

[논문] 한국태양에너지학회 논문집
Journal of the Korean Solar Energy Society
Vol. 26, No. 2, 2006

해양 온도차발전 시스템의 열역학 사이클에 대한 연구

김남진*, 신상호**, 천원기***

*제주대학교 에너지공학과(jnkim@cheju.ac.kr), **한국지역난방공사(navyseal@kdhc.co.kr),
***제주대학교 에너지공학과(wgchun@cheju.ac.kr)

A Study on the Thermodynamic Cycle of OTEC system

Kim, Nam-Jin*, Shin, Sang-Ho**, Chun, Won-Gee***

*Dept. of Nuclear & Energy Engineering, Cheju National University(jnkim@cheju.ac.kr),
**Korea District Heating Corporation(navyseal@kdhc.co.kr),
***Dept. of Nuclear & Energy Engineering, Cheju National University(wgchun@cheju.ac.kr)

Abstract

In this paper, the thermodynamic performance of OTEC cycle was examined. Computer simulation programs were developed for simple Rankine cycle, regenerative Rankine cycle, Kalina cycle, open cycle and hybrid cycle. For the simple Rankine cycle, the results show that newly developed fluids such as R410A and R32 that do not cause stratospheric ozone layer depletion perform as well as R22 and ammonia. Also, simple Rankine cycle OTEC power plant can practically generate electricity when the difference in warm and cold sea water inlet temperatures are greater than 14°C. The regenerative Rankine cycle showed a 1.5 to 2% increase in energy efficiency compared to the simple Rankine cycle while the Kalina cycle employing ammonia/water mixture showed a 2-to-3% increase in energy efficiency, and the overall cycle efficiencies of hybrid cycle and open cycle were 3.35% and 4.86%, respectively.

Keywords : 해양온도차발전(OTEC), 랭킨 사이클(Rankine cycle), 칼리나 사이클(Kalina cycle) 개방형 사이클(Open cycle), 혼합형 사이클(Hybrid cycle)

기 호 설 명	
A	: 열교환 면적 (m^2)
h	: 엔탈피(kJ/kg)
s	: 엔트로피(kJ/kg · K)
P	: 압력 (kPa)

접수일자:2006년 3월 23일, 심사완료일자:2006년 6월 7일

- T : 온도 (°C)
- U : 총괄 열전달계수 (kW/m²°C)
- LMTD : 대수평균온도차 (°C)
- x : 질량분율 (kg/kg)
- ε : 유용도
- ξ : 질량을 (kg/kg)

하 첨 자

- c : 응축기
- cs : 심층수
- e : 증발기
- reg : 재생기
- sub : 과냉도
- sup : 과열도
- tp : 2상상태
- sw : 해수
- wf : 작동유체
- ws : 표층수

1. 서 론

태양으로부터 바다로 흡수되는 에너지의 양은 연간 37×10^{12} kW에 이르며 이는 현재 인류가 필요로 하는 9.8×10^9 kW에 비해 약 4000배에 해당하는 양이다.¹⁾ 따라서 해양 온도차 발전(Ocean Thermal Energy Conversion)이 미국과 일본을 중심으로 1970년대 이후 그 기술이 꾸준히 연구개발 되어 오고 있다. 그 결과 미국 하와이에서 OTEC 발전시스템의 성능시험을 수행한 결과 213 kW의 전기를 생산하였고, 일본에서는 큐슈의 사가대학이 R22와 암모니아를 작동유체로 사용하는 75kW 출력의 OTEC 발전시스템을 갖추고 연구를 진행하고 있다. 그러나 OTEC 발전시스템 설치에 소비되는 막대한 비용과 신뢰성 있는 데이터의 부족으로 인해서 OTEC 발전시스템의 상업화가 이루어지지 못하고 있다.^{2,3)} 더욱이 작동유체로 연

구되고 있는 암모니아의 독성문제 등으로 인하여 R22가 제안되고 있지만 이는 몬트리올 의정서에 의해서 사용금지 될 것이기 때문에 이를 대체할 수 있는 새로운 작동유체에 대한 연구가 선행되어야 한다. 또한 한국의 경우 포항근처의 동해안에서는 표층수와 해저 약 200m인 심층수의 온도차가 20°C인 것으로 밝혀져 OTEC 발전시스템의 가능성을 제시하고 있지만,⁴⁾ 겨울철에는 온도차가 작아 실효성이 떨어질 것으로 예상된다.

따라서 본 연구에서는 표층수 대신 사계절 일정하게 배출되는 원자력 발전소의 온배수를 이용하는 OTEC 발전시스템의 다양한 열역학적 사이클에 대한 해석을 수행하고, R22를 대체할 수 있는 혼합냉매에 대한 성능예측을 수행하여 최적의 작동유체를 제시하고자 한다.

2. OTEC 시스템 사이클

2.1 단순 랭킨 사이클

그림 1과 2는 단순 랭킨 사이클을 이용한 OTEC 발전시스템의 개략도와 T-s 선도이다. 1번 상태에서 과냉액체가 증발기에 들어가며 유체가 따뜻한 표층수와 열교환으로 증발이 일어나 과열증기상태로 나오게 된다. 이 증기는 터빈을 가동시킨 후 2상 상태가 되어 응축기로 유입된 후 심층수와

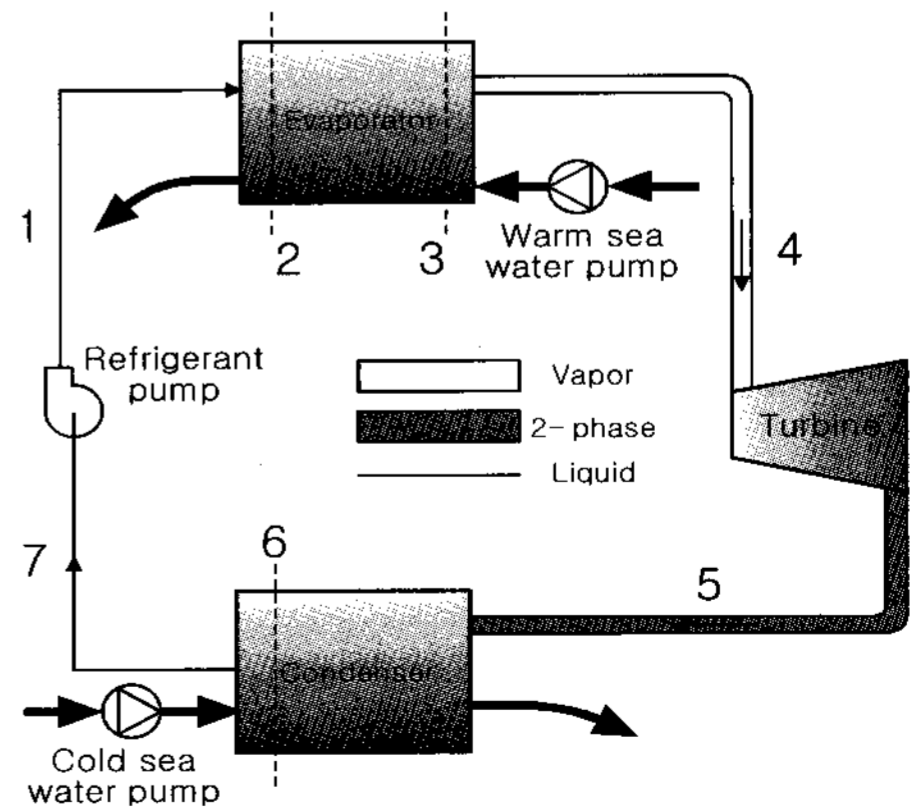


그림 1. 단순 랭킨 사이클 개요도

열교환으로 대부분이 과냉된 상태로 나오게 되며 펌프에 의해 압력이 상승하여 증발기로 다시 들어가게 된다.

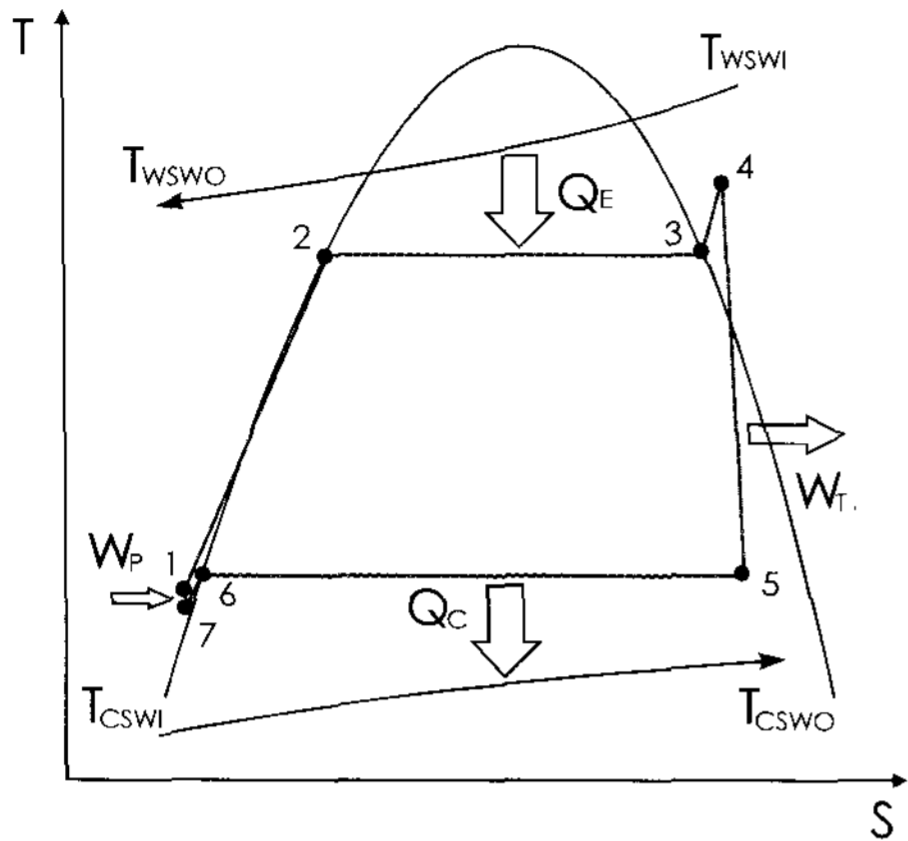


그림 2. 단순 랭킨 사이클의 T-s 선도

2.2 재생식 랭킨 사이클

그림 3은 재생식 랭킨 사이클의 개략도이다. 이 사이클은 단순 랭킨 사이클과 유사하지만, 터빈으로 들어간 증기의 일부분을 중간 단계에서 추출한 뒤 개방형 급수 가열기를 통과하여 증발기에 들어가는 작동유체를 미리 가열하는 것만 다르다. 따라서 단순 랭킨 사이클에 비해 개방형 급수 가열기와 펌프가 한 개씩 추가적으로 필요하다.

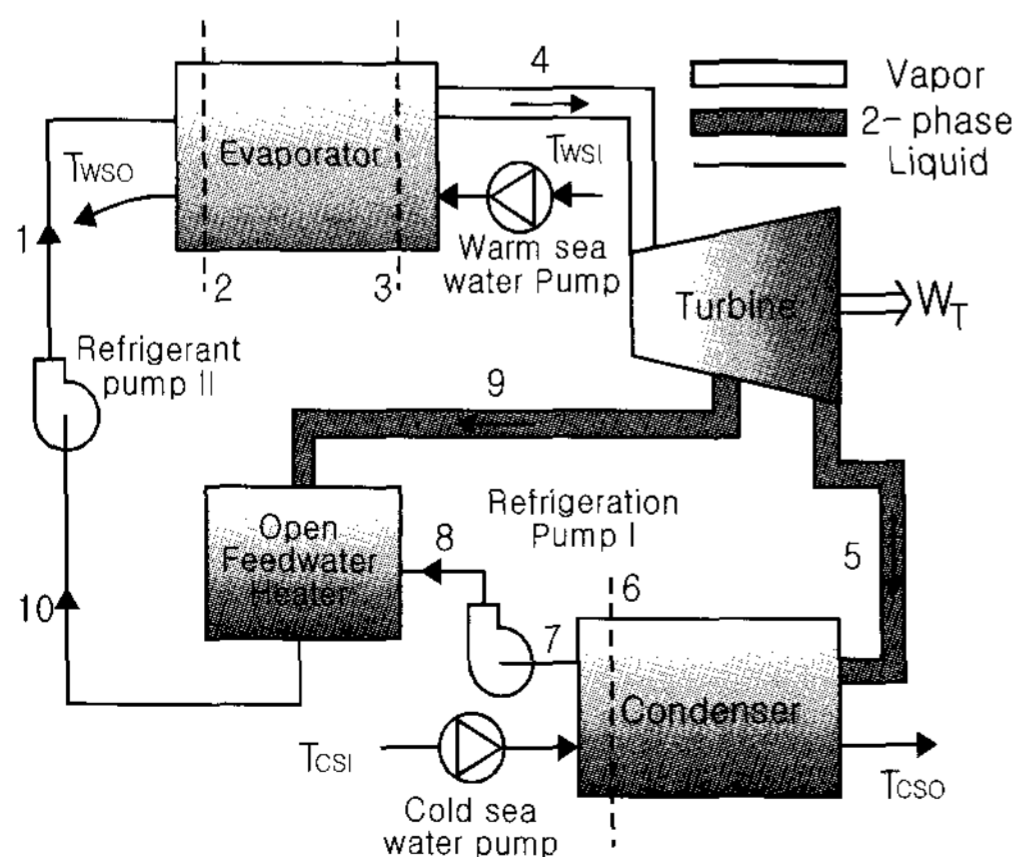


그림 3. 재생식 랭킨 사이클 개요도

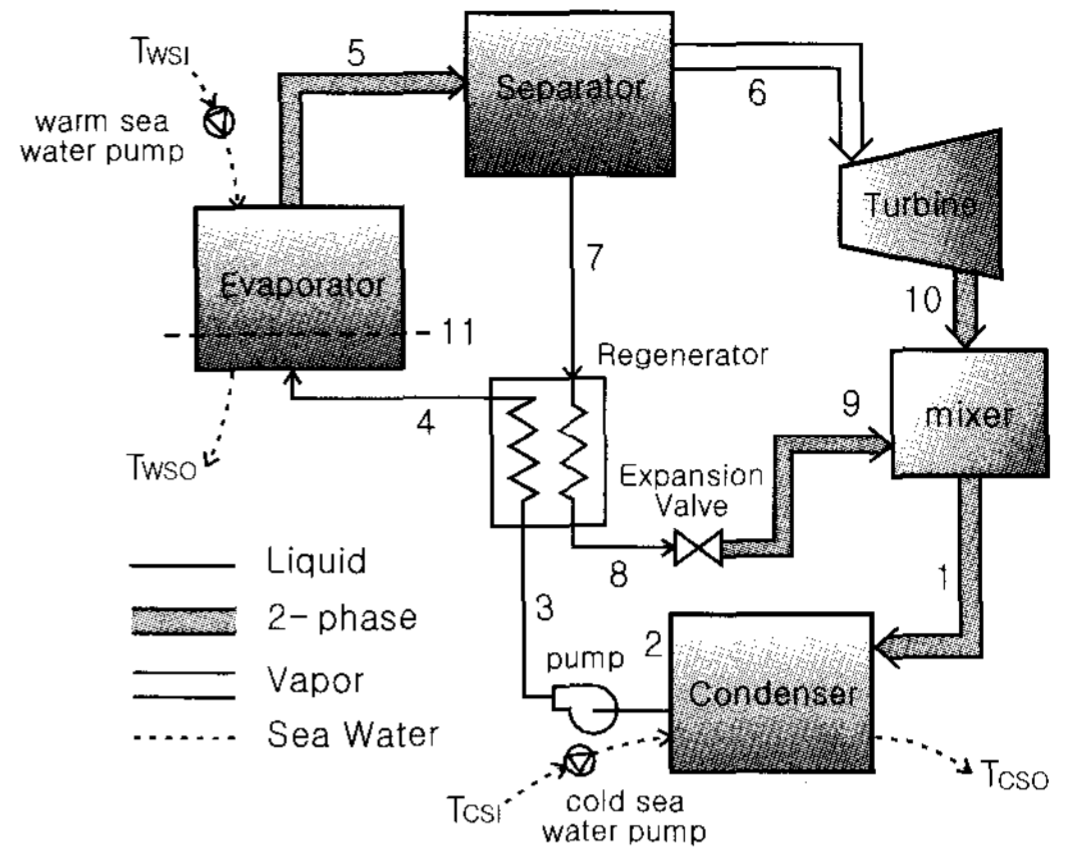


그림 4. 칼리나 사이클 개요도

2.3 칼리나 사이클

그림 4는 칼리나 사이클을 이용한 OTEC 발전 시스템의 개략도이다. 칼리나 사이클은 단순 랭킨 사이클에 분류기, 재생기, 팽창밸브, 혼합기가 추가된 시스템이다. 그림에서 실선은 액체의 흐름을 나타내고 굵은선은 증기 또는 2상 상태의 흐름을 나타낸다.

칼리나 사이클의 작동원리는 다음과 같다. 재생기내에서 열교환을 마친 액상의 암모니아-물 혼합물은 증발기내로 유입되어 따뜻한 표층수와 열교환하여 암모니아는 증발하게 된다. 이렇게 증발한 증기혼합물은 분류기내에서 포화증기와 포화액으로 분리되어진다. 이때 분리된 포화증기는 터빈을 가동시킨 뒤 단열된 혼합기로 유입된다. 한편, 분류기로부터 분리되어진 고온의 포화액은 재생기내에

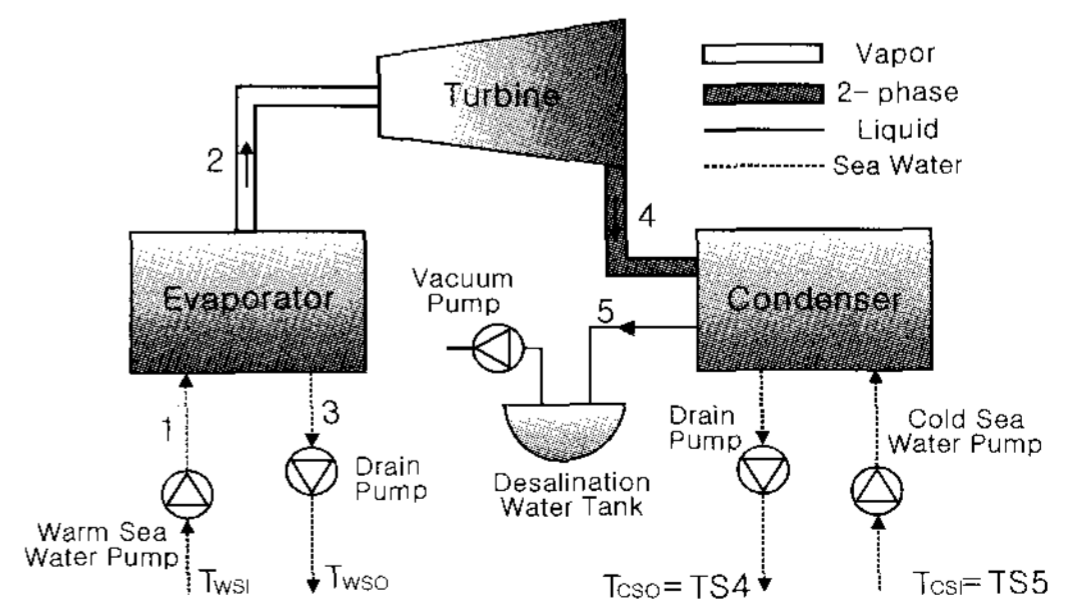


그림 5. 개방형 사이클 개요도

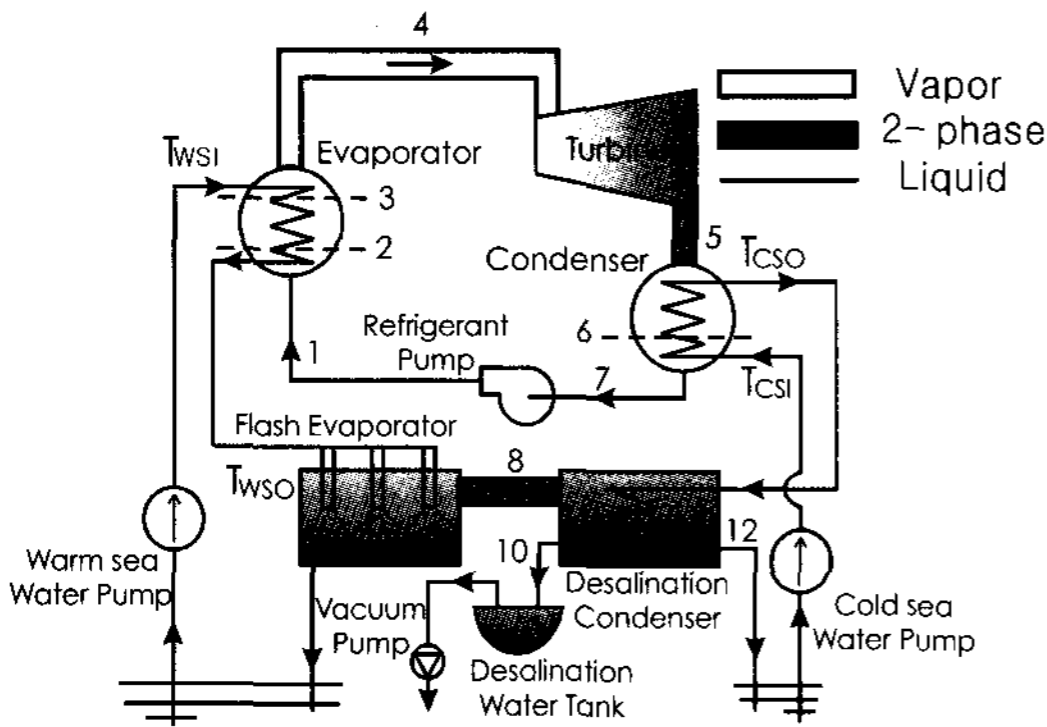


그림 6. 혼합형 사이클 개요도

서 증발기로 유입되는 과냉액 상태의 암모니아-물 혼합물과 열교환을 한 후 흡수기로 유입되기 전에 팽창밸브를 거친다. 흡수기에서 합쳐진 2상 상태의 혼합물은 응축기내에서 심층수와 열교환을 통하여 포화액 상태가 된 후, 펌프에 의해 재생기에 유입되어 사이클을 완성하게 된다.

2.4 개방형 사이클

그림 5는 개방형 사이클의 개략도이다. 이 시스템은 다른 시스템과는 달리 해수자체를 작동유체로 사용한다. 유입유체가 증기압 이하(약 2.5kPa)로 유지되는 기화기에서 순간적으로 기화되어 터빈을 통해 팽창한 후 응축된다. 본 연구에서 고려한 응축기는 담수생산을 고려하기 위해 간접접촉열교환 방식을 채택하였다.

2.5 혼합형 사이클

그림 6과 같이 혼합형 사이클은 담수생산과 효율향상을 동시에 이루기 위해 만들어진 것으로, 따뜻한 표층수가 증발기내에서 작동유체와 열교환을 한 후 기화기에 유입되어 담수를 생산하는 시스템을 말한다.

3. 사이클 해석 방법

여러 종류의 작동유체와 사이클간의 성능을 비교

하기 위해서는 증발용량이 일정하다고 가정하는 것이 이상적이다. 따라서 본 연구에서는 증발기의 용량을 150kW로 일정하다고 가정하였으며, 이는 증발기에서 물의 질량유량과 증발기로 들어가고 나오는 물의 온도를 고정시킴으로써 가능하다. 또한, 증발기의 총괄열전달 계수와 전열면적의 곱(UA), 증발기와 응축기에서 해수측 질량유량, 터빈과 작동유체 펌프의 효율, 표층수의 입·출구 온도, 심층수의 입구온도를 표 1과 같은 조건하에서 모사하였다.

표 1. 사이클 계산 기준조건

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

작동유체가 변함에 따라 터빈으로부터 생성되는 일의 양이 변하므로 시스템의 효율 또한 변하게 된다. 그리고 다양한 작동유체에 대하여 터빈일이 변하므로 응축기를 통하여 차가운 해수로 전달되는 열량도 작동유체에 의해 좌우된다. 또한 응축기로 들어오는 해수의 질량유량과 온도는 일정한 값을 갖는 것으로 가정하였으므로 에너지 평형에 의해 응축기에서 나오는 해수의 온도는 작동유체에 따라 변하게 된다. 그리고 작동유체마다 증발잠열이 다르므로 동일한 증발용량을 내는 경우에도 질량유량이 다르게 마련이다. 따라서 이 같은 점을 고려하기 위해서 터빈과 펌프의 체적유량은 변하는 것으로 간주하였으며, 모든 사이클 해석에 있어서 터빈과 펌프의 경우 등엔트로피 효율을 100%로 동일하게 적용하였다.

증발기와 응축기에서 적절하게 열전달 방정식을 적

용하는 것은 전체 시스템의 성능을 정확히 계산하는데 매우 중요한 요소이다. 본 연구에서는 증발기와 응축기의 대수평균온도차(Log Mean Temperature Difference, LMTD)를 이용하여 열전달 방정식을 세웠으며, 각각의 조건에 상관없이 증발용량이 일정하다고 가정하였으므로 UA 또한 상수로 줄 수 있다. 열전달 해석을 위해 증발기는 과냉영역, 2상영역, 과열영역의 세 부분으로 나누었으며, 응축기는 과냉영역과 2상영역의 두 부분으로 나누었다. 따라서 UA 값과 LMTD 값을 준 경우에 작동유체와 해수사이의 열교환은 다음과 같은 식으로 계산될 수 있다.⁵⁾

$$UA_e = UA_{sube} + UA_{tpe} + UA_{sue} \quad (1)$$

$$\frac{1}{LMTD_e} = \frac{F_{sube}}{LMTD_{sube}} + \frac{(1 - F_{sube} - F_{sue})}{LMTD_{tpe}} + \frac{F_{sue}}{LMTD_{sue}} \quad (2)$$

$$UA_c = UA_{subc} + UA_{tpc} \quad (3)$$

$$\frac{1}{LMTD_c} = \frac{F_{subc}}{LMTD_{subc}} + \frac{(1 - F_{tpc})}{LMTD_{tpc}} \quad (4)$$

여기서 F는 열교환기 전체 열량에 대한 과냉, 2상, 과열부분의 열량비를 나타낸다.

4. 결과 및 토의

4.1 단순 랭킨 사이클

표 2는 R22에 대한 단순 랭킨 사이클의 모사결과를 나타내며, 그림 7은 9개의 작동유체에 대한 사이클 효율을 보여준다. 그림으로부터 쉽게 알 수 있듯이 본 연구에서 고려한 작동유체들의 열효율 차이는 매우 작았다. 이 중 암모니아가 가장 높은 효율을 보이지만 암모니아와 가장 효율이 낮은 R125와의 차이는 암모니아를 기준으로 하였을 때 약 5%에 불과하다. 이 결과로부터 단순 랭킨 사이클의 작동유체를 결정할 때 작동유체 자체

의 열효율은 그다지 중요하지 않음을 알 수 있다. 특히 환경에 무해한 R32와 R410 A(50%R32+50%R125)는 암모니아와 거의 비슷한 효율을 나타내므로, 장기적으로 혹은 잠정적으로 이들을 사용하는 것이 매우 유리함을 알 수 있다.

표 2. 단순 랭킨 사이클 결과 (작동유체 : R22)

Point	T _{wf} (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg·K)	T _{sw} (°C)
1	6.44	1019.0	51.96	0.200	25.00
2	24.06	1019.0	73.05	0.273	25.30
3	24.06	1019.0	258.55	0.898	27.98
4	26.06	1019.0	260.11	0.903	28.00
5	8.23	645.5	249.33	0.903	6.91
6	8.23	645.5	54.01	0.209	4.03
7	6.23	645.5	51.66	0.200	4.00

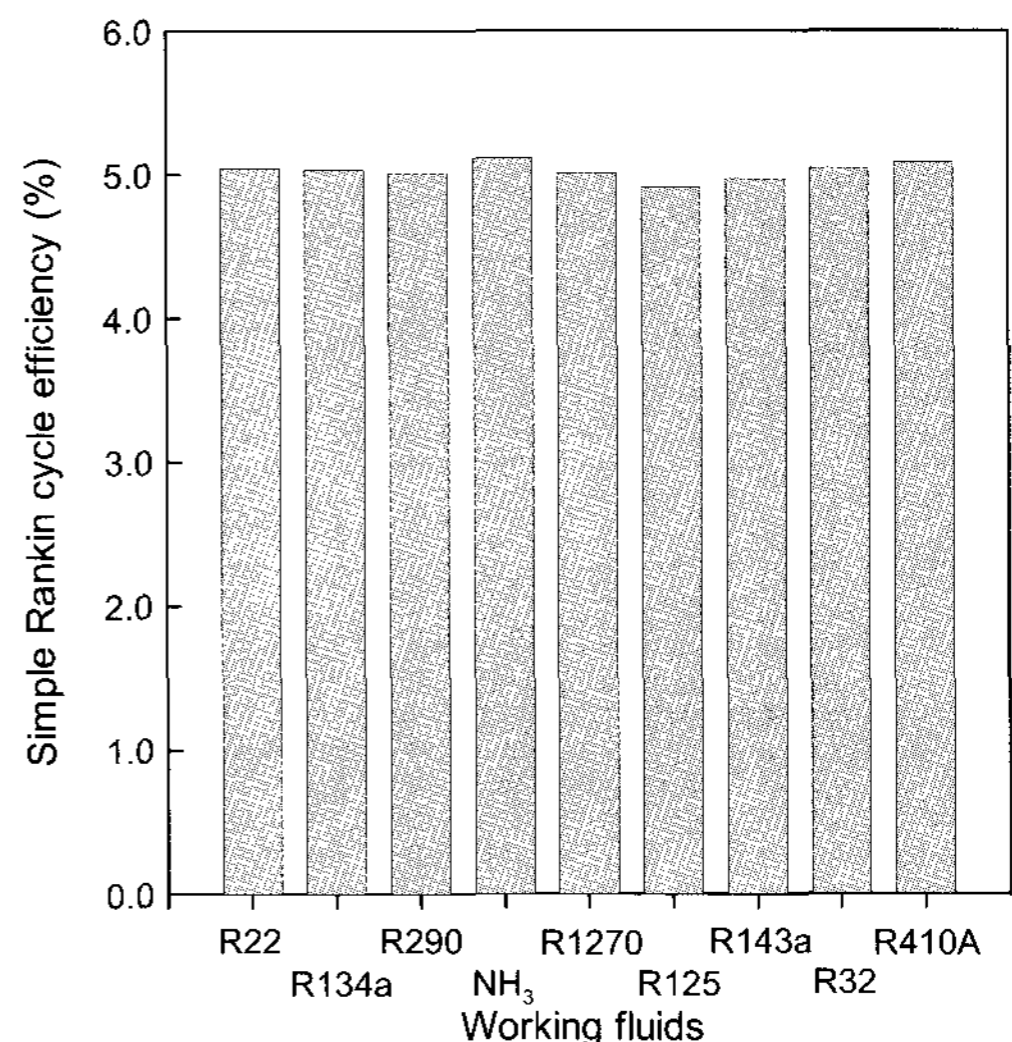


그림 7. 작동유체에 따른 단순 랭킨 사이클 효율비교

그림 8은 R22를 기준으로 한 각 작동유체의 상대적 터빈의 크기를 보여준다. 터빈의 크기는 터빈 입·출구의 엔탈피 차를 터빈입구의 비체적으로 나눈 값으로 정의할 수 있다. 그림을 통해 알 수 있듯이 R32와 R410A를 사용하면 많은 연구자들이 제

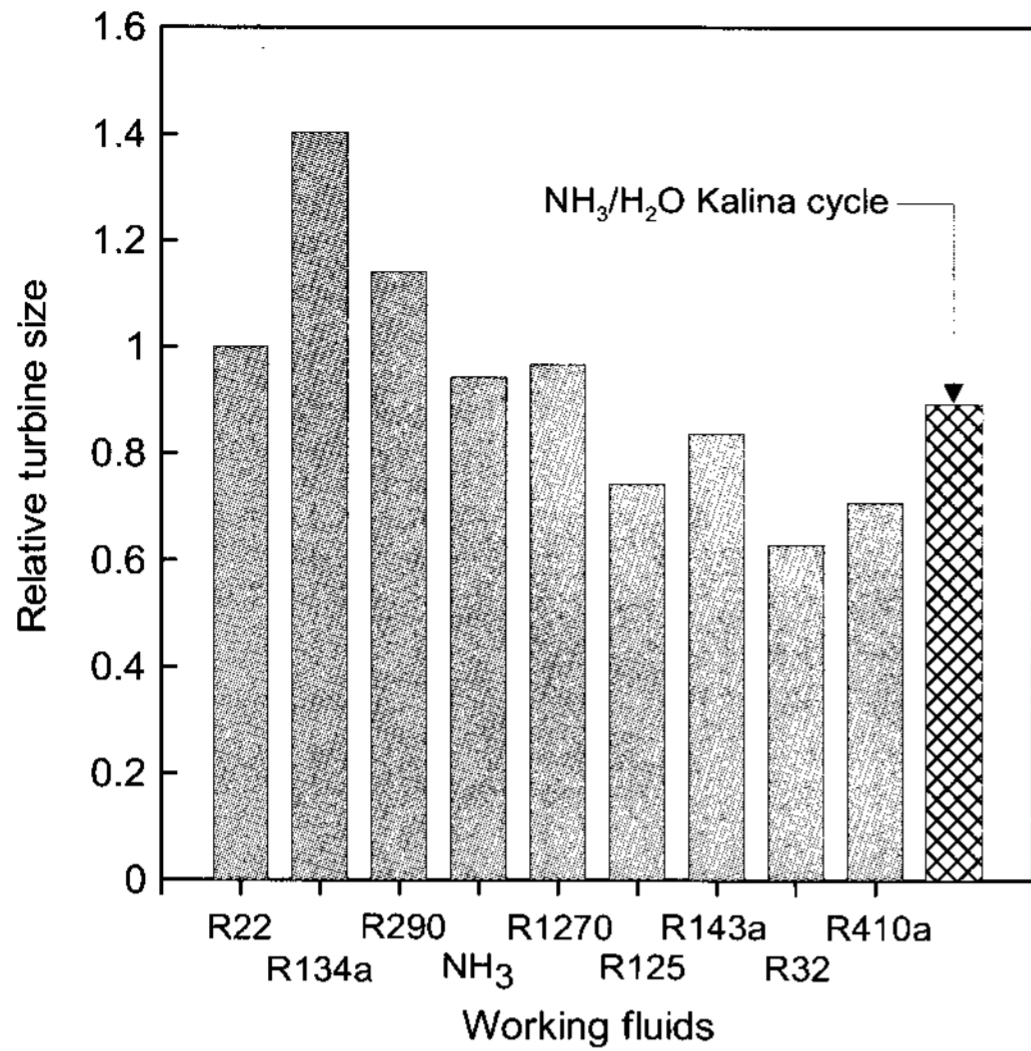


그림 8. 작동유체에 따른 터빈 크기비교 (기준 : R22)

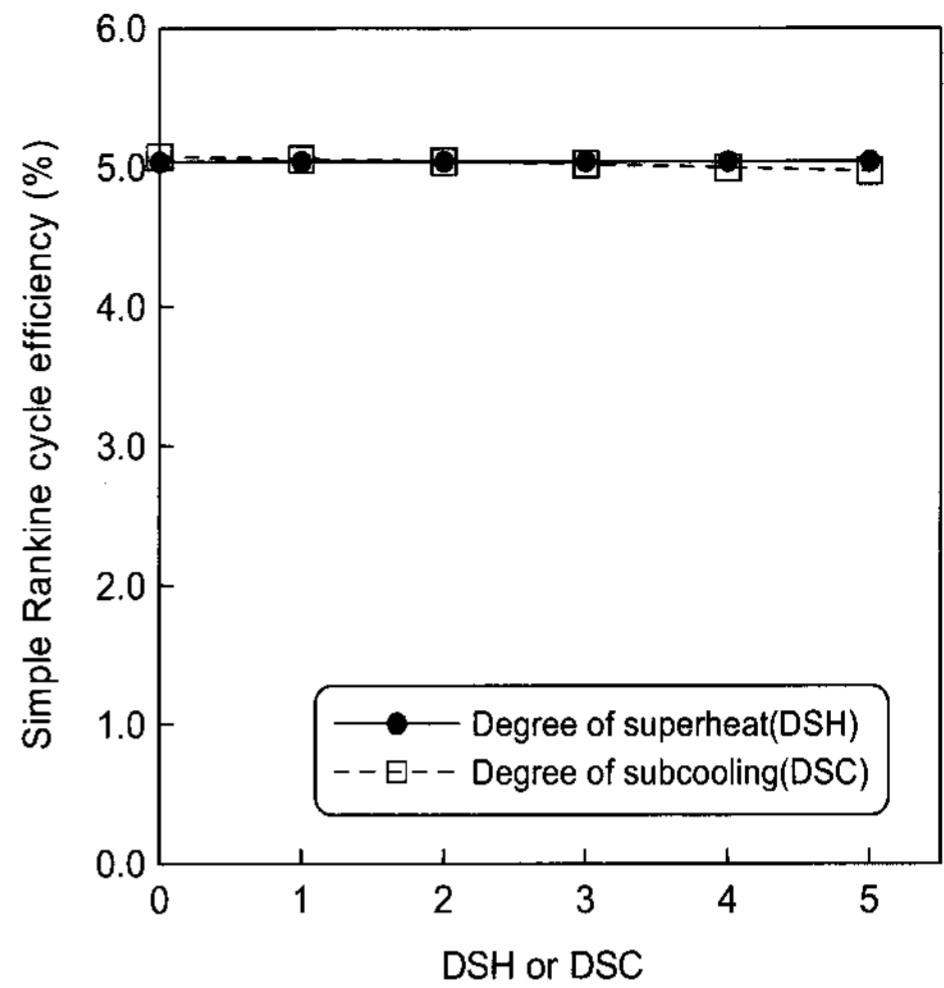


그림 10. 단순 랭킨 사이클에서 과냉도와 과열도에 따른 효율비교

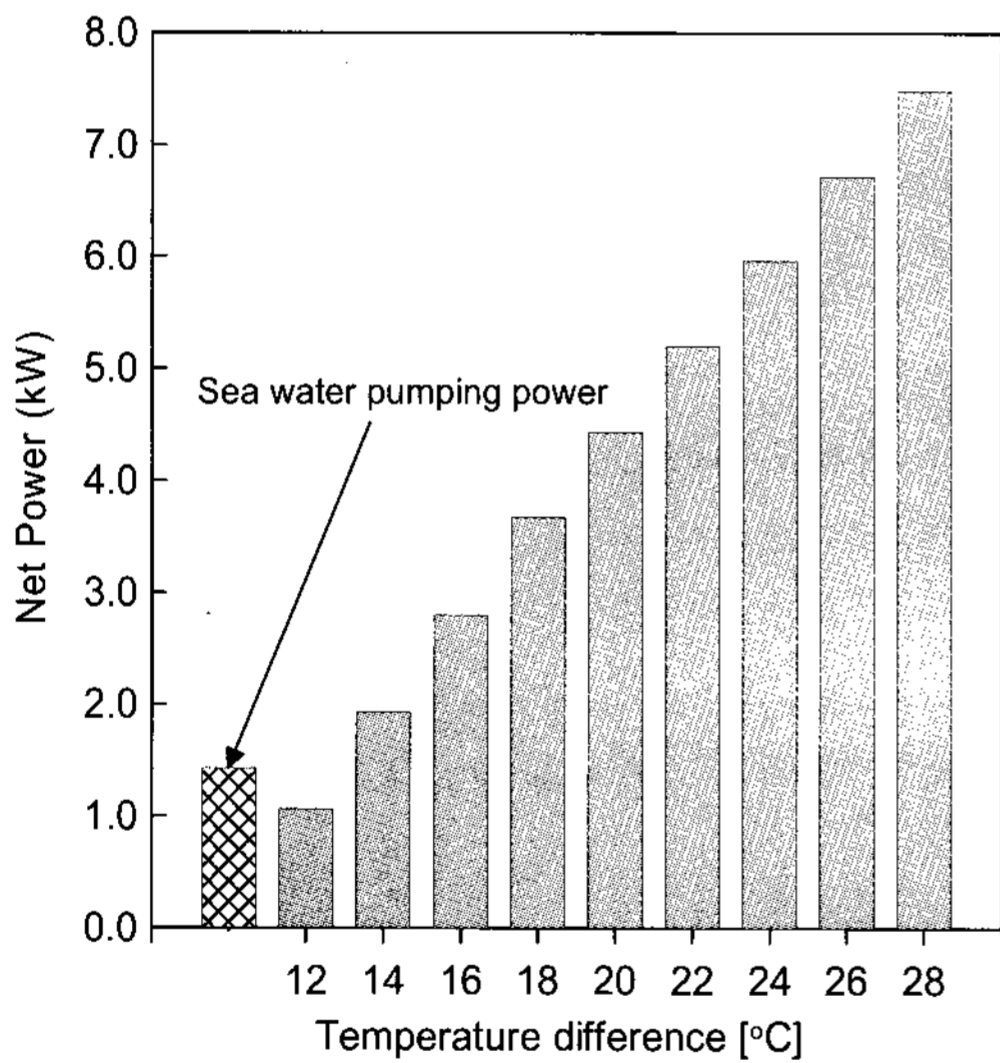


그림 9. 단순 랭킨 사이클에서 온도차에 따른 출력비교

안한 R22와 암모니아를 사용하는 경우보다 터빈 크기가 작아짐을 알 수 있다. 서론에서도 언급했듯이 OTEC 발전시스템의 상업화를 가장 크게 방해하는 요소 중 하나는 초기에 들어가는 막대한 설치 비용 때문인데 R32와 R410A를 사용하게 되면 터빈의 크기가 작아지므로 초기 설치비용을 줄일 수 있게 된다.

그림 9는 심층수의 온도를 4°C로 고정시켰을 경우 표층수의 온도에 따른 총 출력의 변화를 나타낸다. 그림에서 표층수와 심층수사이의 온도차가 13°C 이하일 경우 해수를 펌핑하는데 소요되는 동력이 시스템의 총 출력을 초과하기 때문에 효율은 0이 된다. 그러므로 단순 랭킨 사이클로부터 전기를 생산하기 위해서는 해수사이의 온도차가 최소 14°C 이상 되어야 한다는 것을 알 수 있다. 그리고 OTEC 발전시스템의 증발기에서 발생된 증기는 과열되고, 응축기에서 응축된 액체는 냉매를 펌핑할 때 발생할 수 있는 공동현상을 방지하기 위해서 과냉을 시켜야 한다. 그림 10은 과열도와 과냉도가 효율에 미치는 영향을 나타낸 것으로 과열도와 과냉도는 효율에 거의 영향을 미치지 않는다는 것을 알 수 있다.

4.2 재생식 랭킨 사이클

재생식 랭킨 사이클의 모사조건은 표 1과 동일하지만, 단순 랭킨 사이클과 달리 3개의 압력이 존재하게 된다. 고압과 저압은 각각 표층수와 심층수의 온도에 따라서 정해지고, 중간압력은 다음과 같은 식으로 구할 수 있다.

$$P_{mid} = P_{low} + f_p(P_{high} - P_{low}) \quad (5)$$

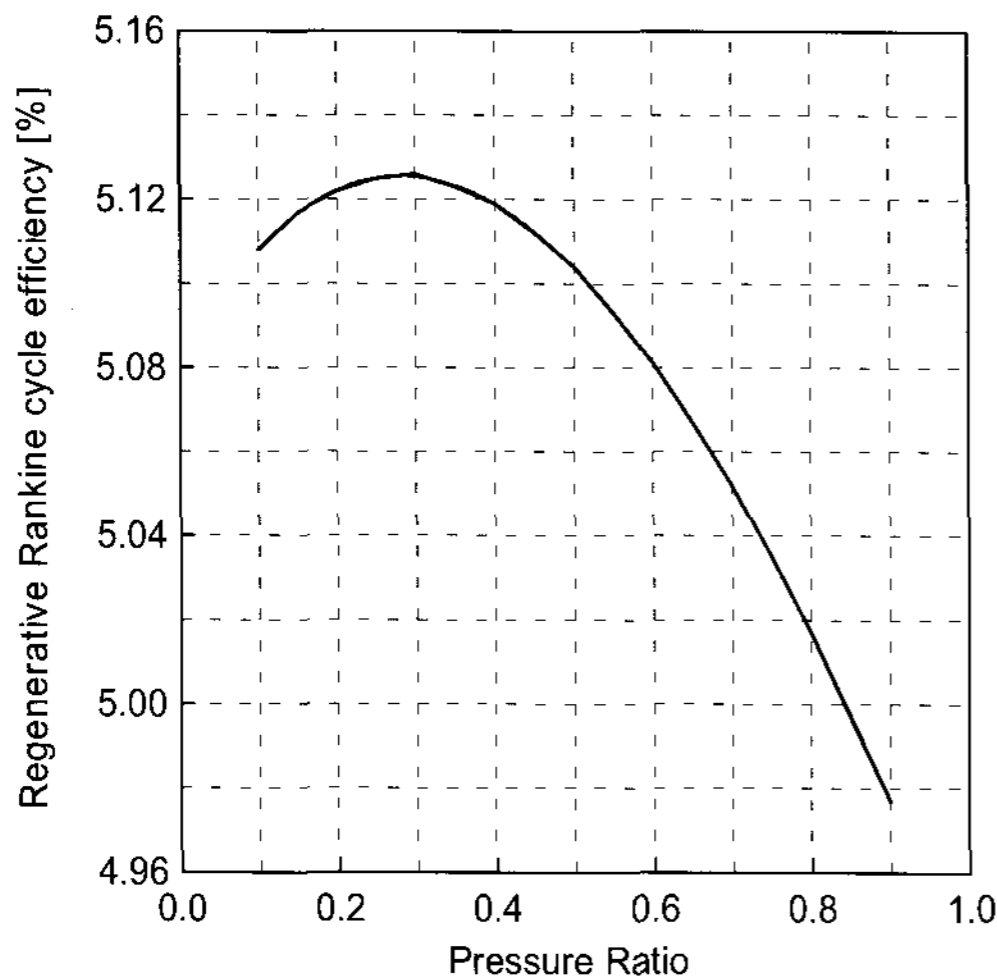


그림 11. 압력비에 따른 재생식 랭킨 사이클의 효율

표 3. 재생식 랭킨 사이클 결과 (작동유체 : R22)

Point	T_{wf} (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg · K)	T_{sw} (°C)
1	13.67	1014.6	60.48	0.230	25.00
2	23.90	1014.6	72.85	0.273	25.19
3	23.90	1014.6	258.50	0.898	27.98
4	25.90	1014.6	260.06	0.903	28.00
5	8.23	645.5	249.38	0.903	6.90
6	8.23	645.5	54.01	0.209	4.03
7	6.23	645.5	51.66	0.200	4.00
8	6.29	756.2	51.75	0.200	
9	13.51	756.2	253.08	0.903	
10	13.51	756.2	60.27	0.230	

여기서 f_p 는 압력비이다. f_p 의 값이 0인 경우 중간 압은 P_{low} , f_p 의 값이 1인 경우 P_{high} 와 같게 된다. 따라서 본 연구에서는 f_p 의 값을 0.1부터 0.9 까지 변화시켜가며 최적화 작업을 수행하였다. 그림 11는 f_p 값에 따른 재생식 랭킨 사이클의 효율을 나타내고 있으며, 압력비가 0.3인 경우 최고의 성능을 나타내고 있음을 보여주고 있다.

표 3은 R22를 작동유체로 사용하였을 때 재생

식 랭킨 사이클의 결과를 나타내고, 그림 12는 재생식 랭킨 사이클과 단순 랭킨 사이클의 효율차이를 보여준다. 재생식 랭킨 사이클에 대한 연구는 단순 랭킨 사이클에서 우수한 사이클 성능을 보인 다섯 개의 냉매에 대해서만 수행하였다. 그림 12에 따르면 모든 냉매에 재생식 랭킨 사이클이 단순 랭킨 사이클에 비하여 2~3% 정도의 효율향상을 보였다.

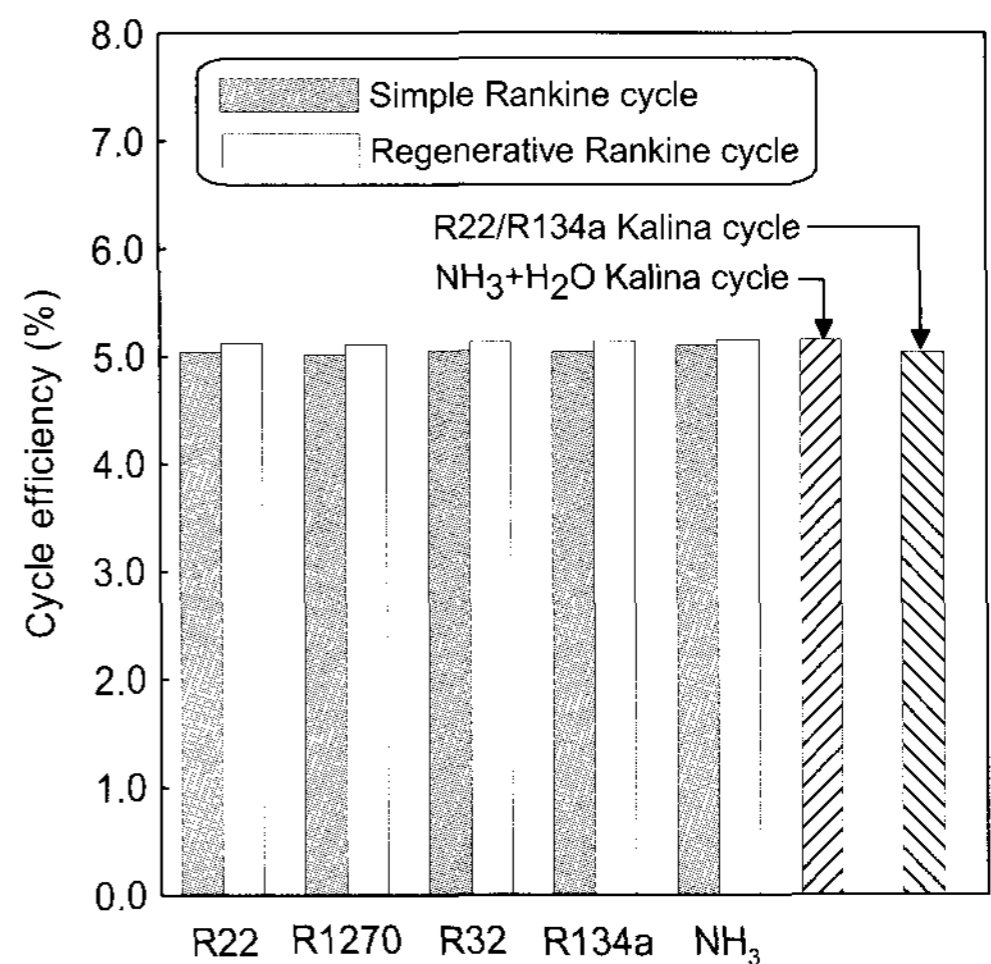


그림 12. 여러 사이클의 효율비교

4.3 암모니아/물 칼리나 사이클

칼리나 사이클의 모사조건은 표 1에 재생기의 유용도(ϵ_{reg})와 증발기 출구(5번 점)에서의 질량비(x_5)가 추가된다. 그림 13은 재생기 효율과 분류기 입구의 암모니아 질량비에 따른 칼리나 사이클 효율변화를 보여준다. 그림에 따르면 x_5 의 값이 0.95인 경우 이에 따른 효율의 변화가 약간 증가하는 추세에 있지만 그리 크지 않다는 것을 알 수 있다. 따라서 비교적 큰 효율값을 갖는 0.95의 값을 x_5 의 표준 값으로 설정하였고, 이 경우 유용도에 따른 사이클 효율의 변화가 크지 않으므로 0.9라는 값을 임의로 정하였다.

표 4는 암모니아/물을 작동유체로 사용하는 칼리나 사이클의 결과를 나타내고, 그림 12에 효율을

표시하였다. 그림에서 알 수 있듯이 암모니아/물을 사용하는 칼리나 사이클의 효율은 5.15%로 암모니아를 사용하는 재생식 랭킨 사이클보다 효율이 낮고, 암모니아를 제외한 다른 냉매를 사용하는

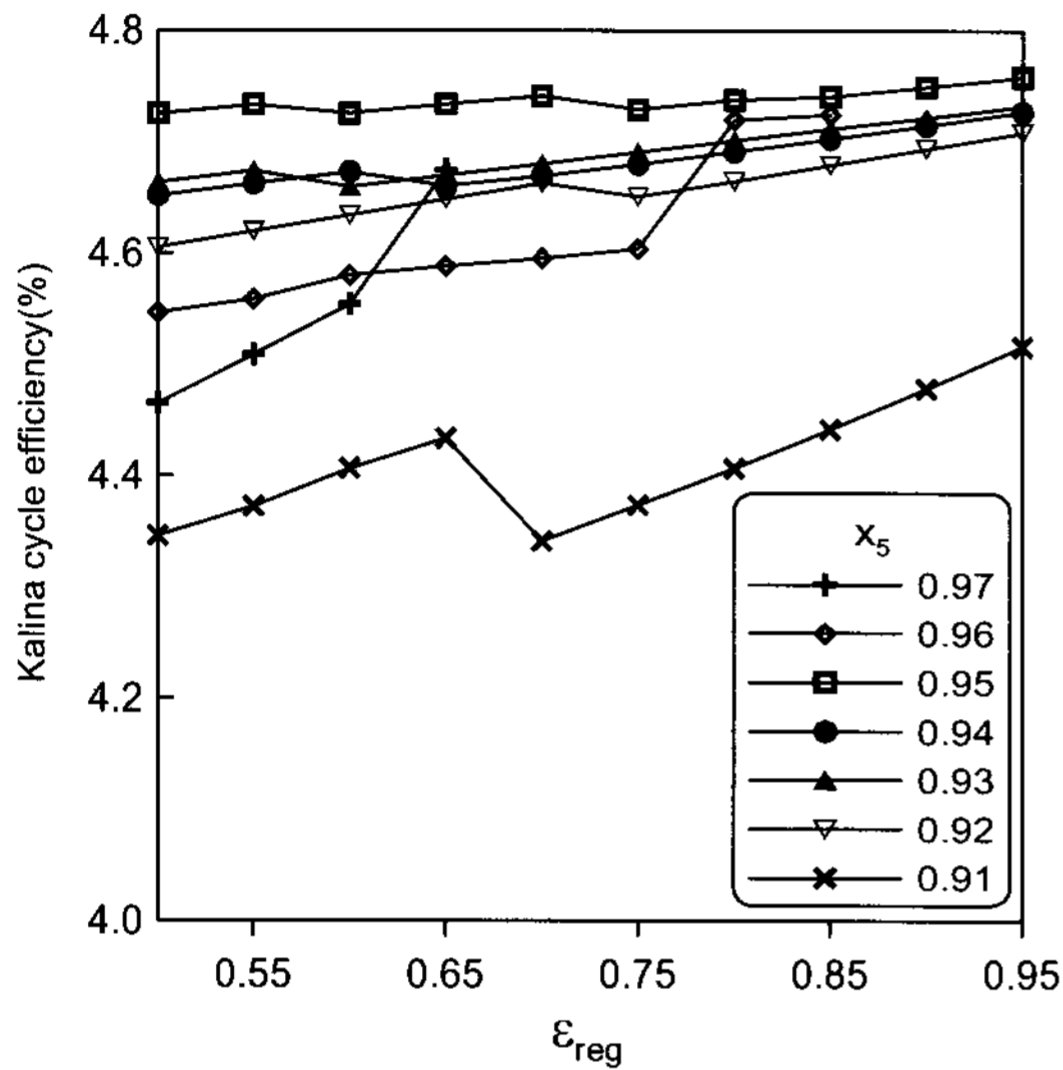


그림 13. x_5 변화에 따른 사이클 유효도와 효율

표 4. 칼리나 사이클 결과 (작동유체 : $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$)

Point	T_{wf} (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	x (kg/kg)	T_{sw} (°C)	ξ (kg/kg)
1	8.632	536.759	579.931	0.950	6.91	1.000
2	7.474	536.759	-1.725	0.950	4.00	1.000
3	7.550	907.481	-1.157	0.950	/	1.000
4	15.539	907.481	36.196	0.950	25.00	1.000
5	24.826	907.481	649.484	0.950	28.00	1.000
6	24.826	907.481	1291.15	0.999	/	0.486
7	24.826	907.481	45.927	0.903	/	0.514
8	9.277	907.481	-27.138	0.903	/	0.514
9	8.730	536.759	-27.138	0.903	/	0.514
10	6.214	536.759	1225.33	0.999	/	0.486
11	23.372	907.481	73.249	0.950	25.18	1.000

경우보다는 높다. 그러나 Uehara and Ikegami⁶⁾는 칼리나 사이클을 사용함으로써 인해 단순 랭킨 사이클보다 약 20% 정도 효율향상을 기대할 수 있다

고 발표하였다. 이렇게 본 연구와 효율의 차이를 보이는 이유는 Uehara and Ikegami⁶⁾의 경우 심층수 입구온도를 단순 랭킨 사이클에서 6°C, 칼리나 사이클에서 4°C로 서로 다른 조건하에서 두 사이클을 비교하였기 때문이다. 본 연구에서도 표 1의 심층수 입구온도, 증발기 및 응축기의 LMTD 차이를 각각 6°C, 4.2°C, 2.5°C로 변화시켜 Uehara and Ikegami⁶⁾가 제시한 동일한 조건하에서 모사를 수행하였다. 그 결과 표 5와 같이 열 효율이 일치함을 확인하였다. 따라서 본 연구에서 개발한 프로그램에 문제가 없음을 확인하였으며, 칼리나 사이클보다는 재생식 랭킨 사이클을 사용하는 것이 열역학 사이클 측면에서 유리함을 알 수 있었다. 그러나 그림 8에 칼리나 사이클의 터빈크기를 도시하였듯이 기존의 R22를 사용하는 시스템보다 터빈의 크기를 감소시킬 수 있음을 알았다.

표 5. 사이클 비교

	Simple Rankine cycle, $T_{cswi}=6^\circ\text{C}$	Kalina cycle ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$), $T_{cswi}=4^\circ\text{C}$
This study	3.96	5.13
Uehara ⁷⁾	3.96	5.00

표 6. 칼리나 사이클 결과 (작동유체 : R32/R134a)

Point	T_{wf} (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	x_{R32} (kg/kg)	T_{sw} (°C)	ξ (kg/kg)
1	8.88	433.798	180.56	0.050	6.91	1.000
2	7.11	433.798	60.41	0.050	4.00	1.000
3	7.25	721.568	60.63	0.050	/	1.000
4	14.34	721.568	70.38	0.050	25.00	1.000
5	25.05	721.568	196.91	0.050	28.00	1.000
6	25.05	721.568	271.68	0.063	/	0.596
7	25.05	721.568	86.74	0.031	/	0.404
8	8.00	721.568	62.63	0.031	/	0.404
9	8.03	433.798	62.63	0.031	/	0.404
10	8.94	433.798	260.60	0.063	/	0.596
11	23.44	721.568	83.17	0.050	25.303	1.000

4.4 R32/R134a 칼리나 사이클

표 6에 R32/R134a를 작동유체로 사용하는 칼리나 사이클의 모사결과를 나타냈고, 그림 10에 효율을 표시하였다. 그림에서 알 수 있듯이 R32/R134a를 사용할 경우 효율은 단순 랭킨 사이클과 비슷한 5.04%를 나타냈다. 이는 Uehara and Ikegami⁷⁾의 결과와도 일치한다. 또한, R22를 작동유체로 사용하는 단순 랭킨 사이클과도 일치하며, 암모니아를 작동유체로 사용하는 사이클보다는 효율이 적은 값이다. 따라서 OTEC 발전시스템으로는 적합하지 않음을 알 수 있었다.

4.5 개방형 사이클

표 7은 개방형 사이클의 모사결과를 나타낸다. 이 사이클의 효율은 3.76%인 것으로 밝혀졌지만,

표 7. 개방 사이클 결과

Point	T _{wf} (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	T _{sw} (°C)
1	28.00			
2	21.08	2.50	2539.14	
3	22.12	2.50		
4	10.37	1.26	2449.07	9.72
5	8.37	1.26	35.14	4.00
6	10.37	1.26	43.52	4.02

표 8. 혼합형 사이클 결과 (작동유체 : R22)

Point	T _{wf} (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg · K)	T _{sw} (°C)
1	6.28	1017.42	52.33	0.202	25.00
2	24.06	1017.42	73.73	0.276	25.31
3	24.06	1017.42	257.63	0.895	27.98
4	26.06	1017.42	259.31	0.900	28.00
5	8.24	645.01	248.60	0.900	6.91
6	8.24	645.01	54.34	0.210	4.03
7	6.24	645.01	51.99	0.201	4.00
8			2540.89		21.10
9			88.48		21.10
10			78.04		18.60
11					6.92
12					10.30
13					21.69

불응축가스 제거를 위한 추가동력이 총출력의 약 10%임을 감안하면 효율은 3.35%로 낮아진다.⁸⁾ 그러나 개방형 사이클의 경우 증발기 용량이 150 kW가 되기 위해 필요한 표층수의 질량유량은 6.16 kg/s이지만, 개방형 사이클을 제외한 모든 사이클의 경우 표층수의 질량유량은 11.96 kg/s이다. 이러한 해수측 질량유량의 감소는 상용화 가능성이 큰 사이클임을 암시해 준다.

4.6 혼합형 사이클

표 8은 혼합형 사이클 모사결과로 해수측 펌핑동력과 불응축가스제거 동력을 제외하면 단순 랭킨 사이클의 경우와 같다. 그러나 Panchal and Bell⁸⁾에 따르면 불응축가스를 제거하는데 필요한 동력은 개방형 사이클이 총출력의 약 2.8%에 지나지 않는다고 발표하였다. 이러한 불응축가스를 제거하는데 필요한 동력을 포함하면 혼합형 사이클 효율은 약 4.86%가 된다. 이 수치는 기존의 계산결과와 일치하므로 본 프로그램이 정확하게 만들어졌음을 확인하였다.

5. 결 론

- (1) 단순 랭킨 사이클의 경우 초기 투자비용과 환경문제 등을 고려할 때 R410A와 R32가 작동유체로서 가장 적합할 것으로 보였다.
- (2) 단순 랭킨 사이클은 따뜻한 표층수와 차가운 심층수의 온도차가 최소 14°C이상일 때 전기를 생산할 수 있음을 알 수 있었다.
- (3) 증발기 출구에서의 과열도와 응축기 출구에서의 과냉도는 시스템 성능에 거의 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다.
- (4) R22 재생식 랭킨 사이클을 사용하면 단순 랭킨 사이클의 효율보다 1.7%정도 증가함을 알 수 있었다.
- (5) R32/R134a를 작동유체로 사용하는 칼리나 사이클보다는 재생식 랭킨 사이클을 이용하는

것이 열역학 사이클 측면에서 유리함을 알 수 있었다.

- (6) 개방형 사이클과 혼합형 사이클의 효율은 불응축 가스를 배출시키기 위한 펌프동력을 고려할 경우 각각 3.35% 4.86%정도임을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

1. Luis A. Vega, Ocean Thermal Energy Conversion, John Wiley & Sons, 1995.
2. Uehara, H, and Ikegami, Y., "Optimization of a Closed-Cycle OTEC system" J. of Solar Energy Engineering, 112, pp. 247~256, 1990,
3. Vadus, J., "A Strategy for OTEC Commercialization" Processing of the 1997 International OTEC/DOWA Association, pp. 235~247, 1997.
4. Korea Power Company, A Study on the Development of Ocean Thermal Energy Conversion and Wave Power Generation System, Technical report, KRC-89G-T10.
5. Jung, D.S., and Radermacher, R., "Performance Simulation of Single-Evaporator Domestic Refrigerators Charged With Pure and Mixed Refrigerators" Int. J. Refrigeration, Vol. 14, pp. 223~232, 1991
6. Uehara H., and Ikegami Y., "Parametric Performance Analysis of OTEC using Kalina Cycle" Joint Solar Engineering Conference, ASME, pp. 203~207, 1993.
7. Uehara H. and Ikegami Y., "Parametric Performance Analysis of OTEC System using HFC32/HFC134a Mixtures" ASME Solar Engineering, Vol. 2, pp. 1005~1010, 1995.
8. Panchal C.B. and Bell K.J., "Simultaneous Production of Desalinated Water and Power using a Hybrid-cycle OTEC Plant" Transaction of the ASME, vol. 109, pp. 156~160, 1987.