

[논문] 태양에너지  
*Solar Energy*  
Vol. 19, No. 3, 1999

## Kalina 사이클과 재생 Rankine 사이클을 이용한 해양 온도차 발전 시스템

신상호\*, 정동수\*\*, 김종보\*\*, 서태범\*\*

\* 인하대학교 대학원

\*\* 인하대학교 기계공학과

## A Study of Ocean Thermal Energy Conversion Systems Using Kalina cycle and Regenerative Rankine cycle

S. H. Shin\*, D. S. Jung\*\*, C. B. Kim\*\*, T. B. Seo\*\*

\* *Graduate School, In-ha University*

\*\* *Department of Mechanical Engineering, In-ha University*

### ABSTRACT

Thermodynamic performance of a simple Rankine cycle, regenerative Rankine cycle, and Kalina cycle for Ocean Thermal Energy Conversion(OTEC) is evaluated under the same condition with various working fluids. The evaporator and condenser are modeled by a UA and LMTD method while the turbine and pump are modeled by considering isentropic efficiencies. As for the working fluids, R22, R134a, R32, propylene, ammonia are used for the Rankine cycles while ammonia/water and R32/R134a mixtures are used for Kalina cycle. Calculated results show that newly developed fluids such non-ozone depleting refrigerants as R134a and R32 perform as well as R22 and ammonia. The regenerative Rankine cycle showed a 1.2 to 2.8% increase in energy efficiency as compared to the simple Rankine cycle while the Kalina cycle with ammonia/water mixture showed a 1.8% increase in energy efficiency. The efficiency of the Kalina cycle with R32/R134a mixtures is

the same as that of a simple Rankine cycle using R22. Therefore, the regenerative Rankine cycle turns out to be best choice for OTEC applications.

**기 호 설 명**

- A : Heat transfer area(m<sup>2</sup>)
- DSC : Degree of subcooling(°C)
- DSH : Degree of superheat(°C)
- f : Ratio
- h : Enthalpy(kJ/kg)
- LMTD : Log mean temperature difference(°C)
- m : Mass flow rate(kg/s)
- P : Pressure(kPa)
- T : Working fluid temperature(°C)
- TS : Sea water temperature(°C)
- U : Overall heat transfer coefficient (kW/m<sup>2</sup>°C)
- W : Work(kW)
- x : Concentration(mass fraction of ammonia, kg/kg)

**Subscript**

- C, c : Condenser
- CSI : Cold sea water inlet
- CSO : Cold sea water outlet
- E, e : Evaporator
- high : High
- low : Low
- mid : Middle
- P : Pressure
- reg : Regenerator
- sub : Subcooling
- T : Turbine
- tp : Two-phase

- WSI : Warm sea water inlet
- WSO : Warm sea water outlet

**Greek**

- ε : Effectiveness
- ξ : Ratio of mass flow rate

**1. 서 론**

해양 온도차 발전(Ocean Thermal Energy Conversion, OTEC)의 핵심은 증기 발전 시스템의 가동을 위해 24°C ~ 30°C 정도의 표층수와 4°C 정도의 심층수 사이의 온도차를 이용한다는 것이다. 온도차가 이처럼 작기 때문에 OTEC 시스템의 열효율은 3~5%로 낮지만 무한한 무공해 에너지원을 이용한다는 장점으로 인해 장기적으로 그 발전 가능성이 매우 크다 할 수 있다. 따라서 현재는 OTEC 발전 시스템의 효율을 조금이라도 향상시키기 위한 고급 사이클 개발에 관한 연구가 진행되고 있다.

한 보고서에 의하면, 태양으로부터 바다로 흡수되는 에너지의 양은 총 37×10<sup>12</sup> kW이며 이는 현재 인류가 필요로 하는 에너지의 양인 9.8×10<sup>9</sup> kW보다 약 4000배나 되는 양으로, OTEC 시스템의 열효율이 3~5% 정도로 매우 낮음에도 불구하고 인류의 에너지 요구를 다 충족시킬 수 있다고 한다<sup>1)</sup>. 따라서 미국, 일본 등의 선진국을 비롯한 대만, 스리랑카, 인도 등 세계 여러 나라에서는 OTEC 발전에 대한 연구를 완료하였거나 진행하고 있다.

한국의 경우에도, 1989년부터 1991년까지 3년에 걸쳐 한반도에 적합한 OTEC 시스템 연구를 수행한 바 있으며 포항 근처의 동해안에서의 해수온도분포가 OTEC 발전에 적합하다는 것이 밝혀졌다<sup>2)</sup>. 이에 따라 본 연구소에는 1996년부터 현재까지 각종 고효율 사이클을 이론적으로 개발하고 있고 동시에 1 kW급 실험실 실증용 발전 시스템 및 20 kW급 원형 OTEC 발전 시스템을 설계, 제작하고 그 성능을 실험으로 측정하고 있다.

1987년 Kalina는  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  혼합물을 작동유체로 사용하는 OTEC 발전 사이클을 특허로 출원한 바 있는데 여기서 그는 표층수 및 심층수의 온도가 각각 27.89, 4°C인 경우 Kalina 사이클의 효율이 Rankine 사이클을 사용하는 경우보다 약 두 배나 된다고 하였다<sup>3,4)</sup>. 한편 1993년에 일본 사가대학의 Uehara 등은  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 를 작동유체로 사용하는 Kalina 시스템에 대한 연구 결과를 발표하였는데<sup>4)</sup>, 이 논문에서는  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  혼합물의 농도, 터빈 입구 온도 및 압력 그리고 재생기 효율 등의 여러 변수가 시스템 성능에 미치는 영향을 살펴보았다.

그 이후에 Uehara 등은 암모니아의 인화성과 유독성 등에 대한 문제를 언급하면서 1995년에 Kalina 사이클에  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  혼합물 대신 R32/R134a 혼합물을 사용할 것을 제안하기도 하였다<sup>5)</sup>. 이 연구에서 이들은 표층수 및 심층수의 온도가 각각 28, 4°C인 경우를 표준상태로 설정하여 사이클의 성능을 모사했으며 그 결과 Kalina 시스템의 열효율이  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 를 사용하는 경우나 R32/R134a 혼합물을 사용하는 경우나 약 5%로 거의 같다고 발표하였다.

그 이후에 Uehara 등은 Uehara 사이클이라는 새로운 시스템을 연구한 결과를 발표하였고<sup>6)</sup>, 그 논문에서 Rankine 사이클,  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 를 사용하는 Kalina 사이클, 그리고 Uehara 사이클의 효율을 비교 분석하여 Uehara 사이클의 우수성에 대해

여 언급하였다. 하지만 Uehara 사이클은 현재 연구가 진행 중에 있고 또 그 구성 요소가 너무 많아 실용성이 있을지 의문시되고 있다.

본 연구에서는 21세기의 환경 및 에너지 문제를 해결하기 위한 노력의 일환으로 OTEC 발전 시스템의 효율을 증대시키는 것에 초점을 맞추고 Uehara 등이 제안한  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 와 R32/R134a를 작동유체로 사용하는 Kalina 사이클과 재생 Rankine 사이클의 성능 모사를 위한 프로그램을 작성했으며 기본적인 폐쇄형 Rankine 사이클의 성능과 비교하였다<sup>4,5)</sup>.

## 2. 사이클 해석

### 2.1 Kalina 사이클

Fig. 1은 Kalina 사이클의 개략도이다. Kalina 사이클은 Rankine 사이클과는 달리  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 나 R32/R134a 등의 혼합매체를 사용한다는 특징을 가지고 있다. 따라서 Rankine 사이클에서 필요로 하는 증발기, 터빈, 응축기 그리고 펌프 외에도 분리기(separator), 재생기(regenerator), 팽창밸브(expansion valve) 그리고 혼합기(mixer) 등을 필요로 한다.

Fig. 1에서 실선은 액체의 흐름을 나타내고 굵은 선은 증기 또는 2상 상태의 흐름을 나타내며, 좀 더 세밀하게 표현하기 위하여 2상 상태의 흐름은 굵은 선 안에 빗금을 칠하여 암모니아 기류(6번 상태)와 구분하였다.

$\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 를 사용하는 Kalina 사이클의 작동원리는 다음과 같다. 재생기내에서 열교환을 마친 액상의  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  혼합물은 증발기안으로 들어와 따뜻한 표층수와 열교환을 하고 증발하게 된다. 이때 증발하는 기체는 대부분 증기압이 큰 암모니아이다. 이렇게 증발한 증기혼합물은 분리기내에서 포화증기 및 포화액체로 분리되며, 이때 분리된 포화증기는 터빈을 가동시키고 단열된 혼합

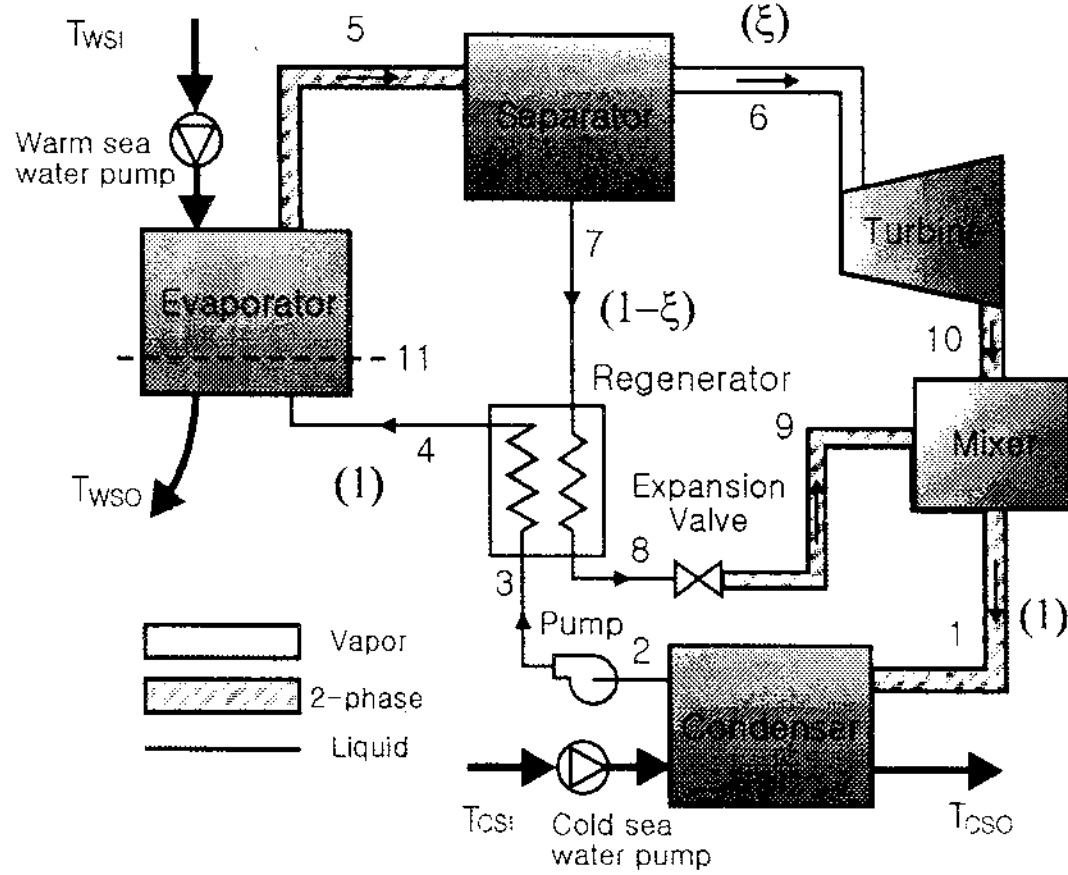


Fig. 1. Schematic diagram of a Kalina cycle

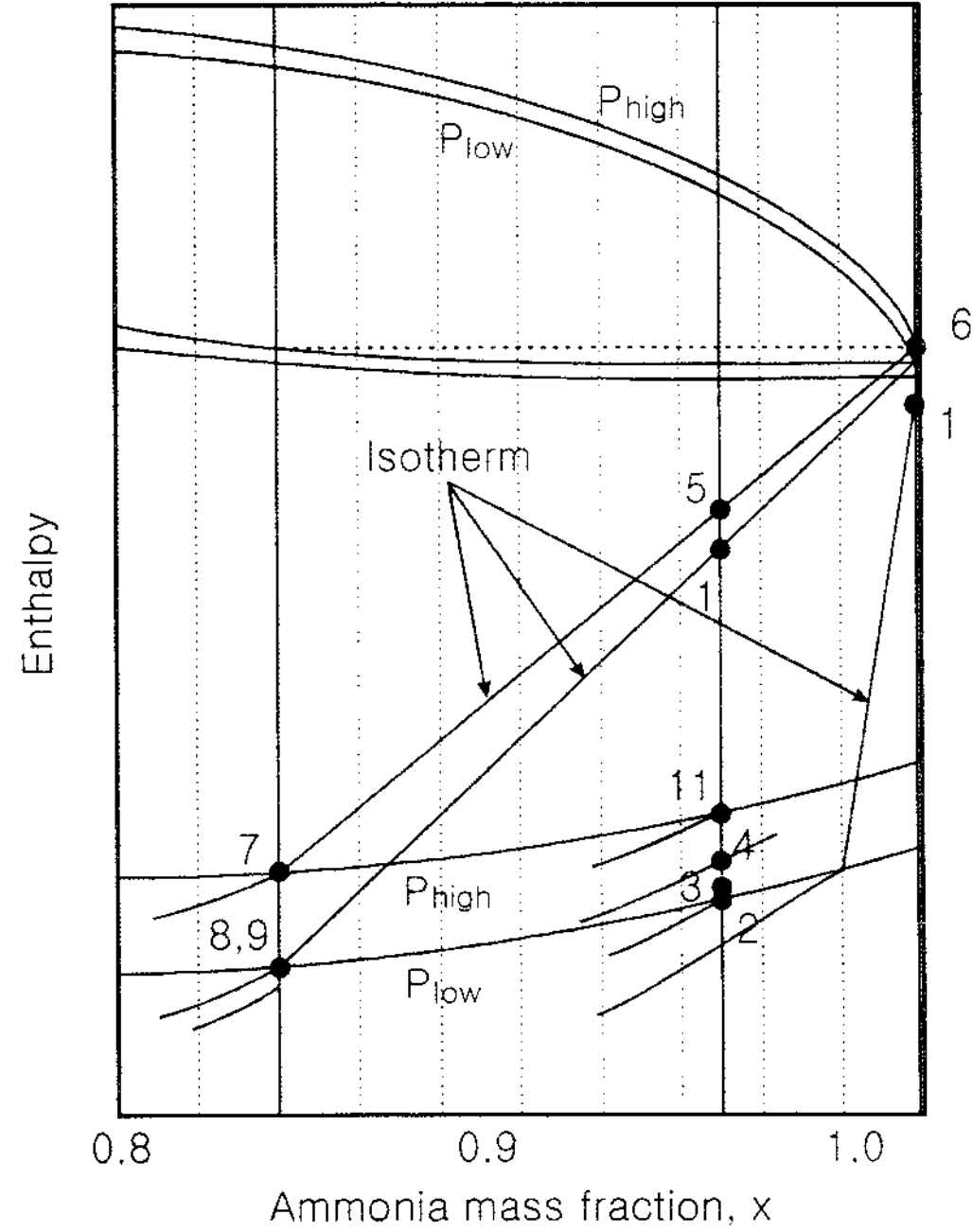


Fig. 3. Kalina cycle on a temperature-concentration diagram

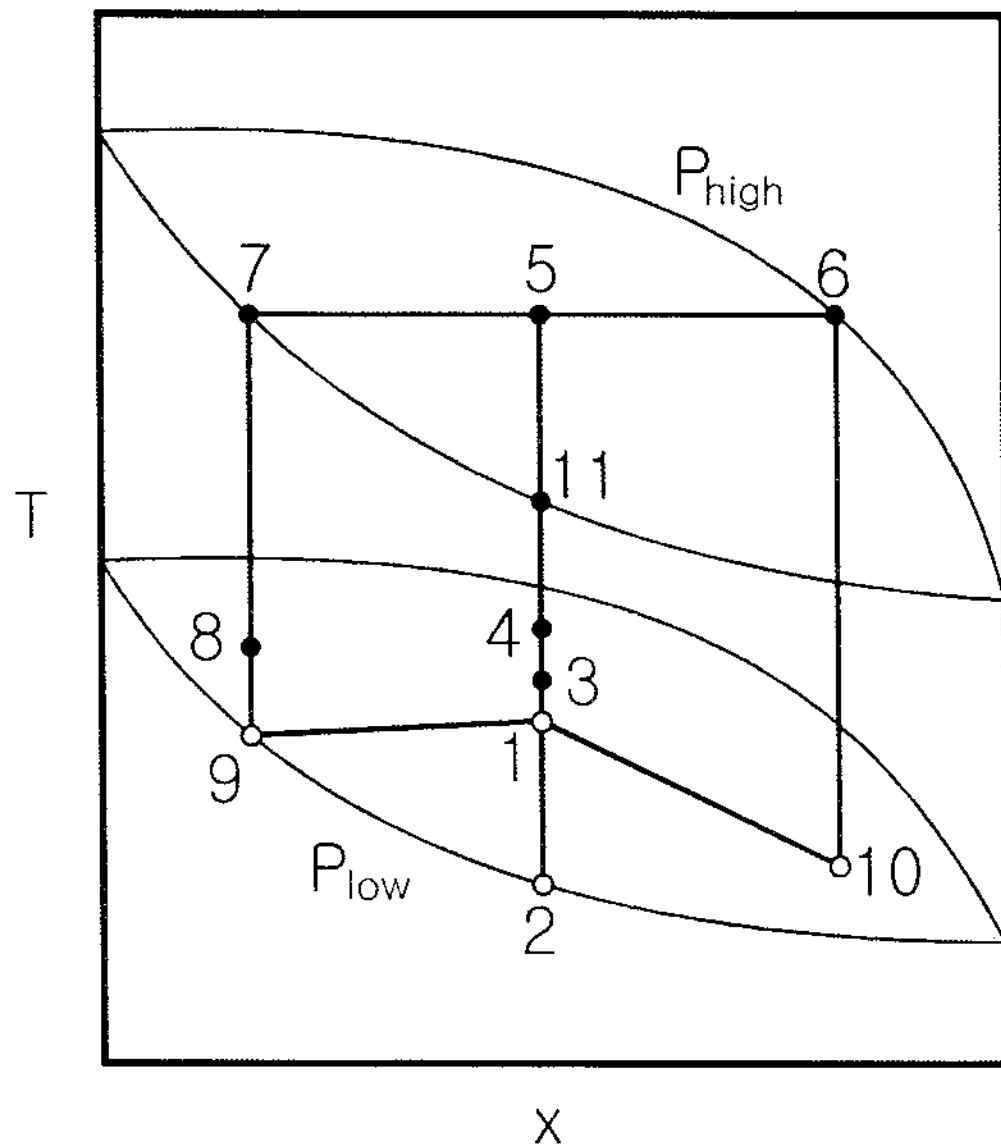


Fig. 2. Kalina cycle on a temperature-concentration diagram

기로 들어간다. 한편, 분리기에서 분리된 고온의 포화액체는 재생기로 들어가서, 펌프를 지나 증발기로 들어가는 과냉 상태의 NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O 수용액과 열교환을 하고 팽창 밸브를 거쳐 단열 혼합기로 들어간다. 단열 혼합기에서는 터빈에서 나온 증기와 재생기를 나온 액체가 혼합되고 2상 상태의 혼합물은 응축기로 들어가서 차가운 해수와 열교

환을 하여 포화액체가 되며, 이 포화액체는 펌프에 의해 재생기로 유입되고 증발기로 들어가 사이클을 완료하게 된다. Fig. 2와 Fig. 3은 각각 Kalina 사이클의 이해를 돕기 위해 온도-조성 (T-x) 선도와 엔탈피-조성(h-x) 선도를 이용하여 사이클의 상태점들을 표시한 것이다.

Kalina 사이클은 혼합물을 작동유체로 사용하기 때문에 기존의 OTEC 시스템에 사용되던 단순 Rankine 사이클에 비해 다음과 같은 특징을 갖게 된다. 첫째, Rankine 사이클에서 순수냉매를 사용하는 경우 증발기에서 냉매의 온도는 일정하지만 Kalina 사이클에서는 혼합냉매를 사용하기 때문에 증발이 일어남에 따라 혼합매체의 온도가 상승하므로 작동유체와 바닷물간의 온도조화를 이룰 수 있어 열전달에 의한 비가역성을 줄일 수 있다. 둘째, 응축기의 경우에는 증발기와는 반대로 혼합매체의 온도가 내려가며 바닷물의 온도는 올라가서 역시 온도 조화를 이루게 되고 따라서

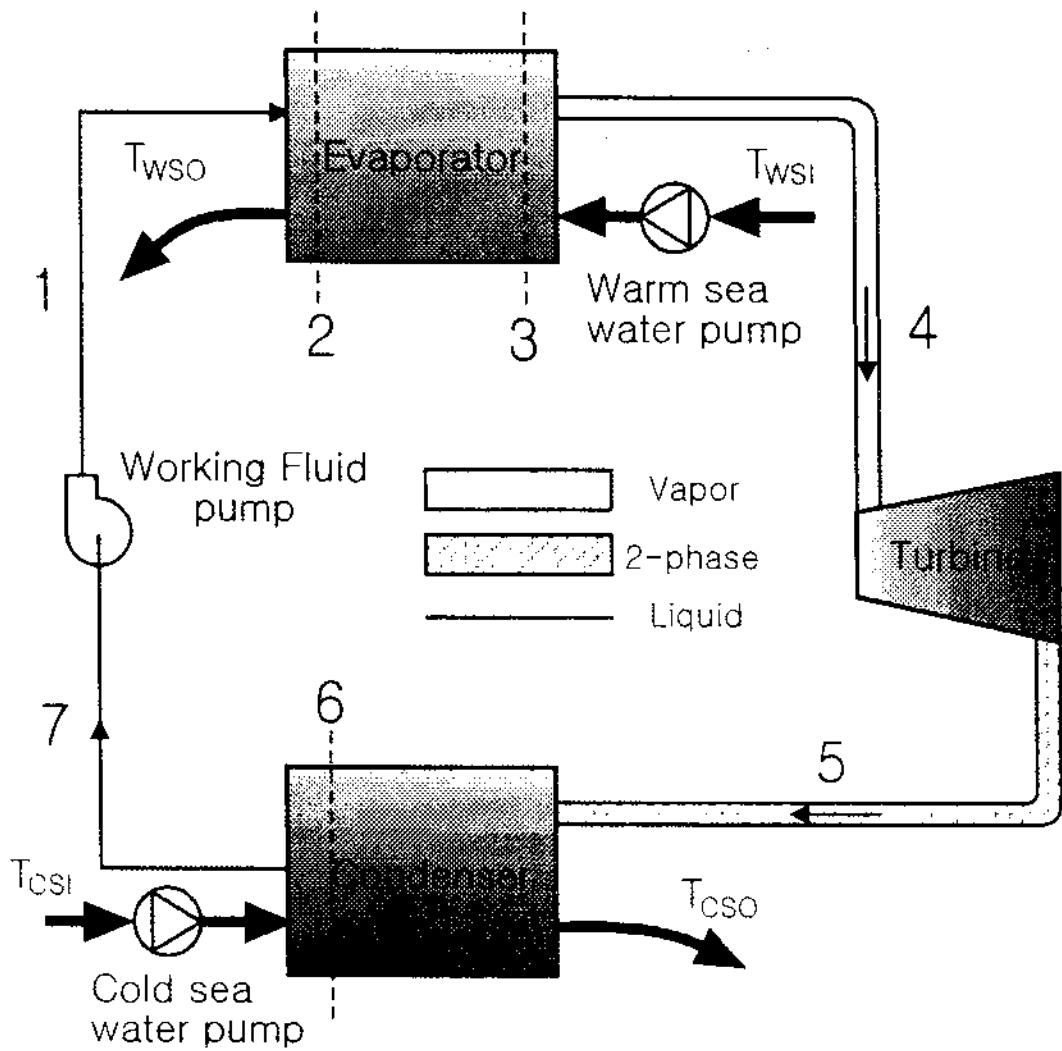


Fig. 4. Schematic diagram of a simple Rankine cycle

열교환시의 비가역성을 줄일 수 있다. 셋째, Kalina 사이클에서 주목해야 할 것은 터빈 출구의 온도가 감소한다는 점이다. 터빈 출구에서의 이같은 온도감소현상은 결론부에서 결과를 보이면서 설명할 것이다.

## 2.2 재생 Rankine 사이클

재생 Rankine 사이클을 설명하기에 앞서 간략하게 단순 Rankine 사이클을 설명하고자 한다. Fig. 4는 Rankine 사이클의 개략도를 보여주는데, OTEC용 Rankine 사이클은 기존의 발전 시스템에 쓰이는 Rankine 사이클과 다른 바가 거의 없다. 다만 표층수 및 심층수의 온도가 낮기 때문에 R22나 암모니아 등의 고압 작동유체를 사용하여 터빈을 구동한다는 점이 다르다.

단순 Rankine 사이클에 대한 모사와 각종 변수가 그 성능에 미치는 영향 등은 신상호 등이 연구한 바 있으므로 참고 문헌을 참조하기 바란다<sup>7)</sup>. 다만 단순 Rankine 사이클의 결과는 본 논문에서 성능을 모사한 Kalina 사이클 및 재생 Rankine 사이클의 결과를 비교하기 위한 기준으

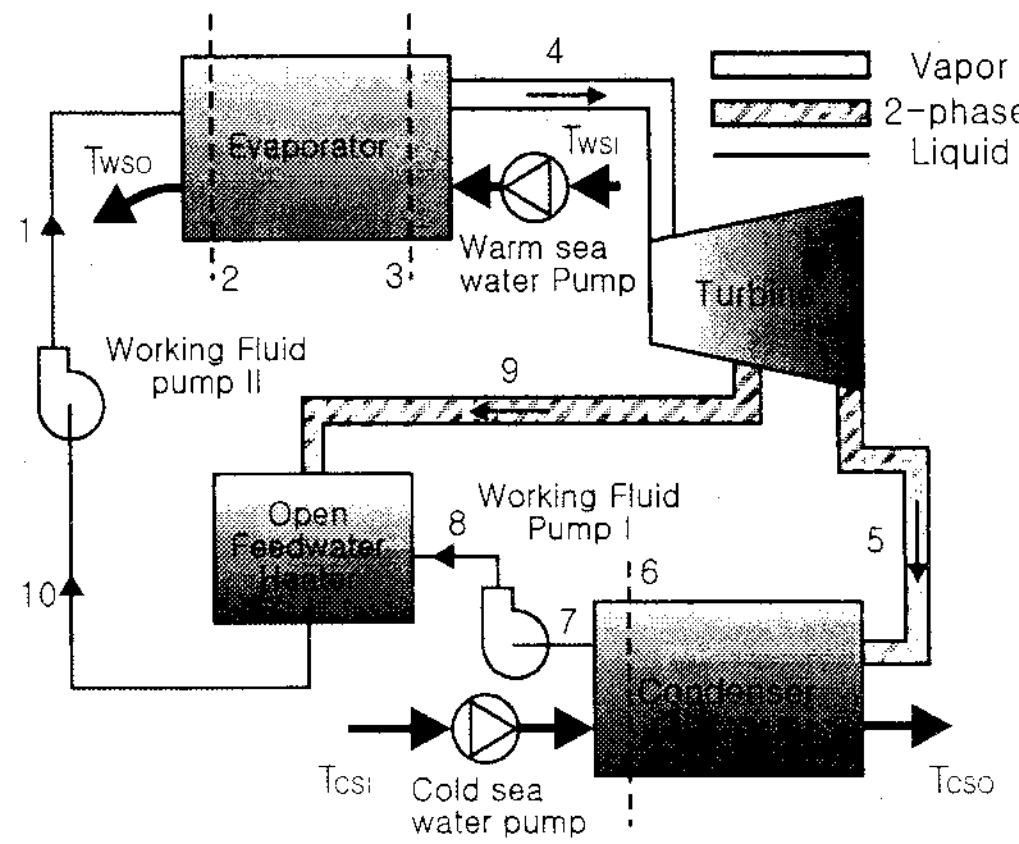


Fig. 5. Schematic diagram of a regenerative Rankine cycle

로 사용하였다.

Fig. 5는 재생 Rankine 사이클의 개략도이다. 증발기 응축기 및 펌프 등은 기존의 단순 Rankine 사이클과 유사하며, 다만 터빈으로 들어간 증기의 일부분을 중간 단계에서 추출한 뒤 '개방형 급수 가열기(Open feedwater heater)'를 통과하게 하여 증발기에 들어가는 작동유체를 미리 가열시키는 것만이 다르다. 따라서 단순 Rankine 사이클에 비해 '개방형 급수 가열기'와 펌프가 추가적으로 필요하다.

## 2.3 표준조건

각 시스템의 성능을 동일한 조건하에서 비교하기 위해 표준조건을 정하였으며 Table 1은 본 논문에서 모사한 Kalina 사이클, 재생 Rankine 사이클, 그리고 단순 Rankine 사이클에 공통적으로 적용되는 표준조건을 보여준다. 각 사이클의 열효율은, 별다른 언급이 없는 한, 해수 측의 펌핑 동력을 제외한 사이클의 총출력 즉 터빈출력에서 냉매의 펌핑동력을 제외한 출력을 증발기의 용량으로 나눈 값으로 정하였다.

## Kalina 사이클 모사

Kalina 사이클 모사시 추가한 것은 재생기의

Table 1. Standard operating condition

Warm sea water inlet temperature(°C)	28
Warm sea water outlet temperature(°C)	25
Cold sea water inlet temperature(°C)	4
LMTD in evaporator(LMTD <sub>E</sub> , °C)	2.5
LMTD in condenser(LMTD <sub>C</sub> , °C)	2.5
Isentropic turbine efficiency(%)	100
Isentropic pump efficiency(%)	100
Heat transfer rate in evaporator(kW)	150

열교환 유용도(effectiveness,  $\epsilon_{reg}$ )와 분리기 입구의 암모니아 조성( $x_5$ )이다. 이번 연구에서는 표준 열교환기 유용도와 조성을 각각 0.92 및 0.95로 정했으며, Kalina 사이클 모사에 사용한 유용도의 정의는 식 (1)과 같다.

$$\epsilon = \frac{(t_7 - t_8)}{(t_7 - t_3)} \quad (1)$$

신상호 등은 NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O를 작동유체로 사용하는 Kalina 사이클에 대하여 재생기의 유용도와 증발기 입구 조성비에 따른 사이클의 효율변화에 대한 연구를 수행한 바 있다<sup>8)</sup>. Fig. 6은 여러 조성에 대해 재생기의 유용도를 변화시켜가며 Kalina 사이클의 효율이 어떻게 변하는가를 보여준다. Fig. 6에서 알 수 있듯이 유용도가 증가함에 따라 사이클 효율값이 적은 양이지만 상승하는 것을 볼 수 있으며, 암모니아 조성이 0.95인 경우에 Kalina 사이클의 효율이 가장 큼을 보여준다. 다시 말하면, 조성이 0.95인 값을 기준으로 조성이 증가할수록 또 감소할수록 사이클 효율의 값이 감소함을 알 수 있다.

### 재생 Rankine 사이클

재생 Rankine 사이클 모사시 추가적으로 필요한 변수는 냉매를 추가하는 부분의 압력이다. 증

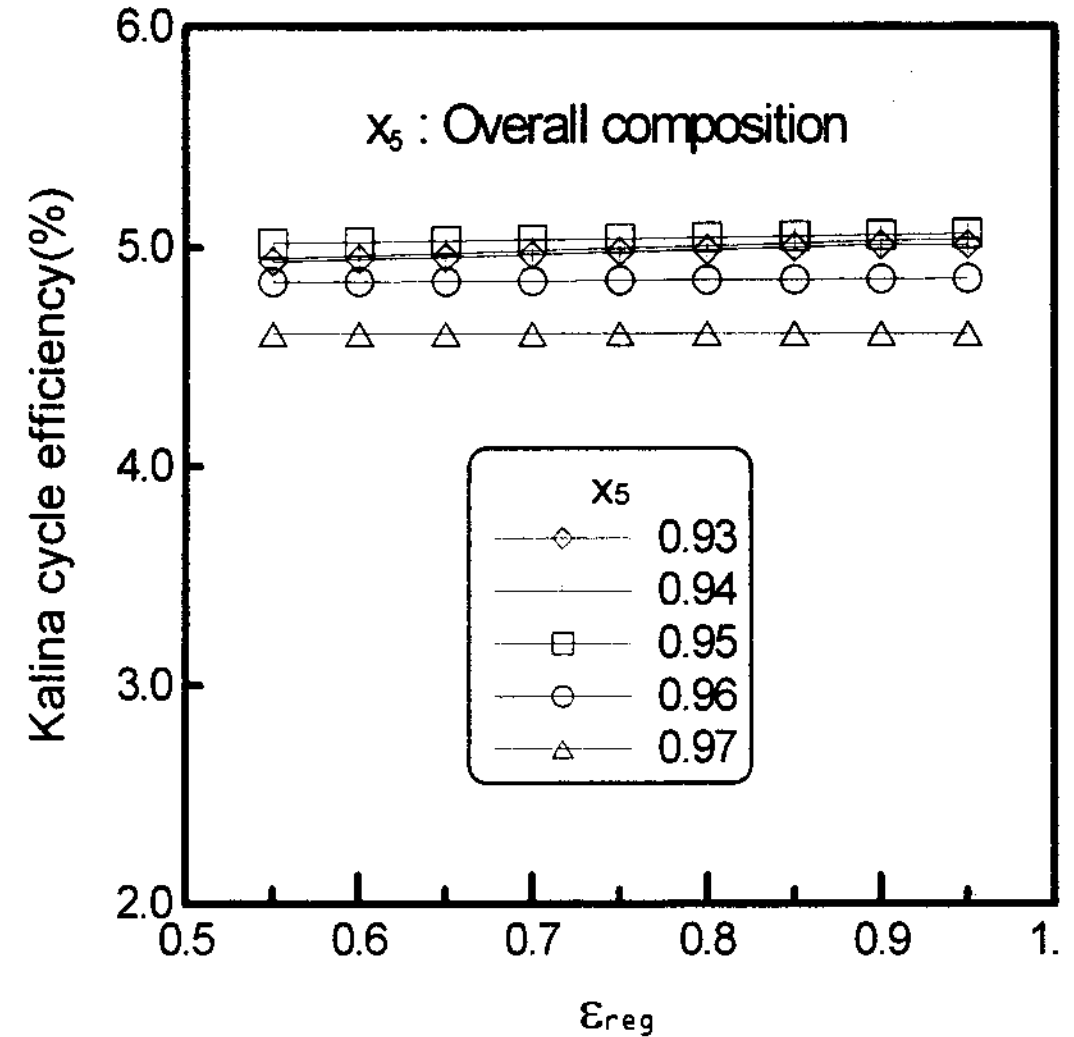


Fig. 6. Effect of regenerator effectiveness on a Kalina cycle efficiency

발기와 응축기의 압력은 표층수와 심층수의 온도 및 열교환기 크기 등에 의해 결정되지만 중간 압력의 경우는 그렇지 않으므로 시스템 효율을 최대로 하는 중간압력을 선정해야만 한다. 이에 본 연구에서는 중간압력을 다음과 같은 식으로 정의하고 최적화 작업을 수행하였다.

$$P_{mid} = P_{low} + f_p(P_{high} - P_{low}) \quad (2)$$

여기서  $f_p$ 는 압력비이다.

$f_p$ 가 0인 경우 중간압력은 응축기의 압력인  $P_{low}$ 가 되며,  $f_p$ 가 1인 경우는 증발기의 압력인  $P_{high}$ 가 된다. 본 연구에서는 우선  $f_p$ 를 0.1부터 0.9까지 변화시켜가며 어디에서 시스템의 효율이 최대가 되는가를 살펴보았다. Fig. 7은  $f_p$ 에 따른 재생 사이클의 효율을 보여주며 압력비가 약 0.3인 경우 시스템 효율이 최대가 됨을 알 수 있다. 따라서 앞으로 제시할 결과들은 압력비를 0.3으로 고정한 재생 Rankine 사이클에 대한 것임을 미리 밝히는 바이다.



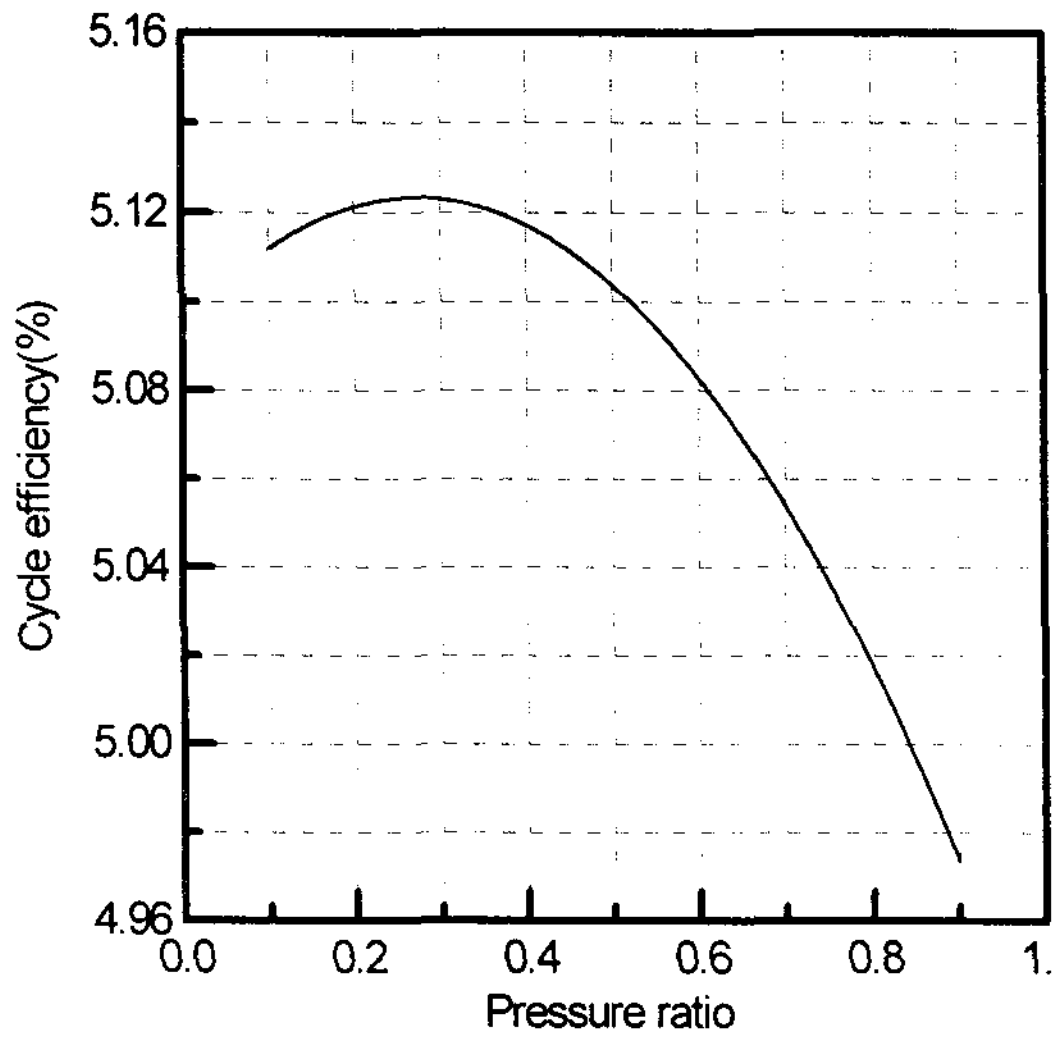


Fig. 7. Efficiencies of a regenerative Rankine cycle as a function of pressure ratio

#### 2.4 열교환기에서의 열전달 계산식

증발기와 응축기에서 적절한 열전달 방정식을 적용하는 것은 전체 시스템의 성능을 정확히 계산하는데 있어서 매우 중요한 요소이다. 본 연구에서는 증발기와 응축기의 대수평균온도차(LMTD)를 이용하여 열전달 방정식을 세웠으며, 열교환기의 성능은 총괄열전달계수와 열전달면적의 곱(UA)으로 표현하였다. 하지만 NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O를 작동유체로 사용하는 시스템, 즉 흡수식 시스템에서는 증발기, 응축기 모사시 UA모형을 사용하지 않는 것이 일반적이다. 이는 NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O 혼합물을 작동유체로 사용하는 시스템의 경우에 열교환기 내에서 건도가 진행함에 따라 고건도 영역(0.7~1.0)에서 Fig. 8과 같이 포화온도가 비선형적으로 변하기 때문이다. 따라서 이런 영역에서 증발기와 응축기를 모사할 때 UA 모델을 적용하게 되면 그 결과에 많은 오류가 발생하게 된다. 그러므로 본 연구에서도 NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O를 작동유체로 사용하는 Kalina 사이클 모사를 수행함과 동시에 증발기, 응축기 모사에 UA 모델을 적용하는 것이 타당한 것인지에 대해 검토하고 그 결과를 Fig. 8에 표

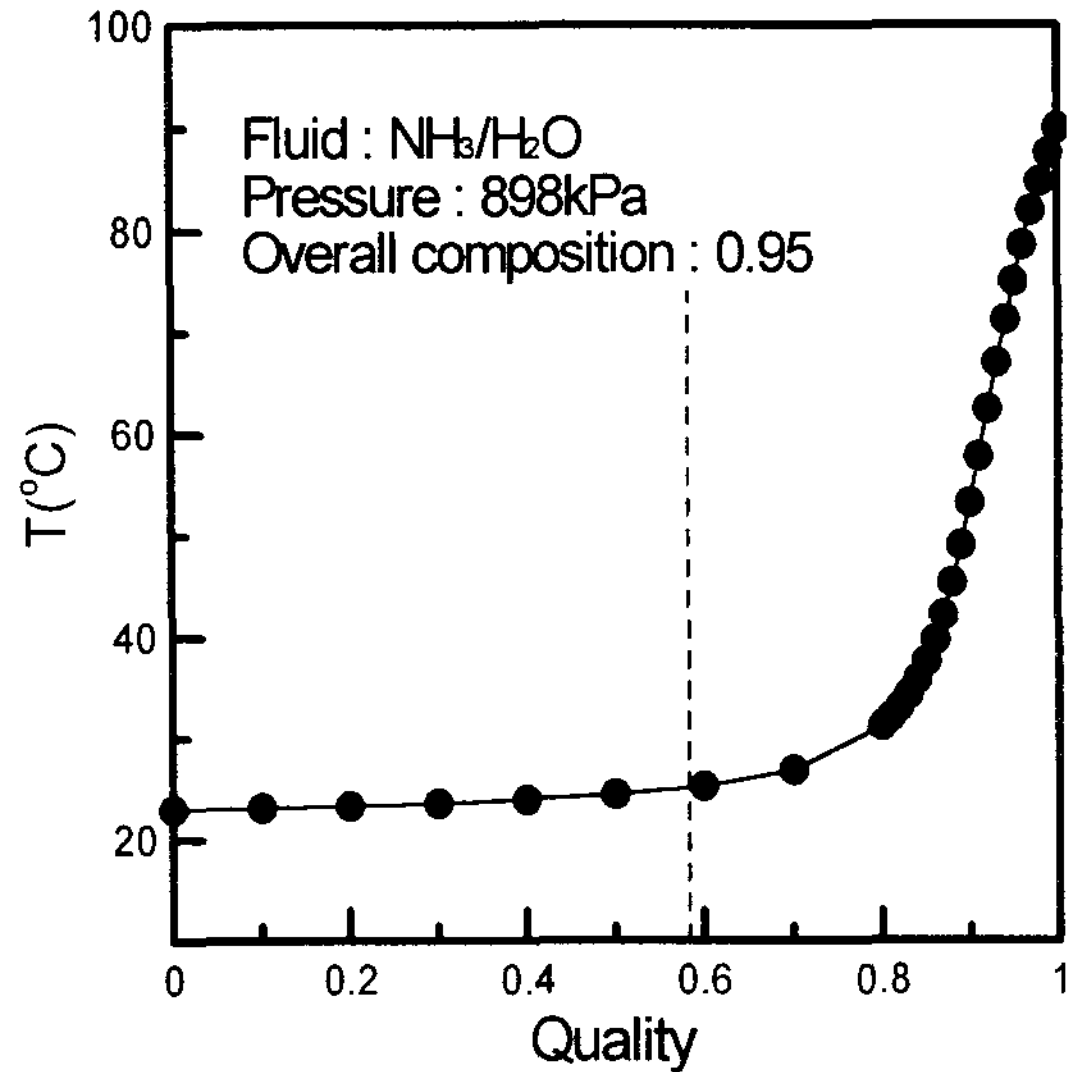


Fig. 8. Temperature glide of NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O mixture in evaporator

시하였다. Fig. 8은 건도에 따른 포화온도의 변화를 나타낸다. Fig. 8에 표시한 압력과 조성(x<sub>5</sub>)의 값은 NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O를 작동유체로 사용하는 Kalina 사이클의 모사결과이며, 증발기 출구에서의 압력과 질량비를 나타낸다. Fig. 8에서 점선은 작동유체의 증발기 출구의 건도를 나타낸다. 증발기 출구의 건도는 58%이며 이 경우에 온도구배는 약 2.2°C이다. 또한 응축기 입구의 건도 및 온도구배는 각각 57%, 1.7°C이다. 온도구배가 크지 않으므로 본 연구에서는 온도구배가 선형적으로 변하는 것으로 가정하고 UA 모델을 적용하여 아래와 같이 증발기와 응축기를 모사하였다.

Kalina 사이클의 경우 증발기에서의 열전달 계산식은 다음과 같다. 증발기는 과냉영역, 2상 영역의 2부분으로 구성되어 있으며 작동유체와 해수사이의 열교환은 다음과 같은 식으로 표현될 수 있다.

$$UA_e = UA_{sube} + UA_{tpe} \quad (3)$$

$$\frac{1}{LMTD_e} = \frac{f_{sube}}{LMTD_{sube}} + \frac{(1-f_{sube})}{LMTD_{tpe}} \quad (4)$$

응축기의 경우에는 출구를 포화액체로 가정하였으므로 전 구간이 2상 상태가 되므로 열전달 방정식이 간단해진다.

### 2.5 물성치 선정

사이클 성능 해석시 가장 중요한 인자 가운데 하나는 물성치이다. 먼저 NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O의 경우에는 일본 구주대학에서 만든 PROPATH와 미국 위스콘신대학에서 만든 Engineering Equation Solver를 이용하여 구했고 R22, R32/R134a 등의 할로젠화 된 순수 및 혼합냉매의 경우에는 미국 표준연구소에서 개발한 REFPROP 5.0을 이용하여 구하였다<sup>9~11)</sup>.

### 2.6 정상 상태의 열 시스템 모델링

1989년에 Stoecker는 연속대체방법(Successive Substitution, SS)과 뉴턴/랩슨(Newton-Raphson, NR) 방법을 이용하여 정상 상태에 있는 열 시스템의 여러 가지 미지수를 푸는 방법을 제시하였다<sup>12)</sup>. 한편 1991년에 Jung과 Radermacher는 복잡한 열 시스템의 모사에는 SS 방법보다는 NR 방법을 이용하는 것이 더 좋음을 보인 바 있다<sup>13)</sup>. 정상상태에 있는 열 시스템의 동시해를 구하기 위해서는 SS 방법과 NR 방법 외에 다른 방법이 있기는 하지만 NR 방법이 가장 보편적으로 사용되고 있으므로 본 연구에서는 이를 채택하여 각종 시스템 모사시 발생하는 미지수를 동시에 풀었다.

## 3. 결과 및 토의

### 3.1 NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O를 사용하는 Kalina 사이클

Table 2는 Table 1의 표준조건하에서

Table 2. Calculated results for Kalina cycle using NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O

Point	T (°C)	P (kPa)	x (kg/kg)	h (kJ/kg)	ξ (kg/kg)
1	8.72	534.23	0.9500	631.48	1.00
2	7.34	534.23	0.9500	-2.35	1.00
3	7.42	903.88	0.9500	-1.78	1.00
4	15.12	903.88	0.9500	34.21	1.00
5	25.00	903.88	0.9500	702.14	1.00
6	25.00	903.88	0.9999	1291.90	0.53
7	25.00	903.88	0.8940	40.20	0.47
8	8.82	903.88	0.8940	-35.74	0.47
9	8.85	534.23	0.8940	-35.74	0.47
10	<b>6.01</b>	534.23	0.9999	1225.94	0.53
11	23.24	903.88	0.9500	72.64	1.00

NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O 수용액을 사용하는 Kalina 사이클의 모사결과를 나타낸다. Fig. 9는 Table 2의 모사결과를 T-x 선도에 표시한 것이다. 한편 Table 3에는 Table 1의 표준조건 조건하에서 R22 냉매를 사용하는 Rankine 사이클의 모사결과를 표시하였는데 이 값들은 앞으로 Kalina 사이클 등의 성능을 비교할 때 기준으로 사용할 것이다.

Kalina 사이클이 가지고 있는 특징 가운데 증발기 및 응축기내에서 작동유체의 온도가 변하는 것은 앞에서 이미 언급한 바 있다. 이 외에도 Kalina 사이클에서 주목할 만한 점은 터빈 출구 온도의 감소이다. Table 2의 10번 점과 Table 3의 5번 점은 각각 Kalina 사이클과 Rankine 사이클 터빈 출구를 나타낸다. Rankine 사이클의 경우 터빈출구 온도가 8.23°C인데 비해 Kalina 사이클의 경우에는 6.01°C이다. 터빈 입·출구에서의 엔탈피 차를 계산해 보면 이런 온도감소효과가 사이클 성능에 어떤 영향을 주는지 더욱 명



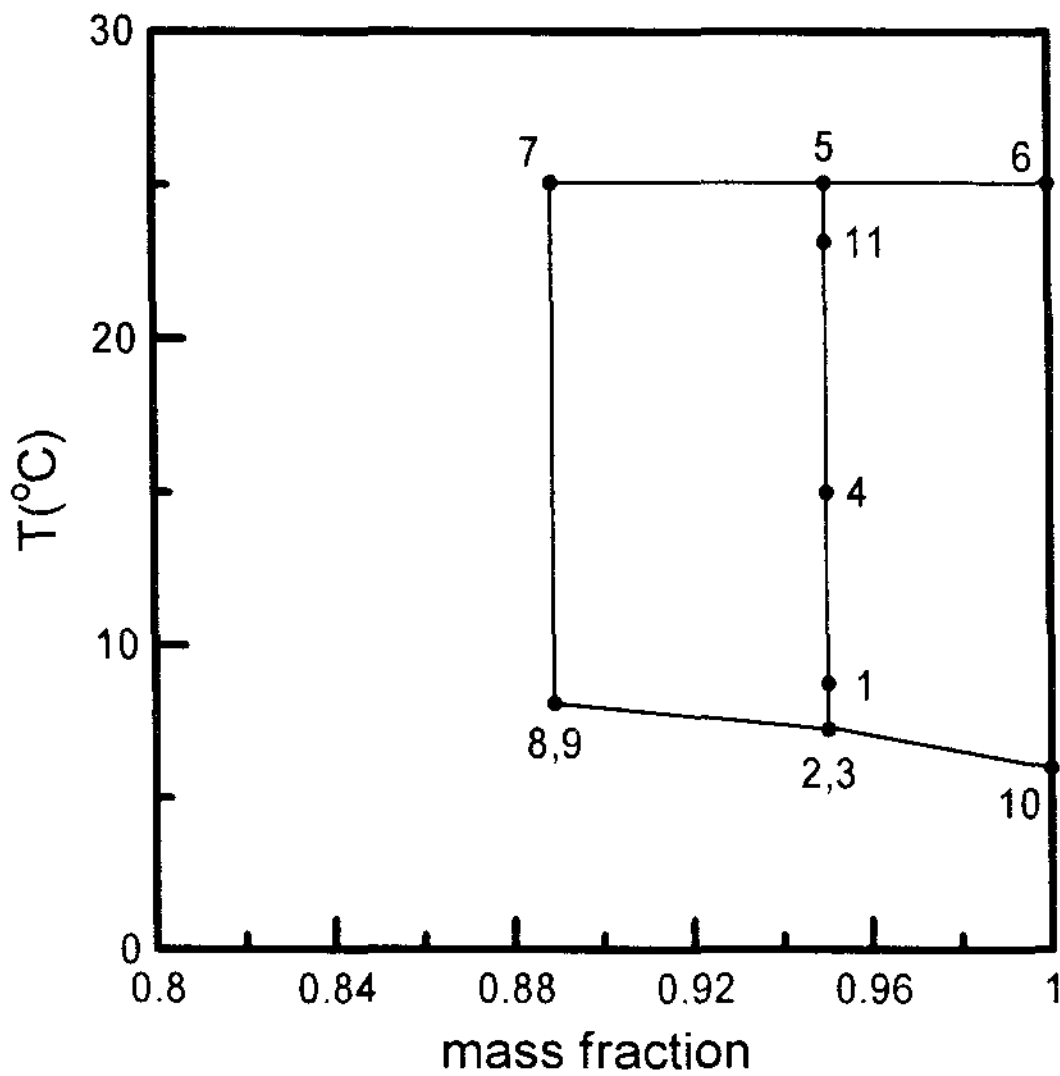


Fig. 9. Calculated results plotted on a temperature-concentration diagram

Table 3. Calculated results for a simple Rankine cycle using R22

Point	T (°C)	P (kPa)	TS (°C)	h (kJ/kg)
1	6.44	1019.0	25.00	51.96
2	24.06	1019.0	25.30	73.05
3	24.06	1019.0	27.98	258.55
4	26.06	1019.0	28.00	260.11
5	<b>8.23</b>	645.5	6.91	249.33
6	8.23	645.5	4.03	54.01
7	6.23	645.5	4.00	51.66

확히 알 수 있다.

Kalina 사이클의 경우 터빈 입·출구 엔탈피 차는 66.0kJ/kg이며 R22를 작동유체로 사용하는 단순 Rankine 사이클의 경우 터빈에서의 엔탈피 차는 10.8kJ/kg이다. 따라서 Kalina 사이클의 터빈 엔탈피 차는 Rankine 사이클의 경우에 비해 약 6배나 된다. 그러나 시스템 효율을 계산해 본

Table 4. Various parameters calculated for the turbines in Rankine and Kalina cycles

	$\Delta h_T$ (kJ/kg)	$\dot{m}_T$ (kg/s)	$W_T$ (kW)
R22	10.78	0.721	7.8
R1270	19.95	0.391	7.8
R32	17.11	0.458	7.8
R134a	10.64	0.720	7.7
Ammonia	64.81	0.119	7.7
Kalina (NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O)	65.96	0.119	7.9

결과는 이러한 터빈 엔탈피 차의 증가가 시스템 성능향상에 영향을 미치지 못하는 것으로 나타났는데 그 이유는 작동유체의 질량유량의 감소와 상관성이 있다.

Table 4는 여러 냉매를 사용하는 단순 Rankine 사이클과 NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O를 사용하는 Kalina 시스템에 대한 터빈에서의 엔탈피 차, 터빈을 통과하는 작동유체의 양 그리고 터빈 출력을 보여준다.

Table 4에서 볼 수 있듯이 터빈에서의 엔탈피 차가 크면 유량이 적고 엔탈피 차가 작으면 유량이 증가하여 터빈의 출력은 거의 일정하게 나타난다.

Table 1의 표준조건을 보면 모든 사이클에 대해 증발기 용량을 일정하게 했으므로 터빈 출력의 증가는 곧 시스템 효율 향상을 의미한다. 그러나 Table 4를 통해 알 수 있듯이 모든 사이클과 작동 유체에 대해 터빈 출력의 차이가 미미하므로 효율 차이 또한 매우 적은 것으로 나타났다. 표준조건하에서 R22를 작동유체로 사용하는 단순 Rankine 사이클의 효율은 5.04%로 나타났다. 또한 같은 조건하에서 NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O 수용액을 사용하는 Kalina 사이클의 효율은 5.13%로 나타났는데 이는 단순 Rankine 사이클에 비해 열효율 상승이

약 1.8% 정도로 비교적 적게 이루어졌음을 뜻하는 것이다.

한편 Uehara 등은 Kalina 사이클을 이용하는 경우에 단순 Rankine 사이클에 비해 약 20% 정도의 효율 향상을 기대할 수 있다고 발표하였으나<sup>6)</sup>, 본 연구에서는 그 정도의 뚜렷한 효율 향상을 얻지 못하였다. 그 차이점을 찾아내기 위해 문헌을 조사한 결과 Uehara 등이 Kalina 사이클을 모사할 때 적용한 외부 조건이 Rankine 사이클 모사시 적용한 조건과 다르다는 것을 알게 되었다.

Uehara 등은  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 를 사용하는 Kalina 사이클과  $\text{NH}_3$ 을 작동유체로 사용하는 Rankine 사이클에 대해 응축기로 들어가는 심층수의 온도를 각각  $4^\circ\text{C}$  및  $6^\circ\text{C}$ 로 다르게 적용하였다<sup>6)</sup>. Uehara 등이  $\text{NH}_3$ 을 작동유체로 사용하는 Rankine 사이클에 적용한 조건 중에서 논문에서 밝힌 것은 심층수 입구 온도( $6^\circ\text{C}$ )와 증발기 온도와 응축기 온도가 있는데 이들은 각각  $22.3^\circ\text{C}$ 와  $10.2^\circ\text{C}$ 이다. Uehara 등은 이 조건에서 Rankine 사이클의 효율이 3.96%라고 발표하였다.

따라서 본 연구에서도 Uehara 등이 제안한 것과 같은 조건하에서 모사를 수행했다. Uehara 등이 논문에서 제시한 조건을 만족시키기 위해 Table 1의 표준조건에서 변화시킨 것은 심층수 입구 온도, 증발기 및 응축기의 대수평균온도차이다. 이들을 각각  $6^\circ\text{C}$ ,  $4.2^\circ\text{C}$  그리고  $2.5^\circ\text{C}$ 로 정하면, 증발기 온도, 응축기 온도 그리고 시스템 효율이 Uehara 등<sup>6)</sup>이 제시한 열효율 값과 일치하게 되며, Table 5에 구체적인 열효율 값을 표시하였다.

따라서 본 연구에서 개발한 단순 Rankine 사이클 프로그램은 문제가 없는 것으로 밝혀졌으며 다만 Uehara 등이 Kalina 사이클에 유리한 외부 조건하에서 사이클 성능을 계산하고 이를 불리한 조건하에서 계산한 Rankine 사이클의 성능과 비교한 것이 적절치 못함을 알 수 있었다.

Table 5. Comparison of calculated cycle efficiencies of a simple Rankine cycle and Kalina cycle

	Simple Rankine cycle $T_{\text{CSWI}}=6^\circ\text{C}$	Kalina cycle ( $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ) $T_{\text{CSWI}}=4^\circ\text{C}$
Present Work	3.96	5.13
Uehara et al.	3.96	5.00

Table 5에는 단순 Rankine 사이클에 대한 연구 결과 값 이외에도 Uehara 등과 동일한 조건하에서 모사한 Kalina 사이클에 대한 연구 결과 값 또한 표시하였다. 본 연구에서는 재생기 모사에 있어 유용도를 사용하였으며, Uehara 등은 UA 모델을 적용하였다. 따라서 본 연구에서는 재생기 유용도의 값을 0.92로 정하여 Uehara 등의 조건( $\text{LMTD}_{\text{reg}}=2.5^\circ\text{C}$ )과 일치하도록 하였다<sup>6)</sup>.

본 연구 결과 Kalina 사이클의 열효율 값은 5.13%로 Uehara 등의 효율값 5.00%에 비해 약 2.6%의 차이를 보였다. 이러한 효율값의 차이는 모사방법의 차이에 의한 것으로 보인다. 본 연구에서 채택한 모사방법은 외부조건에 의해 사이클 내 각 점의 상태 값을 구한 결과이지만, Uehara 등은 외부조건 뿐만 아니라 재생기 입구온도( $t_5$ )와 압력( $P_{\text{high}}$ )과 같은 내부조건을 입력조건으로 정하는 방법을 사용했다.

한편 본 연구에서는 사이클 효율뿐만 아니라 터빈 크기에 관한 연구도 수행하였다. OTEC 시스템의 상용화를 가로막는 가장 큰 요인 가운데 하나는 초기설치비용이 크다는 점을 들 수 있다. OTEC 시스템의 초기설치비용을 줄이려면 터빈의 크기를 최소화해야한다. 비용 절감이라는 측면에서 신상호 등은 Rankine 사이클에 대한 연구를 수행하면서 터빈에서의 엔탈피 차를 터빈 입구의 비체적으로 나눈 값으로 상대적 크기를 정

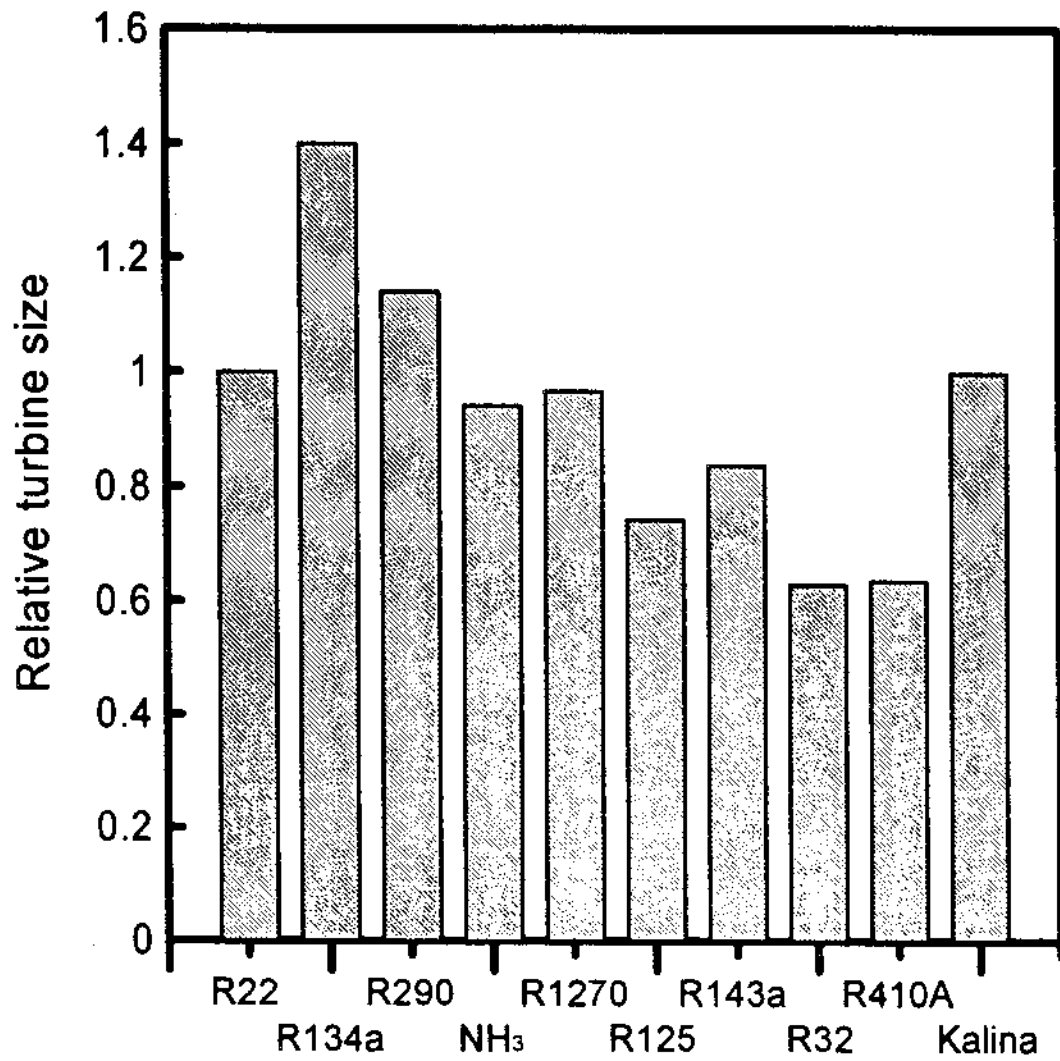


Fig. 10. Relative turbine size of various working fluids(base fluid : R22)

의하였고 그 뒤 냉매에 따른 터빈의 크기를 살펴본 바 있다<sup>7)</sup>. 따라서 터빈 입구의 비체적이 증가할수록, 즉 작동 유체의 압력이 낮을수록 터빈의 크기는 증가하게 된다.

Fig. 10은 여러 유체의 상대적 터빈 크기를 보여주는데 이는 R22를 작동유체로 사용하는 단순 Rankine 사이클 터빈의 크기를 기준으로 한 것으로 여기에는 Kalina 사이클의 터빈크기도 포함되어 있다. Fig. 10을 통해 NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O를 작동유체로 사용하는 Kalina 사이클의 터빈 크기가 기존의 R22를 사용하는 Rankine 시스템과 거의 같음을 알 수 있다.

### 3.2 R32/R134a를 사용하는 Kalina 사이클

한편 Uehara 등은 Kalina 사이클의 작동 유체로 NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O 대신 R32/R134a를 사용한 경우도 연구하였다<sup>5)</sup>. 본 연구에서도 R32/R134a를 사용하는 Kalina 시스템 효율을 계산해 보았으며 5.04%로 나타났다. 이는 Uehara 등이 예측한 효율값과 일치한다. 이러한 열효율 값은 R22를 작동유체로 사용하는 Rankine 사이클의 효율과도 거의 일치

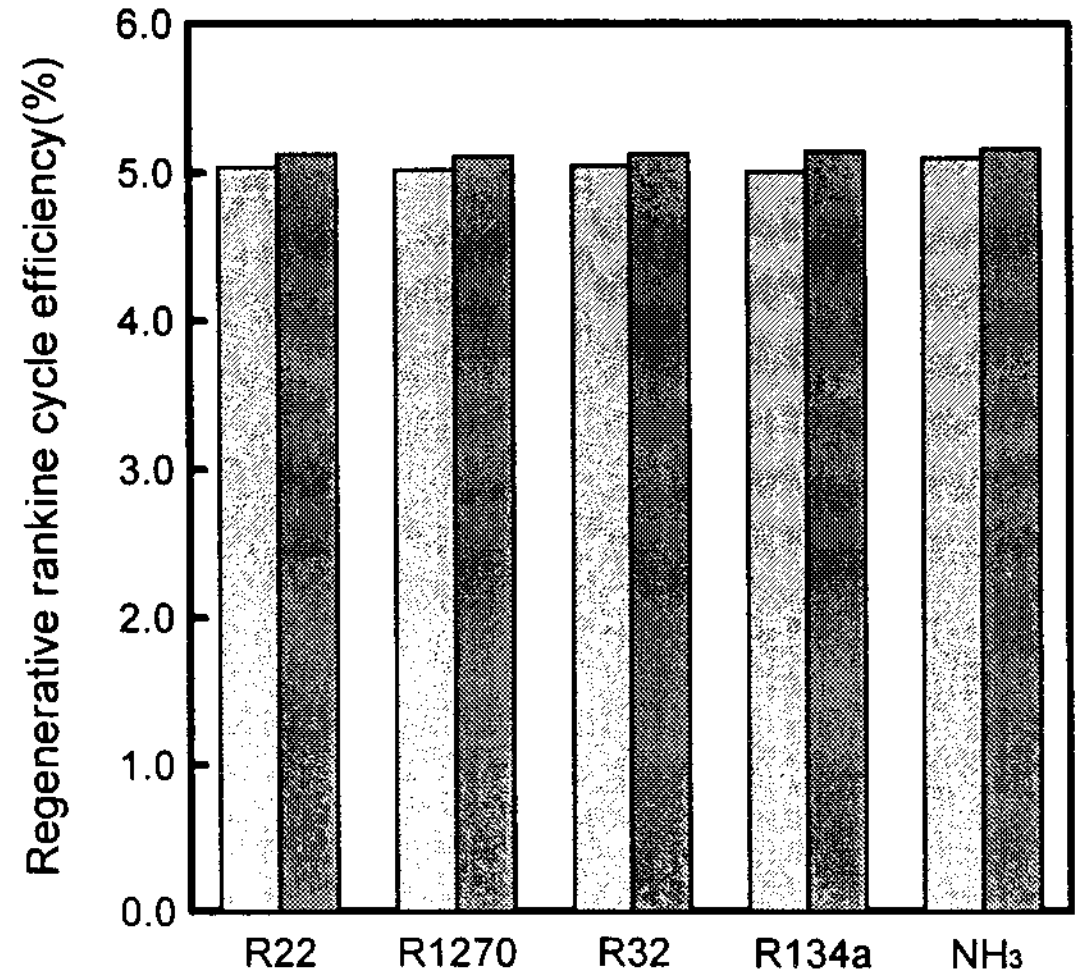


Fig. 11. Efficiencies of a simple and regenerative Rankine cycle for various working fluids

하며, 암모니아를 작동유체로 사용하는 Rankine 시스템의 효율보다는 적은 값이다.

이렇듯 Kalina 사이클의 효율이 단순 Rankine 사이클의 효율과 거의 같거나 적으므로 OTEC 시스템으로 R32/R134a를 사용하는 Kalina 사이클을 적용할 필요가 없음을 알 수 있었다.

### 3.3 재생 Rankine 사이클

Fig. 11은 다섯 가지 순수냉매에 대해 단순 Rankine 사이클 및 재생 Rankine 사이클의 효율을 보여준다.

Fig. 11에서 보는 바와 같이, 재생 Rankine 사이클은 단순 Rankine 사이클에 비해 1.2~2.8% 정도의 효율 향상을 보였다. 재생 Rankine 사이클의 경우 작동유체를 잘 선정하면 혼합매체를 사용하는 Kalina 사이클에 비해 효율도 크며 또 혼합매체를 사용하는 경우에 필연적으로 발생하는 누출 문제도 없으므로 앞으로 OTEC 발전 시스템에 적용하면 이로울 것으로 판단된다. 참고로 Sonntag과 Van Wylen에 따르면 재생사이클을 사용할 경우 4~5% 정도의 효율 향상이 있는 것으로 밝히고 있지만, 이는 해양 온도차 발전 시스

템과는 달리 증발기와 응축기의 온도차가 큰 현재의 증기발전시스템에 관한 것이다<sup>14)</sup>. Fig. 11에서 알 수 있듯이 암모니아를 작동유체로 사용하는 재생 Rankine 사이클의 효율은 5.16%로 NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O를 사용하는 Kalina 시스템보다 성능 면에서 더 나은 것으로 나타났다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 OTEC 발전을 위한 Kalina 사이클, 재생 Rankine 사이클의 전산해석을 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O를 사용하는 Kalina 사이클의 경우 시스템 효율이 5.13%로 나타났고 R22를 작동유체로 하는 단순 Rankine 사이클에 비해 1.8%의 효율향상을 보였다. 이는 Uehara 등이 발표한 연구결과와 일치하며 동일한 심층수 온도조건(T<sub>CSW</sub>=4°C)하에서 모사한 결과이다.
2. R32/R134a를 작동유체로 사용하는 Kalina 사이클의 경우에 효율은 5.04%로 Uehara 등의 연구결과와 일치하며 R22를 사용하는 Rankine 사이클의 효율과 거의 비슷하다. 따라서 R32/R134a를 작동유체로 사용하는 Kalina 시스템은 시스템 효율측면에서 해양 온도차 발전 시스템으로서 실용성이 없다.
3. 재생 Rankine 사이클의 경우 기존의 Rankine 사이클에 비해 1.2~2.8%의 효율향상을 보였으며, 암모니아를 작동유체로 사용하는 재생 Rankine 사이클은 NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O를 사용하는 Kalina 사이클보다 높은 효율향상을 나타냈다. 혼합냉매에 대한 누출문제, 암모니아의 유독성 등을 고려할 때 NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O를 작동유체로 사용하는 Kalina 사이클보다 더욱 우수한 OTEC 사이클임이 밝혀졌다.

#### 후 기

본 연구는 과기처 특정과제인 “해양 온도차 발전 기술 개발”의 일환으로 수행되었으며, 이에 관련 기관에 감사를 드린다.

#### 참 고 문 헌

1. Vega, L.A., 1995, “Ocean Thermal Energy Conversion”, John Wiley & Sons, Encyclopedia of Energy Technology and the Environment, Vol.4, pp.2104.
2. 한국전력공사, 1989, “해양에너지 이용 복합시스템 개발에 관한 연구(I)”, 기술보고서, KRC-89G-T10, pp.66~86.
3. Kalina, A.I., 1987, “Regeneration of the Working Fluid and Generation of Energy”, Japanese Patent, Sho62-39660.
4. Uehara, H. and Ikegami, Y., 1993, “Parametric Performance Analysis of OTEC using Kalina cycle”, ASME Joint Solar Engineering Conference, pp.203~207.
5. Uehara, H. and Ikegami, Y., 1995, “Parametric Performance Analysis of OTEC System using HFC32/HFC134a Mixtures”, ASME Solar Engineering, Vol.2, pp.1005~1010.
6. Uehara, H., Ikegami, Y. and Nishida, T., 1995, “OTEC System Using a New Cycle with Absorption and Extraction Processes”, Physical Chemistry of Aqueous System, pp.862~869.
7. 신상호, 정동수, 김종보, 서태범, 천원기, 오정무, 1997, “폐쇄형 해양 온도차 발전 사이클에 관한 연구”, 한국태양에너지학회, Vol.17, No.4, pp.23~33.

8. 신상호, 정동수, 김종보, 서태범, 천원기, 오정무, 1998, "Kalina 사이클을 이용한 해양 온도차 발전 시스템", 공기조화 냉동공학회, Vol.1, pp.387~392.
9. Ito, T., 1997, "A Program Package for Thermophysical Properties of Fluids (PROPATH)", Version 10.2, Kyushu Univ.
10. Klein, S.A., and Alvarado, F.L., 1992, "EES-Engineering Equation Solver", F-Chart Software, WI 53562.
11. Gallagher, J., McLinden, M., Morrison, G., and Huber, M., 1996, "REFPROP -NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures", Version 5.0, NIST Standard Reference Database 23, NIST, Gaithersburg. MD 20899.
12. Stoecker, W.F., 1971, "A Generalized Program for Steady-State system Simulation", ASHRAE Transaction, Vol.77, pp.140~148.
13. Stoecker, W.F., 1989, "Design of Thermal Systems", 3rd Ed., McGraw-Hill Book Comp.
14. Sonntag and Van Wylen, 1991, "Introduction to Thermodynamics", 3rd Ed., John Wiley & Sons Inc., pp.265~279.