

히트펌프 연계 전열공조기 열 및 물질수지 수치해석 Numerical Analysis for the Heat and Material Balance in the Heat Exchanger with Heat Pump

노영진* · 김선화* · 이선기* · 강은철***

Young-Jin Roh*, Seon-Hwa Kim*, Seon-Gi Lee* and Eun-Chul Kang***

(Received 6 January 2022, Revision received 23 February 2022, Accepted 23 February 2022)

Abstract : The air conditioner is a technology that cross-exchanges air inside and outside the building and improves the energy efficiency of the building. In addition, a technology for connecting a heat pump has been proposed to improve the temperature exchange efficiency of an air conditioner. In this study, the air conditioner system was divided into a model to which no heat pump was applied and a model to which a heat pump was applied; in addition, a numerical analysis model was constructed using the Peng-Robinson equation and the IDEAL equation. In the case of the applied environment, the results of the relative humidity of 35%, 40% and 45% were compared, and it was confirmed that there was a difference of about two degrees depending on the state equation used. In this analysis, the General (A) mode and Bypass (B) mode of the air conditioner process were analyzed using the Peng-Robinson state equation.

Key Words : Peng-Robinson, Ideal gas equation, Supply air, Relative humidity, Air handling unit

1. 서 론

현대인은 대부분의 시간을 실내에서 생활하기 때문에 실내공기가 인체에 미치는 영향은 그만큼 크다고 볼 수 있다. 또한 지속적으로 오르는 유가 인상 등으로 인하여 일반주택을 포함한 건축물의 에너지 사용 절약도 더욱 필요하게 되었으나, 환

기량의 저하로 인해 건물 내 실내 공기의 오염은 날로 심각해져 가고 있는 실정이다. 여기서 환기란 실내공기를 외부의 새로운 신선한 공기로 교체하는 것을 의미하기 때문에 외부와의 온도 차가 큰 여름철이나 겨울철에는 송풍기 동력 이외에 많은 냉난방 부하를 증가시키게 된다. 따라서 실내로 신선한 외기를 공급하면서 냉난방 부하를

*** 강은철(ORCID:https://orcid.org/0000-0001-8371-7821) : 책임연구원, 한국에너지기술연구원
E-mail : kec8008@kier.re.kr, Tel : 042-860-3511
*김선화(ORCID:https://orcid.org/0000-0001-5587-2939) : 연구소장, (주)한국에너지기술단
*노영진(ORCID:https://orcid.org/0000-0002-9494-6491) : 대표이사, (주)한국에너지기술단
*이선기(ORCID:https://orcid.org/0000-0002-8321-2257) : 주임연구원, (주)한국에너지기술단

*** Eun-Chul Kang(ORCID:https://orcid.org/0000-0001-8371-7821) : Senior Research Engineer, Energy Efficiency Research Division, Korea Institute of Energy Research.
E-mail : kec8008@kier.re.kr, Tel : 042-860-3511
*Seon-Hwa Kim(ORCID:https://orcid.org/0000-0001-5587-2939) : General Director of Technology, Korea Energy Technology Group.
*Young-Jin Roh(ORCID:https://orcid.org/0000-0002-9494-6491) : President, Korea Energy Technology Group.
*Seon-Gi Lee(ORCID:https://orcid.org/0000-0002-8321-2257) : Associate Researcher, Korea Energy Technology Group.

절감하기 위해서는 전열교환기 장치가 매우 적절한 대안으로 제안되고 있다.¹⁾

전열교환기는 실내 환기 시 배출되는 배기공기로부터 유입되는 급기공기 간의 열교환을 적용시킨 기술로써 건물의 에너지효율을 높이는 역할뿐만 아니라 급배기 풍량이 평형을 이룸으로써 밀폐된 공간에 효과적인 환기가 될 수 있도록 해 준다.¹⁾ 또한 전열교환기의 온도교환 효율을 향상시키기 위해 히트펌프를 연계하는 기술이 제안되고 있다.

전열교환기와 히트펌프를 연계하는 기술의 핵심은 실내 공기와 외부 공기의 교차 과정 중 실내 및 실외 공기의 열 및 물질 수치 변화를 분석하는 것과 열교환 효과를 향상시키기 위한 구조이다. 각각의 기술로는 많은 연구 결과와 설계 노하우가 정립되어 있지만, 본 연구에서는 두 개의 시스템을 결합한 단일 시스템으로 이를 위한 기초 성능시험과 상세 엔지니어링이 요구된다. 기존의 열회수 환기장치는 공기 대 공기의 열교환기로, 배기되는 공기의 전열을 유입되는 신선외기와 열교환하여 외기 부하를 감소시키는 장치이다. 열교환기와 히트펌프를 연계하여 구성된 시스템은 열 및 물질 수치 분석을 통해 최적의 히트펌프 용량을 설계하는 것이 중요하다.²⁾

공기 선도는 공기의 상태 변화를 파악하는 데 이용되며, 건구온도, 습구온도, 절대습도, 상대습도, 엔탈피가 상호 연관되어 있다. 이를 작도한 것이 습공기 선도이며, 현열 변화를 기준으로 대기압에서 적용한다. 수분 응축은 수증기의 잠열에 관한 것이므로, 수분의 잠열 변화와 습공기의 현열 변화에 관한 상관성을 이해하고 이를 바탕으로 한 공정설계 기술이 요구된다.³⁾

일반적으로 범용성 공정모사기를 통해 열교환 공정을 열역학 방정식을 수학적으로 모델화하여 수치 해석적으로 그 결과를 얻을 수 있다. 다만, 열역학 상태방정식에 따라 그 결과값은 달라질 수 있으므로 적절한 상태방정식을 선택하는 것이 설계 단계에서 중요한 요소이다.⁴⁾

본 연구에서는 전열교환기 시스템을 히트펌프가 없는 모델과 있는 모델로 구분하여 수치해석 모델을 수립하였으며, 잘 알려진 몇 개의 열역학

상태방정식을 적용하여 계산되는 값을 비교하여 그 결과를 나타내었다.

2. 수치해석

2.1 방법

전열공조기의 운전모드에 따른 공급 공기(Supply Air, SA) 및 배기 공기(Exhaust Air, EA)의 온도 범위에 대한 분석이 가능하다. 이를 위한 시스템의 구성 및 목표 설계변수 한국에너지기술연구원에서 제공한 조건으로 Fig. 1 및 Table 1과 같다.

실내 공기 흐름 및 초기 조건의 경우에는 시중에 나와 있는 가정용 전열공조기의 용량이며, 공기 흐름의 경우는 실내 체적과 거주 인원을 고려했을 때 대부분의 아파트에 설치되어 있는 200~250 m³/h급으로 선정하였다. 운전 조건은 상시 조건인 일반 모드 A와 기류 방향 전환을 위한 바이패스 모드 B로 구분하여 모사 시험이 가능하도록 구성한다.

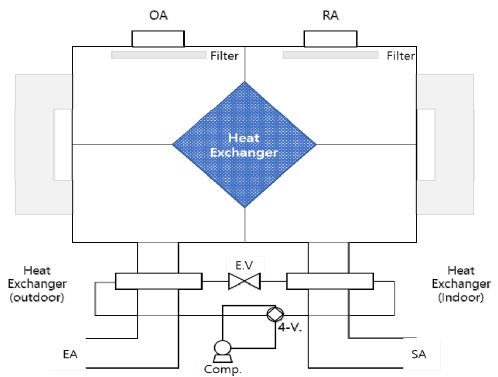


Fig. 1 System configuration of heat exchanger

Table 1 Parameter of boundary conditions

| Conditions | Value |
|-------------------------------|--------------------|
| Room Temperature (°C) | 27 |
| Outer Temperature (°C) | 35 |
| Relative Humidity (%) | 35, 40, 45, 50, 55 |
| Pressure (kPa) | 100 |
| Flow Rate (m ³ /h) | 200 |
| Operating Mode | General/Bypass |

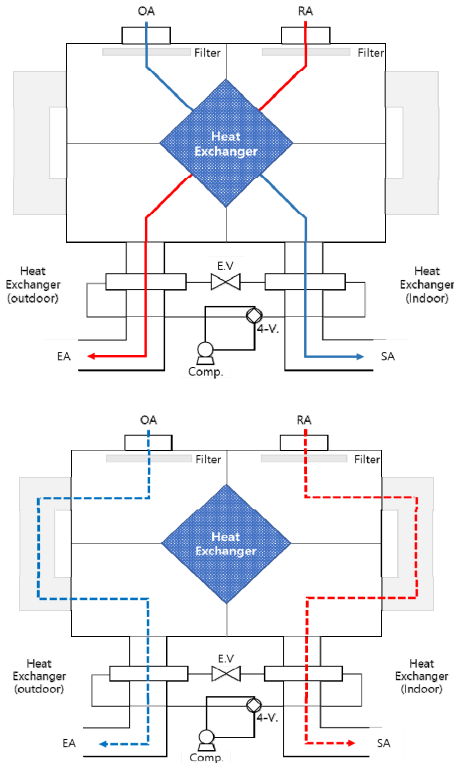


Fig. 2 Design of the heat exchanger with the operation mode A and B

Table 2 Configuration of unit operation

| Equipment | Unit Operation | Specification |
|---------------------|----------------|--|
| Main Heat Exchanger | Heat Exchanger | Fixed temperature in cold-side outlet |
| Evaporator | Heat Exchanger | Fixed vapor fraction in cold-side outlet |
| Condenser | Heat Exchanger | Fixed vapor fraction in cold-side outlet |
| Compressor | Compressor | Fixed pressure ratio |
| Expansion Valve | Valve | Fixed out pressure |

본 연구에서는 시험장치의 운전모드에 따른 설계범위를 Fig. 2와 같이 구성한다. 수치해석의 기본 모델을 개발하기 위해 일반모드 A의 시스템을 구성하여 몇 가지 상태방정식을 활용하여 결과를 비교한다. 기본 모델의 공정 모사를 수행하기 위

하여 주요 장비의 설정 방식은 아스펜 플러스의 사용자 가이드를 참조하였다. 주요 장비들을 모사하기 위해서 아스펜 플러스에서 제공하는 작동 방법을 사용하였으며, 필요에 따라 가정을 통해 모사하였다. 대표적으로 Flash, Heat Exchanger, Compressor, Valve 등을 사용하여 전체 공정 흐름을 구성하였으며 Table 2에 나타내었다. Aspen Plus에 입력하기 위해, 주어진 상대습도의 정보는 습증기표(PsyChart-SAREK)를 이용하며, 건구온도와 상대습도의 조건에 해당하는 건조 공기와 증기의 비율을 산출하였다.³⁾

2.2 분석

본 연구에서는 Peng-Robinson(PR), 이상기체방정식(IDEAL)을 활용하여 기본 모델에 대한 계산을 수행하였으며, 이상기체방정식이란 이상기체의 상태를 나타내는 압력, 부피 및 온도 간의 상관관계를 기술하는 방정식으로, 이상기체가 아닌 실제 기체에 적용하면 오차가 생기나 일상적인 상황 1 bar 부근의 압력과 50℃ 미만의 정도의 온도에서의 오차값은 무시할 수 있어 기초적인 실험 정도에 쓰이고 있다. 실제기체의 상태를 좀 더 정확하게 서술하는 방정식인 PR 방정식은 기체 상태 해의 정확도를 유지하면서, 액체 상태, 무극성 액체의 밀도 및 물질 대부분에 사용할 수 있어 현장에서 많이 쓰이고 있는 상태방정식 중 하나이다.

각각의 상태방정식은 아래와 같이 식 (1)과 식 (2)로 나타낼 수 있으며, 각각의 계수는 방정식에 따라 그 값을 달리한다.^{8,10)} 습도의 경우, 상대습도 35%, 40%, 45%에 관한 결과를 비교하였다. 각각의 방정식에 따라 결과값들이 미세하게 차이나는 것을 확인하였으며, 메인 열교환기의 총 열 전달률은 크게 차이가 없는 것을 확인하였다. 공급온도의 경우, 방정식에 따라 약 2℃씩 차이나는 것을 확인하였다. 공급온도의 결과들은 Table 3과 같다.

$$PV = nRT \tag{1}$$

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{(V+eb)(V+\sigma b)} \tag{2}$$

Table 3 Computed temperature for supply-air by each EOS and RH%

| RH% \ Method | Peng-Rob | IDEAL |
|--------------|----------|-------|
| 35% | 8 °C | 6 °C |
| 40% | 11 °C | 9 °C |
| 45% | 14 °C | 11 °C |

본 연구에서는 PR 방정식을 사용하여 기본 모델과 히트펌프 연계형 전열교환기 모델에 대한 계산을 진행하였다. 먼저 기존의 전열 열교환기에서 바이패스 모드 B에 대해 분석을 하였다. 실내 공기 급기(SA) 유량을 200 m³/h로 고정하기 위해 외부 공기 급기(Outdoor-Air) 유량을 조정하였다. 그리고 외부 공기 배기(EA) 온도를 50°C로 고정하였다. 계산 결과는 하기 Fig. 3과 같으며, 각 라인별 온도, 압력, 질량 유량, 부피 유량, 기액비 및 열전달량을 확인할 수 있다.

다음으로 일반모드 A에 대해 분석하였다. 외부 공기와 내부 공기의 교차를 위해 메인 열교환기를 추가하여 실내 공기와 배기 온도를 30°C로 고정하여 메인 열교환기의 용량을 산출하였다. 바이패스 모드 B에서 계산된 HEX-I, HEX-O의 Duty를 기본으로 하여 실내 공급 온도와 실외 배기 온도를 계산 값으로 나타내었으며, Fig. 4와 같다.

Fig. 5는 히트펌프 열역학 공정을 Aspen Plus로 모델링한 공정 흐름도이다. 압축기, 응축기, 팽창 밸브, 증발기로 구성된 히트펌프 열역학 공정을

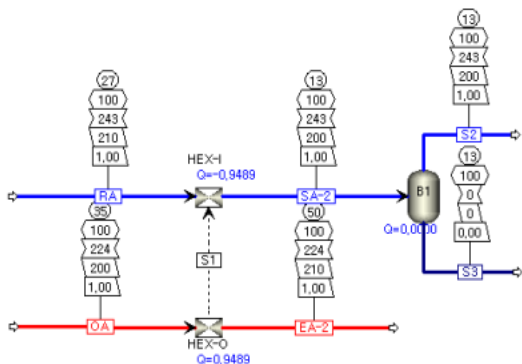


Fig. 3 Analysis model for bypass mode

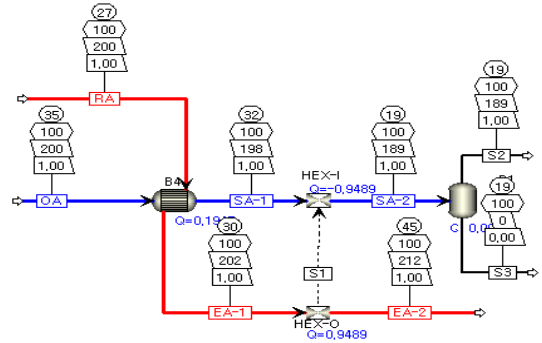


Fig. 4 Analysis model for general mode

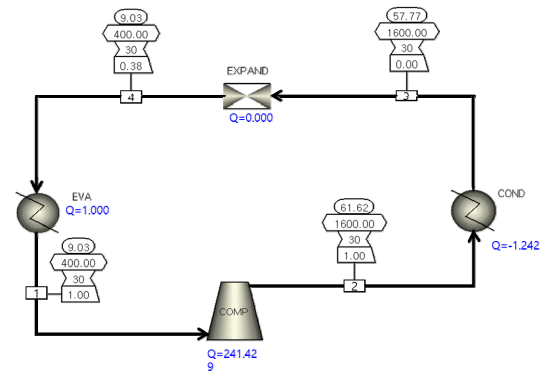


Fig. 5 Analysis model for heat pump cycle

따로 설계하여 전열 열교환기 공정과 히트펌프공정을 결합하면 전체 시스템의 공정설계는 완성되게 된다. 즉 히트펌프의 증발기와 응축기를 모사하기 위해서 열교환기 모듈을 사용한 것이 아니라 히터 모듈을 사용하여 목표 온도나, 목표 기액분율을 필요한 압력 및 각 조건별로 산출하고 복합공정에서 이를 반영한 설계가 이루어져야 한다.

히트펌프의 증발기와 응축기의 증기 분율 조건은 R134A 냉매를 이용하였으며, 입력기준을 압축기 전단으로 고정하였다. 공정설계의 경우, 냉매의 유량을 30 kg/hr로 고정하고 압력을 4 bar로 고정하였다. 압축기 전단은 100% 기체만 공급하는 전제로 증기 분율을 1로 고정하여 입력부 조건을 선정하였으며, Table 4와 같다. 압축기의 조건은 등엔트로피 압축기 모델을 선정하였고, 토출에 대한 경계조건으로 압력비는 4로 정하였다. 기본 모델 설정을 위해 효율 조건은 100%로 가정하고 모

Table 4 Boundary conditions for coolant

| | Value |
|-------------------|-------|
| Temperature, °C | 10 |
| Pressure, kPa | 400 |
| Vapor fraction | 1 |
| Total flow, kg/hr | 30 |
| R134A fraction | 1 |

사를 수행하였다. 이 조건은 복합공정에서도 같은 조건이 될 것이다. 응축기와 증발기는 열교환기를 이용하여 모사하였다. 즉 냉매가 100% 응축 및 증발된다는 조건으로, 이때 필요한 열량을 산출하여 나타내었다. 팽창밸브는 토출압력(400 kPa)을 고정하여 단열팽창 조건으로 운전되는 밸브 모듈을 사용하였다.

히트펌프 공정을 모사하기 위해 본 연구에서는 열역학 모델로 Peng-Robinson 방정식을 사용하였고, 스팀 테이블은 NBS/NRC(National Bureau of Standards, National Research Council)에서 개발한 것을 사용하였다.⁵⁾ 본 시스템에서 사용되는 작동 유체는 증기가 포함된 공기와 히트펌프의 냉매로 사용되는 R134A이다.⁶⁾ R134A의 경우, 산업현장에서 가장 널리 사용되는 중형 및 저온 환경 냉매로 냉동 장비에 적합한 냉매로 알려져 있다. 상태방정식(Equation of states, EOS)은 작동 유체의 압력, 온도 및 부피의 함수이다.⁷⁾

적합한 상태방정식을 기반으로 유동 상태와 작동 유체를 다루기 위한 다양한 변수를 계산할 수 있고, 열교환기, 배관 크기 등 주요 장비의 작동 방법을 결정하는 데 필수적이다. 본 연구에서는 다음 3가지의 상태방정식을 활용하여 기본 모델을 분석한 후 적절한 상태방정식을 재선정하여 모사 시험을 수행하였다. 실내 공기 배기(Return Air, RA)와 외부 공기 급기(Outdoor Air, OA)에 대한 조건을 부여하였다. 습공기 선도에서 계산된 공기와 증기의 질량분율을 입력하였으며, Table 5에 나타내었다. 히트펌프가 적용된 전열교환기의 공정 흐름도는 Fig. 6에 나타내었다.

열교환기 출구 온도에 대한 초기조건을 부여하기 위해 저온측 출구 온도를 30°C로 고정하여 설

Table 5 Boundary conditions for process air

| | return-air | outdoor-air |
|-------------------------------|------------|-------------|
| Temperature, °C | 27 | 35 |
| Pressure, kPa | 100 | 100 |
| Total flow m ³ /hr | 200 | 213 |
| H ₂ O frac | 0.0077 | 0.0122 |
| Air frac | 0.9923 | 0.9878 |

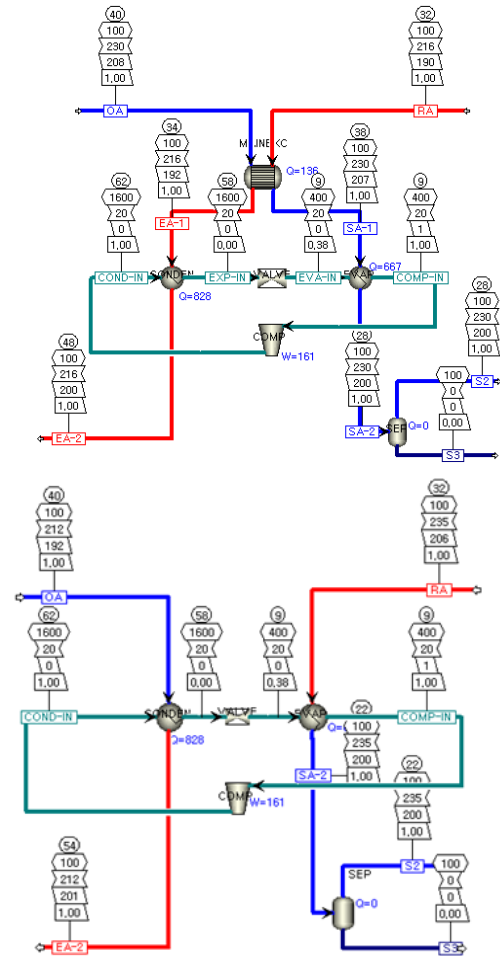


Fig. 6 Analysis model for heat pump-linked system

계하였다. 열교환기 레이팅 조건은 설계 옵션으로 두고 최소 접근온도를 5°C로 설정하여 계산하였다. 최소 접근 온도는 시스템에서 열이 전달되는 최소 온도 차이를 나타내며, 낮은 값은 추가적인

Table 6 The result of calculated performance for heat exchanger

| | Value |
|---|-----------|
| Calculated heat duty, kW | 1.2417 |
| Required exchanger area (m ²) | 0.0884349 |
| Corrected LMTD, °C | 16.5187 |

Table 7 The result of calculated performance for condenser

| | Inlet | Outlet |
|-----------------|----------|---------|
| Hot stream | OA | SA-1 |
| Temperature, °C | 35 | 32.0704 |
| Cold stream | RA | EA-1 |
| Temperature, °C | 27 | 30 |
| Heat duty, kW | 0.194533 | |

유틸리티의 필요성을 줄여 주지만, 상대적으로 큰 열교환기가 필요하게 된다. 최소 접근 온도를 선정하기 위해서는 운영 비용을 고려해서 선택해야 하며, 일반적인 선택 값은 5~30°C 사이이다.⁹⁾ 작동 유체의 방향은 대향류(Countercurrent)로 설정하여 계산하였으며, 계산 결과는 Table 6에 나타내었다. 응축기를 설계하기 위한 입력 조건은 Table 7에 나타내었다. 응축기를 모사하기 위해 열교환기 모듈을 사용하였으며, 응축 후의 냉매는 100% 액화되므로 증기 분율을 0으로 두었다. 최소 접근 온도 차를 5도로 가정하였을 경우, 총열전달률은 약 1.2417 kW로 산출되었다.

Table 8은 팽창밸브의 설계 결과를 보여 준다. 팽창밸브의 설계는 히트펌프 단독 사이클의 경우와 같다. 토출압력(400 kPa)을 고정하여 단열팽창 조건으로 운전되는 밸브 모듈을 사용하였다. 증발기를 설계하기 위한 입력 조건은 Table 9와 같으며, 증발기를 모사하기 위해 열교환기 모듈을 사용하였다. 증발 후의 냉매는 100% 기화되므로 증기 분율을 1로 두고 최소 접근 온도 차를 5°C로 가정하였을 경우, 총열전달률은 약 1.0 kW로 산출되었다. 압축기의 조건은 등엔트로피 압축기 모델을 선정하였고, 토출에 대한 경계조건으로 압력비

Table 8 The result of calculated performance for expansion valve

| | Value | |
|------------------------|----------|----------|
| Outlet pressure, kPa | 400 | |
| Pressure drop, Pa | 1.2e+06 | |
| Outlet temperature, °C | 9.03274 | |
| Outlet vapor fraction | 0.38422 | |
| | In | Out |
| Mole flow, kmol/hr | 0.294027 | 0.294027 |
| Mass flow, kg/hr | 30 | 30 |
| Enthalpy, kW | -74.3251 | -74.3251 |

Table 9 The result of calculated performance for evaporator

| | Inlet | Outlet |
|-----------------|---------|---------|
| Hot stream | SA-1 | SA-2 |
| Temperature, °C | 32.0843 | 19.243 |
| Pressure, kPa | 100 | 100 |
| Cold stream | S6 | S7 |
| Temperature, °C | 9.03274 | 9.03274 |
| Pressure, kPa | 400 | 400 |
| Heat duty, kW | 1.00027 | |

Table 10 The result of calculated performance for compressor

| | Value | |
|-------------------------------|----------|----------|
| Isentropic Duty, W | 241.429 | |
| Heat Capacity Ratio | 1.15973 | |
| | Inlet | Outlet |
| Flow rate, m ³ /hr | 1.56158 | 0.380802 |
| Compressibility factor | 0.905484 | 0.74449 |
| Mole flow, kmol/hr | 0.294027 | 0.294027 |
| Mass flow, kg/hr | 30 | 30 |
| Enthalpy, kW | -73.3248 | -73.0834 |

는 4로 정하였다. 기초 단계의 H&MB(Heat and Material Balance)를 계산하므로 효율 조건은 100%로 가정하고 모사를 수행하였다. 이 조건은 히트펌프 단독공정에서도 같은 조건이며, 결과는 Table 10에 나타내었다.

3. 결과 및 토론

3.1 운전모드에 따른 결과값 비교

각각의 운전모드에서 상대습도 변화에 따른 공급온도의 결과를 Fig. 7과 같이 나타내었다. 비교 결과는 표준상태에서 해석한 결과이며, 열교환기의 효율 75%, OA 35°C, RA 27°C, 송풍량 200 m³/hr로 선정하여 비교하였다. 열교환기 접근온도를 고려한 냉매 유량 설계가 필요하다. 즉, 열전달과 목표 온도를 고려하려면 공급되는 냉매의 유량 선정이 중요할 것으로 판단된다. 다음은 상대습도의 변화에 따른 Main exchanger, Condenser, Evaporator 용량 및 Heat pump COP를 정리한 표로, Table 11, 12에 나타내었다. 히트펌프 COP (Coefficient of Performance)는 성능계수를 의미하며, 아래와 같은 식 (3)으로 나타낼 수 있다.

$$COP = \frac{Q_c}{Q_h - Q_c} \quad (3)$$

여기서, Q_c , Q_h 는 각각 고열원과 저열원에 대한 열량이므로 상대습도에 따른 주요기기의 용량은 차이가 거의 없는 것을 알 수 있다.

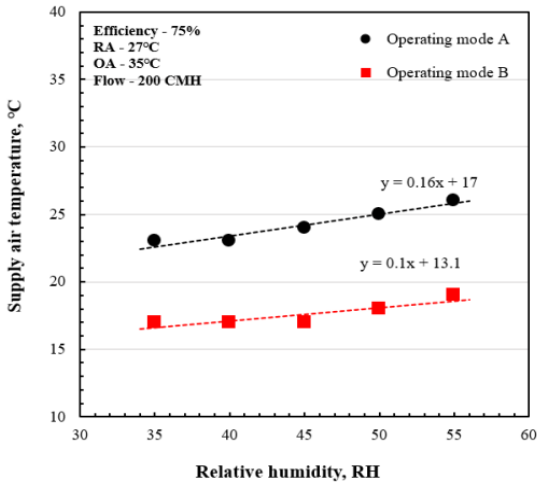


Fig. 7 Temperature variation versus relative humidity

Table 11 The capacity and COP of main device for operating mode A

| RH (%) | 35 | 40 | 45 | 50 |
|---------|--------|--------|--------|--------|
| HEX. W | 194.5 | 194.5 | 194.6 | 194.7 |
| Cond. W | 1242 | 1242 | 1242 | 1242 |
| Eva. W | 1000.3 | 1000.3 | 1000.3 | 1000.3 |
| Comp. W | 241.4 | 241.4 | 241.4 | 241.4 |
| COP | 5.14 | 5.14 | 5.14 | 5.14 |

Table 12 The capacity and COP of main device for operating mode B

| RH (%) | 35 | 40 | 45 | 50 |
|---------|--------|--------|--------|--------|
| Cond. W | 1095.2 | 1241.7 | 1241.7 | 1241.7 |
| Eva. W | 878.6 | 1000.3 | 1000.3 | 1000.3 |
| Comp. W | 221.4 | 241.4 | 241.4 | 241.4 |
| COP | 4.95 | 5.14 | 5.14 | 5.14 |

3.2 냉매 유량에 따른 결과값 비교

각각의 운전모드에서 냉매 유량의 변화에 따른 공급온도의 결과는 Fig. 8에 보였으며, 냉매 유량 10~30 kg/hr에서의 공급 온도, 열교환기 용량 및 압축기 성능을 비교 분석한 결과를 Fig. 9, 10에 나타내었다.

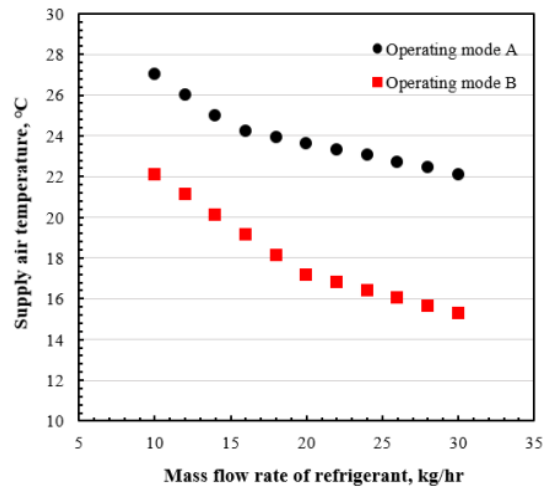


Fig. 8 Temperature variation versus refrigerant flow rate and operating modes

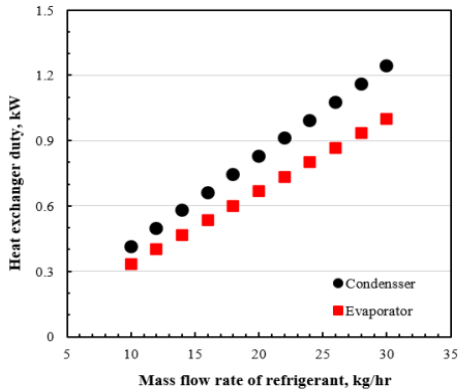


Fig. 9 Performance variation versus the flow rate of condenser and evaporator

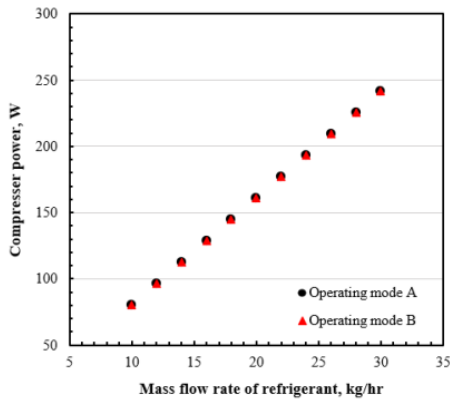


Fig. 10 The capacity for compressor

결과적으로 냉매의 유량이 증가할수록 운전모드 A 및 B 모두 공급 공기의 온도가 감소하는 것을 알 수 있으나 열교환기 및 압축기의 용량이 증가하는 것을 알 수 있다. 따라서 시스템의 효율을 위해서 공정설계 시 고려해야 할 사항으로 적합한 냉매 유량 선정이 필요할 것으로 보인다.

4. 결론

본 연구는 기존의 열회수 환기장치인 공기 대 공기의 열교환기로, 배기 되는 공기의 전열을 유입되는 외기와 열교환하여 외기 부하를 감소시키는 장치에 히트펌프를 추가로 연계하였으며, 연계

된 시스템의 열 및 물질 수지 분석을 수행한 결과로서 다음과 같은 결론을 얻었다.

본 해석에 앞서 전열교환기의 기본 모델에 대한 상태방정식별 결과값을 확인하여 적합한 상태방정식을 고려할 수 있도록 하였다. 사용된 열역학 상태방정식은 PR과 IDEAL을 사용하였으며, 공급온도의 결과값은 모든 상태방정식 조건에서 약 2~3°C 정도 차이가 나는 것을 확인하였으며, 실제 결과값을 고려하여 PR 방정식을 선택할 수 있었다. 선택된 PR 상태방정식을 사용하여 기존 전열 열교환기 공정, 히트펌프 사이클 공정 및 복합공정 해석을 수행하였으며, 각각의 운전모드에서 표준상태에 대한 각 조건별 결과값을 산출할 수 있었다.

상대습도 35%에서 운전모드 A 및 B에 대한 결과값은 23°C, 17°C, 상대습도 40%에서는 23°C, 17°C, 상대습도 45%에서는 24°C, 17°C, 상대습도 50%에서는 25°C, 18°C, 상대습도 55%에서는 26°C, 19°C인 것으로 각각 계산되었다. 이때 주요 설비는 증발기, 응축기 및 압축기이며, 계산된 용량은 각각 1.0 kW, 1.2 kW 및 0.2 kW인 것으로 산출되었다. 따라서 본 연구에서 예측되는 설계값들을 설계 단계에서 제공하여 실제 제작에 활용할 수 있으며, 제작 시 요구되는 추가적인 변수에 맞춰 해석을 추가 진행한다면, 효율적인 전열교환기를 설계 및 제작할 수 있다.

후 기

본 연구는 한국에너지기술연구원의 기본사업(C1-2439)과 2021년도 과학기술정보통신부의 지원으로 2021년도 연구개발특구육성사업의 지원을 받아 수행된 연구임(2021-DD-RD-0085).

Author contributions

Y. J. Roh; Writing-original draft. S. H. Kim; Conceptualization & Methodology. S. G. Lee; Investigation. E. C. Kang; Project administration.

References

1. T. W. Lim and D. H. Cho, 2007, "Performance Evaluation of Air-to-Air Total Heat Transfer with Rotation Porous Plates", Journal of the Korea Society for Power System Engineering, pp. 20-25.
2. S. Y. Yoo, M. H. Chung and Y. M Lee, 2002, "A Study on the Performance of Total Heat Exchanger for Exhaust Heat Recovery in Air - Conditioning System", Journal of The Society Of Air-Conditioning and Refrigeration Engineers Of Korea, pp. 184-189.
3. J. S. Lee and S. H. Kim, 2013, "Understanding the wet air diagram and PsyChart-SAREK Application Theory", Journal of The Society Of Air-Conditioning and Refrigeration Engineers Of Korea, Vol. 42, No. 6, pp. 16-24.
4. S. D. Yoon, 2018, "Dynamic Simulation on LNG Ageing in Fuel Storage Tank for Fuel Supply System of X-DF Otto Engine", Energy Science & Engineering, pp. 1-15.
5. L. Haar, J. S Gallagher and G. S. Kell, 1987, "NBS/NRC Wasserdampfatafeln", Handbook.
6. D. Green and M. Z. Southard, 2018, "Perry's Chemical Engineers", 9th, Handbook.
7. Y. Cengel, M. Kanoglu, M. Boles, 2019, "Thermodynamics: An Eng Approach", 9th, Handbook.
8. J. M. Smith and H. C. Van Ness, 2018, "Introduction to chemical engineering thermodynamics", 8th, Handbook.
9. G. Towler and R. Sinnott, 2012, "Chemical Engineering Design", Handbook.
10. B. H. Park, 2020, "Calculation and Comparison of Thermodynamic Properties of Hydrogen Using Equations of State for Compressed Hydrogen Storage", Trans. of Korean Hydrogen and New Energy Society, Vol. 31, No. 2, 2020, pp. 184-193.
(<https://doi.org/10.7316/KHNES.2020.31.2.184>)