

증기압축식/흡수식 하이브리드 히트펌프 사이클에 관한 최적화 연구

전 관 택, 박 춘 건, 정 동 수[†]

인하대학교 대학원, [†]인하대학교 기계공학과

Optimization Study of the Compression/Absorption Hybrid Heat Pump Cycle

Kwan-Taek Jeon, Chunkun Park, Dongsoo Jung[†]

Graduate School of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

[†]Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

(Received August 4, 2000; revision received November 3, 2000)

ABSTRACT: For the past few decades the vapor compression cycle with a solution circuit (VCCSC) has been known to provide high efficiency and variable capacity. In this study the performance of a VCCSC cycle is examined through computer simulation. In the simulation heat exchangers were modelled by specifying UA or effectiveness values while the compressor performance was specified by an isentropic efficiency. Aqua/ammonia solution was chosen as the working fluid which can be used in the high temperature range. The results show that there exists an optimum operation condition which is dependent upon the temperatures of the external heat transfer fluids (HTFs). Besides the HTFs' temperatures, the maximum system pressure and the size of the solution heat exchanger are shown to have an influence on the optimum operation condition. Finally, as compared to a simple vapor compression heat pump with HFC134a, the COP of the VCCSC is shown to be 2~22% higher.

Key words: Compression/absorption cycle(증기압축식/흡수식 사이클), Vapor compression cycle with solution circuit(용액순환부를 가진 증기압축식 사이클), NH₃/H₂O(암모니아/물), Temperature gradient(온도구배)

기 호 설 명

A : 열전달면적 [m^2]
 COP : 성능계수
 Cp : 비열 [$kJkg^{-1}K^{-1}$]
 P : 압력 [kPa]
 Q : 열량 [kW]

SHX : 용액열교환기
 SCD : 업소버 방출열량당 압축기 체적유량 [m^3/MJ]
 U : 총괄열전달계수 [$kWm^{-2}K^{-1}$]
 ΔT : 온도구배 [$^{\circ}C$]

그리스 문자

ϵ : 유용도(effectiveness)
 η : 효율

[†] Corresponding author

Tel.: +82-32-860-7320; fax: +82-32-863-2270

E-mail address: dsjung@inha.ac.kr

하첨자

- abs : 업소버
- comp : 압축기
- cond : 응축기
- des : 디소버
- evap : 증발기
- loss : 손실량
- max : 최대값
- pump : 펌프
- shx : 용액열교환기
- vol : 체적

1. 서 론

1894년 Lorenz⁽¹⁾는 비공비 혼합냉매를 사용하여 온도구배가 있는 열원과 열교환할 경우 그 성능이 카르노 사이클의 성능을 능가할 수 있음을 보여주었다. 그후 1950년 Altenkirch⁽²⁾는 용액순환부가 달린 압축식 히트펌프(Vapor Compression Cycle with Solution Circuit, VCCSC)를 사용하여 로렌츠 사이클을 근사화할 수 있음을 보여주고 이 사이클을 이용하면 에너지를 크게 절약할 수 있음을 보여주었다. 순수냉매를 사용하는 증기압축식 사이클은 온도구배를 지닌 열원과 냉매가 열교환을 하여 응축이나 증발이 일어날 때 냉매와 열원의 온도구배가 잘 맞지 않음으로 인해 필연적으로 성능이 저하되며 흡수식 사이클에 비해 용량조절이 수월하지 않다는 단점이 있으며 반면에 흡수식 사이클은 증기압축식 사이클에 비해 성능계수가 낮다는 단점이 있다. VCCSC 사이클은 증기압축식과 흡수식 사이클의 단점들을 보완하고자 개발된 하이브리드형 사이클이다. 이 사이클은 보통 용액순환부를 가진 증기압축식 사이클(VCCSC), 압축식/흡수식(Compression/Absorption) 사이클이라고 불리며 작동유체로는 비등점 차이가 큰 냉매와 흡수제의 혼합물을 사용한다. 이 사이클을 구동하는 데 필요한 에너지는 증기압축식 사이클에서와 같이 냉매증기를 기계적으로 압축시키는 일의 형태로 제공되는 반면 냉·난방효과는 업소버(Absorber)나 디소버(Desorber)에서 냉매증기와 흡수제의 혼합물로부터 얻을 수 있다.

이러한 VCCSC 하이브리드 사이클은 다음과 같은 특징을 가지고 있다.

(1) 낮은 압력비로 넓은 온도 구간에 걸쳐 사용 가능(예를 들어 암모니아는 58.2℃에서 포화압력이 2500 kPa이지만 물과 혼합할 경우 비슷한 압력에서 사용 가능한 온도 구간이 150~160℃까지 늘어남)

(2) 업소버와 디소버에서 작동유체의 온도구배를 이용함으로써 성능계수(COP) 향상

(3) 작동유체의 농도변화를 통한 용량조절 가능
이런 특징들로 인해 VCCSC 하이브리드 사이클을 이용하면 에너지를 많이 절약할 수 있는 가능성이 있는 것으로 밝혀졌다.^(3,4) 그러나 지난 반세기 동안에는 압축기 기술의 발전과 더불어 부품이 간단하면서도 성능이 좋은 증기압축식 사이클에 대한 연구 및 기술개발이 중점적으로 이루어졌다. 그러나 최근 들어 CFC로 인한 오존층 파괴 문제와 에너지 사용과 밀접한 관계가 있는 지구 온난화 문제로 인해 VCCSC 하이브리드 사이클에 대한 연구가 스웨덴을 비롯한 유럽의 몇몇 국가를 중심으로 다시 진행되고 있다. Amrane et al.⁽⁵⁾은 VCCSC 하이브리드 사이클에 대한 시뮬레이션을 실행하여 혼합냉매의 조성, 열교환기의 크기, 펌프 유량 등이 시스템의 성능에 미치는 영향을 분석한 바 있으며 Åhlby et al.⁽⁶⁾은 VCCSC 하이브리드 사이클에 대한 시뮬레이션을 실행하여 최적의 성능계수를 얻을 수 있는 업소버의 온도구배를 찾고자 노력하였고 CFC12를 이용한 증기압축식 사이클과의 성능 비교도 수행하였다. 또한 Hultén and Berntsson⁽⁷⁾은 VCCSC 하이브리드 사이클에 영향을 미치는 여러 인자들에 대해 분석하였다.

스위스에서는 이미 하이브리드 히트펌프 사이클을 이용한 실험장치를 만들어 실험한 결과 기존의 증기압축식 사이클에 비해 23%의 에너지 절약효과를 얻었으며 4.3이라는 높은 COP를 얻었다.⁽⁸⁾

VCCSC 하이브리드 사이클이 위에서 언급한 여러 가지 장점을 지니고 있으나 현재까지 국내에서는 연구된 바가 없다. 이에 본 논문에서는 암모니아/물을 작동유체로 사용하여 다양한 외부조건을 변화시켜 가면서 시뮬레이션을 수행함으로써 가장 높은 COP를 내는 최적의 작동조건을 찾아 관련 산업계에 데이터를 제시하고자 하며

또한 신냉매 HFC134a를 사용하는 증기압축식 사이클과의 성능 비교도 함께 수행하려 한다. 암모니아/물 혼합물은 독성과 폭발성이 있어 실제 시스템에 적용시 해결해야 할 문제를 안고 있기는 하지만 CFC와 HCFC의 사용규제로 인해 고온(80~120°C)에서 사용할 수 있는 냉매가 제한되어 있는 상황에서⁽⁹⁾ 쉽게 사용 가능한 유망한 물질이라고 할 수 있다. 이런 이유로 본 연구에서는 암모니아/물을 작동유체로 선택하였고 VCCSC 사이클이 가정용의 소용량 시스템으로 사용되기 보다는 시스템을 감독하기 용이한 산업용 또는 지역난방용의 대용량으로 사용되는 것이 타당하므로 대용량의 히트펌프에 대하여 연구를 수행하였다.

2. 사이클 해석

2.1 VCCSC 하이브리드 사이클의 작동원리

Fig. 1은 암모니아/물을 작동유체로 하는 VCCSC 하이브리드 사이클을 포화압력-포화온도 선도에 나타낸 것이다. 참고로 본 논문에서는 용액의 조성을 논할 때 증기압이 높은 암모니아를 기준으로 해서 암모니아가 많이 함유된 것을 농용액(strong solution), 적게 함유된 것을 희용액(weak solution)으로 표시하였다. VCCSC 하이브리드 사이클에서 업소버와 디소버는 각각 전형적인 증기압축식 히트펌프에서의 응축기와 증발기에 해당한다. 먼저 디소버에서는 주로 증기압이 높은 암모니아가 6-1까지의 온도구간에 걸쳐 증발하게

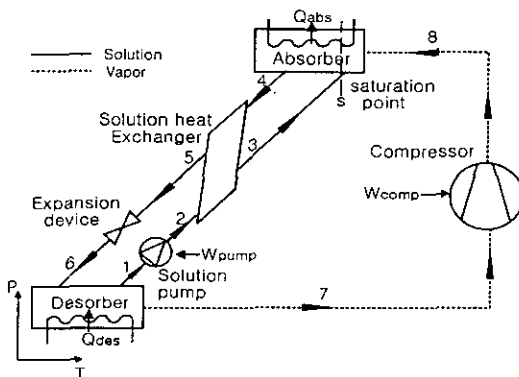


Fig. 1 Schematic diagram of a VCCSC on a P-T diagram.

되며 이 과정에서 물도 소량 증발한다. 이렇게 생성된 증기는 압축기를 통해 압축되며(7-8) 남아 있는 희용액은 펌프를 통해 압축되어 고압의 용액이 된다(1-2). 이렇게 압축된 증기와 고압 용액이 업소버에서 만나고 흡수과정이 발생한다(3-4). 업소버에서 증기의 흡수가 일어나는 동안 열은 외부 열전달 유체를 통해 방출된다. 그 뒤 농용액은 팽창밸브를 통해 압력이 낮아지고 디소버로 다시 돌아가는 과정을 이루게 된다. 또한 용액열교환기(SHX)에서는 온도가 높은 농용액(4-5)과 온도가 낮은 희용액(2-3) 사이에 열교환이 이루어진다.

2.2 VCCSC 하이브리드 사이클의 성능계수

본 연구에서는 순수냉매를 작동유체로 사용하는 증기압축식 사이클을 기준으로 VCCSC 하이브리드 사이클의 성능 향상 효과를 살펴보는 데 주안점을 두었다. 주어진 외부조건 하에서 증기압축식 사이클과 VCCSC 하이브리드 사이클의 최적 작동조건을 결정하는 데에는 다음과 같은 근본적인 차이가 있다.

증기압축식 히트펌프의 성능계수는 다음과 같이 정의된다.

$$COP = \frac{Q_{cond}}{W_{comp}} \quad (1)$$

여기에서 Q_{cond} 와 W_{comp} 는 각각 응축기에서 방출되는 열량과 압축기에서 소요되는 일이다. 실제 응용사례에서 우리가 얻고자 하는 열량 즉 응축기에서 방출되는 열량이 일정할 때 COP는 압축기일 W_{comp} 을 최소화할 수 있는 작동조건에서 가장 높으며 압축기일은 압축기 입출구의 압력비 P_{cond}/P_{evap} 가 작을수록 감소한다.

한편 VCCSC 하이브리드 사이클의 경우 성능계수는 다음과 같이 정의된다.

$$COP = \frac{Q_{abs}}{W_{comp} + W_{pump}} \quad (2)$$

여기에서 Q_{abs} 는 업소버에서 방출되는 열량이고 W_{comp} 와 W_{pump} 는 각각 압축기와 펌프에서 소요

되는 일이다. VCCSC 하이브리드 사이클에서도 이론적으로는 증기압축식 사이클과 동일하게 압력비가 최소가 될 때에 압축기일도 최소가 되며 W_{comp} 가 W_{pump} 에 비해 매우 크므로 W_{comp} 가 최소가 될 때 성능계수가 가장 높게 된다고 할 수 있다. 그러나 VCCSC 사이클의 경우 용액열교환기의 성능이 다음에서 설명하는 바와 같이 W_{comp} 와 W_{pump} 그리고 Q_{abs} 에도 큰 영향을 미치므로 VCCSC 사이클의 최적 성능계수를 결정하려면 다음과 같이 정의되는 SHX의 열교환손실량을 고려해야만 한다.

$$Q_{shx, max} = \dot{m}_2 C p_2 (T_4 - T_2) \quad (3)$$

$$Q_{shx, loss} = Q_{shx, max} (1 - \epsilon_{shx}) \quad (4)$$

여기서 $Q_{shx, max}$ 는 SHX의 크기가 무한대인 경우에 SHX를 통해 교환될 수 있는 최대 열량을 나타내며 $Q_{shx, loss}$ 는 SHX의 크기가 유한하기 때문에 SHX를 통해 교환되는 열량이 $Q_{shx, max}$ 보다 줄어드는 양을 나타낸다. 한편 ϵ_{shx} 는 용액열교환기의 열교환기 유용도로 다음과 같이 정의된다.

$$\epsilon_{shx} = \frac{(T_3 - T_2)}{(T_4 - T_2)} \quad (5)$$

한편 업소버에서도 SHX의 크기가 유한하기 때문에 SHX의 크기가 무한대인 경우 최대로 방출할 수 있는 열량인 $Q_{abs, max}$ 에 비해 $Q_{shx, loss}$ 만큼 방출열량이 감소하고(식(6) 참조) 디소버에서도 흡수열량이 동일한 양만큼 감소한다.

$$Q_{abs} = Q_{abs, max} - Q_{shx, loss} \quad (6)$$

비록 VCCSC 사이클도 이론적으로는 증기압축식 사이클과 마찬가지로 압축기 입출구의 압력비가 가장 작게 될 때 최적의 성능계수를 내는 것으로 알려져 있기는 하지만^(5,6) 실제 시스템의 경우에는 업소버 내의 유량에 의한 영향을 많이 받게 된다. 식(7)을 통해 알 수 있듯이 업소버의 방출열량 Q_{abs} 가 일정할 때 업소버의 온도구배 ΔT_{abs}

가 작을수록 업소버 내를 흐르는 용액의 유량이 증가하게 된다.

$$Q_{abs} = \dot{m}_4 C p \Delta T_{abs} \quad (7)$$

이처럼 업소버 내의 유량이 증가하게 되면 자동적으로 디소버 출구의 증기와 회용액의 유량도 증가하게 된다. 따라서 업소버 내의 유량 증가는 팽창밸브에서의 팽창손실(Fig. 1의 5-6 과정)과 압축기일과 펌프일 증가의 요인이 되며 또한 식(3), (4)을 통해 알 수 있듯이 ϵ_{shx} 가 일정한 경우 열교환손실량 $Q_{shx, loss}$ 증가의 요인도 된다.

이런 이유로 실제 VCCSC 하이브리드 사이클에서의 최적작동조건은 압력비뿐만 아니라 업소버 내의 유량에 의해서도 영향을 받게 되며 식(2)과 (6)를 사용하여 실제 VCCSC 사이클의 성능계수를 정리하면 다음과 같다.

$$COP = \frac{Q_{abs, max} - Q_{shx, loss}}{W_{comp} + W_{pump}} \quad (8)$$

2.3 사이클 해석 프로그램

현재 흡수식 사이클 모델링에 많이 사용되고 있는 프로그램으로는 ABSIM(Absorption Simulation)^(10,11)과 EES(Engineering Equation Solver)⁽¹²⁾가 있다. ABSIM은 모듈러 타입(modular type)의 프로그램으로서 지배방정식을 포함하고 있으며 설계자가 원하는 유닛을 서로 연결해 주기만 하면 자동으로 지배방정식이 생성되고 해를 내기 때문에 사용하기 편리하다는 이점이 있다. EES는 비선형 방정식에 대한 해를 구하는 데 이용되지만 대부분의 CFC 및 HCFC에 대한 물성치를 포함하고 있어 흡수식 사이클 모델링에도 유용하게 이용되고 있다. 또한 EES를 사용하는 경우 그 안에 그래프와 표 기능 등이 있어 쉽게 결과를 분석할 수 있으므로 본 연구에서는 EES로 시뮬레이션을 수행하였다.

2.4 입력값과 가정

본 연구에서는 사이클의 성능을 최적화하는 조건을 결정하기 위해 외부 열전달유체의 온도조건

Table 1 Input parameter

P_{max} (kPa)		2500
ΔT_{abs} (°C)		6-33
UA (kW/K)	Absorber	200
	Desorber	120
External heat sink and source temperature (°C)	Case A	$T_{sink}=60-80$ $T_{source}=30-10$
	Case B	$T_{sink}=60-80$ $T_{source}=15-10$
	Case C	$T_{sink}=75-80$ $T_{source}=30-10$
	Case D	$T_{sink}=75-80$ $T_{source}=15-10$
Q_{abs}		1 MW

에 따라 4가지 경우를 선정하고 시뮬레이션을 수행하였다(Table 1 참조). A는 업소버와 디소버를 흐르는 외부 열전달 유체의 온도구배가 똑같이 20°C로서 온도구배가 상당히 큰 경우이고, B는 온도구배가 업소버측이 20°C 디소버측이 5°C인 경우이며 C는 업소버측이 5°C 디소버측이 20°C인 경우로서 B, C는 외부 열전달 유체의 온도구배가 상당히 다른 경우이다. 그리고 D의 경우는 업소버와 디소버측의 외부 열전달 유체의 온도구배가 모두 5°C로서 온도구배가 작은 경우이다. 사이클 시뮬레이션에 사용된 입력값은 Table 1에 있으며 모든 경우에 업소버에서의 방출열량 Q_{abs} 는 1 MW로 정하였다.

한편 시뮬레이션에서는 다음과 같이 가정하였다.

(1) 업소버와 디소버 출구(Fig. 1에서 점 4, 1)는 포화상태이다.

(2) 업소버의 처음 부분에서 용액과 증기가 서로 만나 평형상태에 도달할 때까지는 단열과정으로 간주한다(Fig. 1에서 업소버의 첫 부분부터 포화상태 s까지의 구간).

(3) 열교환기 내에서의 압력강하와 배관에서의 열량손실은 무시한다.

(4) 압축기의 등엔트로피 효율은 80%, 체적효율은 100%, 펌프의 등엔트로피 효율은 65%로 일정하다.

각 경우마다 ΔT_{abs} 에 따라 압축기에 들어가는 체적유량이 다르므로 압축기의 크기는 이것을 반

영할 수 있도록 가변형으로 가정하였다. 압축기의 상대적 크기는 다음과 같이 업소버의 방출열량당 압축기의 체적유량으로 정의되는 SCD로 나타내며 결과를 나타내는 그림에도 표시되어 있다(Fig. 4 참조).

$$SCD = \frac{\dot{m}_7 v_7}{Q_{abs} \eta_{vol}} \quad (9)$$

2.5 사이클 해석방법

EES 프로그램은 변수와 방정식의 개수를 맞추어 주면 뉴턴 방법을 사용하여 비선형 방정식의 모든 해를 구하게 되어 있으며 시뮬레이션 프로그램은 사이클을 구성하는 각각의 요소에서 질량, 농도 및 열량의 평형 방정식을 기본으로 하여 구성된다. 시뮬레이션 방법은 먼저 Table 1에 주어진 P_{max} , Q_{abs} , ΔT_{abs} , UA_{abs} 그리고 업소버측의 외부열전달 유체의 입출구 온도를 이용하여 4번 점과 포화상태인 s점의 온도를 구한다. 그리고 포화상태인 s점의 온도와 최고압력을 이용하여 회용액의 농도를 구하고 포화상태로 가정한 4번 점의 온도와 압력을 이용하여 농용액의 농도를 구할 수 있다. 계산된 회용액의 농도와 포화상태인 1번 점의 압력을 이용하면 1번 점의 물성치를 계산할 수 있는데 이때 압력은 입력값이 아니므로 각 부분에서의 질량보존식, 에너지 방정식과 함께 동시에 풀리는 것으로 되어 있다. 팽창밸브는 등엔탈피 과정으로서 팽창밸브 전후의 엔탈피가 같다고 하여 해석하였으며 W_{pump} 는 등엔트로피 효율이 일정한 것으로 가정하고 다음식에 의해 계산하였다.

$$W_{pump} = \dot{m}_1 v_1 (P_2 - P_1) / \eta_{pump} \quad (10)$$

압축기에서도 역시 등엔트로피 효율이 일정한 것으로 하여 7번 점과 8번 점의 물성치를 결정할 수 있다. 디소버에서는 외부 열전달 유체의 입출구 온도와 UA_{des} 를 이용하여 열전달량을 계산하며 3번 점과 5번 점의 물성치를 계산하기 위하여 SHX의 열교환기 유용도를 이용하였다. 그러나 Åhlby⁽⁶⁾의 연구에서는 SHX를 포함한 모든 열교환기에서 UA 값을 이용하여 계산했다.

각 부분에서 사용된 방정식을 살펴보면 다음과 같다.

2.5.1 업소버

냉매증기와 회용액이 만나 응축되는 부분으로서 출구상태는 포화액 상태로 가정하였다.

$$\dot{m}_8 + \dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (11)$$

$$\dot{m}_8 x_8 + \dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 \quad (12)$$

$$\dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 + Q_{abs} \quad (13)$$

2.5.2 디소버

농용액이 들어가서 증발되어 출구에서는 증기와 회용액 상태로 분리된다.

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_1 + \dot{m}_7 \quad (14)$$

$$\dot{m}_6 x_6 = \dot{m}_1 x_1 + \dot{m}_7 x_7 \quad (15)$$

$$\dot{m}_6 h_6 + Q_{des} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_7 h_7 \quad (16)$$

2.5.3 SHX

온도가 높은 농용액과 온도가 낮은 회용액간에 열교환이 이루어지는 부분으로서 최대열교환이 이루어진다고 가정한 경우 농용액측과 회용액측에서 각각 주고받는 열량 중 더 적은 것을 SHX에서의 최대열교환량으로 하고 이 값에 열교환기 유용도를 곱하여 출구상태를 결정한다. 다음 식에서 Q_1 은 농용액측에서 줄 수 있는 최대열량이며 Q_2 는 회용액측에서 받아들일 수 있는 최대열량이다. $Q_{shx, max}$ 는 Q_1 과 Q_2 중 더 적은 것을 선택한다. 그리고 h_5 는 농용액측의 출구온도가 T_2 (Fig. 1 참조)에 이르렀을 경우의 엔탈피값이고 h_3 는 회용액측의 출구온도가 T_4 (Fig. 1 참조)에 이르렀을 경우의 엔탈피값이다.

$$Q_1 = \dot{m}_4 (h_4 - h_5) \quad (17)$$

$$Q_2 = \dot{m}_2 (h_3 - h_2) \quad (18)$$

$$h_5 = h_4 - \epsilon_{shx} (Q_{shx, max} / \dot{m}_4) \quad (19)$$

$$h_3 = h_2 + \epsilon_{shx} (Q_{shx, max} / \dot{m}_2) \quad (20)$$

3. 결과 및 논의

본 연구에서는 증기압축식 사이클과 흡수식 사이클의 단점을 보완하고자 개발된 VCCSC 하이브리드 사이클의 성능을 최적화하는 조건을 결정하기 위해 암모니아/물을 작동유체로 하여 1MW급 히트펌프에 대한 시뮬레이션을 수행하였으며 성능에 영향을 미치는 변수들을 살펴보았다.

3.1 COP에 대한 P_{max} 와 ΔT_{abs} 의 영향

Åhlby et al.는 VCCSC 하이브리드 사이클의 성능을 최적화할 때 가장 중요한 변수가 P_{max} 와 ΔT_{abs} 임을 보여주었다⁽⁶⁾(Fig. 2 참조). 첫번째 최적화 변수인 P_{max} 는 업소버측의 압력으로서 본 연구에서는 이를 2,500 kPa로 정하였다. 이 같은 한계치는 현재 사용 가능한 재료를 기준으로 한 것이며 더 비싼 재료를 사용한다면 P_{max} 는 더 높아질 수도 있다. Åhlby et al.⁽⁶⁾과 Hultén and Berntsson⁽⁷⁾에 따르면 어떤 주어진 조건하에서 업소버측의 압력이 높을수록 VCCSC 사이클의 성능이 향상된다고 하는데 그 이유는 Fig. 2에서 알 수 있듯이 어떤 주어진 온도에서 용액의 압력이 증가할수록 암모니아의 농도가 증가하며 그 결과 물의 함량이 감소하기 때문이다.

Table 2는 P_{max} 의 증가에 따른 COP, 회용액의 유량 \dot{m}_1 , 압축기 유량 \dot{m}_7 , W_{pump} , W_{comp} , $W_{shx, loss}$ 를 보여준다. 표를 살펴보면 압력이 증가함에 따라 암모니아의 농도가 증가하여 단위 냉

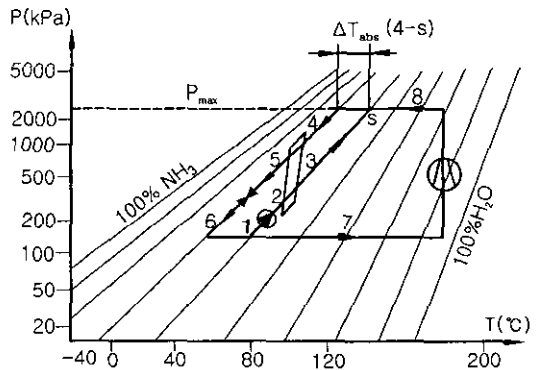


Fig. 2 VCCSC shown in Dühring diagram.

Table 2 Variation of COP with P_{max}

P_{max}	COP	\dot{m}_1	\dot{m}_7	W_{pump}	W_{comp}	$W_{shx, loss}$
1,500	2.103	9.189	0.8508	22.71	452.8	457.6
2,000	2.285	6.572	0.8454	22.03	415.6	332.4
2,500	2.5	4.25	0.8281	18.17	381.9	217.6

매 증기당 회용액의 양, 즉 같은 양의 증기를 발생시키기 위해 필요한 회용액의 유량이 감소한다는 것을 알 수 있고 이 같은 유량감소로 인해 W_{pump} 와 $W_{shx, loss}$ 가 감소하여 COP가 증가하는 것을 확인할 수 있다. 그리고 압력이 증가할수록 증기의 비체적이 감소하여 SCD도 많이 감소하게 되므로 압축기 설계에도 유리하다고 할 수 있

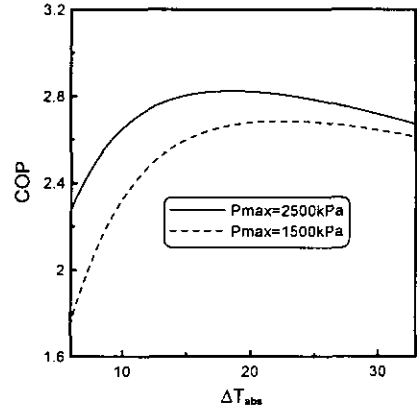
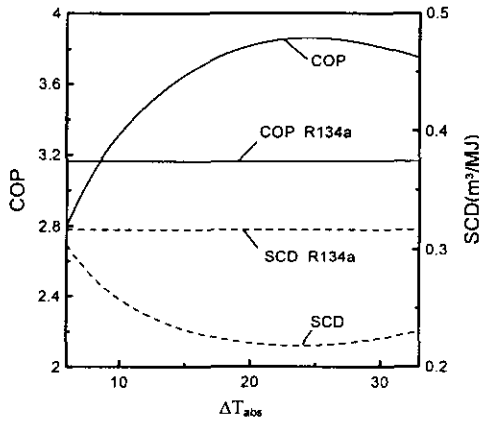
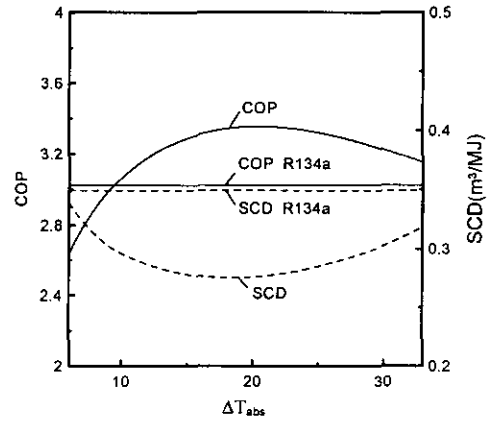


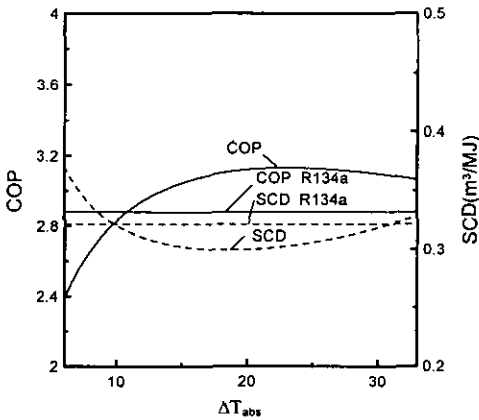
Fig. 3 Variation of COP as a function of ΔT_{abs} for 2 maximum pressure, Case D.



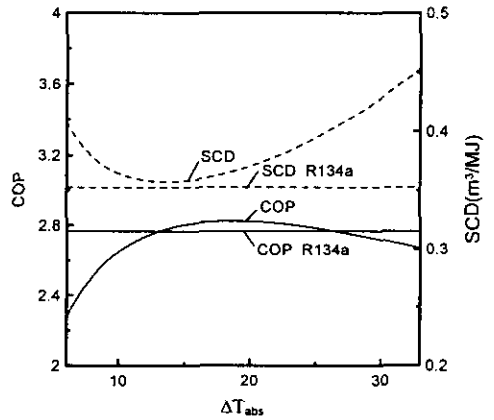
(A) Case A



(B) Case B



(C) Case C



(D) Case D

Fig. 4 COP and SCD for the VCCSC and R134a cycle shown as a function of ΔT_{abs} .

다. Amrane et al.⁽⁶⁾의 연구에서는 회용액의 농도가 증가할수록 비열용량 $\rho \cdot Cp$ 이 감소하기 때문에 SHX에서의 열교환손실량이 감소한다고 했는데 본 연구에서도 그 사실을 확인할 수 있었다.

Fig. 3은 D 경우에 대해 최고 압력이 2,500 kPa와 1,500 kPa인 경우 업소버 온도구배에 따른 COP의 변화를 나타내고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 압력이 낮은 경우 $Q_{shx, loss}$ 와 W_{pump} 가 증가함에 따라 최적의 ΔT_{abs} 는 더 높은 값으로 이동한다. 그 이유는 식(7)에서 알 수 있듯이 ΔT_{abs} 가 커질수록 용액순환부의 유량이 감소하여 $Q_{shx, loss}$ 와 W_{pump} 가 줄어들기 때문이다.

두번째 최적화변수인 ΔT_{abs} 는 업소버에서 냉매증기와 회용액이 만나 평형상태에 도달한 후부터 업소버 출구까지의 온도차를 나타내는 것으로서 이 값 역시 시스템의 성능에 큰 영향을 미친다.^(6,7) VCCSC 사이클은 혼합매체를 작동유체로 사용하므로 이론적으로는 ΔT_{abs} 값이 외부 열전달 유체의 온도구배와 같을 때 성능이 가장 좋게 되며 그 결과 최적의 ΔT_{abs} 값은 외부 열전달 유체의 온도구배에 영향을 받게 된다.

Fig. 4는 네 경우에 대해 ΔT_{abs} 의 변화에 따른 COP의 변화를 보여주며 Fig. 5는 D 경우에 대해 $Q_{shx, loss}$, W_{comp} , W_{pump} 의 변화를 보여준다. Fig. 4에서 볼 수 있듯이 각 경우마다 COP를 최대로

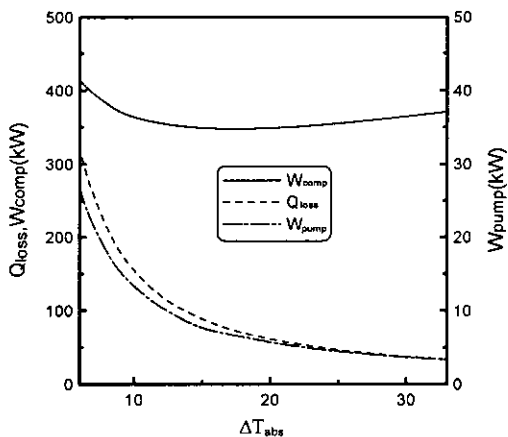


Fig. 5 $Q_{shx, loss}$, W_{comp} and W_{pump} as a function of ΔT_{abs} , Case D.

Table 3 Optimum ΔT_{abs} for 4 Cases

Case		ΔT_{abs}		
		Theoretical minimum pressure ratio	Minimum W_{comp}	Optimum COP
A	$T_{sink}=60-80$ $T_{source}=30-10$	20	24	24
B	$T_{sink}=60-80$ $T_{source}=15-10$	5-20	19	20
C	$T_{sink}=75-80$ $T_{source}=30-10$	5-20	21	23
D	$T_{sink}=75-80$ $T_{source}=15-10$	5	18	19

하는 ΔT_{abs} 가 서로 다른데 그 이유는 최적의 조건이 되려면 ΔT_{abs} 가 외부 열전달 유체의 온도구배에 따라 변화하고 그 결과 W_{comp} , W_{pump} , $Q_{shx, loss}$ 등도 변하기 때문이다. ΔT_{abs} 가 감소하면 용액순환부를 흐르는 용액의 양이 증가하게 되고 결국 식(3)에서 알 수 있듯이 $Q_{shx, loss}$ 가 증가하게 되며 그 결과 COP는 급격히 감소하게 된다. 또한 순환되는 용액의 양이 증가하면 펌프 일 W_{pump} 도 증가하게 되므로 W_{pump} 도 $Q_{shx, loss}$ 와 같은 경향을 보이게 된다.

결론적으로 VCCSC 사이클의 COP는 식(8)에 의거하여 W_{comp} , W_{pump} , 그리고 $Q_{shx, loss}$ 에 의해 결정되며 따라서 이들 각각이 COP에 미치는 영향을 살펴보는 것이 중요하다. W_{comp} , W_{pump} 그리고 $Q_{shx, loss}$ 의 변화는 네 경우 모두에 대해 Fig. 5의 D 경우와 같은 경향을 보인다. 즉 ΔT_{abs} 가 증가할수록 용액의 유량 감소로 인하여 $Q_{shx, loss}$ 와 W_{pump} 는 감소하는 반면 W_{comp} 는 압력비와 유량의 영향으로 어떤 특정한 ΔT_{abs} 값에서 최소값을 갖게 된다. Table 3은 A, B, C, D 네 경우에 대해 이론적인 성능이 최고가 될 때 즉 ΔT_{abs} 가 외부 열전달 유체의 온도구배와 같을 때의 ΔT_{abs} , W_{comp} 가 최소가 될 때의 ΔT_{abs} , 최적의 성능계

수를 내는 ΔT_{abs} 를 보여주고 있다. 표에서 알 수 있듯이 A 경우 W_{comp} 는 24℃일 때 최소가 되며 사이클의 COP도 24℃일 때 최대가 된다. 그리고 B 경우에는 A 경우보다 약간 작은 값에서 W_{comp} 가 최소가 되고 최적의 ΔT_{abs} 도 약간 감소한다. 업소버와 디소버측의 외부 열전달 유체의 온도구배가 모두 작은 D의 경우 이론적인 최적의 ΔT_{abs} 값에서 업소버 내를 흐르는 유량이 많기 때문에 $Q_{shx, loss}$ 와 W_{pump} 가 커지므로 최적의 ΔT_{abs} 를 선택하는 것은 더 중요해진다. 이 경우 최적의 ΔT_{abs} 는 외부 열전달 유체의 온도구배보다 상당히 크게 되었을 때 COP가 최대가 된다.

이와 같이 실제 VCCSC 하이브리드 사이클에서 최적의 ΔT_{abs} 는 외부 열전달 유체의 온도구배가 감소할수록 이론적인 ΔT_{abs} 값보다 점점 더 증가하게 된다. Åhlby et al.⁽⁶⁾의 연구에 따르면 업소버나 디소버측의 외부 열전달 유체의 온도구배가 둘 다 크거나 한쪽이라도 큰 경우(A, B, C) 최적의 ΔT_{abs} 는 외부 열전달 유체의 온도구배가 더 큰 값에 가깝다고 하는데 본 연구 결과도 같은 경향을 보이고 있다. 그리고 Hultén and Berntsson⁽⁷⁾은 업소버와 디소버측의 외부 열전달 유체의 온도구배가 같은 경우(본 연구에서는 A, D 경우가 이에 해당됨) VCCSC 하이브리드 사이클의 성능계수는 항상 ΔT_{abs} 가 업소버측의 외부 열전달 유체의 온도구배보다 더 클 때 가장 좋게 되며 외부 열전달 유체의 온도구배가 클수록 성능향상도 크다는 결론을 얻었는데 Fig. 4에서 확인할 수 있듯이 본 연구 결과도 동일한 추세를 나타내고 있다.

3.2 COP에 대한 SHX의 영향

COP는 ΔT_{abs} 에 영향을 받으며 ΔT_{abs} 는 SHX의 크기에 영향을 받는다. 따라서 SHX의 크기(혹은 유용도)에 따른 COP의 변화를 살펴보는 것이 중요하다. Fig. 6은 D 경우에 대해 SHX의 유용도 변화에 따른 COP 변화를 보여주고 있다. D 경우와 같이 외부 열전달 유체의 온도구배가 작은 조건을 선택한 이유는 이론적인 최적 조건

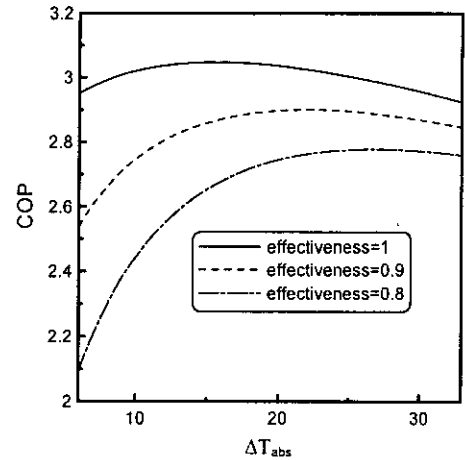


Fig. 6 Variation of COP as a function of ΔT_{abs} for 3 effectiveness of the solution heat exchanger, Case D.

에서 업소버 내의 유량이 많으므로 ΔT_{abs} 가 큰 경우에 비해 식(4)에 의한 $Q_{shx, loss}$ 가 매우 크기 때문이다. 따라서 이론적인 최적의 ΔT_{abs} 가 큰 경우와 작은 경우를 비교할 때 SHX의 유용도를 똑같이 증가시키더라도 ΔT_{abs} 가 작은 경우의 $Q_{shx, loss}$ 감소량이 더 크다. 그러므로 외부 열전달 유체의 온도구배가 감소할수록 SHX의 유용도 변화에 따라 COP는 좀더 민감하게 반응한다는 것을 알 수 있다.⁽⁶⁾

SHX의 유용도가 증가할수록 $Q_{shx, loss}$ 가 감소하여 결국 COP는 주로 W_{comp} 의 영향만을 받게 되므로 최적의 ΔT_{abs} 는 이론적인 최적의 ΔT_{abs} 값에 더 가까이 접근하게 된다. Fig. 6을 살펴보면 SHX의 열교환효율이 높아질수록 최적의 ΔT_{abs} 가 이론적인 최적치 5℃쪽에 가깝게 왼쪽으로 이동하는 것을 알 수 있다.

3.3 HFC134a를 사용하는 증기압축식 사이클과 비교

최근까지 CFC12는 가정용 냉동/냉장고나 자동차 에어컨의 냉매로 많이 사용되어 왔다. 그러나 1987년 몬트리얼 협정 이후 환경보호를 위하여

선진국에서는 이미 CFC12를 폐기하였고 개도국에서도 수 년 안에 폐기해야만 한다. 따라서 CFC12를 냉매로 사용하던 부문에서는 이를 대체해야만 하며 이를 위한 대체냉매로서 대두된 것이 환경친화적 냉매인 HFC134a이다. 본 연구에서는 앞으로도 꾸준히 사용 가능한 냉매인 HFC134a를 적용한 증기압축식 사이클의 성능과 암모니아/물을 냉매로 사용하는 VCCSC 하이브리드 사이클의 성능을 비교하였다.

HFC134a 사이클의 성능은 Jung and Radermacher⁽¹³⁾가 개발한 성능 모사 프로그램을 이용하여 구했으며 UA 값은 VCCSC 하이브리드 사이클과 동일한 값을 사용하였다(Table 1 참조): (1) $(UA)_{cond} = (UA)_{abs} = 200 \text{ kW/K}$, (2) $(UA)_{evap} = 0.6 (UA)_{cond} = 120 \text{ kW/K}$. 시뮬레이션에서는 HFC134a를 적용한 증기압축식 사이클에 대해 압축기입구 증기의 과열도를 10°C로 정하였고 응축열량은 VCCSC 하이브리드 사이클과 동일한 1MW로 정하였다.

시뮬레이션 결과를 비교해 보면 VCCSC 하이브리드 사이클의 COP가 HFC134a 사용 증기압축식 사이클보다 2~22% 더 높은 것을 알 수 있다. Fig. 4를 살펴보면 VCCSC 사이클의 최대 COP가 HFC134a 사용 증기압축식 사이클의 COP보다 항상 높다는 것을 알 수 있다. 또한 외부 열전달 유체의 온도구배가 커질수록 HFC134a 사이클에 대한 VCCSC 하이브리드 사이클의 성능향상 폭이 더 컸다. 따라서 VCCSC 하이브리드 사이클을 이용할 때 가장 적합한 경우는 A와 같이 외부 열전달 유체의 온도구배가 다 같이 큰 경우이다.

Fig. 4는 VCCSC 사이클과 증기압축식 사이클의 압축기 크기를 나타내는 인자인 SCD도 함께 보여 주고 있다. D 경우를 제외한 모든 경우에서 VCCSC 사이클이 HFC134a 사용 증기압축식 시스템보다 더 낮은 SCD를 나타냈으며 이는 외부 열전달 유체의 온도구배가 작은 경우를 제외하면 VCCSC 사이클이 압축기 설계에 더 유리하다는 것을 의미한다.

4. 결 론

VCCSC 하이브리드 사이클은 에너지를 절약할

수 있는 많은 가능성을 내포하고 있으며 외부 열전달 유체의 온도구배에 따라 ΔT_{abs} 를 최적화시킴으로써 얻을 수 있는 성능향상이 큰 것으로 알려져 있다. 이에 본 연구에서는 고온영역에서 사용 가능한 유망한 물질인 암모니아/물을 사용하여 최적의 성능을 내는 ΔT_{abs} 를 찾고자 하였다. VCCSC 하이브리드 사이클에 대한 시뮬레이션을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) VCCSC 하이브리드 사이클에서는 외부 열전달 유체의 온도조건에 따라 가장 높은 COP를 내는 최적 작동조건이 존재하며 업소버의 온도구배를 최적화시켜 얻을 수 있는 사이클 성능향상이 매우 크다.

(2) VCCSC 하이브리드 사이클의 최적점은 증기압축식 사이클과는 달리 압력비가 최소가 되는 조건과 일치하지 않는다. 특히 외부 열전달 유체의 온도구배가 작은 경우 최적 작동점은 ΔT_{abs} 가 외부 온도구배보다 상당히 큰 값에서 찾을 수 있다.

(3) VCCSC 하이브리드 사이클에서는 외부 열전달 유체의 온도구배뿐만 아니라 P_{max} 와 SHX의 크기도 최적점의 결정에 영향을 미친다. 특히 외부 온도구배가 작을수록 $Q_{shx, loss}$ 가 급속히 증가하므로 SHX의 면적을 크게 함으로써 얻을 수 있는 효과는 증대한다.

(4) HFC134a를 작동유체로 사용하는 증기압축식 사이클과 VCCSC 하이브리드 사이클을 비교해 보면 VCCSC 하이브리드 사이클의 최고 COP는 모든 경우에 HFC134a 시스템보다 높은 것으로 나타났다. 일반적으로 이 VCCSC 하이브리드 사이클은 외부 열전달 유체의 온도구배가 큰 경우에 대해 증기압축 사이클 대신 사용할 수 있는 것으로 제안되어 왔지만 본 연구에서는 온도구배가 작은 경우에도 VCCSC 하이브리드 사이클이 더 우수한 결과를 얻었다. 다만 이 조건에서는 더 세심하게 작동조건을 최적화하는 것이 필요하다.

참고문헌

1. Lorenz, H., 1894, Beiträge zur Beurteilung von kühlmachines, Z VDI, pp. 62-68, 98-103.

2. Altenkirch, E., Kompressionskältemaschine mit Lösungskreislauf, *Kältetechnik* (1950) 10 250/259; (1950) 11 279-284; (1950) 12 310/315.
3. Åhlby, L. and Hodgett, D., 1987, Compression/absorption systems-Simulation of two cycles for different applications, *Proceedings of XIIIth ICR, Vienna*, pp. 785-792.
4. Groll, E. A., 1997, Current Status of Absorption/Compression Cycle Technology, *ASHRAE Trans.*, Vol. 103, Part 1, pp. 361-374.
5. Amrane, K., Rane, M. V. and Radermacher, R., 1991, Performance Curves for single stage vapor compression cycles with solution circuit, *J. Eng. for Gas Turbines and Power*, Vol. 113(2), pp. 221-227.
6. Åhlby, L., Hodgett, D. L. and Berntsson, T., 1991, Optimization study of the compression/absorption cycle, *Int. J. Refrig.*, Vol. 14, pp. 16-23.
7. Hultén, M. and Berntsson, T., 1999, The compression/absorption cycle-influence of some major parameters on COP and a comparison with the compression cycle, *Int. J. of Refrig.*, Vol. 22, pp. 91-106.
8. Stokar, M. and Trepp, Ch., 1987, Compression heat pump with solution circuit Part 1: design and experimental results, *Int. J. of Refrig.*, Vol. 10, pp. 87-96.
9. Brunin, O., Feidt, M. and Hivet, B., 1997, Comparison of the working domains of some compression heat pumps and a compression-absorption heat pump, *Int. J. Refrig.*, Vol. 20, No. 5, pp. 308-318.
10. Grossman, G. and Michelson, E., 1985, A modular computer simulation of absorption systems, *ASHRAE Trans.*, Vol. 95, Part 2b, pp. 1808-1827.
11. Grossman, G. and Wilk, M., 1994, Advanced modular simulation of absorption systems, *Int. J. of Refrig.*, Vol. 17, No. 4, pp. 231-244.
12. Klein, S. A. and Alvarado, F. L., 1992, EES-Engineering Equation Solver, F-Chart Software, WI 53562.
13. Jung, D. S. and Radermacher, R., 1991, Performance simulation of single evaporator domestic refrigerators charged with pure and mixed refrigerants, *Int. J. of Refrig.*, Vol. 14, No. 5, pp. 223-232.