농도변화는 질량 기반 농도를 시뮬레이션에 사용하였음.

- 제습공조시스템(LD-IDECOAS)의 운전은 기존에 설명한 바와 동일하고 비교대상인 VAV 시스템(그림 149)에서, 공조된 급기 풍량은 대상 공간의 냉방 또는 난방 부하를 충족시키기 위해 변함. 냉각 또는 가열 코일의 에너지 소비를 줄이기 위해 필요한 최소 외기가 실내 공기와 혼합됨. 냉방 시즌 동안, 급기는 냉각 코일에 의해 냉각 및 제습되어 급기의 설정 조건(예 : 15℃ 건구 및 80% 상대 습도)을 충족함. 난방 시즌 동안, 급기 설정 온도 (예 : 45℃)를 충족하기 위해 난방 코일을 활성화하고 대상 공간의 설정 습도 (예 : 30% 상대 습도)를 유지하기 위해 가습기를 활성화함. 이 시즌 동안 외기는 최소 환기량만 도입됨.
- 중간기 운영에서, 이코노마이저 제어는 일반적으로 운전 에너지 소비를 절약하기 위해 활성화됨. 실외 엔탈피가 실내 설정 엔탈피보다 낮은 경우, 냉각 모드일 때의 급기 풍량 만큼 실외 공기가 유입됨. 한편, 난방 모드에서 에너지 소비를 줄이기 위해 최소한의 환기가 필요한 경우 실외 공기가 유입됨.

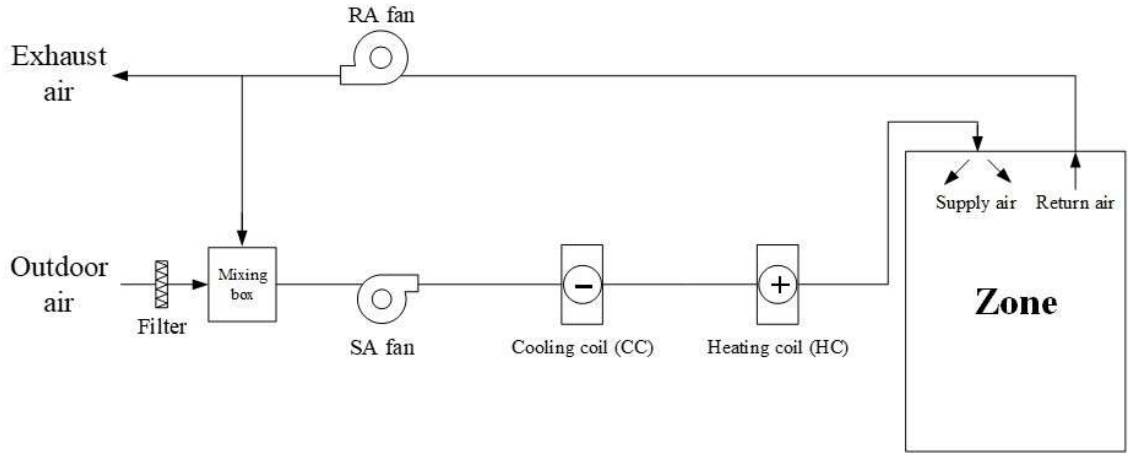


그림 149. VAV 시스템의 개략도

- 그림 150에 표시된 DEVap은 액체식 제습시스템과 노점증발냉각기(DP-IEC)로 구성됨. DEVap의 급기 풍량은 기존 VAV 시스템과 유사하게 대상 공간의 냉방 또는 난방 부하에 따라 조정됨. 전형적인 냉각 모드에서, 도입된 실외 공기는 실내 재순환 공기와 혼합된 후 액체식 제습시스템에 의해 제습됨. 건조된 급기는 DP-IEC에 의해 냉각됨. DP-IEC의 건조 채널(즉, 1차 채널)로 들어가는 1차 공기는 습식 채널 (즉, 2차 채널)에서 증발 냉각을 거친 2차 공기에 의해 냉각됨. 건식 채널을 떠나는 1차 공기의 약 30%는 습식 채널로 보내져서 증발 냉각에 적절한 낮은 습구 온도를 나타내는 2차 공기로 사용됨.

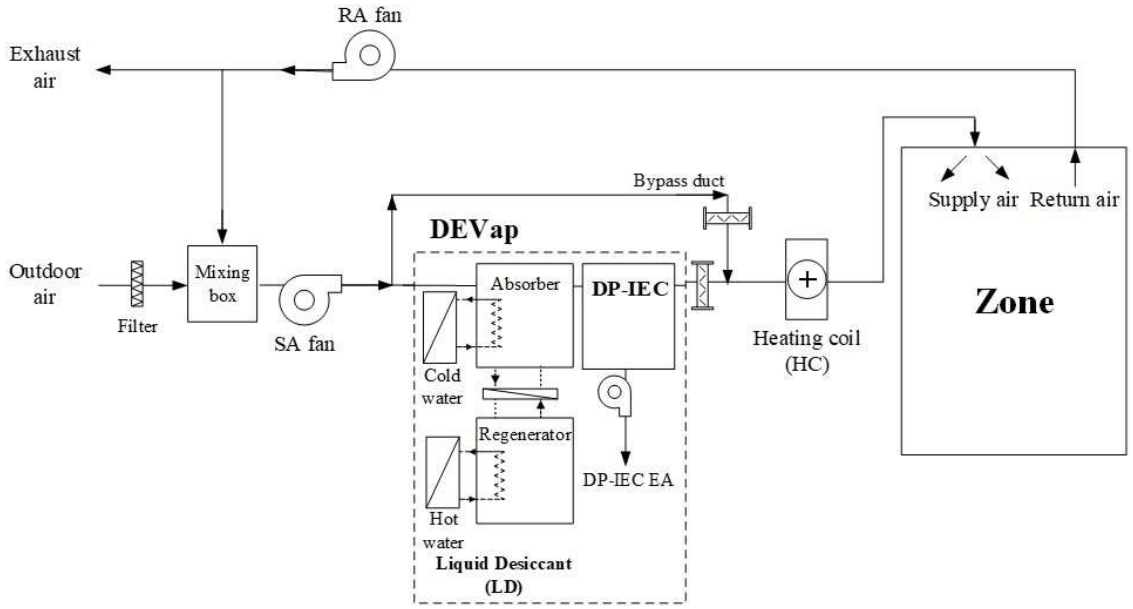


그림 150. DEVAP 시스템 개략도

- DEVap에서는 시원하고 건조한 급기의 30%가 DP-IEC의 2차 채널로 보내진 후에 외부로 배출되어야하기 때문에, 일반적으로 모든 실내 재순환 공기를 혼합 챔버로 전달해서 액체식 제습시스템과 DP-IEC에 도달하기 전에 외기와 혼합되게 할 수 있음. DEVap의 공기 측 질량 보존 방정식은 식 84 내지 식 87로 표현 될 수 있고, 외기 도입량은 식 88에 의해 결정됨.

$$\dot{m}_{ma} = \dot{m}_{sa} + \dot{m}_{ea.DPIEC} = \dot{m}_{oa} + \dot{m}_{ra} \quad \text{(식 84)}$$

$$\dot{m}_{ea.DPIEC} = 0.3\dot{m}_{ma} \quad \text{(식 85)}$$

$$\dot{m}_{sa} = 0.7\dot{m}_{ma} \quad \text{(식 86)}$$

$$\dot{m}_{ma} = (\frac{10}{7})\dot{m}_{sa} \quad \text{(식 87)}$$

$$\dot{m}_{oa} = \dot{m}_{ma} - \dot{m}_{ra} = \dot{m}_{ea.DPIEC} \quad \text{(식 88)}$$

- 중간기에 외기 온도가 실내 설정 온도보다 낮으면 이코노마이저 제어 기능이 활성화되어 기존 VAV 시스템과 유사한 에너지 소비를 절약할 수 있음. 결정된 급기 풍량 및 배기된 DP-IEC의 급기 풍량에 의해 실외 공기가 도입됨. 전체 실내 공기는 배기 덕트를 통해 배출됨.

따라서, 실외 공기 및 결정된 혼합 공기 식 88가 대상 건물로 유입됨.

- DEVap의 작동 모드는 그림 151과 같이 습공기 선도의 외기 조건을 고려하여 결정할 수 있음. 외기 온도가 실내 설정 온도보다 높거나 외기의 엔탈피가 실내 공기의 엔탈피보다 높으면 (즉, 영역 A 및 B), 외기가 실내 공기와 혼합되어 급기 설정 조건을 만족시키기 위해 시스템의 DEVap 섹션에서 냉각되고 제습(필요한 경우)됨. 영역 C와 영역 D에서 외기 온도가 급기 설정 온도와 실내 온도 사이에 있을 때, 외기 엔탈피가 실내 공기보다 낮으면 DEVap 시스템은 이코노마이저 (100% 실외 공기)에서 작동함. 기존 VAV 시스템의 이코노마이저 작동과 유사한 모드임. 도입된 100% 외기는 제습 (필요한 경우)되고 시스템의 DEVap 섹션에서 냉각되어 급기 설정 조건을 충족시킴. 한편, 외기 조건이 영역 E에 있을 때, DEVap 섹션은 비활성화 됨(즉, 급기의 추가적인 제습 및 냉각이 없음). 결과적으로 DEVap 시스템은 난방 시즌을 포함하여 영역 E의 기존 VAV 시스템과 유사하게 작동함.

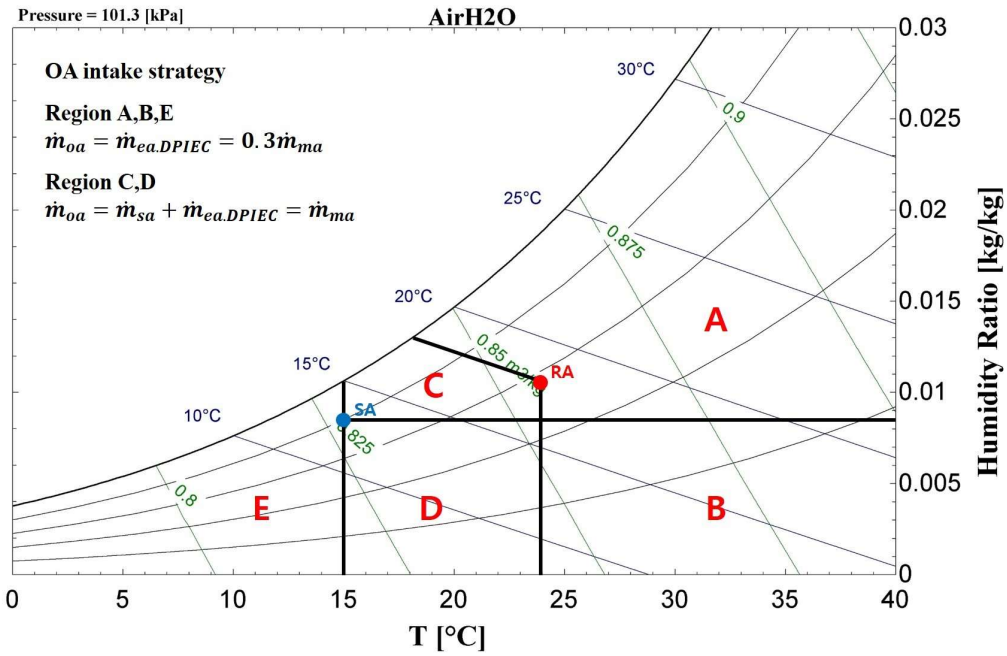


그림 151. 습공기 선도에서 DEVap 시스템의 작동 모드.

- 기존 VAV 시스템, DEVap, 제습공조시스템의 세 가지 공조시스템이 가동되는 대상 공간의 실내 공기질을 비교하기 위해, 각 시스템에 의한 대상 공간의 오염물 농도 변화 시뮬레이션을 이 연구에서 수행함. 이전 연구에 적용된 시스템 시뮬레이션 모델은 각 작업의 에너지 성능을 평가하기 위해 이 작업에서 다시 사용되어 급기, 재순환 공기 및 실외 공기 도입 풍량 결정과 같은 정보를 얻음. 각 시스템이 가동되는 대상 공간의 실내 공기질을 예측하기 위해 기존 문헌을 참고하였으므로 각 시스템 모델에 대한 자세한 설명은 이 작업에서 생략됨.

- 대상 공간은 기본 설정 조건은 기존의 모델 건물과 동일하며 대상 건물에서 각 공기 오염물질 농도의 시간별 변화는 질량 보존 방정식 (식 89)에 의해 추정됨.

$$V\frac{dC_z}{dt} = \dot{Q}_{pa}C_{pa} + Gen_{mg} + \eta_p\dot{Q}_pC_{pa} - \dot{Q}_{ra}C_z - \eta_f\dot{Q}_{pa}C_{pa} - \eta_dAC_z - \eta_c\dot{Q}_{pa}C_{pa} \quad \text{(식 89)}$$

- 간략화를 위해, 다음 사항을 가정함: 모델 공간에서 침기 또는 누기는 없음(즉,$\eta_p\dot{Q}_pC_{pa}=0$); 추가적인 공기 정화 장치가 없음(즉,$\eta_f\dot{Q}_{pa}C_{pa}=0$); 덕트 및 시스템 구성 요소($\eta_c\dot{Q}_{pa}C_{pa}=0$)에는 퇴적물 및 재부유 현상이 없음(예 : $\eta_dAC_z=0$). 결과적으로, 공급 공기 흐름($\dot{Q}_{pa}C_{pa}$)으로 유입되고 배기 공기 흐름($\dot{Q}_{ra}C_z=0$)으로 배출되고 대상 공간(Gen_{mg})에서 생성된 공기 오염물만 고려하여 식 89를 식 90으로 단순화 할 수 있음.

$$V\frac{dC_z}{dt} = \dot{Q}_{pa}C_{pa} + Gen_{mg} - \dot{Q}_{ra}C_z \quad \text{(식 90)}$$

- PM10 및 PM2.5의 농도는 질량 농도이고, 질량 보존 방정식에 직접 적용되었으며, CO_2의 부피 농도는 식 91-94를 사용하여 시뮬레이션을 위한 질량 농도로 변환됨.

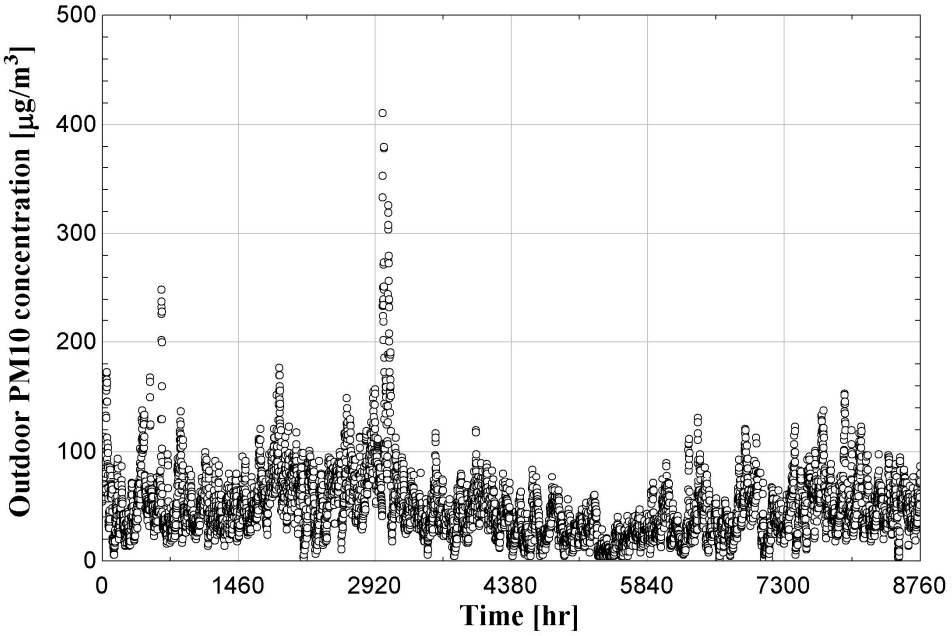
$$\dot{Q}_{air} = \frac{m_{air}}{\rho_{air}} \quad \text{(식 91)}$$

$$air\ volume = 22.45 + 22.45 \times (\frac{T_{air}}{273}) \quad \text{(식 92)}$$

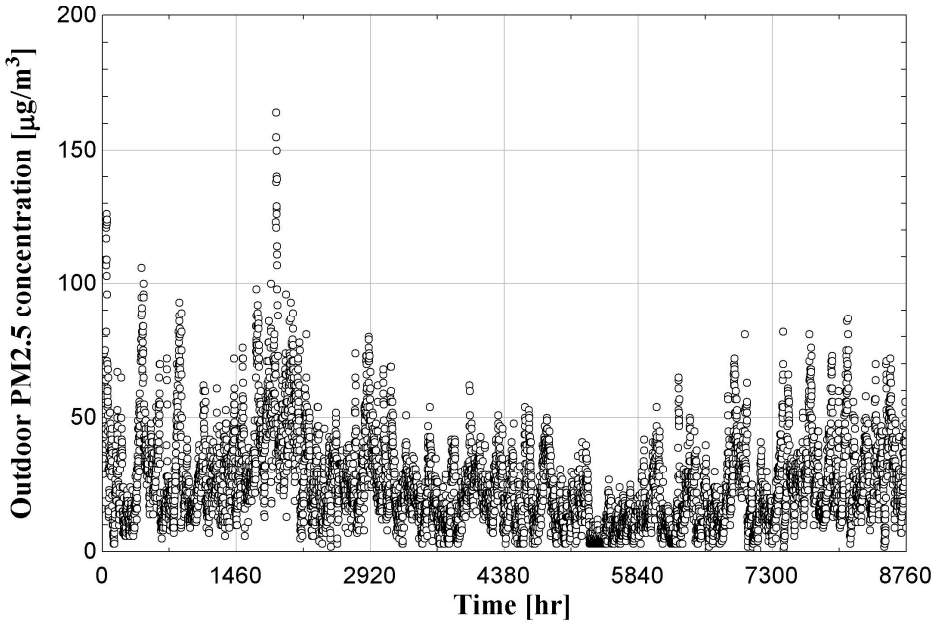
$$Gen_{mg} = \dot{G} \times person \times molecular\frac{weight}{air\,volume} \times 1000 \quad \text{(식 93)}$$

$$C_{air} = \frac{ppm \times molecular \times weight}{air\ volume} \quad \text{(식 94)}$$

- 최근 대기 CO_2 농도가 400ppm을 초과했기 때문에 이 연구에서 배경 (또는 실외 공기) CO_2 농도가 400ppm이라고 가정함. 또한 사무실에 있는 각 거주자는 0.0052 L/s의 CO_2를 생성하는 것으로 가정했지만, 단순화를 위해 대상 사무실 공간에는 공기 중 입자의 발생원을 무시함. 실외 공기의 PM10 및 PM2.5 농도에 대해서는 지방 정부가 제공한 공식적인 시간별 측정 데이터를 이 시뮬레이션에 적용함(그림 152(a) 및 152(b)).



(a) 실외 PM10 농도



(b) 실외 PM2.5 농도

그림 152. 실외 PM 농도

- 이전 실험 연구에서 검증된 데이터를 기반으로 시뮬레이션을 수행함. 기존 문헌을 참고함으로써 액체식 제습시스템의 제습부는 공기 중의 작은 입자 수를 측정 할 수 있는 잔류 오차 0.1%의 입자 측정 계수기를 사용했을 때 2.5% ~ 5.0㎛ 입자의 48%와 10 ~ 25㎛ 입자의 85%를 제거 할 수 있음을 확인함. 결과적으로, 이 연구에서 DEVap과 제습공조시스템에 사용된 액체식 제습시스템의 PM2.5 및 PM10 제거율은 각각 48%와 85%로 설정됨. 한편, 제습공조시스템에 사용된 DEC는 급기의 미립자 오염물도 제거함. 견고한 패드가 적용된 DE

C의 공기 중 입자 (0.1-20 μm) 제거 효율을 조사한 기존 연구에 따르면 DEC에서의 PM2.5 및 PM10 제거율은 11%와 49%이며 R2 값은 PM2.5와 PM10은 각각 0.964와 0.935였음. 액체식 제습시스템 및 DEC와 비교하여 급기의 입자 오염 물질 농도에 상대적으로 미미한 영향을 미치는 덕트 작업 및 공조 코일에서의 입자 퇴적 및 재부유 현상은 단순화를 위해 무시됨.

- 그림 153은 세 가지 에어컨 시스템의 월별 CO_2 농도 비교를 나타냄. 도시 된 바와 같이, 종래의 VAV 시스템 및 **제습공조시스템은 일년 내내 실내 CO2 농도를 임계 값(즉, 1000ppm) 미만으로 유지하면서 특히 100% 실외 공기를 공급하는 제습공조시스템은 냉방 및 중간기에서 충분한 환기량으로 인해 VAV보다 훨씬 낮은 CO2 농도를 나타냄**.
- 그러나 DEVap은 냉각 시즌 작동에서 항상 실내 CO_2 농도를 임계 값 미만으로 유지할 수는 없음. 그림 153은 DEVap 시스템으로 조절된 모델 공간의 CO_2 농도가 각각 7월, 8월 및 9월의 운영 시간 46.9%, 47.7% 및 20.5%에 대해 1000ppm보다 높았다는 것을 보여줌. 이는 DEVap 시스템에서 제습된 공정 공기의 30%가 대상 공간으로 급기되기 전에 DP-IEC에서 외부로 배출되어야하기 때문임. 따라서 재실자에게는 환기 부족이 발생함.
- 한편, 각 냉방 시스템에 필요한 최소 실외 공기가 유입되는 난방 시즌 (즉, 11 월에서 3 월) 동안, 실내 CO_2 농도는 다음과 같이 모든 경우에 임계 값 (즉, 1000ppm) 미만으로 유지됨 (그림 153).

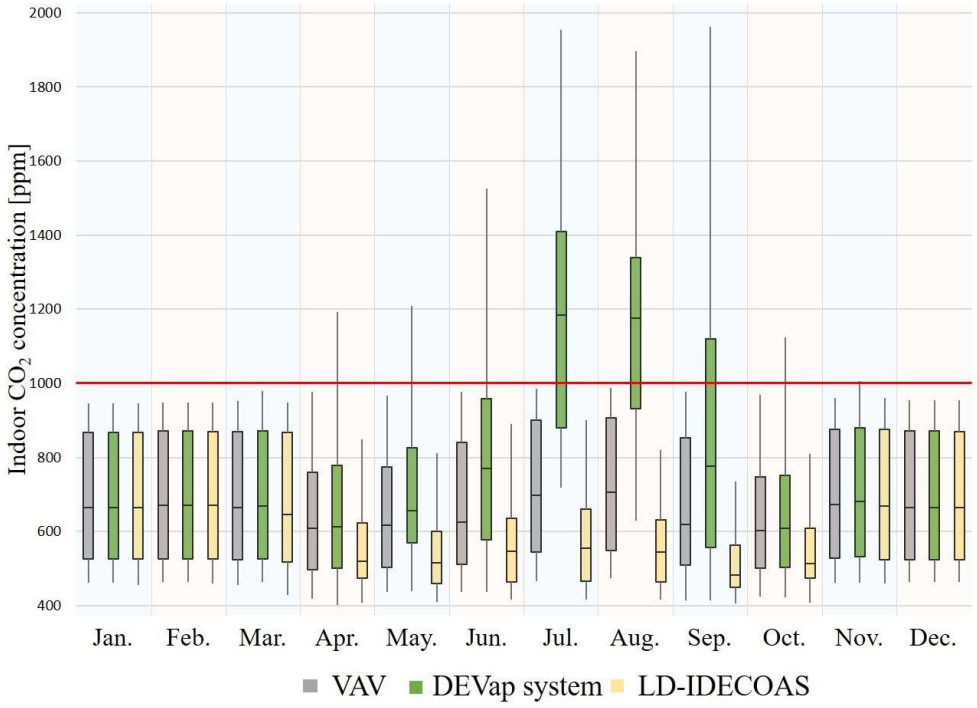


그림 153. 실내 CO_2 농도 월별 도표

- 본 연구에서 고려한 시스템의 환기 성능을 비교하기 위해 각 시스템이 제공하는 모델 공간

에서 CO_2 농도의 지속 시간 (또는 축적) 곡선이 그림 154에 도시됨. 표시된 것처럼 DEVap 은 실내 CO_2 농도보다 제습공조시스템은 1년 동안 6827시간 동안 조건부 공간에서 기존 VAV 시스템보다 CO_2 농도가 낮음. 결과적으로 **제습공조시스템이 다른 두 시스템에 비해 더 나은 환기 성능을 제공 할 것이라고 결론**지을 수 있음.

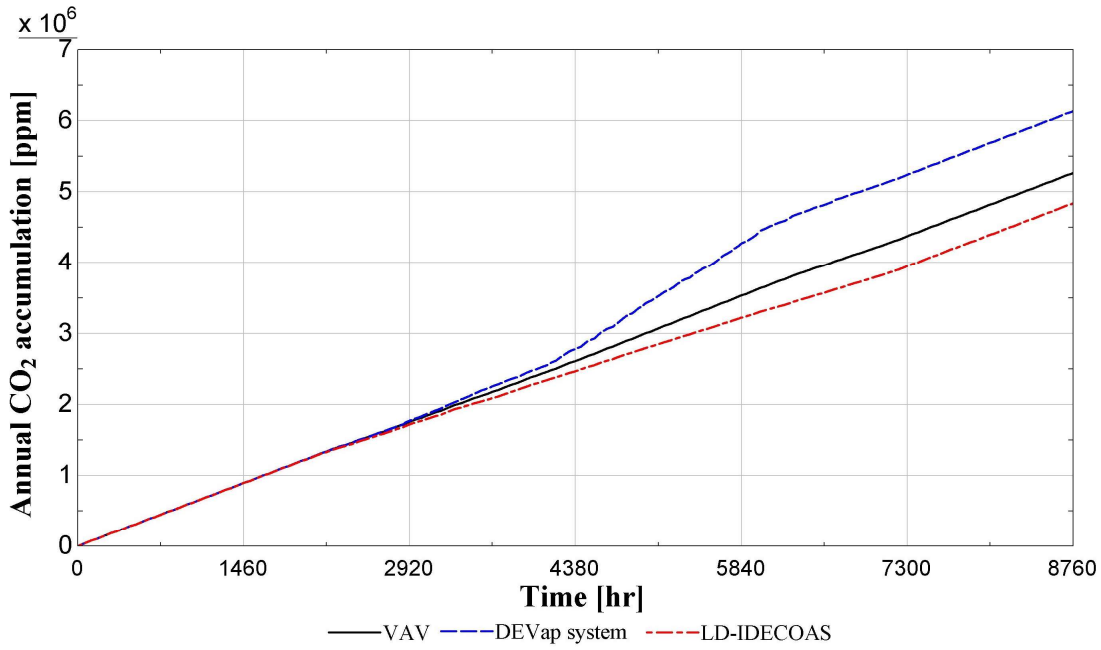
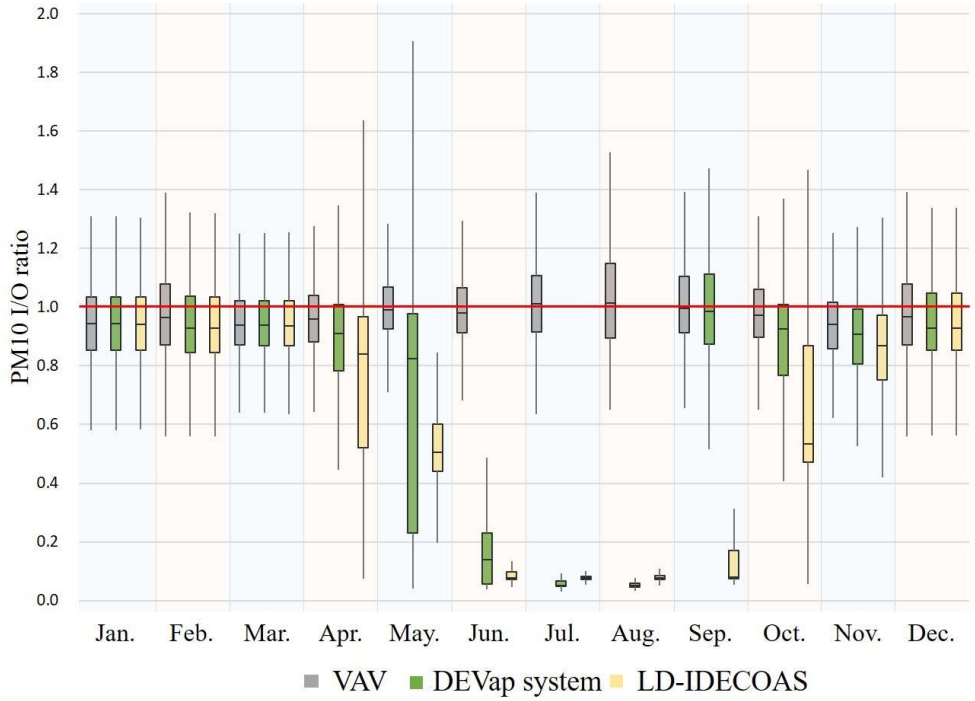
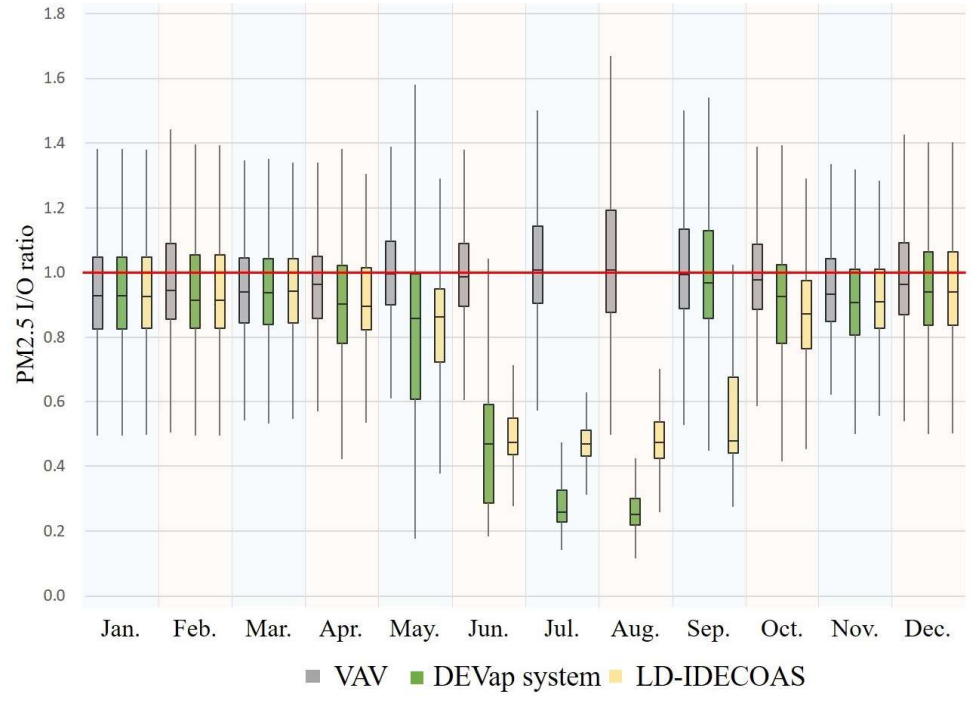


그림 154. 실내 CO_2 누적 차트

- 세 가지 다른 공조시스템으로 조절된 모델 사무실 공간에서 1년 동안 PM2.5 및 PM10 농도 변화를 비교하기 위해 PM2.5 및 PM10의 실내-실외 농도 비율 (I/O 비율)을 결정함. 각 시스템의 시간별 시뮬레이션 데이터를 기반으로 한 것임.
- 그림 155(a)는 각 시스템 운영에서 획득한 PM10의 월별 I/O 비율을 비교 한 것임. 도시된 바와 같이, DEVap 및 제습공조시스템은 냉각 및 중간 계절 (즉, 4-10월) 동안 기존의 VAV 시스템에 비해 PM10 I/O 비율이 현저히 낮음을 보임. DEVap과 제습공조시스템에 사용된 액체식 제습시스템은 제습공조시스템의 DEC가 각각 85% 및 45% PM10 제거 효율을 나타내기 때문임.
- 각 시스템 운영에서 획득한 PM2.5의 월별 I/O 비율 비교는 그림 155(b)와 같음. DEVap 및 제습공조시스템의 액체식 제습시스템과 제습공조시스템의 DEC는 냉각 및 중간기(예: 4-10월) 동안 기존 VAV 시스템에 비해 각각 48% 및 11% PM2.5 제거 효율을 나타내기 때문에 DEVap 및 제습공조시스템은 PM2.5가 상당히 낮음.
- 한편, 그림 155에 도시된 바와 같이, 액체식 제습시스템 및 DEC가 비활성화 된 난방 시즌 (11 월에서 3 월) 동안, 각 공조시스템에 필요한 최소 실외 공기가 유입되는 동안에는 세 가지 공조시스템 중 PM10 및 PM2.5의 I/O 비율에서 큰 차이가 나타나지 않음.



(a) $PM_{10} I/O\ ratio$

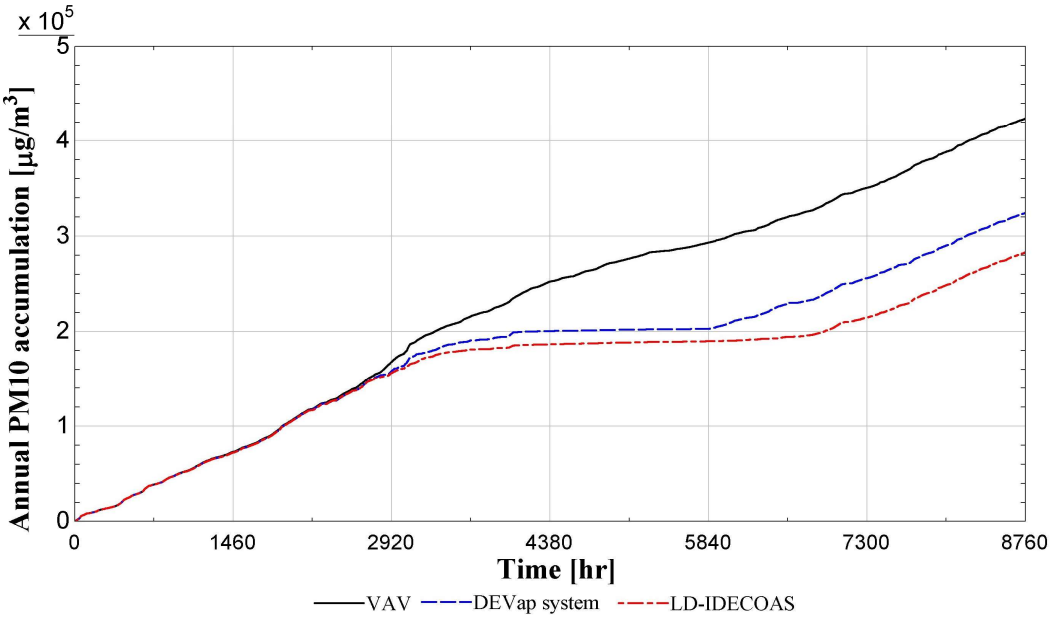


(b) $PM_{2.5} I/O\ ratio$

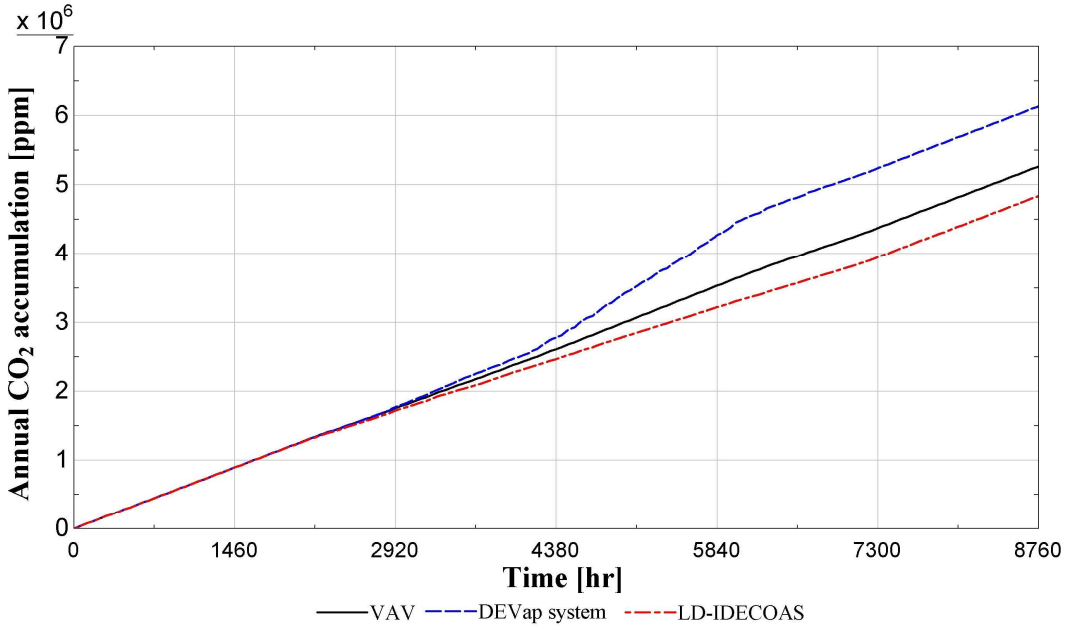
그림 155. 공기 중의 입자에 대한 I/O 비율 비교

- 각 시스템의 공기 중 입자 제거 성능을 보다 명확하게 비교하기 위해 각 시스템이 제공하는 모델 공간에서 PM10 및 PM2.5 농도의 지속 시간 (또는 축적) 곡선이 그림 156에 도시됨.

- 그림 156(a)에서 볼 수 있듯이 공정 공기 흐름에서 PM10을 감소시키는 두 가지 구성 요소 (즉, 액체식 제습시스템 및 DEC)를 포함하는 **제습공조시스템은 조건부 공간에서 PM10 농도의 연간 최저 축적량을 제공**함. 제습공조시스템은 본질적으로 다른 두 시스템에 비해 PM 10을 포함하는 실외 공기 흐름을 도입함. **제습공조시스템은 기존 VAV 시스템 및 DEVap과 비교하여 연간 PM10 누적이 각각 33.3% 및 9.8% 감소**함.
- 한편, 그림 156(b)에 도시된 각 시스템 사례에 대한 PM2.5 농도의 누적 곡선에서, DEVap은 조건부 공간에서 PM2.5 농도의 연간 축적량이 가장 낮았지만 이는 제습공조시스템의 연간 PM2.5 기간 곡선과 크게 다르지 않음. 제습공조시스템에는 공정 공기 흐름에서 PM2.5 농도를 줄일 수 있는 두 가지 구성 요소 (액체식 제습시스템 및 DEC)가 포함되어 있지만 두 구성 요소의 PM2.5 제거 효율이 (각각 48% 및 11%) PM10보다 훨씬 낮음 (즉, 각각 85%와 45%). 또한 제습공조시스템은 본질적으로 다른 두 시스템에 비해 PM2.5를 포함하는 실외 공기를 도입함. 결과적으로, 제습공조시스템은 프로세스 공기 흐름에서 PM2.5 감소를 제공하는 하나의 구성 요소 (즉, 액체식 제습시스템 가습부)를 포함하는 DEVap 시스템보다 연간 PM2.5 누적이 1.7% 더 높았고 **PM2.5의 연간 PM2.5 누적량은 제습공조시스템은 기존 VAV 시스템보다 16% 낮음**.



(a) PM10 누적 곡선



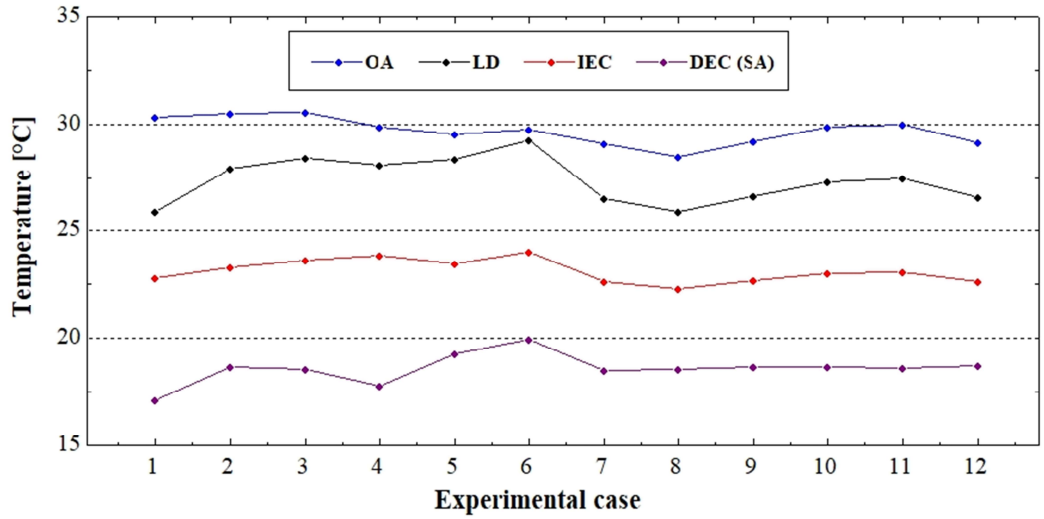
(b) PM2.5 누적 곡선

그림 156. PM10 및 PM2.5의 연간 누적 곡선

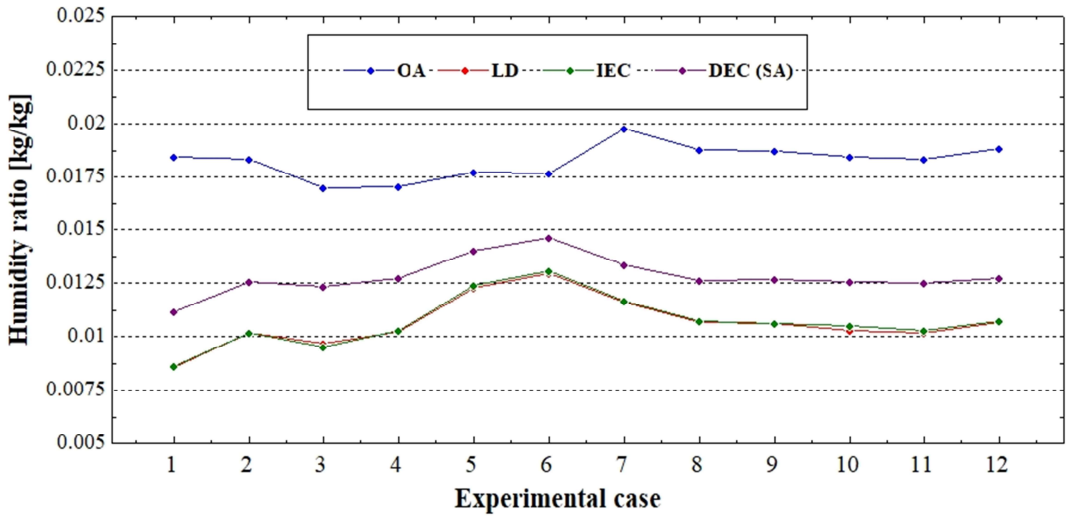
- 본 연구에서는 두 가지 유형의 액체식 제습-증발냉각 시스템(즉, DEVap 시스템 및 제습공조시스템)의 실내 공기질 성능을 수행하여 기존 공기 처리 시스템(즉, 기존 VAV 시스템)의 성능과 비교함. 각 시스템이 제공하는 모델 공간에서 CO_2, PM10 및 PM2.5 농도의 변화에 대한 일련의 시뮬레이션을 간단히 하기 위해, 덕트 및 조절된 공간에서 미립자 오염물의 퇴적 및 재부유 현상은 고려되지 않음. 또한 공기 중 입자에 대해 각 시스템에 설치된 프리필터 및 공조 코일의 여과 속도는 무시할 만하다고 가정함.
- 결과는 제습공조시스템이 연간 운영에서 다른 두 시스템에 비해 조절 구역 내에서 더 낮은 CO_2, PM10 및 PM2.5 농도를 유지할 수 있는 반면, DEVap은 기준 VAV 시스템보다 더 나은 실내 공기 품질을 제공함을 보임. 이 연구에서 관찰된 제습공조시스템의 실내 공기질 이점은 주로 시스템의 고유 한 특성 때문인 것으로 보임. 제습공조시스템은 오염된 실내 공기를 공급 공기쪽으로 보내지 않는 시스템인 반면, 기존 VAV 시스템과 DEVap은 실내 재순환 공기를 재사용함. 또한, 제습공조시스템의 2가지 주요 성분 (즉, 액체식 제습시스템 및 DEC)은 대상 공간의 PM10 및 PM2.5 농도를 감소시키는 데 상당한 영향을 미침. 이러한 결과는 제습공조시스템이 기존 시스템보다 더 많은 에너지를 절약 할 수 있다는 장점이 있을 뿐만 아니라 재실자에게 더 나은 품질의 공기를 제공함으로써 재실자의 건강에 긍정적인 영향을 미친다는 것을 보여줌. 또한, 제습공조시스템은 비증기 압축 시스템 중 하나이며, 이산화탄소, 미세 입자 및 거친 입자 측면에서 인류의 지구 환경, 에너지 절약 및 건강상의 이점을 보호하는 다중 혜택 시스템으로 간주 될 수 있음.
- 본 연구는 시뮬레이션을 기반으로 실내 입자 농도를 조사했기 때문에 이 연구에서 얻은 결

과의 명확한 검증을 위해서는 추가적인 경험적 및 분석적 연구가 필요할 것으로 보임.

- 시제품 운전을 통한 실내 열쾌적 향상 효과를 확인하기 위해 앞서 수행한 냉방기 실험 조건에 따른 시제품 유닛의 각 시스템 구성요소(액체식 제습시스템, 간접식 및 직접식 증발냉각기)를 통과하는 급기의 온도 및 습도 조건을 살펴보면 다음 그림 157과 같음.



(a) 시스템 구성요소 별 공기 토출 온도변화



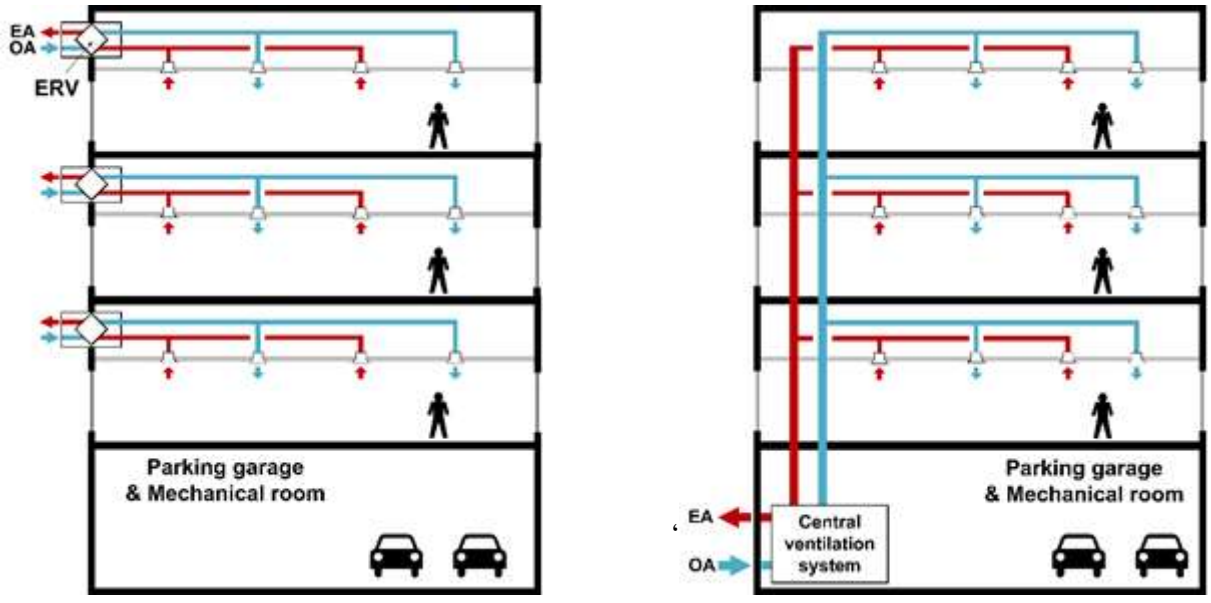
(b) 시스템 구성요소 별 공기 토출 절대습도변화

그림 157. 차세대 공조시스템 시제품 시스템 구성요소 별 공기 상태 변화

- 1차년도 열쾌적 시뮬레이션을 통해 하절기(7-8월) 실내 조건을 건구 온도 24℃, 상대 습도 55%로 유지하기 위해 급기 조건 및 풍량 및 설정 하였을 때 대체로 PMV가 -0.3에서 +0.3 범위 내를 유지함으로써 실내 온열 환경 권장 기준에 부합 하고 있다는 결과를 얻었음. **실제 실험에서도 급기온/습도가 실내 현열 및 잠열처리가 가능한 수준으로 공급되고 실내가 24℃를 유지할 수 있었기에 1차년도 시뮬레이션과 마찬가지로 실내 열쾌적성을 만족하는 것을 알 수 있음**.

- **Task 2-4: 유기 랭킨 사이클 적용 제습공조시스템의 통합 제어 알고리즘 도출**

• 기밀성이 향상되고 조작 가능한 창문이 제한된 고층 아파트 건물의 지속 가능하고 건강한 주거 환경을 위해 중앙 집중식 또는 분산식 기계식 환기 시스템이 일반적으로 적용되었음 (Mardiana-Idayu & Riffat, 2012; Zolotareva, 2011) (그림 158). 기존의 기계식 환기 및 공조 시스템을 운영하면 건물의 전력 수요가 증가함(Al-Marri, Al-Habaibeh, & Watkins, 2018; Pombeiro, Machado, & Silva, 2017). 따라서 지속 가능한 도시의 건물의 에너지 소비를 줄이기 위해서는 에너지 회수 또는 비 증기 압축 냉동 기술이 기계식 환기 시스템을 구축하는데 반드시 필요함. 고층 아파트가 일반적인 주거용 건물인 한국과 같은 국가의 각 가정에는 전열교환 환기장치(ERV)가 설치되었음. ERV는 배기(EA)에서 발생하는 폐열과 수분을 회수하여 에어컨 에너지 소비를 20% 이상 줄일 수 있음(Dieckmann, Roth, & Brodrick, 2003; Fehrm, Reiners, & Ungemach, 2002). 그러나 문헌(Kim, Hong, & Ryu, 2014; Maier, Krzaczek, & Tejchman, 2009; Park & Kim, 2012)에 따르면, ERV는 공동주택 거주민의 약 70-80%는 주민에 의해 사용된 적이 없음. ERV의 사용 및 유지 보수에 대한 지식이 부족함과 동시에 전기 및 유지 보수 비용에 대한 우려로 인해 ERV의 사용과 유지는 일반적으로 주민들의 주관적인 판단에 의존함. 추운 기후의 지역에서는 ERV 내부의 결로 현상과 서리 문제를 피하기 위해 추가 비용이 필요함(Jeon, Kim, Lee, Lee, & Ahn, 2014). 덥고 습한 기후의 지역에서는 ERV가 공간의 전체 잠열을 수용 할 수 없는 추가적인 제습 수단이 필요함.



(a) 분산식 공조 시스템 (b) 중앙식 공조 시스템

그림 158. 아파트에서 분산식 및 중앙식 공조 시스템

• 중앙 집중식 환기 시스템 (그림 158(b))은 고층 주거용 건물의 기존 분산형 ERV 시스템에 대한 훌륭한 대안임. 중앙 집중식 시스템은 수직 공동 환기 덕트를 통해 실외 공기(OA)를

공급하며 각 가정은 각각의 터미널 장치를 사용하여 공동 환기 덕트에서 필요한 실외 공기를 공급받음. 중앙 집중식 환기 시스템의 운영 및 유지 보수는 분산식 시스템보다 편리하고 경제적 일 수 있지만(Lindvall, 2018; Mahler & Himmler, 2008) 수직 덕트가 필요함.

- 본 연구에서는 현재 국내 실제 중앙집중 환기시스템 설치 사례를 토대로 제안된 시스템의 중앙집중 방식 도입 가능성을 확인하고자 함. 그림 159은 노원에 위치한 국내최초 제로에너지 공동주택단지를 보여줌. 이 주택단지에는 태양광 전지판과 지열히트펌프를 이용하여 난방 및 급탕, 냉방이 가능하도록 하였으며, 지열히트펌프를 이용해 만들어진 냉수를 축열탱크에 저장하였다가 중앙형 열회수형 환기장치(그림 160)로 보내 각 세대의 냉방 및 환기를 할 수 있도록 함. 지열히트펌프는 여름철에 7℃의 냉수를 생산할 수 있었음.
- 또한 에너지절약 효과가 높은 지역난방을 확산시키기 위해 지역난방공사와 함께 4세대 지역난방에 대한 실증연구를 수행 중임. 현재 지역난방은 열생산시설에서 125~129℃ 중온수(스팀)를 생산해 각 단지로 보내고 단지에서는 이를 열교환해 55℃ 난방수를 만들어 세대에 공급하는데 이와 같은 시스템은 신재생에너지와의 연계가 어려워, 신재생에너지를 통해 직접 60℃ 이하의 온수를 생산하고 열교환기를 거치지 않고 바로 세대로 공급하는 방식인 4세대 지역난방을 도입함.
- 본 주택단지는 10층 이하의 저층 아파트로 현재 30층 이상의 초고층 아파트에 중앙환기가 설치된 사례는 거의 없음. 하지만 중앙 환기의 가능성을 확인할 수 있었고, 건물의 제로에너지, 플러스에너지를 위해 액티브 설계가 필수적으로 적용되야 하는 시점에서 본 연구는 액티브 환기장치 및 미활용에너지를 이용한 열병합발전 시스템 적용 측면에서 중요한 사례 및 연구자료로 쓰일 수 있음. 4세대 지역난방의 경우 중온수와 열교환시키기 위한 배관설치 및 운영이 필요 없어 경제적일 수 있지만, 아직까지 국내에는 중온수를 공급하는 지역난방이 보편적임. 125℃ 이상의 중온수가 공급되는 지역난방 단지의 경우 본 연구에서 제안한 유기 랭킨 사이클을 설치시 발전을 하면서 60℃ 이하의 온수 생산이 가능할 것으로 판단됨.



그림 159. 노원 제로에너지 주택단지

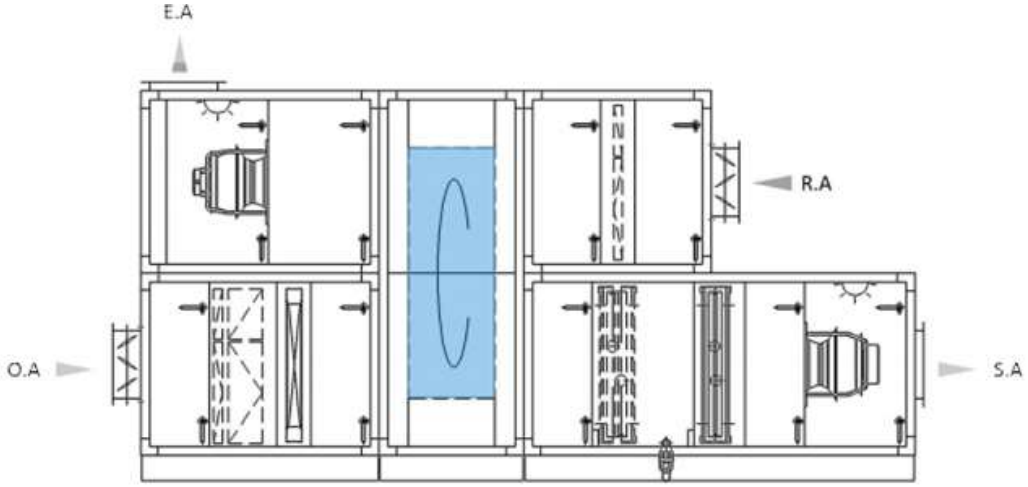


그림 160. 제로에너지주택 중앙 집중형 배기열회수 공조시스템

- 그림 161은 인천 송도에 위치한 국내 첫 고층(36층) 제로에너지 공동주택을 보여줌. 중앙환기를 채택하진 않았지만 개별식 환기장치를 적용하였으며, 연료전지를 설치하여 전기와 열을 공급함. 이를 통해 초고층 공동주택에서 제로에너지를 실현하며 플러스 에너지의 가능성도 엿볼 수 있었음.



그림 161. 국내 최초 고층형 제로에너지 공동주택

- 그림 162에 나타난 Grand MOMA는 세계에서 가장 큰 지열 냉각 및 난방 시스템으로 중앙 냉난방 시스템을 운영하고 있음. 지열원 히트펌프 유닛과 공조기용 난방 열교환기 조합으로 공조난방을 할 수 있도록 설계되었으며, 히트펌프의 경우 공조용과 복사냉/난방 용으로 분리하여 제어함. 기계실은 지하 1층과 지하 2층으로 분리되어져 있으며 지하 1층은 냉난방을 위한 헤더, 열교환 유닛이 설치되어져 있으며, 특히 열교환 유닛은 공조용 지열원 히트펌프에서 생산되는 약 35℃의 온수를 추가열원으로 재가열하여 약 45℃로 공조용 헤더로 보냄. 지하 2층은 지열장비 및 히트펌프 장치가 설치되어 있으며 외부 부하에 따라 교번운전 혹은 전체운전을 함. 이에 따른 에너지 절감은 초기 에너지 시뮬레이션 계획과 비슷한 수준으로 운영되고 있음. 종합적인 실내 공기질 관리 시스템에 의해 외부의 신선한 공기를 인입해 필터링하여 먼지를 제거하고 가열 또는 냉각시켜서 최종적으로 바닥형 디퓨져(0.3m/s)에 의하여 실내에 공급함. 대류작용에 의하여 가열된 실내 공기는 실내 부하에 따라 온도가 점차 상승하여 서서히 상부의 천장형 디퓨져를 통해 배기됨. 실내 디퓨져에 공급되는 공기는 건물 하부부터 올라오는 메인 덕트에서 분기된 실내 인입용 분배 박스를 통하여 실내 바닥형 디퓨져까지 원형 덕트로 분기됨.



그림 162. 해외 중앙공급방식 사례(Grand MOMA)

- 공동주택에서 천장고 높이는 약 230mm로 공동주택 환기장치 및 스프링쿨러 설치 의무화가 됨에 따라 260-270mm로 늘어나기도 했으나 보편적으로 개별 환기장치의 덕트 지름은 150mm로 사용되고 있음. 본 연구를 통해 유기 랭킨 사이클 기반 제습 증발냉각 시스템은 공동주택에 설치시 중앙환기 방식으로 적용하는 것이 중앙공조 방식보다 현실적이고 신속한 상용화가 가능할 것으로 판단되었음. 중앙환기 방식의 경우 환기 모듈이 기계실에 위치하고 수직덕트가 추가적으로 필요하게 되지만 수직덕트에서 각 세대로 환기 덕트를 분배시 개별 환기장치와 유사한 덕트 사이즈 및 설계를 적용 가능함. 기본적으로는 덕트 라인이 서로 간섭되지 않도록 배관/배선 설계를 해야 하며 급배기 라인도 서로 분리 시공되는 방법이 권장됨. 이러한 덕트 설계 방법을 통해 공동주택의 중앙환기 시스템으로써 본 연구에서 제안된 시스템이 충분히 적용될 수 있을 것으로 판단됨.
- 하지만 개별 환기장치와 달리 중앙의 수직덕트를 이용함으로써 소음 및 진동 문제가 발생할 수가 있음. 이에 대한 특허기술(KR20080004216U, 2008) 등을 통해 추후 공동주택에 중앙환기 적용시 소음문제를 해결할 수 있을 것으로 판단됨. 이 특허는 다층에서 발생되는 층간 소음이 중앙 덕트를 통해 이웃한 상, 하층 주방 또는 화장실 등의 환기구로 직통되는 것을 방지하기 위한 것으로 각 층별마다 중앙 덕트와 연통되는 플렉시블 덕트를 설치하고 플렉시블 덕트 이음부측에 별도의 내습성 보온재에 해당하는 흡음부재를 추가로 부설하는 내용임(그림 163).

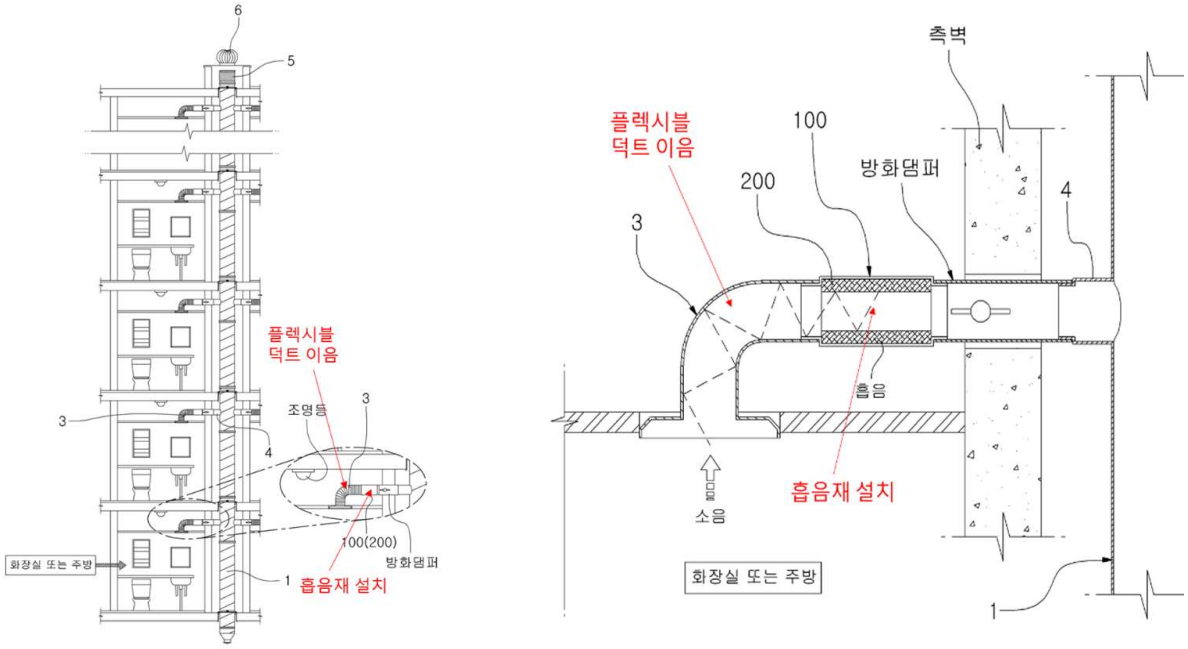


그림 163. 중앙 덕트로부터의 소음을 차단한 기술 특허(KR20080004216U, 2008)

- 또한 공조기 및 환기장치 설비에 의해 발생하는 소음 및 진동을 해결하기 위한 다양한 기술이 있어 공동주택에서 중앙환기를 적용하더라도 쾌적한 주거환경을 구현 할 수 있을 것으로 판단됨.
- 소음 및 진동을 해결하기 위한 방안으로 송풍기 흡입구 및 덕트 내부에 흡음재를 적용시켜 소음 감소효과와 단열효과를 얻을 수 있으며, 점성재료를 진동하는 덕트표면에 부착시켜 떨리는 표면의 진폭을 줄임으로써 소음을 감소시킬 수 있음. 또한 덕트관과 송풍기 사이를 플렉시블 덕트 연결구(flexible duct connector)로 이음으로써 송풍기의 진동전달(vibration bridge)을 차단하는 방법이 있으며 송풍기의 배기구 지점에 소음기를 설치하거나 송풍기를 방음부스에 집어넣어 소음을 흡수할 수도 있음.
- 본 시제품 유닛은 외기 조건에 따라 시스템 운전모드 변경을 통해 급기 설정 조건을 달성할 수 있도록 운전되어야 함. 따라서, 도입된 외기의 조건에 맞게 시스템 운전모드를 결정하고 이를 구현하기 위한 자동제어 시스템이 필수적으로 요구됨.
- 선행 연구를 통해 제안된 계절별 운전 모드를 구현하고 검증하기 위해 시제품 내부에 설치되어 있는 **댐퍼 및 팬, 펌프 등과 같은 구성요소들을 운전 모드에 맞게 작동시킬 수 있는 자동제어 시스템을 설계하고 테스트베드 내 시제품 유닛에 연동하여 구축 완료**함.
- 자동제어 시스템은 크게 모니터링 시스템 및 자동제어 장치, 그리고 시스템 운전 상태를 확인하고 저장하는 데이터 장치로 구성됨. 모니터링 시스템은 Lab View를 적용해 시스템 모니터링 및 자동제어 알고리즘이 적용 가능하도록 구성함.
- 시제품 자동제어 시스템을 통해 장치 내부에 설치된 센서 및 구성 요소들에 대한 운전 신호 등을 전달할 수 있도록 구현되었으며, 동시에 측정된 데이터를 1분당 24시간 연속으로

저장할 수 있도록 설정함.

- **시제품 유닛의 특정 성능 평가를 위해 요구되는 개별 제어가 가능한 수동제어 모드 또한 모니터링 시스템 내부에서 적용 가능하도록 구축되어 시스템 성능 평가를 위한 실험자의 요구에 맞도록 장치 운전이 가능하도록 구축 완료**함(그림 164).

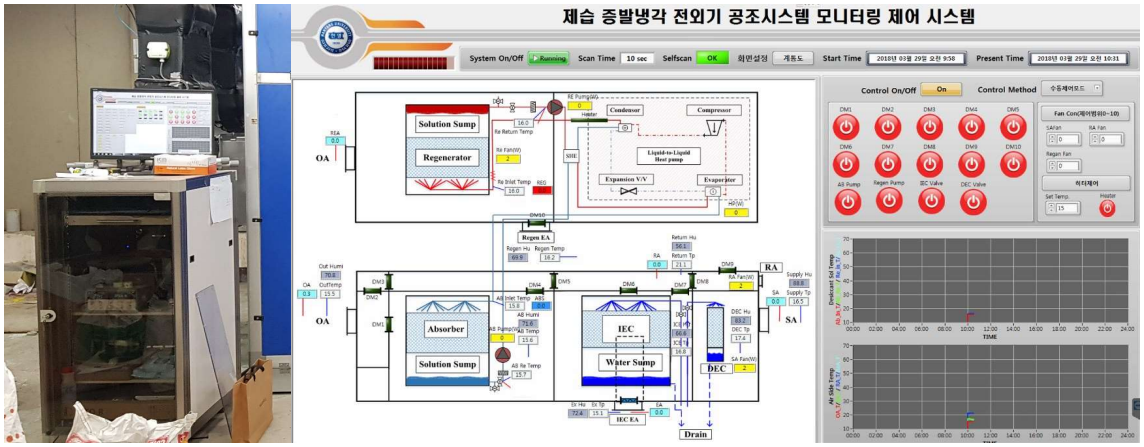


그림 164. 시제품 자동제어 시스템(좌) 및 모니터링 화면(우)

- 시제품 운전 시 각 시스템 내부 운전에 따른 공기 및 수용액, 구성 요소들의 운전 상태를 확인하기 위한 모니터링 장비 설치를 완료함. 그림 165와 같이 시스템 내부 각 위치별 온도 및 습도, 유량계 등의 계측 장비를 설치하여 시제품 운전 상태를 모니터링 할 수 있도록 구현.
- 시제품 운전에 따른 공기의 열적 상태를 파악하기 위해 시스템 내부에는 8개의 온습도 센서가 설치되어 공기 변화를 계측함.
- 또한 4개의 유체 온도 센서를 제습수용액 배관에 설치하여 액체식 제습수용액의 제습부 및 재생부 공급 온도 및 토출 온도를 모니터링 할 수 있도록 설치하였으며, 제습수용액의 농도는 밀도계를 이용하여 시제품 운전 직전에 농도를 측정하여 제습수용액 조건을 계측함.
- 추가적으로 시스템에 도입된 공기의 풍량과 냉방 운전 시 액체식 제습시스템 운전에서 제습 수용액 공급 유량을 확인하기 위해 5개의 풍량 센서와 2개의 유량 센서를 설치하여 시제품 운전 시 시스템 내부의 액기비를 평가할 수 있도록 구축하였음.
- 표 34에 모니터링 시스템 구축을 위해 적용된 센서들의 계측 특성을 분류 하였으며, 각각의 계측기 계측 범위 및 계측 오차는 추후 시스템 운전 데이터 분석 과정에서 모니터링 데이터의 정확성을 확보하기 위한 자료로 검토하였음.

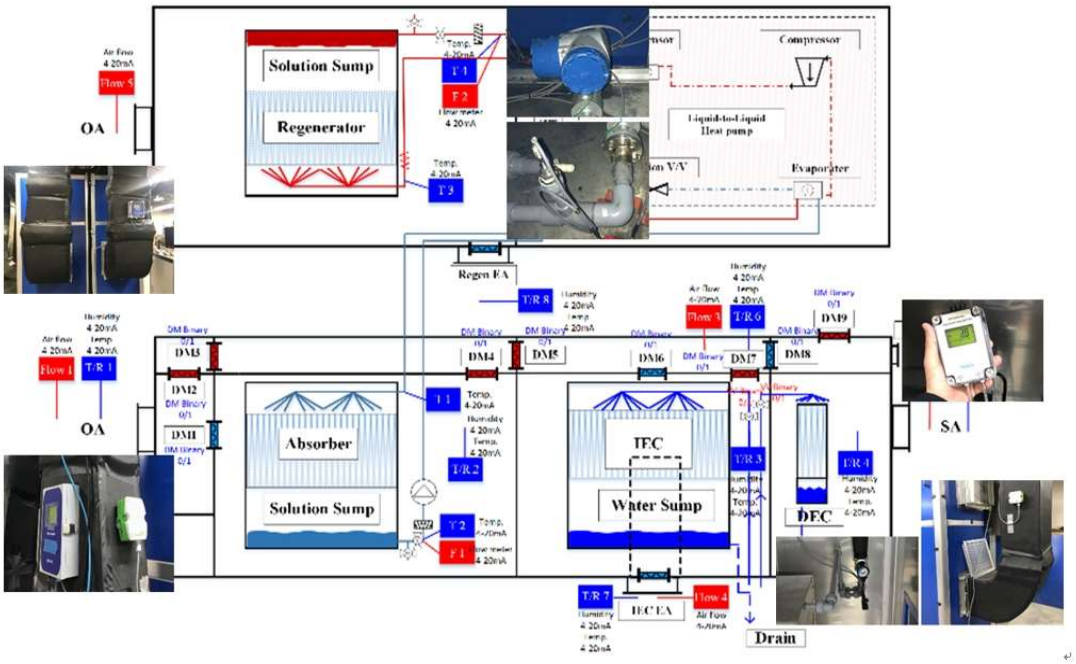


그림 165. 모니터링 시스템 구축을 위한 계측장비 설치 상세

표 34. 계측 장비 별 특성

Device	Type	Characteristics		
Temperature and humidity sensor	THD-R(room)-1-PT/C	Range	Temperature	-19.9℃ – 60.0℃
			Humidity	0.0 – 100%
		Accuracy	Temperature	±0.5℃ (5.0 – 40.0℃) ±1.0℃ (40.0 – 60.0℃)
			Humidity	±3.0% (40.0 – 60.0 %) ±4.0% (20.0 – 40.0 %)
		Power supply	DC 24 V	
		Output signal	4-20 mA	
Air flow transmitter		Range	0 – 2.5 kPa (0 – 10 inch H_2O)	
		Accuracy	± 0.5 %	
		Power supply	DC 24V	
		Output signal	4-20 mA or 0-10 V	
Air flow	Differential pressure sensor	Range	0-1250Pa	
		Accuracy	± 0.3%	
		Power supply	DC 24V	
		Output signal	4-20 mA	

Static pressure	Differential pressure sensor	Range	0-1000 Pa
		Accuracy	± 0.3%
		Power	DC 24V
		Output	4-20 mA
Flow meter	Magnetic flow meter	Range	0.055 - 1000 m^3/h
		Accuracy	± 0.5 %
		Power supply	DC 24V
		Output signal	4-20 mA
Temperature sensor	RTD	Range	-50 - 150 ℃
		Accuracy	± (0.15 + 0.002t)℃
		Power supply	DC 24V
		Output signal	0-10 V
Density meter	Glass hydrometer	Range	1.00 - 1.40 kg/m^3
		Accuracy	1 kg/m^3

- 시제품 유닛 자동제어 및 모니터링 시스템 구축을 위한 하드웨어 구축을 완료하고 실제 시제품 운전을 위한 자동제어 및 모니터링 시스템에서의 장치 운전 특성을 정립함.
- 시제품 유닛은 시스템 운전 시 자동제어 모드를 통해 시스템이 구동 될 경우 도출된 계절별 운전 모드에 따라 시스템 내부에 입력된 자동제어 알고리즘을 통해 모든 시스템이 자동으로 운전됨. 시스템에 도입된 외기의 온도 및 습도 조건을 계측하고 선행 연구를 통해 제안된 자동제어 알고리즘을 통해 시스템 모드를 자체적으로 판단하고 이에 따른 운전 모드를 결정해 시스템이 운전됨.
- 실제 시제품 유닛의 자동제어는 모니터링 시스템에서 자동 및 수동 제어를 선택할 수 있도록 구축 하였으며 모니터링 시스템에서 자동제어 모드를 선택 할 경우 앞서 언급된 외기조건을 바탕으로 시스템 운전을 결정함.
- 항시 계측되는 외기의 온도 및 습도값을 바탕으로 시스템 자동제어 모드가 결정되면 각 계절별 운전 모드에 맞는 급기 유로를 형성하기 위한 시제품 유닛 내부의 댐퍼 포지션이 변동됨. 이때 운전 모드에 따른 급기 유로는 댐퍼 구동에 따라 운전 모드 선정 이후 180초 이내에 결정됨.
- 또한, 시제품 운전 모드가 선택되고 난 후 내부에 설치되어 있는 반송동력원 또한 자동으로 운전되게 되며, 액체식 제습수용액 공급을 위한 수용액 펌프, 간접식 및 직접식 증발냉각기 급수를 위한 전자식 개폐 밸브 개도 또한 결정되어 제습수용액 및 급수를 공급하도록 설정됨.
- 시제품 자동제어 모드 운전에 따라 설정된 급기 유로 및 반송동력원 구동과 별도로 시스템

안전성 확보를 위한 장치로 제습수용액 열원 공급을 위한 히트펌프 및 팬의 구동은 수동으로 제어할 수 있도록 고려함.

- 그림 166과 같이 시제품의 모니터링 시스템 내에 시스템 자동제어 및 수동제어 모드 선택, 기타 안정 장치들을 고려한 제어 수단들을 마련함. 또한 그림 167과 같이 시제품 내부에 설치된 팬의 주파수를 별도로 제어할 수 있는 입력창을 통해 최종적으로 시스템 구동을 가능하게 하며, 팬의 주파수 신호는 0-10으로 급기 풍량을 모니터링 하며 요구하는 풍량을 맞출 수 있도록 구현함.

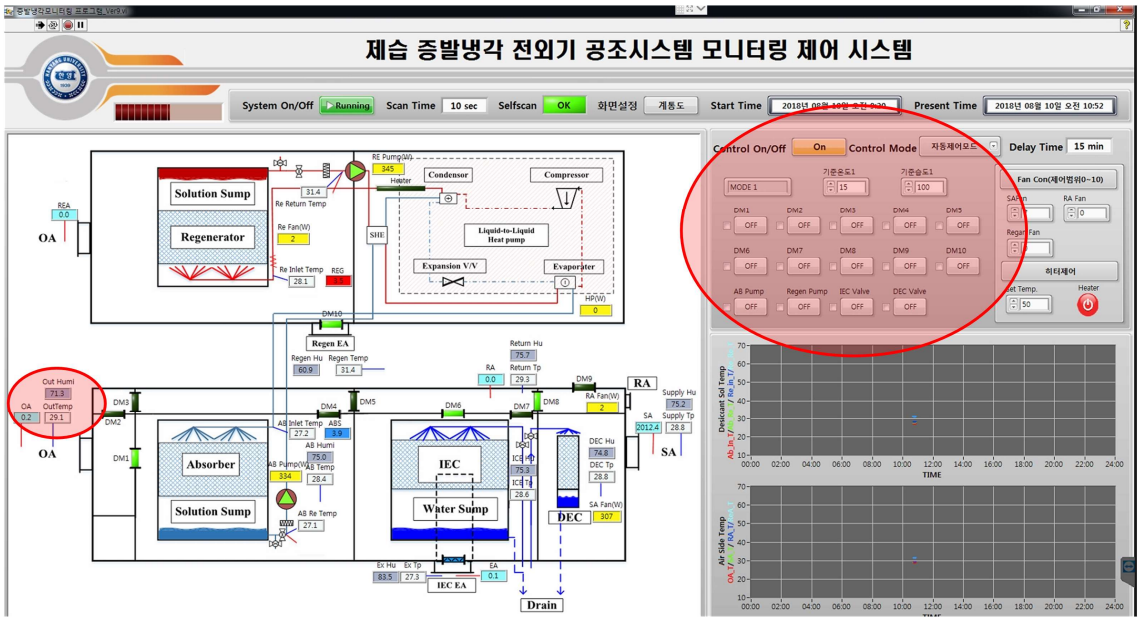


그림 166. 시제품 모니터링 시스템을 통한 운전 방식 선택 상세



그림 167. 시제품 팬 제어를 위한 제어값 입력창

- 실제 시스템 운전 시 외기 조건 및 수용액 열교환 조건에 따라 설계된 수용액 공급 온도를 달성할 수 없는 경우가 발생하고 이를 해결하기 위해 보조 히터가 추가적으로 설치됨. 하지만 유기 랭킨 사이클을 적용하여 실험결과 50℃ 이상의 수용액 공급이 가능한 것으로 확인하여 용량 산정이 적절하게 된 것으로 판단됨.
- 보조 히터는 활성화 버튼 및 토출온도 설정이 가능한 제어를 통해 안정적으로 운전 되며 재생기에 공급되는 수용액 공급온도를 바탕으로 설정 온도 이상의 공급 온도에서는 자동으로 Off 되어 안정성을 확보함.
- 시제품 유닛의 수동제어 모드에서는 모니터링 시스템에서 100% 수동으로 제어할 수 있도록 구현됨. 이는 시스템 성능 분석을 위한 특정 실증 단계에서 인위적인 목적에 따라 각 구성요소들의 성능을 분석할 수 있도록 시스템 운전 조건 모사를 가능하게 함.
- 그림 168과 같이 시제품 유닛은 시스템 운전 선택 과정에서 수동 또는 자동제어 모드를 선택할 수 있도록 구현 되었으며, 시제품 운전 특성 및 실험 목적에 맞는 시스템 운전이 가능하도록 함.

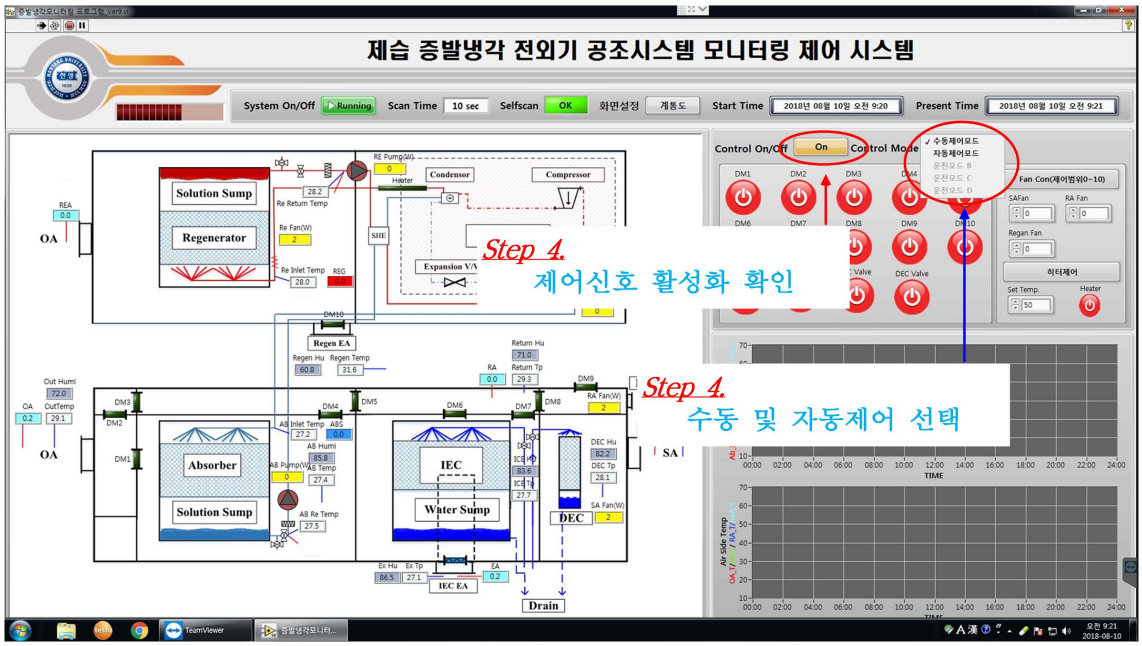


그림 168. 모니터링 시스템 내 수동제어 선택 상세

- 시제품 유닛 운전을 통해 확인되는 시스템 상태 및 운전 특성을 분석하고 장단기 성능 데이터를 확보하기 위해 모니터링 및 자동제어 시스템과 연동된 데이터 구축이 가능한 데이터 저장 장비를 구축함.
- 저장 데이터는 시스템 내부 공기 또는 수용액, 반송동력원 및 히트펌프의 전기에너지 소비 등과 같은 각 구성부에서 대표되는 계측 값들을 자동 저장될 수 있도록 구현 하였으며, 시스템 운전 상태들을 저장하여 시제품 성능 실증 후 유의미한 데이터 분석이 가능하도록 함.

- 본 연구를 통해 개발된 제습공조시스템 시제품의 자동제어 및 모니터링 시스템 구축을 통해 시스템의 안정적인 운전 및 상태를 확인할 수 있었으며, 모니터링 시스템 및 자동제어 시스템 구축을 통해 시제품 장단기 성능 데이터 확보 및 운전 특성을 분석할 수 있는 유의미한 운전 데이터 확보가 가능함.
- 겨울철 운전모드에 따라 제습공조시스템 성능 검증도 추가적으로 진행함. 측정에 앞서 각 위치별 풍량을 측정 한 결과는 다음과 같음. 외기 도입 풍량 292m^3/h,급기 풍량 310m^3/h,환기 풍량 291.6m^3/h,배기 풍량 295.2m^3/h을 나타내며 이는 시스템 성능 평가를 위해 목표했던 300m^3/h를 유사하게 유지 하는 것을 확인함. 그림 169와 표 35는 난방기 운전시 측정 결과를 보여줌. 제습공조시스템이 겨울에는 환기모드로 운전이 되므로 실내 설정온도와 유사하게 급기 되면 되는데, 실험결과 약 18℃로 공급되는 것을 확인하였고, 이는 겨울철 실내 권장온도와 일치함.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
1	날짜/시간	-519 (℃)	-519 (%rH)		-495 (℃)	-495 (%rH)		-493 (℃)	-493 (%rH)		-515 (℃)	-515 (%rH)		
2		OA(외기)			SA(급기)			RA(환기)			EA(배기)			
3	18-4-9 14:32	11.5	36.5		17.5	29.1		20.4	29.2		14.5	42		
4	18-4-9 14:33	11.5	38.2		17.6	29		20.4	28.8		14.6	41.3		
5	18-4-9 14:34	11.5	36.3		17.6	29.2		20.4	29.1		14.7	41.4		
6	18-4-9 14:35	11.4	35.1		17.6	28.7		20.4	29.2		14.7	41.4		
7	18-4-9 14:36	11.4	35.4		17.7	28.2		20.5	29.1		14.7	41.1		
8	18-4-9 14:37	11.3	36		17.7	28.1		20.5	29.1		14.8	41.1		
9	18-4-9 14:38	11.3	36.4		17.7	28.2		20.5	29		14.8	40.9		
10	18-4-9 14:39	11.3	34.7		17.8	28.4		20.5	28.9		14.8	40.7		
11	18-4-9 14:40	11.3	36		17.8	28.1		20.5	28.9		14.9	40.6		
12	18-4-9 14:41	11.3	36.5		17.8	28.1		20.5	28.9		14.9	40.5		
13	18-4-9 14:42	11.4	36.9		17.8	28.2		20.5	28.9		15	40.3		
14	18-4-9 14:43	11.3	35.4		17.9	28.1		20.5	28.9		15	40.3		
15	18-4-9 14:44	11.3	35.2		17.9	27.8		20.5	28.9		15	40.2		
16	18-4-9 14:45	11.3	34.8		17.9	27.5		20.5	28.8		15	40.1		
17	18-4-9 14:46	11.3	35.2		17.9	27.5		20.5	28.7		15	40		
18	18-4-9 14:47	11.3	35.5		17.9	27.7		20.5	28.8		15	40		
19	18-4-9 14:48	11.4	37.5		18	27.8		20.5	28.8		15	40.1		
20	18-4-9 14:49	11.4	36.6		18	28.2		20.5	28.8		15	40		
21	18-4-9 14:50	11.4	35.7		18	28		20.5	28.7		15.1	39.9		
22	18-4-9 14:51	11.4	36.4		18	27.9		20.5	28.7		15	39.8		
23	18-4-9 14:52	11.4	37.3		18	28.2		20.5	28.7		15	39.9		
24	18-4-9 14:53	11.4	36.4		18	28.4		20.5	28.7		15	40		
25	18-4-9 14:54	11.4	36.6		18	28.2		20.6	28.6		15	39.9		
26	18-4-9 14:55	11.4	36.9		18	28		20.6	28.6		15	39.9		
27	18-4-9 14:56	11.5	37.9		18	28.2		20.6	28.8		15	40.1		
28	18-4-9 14:57	11.5	37.5		18.1	28.4		20.6	28.8		15.1	40.1		
29	18-4-9 14:58	11.5	36.3		18.1	28.4		20.6	28.8		15.1	40.1		
30	18-4-9 14:59	11.5	36.3		18.1	28.2		20.6	28.7		15.1	40		
31	18-4-9 15:00	11.5	36.9		18.1	28.2		20.6	28.6		15.1	39.8		
32	18-4-9 15:01	11.5	36.7		18.1	28.3		20.6	28.6		15.1	39.7		
33	18-4-9 15:02	11.6	35.1		18.1	28.2		20.6	28.6		15.1	39.7		
34	18-4-9 15:03	11.6	34.9		18.1	27.9		20.6	28.6		15.1	39.6		
35	18-4-9 15:04	11.6	34.4		18.1	27.5		20.6	28.5		15.2	39.5		
36	18-4-9 15:05	11.5	33.9		18.1	27.2		20.6	28.5		15.1	39.5		
37	18-4-9 15:06	11.4	34		18.1	26.8		20.6	28.2		15.1	39.1		
38	18-4-9 15:07	11.4	35.1		18.1	26.7		20.6	28.5		15.1	39.5		
39	18-4-9 15:08	11.4	35.5		18.1	27.1		20.6	28.5		15.1	39.6		
40	18-4-9 15:09	11.5	35.8		18.2	27.2		20.6	28.5		15.1	39.7		
41	18-4-9 15:10	11.5	35.8		18.2	27.4		20.6	28.4		15.1	39.6		
42														
43														
44		11.42	36.04		17.92	28.11		20.53	28.79		14.96	40.25		
45														
46														
47					급기측 온도변화 =			6.50		0.93				
48					배기측 온도 변화 =			5.57						
49					열교환 효율 [%]			71.36						
50														

그림 169. 차세대 제습공조시스템 시제품 난방기 난방 운전 시 측정 결과

표 35. 차세대 제습공조시스템 시제품 난방기 난방 운전 시 측정 결과표

측정위치	풍량 (m3/h)	온도(℃)	습도(%)
환기	291.6	20.53	28.79
외기	292	11.42	36.04
급기	310	17.92	28.11
배기	295.2	14.96	40.25

- 미활용 열원 회수 유기 랭킨 사이클을 이용한 고효율 제습 증발냉각 공조시스템의 설계에 있어 가장 중요한 부분 중 하나는 유기 랭킨 사이클의 적절한 작동 유체를 찾는 것임. 유기 랭킨 사이클의 성능은 주로 작동 유체에 의해 작동온도가 변하며 필요한 열원의 온도 및 냉각수온도를 구할 수 있는데, **본 연구에서는 건물에 공급되는 지역 난방 시스템 물의 온도와 액체식 제습시스템에 필요한 작동 온도가 제공되므로 유기 랭킨 사이클의 개념을 실현하려면 유기 랭킨 사이클의 적합한 작동 유체를 찾는 것이 가장 중요**함. 따라서 본 연구에서는 작동 유체 선택을 위한 설계 조건을 다루고 제안된 시스템을 구성하고 그 실행 가능성을 평가하기에 적합한 유체를 찾음.
- 적합한 작동 유체를 분석하려면 제안된 시스템의 열적 특성을 고려해야함. 제안된 시스템에는 두 가지 제한 온도가 있음. 하나는 지역 난방 시스템 물의 공급 온도이고 다른 하나는 액체식 제습시스템 유닛의 재생기에서 제습 수용액을 재생하기 위해 필요한 작동 온도임. 지역 난방 시스템 물 (가열 유체)의 공급 온도는 120℃로 가정되었으며, 이는 지역 난방의 최대 온도임. 이전 연구에서 LiCl 용액을 사용하는 액체식 제습시스템 재생기에서 용액을 충분히 재생하기 위해서는 40℃ 이상의 제습 수용액이 필요한 것을 확인하였음. 본 연구에서는 응축기 (냉각 유체)로 들어가는 건축용수(환수) 온도는 40℃ 이상의 열에너지를 재생기의 제습 수용액으로 전달하기 위해 40℃ 인 것으로 가정함.
- 유기 랭킨 사이클LD의 작동 온도 범위를 고려하면 100℃ 이상의 임계점을 갖는 비교적 유사한 열역학적 특성을 가진 5개의 작동 유체가 대표적으로 고려됨. 각 작동 유체의 유기 랭킨 사이클 사이클 효율과 시스템의 열역학적 특성은 주어진 설계 조건에 사용할 수 있는 작동 유체를 선택하기 위해 표 36에 표시된 설계 조건에서 분석됨. 표 36에 나열된 설계 매개 변수의 값은 각 작동 유체 분석에서 일정하다고 가정함.
- 유기 랭킨 사이클의 열역학 시뮬레이션의 경우, 기존 문헌에 근거한 팽창기 등 엔트로피 효율의 70 %에서 팽창기 출력은 100 W로 가정됨. 문헌에 보고된 유기 랭킨 사이클의 등엔트로피 펌프 효율은 20%에서 80%까지 넓은 범위를 보여 주었으므로 이 연구에서는 팽창기 효율(70%)과 같이 적용되었다. 입구와 출구 팽창기 압력의 비율로 정의되는 압력비는 3으로 가정됨. 5℃의 핀치 포인트가 고려되었으며, 이는 응축기 설계에 일반적으로 사용됨. 핀치 포인트는 열교환기에서 응축기로 상변화가 발생할 때 열교환기 내부에 위치함. 응축 압력과 온도는 핀치 포인트 값과 핀치 포인트의 냉각 유체 온도에 의해 결정됨.

표 36. 작동유체선정을 위한 유기 랭킨 사이클 기반 액체식 제습시스템의 설계조건

설계 매개 변수	Value
확장기 전원 출력	100 W
확장기 효율	70%
유기 랭킨 사이클 펌프 효율	70%
증발기에서 가열 유체의 공급 온도	120℃
응축기의 냉각 유체 공급 온도	40℃
가열 및 냉각 유체의 입구 및 출구 온도 차이	15℃
작동 유체의 팽창기 입구 온도	115℃
압력비	3
콘덴서의 핀치 포인트	5K

- 유기 랭킨 사이클의 작동유체로 사용할 수 있는 유기물은 매우 많으며, 계속해서 새로운 유체가 개발되고 있음. 유체 각각이 열역학적 및 환경적 특성이 다르기 때문에 어느 유기물을 작동유체로 사용할 것인가는 상당히 복잡한 문제임. 유기 랭킨 사이클 작동유체 선정과 관련된 많은 연구가 있음에도 연구자마다 추천하는 작동유체가 다르게 되는 이유가 여기에 있음. 따라서 주어진 설계 조건 및 유기 랭킨 사이클을 설치해야 할 상황에 맞는 작동유체 선정이 필요하며, 본 연구에서는 지역난방 중온수를 사용하면서 액체식 제습시스템에 추가적인 열원설비 없이 제습 수용액 재생이 충분히 가능하게 하는 유기 랭킨 사이클의 친환경 작동유체를 선정하고자 함. 작동유체 선정에 있어 우선적으로 고려해야 할 사항은 다음과 같음.

  1) 온도-엔트로피(T-s) 선도 상에서 등엔트로피(Isentropic) 또는 dry 형태의 포화증기선
  2) 온도에 따른 안정성, 높은 밀도, 낮은 어는점
  3) 친환경성, 안전성, 압력, 저렴한 비용

- 본 연구는 HFC (hydrofluorocarbons)의 대안으로 Engineering Equation Solver (EES) 프로그램에 내장된 4 가지 환경 친화적인 작동 유체를 고려함. 4 개의 작동 유체는 대표적인 HFC 중 하나인 R245fa와 비교됨. 표 37는 5가지 작동 유체의 특성을 나타냄. 검토한 냉매 모두 오존층파괴지수(Ozone depletion potential, ODP)가 0이며 R245fa를 제외하고는 지구온난화지수(Global warming potential, GWP)도 낮아 차세대 친환경 작동유체로 적절함.

표 37. 작동유체의 특성

	R245fa	R514A	n-Pentane	R1233zd(E)	Novec649
비등점 [℃]	15.3	29.1	36	18	49
분자량 [g/mol]	134	139.6	72.15	130.5	316
임계점 [℃]	154	178	196.7	165.6	169
임계 압력 [MPa]	3.6	3.520	3.369	3.623	1.88
기화열 [kJ/kg]	190	189	366	192	95
액체 밀도 [kg/m3]	1,339	1,322.2	1,321.3	1,321.3	1,600
비열 [kJ/kgK]	0.92	1.14	2.32	0.82	1.10
열전도율 [W/mK]	0.0139	0.129	0.117	0.0107	0.059
ODP [-]	0	0	0	0	0
GWP [-]	1030	2	11	1	1

- 본 연구에서 대상으로 한 유기 랭킨 사이클는 폐쇄 루프 사이클이며, 정상 상태에서의 질량 및 에너지 균형에 기초하여 열역학적 분석이 수행 될 수 있음. 열교환기 (예 : 증발기, 응축기) 및 파이프 라인의 열 손실은 무시할 수 있는 것으로 가정함. 팽창기와 펌프의 등엔트로피 효율은 일정하다고 가정함. 모든 유체의 열역학적 특성은 표 37에 제시된 설계 조건에 따라 EES 프로그램에 의해 계산된 다음, 난방, 냉각 및 작동 유체의 유량, 팽창기의 사이클 효율성, 입구 및 출구 압력, 펌프 전력 소비량, 각 작동 유체에 대한 증발기 및 응축기의 업무를 비교함. 설계 조건에서 작동 유체의 열역학적 분석이 불가능한 경우 압력 비율이 변경됨.
- 유기 랭킨 사이클 성능을 분석하기 위한 열역학적 방정식은 다음과 같음. 표 37에 나타낸 설계 값에 기초한 입력 조건을 결정한 후, 유기 랭킨 사이클의 일부 위치 (즉, 팽창기 입구 조건)에서 엔탈피, 온도, 엔트로피 및 밀도를 발견함. 추가 및 추출된 열량과 유기 랭킨 사이클의 작업 입력 및 출력은 입구 및 출구 엔탈피 차이와 각 구성 요소의 작동 유체 유량의 곱으로 구함. 팽창기 등 엔트로피 효율 ($\eta_{\exp,is}$) 및 팽창기의 입구 엔탈피가 표 2에 의해 결정되면, 팽창기의 출구 엔탈피는 등엔트로피 효율의 정의를 사용하여 계산됨(식 95). 그리고 팽창기 출력 ($\dot{W}_{\exp}$)을 100W로 가정했기 때문에, 작동 유체의 유량 ($\dot{m}_{wf}$)은 식 96로부터 구할 수 있음. 펌프의 등 엔트로피 효율 ($\eta_{is,pp}$)을 알면 펌프의 출구 엔탈피는 식 97을 사용하여 계산할 수 있음. 펌프의 배출 엔탈피와 작동 유체의 유량을 사용하여 펌프의 작업량 ($\dot{W}_{pp}$)을 식 98를 사용하여 구할 수 있음.

$$\eta_{\exp,is} = (h_{\exp,in} - h_{\exp,out}) / (h_{\exp,in} - h_{\exp,out,is}) \quad \text{(식 95)}$$

$$\dot{W}_{\exp} = \dot{m}_{wf}(h_{\exp,in} - h_{\exp,out}) \quad \text{(식 96)}$$

$$\eta_{is,pp=}(h_{pp,out,is} - h_{pp,in})/(h_{pp,out} - h_{pp,in}) \quad \text{(식 97)}$$

$$\dot{W}_{pp} = \dot{m}_{wf}(h_{pp,in} - h_{pp,out}) \quad \text{(식 98)}$$

- 증발기에서의 열전달 ($\dot{Q}_{evap}$)은 식 99로 표현 될 수 있음. 열교환기의 열 손실이 무시되므로 증발기의 작동 유체에 추가되는 열의 양은 증발기 내부의 상변화를 고려한 에너지 균형에 따라 가열 유체에서 전달된 열과 같음 (식 100-102). 유기 랭킨 사이클의 각 위치에서의 유체 온도는 EES 프로그램에서 유체의 엔탈피와 압력을 사용하여 계산할 수 있음. 가열 유체의 입구 및 출구 온도 차이가 15 ℃ 인 것으로 가정되기 때문에, 요구되는 가열 유체의 유량 ($\dot{m}_{hf}$)은 식 100으로 구할 수 있음.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{wf}(h_{evap,in} - h_{evap,out}) \quad \text{(식 99)}$$

$$\dot{m}_{wf}(h_{evap,out} - h_{evap,in}) = \dot{m}_{hf}(h_{hf,in} - h_{hf,out}) \quad \text{(식 100)}$$

$$\dot{m}_{wf}(h_{evap,out} - h_{evap,liq}) = \dot{m}_{hf}(h_{hf,in} - h_{hf,out,tp}) \quad \text{(식 101)}$$

$$\dot{m}_{wf}(h_{evap,out} - h_{evap,vap}) = \dot{m}_{hf}(h_{hf,in} - h_{hf,in,tp}) \quad \text{(식 102)}$$

- 응축기에서의 열전달 ($\dot{Q}_{cond}$)은 다음 식 103로 표현할 수 있음. 증발기에 사용 된 것과 동일한 가정을 사용하여 응축기의 작동 유체에서 추출된 열의 양은 응축기 내부의 상변화를 고려한 에너지 균형에 따라 냉각 유체에 추가된 열과 같을 수 있음(식 104-106). 응축기의 냉각 유체의 입구 및 출구 온도 차이가 15 ℃인 것으로 가정되기 때문에, 냉각 유체의 유량 ($\dot{m}_{cf}$)은 식 104에 의해 결정될 수 있음.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{wf}(h_{cond,in} - h_{cond,out}) \quad \text{(식 103)}$$

$$\dot{m}_{wf}(h_{cond,in} - h_{cond,out}) = \dot{m}_{cf}(h_{cf,out} - h_{cf,in}) \quad \text{(식 104)}$$

$$\dot{m}_{wf}(h_{cond,vap} - h_{cond,out}) = \dot{m}_{cf}(h_{cf,out,tp} - h_{cf,in}) \quad \text{(식 105)}$$

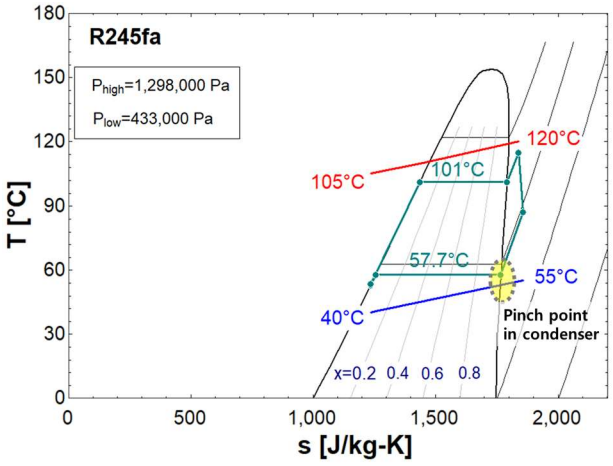
$$\dot{m}_{wf}(h_{cond,liq} - h_{cond,out}) = \dot{m}_{cf}(h_{cf,out,tp} - h_{cf,in}) \quad \text{(식 106)}$$

- 유기 랭킨 사이클의 순출력($\dot{W}_{net}$)은 식 107로 표현할 수 있으며, 유기 랭킨 사이클(η_{cycle})의 열효율은 증발기의 열 전달량에 대한 순출력비로 정의됨(식 108).

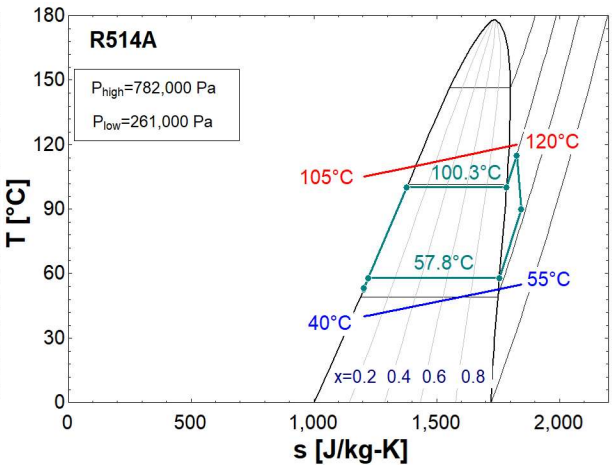
$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{\exp} - \dot{W}_{pp} \quad \text{(식 107)}$$

$$\eta_{cycle} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{evap}} \quad \text{(식 108)}$$

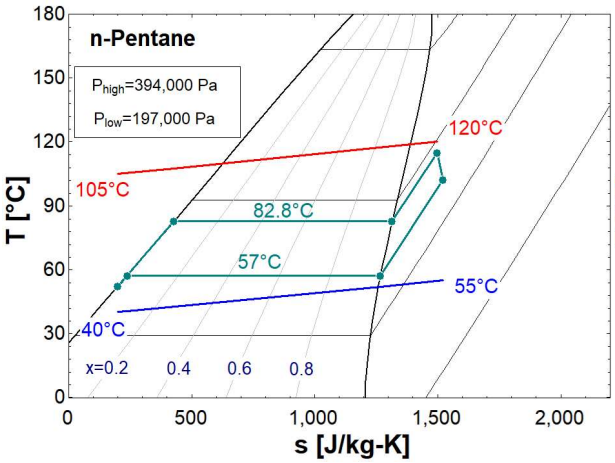
- HFC 그룹의 냉매 중 하나 인 R245fa의 열역학적 분석 결과와 4가지 HFC 대안이 그림 170에 표시된 대로 T-s 다이어그램에 설명되어 있으며 5가지 작동 유체의 성능 특성이 표 38에 요약되어 있음.
- 결과적으로, 주어진 설계 조건을 만족시키기 위해 n-Pentane은 압력비 또는 냉각수 공급 온도를 낮추어야하므로 n-Pentane의 압력비는 2로 재설정됨. n-Pentane은 작동 유체의 유량이 가장 작기 때문에 임계 온도가 가장 높고 효율이 가장 낮지 만 출력이 가장 높음. 그러나 설계 조건에서 가연성 및 작동 어려움으로 인해 최종 선택에서 제외됨. R1233zd (E)는 최고의 사이클 효율을 보여 주지만, 실제 발전량은 하절기 동안 사용되지 않은 지역 열을 이용하는 측면에서 효율보다 더 의미있는 것으로 결정됨. 또한 R245fa 및 R1233zd (E)는 LD 시스템에 열을 공급하기 위해 4배 더 높은 압력에서 작동해야하므로 냉각 유체가 고온에서 열에너지를 복구하기 어렵게 함. Novec649는 높은 분자량으로 인해 효율이 상대적으로 낮지 만 n-Pentane을 제외하고 실제 전력 출력이 가장 높았으며 압력을 증가시켜 더 높은 온수를 얻을 수 있음. 따라서 **Novec649는 액체식 제습시스템 용 온수 생산에 중점을 둔 제안 된 시스템에서 유용한 작동 유체로 간주될 수 있음**. Novec649와 같이 작동 압력이 낮으면 응축기 및 증발기에 기존 평판형 열교환기를 사용할 수 있음.



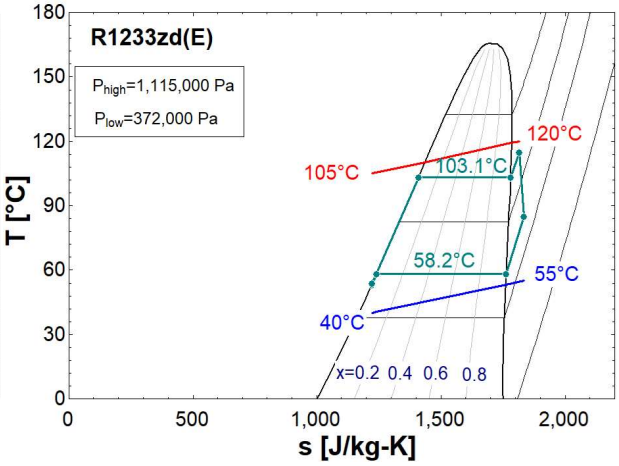
(a) R245fa



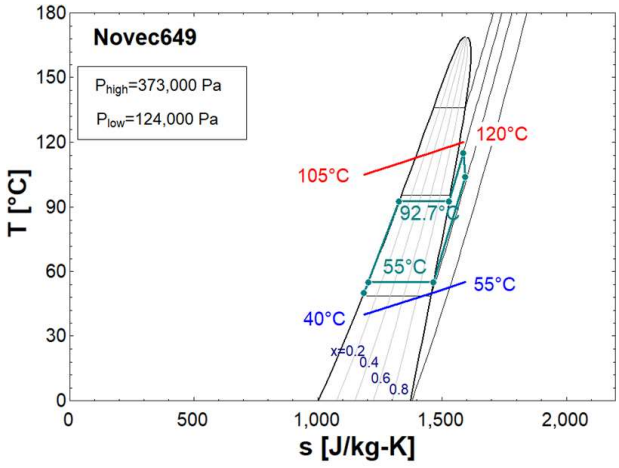
(b) R514a



(c) n-Pentane



(d) R1233zd



(e) Novec649

그림 170. 작동유체별 T-s 선도

표 38. 작동유체의 성능특성

	R245fa	R514A	n-Pentane	R1233zd(E)	Novec649
열순환 효율 [%]	6.41	6.47	4.22	6.74	4.78
온수 유량 [g/s]	23.01	23.41	36.47	22.04	31.92
냉각수 유량 [g/s]	21.79	2.216	35.36	20.79	30.76
작동 유체 유량 [g/s]	6.577	6.506	5.023	6.4	14.07
고압 [Pa]	1,298,000	782,000	394,000	1,115,000	373,000
저압 [Pa]	433,000	261,000	197,000	372,000	124,000
압력비 [-]	3	3	2	3	3
총 순전력 [W]	93.54	96.1	97.62	94.3	96.72
투입 열량 [W]	1460	1486	2315	1398	2026
발생 열량 [W]	1366	1390	2217	1304	1929

- 본 연구에서는 유기 랭킨 사이클의 열원에 따라 에너지 소비 분석을 수행하고 그에 따라 유기 랭킨 사이클의 작동유체 및 용량 등 설계프로세스를 제시하였음. 그에 따라 에너지 소비 분석에서 지역난방이 공동주택에서 적용가능한 유기 랭킨 사이클의 열원으로 판단되어 지역난방을 기반으로 연구를 수행하였으나 신재생 에너지 이용률을 높이기 위해 다양한 신재생 에어지원에 대한 고려도 필요할 것으로 판단됨. 특히 경관적인 측면에서 태양열 시스템의 경우 공동주택에 적용하기에 한계가 있을 수 있으므로 실제적으로 적용 가능한 신재생 열원에 대해 후속연구에서 연구를 수행하여야 하며 본 연구에서 수행한 프로세스를 기반으로 설계 및 제작하여 실증연구를 수행할 필요가 있음.
- 또한 추가적으로 공동주택의 쾌적한 실내 환경을 조성할 수 있도록, 제습공조시스템의 냉각능력을 향상시키기 위해 제어 알고리즘을 수정하여 최적의 제얼 알고리즘을 제공하고자 함. 기존 알고리즘은 간접식 증발냉각기 2차측으로 공급되는 공기를 선택할 수 없이 실내의 배기만을 공급하도록 설계 및 구축 되었으나, 해당 시제품이 적용될 여름철 환경 특성에 따라서 보다 낮은 습구 온도 값을 갖는 외기와의 비교를 통해 조금 더 낮은 습구 온도를 지니는 공기를 공급해야하는 필요성을 확인함.
- 이에 따라서 외기 및 실내 공기의 습구 온도를 계측하여 낮은 습구 온도를 나타내는 공기를 간접식 증발냉각기 2차측으로 공급할 수 있도록 설계 변경을 실시함. 그림 171은 간접식 증발냉각기 성능을 향상시키기 위한 공기 선택 과정을 나타냄.

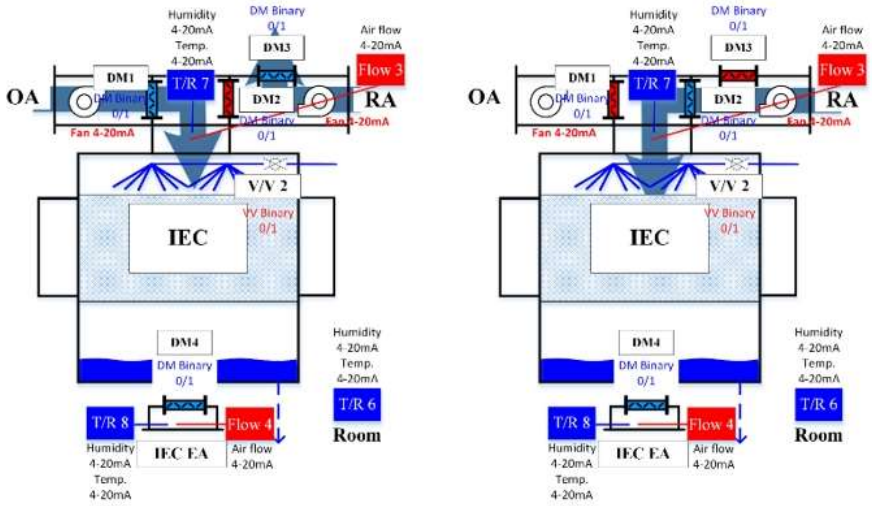


그림 171. 간접식 증발냉각기 성능 향상을 위한 급기 공급 방안 개요도

- 간접식 증발냉각기 성능 개선안을 적용하여 도출한 알고리즘은 그림 172와 같음. 실제 시스템 구축에 따른 댐퍼 개폐 방안 및 팬 운전 방안 등의 알고리즘을 도출하고 이를 실제 시제품 유닛에 적용하여 시스템 여름철 및 중간기 성능 개선 방안을 적용함. 이에 따라 보다 쾌적하고 에너지 절감적인 유기 랭킨 사이클과 제습 증발냉각 기반 공조시스템 구현이 가능할 것으로 판단됨.

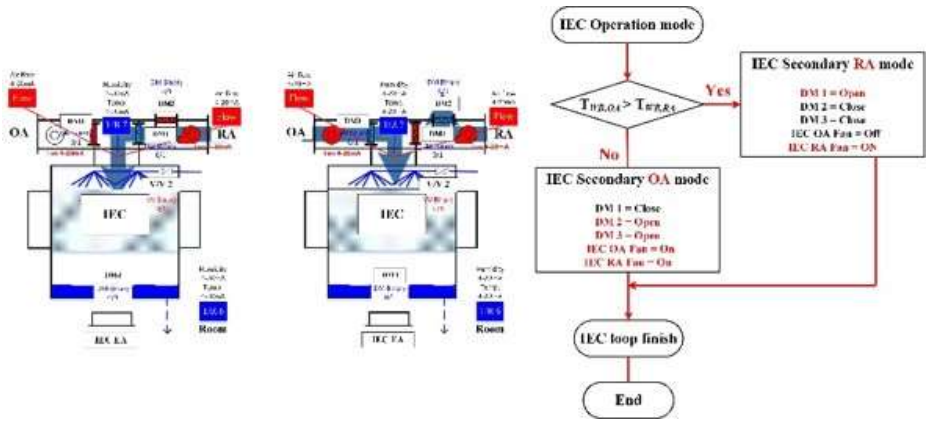


그림 172. 간접식 증발냉각기 성능 개선 방안 적용 알고리즘

3. 목표 달성도 및 관련 분야 기여도

가. 최종 성과 목표

- 본 연구는 연구개발 최종 목표를 달성하기 위해 총 21개월 동안의 각 년차별 연구를 통해 미활용 열원 회수 유기 랭킨 사이클 적용 제습공조시스템 프로토타입 개발을 완료하였고, 개발된 프로토타입을 기반으로 시제품을 설계 및 제작하여 테스트베드에 설치를 완료함.
- 테스트베드에 구축된 시제품 유닛의 목표성능을 검증하고 공동주택 중앙 공조시스템으로써의 가능성 실증을 진행함. 본 연구개발을 통해 도출된 연구결과 및 요소 기술 개발 등을 통해 공동주택 플러스 에너지에 기여할 수 있는 공조시스템 준비를 완료함.
- 연구개발 초기 단계에서 설정한 각 년차별 연구 목표 및 내용을 바탕으로 세부 연구목표 달성 여부 및 성과 점검을 통해 각 단계별 연구 수행의 적절성 및 연구 성과에 대한 자체평가를 통해 본 연구 수행 과정을 평가함.
- 본 연구의 최종 성과 목표는 아래와 같음.

성과지표	성과 목표	최소 성과 목표
SCI(E)급 학술지 게재(2점)	**2건**	**1건**
일반학술지게재(1점)	**2건**	**1건**
특허출원(1점)	**2건**	**1건**
특허등록(2점)	**1건**	**1건**
디자인 등록(1점)		
소프트웨어(1점)		
하드웨어(1점)		
기타(1점)	2명(인력양성)	
소계(점수)	12점	6점

(1) 총괄 성과점검기준표

구분	핵심성과 (CTE)		단위성과		성과점검기준						양적 성과 건수
					질적 성과지표		목표치	달성치	측정 방법	검증 방법	가중치	
주관	1	플러스 에너지 공동주택을 위한 미활용 열원 회수 유기 랭킨 사이클을 이용한 제습 증발냉각 기반 공조시스템 프로토타입 개발	1-1	시스템 구성안 도출	①	열이용 냉방기술 및 미활용 열원 이용기술 현황조사	100%	-		현황표	5	특허 : 출원 1 건 등록 건 논문 : 건 시제품 : 건 S/W : 건
					②	공조시스템에 유기 랭킨 사이클 적용 및 프로토타입 개발	100%	-		특허 출원	5	
			1-2	제습기 및 증발냉각기, 유기 랭킨 사이클의 성능 예측모델 개발 및 목표성능 도출	①	예측모델 개발 및 목표치 설정	100%	-		논문	10	특허 : 출원 건 등록 건 논문 : 1 건 시제품 : 건 S/W : 건
					②	시스템 용량 산정 및 설계 프로세스 개발	100%	-		보고서	5	
			1-3	시스템의 에너지 절감 및 탄소배출 저감효과 예측	①	탄소배출 예측	100%	-		논문	10	특허 : 출원 건 등록 건 논문 : 1 건 시제품 : 건 S/W : 건
			1-4	실내 쾌적성 및 공기질 개선 효과 예측	①	CO_2 농도 및 실내 예상온열감 예측	100%	-		보고서	5	특허 : 출원 건 등록 건 논문 : 건 시제품 : 건 S/W : 건
	2	유기 랭킨 사이클을 이용한 제습공조시스템 실험용 시제품 제작 및 목표성능 실증	2-1	핵심 구성요소별 시제품 설계 및 제작	①	시스템 구성요소 개발	100%	-		시스템 구성요소 제작	15	특허 : 출원 건 등록 건 논문 : 건 시제품 : 1 건 S/W : 건
			2-2	핵심 구성요소별 목표성능 실증	①	항온항습 실험 챔버에서 성능 실증	100%	-	항온항습 실험 챔버에서 측정	보고서	10	특허 : 출원 건 등록 건 논문 : 1 건 시제품 : 건 S/W : 건
					②	에너지 절감 효과 분석	100%	-		논문	15	
			2-3	시제품 운전을 통한 급기측 공기질 개선 효과 실증	①	실내 공기질 개선 실증	100%	-		논문	10	특허 : 출원 건 등록 건 논문 : 1 건 시제품 : 건 S/W : 건
			2-4	통합 제어 알고리즘 도출	①	용량 산정 프로세스 검증 및 최적 제어 알고리즘 정립	100%	-		특허 출원	10	특허 : 출원 1 건 등록 1 건 논문 : 건 시제품 : 건 S/W : 건
계											100	특허 : 출원 2 건 등록 1 건 논문 : 4 건 시제품 : 1 건 S/W : 건 인력: 2 건

(2) 총괄 연구성과 목표 및 달성도

구분			목표	달성도(%)	비고
국외 논문 게재	SCI		2건 (최소 1건)	242%	13편 (환산: 4.83건)
	비SCI				1편 (환산: 1건)
	계		2건 (최소 1건)	292%	5.83건
국내 논문 게재	SCI				
	비SCI		2건 (최소 1건)	100%	2편 (환산: 2건)
	계		2건 (최소 1건)	100%	2건
특허 출원	국내		2건 (최소 1건)	125%	출원건수 5건 (환산: 2.5건)
	국외				
	계		2건 (최소 1건)	125%	2.5건
특허 등록	국내		1건 (최소 1건)		
	국외				
	계		1건 (최소 1건)		2.5건 등록 대기 중
인력 양성	석사				2명
	박사				1명
	계		2명	150%	3명
기술 이전	계약 건수				
	계약액				
	징수액				
국제 표준화	기고서 제출				
	기고서 채택				
	표준안 채택				
국내 표준화	기고서 제출				
	기고서 채택				
	표준안 채택				
등록·기탁 대상 성과물	보고서 원문				
	연구시설·장비				
	기술요약정보				
	생명자원	생명정보			
		생물자원			
		신품종			
	소프트웨어				
	화학물				
기타	시제품		1건	100%	유기 랭킨 사이클 시제품 제작
	성과 홍보				
	일자리 창출				

나. 1차년도

(1) 1차년도 성과점검기준표

구분	핵심성과 (CTE)		단위성과		성과점검기준						양적 성과 건수
						질적 성과지표	목표치	달성치	측정 방법	검증 방법	가중치	
주관	1	플러스 에너지 공동주택을 위한 미활용 열원 회수 유기 랭킨 사이클을 이용한 제습 증발냉각 기반 공조시스템 프로토타입 개발	1-1	시스템 구성안 도출	①	열이용 냉방기술 및 미활용 열원 이용 기술 현황조사	100%	-		현황표	5	특허 : 출원 1 건 등록 건 논문 : 건 시제품 : 건 S/W : 건
					②	공조시스템에 유기랭킨 사이클 적용 및 프로토타입 개발	100%	-		특허 출원	5	
			1-2	제습기 및 증발냉각기, 유기 랭킨 사이클의 성능 예측모델 개발 및 목표성능 도출	①	예측모델 개발 및 목표치 설정	100%	-		논문	10	특허 : 출원 건 등록 건 논문 : 1 건 시제품 : 건 S/W : 건
					②	시스템 용량 산정 및 설계프로세스 개발	100%	-		보고서	5	
			1-3	시스템의 에너지 절감 및 탄소배출 저감효과 예측	①	탄소배출 예측	100%	-		논문	10	특허 : 출원 건 등록 건 논문 : 1 건 시제품 : 건 S/W : 건
			1-4	실내 쾌적성 및 공기질 개선 효과 예측	①	CO_2 농도 및 실내 예상온열감 예측	100%	-		보고서	5	특허 : 출원 건 등록 건 논문 : 건 시제품 : 건 S/W : 건
계											40	특허 : 출원 1 건 등록 건 논문 : 2 건 시제품 : 건 S/W : 건 인력: 건

(2) 1차년도 핵심 연구성과

연번	핵심성과 (CTE)	핵심성과 설명	성과 유형[1)]	연구기관	해당 연차	TRL
1	플러스 에너지 공동주택을 위한 미활용 열원 회수 유기 랭킨 사이클을 이용한 제습 증발냉각 기반 공조시스템 프로토타입 개발	• 적용가능한 열 이용 냉방기술 및 건물에서 이용 가능한 미활용 열원 이용 기술 현황 분석 • 최적의 구성요소 위치 분석 • 유기 랭킨 사이클의 냉/난방 시스템에 대한 적용 방안 도출 • 공동주택의 냉/난방 시스템에 적용 가능한 열 이용 냉방기술 및 미활용 열원 회수 유기 랭킨 사이클 시스템 구성안 도출 • 다양한 제습기 및 증발냉각기, 유기 랭킨 사이클의 성능 예측모델 개발 • 에너지 절감, 실내 공기질 및 쾌적도 향상 목표치 설정 • 에너지 및 탄소배출 저감효과 예측 • 쾌적성 및 공기질 개선 효과 예측	장비·장치	한양대학교 산학협력단	1	2~3

(3) 1차년도 핵심 연구성과별 설명

핵심성과 1		
정의	플러스 에너지 공동주택을 위한 미활용 열원 회수 유기 랭킨 사이클을 이용한 제습 증발냉각 기반 공조시스템 프로토타입 개발	
목적	• 적용 가능한 열 이용 냉방기술 및 건물에서 이용 가능한 미활용 열원 이용 기술 현황 분석 • 유기 랭킨 사이클의 제습공조시스템에 대한 적용 방안 도출 • 공동주택의 중앙 공조시스템에 적용 가능한 열 이용 냉방기술 및 미활용 열원 회수 유기 랭킨 사이클 시스템 구성안 도출 • 제습기 및 증발냉각기, 유기 랭킨 사이클의 성능 예측모델 개발 • 에너지 절감, 실내 공기질 및 쾌적도 향상 목표치 설정 • 에너지 및 탄소배출 저감효과 예측 • 실내 쾌적성 및 공기질 개선 효과 예측	
성능목표	(기존기술 수준) • 제습 및 증발냉각 시스템의 각각의 구성요소는 이론상으로 에너지 절감 및 상용화 가능성이 있고 유기 랭킨 사이클의 경우 상용화 단계까지 이르렀으나, 각 구성요소를 통합한 공조시스템에 대한 연구는 현재 진행 중에 있으며, 특히 유기 랭킨 사이클 기반 미활용 열원회수를 통한 발전 시스템이 공조시스템에 일체화된 경우는 국내에서 개발된 바 없음. • 본 연구를 수행하는 데 필수적인 제습 증발냉각 기술이 적용된 공조시스템에 대한 기초 및 실험실 수준 연구는 선행연구를 통해 수행되었음. (개발기술 수준) • 기존 공동주택 공조시스템의 현황 및 개선방안을 바탕으로 플러스 에너지화 달성을 위한 유기 랭킨 사이클 기반 제습 증발냉각 변풍량 공조시스템 프로토타입 개발. • 선행연구에서의 경험을 토대로 시행착오 없이 신속히 TRL 2 단계의 기술개발 개념 정립과 TRL 3단계 달성을 목표로 함. • 공동주택 제습공조시스템 프로토타입을 바탕으로 설계 단계에서 활용 가능한 구성요소 모델을 개발함으로써 실제 시제품 제작 전 TRL 3 수준의 성능 예측이 가능하도록 함.	
성과달성 책임자 (소속기관)	정재원(한양대학교 산학협력단)	
소요기간	' 18.04.17 ~ ' 18.12.31 (9개월, 1년차)	
성과달성 확인방법	• 적용 가능한 열 이용 냉방기술 및 건물에서 이용 가능한 미활용 열원 이용 기술 현황 조사 및 개선점 도출 여부 • 유기 랭킨 사이클 적용 제습공조시스템 프로토타입 개발 여부 • 예측 모델을 통한 차세대 공조시스템 프로토타입의 에너지 절감, 실내 공기질 및 쾌적도 달성 목표치 설정 여부 • 예측 모델을 통한 시뮬레이션으로 제안한 공조시스템의 에너지 및 탄소배출 저감효과 예측 여부	
성과달성에 따른 정량적 성과	특허 출원/등록	출원 : 1건, 등록 : 건
	논문	SCI(E) : 2건, 학술지 : 0건
	저작	0건
	S/W	0건
	신기술	0건
	기타	0건

(4) 목표 달성여부

연도	세 부 연 구 목 표	달 성 내 용	달성도(%)
1차년도	유기 랭킨 사이클을 이용한 고효율 제습 증발냉각 기반 공조시스템의 프로토타입 도출	• 선행 연구를 통해 분석된 제습 공조시스템 분석을 통한 유기 랭킨 사이클의 적용 방안을 도출함. • 건물에서 이용 가능한 미활용 열원 분석을 통해 최종적으로 미활용 열원을 이용한 제습 증발냉각 기반 중앙 공조시스템 프로토타입을 제안함. • 프로토타입 도출에 따른 유기 랭킨 사이클 용량 설계 완료함.	100%
	유기 랭킨 사이클을 이용한 고효율 제습 공조시스템의 성능 예측	• 선행 연구 결과 및 제습 증발냉각 시스템의 각 구성요소별 실험을 통해 성능 예측 모델을 개발함. • 각 구성요소가 통합된 차세대 공동주택 중앙 공조시스템의 시뮬레이션 모델을 도출하여 에너지 시뮬레이션을 진행함. • 시뮬레이션을 통해 프로토타입의 에너지 절감 및 실내 쾌적성, 온실가스 저감을 위한 구성요소별 목표성능 달성 여부를 예측함.	100%

(5) 1차년도 정량적 연구성과 목표 및 달성도 양적

구분			목표	달성도(%)	비고
국외 논문 게재	SCI		2건	35%	2편 (환산: 0.66건)
	비SCI				
	계		2 건	35%	0.66건
국내 논문 게재	SCI				
	비SCI				
	계				
특허 출원	국내		1 건	150%	출원건수 3건 (환산: 1.5건)
	국외				
	계		1건	150%	1.5건
특허 등록	국내				
	국외				
	계				
인력 양성	석사				1명
	박사				
	계				1명
기술 이전	계약 건수				
	계약액				
	징수액				
국제 표준화	기고서 제출				
	기고서 채택				
	표준안 채택				
국내 표준화	기고서 제출				
	기고서 채택				
	표준안 채택				
등록ㆍ기탁 대상 성과물	보고서 원문				
	연구시설・장비				
	기술요약정보				
	생명자원	생명정보			
		생물자원			
		신품종			
	소프트웨어				
	화학물				
기타	시제품				
	성과 홍보				
	일자리 창출				

(6) 1차년도 성과 목표에 대한 자체 평가

성과 목표	자체 평가
국외 논문 게재	• 1차년도 연차실적 계획 당시 국외 논문 게재 목표는 2건으로 계획하였음. 1차년도 연구개발에 따라서 총 0.66건의 국외 논문을 게재하였으며 당시 저널 리뷰 진행 중에 있던 논문은 2차년도에 출판되었음. 최종적으로 국외 논문 게재 목표를 넘어서는 연구 성과를 달성할 예정임 (중복 사사 반영).
특허 출원	• 차세대 제습공조시스템에 설치할 유기 랭킨 사이클의 성능 향상 및 제습공조시스템과 함께 운전 가능한 열전소자에 관한 1.5건의 국내 특허 출원을 완료함 (중복 사사 반영).

(7) 1차년도 연구개발 성과

(가) 국내 · 외 논문 게재

번호	논문명	학술지명	주저자명	호	국명	발행기관	SCI 여부 (SCI/비SCI)	게재일	등록번호*
1	Energy performance of liquid desiccant and evaporative cooling-assisted 100% outdoor air systems under various climatic conditions	Energies	Shiying Li; Jae-Weon Jeong	11	SWITZERLAND	MDPI	SCI(E)	2018.05.29	
2	Thermoelectric radiant cooling panel design: Numerical simulation and experimental validation	APPLIED THERMAL ENGINEERING	Hansol Lim; Yong-Kwon Kang; Jae-Weon Jeong	144	United Kingdom	Elsevier BV	SCI(E)	2018.10.04	

(나) 국내 및 국제학술회의 발표

번호	회의 명칭	발표자	발표 일시	장소	국명
1	대한설비공학회 2018 하계학술발표대회	김범준	2018.06.22	용평리조트	대한민국
2	대한설비공학회 2018 하계학술발표대회	임한솔	2018.06.22	용평리조트	대한민국
3	대한설비공학회 2018 하계학술발표대회	천성용	2018.06.22	용평리조트	대한민국
4	한국건축친환경설비학회 2018년도 추계학술발표대회	김범준	2018.11.16	인하대학교	대한민국
5	한국건축친환경설비학회 2018년도 추계학술발표대회	동혜원	2018.11.16	인하대학교	대한민국
6	한국건축친환경설비학회 2018년도 추계학술발표대회	임한솔	2018.11.16	인하대학교	대한민국
7	한국건축친환경설비학회 2018년도 추계학술발표대회	천성용	2018.11.16	인하대학교	대한민국
8	대한설비공학회 2018 동계학술발표대회	조혜진	2018.11.23	고려대학교	대한민국
9	대한설비공학회 2018 동계학술발표대회	강용권	2018.11.23	고려대학교	대한민국

10	대한설비공학회 2018 동계학술발표대회	변유석	2018.11.23	고려대학교	대한민국
11	대한설비공학회 2018 동계학술발표대회	윤수열	2018.11.23	고려대학교	대한민국
12	ASIM 2018	김범준	2018.12.04	홍콩폴리텍대학교	홍콩
13	ASIM 2018	동혜원	2018.12.05	홍콩폴리텍대학교	홍콩
14	ASIM 2018	변유석	2018.12.05	홍콩폴리텍대학교	홍콩
15	ASIM 2018	임한솔	2018.12.04	홍콩폴리텍대학교	홍콩
16	ASIM 2018	천성용	2018.12.05	홍콩폴리텍대학교	홍콩

(다) 지식재산권(특허, 실용신안, 디자인, 상표, 신품종 등)

번호	지식재산권 등 명칭 (건별 각각 기재)	국명	출원				등록				기여율
			출원인	출원일	출원번호	등록 번호*	등록인	등록일	등록번호	등록 번호*	
1	열전 소자 및 상변화물질을 이용한 발전 장치 및 발전 방법	대한민국	정재원, 변유석	2018.08.10	10-2018-0094015						
2	열전소자를 이용한 온도 제어 장치	대한민국	정재원, 강용권, 임한솔	2018.08.23	10-2018-0098874						
3	열전소자가 결합된 복사 냉방 시스템 및 설계 방법	대한민국	정재원, 임한솔	2018.09.17	10-2018-0110797						

(라) 전문 연구 인력 양성

번호	분류	기준연도	현황										
			학위별				성별		지역별				
			박사	석사	학사	기타	남	여	수도권	충청권	영남권	호남권	기타
1	연구인력	2018		1				1	1				
2													

다. 2차년도

(1) 2차년도 성과점검기준표

구분	핵심성과 (CTE)		단위성과		성과점검기준						양적 성과 건수
						질적 성과지표	목표치	달성치	측정방법	검증방법	가중치	
주관	2	유기 랭킨 사이클을 이용한 제습공조 시스템 실험용 시제품 제작 및 목표성능 실증	2-1	핵심 구성요소별 시제품 설계 및 제작	①	시스템 구성요소 개발	100%	-		시스템 구성요소 제작	15	특허 : 출원 건 등록 건 논문 : 건 시제품 : 1 건 S/W : 건
			2-2	핵심 구성요소별 목표성능 실증	①	항온항습 실험 챔버에서 성능 실증	100%	-	항온항습 실험 챔버에서 측정	보고서	10	특허 : 출원 건 등록 건 논문 : 1 건 시제품 : 건 S/W : 건
					②	에너지 절감효과 분석	100%	-		논문	15	
			2-3	시제품 운전을 통한 급기측 공기질 개선 효과 실증	①	실내 공기질 개선 실증	100%	-		논문	10	특허 : 출원 건 등록 건 논문 : 1 건 시제품 : 건 S/W : 건
			2-4	통합 제어 알고리즘 도출	①	용량 산정 프로세스 검증 및 최적 제어 알고리즘 정립	100%	-		특허출원	10	특허 : 출원 1 건 등록 1 건 논문 : 건 시제품 : 건 S/W : 건
계											60	특허 : 출원 1 건 등록 1 건 논문 : 2 건 시제품 : 1 건 S/W : 건 인력: 2 건

(2) 2차년도 핵심 연구성과

연번	핵심성과 (CTE)	핵심성과 설명	성과 유형[1]	연구기관	해당 연차	TRL
2	유기 랭킨 사이클을 이용한 제습공조시스템 실험용 시제품 제작 및 목표성능 실증	• 시스템의 핵심 구성요소별 시제품 설계 및 제작 • 시스템의 핵심 구성요소별 목표성능 실증 • 시제품 운전을 통한 급기측 공기질 개선 효과 실증 • 시제품 운전을 통한 에너지 절감 및 실내 쾌적도 향상 목표성능 실증 • 유기 랭킨 사이클을 이용한 제습 증발냉각 기반 공조시스템의 성능이 최적화된 통합 제어 알고리즘 도출	장비·장치	한양대학교 산학협력단	2	4

(3) 2차년도 핵심 연구성과별 설명

<table>
<tr><td>핵심성과 2</td><td colspan="2"></td></tr>
<tr><td>정의</td><td colspan="2">유기 랭킨 사이클을 이용한 제습공조시스템 실험용 시제품 제작 및 목표성능 실증</td></tr>
<tr><td>목적</td><td colspan="2">• 시스템 핵심 구성요소별 시제품 설계 및 제작
• 구성요소별 목표성능 실증
• 시제품 운전을 통한 급기측 공기질 개선 효과 실증
• 유기 랭킨 사이클을 이용한 제습공조시스템의 통합 제어 알고리즘 도출</td></tr>
<tr><td>성능목표</td><td colspan="2">(기존기술 수준)
• 유럽 및 북미 지역 선진국을 중심으로 유사한 제습 증발냉각 기술이 적용된 패키지형 실험실 수준의 연구로 진행되고 있음.
• 공동주택에서 제습 증발냉각 공조시스템에 대한 실내 공기질 실증 실험은 상대적으로 부족한 실정.
• 국내에서는 본 연구진이 제습 증발냉각 기반 전외기 공조시스템의 Proof-of-concept 단계의 실험연구를 수행한 바 있음.

(개발기술 수준)
• 1차년도 연구를 통해 개발된 플러스 에너지 공동주택을 위한 제습공조시스템 프로토타입을 바탕으로 구성요소별 시제품을 개발함으로써 실험실 수준의 실증 실험(TRL 4 수준)이 가능하도록 함.
• 항온항습 실험 챔버를 이용한 실증 실험을 통해 기존 시스템 대비 향상된 에너지절감, 열쾌적 및 실내 공기질 개선 목표달성 가능여부 검증.
• 제습 증발냉각 공조시스템에서의 유기 랭킨 사이클의 적합한 제어 방법 도출.</td></tr>
<tr><td>성과달성 책임자
(소속기관)</td><td colspan="2">정재원(한양대학교 산학협력단)</td></tr>
<tr><td>소요기간</td><td colspan="2">’19.01.01 ~ ’19.12.31 (12개월, 2년차)</td></tr>
<tr><td>성과달성
확인방법</td><td colspan="2">• 유기 랭킨 사이클 기반 제습 공조시스템의 프로토타입에 기반하여 구성요소별 시제품 제작 여부
• 항온항습 실험 챔버 실험을 통한 시제품 에너지 절감 및 열쾌적 향상 목표 성능 실증 여부
• 실내 공기질 개선 효과에 관한 실증 여부
• 유기 랭킨 사이클 기반 제습 공조시스템의 통합 제어 알고리즘 도출 여부</td></tr>
<tr><td rowspan="6">성과달성에
따른 정량적
성과</td><td>특허 출원/등록</td><td>출원 : 1건, 등록 : 1건</td></tr>
<tr><td>논문</td><td>SCI(E) : 0건, 학술지 : 2건</td></tr>
<tr><td>저작</td><td>0건</td></tr>
<tr><td>S/W</td><td>0건</td></tr>
<tr><td>신기술</td><td>0건</td></tr>
<tr><td>기타</td><td>1건 (시제품), 2명 (인력양성)</td></tr>
</table>

(4) 목표 달성여부

연도	세 부 연 구 목 표	달 성 내 용	달성도(%)
2차년도	유기 랭킨 사이클을 이용한 제습공조시스템 시제품 제작	• 1차년도에서 도출된 유기 랭킨 사이클이 적용된 제습공조시스템 프로토타입을 바탕으로 목표 성능을 만족하기 위한 시제품 설계를 완료함. • 설계를 바탕으로 시제품을 실험동에 제작 및 설치하여 시스템 구축을 완료함.	100%
	유기 랭킨 사이클을 이용한 고효율 제습 공조시스템의 운전 성능 및 설계 프로세스 검증	• 시스템 운전에 따른 운전 특성을 분석하고 목표성능 실증을 완료함. • 유기 랭킨 사이클과 제습 증발 냉각 기반 공조시스템의 에너지 및 공기질 개선효과 실증을 완료함. • 최종적으로 제어 방안 도출 및 모니터링 시스템 구축을 완료함.	100%

(5) 2차년도 정량적 연구성과 목표 및 달성도 양적

구분			목표	달성도(%)	비고
국외 논문 게재	SCI				11편 (환산: 4.16건)
	비SCI				1편 (환산: 1건)
	계				5.16건
국내 논문 게재	SCI				
	비SCI		2건	100%	2편 (환산: 2건)
	계		2건	100%	2건
특허 출원	국내		1건	100%	출원건수 2건 (환산: 1건)
	국외				
	계		1건	100%	1건
특허 등록	국내		1건		
	국외				
	계		1건		2.5건 등록 대기 중
인력 양성	석사				1명
	박사				1명
	계		2명	100%	2명
기술 이전	계약 건수				
	계약액				
	징수액				
국제 표준화	기고서 제출				
	기고서 채택				
	표준안 채택				
국내 표준화	기고서 제출				
	기고서 채택				
	표준안 채택				
등록·기탁 대상 성과물	보고서 원문				
	연구시설·장비				
	기술요약정보				
	생명자원	생명정보			
		생물자원			
		신품종			
	소프트웨어				
	화학물				
기타	시제품		1건	100%	유기 랭킨 사이클 시제품 제작
	성과 홍보				
	일자리 창출				

(6) 2차년도 성과 목표에 대한 자체 평가

성과 목표	자체 평가
국외 논문 게재	• 2차년도 연차실적 계획 당시 국외 논문 게재 목표는 없었으나 1차년도에 투고한 논문 및 추가 논문 출판으로 총 5.16건의 국외 논문을 게재하였음. 최종적으로 국외 논문 게재 목표를 넘어서는 연구 성과를 달성함(중복 사사 반영).
국내 논문 게재	• 2차년도 연차실적 계획 당시 국내 논문 게재는 2건으로 2차년도 연구개발에 따라서 총 2건의 국내 논문을 게재하여 목표에 맞는 연구 성과를 달성함(중복 사사 반영).
특허 출원	• 차세대 제습공조시스템에 설치할 유기 랭킨 사이클의 성능 향상 및 제습공조시스템과 함께 운전 가능한 열전소자에 관한 특허 및 다양한 제습공조시스템 타입에 대해 1건의 국내 특허 출원을 완료함. 최종적으로 특허 출원 목표를 넘어서는 연구 성과를 달성함(중복 사사 반영).
특허 등록	• 차세대 제습공조시스템에 설치할 유기 랭킨 사이클의 성능 향상 및 제습공조시스템과 함께 운전 가능한 열전소자에 관한 특허 출원을 마치고 2.5건이 등록 대기 중에 있음.
시제품	• 유기 랭킨 사이클 시제품을 설계 및 제작 완료 하였으며, 시제품 운전을 통해 공동주택에 적용가능성 검증을 완료함.

(7) 2차년도 연구개발 성과

(가) 국내 · 외 논문 게재

번호	논문명	학술지명	주저자명	호	국명	발행기관	SCI 여부 (SCI/비SCI)	게재일	등록번호*
1	Energy benefit of a cascade liquid desiccant dehumidification in a desiccant and evaporative cooling-assisted building air-conditioning system	APPLIED THERMAL ENGINEERING	Joon-Young Park; Hye-Won Dong; Hye-Jin Cho; Jae-Weon Jeong	147	United Kingdom	Elsevier BV	SCI(E)	2019.01.25	
2	Experimental analysis of dehumidification performance of an evaporative cooling-assisted internally cooled liquid desiccant dehumidifier	APPLIED ENERGY	Joon-Young Park, Beom-jun Kim, Soo-Yeol Yoon, Yoo-Suk Byon, Jae-Weon Jeong	235	United Kingdom	Elsevier BV	SCI(E)	2019.02.01	
3	Thermoelectric module integrated fuel cell in a liquid desiccant-assisted air-conditioning system	Heat transfer engineering	Hansol Lim; Jae-Weon Jeong	41	USA	Taylor & Francis	SCI(E)	2019.03.27	
4	Experimental analysis of dehumidification performance of counter and cross-flow liquid desiccant dehumidifiers	APPLIED THERMAL ENGINEERING	Hye-Jin Cho, Seong-Yong Cheon, Jae-Weon Jeong	150	United Kingdom	Elsevier BV	SCI(E)	2019.01.04	
5	Indoor Air Quality Enhancement Performance of Liquid Desiccant and Evaporative Cooling-Assisted Air Conditioning Systems	Sustainability	Beom-Jun Kim, Junseok Park, Jae-Weon Jeong	11	Switzerland	MDPI AG	SCI(E)	2019.02.16	
6	Applicability of thermoelectric heat pump in a dedicated outdoor air system	Energy	Seong-Yong Cheon, Hansol Lim, Jae-Weon Jeong	173	United Kingdom	Elsevier BV	SCI(E)	2019.02.12	

7	Energy Saving Potential and Indoor Air Quality Benefits of Multiple Zone Dedicated Outdoor Air System	International Journal of High-Rise Buildings	Soo-Jin Lee, Jae-Weon Jeong	8	South Korea	KODISA	비SCI	2019.03.01	
8	Optimum regeneration temperature of a desiccant solution in a packaged liquid desiccant-assisted air conditioning unit	International Journal of Refrigeration	Hye-Won Dong, Hye-Jin Cho, Joon-Young Park, Jae-Weon Jeong	101	Netherlands	Elsevier BV	SCI(E)	2019.03.31	
9	Energy Performance Comparison between Liquid-Desiccant-Assisted Air Conditioning System and Dedicated Outdoor Air System in Different Climatic Regions	Energies	Su Liu, Sang-Tae No, Jae-Weon Jeong	12	Switzerland	MDPI	SCI(E)	2019.05.11	
10	Applicability and energy saving potential of thermoelectric radiant panels in high-speed train cabins	International Journal of Refrigeration	Hansol Lim, Jae-Weon Jeong	104	Netherlands	Elsevier BV	SCI(E)	2019.06.06	
11	Development of empirical models to predict cooling performance of a thermoelectric radiant panel	Energy & Buildings	Hansol Lim, Yong-Kwon Kang	202	Netherlands	Elsevier BV	SCI(E)	2019.08.27	
12	Energy benefits of organic Rankine cycle in a liquid desiccant and evaporative cooling-assisted air conditioning system	Renewable Energy	Hye-Won Dong, Jae-Weon Jeong	147	United Kingdom	Elsevier BV	SCI(E)	2019.10.12	
13	유기랭킨사이클을 결합한 제습증발냉각 기반 공동주택 중앙 환기 시스템의 에너지 성능 분석	한국건축친환경설비학회 논문집	김범준, 동혜원, 정재원	13	대한민국	한국건축친환경설비학회	비SCI	2019.10	

14	액체식 제습시스템을 위한 유기 랭킨 사이클 작동유체 선정 및 성능 선정	대한설비공학회 논문집	동혜원, 정재원	32	대한민국	대한설비공학회	비SCI	2020.02	

(나) 국내 및 국제학술회의 발표

번호	회의 명칭	발표자	발표 일시	장소	국명
1	2019 한국생태환경건축학회 춘계학술발표대회	유소	2019.05.10	고려대학교	대한민국
2	2019 한국생태환경건축학회 춘계학술발표대회	이수진	2019.05.10	고려대학교	대한민국
3	2019 한국생태환경건축학회 춘계학술발표대회	윤수인	2019.05.10	고려대학교	대한민국
4	대한설비공학회 2019 하계학술발표대회	조혜진	2019.06.21	용평리조트	대한민국
5	대한설비공학회 2019 하계학술발표대회	천성용	2019.06.21	용평리조트	대한민국
6	대한설비공학회 2019 하계학술발표대회	변유석	2019.06.20	용평리조트	대한민국
7	대한설비공학회 2019 하계학술발표대회	윤수열	2019.06.21	용평리조트	대한민국
8	대한설비공학회 2019 하계학술발표대회	김범준	2019.06.21	용평리조트	대한민국
9	대한설비공학회 2019 하계학술발표대회	강용권	2019.06.21	용평리조트	대한민국
10	대한설비공학회 2019 하계학술발표대회	동혜원	2019.06.21	용평리조트	대한민국
11	CLIMA 2019	강용권	2019.05.26	부차레스트	루마니아
12	CLIMA 2019	동혜원	2019.05.26	부차레스트	루마니아
13	CLIMA 2019	변유석	2019.05.26	부차레스트	루마니아
14	CLIMA 2019	임한솔	2019.05.26	부차레스트	루마니아
15	CLIMA 2019	천성용	2019.05.26	부차레스트	루마니아
16	BS 2019	윤수열	2019.09.02	로마	이탈리아
17	BS 2019	조혜진	2019.09.02	로마	이탈리아
18	BS 2019	천성용	2019.09.02	로마	이탈리아

19	BS 2019	동혜원	2019.09.02	로마	이탈리아
20	BS 2019	임한솔	2019.09.02	로마	이탈리아
21	2019 APCBE	강용권	2019.10.18	가오슝	대만
22	2019 APCBE	김범준	2019.10.18	가오슝	대만
23	2019 APCBE	변유석	2019.10.18	가오슝	대만
24	2019 APCBE	유소	2019.10.18	가오슝	대만
25	2019 APCBE	윤수열	2019.10.18	가오슝	대만

(다) 지식재산권(특허, 실용신안, 디자인, 상표, 신품종 등)

번호	지식재산권 등 명칭 (건별 각각 기재)	국명	출원				등록				기여율
			출원인	출원일	출원번호	등록번호*	등록인	등록일	등록번호	등록번호*	
1	열전소자 기반 에너지 하베스터	대한민국	정재원, 윤수열	2019.03.15	10-2019-0029691						
2	공조 시스템 및 그의 제어방법	대한민국	정재원, 천성용, 조혜진	2019.09.17	10-2019-0113946						

(라) 전문 연구 인력 양성

번호	분류	기준연도	현황										
			학위별				성별		지역별				
			박사	석사	학사	기타	남	여	수도권	충청권	영남권	호남권	기타
1	연구인력	2019	1	1			1	1	2				
2													

라. 목표 미달성 시 원인(사유) 및 차후대책(후속연구의 필요성 등)

- 해당사항 없음.

4. 연구개발성과의 활용 계획

가. 연구개발성과 활용 가능 분야

기술이전	기업화	후속연구 추진	타 사업 활용	그 밖의 목적 활용	연구결과 활용중단
		○	○		

- 본 연구를 통해 제작된 유기 랭킨 사이클 기반 제습공조시스템 시제품을 활용하여 추가적인 성능 개선 연구 등을 추진함으로써 다양한 건물분야의 중앙 공조시스템 시장에 진입할 수 있는 기반을 조성함.

나. 연구개발성과 활용 방법

(1) 플러스 에너지 건물 구현을 위한 주요 핵심기술로 활용

- 건물의 가장 큰 에너지 소비를 차지하는 냉/난방 에너지를 절감할 수 있는 핵심기술로 패시브 및 비증기 압축식 냉각기술을 적용함으로써 플러스 에너지 건물 구현을 가속화.
- 열병합 시스템이 적용된 새로운 공조 시스템으로써의 가능성을 정량적, 정성적으로 분석하여 제습증발냉각 기반 전외기 공조시스템의 에너지 소비 절감 도모.

(2) 신재료 및 요소기술 개발 활성화

- 기존에 부족했던 액체식 제습시스템, 간접식 및 직접식 증발냉각 기술 시장의 성장과 성능 향상을 위한 신재료 및 관련 요소기술 분야 산업의 발전에 기여.
- 전문가 대상 기술세미나를 개최하여 본 연구개발 내용에 대한 이해도를 높여 새로운 수요 창출과 시장형성을 도모.
- 학생 및 기업체 전문가를 대상으로 시제품 시청각 교육 및 시운전 교육에 활용.

(3) 주요 핵심기술의 국내특허 및 PCT 출원을 통해 관련 기업체들에 대한 기술이전 추진

- 국내특허 및 PCT 출원을 통한 핵심기술 확보와 관련 국내 기업들에 대한 기술이전을 통해 국내 기업들의 기술수준 향상 및 관련 시장개척에 기여.

(4) HVAC 시스템 제작업체와의 제휴를 통해 다양한 패키지형 제습 증발냉각시스템 기반 변풍량 공조기 개발 추진

- 저에너지 친환경 공조시스템 분야의 시장 확대 및 엔지니어링 산업의 성장에 기여.

- 패키지형 차세대 공조시스템의 열병합발전 시스템과의 일체화를 위한 시제품 제작 진행.
- 공동주택뿐 아니라 다중이용시설, 공공건물의 실간/층간 교차오염 문제 해결을 위한 청정 공조시스템 개발 분야에 활용.

다. 연구개발성과에 따른 기대효과

(1) 기술적, 경제·산업 측면

(가) 친환경 고효율 공조설비 분야 성장동력 제공

- 기존 HVAC 시스템 대비 30% 이상의 에너지소비 절감과 탄소배출량 저감할 수 있는 친환경 고효율 공조설비 기술개발을 통해 관련 산업분야에 새로운 성장동력 기대.

(나) 건물분야 신재생에너지 적용확대

- 신재생에너지 및 열병합발전 시스템의 건물분야 적용 확대를 통해 관련 업계의 시장 확대에 기여.

(다) 저에너지 친환경 건축물/탄소중립 도시 실현

- 기존 공조시스템 대비 에너지 소비량 및 탄소배출량 30% 이상 저감을 통해 국가 에너지 및 탄소배출 저감목표 달성 및 제로에너지 건물 구현에 기여.

(라) 건물분야 온실가스배출 감소에 핵심 요소기술

- 2013년부터 기후변화 협약에 의한 우리나라 CO_2 배출량 감축이 본격적으로 시작됨에 따라, 시급한 국가과제인 건물분야 온실가스배출 감소에 실질적이고 파급효과가 큰 요소기술이 될 것으로 기대.

(2) 학문적·인력양성 측면

(가) 친환경 공조설비 분야의 선도적 기반 기술 보유

- 기존 고효율의 저에너지 공조시스템 기술 개발에 있어 국내 연구진 및 관련기업들의 선도기술 개발 추진을 활성화 하는데 크게 기여할 것으로 기대.

(나) 고부가가치 기술 개발을 통한 국내 기술 자립도 향상

- 선진국 대비 기술개발 격차가 상대적으로 컸던 차세대 친환경 공조시스템 개발 분야에서 그동안의 기술격차 해소에 기여.

(다) 쾌적한 실내 환경, 국민 건강과 생활의 질 향상

- 국민 생활과 밀착되어 있는 공동주택의 쾌적도 및 실내공기질 향상을 통해 국민 건강 증진 및 삶의 만족도 향상을 도모할 것으로 기대.

(라) 고용창출 효과

- 에너지 친환경 공조시스템과 관련한 기술개발과 시장 형성이 선진국들에 비해 늦어지고 있는 우리나라에서 관련 기술 개발과 새로운 시장형성 및 전문인력 수요 증가에 따른 고용창출 효과

붙임. 참고문헌

권혁민, 양정훈, 석호태, 이성재, 양기영, “공동주택 천정플레넘 급기방식에 따른 환기시스템 성능 평가”, 대한건축학회지회연합회 학술발표대회논문집, 2008, pp.657-660.

김경민, 박성용, 오문세. “지역난방 열수송관 내부 미활용에너지를 이용한 발전시스템의 타당성 분석”. 유체기계 연구개발 발표회 논문집, 2018, pp.38-39.

박준택, “미활용에너지의 현황과 전망”, 대한설비공학회 강연회 및 기타간행물, 2003, pp.3-60.

이동원, 허재혁, 김민휘., 신재생 및 미활용 에너지 이용 에너지자립 타운 (진천 친환경에너지 타운) “, 한국태양에너지학회 학술대회논문집, 2018, pp.77-77.

이동현, 홍성국, 박천동, 최재준, “연료전지 배열을 활용한 유기랭킨사이클 발전시스템 개발”, 한국에너지학회 학술발표회, 2018, pp.84-84.

이대영, “제습냉방기술을 이용한 공동주택 대상 지역냉방”, 대한설비공학회 설비저널 35(9), 2006, pp.19-29.

이현종, 김진철, 이대영, 휴미컨 (HumiCon), “쾌적한 실내환경을 위한 고효율 데시컨트냉방환기시스템”. 대한설비공학회 학술발표대회논문집, 2018, pp.640-649.

정민호, 배상환, 이현정, “공동주택 미세먼지 현황 및 저감성능 평가에 관한 연구”. 대한설비공학회 학술발표대회논문집, 2015, pp.134-136.

㈜대양기연, “층간소음방지용 흡음관”, KR20080004216U, 2007.03.26

ASHRAE. “ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2013, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality Atlanta: American Society of Heating”, Refrigerating and Air- Conditioning Engineers, Inc., 2013.

Ashrae, “ASHRAE Guideline 2-2010 Engineering Analysis of Experimental Data”, 2010.

Al-Marri, W., Al-Habaibeh, A., & Watkins, M.. “An investigation into domestic energy consumption behaviour and public awareness of renewable energy in Qatar”, Sustainable Cities and Society 41, 2018, pp.639-646.

Bassuoni M.M., “An experimental study of structured packing dehumidifier/regenerator operating with liquid desiccant”, Energy 36(5), 2011, pp.2628-2638.

Chung T.W., Luo C.M., “Vapor pressures of the aqueous desiccants”, J. Chem. Eng. Data 44, 1999.

Cheon S.Y., Lim H., Jeong J.W., “Applicability of thermoelectric heat pump in a dedicated outdoor air system“, Energy 173, 2019, pp.244-262.

Dai Y.J., Zhang H.F., “Numerical simulation and theoretical analysis of heat and mass transfer in a cross-flow liquid desiccant air dehumidifier packed with honeycomb

paper”, Energy Convers. Manag. 45, 2004, pp.1343-1356.

Dieckmann J., Roth K. W., Brodrick J., “Liquid desiccant air conditioners”, ASHRAE journal 46, 2004, pp.58-59

Dong, H.W., Lee, S.J., Yoon, D.S., Park, J.Y., Jeong, J.W., “Impact of district heat source on primary energy savings of a desiccant-enhanced evaporative cooling system“, Energy 123, 2017, pp.432-444.

Dong, H.W., Cho, H.J., Park, J.Y., Jeong, J.W., “Optimum regeneration temperature of a desiccant solution in a packaged liquid desiccant-assisted air conditioning unit”, Int. J. Refrig. 101, 2019, pp.155-166.

Dumont O., Carmo C., Fontaine V., Randaxhe F., Quoilin S., Lemort V.,& Nielsen M. P., “Performance of a reversible heat pump/organic Rankine cycle unit coupled with a passive house to get a positive energy building”. Journal of Building Performance Simulation 11(1), 2018, pp.19-35.

Dieckmann, J., Roth, K. W., & Brodrick, J., “Air-to-air energy recovery heat exchangers”, ASHRAE Journal 45(8), 2003, pp.57-58.

Fumo N., Goswami D.Y., “Study of an aqueous lithium chloride desiccant system: Air dehumidification and desiccant regeneration”, Solar Energy 72(4), 2002, pp.351-361.

Fehrm, M., Reiners, W., & Ungemach, M. “Exhaust air heat recovery in buildings”, International Journal of Refrigeration 25(4), 2002, pp.439-449.

Gao W.Z., Liu J.H., Cheng Y.P., Zhang X.L., “Experimental investigation on the heat and mass transfer between air and liquid desiccant in a cross-flow dehumidifier”, Renew. Energy 37(1), 2012, pp.117-123.

Goetzler W., Zogg R., Young J., and Johnson C., “Energy Savings Potential and RD&D Opportunities for Non-Vapor-Compression HVAC Technologies”, Navigant Consulting Inc., prepared for US Department of Energy, 2014.

Gommed K., Grossman G., “A liquid desiccant system for solar cooling and dehumidification”, J. Sol. Energy Eng 126, 2004, pp.879

Hwang, Y.H., “Potential energy benefits of integrated refrigeration system with microturbine and absorption chiller“, International Journal of Refrigeration 27, 2004, pp.816 -829.

Jones R., “Response surface methods and other approaches to process optimization. In Design and Analysis of Experiments”, 5th ed, JohnWiley & Sons, Inc.: Hoboken, NJ, USA, 1997, pp.427-510.

Jeon, B. H., Kim, J. W., Lee, S. K., Lee, Y. J., & Ahn, Y. C., “A study on the dew condensation according to the operational conditions of a heat-recovery ventilator”,

Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering 25(10), 2014, pp.529-533.

Jradi, M., Riffat. S., “Experimental investigation of a biomass-fuelled micro-scale trigeneration system with an organic Rankine cycle and liquid desiccant cooling unit”, Energy 71, 2014, pp.80-93.

Kim, M.H., Dong, H.W., Park, J.Y., Jeong, J.W., “Primary energy savings in desiccant and evaporative cooling-assisted 100% outdoor air system combined with a fuel cell”, Applied Energy 180, 2016, pp.446-456.

Kim, M.H., Park, J.S., Jeong, J.W., “Energy saving potential of liquid desiccant in evaporative cooling-assisted 100% outdoor air system“, Energy 59, 2013, pp.726-736.

Kim, S. K., Hong, W. H., Ryu, J. H., “A study on characteristics and residents’ recognition of ERV system in apartment houses through IPA analysis”, Information 20, 2017, pp.1717-1724.

Koronaki I.P., Christodoulaki R.I., Papaefthimiou V.D., Rogdakis E.D., “Thermodynamic analysis of a counter-flow adiabatic dehumidifier with different liquid desiccant materials”, Appl. Therm. Eng 50, 2013, pp.361-373.

Kozubal, E., Woods, J., Burch, J., Boranian, A., Merrigan, T., “Desiccant enhanced evaporative air-conditioning (DEVap): evaluation of a new concept in ultra efficient air conditioning“, National Renewable Energy Laboratory, 2011.

Katejanekarn, T., Chirarattananon, S., Kumar, S., “Performance of a solar-regenerated liquid desiccant ventilation pre-conditioning system”, Energy Build. 40, 2008, pp.1252-1267.

Munters, “The Celdek Evaporative Cooling System for Green House and Livestock Buildings”, Munters CELdek Catalogue, 1993.

Myers R.H., Montgomery D.C., Anderson-Cook C.M., “Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Designed Experiments”, John Wiley & Sons, 2009.

Mardiana-Idayu, A., & Riffat, S. B., “Review on heat recovery technologies for building applications”, Renewable and Sustainable Energy Reviews 16(2), 2012, pp.1241-1255.

Maier, T., Krzaczek, M., & Tejchman, J., “Comparison of physical performances of the ventilation systems in low-energy residential houses”, Energy and Buildings 41(3), 2009, pp.337-353.

Mahler, B., & Himmler, R., “Results of the evaluation study DeAL decentralized facade integrated ventilation systems”, Proceeding of the Eighth International Conference for Enhanced Building Operations, 2008.

Lee S.J., Kim, H. J., Dong, H. W., & Jeong, J. W., “Energy saving assessment of a

desiccant-enhanced evaporative cooling system in variable air volume applications", Applied Thermal Engineering. 117, 2017, pp.94-108.

Liu X., Li Z., Jiang Y., Lin B., "Annual performance of liquid desiccant based independent humidity control HVAC system", Appl. Therm. Eng. 26, 2006, pp.1198-1207.

Liu X.H., Jiang Y., "Handling zone dividing method in packed bed liquid desiccant dehumidification / regeneration process", Energy Convers. Manag. 50, 2009 pp.3024-3034.

Liu X.H., Jiang Y., Chang X.M., Yi X.Q., "Experimental investigation of the heat and mass transfer between air and liquid desiccant in a cross-flow regenerator", Renewable Energy 32, 2007, pp.1623-1636.

Liu X.H., Jiang Y., Qu K.Y., "Heat and mass transfer model of cross-flow liquid desiccant air dehumidifier / regenerator", Energy Convers. Manag. 48, 2007, pp.546-554.

Liu X.H., Jiang Y., Xia J., Chang X., "Analytical solutions of coupled heat and mass transfer processes in liquid desiccant air dehumidifier/regenerator", Energy Convers. Manag. 48, 2007, pp.2221-2232.

Lindvall, S., "Comparison of centralized and decentralized ventilation in a multifamily building in Stockholm, An LCA-study", Degree project in the field of technology, 2018.

Oberg V., Goswami D.Y., "Advances in solar energy: an annual review of research and development", American Solar Energy Society Inc, 12, 1998, pp.431-470.

Park J.Y., Yoon D.S., Li S., Park J., Bang J.I., Sung M., Jeong J.W., "Empirical analysis of indoor air quality enhancement potential in a liquid-desiccant assisted air conditioning system", Building and Environment 121, 2017, pp.11-25.

Park K., Kim S., "Utilising Unused Energy Resources for Sustainable Heating and Cooling System in Buildings: A Case Study of Geothermal Energy and Water Sources in a University". Energies 11(7), 2018, pp.1836.

Pombeiro, H., Machado, M. J., & Silva, C., "Dynamic programming and genetic algorithms to control an HVAC system: Maximizing thermal comfort and minimizing cost with PV production and storage", Sustainable Cities and Society 34, 2017, pp.228-238.

Park, J. S., & Kim, H. J., "A field study of occupant behavior and energy consumption in apartments with mechanical ventilation", Energy and Buildings 50, 2012, pp.19-25.

Sanaye S., Taheri M., "Modeling and multi-objective optimization of a modified hybrid liquid desiccant heat pump (LD-HP) system for hot and humid regions", Applied Thermal Engineering 129, 2018, pp.212-229.

SAREK, "Method of Testing for Rating Desiccant Dehumidifiers Utilizing Heat for the Regeneration Process, The Society of Air-conditioning and Refrigerating Engineers of

Korea (SAREK)”, SAREK Standard 202, 2014.

Tartière, T., & Astolfi, M., “A World Overview of the Organic Rankine Cycle Market”, Energy Procedia 129, 2017, pp.2-9.

Tu R., Hwang Y., Ma F., “Performance analysis of a new heat pump driven multi-stage fresh air handler using solid desiccant plates”, Applied Thermal Engineering 117, 2017, pp.553-567.

Tu Y.D., Wang R.Z., Ge T.S., “New concept of desiccant-enhanced heat pump”, Energy Conversion and Management 156, 2018, pp.568-574.

Wang L., Xiao F., Zhang X., Kumar R., “An experimental study on the dehumidification performance of a counter-flow liquid desiccant dehumidifier”, Int. J. Refrig. 70, 2016, pp.289-301.

Worall, M., Elmer, T., Riffat, S., Wu, S., Du, S., “An experimental investigation of a micro-tubular SOFC membrane-separated liquid desiccant dehumidification and cooling tri-generation system“, Applied Thermal Engineering 120, 2017, pp.64-73.

Yang, G. Z., Xia, Z. Z., Wang, R. Z., Keletigui, D., Wang, D. C., Dong, Z. H., & Yang, X., “Research on a compact adsorption room air conditioner”, Energy conversion and management 47(15-16), 2006, pp.2167-2177.

Yin Y., Li S., Zhang X., Peng D., “Feasibility and performance analysis of a desiccant solution regenerator using hot air”, Energy and Buildings 43(5), 2011, pp.1097-1104.

Yin Y., Zhang X., Chen Z., “Experimental study on dehumidifier and regenerator of liquid desiccant cooling air conditioning system”, Building and Environment 42, 2007, pp.2505-2511.

Zhang N., Yin S.T., “Investigation on capacity matching in a heat pump and hollow fiber membrane-based two-stage liquid desiccant hybrid air dehumidification system”, international journal of refrigeration 84, 2017, pp.128-138.

Zolotareva, E., “Mechanical supply and exhaust ventilation in high rise residential buildings”, Bachelor’s Thesis, 2011, pp.67.

주 의

1. 이 보고서는 국토교통부에서 시행한 국토교통기술촉진연구사업의 연구보고서입니다.

2. 이 보고서 내용을 발표하는 때에는 반드시 국토교통부에서 시행한 국토교통기술촉진연구사업의 연구결과임을 밝혀야 합니다.

3. 국가과학기술 기밀 유지에 필요한 내용은 대외적으로 발표 또는 공개하여서는 안 됩니다.