

# NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O를 이용한 압축-흡수식 고온제조 하이브리드 히트펌프 시스템 개발

김민성<sup>†</sup>, 백영진, 신광호, 박성룡, 장기창, 이영수, 라호상  
한국에너지기술연구원 지열에너지연구센터

## Development of a Compression/Absorption Hybrid Heat Pump System Using NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O Mixture for High Temperature Generation

Minsung Kim<sup>†</sup>, Young-Jin Baik, Kwang-Ho Shin, Seong-Ryong Park, Ki-Chang Chang, Young-Soo Lee, Ho-Sang Ra

*Geothermal Energy Research Center, Korea Institute of Energy Research, Daejeon 305-343, Korea*

**ABSTRACT:** Industrial low temperature waste heat exists sparse in surroundings but its amount is huge. However, large portion of waste heat is discarded due to its poor recovery quality and inferior application technologies. The heat pump system in this research is based on the hybrid combination of compression cycle and absorption cycle in order to recycle various kind of industrial waste heat effectively. The prime objective is to design a compression absorption hybrid heat pump system which can produce high temperature above the level of 90°C and low temperature of 20°C at the same time using waste heat water of 50°C. A mathematical simulation was carried out as a basis to design a prototype 3 RT class hybrid heat pump. From the simulation results, fundamental parameters to design the system were obtained.

**Key words:** NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O mixture(암모니아/물 혼합냉매), Hybrid heat pump(하이브리드 히트펌프), Compression absorption(압축 흡수식)

———— 기 호 설 명 ————

COP : 성능계수 [-]  
 $\Delta T_{lm}$  : 대수평균온도차 [°C]  
 $h$  : 엔탈피 [kJ/kg]  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [kg/s]  
 $P$  : 압력 [kPa]  
 $Q$  : 열전달량 [kW]  
 $s$  : 엔트로피 [kJ/kg°C]

$S_{gen}$  : 생성엔트로피 [kJ/s°C]  
 $T$  : 온도 [°C]  
 $U$  : 총합열전달계수 [kW/m<sup>2</sup>°C]  
 $W$  : 일 [kW]  
 $x$  : NH<sub>3</sub> 수용액에서의 NH<sub>3</sub> 질량성분비

**하첨자**

1,2,... : 상태점  
 abs : 흡수기 (absorber)  
 comp : 압축기 (compressor)  
 des : 재생기 (desorber)  
 in, out : 구성요소 입출구

<sup>†</sup> Corresponding author  
 Tel : +82-42-860-3062 fax : +82-42-860-3133  
 E-mail address: minsungk@kier.re.kr

new : 새 계산값  
 pump : 펌프  
 sink : 열침  
 src : 열원

## 1. 서론

최근 원유공급가가 급격히 상승하고 CO<sub>2</sub> 배출권 문제가 부각되면서 히트펌프의 경제성 및 환경친화성이 부각되기 시작하였다. 산업체에서 배출하고 있는 중고온 폐수열에 대한 열회수는 구조가 간단한 폐열회수 열교환기를 사용하여 회수할 수가 있지만 50°C 이하의 저온폐수의 열회수는 기계적인 히트펌프 시스템을 이용하여야만 경제성이 있는 것으로 알려져 있다.

이와 같은 장애에도 불구하고 최근의 설치 적용사례를 보면 산업용 열펌프를 설치하는 이유는 단순히 에너지절약 때문만이 아니라, 공정의 제어를 좋게 할 수 있고, 배출물의 오염감소, 폐열의 온도저감 및 냉각수이용의 절감 등과 같은 가능성 때문에 부가적인 경제적 이득이 명백히 발생하므로 열펌프에 대한 적용이 산업체에서 점차 높아지고 있다. 일반적으로 산업체 열에너지의 60% 이상은 300°C 이하의 온도이며, 약 20~30%는 150°C 이하이다. 열펌프의 실제적인 상한치는 150°C 이하이므로 총에너지수요의 약 4~10%가 산업분야에서 열펌프로 폐열회수 및 공정용 온수가열에 광범위하게 이용될 수 있다는 것이다. 특히 섬유 및 염색업체에서 대량으로 배출되고 있는 40~50°C의 폐수열을 열펌프 시스템으로 온수를 제조하여 공정에 재이용할 경우 경제성이 매우 양호한 것으로 평가되고 있다.

본 연구에서는 이와 같이 산업체에 다량으로 분포하고 있는 저온 폐열을 효과적으로 회수, 이용하기 위한 방안으로서, 증기 압축식과 흡수식 사이클의 단점들을 보완한 하이브리드 사이클을 응용한 히트펌프를 개발하고자 한다.

## 2. 하이브리드 히트펌프 시스템

하이브리드 사이클은 증기압축식과 흡수식 사이클의 단점들을 보완하고자 개발된 사이클로, 이 사이클은 보통 용액순환부를 가진 압축/흡수(Compression/Absorption) 사이클이라고 불리며

작동유체로는 비등점 차이가 큰 냉매와 흡수제의 혼합물을 사용한다. 이 사이클을 구동하는 데 필요한 에너지는 증기 압축식 사이클에서와 같이 냉매증기를 기계적으로 압축시키는 일의 형태로 제공되는 반면 냉·난방효과는 흡수기(Absorber)나 재생기(Desorber)에서 냉매증기와 흡수제의 혼합물로부터 얻을 수 있다. 이러한 하이브리드 사이클은 다음과 같은 특징을 가지고 있다.

- 낮은 압력비로 넓은 온도 구간에 걸쳐 사용 가능(예를 들어 암모니아는 58.2°C에서 포화압력이 2500 kPa이지만 물과 혼합할 경우 비슷한 압력에서 사용 가능한 온도 구간이 150~160°C까지 늘어남)
- 흡수기와 재생기에서 작동유체의 온도구배를 이용함으로써 성능계수(COP) 향상
- 작동유체의 농도변화를 통한 용량조절 가능

Fig. 1에 하이브리드 열펌프의 개념도를 나타내었으며, 작동원리는 다음과 같다. 우선, 재생기에서는 팽창밸브를 통과하여 저온, 저압이 된 암모니아-물 혼합물 중 주로 증기압이 높은 암모니아가 증발하게 되며, 기액분리기 내에서 용액과

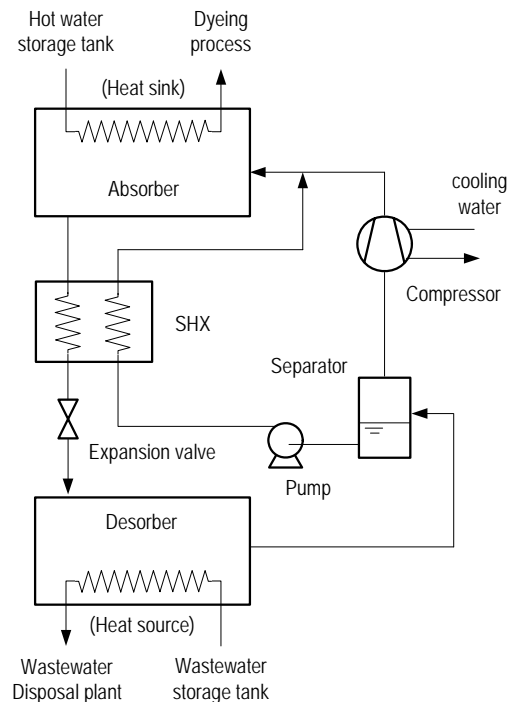
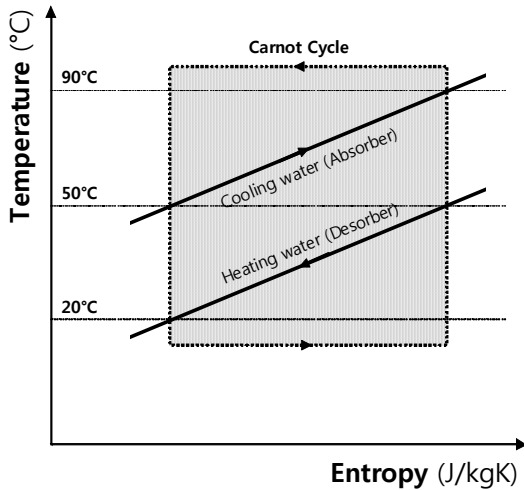


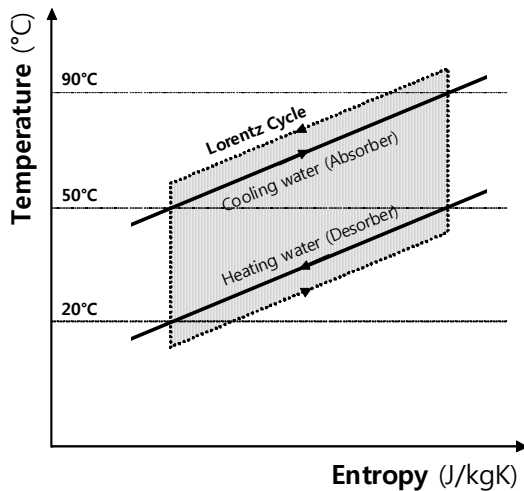
Fig. 1 Schematic diagram of a NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O compression absorption hybrid heat pump

증기로 분리된다. 이렇게 분리된 용액은 펌프를 통해 압축되어 고압의 용액이 되며, 증기는 압축기를 통해 압축된다. 다음, 압축된 증기와 고압 용액이 흡수기 입구에서 만나고 흡수과정이 발생한다. 흡수기에서 증기의 흡수가 일어나는 동안 발생하는 흡수열은 공정수(90~100°C)를 제조하는 데 사용된다. 이 후 농용액은 팽창밸브를 통해 압력이 낮아지고 발생기로 다시 돌아가는 과정을 이루게 된다.

하이브리드 사이클은 암모니아-물 혼합냉매의 상변화시 크게 나타나는 온도구배를 이용한 사이클로 기존의 증기압축사이클에 비해 온도구배가 있는 열교환시에 매우 높은 성능을 보인다. 실제



(a) Carnot cycle



(b) Lorentz cycle

Fig. 2 Comparison of ideal cycles with high temperature gradient heat source and heat sink

순수냉매는 Fig. 2(a)에서와 같이 카르노 사이클에 기반한 사이클 구조로서 냉각 및 가열과정에서 열매체간의 온도편차가 크게 나타나므로 압축일에 소요되는 동력차이가 크다. 그러나 Fig. 2(b)의 로렌츠 사이클에서와 같이 열매체간의 온도편차를 최대한 줄일 수 있는 시스템에서는 최소의 압축일로도 최대의 성능을 얻을 수 있기 때문에 고온제조시에 기존 증기압축사이클보다 훨씬 뛰어난 성능을 보인다. 실제로 Table 1의 운전조건일 때, 카르노 사이클의 효율은 최대 5정도이나 로렌츠 사이클의 효율은 10정도로 두 배가량 높은 성능을 구현할 수 있다. 그러나 실제로 구현가능한 성능 수준은 이보다 낮으며 이에 대해서는 다음 절에서 논하도록 한다.

Table 1 Simulation condition

Simulation parameters	Conditions
Hot water temperature	50°C → 90°C
Cold water temperature	50°C → 20°C
Absorber pressure	1700 kPa

### 3. 하이브리드 시스템 해석 및 설계

압축/흡수 하이브리드 열펌프를 해석하기 위하여 각 구성요소를 질량, 총 질량, 에너지보존식, 엔트로피 관계식을 사용하여 다음과 같이 모델링하였다.

Working Fluid Mass Balance :

$$\sum(\dot{m}x)_{in} - \sum(\dot{m}x)_{out} = 0 \quad (1)$$

Overall Mass Balance :

$$\sum\dot{m}_{in} - \sum\dot{m}_{out} = 0 \quad (2)$$

Energy Balance :

$$\sum(\dot{m}h)_{in} - \sum(\dot{m}h)_{out} + W - Q = 0 \quad (3)$$

Entropy Generation Rate :

$$S_{gen} = \sum(\dot{m}s)_{out} - \sum(\dot{m}s)_{in} - \sum\frac{Q}{T_{avg}} = 0 \quad (4)$$

이 때, 하이브리드 열펌프의 성능계수는 다음과 같이 정의될 수 있다.

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{abs}}}{W_{\text{comp}} + W_{\text{pump}}} \quad (5)$$

압축기의 모델링에 있어서, 열원으로부터 얻을 수 있는 열량과 가격대 성능비를 고려하여, 현재 상업적으로 널리 이용되고 있는 암모니아 압축기로서, 수냉 오일 윤활을 적용하도록 설계하였다. 기액분리기 내의 기액평형조건에 의하면 토출 기체에 1% 내외의 수분이 포함되어 있으나, 이를 무시하고 순수 암모니아를 넣었을 때와 같은 효율을 갖는다고 가정하여, 단열효율을 압축기 선도로부터 흡입압력과 토출압력의 다항식으로 구하였다. 또한, 윤활유의 소손 방지를 위하여 압축기 토출가스 온도를 일정값 이내로 제한할 수 있도록 하였다. 아울러 열침과 열원의 온도차인

Temperature Lift가 클수록 시스템의 압력차가 커지고 비가역 손실이 증가하여 압축기 토출가스 온도가 높아지므로 안전 사용범위에 각별히 주의할 필요가 있다.

흡수기는 UA-LMTD법을 사용하여 해석하였다. 이 때, 흡수기와 재생기 내의 전열량을 10으로 나눈 후, 각각에 대하여 UA-LMTD법을 적용하였다. 이는 NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O 혼합냉매의 온도구배가 구배를 이루고 있기 때문에 이차 유체와의 온도차 계산 오차를 줄일 수 있도록 하였다. 특히, 흡수기에서는 온도구배의 비선형성으로 인해 핀치점(pinch point)이 열교환기 중앙에서 발생하게 되는데, 이로 인한 불합리한 온도 프로파일 발생을 막기 위함이다. 용액열교환기(SHX; Solution Heat Exchanger)는 농용액과 희용액 양측에 대하여 핀치점까지의 전열량을 각각 계산하여 이중 더 적은 값을 최대 열교환량으로 정의한 다음, 주어진 UA와 ε-NTU 관계식을 이용하여 해석하였다. 팽창밸브는 등엔탈피 과정으로 생각하였으며, 용액펌프(solution pump)는 일정 단열효율을 갖는 것으로 가정하였다.

이상의 모델링을 Ibrahim and Klein(1993)의 암모니아-물 물성치를 제공하는 계산 틀인 EES를 사용하여 Programming한 후, 시뮬레이션을 수행하였으며 이의 알고리즘은 Fig. 3에 나타내었다.

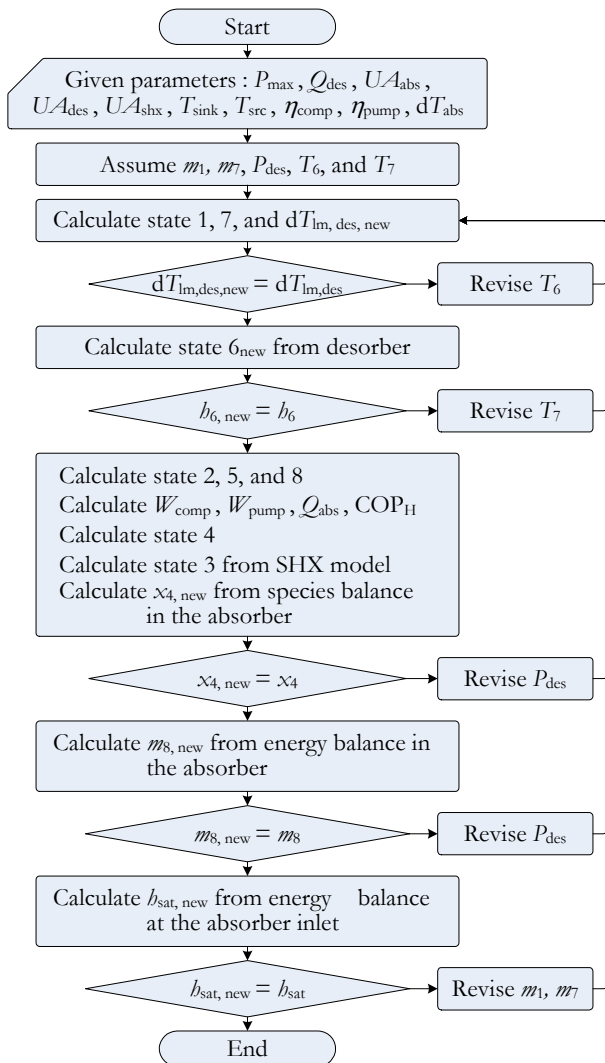


Fig. 3 Solution algorithm of hybrid heat pump

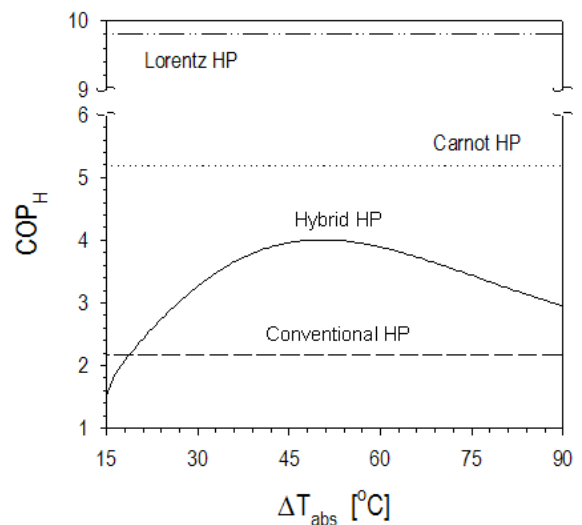


Fig. 4 Performance comparison of hybrid and conventional heat pump at the variation of hot water from 50°C to 90°C and cold water from 50°C to 20°C

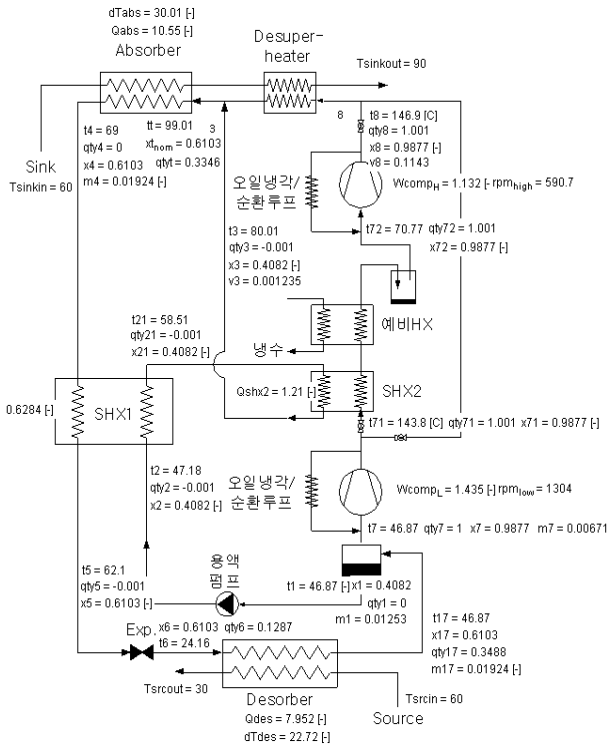


Fig. 5 Simulation for a 2-stage compression/absorption  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  hybrid heat pump design

Fig. 4은 Table 1의 해석조건을 기준으로 기존 사이클에 대한 하이브리드 열펌프의 성능이 흡수기의 온도구배에 따라 영향을 받는 정도를 나타낸 것이다. 흡수기의 온도구배에 따라 열펌프 성능변화가 뚜렷하며, COP가 최대 4에 근접하는 값을 가진다. Fig. 5에는 상기의 시뮬레이션 프로그램의 실제 실행 화면 예제를 나타내었다. 시스템 시뮬레이션 수행 결과로서, 각점의 상태(온도, 농도, 압력, 엔탈피, 유량), 흡수기 열량, 압축기 및 펌프 일량, 그리고, 시스템 성능계수를 얻을 수 있다. Fig. 3의 알고리즘에 대한 인덱스는 Fig. 5에 나타나 있다.

시스템 최대 허용압력 1700 kPa으로 설정하였을 때의 해석결과로는 온수가열량 10.55 kW, 열침온도( $T_{\text{sink,in}} = 60^\circ\text{C}$ ), 고온수 온도( $T_{\text{sink,out}} = 90^\circ\text{C}$ ), 열원온도( $T_{\text{src,in}} = 60^\circ\text{C}$ ), 그리고 열원수 출구온도( $T_{\text{src,out}} = 30^\circ\text{C}$ )의 조건하에서 약 4.06의 난방성능계수를 얻을 수 있을 것으로 계산되었다. 이 조건하에서 계산된 각 구성요소의 실시예는 Fig. 5의 결과와 같다. 이를 바탕으로 Table 2에서는 2단 압축 하이브리드 히트펌프의 설계 파라미터를 나타내었다.

#### 4. 결론

이상에서 산업폐수를 열원으로 이용하기 위한 하이브리드 시스템 기술을 모델링 및 시뮬레이션 방법을 통하여 해석하였다. 해석 결과로 하이브리드 시스템은 기존의 단일냉매(R134a) 이용 히트펌프에 비하여 작동 범위가 넓으며, 고온수 생산시 성능이 최소 10~20% 이상 향상되는 것으로 나타났다. 그러나 하이브리드 히트펌프는 압축기 토출가스의 온도가 매우 높아, 실제 구현에 이를 고려한 수정설계 중요할 것으로 판단된다.

본 연구의 하이브리드 히트펌프의 주 작동유체는 암모니아-물 혼합물이므로, 모든 구성요소는 암모니아와 함께 사용할 수 있는 내식성 소재를 적용하는 것이 중요하다. 또한 압축기와 펌프의 내구성 향상을 위해 기액분리기에서 액체와 기체의 분리가 원활하도록 설계하는 것이 중요하다.

#### 후기

본 연구는 산업자원부가 지원하는 에너지절약 기술개발사업 중 “천연냉매 이용 압축-흡수식 하이브리드 히트펌프 원천기술개발” (2007-E-ID11-P-09-0-000)과제의 일환으로 수행되었으며 이의 지원에 감사를 드립니다.

#### 참고문헌

1. Åhlby, L., Hodgett, D. and Berntsson, T., 1991, Optimization study of the compression/absorption cycle, *Int. J. Refrig.*, Vol. 14, pp. 16-23.
2. Nordtvedt, S. R., 2005, Experimental and theoretical study of a compression/absorption heat pump with ammonia/water as working fluid, Ph. D. dissertation, Norwegian University of Science and Technology, Kjeller, Norway
3. Ibrahim, O. M. and Klein, S. A., 1993, Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures, *ASHRAE Trans.: Symposia*, Vol. 21, No. 2, pp. 1495-1502.

Table 2 List of simulation results at the inlets and the exits of each component as design parameters for a 2-stage hybrid heat pump system

	Inlet of the primary fluid	Exit of the primary fluid	Inlet of the secondary fluid	Exit of the secondary fluid
<b>Desorber</b> Q <sub>des</sub> =7.952 [kW]	t <sub>6</sub> =24.16 [°C] p <sub>6</sub> =385.2 [kPa] x <sub>6</sub> =0.6103 q <sub>ty6</sub> =0.1287 m <sub>6</sub> =0.01924 [kg/s]	t <sub>17</sub> =46.87 p <sub>17</sub> =385.2 x <sub>17</sub> =0.6103 q <sub>ty17</sub> =0.3488 m <sub>17</sub> =0.01924	Water 60°C	Water 30°C
<b>Absorber</b> Q <sub>abs</sub> =10.55	t <sub>t</sub> =99.01 p <sub>t</sub> =1700 x <sub>t</sub> =0.6103 q <sub>tyt</sub> =0.3346 m <sub>t</sub> =0.01924	t <sub>4</sub> =69 p <sub>4</sub> =1700 x <sub>4</sub> =0.6103 q <sub>ty4</sub> =0 m <sub>4</sub> =0.01924	Water 60°C	Water 90°C
<b>Solution heat exchanger (SHX1)</b> Q <sub>shx</sub> =0.6284	t <sub>4</sub> =69 p <sub>4</sub> =1700 x <sub>4</sub> =0.6103 q <sub>ty4</sub> =0 m <sub>4</sub> =0.01924	t <sub>5</sub> =62.1 p <sub>5</sub> =1700 x <sub>5</sub> =0.6103 q <sub>ty5</sub> =-0.001 m <sub>5</sub> =0.01924	t <sub>2</sub> =47.18 p <sub>2</sub> =1700 x <sub>2</sub> =0.4082 q <sub>ty2</sub> =-0.001 m <sub>2</sub> =0.01253	t <sub>21</sub> =58.51 p <sub>21</sub> =1700 x <sub>21</sub> =0.4082 q <sub>ty21</sub> =-0.001 m <sub>21</sub> =0.01253
<b>Solution heat exchanger (SHX2)</b> Q <sub>shx2</sub> =1.21	t <sub>71</sub> =143.8 p <sub>71</sub> =890.2 x <sub>71</sub> =0.9877 q <sub>ty71</sub> =1.001 m <sub>71</sub> =0.006711	t <sub>72</sub> =70.77 p <sub>72</sub> =890.2 x <sub>72</sub> =0.9877 q <sub>ty72</sub> =1.001 m <sub>72</sub> =0.006711	t <sub>21</sub> =58.51 p <sub>21</sub> =1700 x <sub>21</sub> =0.4082 q <sub>ty21</sub> =-0.001 m <sub>21</sub> =0.01253	t <sub>3</sub> =80.01 p <sub>3</sub> =1700 x <sub>3</sub> =0.4082 q <sub>ty3</sub> =-0.001 m <sub>3</sub> =0.01253
<b>Low stage compressor</b> W <sub>comp_L</sub> =1.435 eta <sub>comp</sub> =0.65 rpm <sub>low</sub> =1304	t <sub>7</sub> =46.87 p <sub>7</sub> =385.2 x <sub>7</sub> =0.9877 q <sub>ty7</sub> =1 m <sub>7</sub> =0.006711	t <sub>71</sub> =143.8 p <sub>71</sub> =890.2 x <sub>71</sub> =0.9877 q <sub>ty71</sub> =1.001 m <sub>71</sub> =0.006711		
<b>High stage compressor</b> W <sub>comp_H</sub> =1.132 eta <sub>comp</sub> =0.65 rpm <sub>high</sub> =590.7	t <sub>72</sub> =70.77 p <sub>72</sub> =890.2 x <sub>72</sub> =0.9877 q <sub>ty72</sub> =1.001 m <sub>72</sub> =0.006711	t <sub>8</sub> =146.9 p <sub>8</sub> =1700 x <sub>8</sub> =0.9877 q <sub>ty8</sub> =1.001 m <sub>8</sub> =0.006711		
<b>Solution pump</b> W <sub>pump</sub> =0.03004 eta <sub>comp</sub> =0.65	t <sub>1</sub> =46.87 p <sub>1</sub> =385.2 x <sub>1</sub> =0.4082 q <sub>ty1</sub> =0 m <sub>1</sub> =0.01253	t <sub>2</sub> =47.18 p <sub>2</sub> =1700 x <sub>2</sub> =0.4082 q <sub>ty2</sub> =-0.001 m <sub>2</sub> =0.01253		
<b>Expansion valve</b>	t <sub>5</sub> =62.1 p <sub>5</sub> =1700 x <sub>5</sub> =0.6103 q <sub>ty5</sub> =-0.001 m <sub>5</sub> =0.01924	t <sub>6</sub> =24.16 p <sub>6</sub> =385.2 x <sub>6</sub> =0.6103 q <sub>ty6</sub> =0.1287 m <sub>6</sub> =0.01924		