

CO₂ 지열 히트펌프 사이클 모사에 관한 연구

김영재^{1*}, 장근선²
¹선문대학교 생명화학공학과
²선문대학교 기계공학과

Studies on the Cycle Simulation for a Geothermal Heat Pump System using CO₂ as Refrigerant

Young-Jae Kim^{1*} and Keun-Sun Chang²

¹Department of Bio-chemical Engineering, Sunmoon University

²Department of Mechanical Engineering, Sunmoon University

요약 본 연구에서 개발된 정상상태 사이클 모사 프로그램을 통해 이산화탄소를 사용하는 지열 히트펌프 시스템의 성능을 고찰하였다. 내부열교환기를 포함하지 않는 기본 히트펌프 사이클의 성능에 대한 다양한 운전변수들의 영향을 조사하기 위해 매개변수 연구를 수행하였다. 시뮬레이션 프로그램은 실내기, 실외기, 압축기, 팽창밸브를 모사하는 포트란 서브루틴과 비주얼 베이직을 사용해 프로그램된 입력을 위한 전처리, 출력을 위한 후처리 프로세서를 포함하는 그래픽 인터페이스로 구성되어 있다. Refprop V6.01을 사용하여 이산화탄소의 열역학적 물성치와 상평형 거동을 계산하였다. 모사결과들의 신뢰성은 사례연구를 통한 실험데이터와의 비교를 통해 검증하였다. 본 연구에서 개발된 사이클 모사 프로그램은 이산화탄소 지열 히트펌프 시스템의 경제적이면서도 효율적인 운전조건들을 결정하고 최적화하는데 있어 유용한 도구가 될 수 있을 것이다.

Abstract The performance of a geothermal heat pump system using carbon dioxide was investigated by the steady-state cycle simulation program developed in this study. A parametric study was carried out in order to investigate the effect of various operating conditions on the performance of the basic cycle without an IHX(internal heat exchanger). The simulation program consists of several Fortran subroutines for simulating indoor and outdoor heat exchangers, compressors, and expansion valves and Visual Basic subroutines for the graphic user interface(GUI) consisted with pre-processor for input data and post-processor for the output data. Refprop V6.01 was used for estimating the thermodynamic properties and equilibrium behaviors of carbon dioxide. The simulation results were validated by comparing experimental data through a series of case studies. The cycle simulation program developed in this work would seem to be a useful tool in optimizing and establishing economical and efficient operating conditions in the CO₂ geothermal heat pump system.

Key Words : Carbon dioxide, Geothermal heat pump system, Cycle simulation program

1. 서론

CFC계열 냉매로 인한 지구온난화와 오존층 파괴에 대한 문제가 대두되면서 환경친화적인 대체냉매에 관한 연구가 활발해 지고 있다. 이 과정에서 자연냉매인 이산화탄소도 오존층 파괴 및 지구온난화에 미치는 영향이 거

의 없어 CFC 및 HCFC 계열의 냉매를 대체할 수 있는 환경친화적인 냉매로 주목 받고 있다. 이산화탄소는 1800년대 후반부터 대형 선박이나 극장 등의 냉방에 사용되었으나, 1930년대 효율 및 안정성 측면에서 우수한 CFC 및 HCFC와 같은 프레온 냉매의 등장으로 그 자리를 잃었다[1]. 프레온 계열 물질들은 성층권에 있는 오존층 파

본 연구는 교육과학기술부와 한국연구재단이 지원한 지역혁신인력양성사업에 의해 수행되었으며 이에 감사한다.

*교신저자 : 김영재(yjkim@sunmoon.ac.kr)

접수일 11년 04월 16일

수정일 (1차 11년 05월 24일, 2차 11년 06월 08일)

게재확정일 11년 06월 09일

과와 지구온난화와 같은 환경오염의 주범으로 알려짐에 따라 1985년 3월과 1987년 9월에 ‘오존층 보호를 위한 비엔나 협약’과 ‘오존층 파괴물질에 관한 몬트리올 의정서’에 의해 전 세계적으로 사용이 규제되고 있다. 이후 계속되는 관측결과 오존층의 파괴와 지구온난화가 예상보다 훨씬 빠르게 진행되고 있어 CFC계열 냉매에 관한 규제가 강화되어 왔다. 또한 CFC의 과도기적 대체물질로 광범위하게 이용되고 있는 제 2세대 프레온이라 일컬어지는 R22로 대표되는 HCFC계열의 냉매도 1992년 코펜하겐에서 열린 제 4차 몬트리올 의정서 가입국회에서 규제대상에 포함되었다. HCFC계 냉매제의 경우 CFC에 비하여 오존층 파괴지수는 낮지만 염소의 존재로 말미암아 어느정도의 오존층 파괴효과를 지니고 있기 때문에 규제대상에 포함되었다.

그러나 이산화탄소는 지구 온난화에 미치는 영향이 상대적으로 매우 작으며, 불연성, 안정성이 뛰어나며 독성이 없는 환경친화적인 특성을 갖고 있는 냉매로서의 여러 가지 장점들로 인해 프레온 냉매를 대체할 유력한 후보로서 다시 주목 받고 있다. 최근에는 이산화탄소 냉매를 사용한 고효율 히트펌프 시스템 개발에 대한 연구가 유럽과 일본 그리고 미국등지에서 활발히 진행되고 있다.

이산화탄소를 냉매로 사용하는 히트펌프 시스템에 대한 연구는 지금까지 여러 연구자들에 의해 연구되어 왔다. Lorentzen and Pettersen[2]은 CO₂와 R12를 냉매로 사용하는 자동차용 에어컨에 대하여 실험과 모사를 통해 비교 연구하였다. 이를 통하여 이산화탄소 시스템이 R12를 사용하는 자동차용 에어컨에 비해 뒤지지 않는 성능 특성을 가지고 있음을 보여 주었다. 노르웨이의 SINTEF(The Foundation for Scientific and Industrial Research)에서는 1988년부터 이산화탄소를 이용한 히트펌프 시스템에 대한 사이클 모사 프로그램 개발 및 압축기, 열교환기 등의 요소기술 개발을 포함한 광범위한 연구를 수행하였다[3-4]. Hwang and Rademacher[5]은 이산화탄소를 적용한 사이클의 성능향상을 위하여 팽창기, 2단 압축, 증발냉각을 이용한 가스쿨러 등에 대한 시뮬레이션 연구를 R22를 사용하는 사이클과 비교하여 연구하였다. 이를 통해 이산화탄소 시스템이 R22 시스템에 비해 난방시 약 10% 정도 향상된 성능특성을 가지고 있음을 보여 주었다. 일본의 경우 이산화탄소를 무해, 안정된 인화성이 없는 주요 대체냉매로 주목하여 1995년도부터 이산화탄소 히트펌프 시스템에 관한 연구를 수행하고 있다. 최근에는 동경전력을 중심으로 몇몇 회사에서 이산화탄소를 적용한 가정용 급탕기의 상용화 단계에 이르는 성과를 보여주고 있다[6]. Robinson and Groll[7]은 팽창기를 사용한 히트펌프 사이클에 대한 성능향상 연구를

위해 이산화탄소 시스템과 R22 시스템에 대하여 성능해석을 수행하였다. Boewe 등[8]은 내부열교환기를 적용한 이산화탄소 히트펌프 시스템에 대한 연구를 수행하여 차량용 히트펌프 시스템에 내부열교환기를 적용했을 경우 약 25% 정도의 성능이 좋아짐을 보고하였고, Chen[9] 등은 내부열교환기 적용 이산화탄소 히트펌프 시스템에서 가스쿨러 압력변화와 성능에 대한 최적화된 압력을 계산할 수 있는 수식 등을 개발하였다[10]. 우리나라의 경우 일부대학에서 기초연구가 수행되었으며, 산업자원부의 차세대신기술개발사업의 일환으로 삼성전자, 한국과학기술연구원, 한국생산기술연구원, 한국에어컨냉동기기연구조합 등이 컨소시엄을 구성해 이산화탄소 히트펌프 시스템 개발에 대한 연구가 진행 중에 있다.

현재 이산화탄소를 사용하는 히트펌프 시스템 개발이 유럽, 일본, 그리고 미국 등 선진국을 중심으로 활발히 이루어지고 있으나 아직 실용화를 위해서는 해결되어야 할 여러 문제점들이 있는 연구 초기단계에 머무르고 있다. 국내의 경우에도 이에 대한 연구가 활발히 진행되고 있으나 그 연구성과가 많지 않아 아직 선진국에 비하여 많이 뒤쳐진 상황에 있다. 이산화탄소를 사용하는 히트펌프 시스템은 100기압 이상의 초고압 상태에서 운전되기 때문에 열전달 특성 및 작동압력에 있어 기존에 널리 사용되던 냉매의 특성과는 상당히 다른 결과를 보여 주고, 작동압력이 매우 높아 요소 부품들이 고효율로 안전하게 작동해야 하는 기술적인 어려움이 있다. 또한 아직 급탕 시스템을 제외한 다른 시스템 운전에서는 효율적인 면에서 기존의 시스템과 비교해서 미흡한 부분이 있다[11].

이산화탄소 히트펌프 사이클의 경우 이산화탄소 임계온도가 가스냉각기에서의 열방출 온도보다 낮으므로 필연적으로 초월임계 사이클을 겪게 된다. 본 연구에서는 초월임계 사이클을 갖는 이산화탄소 지열 히트펌프 시스템을 모사하는 프로그램을 개발하고, 모사 프로그램을 이용하여 여러 가지 운전변수가 사이클을 구성하고 있는 각 요소기기의 성능 및 전체 사이클 성능에 미치는 영향을 해석하고 그 결과를 평가하고자 한다. 사이클 성능해석을 위해 필요한 이산화탄소 물성치는 NIST(National Institute of Standards and Technology)의 Refprop V. 6.01을 사용하여 계산하였다.

2. 냉매 특성

일반적으로 냉매란 저온의 열원으로부터 열을 흡수하여 고온의 열원으로 열을 전달하고 주위로 열을 방출하며 냉동효과를 얻는 냉동사이클의 작동유체를 의미한다.

냉매는 종류에 따라 물리적, 화학적 및 열역학적 특성 등이 다르며, 냉동사이클의 목적 및 적용온도범위에 따라 시스템에 적절한 냉매를 선정하여야 한다. 냉매는 시스템의 성능을 최대화하고 안정성 및 운전의 신뢰성을 확보할 수 있도록 하는 특성을 갖추어야 하며, 환경에 대한 친화성이 있어야 한다. 일반적으로 냉매 선정시 고려해야 할 열역학적 특성들은 다음과 같다.

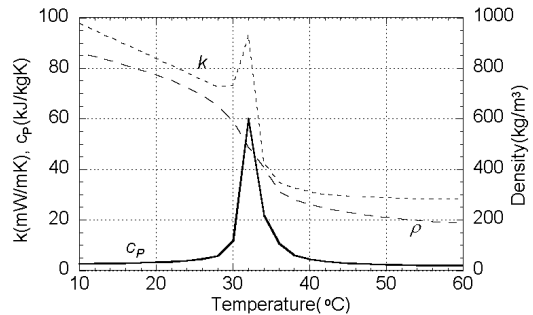
- (1) 독성, 가연성, 부식성 및 자극성이 없을 것
- (2) 환경에 대한 친화성이 있을 것
 - 낮은 오존층파괴지수
 - 낮은 지구온난화지수
- (3) 우수한 열역학적 물성 및 열전달 특성
- (4) 상변화에 따른 증발잠열이 클 것
- (5) 열적, 화학적으로 안정하여 누설되어도 냉동 및 냉장품에 손상을 주지 않을 것
- (6) 경제성

냉매는 일반적으로 할로젠화 탄화수소, 탄화수소, 유기화합물 및 무기화합물 등의 네 가지 종류의 단일냉매 또는 혼합물 중의 하나이다. 단일냉매로 원하는 시스템 특성을 얻을 수 없는 경우 두 성분 이상의 혼합물로 성분 조정을 통하여 적절한 열역학적 상태량을 갖는 혼합냉매를 사용한다. 혼합냉매는 크게 공비 및 비공비 혼합냉매로 구분한다. 여러 가지 냉매 중에서도 프레온이라 불리는 할로젠화 탄화수소는 우수한 냉매특성으로 냉매제로서 가장 광범위하게 이용되고 있다. 할로젠화 탄화수소는 크게 CFC, HCFC 및 HFC계열 냉매제로 분류할 수 있다. 그러나 프레온 계열의 냉매에 의한 오존층 파괴 및 지구 온난화 문제가 대두된 이후, 자연계에 널리 존재하는 물질로 값싸게 쉽게 구할 수 있으며 회수 및 재생을 할 필요가 없는 천연냉매인 이산화탄소가 가지는 냉매로서의 여러 가지 장점으로 인하여 프레온 냉매를 대체할 후보로서 주목받고 있다.

2.1 CO₂

자연물질인 이산화탄소는 불연성 및 무독성 등 기본적인 냉매의 조건을 거의 만족시키고 있으며 특히 오존층 파괴지수와 지구온난화지수가 각각 0 및 1로 지구 온난화에 미치는 영향이 매우 작으며, 비가연성의 환경친화적인 냉매로 냉동기유 및 기기재료와 호환성이 좋다. 또한 연장성이 뛰어나고, 독성이 없는 것이 특징이다. 이러한 장점은 환경보호를 증시하고 생산비용을 낮추려고 하는 냉동공조산업의 최근의 흐름에 아주 유리하다. 이산화탄소는 다른 냉매에 비해 임계온도(31.1℃)가 매우 낮은

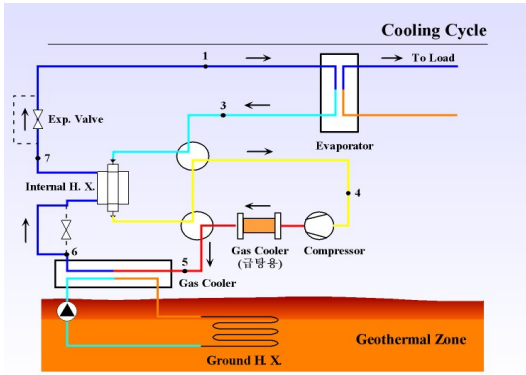
면 임계압력(7.38MPa)은 상당히 높다. 따라서 냉동사이클의 고압단 부분이 임계온도보다 높게 형성되는 초임계 사이클을 구성한다. 이산화탄소는 고압냉매이므로 다른 냉매에 비하여 체적냉동능력이 커서 시스템을 소형화할 수 있다. 하지만 고압이라는 특성 때문에 사이클을 구성하는 요소기기를 고압설계 해야 하는 단점이 있다. 분자량이 작다는 것은 압력비가 작다는 것을 의미하고 이것은 등엔트로피 효율이 우수하다는 것을 나타낸다. 이산화탄소의 열역학적 특성을 보면 그림 1[12]과 같이 임계점 부근에서 밀도, 점도, 열전도도, 비열 등의 열역학적 물성치들이 크게 변동하는 모습을 볼 수 있다. 이러한 현상은 이산화탄소 사이클 모사 프로그램 개발시 성능 해석을 위해 필요한 이산화탄소 물성치 예측 능력을 어렵게 하는 주요 이유가 되고 있다[11].



[그림 1] 온도에 따른 CO₂ 물성치의 변화(P=8MPa)
[Fig. 1] Influence of temperature on CO₂ physical properties(P=8MPa)

3. 이산화탄소 지열 히트펌프 사이클

그림 2는 내부열교환기를 갖고 있는 이산화탄소 냉방 시스템에 대한 개략도이다. 본 연구에서는 1차적으로 내부열교환기가 없는 단순 이산화탄소 히트펌프 사이클 모사 프로그램 개발을 완료하고 그에 대한 성능해석을 통해 여러 가지 운전변수가 사이클을 구성하고 있는 각 요소기기의 성능 및 전체 사이클 성능에 미치는 영향에 대해 알아보려고 한다. 단순 이산화탄소 히트펌프 사이클은 내부열교환기 없이 압축기, 실외기, 팽창밸브, 실내기로 이루어져 있으며 냉방 및 난방에 따라 실외기는 가스냉각기 또는 증발기 역할을 하게 되고 실내기는 증발기 또는 가스냉각기 역할을 하게 된다. 가스냉각기의 경우 이산화탄소가 냉각기에서 외부로 열을 방출하기 위해서는 이산화탄소는 물성치가 급격히 변하는 임계점 이상의 초임계 상태에서 상변화 없이 작동되어야 한다.

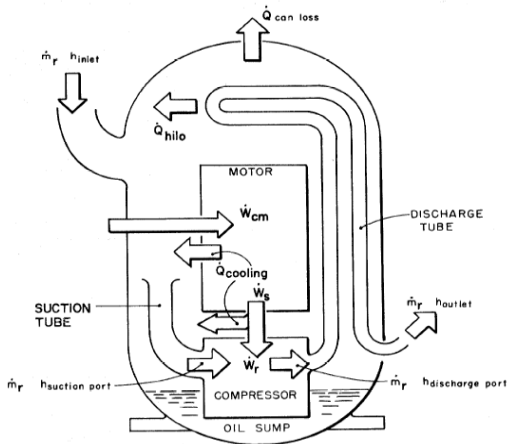


[그림 2] 이산화탄소 지열 냉방 사이클
[Fig. 2] Geothermal heat pump cycle for CO₂

3.1 압축기

압축기 모사는 손실과 효율에 기초한 압축기 모델[13]에 기초해 수행하였다. 손실과 효율에 기초한 모델은 그림 3의 압축기 에너지 평형의 구성요소에 표시된 (1) 냉매 질량속도(\dot{m}_r), (2) 흡입포트에서의 엔탈피($h_{suction\ port}$), (3) 토출포트에서의 엔탈피($h_{discharge\ port}$), (4) 셀 출구에서의 엔탈피(h_{outlet}), (5) 냉매에 가해진 일(\dot{W}_r), (6) 축에 가해진 일(\dot{W}_s), (7) 압축기에 들어간 일(\dot{W}_{cm}), (8) 압축기와 모터의 냉각에 의한 열손실량($\dot{Q}_{cooling}$), (9) 압축기 셀 열손실량(\dot{Q}_{cm}), (10) 토출가스로부터 흡입가스로의 열전달량(\dot{Q}_{hilo})과 같은 10개의 미지수를 다음과 같은 10개의 독립방정식을 반복 계산하여 압축기 모사를 수행한다.

ORNL-DWG 77-19443R



[그림 3] 압축기 에너지 평형의 구성요소
[Fig. 3] Components of compressor energy balance

• 에너지 평형식

① 셀 입구와 흡입포트에서의 에너지 평형
들어가는 량 = 나오는 량

$$\dot{m}_r (h_{suction\ port} - h_{inlet}) = \dot{Q}_{hilo} + \dot{Q}_{cooling} - \dot{Q}_{cm} \quad (1)$$

② 흡입포트와 토출포트에서의 에너지

$$\dot{m}_r (h_{discharge\ port} - h_{suction\ port}) = \dot{W}_r \quad (2)$$

③ 토출포트와 셀 출구에서의 에너지 평형

$$\dot{m}_r (h_{outlet} - h_{discharge\ port}) = -\dot{Q}_{hilo} \quad (3)$$

• 7개의 확정된 식들

④ $\dot{Q}_{hilo} = \alpha_{hilo} \cdot \dot{W}_{cm,actual}$ (4)

α_{hilo} : 압축기 소비전력에 대한 토출가스로부터 흡입가스로의 열전달량의 비

⑤ $\dot{Q}_{cm} = \alpha_{can} \cdot \dot{W}_{cm,actual}$ (5)

α_{can} : 압축기 소비전력에 대한 압축기 셀 열손실량의 비

⑥ $\dot{Q}_{cooling} = (1 - \eta_{motor} \cdot \eta_{mech}) \dot{W}_{cm}$ (6)

⑦ 흡입과 토출포트에서의 에너지 평형

$$\dot{W}_r \equiv \frac{\dot{m}_r (h_{isen, discharge\ port} - h_{suction\ port})}{3413 \eta_{isen}} \quad (7)$$

η_{isen} : 흡입포트에 기초한 등엔트로피 효율

⑧ $\eta_{mech} \equiv \frac{\dot{W}_r}{\dot{W}_s} \quad \therefore \dot{W}_s = \frac{\dot{W}_r}{\eta_{mech}}$ (8)

⑨ $\eta_{motor} \equiv \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_{cm}} \quad \therefore \dot{W}_{cm} = \frac{\dot{W}_s}{\eta_{motor}}$ (9)

⑩ $\eta_{vol, suction\ port}$: 흡입포트에 기초한 체적효율

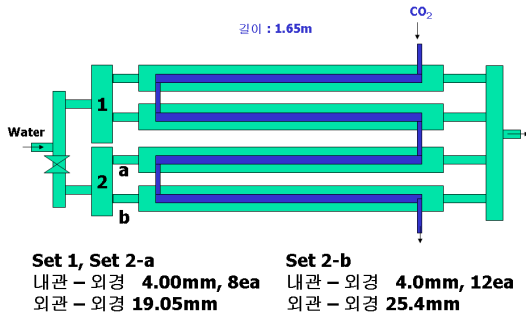
$$\dot{m}_r = \eta_{vol, suction\ port} \cdot D \cdot S_{oper} / v_{suction\ port} \quad (10)$$

$$\eta_{vol, suction\ port} \equiv \frac{\dot{m}_r \cdot v_{suction\ port}}{D \cdot S_{oper}}$$

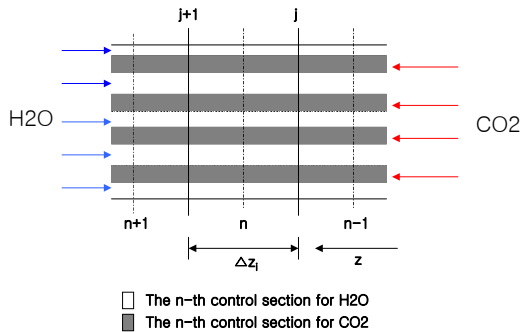
3.2 열교환기(가스냉각기와 증발기)

본 연구에서는 열교환 성능을 극대화할 수 있는 다중관식 대향류 열교환기(가스냉각기와 증발기)를 적용하여 성능해석을 수행하였다. 냉매와 물이 열교환하는 다중관식 열교환기는 내관에는 고압상태의 냉매가 흐르고 환상 공간으로는 2차유체인 물이 흐른다. 본 연구에서 개발된 사이클 모사 프로그램 평가를 위해 사용된 다중관식 실

내 및 실외 열교환기의 모양과 사양을 그림 4에 나타내었다.



[그림 4] 실험에 사용된 열교환기 제원
[Fig. 4] Schematic diagram of heat exchanger



[그림 5] 단면분할법을 이용한 미소구간
[Fig. 5] A control section for section-by-section method

열교환기 모델링은 임의의 미소체적에 대하여 물과 냉매사이의 질량수지와 에너지수지를 세우고 물과 냉매의 입구조건으로부터 미소체적의 냉매 및 물의 출구상태를 예측하는 그림 5와 같은 단면분할법(section-by-section method)을 사용하였다. 계산된 각 흐름의 출구상태를 다음 미소체적의 입구조건으로 사용하면 순차적으로 열교환기의 길이 방향으로 전체 열교환기에 대한 성능 모사를 완성할 수 있다. 열교환기 모사의 입력변수로는 열교환기 사양, 냉매유량, 입구 압력 및 온도와 같은 열교환기 입구에서의 냉매 상태, 냉각수 유량, 입구 압력 및 온도 등을 들 수 있다. 열교환기 모사를 통해 얻을 수 있는 출력변수로는 열교환기의 열교환량, 열교환기 출구에서의 냉매 상태 등을 들 수 있다.

열교환기의 열교환량은 ϵ -NTU 방법을 통한 다중관 열교환기 모사를 통해 계산하였다. NTU값은 식(11)을 이용하여 계산하였다.

$$NTU = \frac{U \Delta A}{C_{\min}} \quad (11)$$

미소구간의 총괄전열면적 ΔA 는 튜브하나당의 미소구간 전열면적에 튜브 개수를 곱한 값을 사용한다. 각, 미소구간의 총괄열전달계수는 다음 식으로부터 계산할 수 있다.

$$\frac{1}{U_n} = \frac{\Delta A_o}{\Delta A_i h_{n,c}} + \frac{\Delta A_o \ln(r_o/r_i)}{2\pi k \Delta z} + \frac{1}{h_{n,w}} \quad (12)$$

$h_{n,c}$: n번째 미소구간의 CO₂측 전열계수

$h_{n,w}$: n번째 미소구간의 H₂O측 전열계수

열교환기효율(Effectiveness) ϵ 는 상변화가 없는 가스냉각기인 경우에는 식(13)을 상변화가 일어나는 증발기인 경우에는 식(14)를 통해 계산한다.

$$\epsilon = \frac{1 - \exp(-NTU(1 - C_r))}{1 - C_r \exp(-NTU(1 - C_r))} \quad (13)$$

$$C_r \equiv \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{m_{CO_2} \cdot C_{pCO_2}}{m_{H_2O} \cdot C_{pH_2O}}$$

$$\epsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (14)$$

최종적으로, 미소구간의 CO₂측 실제 전열량은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Q_{CO_2} = \epsilon \cdot m_{CO_2} \cdot C_{pCO_2} \cdot (T_{CO_2(j)} - T_{H_2O(j+1)}) \quad (15)$$

3.3 히트펌프 사이클 시뮬레이션

자연냉매인 이산화탄소를 이용한 지열 히트펌프 시스템은 초월임계 사이클을 구성하고 있으며, 압축기, 가스냉각기, 팽창밸브, 그리고 증발기로 구성되어 있다. 본 연구에서는 냉방과 난방시스템의 시뮬레이션을 동일하게 구성하였으며, 사이클을 구성하고 있는 각 부품에 대한 모델링을 개별적으로 진행하였다. 성능해석을 위한 입력변수로서는 2차유체인 물의 질량유량과 입구온도, 열교환기인 가스냉각기, 증발기의 길이와 관경, 그리고 사이클의 토출압력과 증발기 출구 과열도를 이용한다. 그리고 위에서 모델링을 한 압축기, 열교환기 등을 이용하여 시뮬레이션을 수행한다. 사이클 모사는 다음과 같은 가정하에 이루어진다.

(1) 정상상태

- (2) 모든 열교환기는 대향류
- (3) 열교환기와 팽창밸브에서의 열손실 무시
- (4) 운동에너지와 위치에너지의 변화 무시
- (5) 물의 압력손실 무시

CO₂ 지열 히트펌프 시스템의 기본 사이클 운전과정은 먼저 압축기에서 저온, 저압의 CO₂를 유입하여 고온, 고압으로 압축을 한다. 고온, 고압의 증기 상태의 CO₂는 가스냉각기로 들어가며, 가스냉각기에서 CO₂는 초월임계 상태에서 냉각수와의 열교환을 통해 열을 방출하여 가스냉각기 출구에서 과냉각 액체 상태가 된다. 가스냉각기 출구에서 나오는 액체상태의 CO₂는 팽창밸브를 통과하며 압력과 온도가 떨어지게 되며, 저온, 저압 및 낮은 건도의 2상 상태가 되어 증발기로 유입된다. 증발기에서는 물과의 열교환을 통해 물로부터 열을 흡수하고 과열증기 상태가 되어 다시 압축기로 되돌아가 기본 사이클 운전을 완성한다.

사이클 모사는 각 구성요소에 대한 모델링을 통하여 수행하였다. 각 구성요소의 출구조건은 다음 구성요소의 입구조건으로 이용되며, 모사하는 과정은 먼저 압축기 입구압력과 출구압력을 가정한다. 압축기 모듈을 이용하여 압축기 출구 상태 및 냉매 유량 등을 계산한다. 압축기 모듈에서 계산된 냉매의 유량과 가스냉각기 입구의 상태를 이용하여 가스냉각기의 열량과 출구 상태 등을 계산한다. 가스냉각기 모듈에서 계산된 팽창밸브 입구 상태와 주어진 압축기 입구압력으로부터 팽창밸브 모듈을 이용하여 냉매 유량을 계산한다. 여기서 계산된 냉매 유량과 압축기에서 계산된 유량을 비교하여 일치하지 않으면 압축기 출구압력을 변경하면서 정할법(Secant method)을 사용하여 압축기 모사과정부터 다시 반복 계산한다. 위에서 구해진 증발기 입구의 상태로부터 증발기 모듈을 이용하여 증발기의 열량과 출구 상태를 계산한다. 계산된 증발기 출구에서의 상태와 주어진 과열도를 비교하여 일치할 때까지 압축기 입구압력을 변경하면서 가위치법(Regula-Falsi method)을 사용하여 압축기 모사 과정부터 다시 반복계산 한다.

4. 사례연구

4.1 실험장치

본 연구에 사용된 실험장치는 압축기, 증발기, 가스쿨러, 전자팽창장치외에 압축기의 오일을 회수하는 오일분리기를 추가적으로 구성했으며 액분리기를 압축기 전단

에 장착하였다. 응축기는 알루미늄 평행류 열교환기를 사용하여 성능을 평가하였다. 열펌프 시스템의 운전선택을 위하여 4방 밸브(4-way valve)를 사용해 냉방모드와 난방모드를 변환할 수 있게 구성하였다.

모든 시스템 구성 장비는 100기압 이상의 고압에서 작동하므로 내압성능이 우수하게 설계 되어야 한다. 이에 따라 위에 기술한 사이클 요소부품은 400 기압 이상의 내압에 견딜 수 있도록 설계되었으며 계측기 및 fitting류들도 200기압 이상에서 작동되는 제품으로 구입하였다. 본 시스템에 사용된 압축기는 (주)삼성전자에서 CO₂용으로 개발 중인 로터리 압축기(Rotary compressor) 공급받아 사용하였다. 이 압축기는 전용 DC인버터를 사용하여 단상의 220V의 전원을 인가 받아 30~70Hz의 영역을 운전할 수 있다.

본 사례연구에서 사용된 열교환기는 이산화탄소 냉매와 열교환하는 2차 유체로 물을 사용하는 냉매-물 시스템 방식을 사용하고 있다. 열교환기로는 내관에는 고압의 냉매가 흐르고 외관에는 저압의 2차 유체인 물이 흐르는 대향류 다중관 열교환기를 사용하였다. 열교환기에 대한 자세한 사양은 표 1에 나타내었다.

[표 1] 사례연구에 사용된 열교환기 사양
[Table 1] Specifications of heat exchangers for case studies

구 분	내관		외관	유로		
	외경 [mm]	관수	외경 [mm]	유로수	길이 [m]	
실내기	냉방 (증발기)	4	8	19.05	4	1.65
	난방 (가스쿨러)	4	8	25.4	2	1.65
실외기	냉방 (가스쿨러)	4	8	25.4	2	1.7
	난방 (증발기)	4	8	19.05	4	1.7

4.2 결과 및 고찰

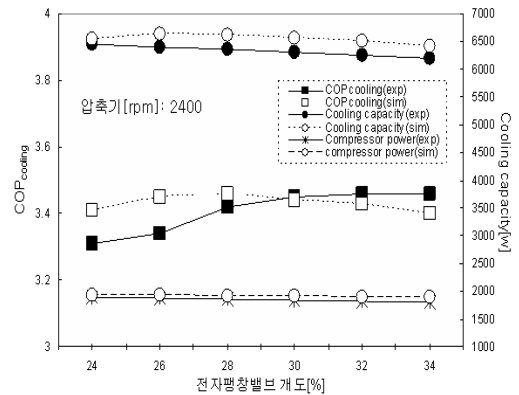
사례연구를 통한 지열 냉난방 사이클 특성을 고찰하기 위해 설정한 사이클 운전조건은 표 2와 같다. 이산화탄소 지열 냉난방 사이클의 효율특성을 알아보기 위해 압축기 회전수 및 팽창장치 개도를 변화시키면서 사이클 모사를 수행하였다.

[표 2] 사례연구에 사용된 시스템 운전조건
 [Table 2] System operation conditions for case studies

시스템 운전조건	운전방식	
	냉방	난방
증발기 2차 유체 유량 [kg/sec]	0.283	0.217
증발기 2차 유체 입구온도 [°C]	17	12
가스쿨러 2차 유체 유량 [kg/sec]	0.333	0.283
가스쿨러 2차 유체 입구온도 [°C]	25	30
압축기 회전수 [rpm]	2400 - 3600	
팽창장치 개도 변화 [%]	20 - 70	

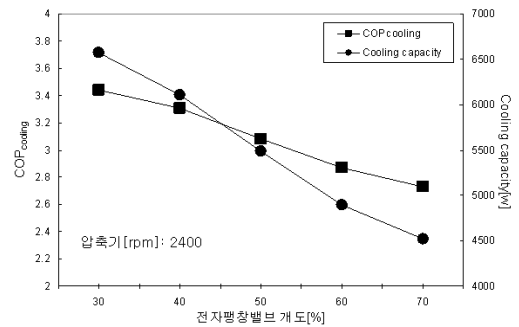
본 연구를 통해 개발된 지열 히트펌프 시스템 시물레이션 프로그램의 신뢰성을 검증하기 위해 실험결과와 사이클 시물레이션 프로그램의 결과를 비교 검토하였다. 그림 6은 냉방운전에서의 팽창장치 개도 변화에 따른 실험값과 모사값과의 비교 결과를 보여주고 있다. 그 결과를 보면 성능계수의 경우 평균 1.8%, 냉방용량이 경우 3.4%, 압축기 소요동력의 경우 3.1%의 오차를 나타내고 있어 사이클 시물레이션을 통한 사이클 성능 예측값들이 실험결과와 잘 일치하였으며, 이를 통해 사이클 시물레이션 프로그램의 신뢰성을 확보할 수 있었다.

그림 7은 냉방운전 시 압축기 회전수 2400 rpm에서의 팽창장치 개도 변화에 따른 사이클 성능계수 및 증발기 냉방용량 변화를 나타낸 것이다. 팽창밸브의 개도를 30%에서 70%까지의 넓은 범위에 걸쳐 변화시켜 그에 따른 사이클 성능특성 변화를 고찰하였다. 그림 7에서 보는 바와 같이 팽창밸브 개도가 증가함에 따라 성능계수(COP) 및 냉방용량 모두 감소한다. 이는 팽창밸브 개도가 증가하면서 팽창밸브 후단 즉 증발기 입구의 냉매 온도가 올라감으로써 2차 유체의 입구온도와의 온도차가 작아지고 그에 따른 열교환량의 감소로 성능계수 및 냉방용량이 감소한 것으로 보인다. 그림 8은 냉방운전 시 압축기 회전수 2400 rpm에서의 팽창장치 개도 변화에 따른 냉매유량 및 압축기 소요동력 변화를 보여 주는데 팽창밸브 개도 증가에 따라 냉매유량은 증가하는 경향을 보여준다. 그 이유는 개도가 증가하면 팽창밸브 목 면적이 증가하여 냉매유량은 증가하기 때문이다. 압축기 소요동력의 경우 팽창장치 개도 증가에 따라 감소하는 경향을 보여 주는데 이는 개도 증가에 따라 압축기 흡입압력은 증가하나 그 변화폭은 거의 없는 반면 토출압력의 감소폭은 점점 커지는 경향을 보여 주기 때문에 일어나는 현상이라 할 수 있다.



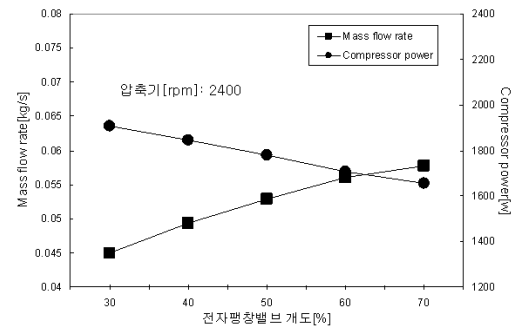
[그림 6] 팽창장치 개도 변화에 따른 실험값과 모사값 사이의 비교 (냉방, 2400 rpm)

[Fig. 6] Comparison between experimental and simulation results for EEV openings (cooling, 2400 rpm)



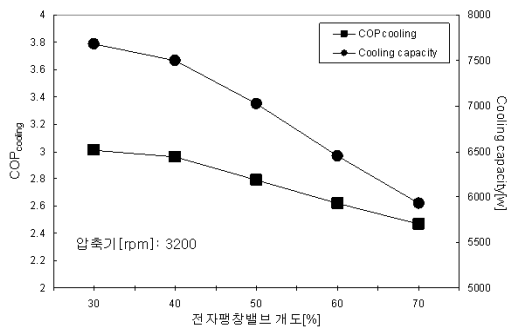
[그림 7] 팽창장치 개도 변화에 따른 성능계수 및 냉방용량 변화 (냉방, 2400 rpm)

[Fig. 7] Variation of COP and cooling capacity for EEV openings (cooling, 2400 rpm)

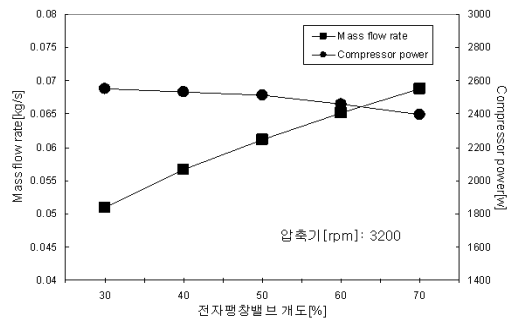


[그림 8] 팽창장치 개도 변화에 따른 냉매유량 및 압축기 소요동력 변화 (냉방, 2400 rpm)

[Fig. 8] Variation of refrigerant flow rate and compressor power for EEV openings (cooling, 2400 rpm)



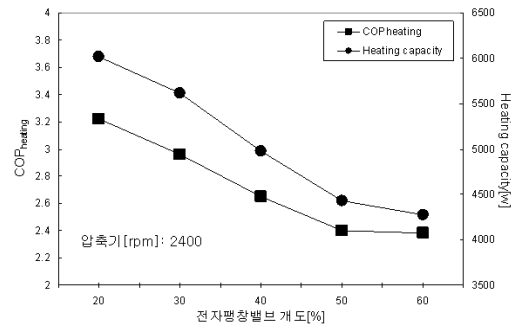
[그림 9] 팽창장치 개도 변화에 따른 성능계수 및 냉방용량 변화 (냉방, 3200 rpm)
 [Fig. 9] Variation of COP and cooling capacity for EEV openings (cooling, 3200 rpm)



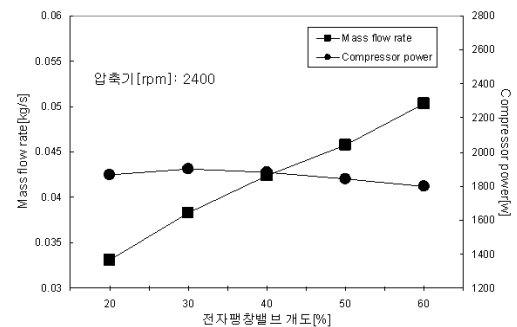
[그림 10] 팽창장치 개도 변화에 따른 냉매유량 및 압축기 소요동력 변화 (냉방, 3200 rpm)
 [Fig. 10] Variation of refrigerant flow rate and compressor power for EEV openings (cooling, 3200 rpm)

그림 9는 냉방운전 시 압축기 회전수 3200 rpm에서의 팽창장치 개도 변화에 따른 사이클 성능계수 및 증발기 냉방용량 변화를 나타낸 것이다. 팽창밸브 개도가 증가함에 따라 성능계수(COP) 및 냉방용량 역시 2400 rpm에서와 같이 같은 이유로 감소하는 경향을 보여 준다. 그러나 2400 rpm일 때와 비교하면 냉방용량은 증가하고 성능계수는 감소하는 경향을 보여 주고 있다. 이는 압축기 회전수가 증가함에 따라 냉매유량이 증가하고 그 결과 냉방용량 또한 증가하기 때문이라고 사료된다. 성능계수의 경우에는 압축기 회전수 증가에 따른 냉방용량 증가보다는 압축기 소요동력 증가가 더욱 커서 성능계수가 낮아지는 것을 볼 수 있다. 그림 10은 냉방운전 시 압축기 회전수 3200 rpm에서의 팽창장치 개도 변화에 따른 냉매유량 및 압축기 소요동력 변화를 보여 주는데 2400 rpm에서와 같은 이유로 팽창밸브 개도 증가에 따라 냉매유량은 증가하고 소요동력은 서서히 감소하는 경향을 보여 주고 있

다. 그러나 2400 rpm일 때와 비교하면 3200 rpm에서 냉매유량과 압축기 소요동력은 상대적으로 크게 나타나고 있음을 알 수 있다. 이는 압축기 회전수 증가는 압축기 소요동력 증가를 가져오고 이에 따라 냉매유량이 증가하는 현상이라고 할 수 있다.



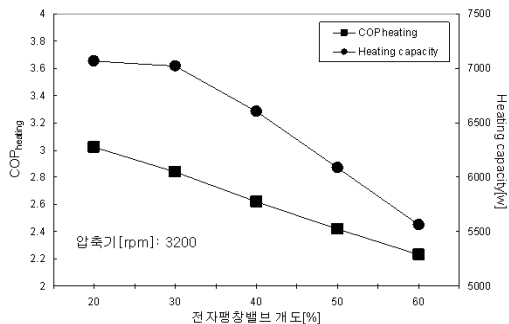
[그림 11] 팽창장치 개도 변화에 따른 성능계수 및 난방용량 변화 (난방, 2400 rpm)
 [Fig. 11] Variation of COP and heating capacity for EEV openings (heating, 2400 rpm)



[그림 12] 팽창장치 개도 변화에 따른 냉매유량 및 압축기 소요동력 변화 (난방, 2400 rpm)
 [Fig. 12] Variation of refrigerant flow rate and compressor power for EEV openings (heating, 2400 rpm)

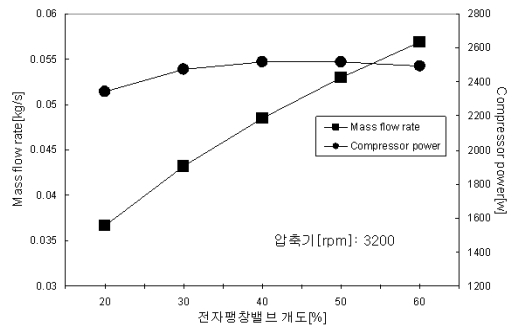
그림 11은 난방운전 시 압축기 회전수 2400 rpm에서의 팽창장치 개도 변화에 따른 사이클 성능계수 및 가스쿨러 난방용량 변화를 나타낸 것이다. 팽창밸브 개도 증가에 따른 난방용량 및 성능계수는 개도 50%까지는 비교적 큰 폭으로 감소하나 50% 이상부터는 감소속도가 상대적으로 작게 나타나고 있음을 알 수 있다. 난방용량 및 성능계수가 감소하는 것은 팽창밸브 개도가 증가할수록 냉매유량은 증가하지만 압축기 토출온도가 감소하여 가스쿨러에서의 엔탈피차가 줄어들기 때문이다. 그림 12는 난방운전 시 압축기 회전수 2400 rpm에서의 팽창장

치 개도 변화에 따른 냉매유량 및 압축기 소요동력 변화를 보여 주는데 냉방운전 시와 마찬가지로 팽창밸브 개도 증가에 따라 냉매유량은 증가하고 압축기 소요동력은 감소하는 경향을 보여 주고 있다. 그러나 소요동력의 경우 냉방운전보다 개도 증가에 따른 변화폭이 비교적 낮게 나타나 거의 일정하게 유지됨을 알 수 있다.



[그림 13] 팽창장치 개도 변화에 따른 성능계수 및 난방 용량 변화 (난방, 3200 rpm)

[Fig. 13] Variation of COP and heating capacity for EEV openings(heating, 3200 rpm)



[그림 14] 팽창장치 개도 변화에 따른 냉매유량 및 압축기 소요동력 변화 (난방, 3200 rpm)

[Fig. 14] Variation of refrigerant flow rate and compressor power for EEV openings (heating, 3200 rpm)

그림 13은 난방운전 시 압축기 회전수 3200 rpm에서의 팽창장치 개도 변화에 따른 사이클 성능계수 및 가스쿨러 난방용량 변화를 나타낸 것이다. 팽창밸브 개도가 증가함에 따라 성능계수(COP) 및 난방용량 역시 2400 rpm에서와 같이 같은 이유로 감소하는 경향을 보여 준다. 그러나 2400 rpm일 때와 비교하면 난방용량은 크게 나타나지만 성능계수는 작게 나타남을 알 수 있다. 이는 압축기 회전수가 증가함에 따라 냉매 순환량이 증가하여 난방용량은 증가하지만 압축기 토출압력이 상승하고 전단

압력이 감소하여 압축비 또한 증가하기 때문에 성능계수는 감소하게 된다. 그림 14는 난방운전 시 압축기 회전수 3200 rpm에서의 팽창장치 개도 변화에 따른 냉매유량 및 압축기 소요동력 변화를 보여 주는데 팽창밸브 개도 증가에 따라 냉매유량은 비교적 급격하게 증가하나 소요동력의 경우 개도 증가에 따른 변화폭이 비교적 낮게 나타나 거의 일정하게 유지됨을 알 수 있다. 냉매유량과 압축기 소요동력은 2400 rpm일 때와 비교하면 압축기 회전수 증가는 압축기 소요동력 증가를 가져오고 이에 따라 냉매유량이 증가하여 3200 rpm에서 상대적으로 크게 나타나고 있음을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 내부열교환기를 포함하지 않는 이산화탄소 지열 히트펌프 시스템의 주요 구성요소들인 실내기, 실외기, 압축기, 팽창밸브에 관한 열역학적 모델링과 모델에 대한 질량 및 에너지수지식 등을 통하여 전체 사이클을 모사할 수 있는 정상상태 사이클 모사 프로그램을 개발하였고, 이를 이용하여 운전조건 변화에 따른 사이클 성능(성능계수, 히트펌프 용량, 소비전력 등) 변화에 대해 고찰하였다. 사이클 모사를 통해 얻은 결과 값들은 실험 결과와 비교하여 사이클 모사 프로그램의 신뢰성을 검증하였다. 사이클 모사 프로그램의 주프로그램은 실외기, 실내기, 압축기, 팽창밸브 서브루틴과 이산화탄소와 물의 열역학적 물성치 계산을 위한 서브루틴으로 구성되었다.

모사 프로그램의 실행을 위해서는 팽창밸브 사양, 압축기 입구에서의 과열도 및 열교환기(실내기, 실외기) 사양이 요구된다. 또한 압력강하 예측을 위해서 열교환기내의 관과 연결관의 길이와 지름이 요구되어 진다. 결론적으로 본 연구에서 개발된 사이클 모사 프로그램은 이산화탄소 지열 히트펌프 시스템의 경제적이고 효율적인 최적화된 운전조건을 찾는 데 유용하게 사용될 수 있으리라고 생각된다. 나아가서 개발된 사이클 모사 프로그램은 추후 내부열교환기를 포함하는 고효율 지열 히트펌프 시스템 개발에 필요한 시간과 비용의 감소에 기여할 수 있는 유용한 보조 수단이 될 것으로 사료된다.

References

- [1] Kim Y. L. et al., "Cycle analysis of CO₂ heat pump system", 2001 report on development of next generation new technology, Ministry of knowledge economy, 2001.

- [2] Lorentzen, G. and Pettersen, J., "A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning", Int. J. Refrig., Vol. 16, pp. 4-12, 1993.
- [3] Aarlien. R. and Frivik, P. E., "Comparison of practical performance between CO₂ and R-22 reversible heat pumps for residential use". IIF-IIR commissions B and E. Oslo, Norway, pp. 388-398, 1998.
- [4] Neska et al., "CO₂-heat pump wate heater: characteristics, system design and experimental results", Int. J. Refrig., Vol. 21, pp. 172-179, 1998.
- [5] Hwang, Y. and Radermacher, R., "Options for a two-stage transcritical carbon dioxide cycle", 5th IIR-Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference at Guangzhou, pp. 143-149, 2002.
- [6] Saikawa, M. et al., "Development of prototype of CO₂ heat pump for residential use", IIF-IIR commissions B and E. Purdue univ., USA, pp.51-57, 2000.
- [7] Robinson, D. M. and Groll, E. A.. "Theoretical performance comparison of CO₂ transcritical cycle technology versus HCFC-22 technology for a military packaged air conditioner application", HVAC&R Research, Vol. 6, No. 4, pp.325-348, 2000.
- [8] Boewe, D. E. et al., "The role of suction line heat exchanger in transcritical R744 mobile A/C system", SAETP 01-0583, 1999.
- [9] Chen, Y., Gu, J., "The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration system with internal heat exchanger", Int. J. of Refrig., Vol.28, No. 8, pp. 1238-1249, 2005.
- [10] Kim J. D., Lee H. S. and Chang K. S., "An experimental study on the operating characteristics of natural refrigerant geothermal heat pump system", Proceedings of the SAREK, 2009 winter annual conference, pp. 682-687, 2009
- [11] Lee H. S., "An experimental investigation of heat pump efficiency characteristic using carbon dioxide as refrigerant", Master dissertation, 2009.
- [12] Development of the heat exchangers for a heat pump for simultaneous refrigeration and water heating", Second-stage report on project for the next generation new technology, Ministry of knowledge economy, 2003.
- [13] Fisher S. K. and Rice C. K., "The oak ridge heat pump models: I. a steady-state computer design model for air-to-air heat pumps", Department of energy, 1983.

김 영 재(Young Jae Kim)

[정회원]



- 1980년 2월 : 연세대학교 화학공학과 (공학사)
- 1982년 2월 : KAIST 화학공학과 (공학석사)
- 1983년 3월 ~ 1987년 10월 : 대림엔지니어링 연구원
- 1991년 10월 : 도르트문트대학교 (독일) (공학박사)
- 1992년 3월 ~ 현재 : 선문대학교 생명화학공학과 교수

<관심분야>

화학공학, 환경공학, 에너지

장 근 선(Keun Sun Chang)

[정회원]



- 1979년 2월 : 서울대학교 기계공학 (공학사)
- 1986년 5월 : 미루이지에나주립대 기계공학 (공학석사)
- 1989년 8월 : 미루이지에나주립대 기계공학 (공학박사)
- 1989년 10월 ~ 1995년 2월 : 한국원자력 연구소 선임연구원(실장)
- 1995년 3월 ~ 현재 : 선문대학교 기계공학부 교수

<관심분야>

냉동공조 열교환기 및 시스템 설계