

난방모드 시 CO₂ 지열히트펌프의 내부열교환기에 대한 운전특성

김 재 덕, 이 상 재, 김 선 창, 김 영 룰[†]

한국생산기술연구원, 에너지설비기술지원센터

Operating Characteristics of Internal Heat Exchanger for CO₂ Geothermal Heat Pump in the Heating Mode

Jae-Duck Kim, Sang-Jae Lee, Seon-Chang Kim and Young-Lyoul Kim[†]

ABSTRACT: This paper presents operating characteristics of internal heat exchanger(IHX) for CO₂ geothermal heat pump in the heating mode. Mass flow rate of CO₂, inlet temperatures of CO₂ at high and low pressure side were selected as main effect factors by using fractional factorial DOE(Design of Experiments). And RSM(Response Surface Method) was used in optimization phase. The results show that heat transfer rate of IHX increases when either inlet temperature of low pressure side decreases or inlet temperature of high pressure side increases. Effectiveness of IHX increases with increasing of inlet temperature of either high pressure side or low pressure side. Finally, performance contour map was provided over the operation ranges of the main design factors.

Key words: Carbon dioxide(이산화탄소), Geothermal(지열), Internal Heat Exchanger(IHX, 내부열교환기), Response Surface Method(RSM, 반응표면법)

기 호 설 명

h : 엔탈피 [kJ/kg]
 \dot{m} : 질량유량 [g/s]
 P : 압력 [MPa]
 Q : 열전달량 [W]
 T : 온도 [°C]

in : 입구
 lp : 저압
 out : 출구

하첨자

hp : 고압

1. 서론

산업 발달과 쾌적한 삶에 대한 욕구가 증가되면서 에너지자원 고갈, 오존층 파괴 및 지구온난화와 같은 심각한 환경문제가 발생하게 되었다.

이러한 이유로 선진국에서는 이미 신재생에너지에 관한 많은 연구가 진행되고 있다. 우리나라에서도 신재생에너지에 대한 기술개발 및 보급지원 정책에 대한 많은 노력을 기울이고 있으며, 특히 지열히트펌프에 대한 연구가 활발히 진행 중이다.

[†] Corresponding author

Tel.: +82-41-589-8352; fax: +82-41-589-8330

E-mail address: r6058@kitech.re.kr

지열히트펌프를 포함한 대부분의 냉동·공조기에 사용되는 CFC 계열 및 HCFC 계열 냉매는 오존층 파괴와 지구온난화에 큰 영향을 미치기 때문에 이미 사용이 규제되고 있으며, 이들에 대한 대체냉매로 사용되고 있는 HFC계 냉매 역시 지구온난화물질로 규정됨에 따라 자연냉매에 대한 많은 연구가 진행되고 있다. 자연냉매 중 CO₂는 가연성 및 독성이 없으며, 환경적인 측면에서도 오존층 파괴와 지구 온난화에 미치는 영향이 미미한 장점이 있어 많은 관심을 받고 있다.

그러나 CO₂를 이용하는 히트펌프의 경우, 기존의 HCFC계 냉매를 사용하는 경우에 비하여 낮은 성적계수를 갖는 단점이 있다. 성적계수를 향상시키는 방법으로는 여러 가지 대안이 있을 수 있으며, 그 중 하나가 내부열교환기를 적용하는 방법이다. Bivens 등⁽¹⁾과 Cho 등⁽²⁾은 CO₂ 사이클에 내부열교환기를 적용함에 따라 냉동사이클의 성능이 향상됨을 보고한 바 있다. Boewe 등⁽³⁾은 차량용 CO₂ 공조기에 내부열교환기를 적용했을 경우 약 25% 정도 성능이 향상됨을 보고하였다. Kim 등⁽⁴⁾은 냉방조건에서 내부열교환기의 고압측 입구온도와 유량이 증가함에 따라 성능이 향상됨을 보고하였다.

Fig. 1은 지열히트펌프에서 내부열교환기 장착 유무에 따른 P-h선도를 나타낸 것으로, 내부열교환기는 가스쿨러에서 토출되는 CO₂와 증발기에서 토출되는 CO₂가 서로 열교환하여 증발기 입구측에서의 가용 엔탈피를 증가시켜 증발기의 열량을 증가시키는 역할을 한다. 내부열교환기의 성능은 고압측인 가스쿨러 출구측의 온도 및 압력, 저압측인 증발기 출구측의 온도 및 압력과 CO₂ 질량유량의 변화에 영향을 받게 된다.

한편, 이산화탄소는 임계압력이 7.38 MPa이고, 임계온도가 31.1℃로 무척 낮기 때문에, CO₂를 이용한 히트펌프의 방열과정은 임계점 이상(초임계 고압)에서 일어나게 된다. 그런데 지열 이용 히트펌프의 표준 난방운전조건에서의 부하측에서 방열기로 유입되는 이용수의 온도는 40℃로서⁽⁵⁾, 이용할 수 있는 열에너지가 적게 되어 난방성능이 좋지 않게 되는 단점이 있다.⁽⁶⁾ 따라서 지열이용 히트펌프의 경우 내부열교환기의 적용이 필수적이라 할 수 있으나 지열히트펌프에 적용되는 내부열교환기에 대한 연구는 기초적인 단계에 있고, 성능향상에 대한 설계자료 및 실험적 데이터

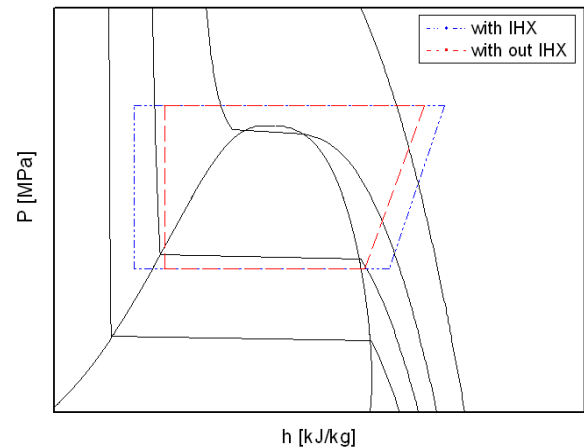


Fig. 1 P-h diagram of CO₂ cycle with/with out IHX.

가 부족한 실정이라서 이에 대한 연구 및 운전 데이터의 확보가 필요하다.

따라서 본 연구에서는 냉난방 용량 3RT급의 CO₂ 이용 지열히트펌프에 적용되는 내부열교환기의 고압측 입구온도($T_{hp,in}$) 및 압력($P_{hp,in}$), 저압측 입구온도($T_{lp,in}$) 및 압력($P_{lp,in}$) 그리고 CO₂의 질량유량(\dot{m})이 내부열교환기의 성능에 미치는 영향을 알아보기 위한 실험적 연구를 수행하였다.

2. 실험장치 및 방법

Fig. 2는 본 연구에 사용된 내부열교환기에 대한 실험장치 개략도로 가스쿨러측과 증발기측 각각 2개의 루프로 구성하였고, 시험부, 향온수조, CO₂ 저장용기, 마그네틱 기어펌프, 질량유량계 및 예열기 등으로 구성되어 있다.

Fig. 3은 본 연구에 사용된 내부열교환기의 개략도를 나타낸 것이다. 내부열교환기는 다중관 형태의 대향류 열교환기로 냉매의 압력강하량을 고려하여 병렬 2단으로 설계하였으며, 각 단의 길이는 0.6 m이다. 또한 외관의 내경은 19.05 mm, 두께는 1.8 mm이고, 관 내에는 내경 3.97 mm, 두께 0.5 mm의 소구경관이 8개 설치되어 있다. 본 연구에서는 난방운전 시 고압측 냉매(가스쿨러 출구의 냉매)가 내관으로, 저압측 냉매(증발기 출구의 냉매)가 외관으로 흐르도록 설계하였다.

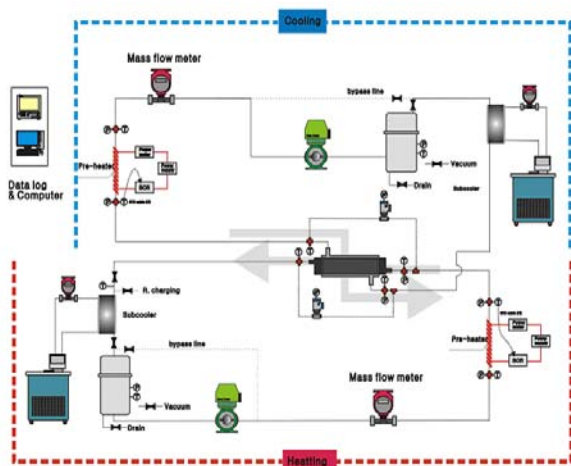


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus.

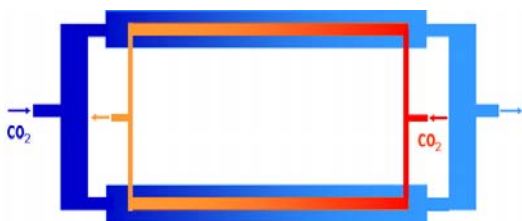


Fig. 3 Schematic diagram of internal heat exchanger.

3. 실험결과

3.1 주요인자 선정

본 연구에서는 앞서 언급한 5개의 작동조건 중 내부열교환기의 특성에 가장 큰 영향을 미치는 인자를 알아보기 위하여 스크리닝 실험계획법 (screening DOE)을 사용하였다. 스크리닝 실험계획법은 실험결과인 반응값에 가장 큰 영향을 미치는 주요 인자를 선정하는 방법으로 본 연구에서는 부분요인 실험계획법(fractional factorial DOE)를 사용하였다. Table 1은 스크리닝 실험계획법에 사용된 5개의 실험인자와 작동조건을 나타낸 것이다.

Table 1 Operation condition its range

Operating conditions		Range
Mass flow rate, \dot{m} [g/s]		60 ~ 68
Temperature[°C]	T_{lp}	-3.2 ~ 5.3
	T_{hp}	40 ~ 50
Pressure[MPa]	P_{lp}	3.11 ~ 3.51
	P_{hp}	9.5 ~ 10.5

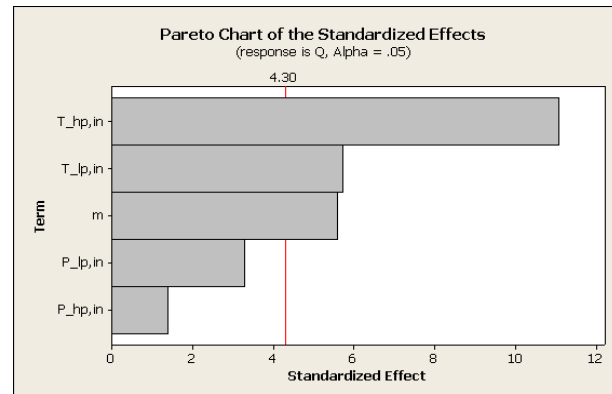


Fig. 4 Pareto chart.

Fig. 4는 부분요인 실험계획법에 의한 실험결과 중에서 5개의 내부열교환기의 작동조건이 열전달량에 미치는 영향의 정도를 나타낸 파레토차트(pareto chart)로서 그림에 의하면 고·저압측에서의 입구온도와 질량유량이 열전달량에 미치는 영향이 지배적이며, 고·저압측 입구 압력에 대한 영향은 상대적으로 적음을 알 수 있었다.

스크리닝 실험계획법 분석결과로 얻은 주요 인자인 고·저압측에서의 입구온도와 질량유량 대해서는 반응표면법(response surface method, RSM)에 의한 추가 실험 및 분석을 통하여 주요 인자의 변화에 따른 내부열교환기의 특성을 분석 하였다.

Table 2 Experimental set and responses by RSM

	Factors			Responses		
	\dot{m} [g/s]	$T_{lp,in}$ [°C]	$T_{hp,in}$ [°C]	Q [W]	$T_{lp,out}$ [°C]	$T_{hp,out}$ [°C]
1	61.6	-0.1	42.0	2165.0	24.3	35.0
2	66.4	-0.1	42.0	2302.0	24.9	35.8
3	61.6	2.3	42.0	2022.5	25.6	35.6
4	66.4	2.3	42.0	2228.5	25.5	35.9
5	61.6	-0.1	48.0	2558.0	29.5	42.6
6	61.6	2.3	48.0	2422.0	30.6	42.9
7	66.4	2.3	48.0	2586.5	30.4	42.9
8	60.0	1.1	45.0	2261.5	27.7	39.4
9	64.0	-0.9	45.0	2501.5	27.0	39.6
10	64.0	3.1	45.0	2299.0	28.7	40.1
11	64.0	1.1	45.0	2420.5	27.8	39.9
12	64.0	1.1	45.0	2398.5	28.0	40.0
13	64.0	1.1	45.0	2415.5	27.8	39.8
14	64.0	1.1	45.0	2425.5	27.7	39.7
15	64.0	1.1	45.0	2400.5	27.6	39.7
16	64.0	1.1	45.0	2444.5	27.7	39.8

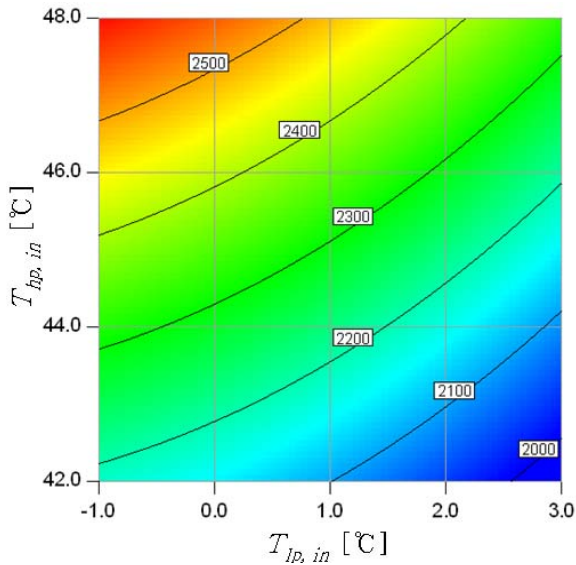


Fig. 5 Contour plot of Q vs $T_{lp,in}$ and $T_{hp,in}$ at $\dot{m}=61.0$ (g/s).

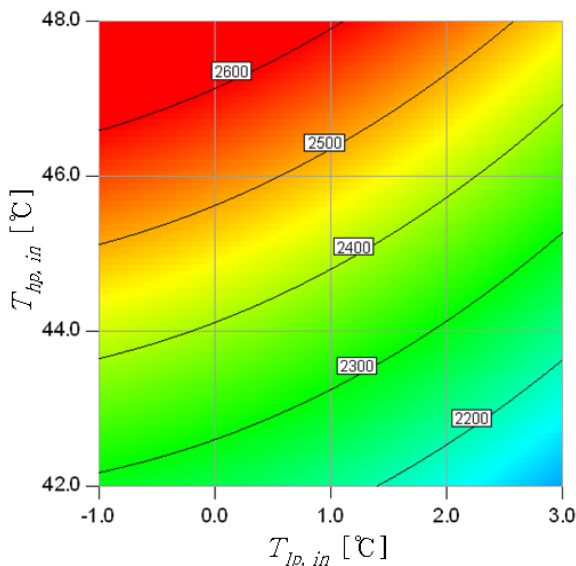


Fig. 6 Contour plot of Q vs $T_{lp,in}$ and $T_{hp,in}$ at $\dot{m}=64.0$ (g/s).

Table 2는 반응표면법(response surface method, RSM)에 의해 생성된 실험조건과 각 실험조건에서의 반응값을 나타낸 것이다. 이 때, 저압측과 고압측의 입구압력은 각각 3.31 MPa 및 10 MPa로 고정하였다.

Fig. 5, Fig. 6 및 Fig. 7은 CO₂의 질량유량이 각각 61.0, 64.0 및 66.0 g/s인 경우, 내부열교환기의 열교환량과 고·저압측의 입구온도와의 관계를 나타낸 등고선도(contour plot)이다. Fig. 5, Fig. 6 및 Fig. 7에 의하면 고압 및 저압측의 입

구온도가 동일한 경우, CO₂의 질량유량이 큰 경우 일수록 내부열교환기에서의 열전달량이 큼을 알 수 있었다. 또한 3가지 경우 모두 저압측 입구 온도가 낮을수록, 또한 고압측 입구 온도가 높을수록 냉매간의 열교환량이 증가함을 알 수 있다. 이는 열교환 하는 냉매간의 온도차의 증가로 인한 결과이다.

Fig. 8 및 Fig. 9에 CO₂의 질량유량이 64.0 g/s인 경우, 고·저압측의 입구온도 변화에 따른 저압측 냉매의 출구온도와 고압측 냉매의 출구온도에 대한 등고선도를 각각 나타내었다.

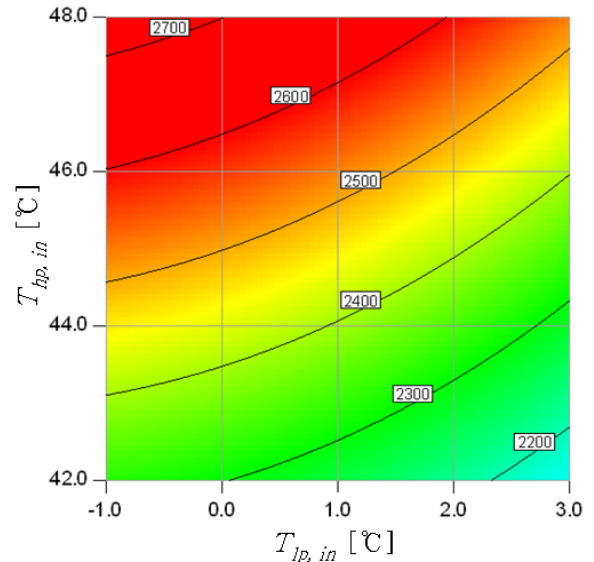


Fig. 7 Contour plot of Q vs $T_{lp,in}$ and $T_{hp,in}$ at $\dot{m}=66.0$ (g/s).

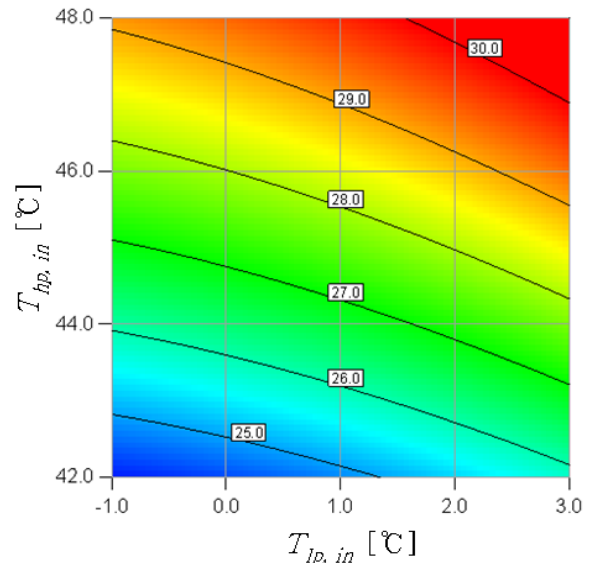


Fig. 8 Contour plot of $T_{lp,out}$ vs $T_{lp,in}$ and $T_{hp,in}$ at $\dot{m}=64.0$ (g/s).

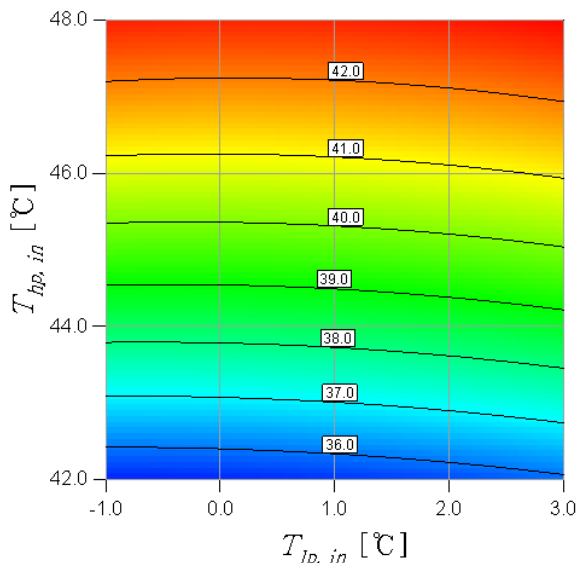


Fig. 9 Contour plot of $T_{hp,out}$ vs $T_{lp,in}$ and $T_{hp,in}$ at $\dot{m}=64.0$ (g/s).

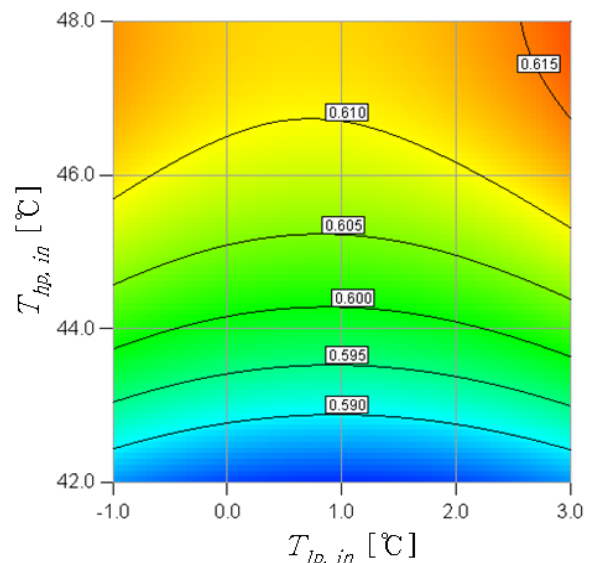


Fig. 10 Contour plot of Effectiveness vs $T_{lp,in}$ and $T_{hp,in}$ at $\dot{m}=64.0$ (g/s).

Fig. 5~Fig. 9로 부터 외부 요인으로 인하여 냉매의 입구온도가 변경되었을 경우, 내부열교환기에서의 열교환량 및 각 냉매의 출구온도를 예측할 수 있으며 이들로부터 증발기 및 가스쿨러에서의 최대, 최소 열량을 계산하여 설계에 반영하여야 한다. 또한 압축기 입구온도(내부열교환기 출구에서의 저압측 냉매 온도)의 변화에 따른 압축기 출구에서의 냉매온도에 대한 영향도 검토가 가능하게 된다.

Fig. 10에 내부열교환기 입구에서의 냉매온도에 따른 내부열교환기의 유용도를 나타내었다. 고·저압측 입구온도가 증가할수록 내부열교환기의 유용도가 증가함을 알 수 있었다.

4. 결론

본 연구에서는 난방모드 시 CO₂ 지열히트펌프의 내부열교환기에 대한 운전특성에 대한 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 본 연구에서 실험변수로 선정한 CO₂의 질량유량, 저압측 냉매의 입구온도와 압력, 고압측 냉매의 입구온도와 압력을 부분요인 실험계획법을 통해 분석한 결과 내부열교환기의 운전특성에 영향을 미치는 주요 인자는 냉매의 유량, 저압측 및 고압측 냉매의 입구 온도임을 알 수 있었다.

2. 세 가지의 주요 인자에 대한 반응표면법 분석결과 내부열교환기의 저압측 입구온도가 낮고 고압측 입구온도가 높은 경우 가장 높은 열전달량을 나타냈으며, 고·저압측 입구온도가 높을수록 내부열교환기의 유용도가 높은 값을 나타냈다.

3. 주요 인자들의 운전범위에 대하여 내부열교환기의 성능곡선을 작성하였으며, 이로부터 외부 요인으로 인한 인자들의 운전조건이 변경되었을 경우, 내부열교환기에서의 성능 변화 예측이 가능하도록 하였다. 또한 다른 주요기기 설계 시에 대한 검토가 가능하여졌다.

후 기

본 연구는 지식경제부 신재생에너지기술개발사업의 일환(과제번호 : 2007-N-GE02-P-05)으로 수행되었습니다. 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Bivens, D. B., Allgood, C. C., Shiflett, M. B., Patron, D. M., Chisolm, T. C., Shely, G. S., Yokozeki, A., Wells, W. D. and Geiger, K. A., 1994, HCFC-22 Alternative for Air

- Conditioners and Heat Pumps, ASHRAE Transactions, Vol. 100, No. 2, pp. 566-572.
2. Cho, H. H., Ryu, C. G. and Kim, Y. C., 2005, Experimental Study on the Cooling Performance of a Variable Speed CO₂ Cycle with Internal Heat Exchanger and Electronic Expansion Valve, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 3, pp. 209-215.
 3. Boewe, D. E., Yin, J. M., Park, Y. C., Bullard, C. W. and Hrnjak P. S., 1999, The Role of Suction Line Heat Exchanger in Transcritical R744 mobile A/C system, SAE TP 01-0583.
 4. Kim, D. H., Lee, S. J., Choi, J. Y., Lee, J. H. and Kwon, Y. C., 2008, Study on Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Internal Heat Exchanger for CO₂ Heat Pump under Cooling Condition, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 20, No. 8, pp. 517-525.
 5. Standard for Equipment Inspection (New and Renewable Energy) - Water-to-water Heat Pump Unit, NR GT 101 : 2008, KEMCO.
 6. Kim, Y. L. and Kim., S. C., 2008, A Study on the Improvement of the Heating Performance of the Ground Source Heat Pump Using CO₂ as a Refrigerant, J. of Industrial Technology, KITECH, Vol. 18, pp. 73-86.