

단단 및 2단 압축/흡수 히트펌프시스템의 성능 및 중요인자비교 분석

박성룡[†], Huaizhang Tian*

한국에너지기술연구원(KIER), *중국시안교통대학교

Performance and Parameter Comparison between single stage and Two-Stage Compression/Absorption Heat Pump System

Seong-Ryong Park[†], Huaizhang Tian *

Korea Institute of Energy Research, Taejeon, 305-343, Korea

* Xi'an Jiaotong University, Xi'an China, 71001

ABSTRACT : The mathematical model for the heat exchangers of absorber and desorber is made in the elementary control volume method and the thermodynamic properties of working fluid, water/ammonia mixture, are calculated by some fundamental subroutines in RefProp 7.0 and flash subroutines made by authors. The simulation results show that two-stage cycle has higher COP than single stage if temperature lift is high : the performance of single stage compression cycle can be improved by increase of absorber pressure, but the performance of two-stage compression cycle can not be improved in this way : the compressor discharging temperature of two-stage compression is much lower than that of single stage cycle, which is very important to the safety operation of CA heat pump. Major parameter comparison between the two cycles at their optimal configurations is also given.

Key words : Compression/Absorption(압축/흡수식), Heat pump(열펌프)

기호설명

- COP : 성능계수
- CAHP : 압축/흡수식 히트펌프
- CR : 단단 및 고단의 냉매순환비 (m_p / m_{comp})
- E/V : 팽창변
- HP : 고단 압축기
- Q : 열용량, Watt
- LP : 저단 압축기
- p : 압력, kPa
- SHX : 용액 열교환기
- W : 동력, Watt

- η_{is} : 효율
- η_v : 체적효율
- ϵ : 압력계수

하첨자

- abs absorber
- com compressor
- des desorber
- p pump

1. 서론

압축/흡수식 히트펌프시스템(compression/absorption type heat pump(CAHP) system)은 일반적인 증기압축시스템(conventional vapour compression type heat pump (CHP) system)에 비하여 다음과 같은 장점들이 있다. 즉 허용 가능한

[†]한국에너지기술연구원 미활용에너지연구센터

E-mail : srpark@kier.re.kr

TEL : (042)860-3224 FAX : (042)860-3133

* 중국 시안교통대학교, 에너지공학과

최대 압력 하에서 높은 방열온도(sink temperature)를 얻을 수 있으며, 비공비(non-azeotropic) 냉매를 작동유체로 사용하기 때문에, 열원(source) 및 방열원(sink) 열교환기에서의 온도구배가 발생하는 Lorentz 사이클을 구성함으로써 기존의 CHP 사이클보다 더 높은 사이클 성능을 얻을 수 있다. 또한 혼합물의 구성비가 변화함에 따라 작동온도가 쉽게 변화할 수 있기 때문에 열원 및 방열원이 온도변화 알맞게 시스템의 온도가 따라서 변화하게 되며, 사용하는 유체는 암모니아/물로 오존층 파괴냉매를 사용한다.

많은 연구결과들은 단단 압축시스템의 경우 일반적으로 흡수기의 압력이 높을수록 시스템의 성능이 증가하며, 열교환기의 온도구배가 10K 이상일때, 최적화된 CAHP 시스템은 최적화된 CHP 시스템보다 높은 성능계수를 나타내며, 또한 CAHP 시스템에서의 이코노마이저(economizer)는 내부용액 열교환기로 인하여 시스템의 성능향상에는 큰 효과가 없음을 보고하였다. (Ahlby et al, 1991, Hulten et al, 1999 and 2002). Sveine et al은 2단시스템이 높은 온도상승(temperature lift)의 고온히트펌프에 사용이 가능하다고 보고하였는데 이는 향상된 성능과 온도 수준 때문에 가능하다고 주장하였다. 세계적으로 약 20여개의 연구실규모의 CAHP를 실험할 수 있는 시설이 만들어져서, 시스템의 성능향상을 위한 연구뿐 아니라 시스템의 신뢰성과 중요한 구성기기들에 대하여, 특히 압축기에 대한 연구는 CAHP 시스템이 실용화 관점에서 진행되어 왔다.

본 연구에서는 2단 CAHP 시스템(참조 Fig. 1)의 압축기의 토출온도가 실험 가능한 흡수기에서의 최대압력과 운전조건의 변화에 따라 모사실험을 통하여 연구되었고, 단단시스템(CHP)과 비교분석되었다.

2. CAHP 모델

2.1 일반사항

Fig. 1과 Fig. 2는 본 연구에서 분석한 2종류의 압축/흡수 히트펌프(CAHP)시스템의 개략도를 나타내고 있다. 각 사이클의 분석을 위해 사용한 가정은 다음과 같다.

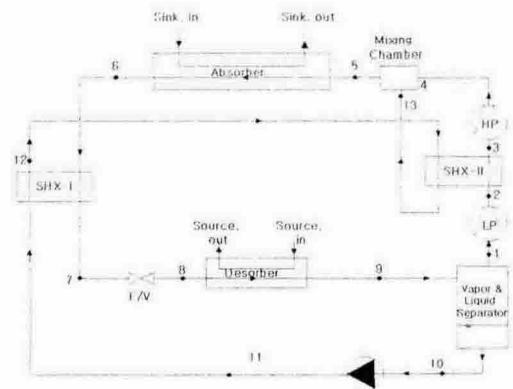


Fig. 1 Common two-stage compression/absorption type heat pump system

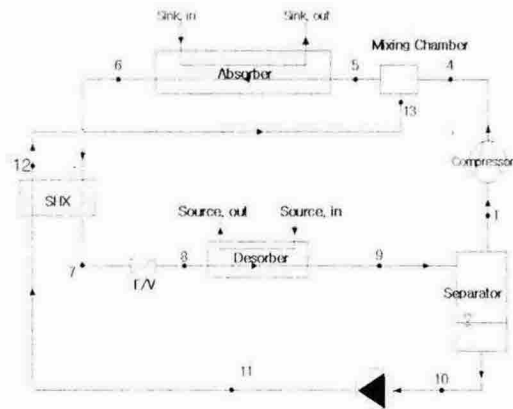


Fig. 2 Common single stage compression/absorption type heat pump system

- 1) 과열증기와 과냉용액은 혼합부에서 이상적으로 섞여 평형을 이룬다.
- 2) 용액은 기액분리기에서 이상적으로 분리되며, 분리기에서 나오는 기체와 액체는 모두 포화상태이다.
- 3) 흡수기(absorber)의 증기에서의 용액은 포화액체이다.
- 4) 시스템 구성기기에서와 연결관에서의 열 및 압력손실은 없다.
- 5) 열교환기에서의 압력손실은 없다.

작동유체인 암모니아/물의 동적 물성 즉 이슬점(dew) 및 비등(bubble)점 등과 각 변수들은 온도와 밀도의 함수를 이용하여 RefProp 7.0에서 주어진 관계식을 이용하여 계산하였고, 변수의

계산을 위해서는 2개의 변수와 조성이 주어질 때 열역학적 상태변수를 결정할 수 있는 관계식과 반복계산법을 이용하여 모사프로그램의 flash subroutine이 작성되어 수렴값(10^{-4})을 만족하였을 때의 값을 사용하였다.

<표 1>은 모사실험에서 분석된 4가지의 가열조건들을 나타내며 열교환기의 열원 및 방열원의 유체는 물을 사용하였다. 2단 압축시스템의 중간압, 즉 저단압축기의 출구압력은 흡수기(absorber)와 탈수기(desorber)의 압력을 이용식(1)과 같이 정의하였다.

$$p = \sqrt{P_{abs} P_{des}} \quad (1)$$

모사실험에서 열용량, 흡수기의 압력(최대압력) 및 흡수기에서의 온도구배는 주어졌고, 열교환기에서의 열전달 온도차, 압축기 및 펌프에서의 유량과 주어진 지점에서의 작동유체의 조성 등은 질량 및 에너지보존법칙에 의하여 계산되었다.

2.2 열교환기

사용된 열교환기내의 유동은 역방향(counter flow)으로 하였고, 흡수기(absorber)와 탈수기(desorber), 내부용액 열교환기(SHX)는 이중파이프 열교환기로 설계하였다. 흡수기와 탈수기(desorber)이 해석을 위해서 열교환기내의 해석공간을 50개의 control volume으로 나누어서 각지점에서 유동패턴에 따라 열전달율과 상태값들이 계산되었다.

탈수기(desorber)의 해석을 위해서는 이상(two phases) 증발열전달계수로는 Kandlikar 상관식을 사용하였고, 흡수기(absorber)는 Shah의 상관식을 이용하였다. 총괄열전달계수(U)와 열전달 면적(A)의 곱으로 나타내는 UA 모델은 열교환기의

성능과 규모를 결정할 수 있는 매우 편리한 방법인바, 내부열교환기인 SHX-I와 SHX-II의 해석에 사용하였다. 사용된 U값은 SHX-I은 $2 \text{ (kW/m}^2\text{K)}$ 이고, SHX-II는 $0.3 \text{ (kW/m}^2\text{K)}$ 이다.

2.3 압축기

본 연구에서는 왕복동식압축기를 사용하였고, 제조업체에서 주어진(암모니아 압축기 data만 가능함)조건에 따른 동력 및 용량을 기본으로 식(2)과 식(3)을 이용하여 압력비의 함수로써 등엔트로피 및 체적효율을 계산하여 사용하였다.

등엔트로피 효율 :

$$\eta_c = 0.1155 + 0.47887\eta - 0.11728\eta^2 + 0.0084167\eta^3 \quad (2)$$

체적 효율:

$$\eta_v = 1.0371 - 0.028249\epsilon + 0.014227\epsilon^2 + 0.0013915\epsilon^3 \quad (3)$$

2.4 기타사항

용액펌프와 열원 및 방열원에서 사용된 펌프는 등트로피의 효율을 90%로 가정하여 사용하였는데 이는 대부분의 큰 산업용 펌프들은 90%이상의 등엔트로피 효율을 나타내고 있고, 압축기의 일에 비하여 매우 적기 때문이다. 팽창변은 등엔탈피(isenthalpy)로 가정하였다. 시스템의 성능계수는 식(1)을 이용 계산하였다.

$$COP = \frac{Q_{abs}}{W_{comp} + W_{p,solution} + W_{p,source} + W_{p,sink}} \quad (4)$$

순환율(circulation ratio)는, 압축기에 대한 펌프의 질량유량의 비로 정의하였다.

3. 결과 및 토의

3.1 가열조건에 따른 성능비교

<Table 1> The cycle performance of the two systems at their optimal configurations

Case (sink /source °C)	COP ₁ of one-stage system	COP ₂ of two-stage system	(COP ₂ -COP ₁)/COP ₁ (%)
A (50- 90/50-40)	5.08	5.03	-0.98
B (60-100/50-40)	4.00	4.38	9.5
C (60- 90/50-40)	4.87	4.86	-0.2
D (50- 90/40-30)	3.90	4.31	10.5

<표 1>과 Fig. 3은 4종류의 서로 다른 조건에서 1MPa의 흡수기의 압력범위에서의 값들을 보이고 있다. 그림에서 온도상승(temperature lift)가 증가하면 시스템의 성능은 감소함을 알 수 있다.(참조 A, B & D의 경우). 방열온도 또한 시스템의 성능에 큰 영향을 주고 있음을 알 수 있다. A와 C의 경우를 비교하여 보며, 온도구배(temperature glide)가 감소하는 경우, 단단 및 2단 사이클 모두 성능계수가 감소하고 있음을 알 수 있다.

온도상승이 작은 경우, 두 사이클의 성능계수는 거의 같은 값을 나타내고 있고, 온도상승이 큰 경우에는 2단시스템이 단단의 경우보다 10%정도의 효율에 향상을 보이고 있는 것을 알 수 있는데, 이는 온도상승이 큰 경우, 압축기에서의 압력비가 커지게 되고, 이로 인하여 압축기의 동력이 증가하게 됨으로 2단 사이클의 경우, 효과적으로 압력비를 줄일 수 있기 때문인 것으로 사료된다.

3.2 흡수기의 압력변화에 따른 성능분석

가열조건 A의 경우, 흡수기의 압력과 온도구배에 따른 성능계수의 변화가 Fig. 4에 보이고 있다. 그림에서 단단 압축시스템의 경우, 흡수기의 압력이 증가 할수록 높은 성능계수를 보이고

있는데, 이는 흡수기의 압력이 높은 경우, 탈수기의 압력도 또한 높아져서 압력비가 감소하게 되고 압축기의 소비동력도 또한 감소함으로 인함이다. 압축기의 등엔트로피 효율이 같은 경우라면, 2단 압축시스템의 경우에도 단단에서의 흡수기의 압력변화에 대하여 비슷한 특성을 보이고 있음을 잘 알 수 있다.

압축기에서의 등엔트로피 효율은 보통 3~4의 값의 범위에서 최대값을 갖게 되고, 단단 압축의 경우의 압력비는 최고효율을 갖는 압력비에서의 값보다 더 크기 때문에 흡수기의 압력이 높아 질 수록 그림 Fig. 5에서 보는 것처럼 압축기의 등엔트로피 효율이 점점 커지게 된다. 한편 2단 압축에서는 최대 등엔트로피에서의 압력비보다도 압축기의 압력비가 작다. 따라서 흡수기의 압력이 낮아지면 낮아질 수록 압력비의 감소로 인하여 압축기의 등엔트로피 효율이 증가하게 됨을 알 수 있다.

3.3 온도구배에 따른 압축기의 토출온도 변화

2단 압축시스템에서는 고단축 압축기의 출구온도가 시스템의 최대온도가 된다. 따라서 최대값은 압축기의 안정적인 운전을 위한 매우 중요한 변수라고 할 수 있다.

왜냐하면 사업용 압축기의 경우, 고온에서의 장기간의 운전은 매우 어렵고, 또한 암모니아가

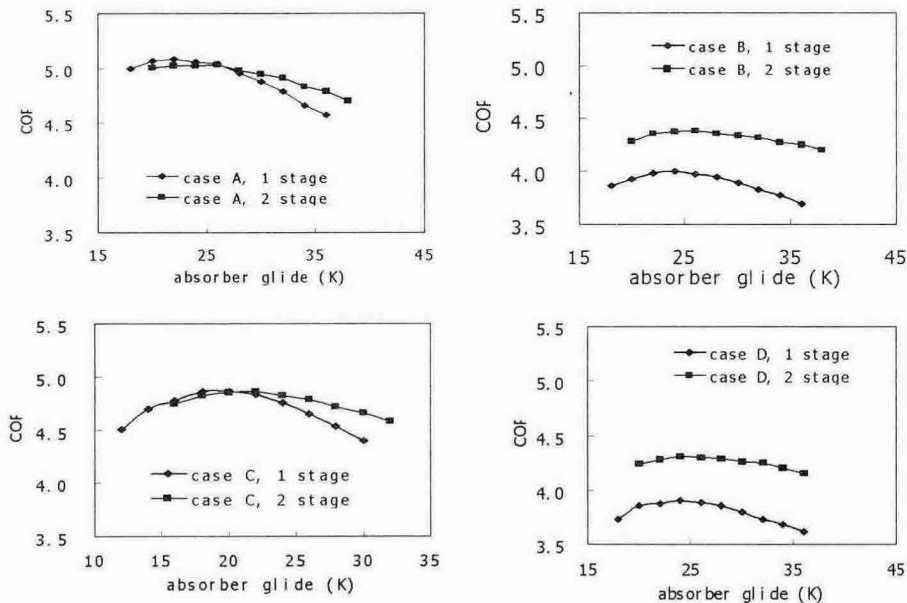


Fig. 3 COP comparison between the two system

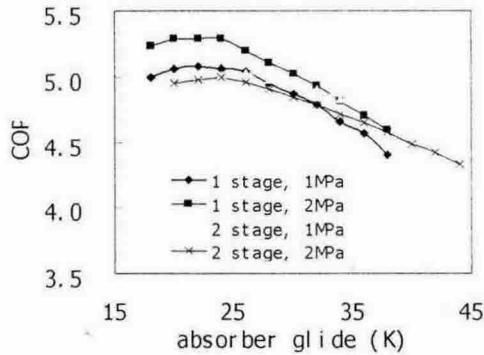


Fig. 4 Relation of COP and absorber glide(K)

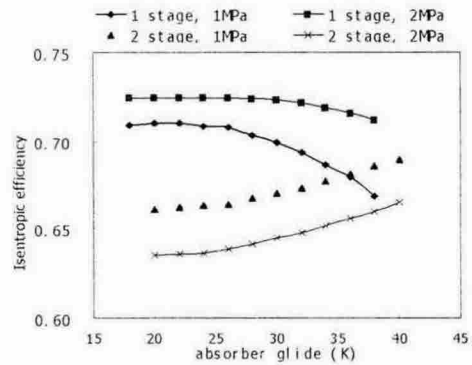


Fig. 5 Comparison of compressors isentropic efficiency depending on absorber glide (K)

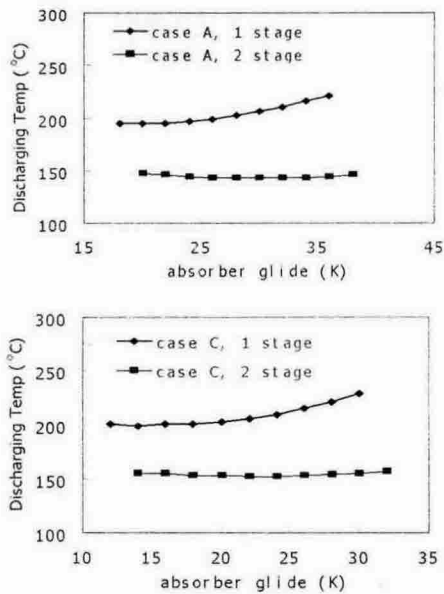
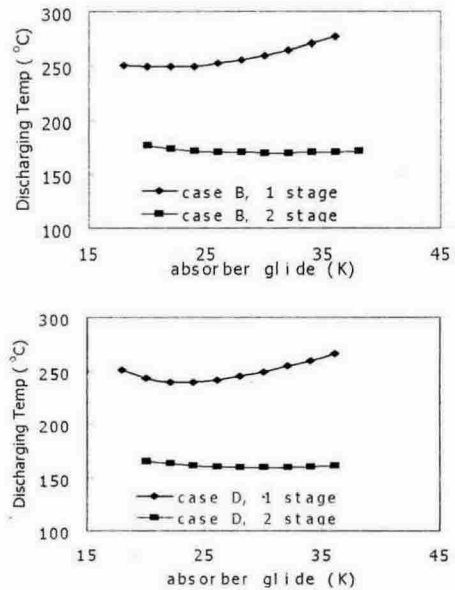


Fig. 6 Comparison of compressor discharging temperature depending on absorber glide(K)



작동유체인 경우 비체적율이 매우 크기 때문에 압축기 후단에서 매우 높은 온도를 쉽게 갖게 된다. Fig 6은 가열조건이 서로 다른 4가지의 경우에 대하여 흡수기의 압력이 1MPa일 때 온도구배의 변화에 따른 압축기의 토출온도분포를 보여주고 있다. 2단 압축시스템에서의 최고온도는 고단압축기의 출구에서의 온도이다.

그림의 A,B와 D의 경우에서 보듯이 온도상승이 높을수록 출구온도가 높아짐을 알 수 있다. 또한 열원의 온도가 높을수록 출구온도가 높아지고 있음을 B와 D의 경우를 비교하면 분명하게 알 수

있다. 온도구배에 대한 영향은 A와 C의 경우를 비교하면 잘 나타나는데, 흡수기에서의 온도구배가 클수록 토출온도는 낮아짐을 알 수 있다. 같은 그림에서 또한 2단압축시스템의 경우는 단단의 경우에 비교 시, 토출온도가 50C 이상 매우 낮게 나타났고, 2단시스템에서의 압축기의 토출온도는 단단의 경우에 비하여 흡수기에서의 온도구배의 변화에 대하여는 그다지 민감하게 변하지 않았다.

3.4 최적조건에서의 사이클 인자 분석

<Table 2> Some parameters of the two cycles at their optimal configurations

case	CR	P_{des} (MPa)	X_{10} (mol/mol)	X_6 (mol/mol)	ΔX_{abs} (mol/mol)	ΔX_{des} (mol/mol)	Δt_{abs} (°C)	Δt_{des} (°C)	
A	1 stage	3.79	0.271	0.344	0.476	0.132	0.131	22.00	16.65
	2 stage	3.09	0.268	0.339	0.494	0.156	0.154	26.00	19.87
B	1 stage	4.02	0.204	0.299	0.432	0.133	0.132	24.00	16.69
	2 stage	3.53	0.196	0.292	0.440	0.148	0.147	26.00	18.76
C	1 stage	4.36	0.258	0.339	0.458	0.118	0.117	20.00	14.78
	2 stage	3.94	0.255	0.334	0.463	0.130	0.129	22.00	16.36
D	1 stage	3.66	0.200	0.350	0.486	0.136	0.135	24.00	16.33
	2 stage	3.53	0.194	0.345	0.486	0.141	0.140	24.00	16.93

<표 2>는 흡수기의 압력이 1Mpa의 조건에서의 주어진 가열조건들에 대한 값들은 보이고 있다. 주어진 표로부터 주어진 최적의 조건에서 용액의 조성은 단단 및 2단시스템에서 비슷한 값을 보이고 있음을 알 수 있고, 2단 압축의 경우 냉매순환율(CR)이 낮음을 알 수 있고, 단단과 비교하여 흡수기와 탈수기에서 온도구배와 용액의 농도차가 크게 나타남을 잘 알 수 있다.

4. 결론

단단 및 2단의 CAHP시스템이 모사실험을 통하여 분석되었다. 주어진 4가지의 가열조건(heat cases)과 운전조건을 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 온도상승이 높은 경우, 2단압축시스템이 단단 시스템에 비하여 높은 성능을 얻을 수 있다.
- 2) 단단압축시스템의 성능은 흡수기의 압력을 증가시키면 높아지지만, 2단압축의 성능의 경우 단지 압력을 증가시킴으로 해서 얻어질 수 없다. 이는 압축기의 등엔트로피 효율 때문에 그 한계를 갖게 된다.
- 3) 2단압축시스템의 압축기의 최대토출온도는 단단의 최대온도보다는 매우 낮게 나타났는데, 이로 인하여 2단압축의 경우, 압축기의 안전성을 확보할 수 있다.

참고문헌

1. Ahlby L., Hodgett D. and Berntsson T., 1991, Optimization study of the compression /absorption cycle, *international Journal of Refrigeration* 14 . pp. 16-23.

2. Hulten M. and Berntsson T., 2002, The compression/ absorption heat pump cycle- conceptual design improvements and comparisons with the compression cycle, *international Journal of Refrigeration* 25, pp. 487-497.
3. Hulten M.,1999,The compression/absorption cycle influence of some major parameters on COP and a comparison with the compression cycle, *international Journal of Refrigeration* 22, pp. 91-106.
- 4.Sveine T., Grandum T. and Baksaas H.S., 1994, Design of High Temperature Absorption /Compression Heat Pump, *HF-IR,Commission B2, with B1.E1 & E2* // Oslo, Norway
5. Ramesh K.S. and Sekulic D.P., 2003, Fundamentals of heat exchanger design, *JOHN WILEY & SONS, INC.*