



해수유량변화에 따른 MW급 해수온도차발전시스템의 성능변화 동적 시뮬레이션

Dynamic Simulation of Performance Change of MW-class OTEC according to Seawater Flow Rate

임승택* · 김현주* · 이호생*†
 Seung-Taek Lim*, Hyeon-Ju Kim* and Ho-saeng Lee*†

(Received 05 September 2018, Revision received 09 January 2019, Accepted 09 January 2019)

Abstract: Research on domestic and foreign countries is actively underway to develop OTEC, which boasts an infinite energy source. The MW class OTEC is expected to demonstrate in Kiribati in 2020, and the performance is analyzed through dynamic simulations of extreme conditions that cannot be realized on the experimental plant scale. Simulation conditions were assumed to be flow rate changes of surface water, deep water, and working fluid, and the changes in system power, heat, and temperature were compared during the flow rate change. The heat of evaporator was reduced by about 14.9% and the turbine power was reduced by 150 kW as the surface water flow was reduced by half. In addition, while the deep water flow is reduced by half, 12% of the evaporator heat is reduced and the total power generation is reduced by 200 kW. In the case of working fluid, the flow rate is designed to be reduced to 0, and the output and heat source of heat exchanger are reduced proportionally as the flow rate decreases. The dynamic simulation according to the flow rate will be used to grasp the operating characteristics of OTEC and to be applied for control.

Key Words : Ocean Thermal Energy Conversion, Dynamic Cycle, Turbine generator, Surface Water flow Rate, Deep Water flow Rate, Refrigerant flow Rate

1. 서 론

국내 신재생에너지 보급 비중은 2016년 통계에 따르면 1차 에너지 대비 약 5% 이하이며 전체 신재생에너지 생산량의 상당부분을 폐기물 바이오수력이 차지하고 있어 신재생에너지 비중의 증가

와 새로운 에너지 개발이 필요로 하고 있다. 앞으로 사용 가능한 저온 폐열을 회수하여 에너지를 생산하는 기술을 확보할 경우 전체 사회 시스템에서 발생하는 에너지의 소비 절감에 크게 기여할 것으로 예상된다.

그중 해양 에너지는 매우 안정적이며, 무한한

*† 이호생(ORCID:<https://orcid.org/0000-0003-3042-5889>) : 책임연구원, 선박해양플랜트연구소

E-mail : hslee@kriso.re.kr, Tel : 033-630-5021

*임승택 : 연구원, 선박해양플랜트연구소

*김현주 : 책임연구원, 선박해양플랜트연구소

*† Ho-Saeng Lee(ORCID:<https://orcid.org/0000-0003-3042-5889>) : Principal Researcher, Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering.

E-mail : hslee@kriso.re.kr, Tel : 033-630-5021

*Seung-Taek Lim : Researcher, Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering

*Hyeon-Ju Kim : Principal Researcher, Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering.

청정에너지 자원이다. 바다는 지구 전체 면적의 약 3/4을 차지하고 있기 때문에 지구에 도달하는 태양에너지의 상당량이 바다로 흡수되고 있다.¹⁾

국내에서는 해수온도차발전에 대한 연구를 한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소에서 “해양심층수의 에너지 이용 기술 개발”이라는 해양수산부 과제를 통해 요소기술 개발에 대한 연구를 진행하였다. 2010년부터 시작한 연구과제는 2011년 100W급 OTEC Mock-up 장치를 성공적으로 설계, 제작 및 운전을 하였으며, 최근 2013년 20 kW급 OTEC을 설계, 제작하여 성공적으로 운전하여 국내의 해수온도차발전 기술이 세계의 최고기술에 발맞춰 많은 기술 향상을 확인할 수 있는 계기가 되었다.²⁾

국내에서는 해수온도차발전 사이클에 대한 시뮬레이션 등을 수행한 바 있으나 여전히 해수온도차발전 사이클 효율 향상 방안에 대한 연구는 극히 제한적이다.^{3,4)} 최근 윤정인 등은 이젝터를 활용한 해수온도차발전으로 5%의 성능결과를 도출하였으나, 기존 연구는 일정 환경의 정특성을 분석한 결과로서 시간에 따라 변화되는 동특성 결과는 부족한 실정이다.^{5,6)} 본 연구는 2019년 예상되는 해수온도차발전의 국내 실증을 위해 플랜트 운전이 영향을 미치는 해수열원의 유량 변화에 따른 성능 특성을 동적 사이클에 적용하여 해석하였다.

해수온도차발전의 열원으로 이용되는 표층수에 심층수 배출로부터의 유입이나 심층수 배관의 파손과 같은 온수 혼입 등의 갑작스러운 유량 변화를 가정하여 실제 운전 중 시스템 상태 변화에 따른 운전 방식의 조절이나 제어 설계를 위하여 설계되었다.

2. 해수온도차발전 사이클 설계

2.1 Closed cycle OTEC

2.1.1 해수 공급 조건

해수온도차발전은 해양 표층의 상대적으로 따뜻한 해수와 심층의 상대적으로 차가운 해수의

Table 1 Parameter of Seawater of OTEC

Contents	value	Unit
Hot Water Inlet Temperature	29	℃
Hot Water Inlet Pressure	200	kPa
Hot Water Mass Flow Rate	1948.5	kg/s
Cold Water Inlet Temperature	5	℃
Cold Water Inlet Pressure	200	kPa
Cold Water Mass Flow Rate	1805	kg/s
Sea Water Pump Efficiency	80	%

온도차를 이용하여 발전하는 방식이다. 이러한 해수 온도차가 20℃ 이상일 때 효율적인 발전이 가능한 것으로 알려져 있다. 따라서 공급되는 표층 해수는 남태평양의 평균 표층해수 온도인 29℃를 적용하여 발전에 요구되는 최대 온도를 설계하고 공급 유량은 1948.5 kg/s를 적용하였다.⁷⁾

또한 저온 열원으로는 수심 1,000 m 내외의 심층수를 이용하였으며, 5℃의 해수를 공급하는 조건으로 가정하였다. 심층수는 해안으로부터 5~10 km에 위치하는 수심 200 m 이하의 해수로서 해수의 온도는 수심에 따라 급격히 내려가며, 남태평양 도서 국가의 경우 1,000 m 지점에서 약 5℃ 이하를 보인다. 국내에는 동해안에만 심층수가 위치하고 있으며, 연간 2℃의 저온을 보인다. 전 세계적으로 98개국에서 심층수를 이용한 온도차 발전이 가능할 것으로 예상된다.

MW급 해수온도차발전 시뮬레이션에 적용된 해수 공급 조건은 Table 1과 같으며, 발전 사이클의 성능특성은 Table 2와 같다.

2.1.2 사이클 설계

해수온도차 발전 사이클을 설계하기 위하여 MW급 용량의 폐쇄형 발전 사이클을 설계하였다. 폐쇄형 온도차발전 사이클은 작동유체를 통해 순환 발전하는 방식으로 증발기에서 고온 고압으로 팽창 증발된 작동유체가 터빈을 통과하며 발전되고 이후 응축기를 통해 저온 저압의 유체로 응축되어 순환하게 된다. 이때, 적용된 작동유체는 오

Table 2 Parameter of Closed cycle of OTEC

Parameter	Value	Unit
System Efficiency	3.95	%
Turbine Power	1,278	kW
Turbine Efficiency	85	%
Refrigerant Pump Power	82.63	kW
Hot Water Pump Power	130.5	kW
Cold Water Pump Power	188.3	kW
Heat Source Capacity	32,364	kW
Heat Sink Capacity	31,148	kW
Net System Power	876.57	kW
Net System Efficiency	2.71	%
Turbine Inlet Pressure	1,729	kPa
Turbine Inlet Temperature	26.5	°C
Refrigerant Mass Flow Rate	103.2	kg/s

존층 파괴 지수(ODP)와 온난화 지수(GWP)는 각각 0과 675로 환경 영향이 낮으며, 열전달계수가 상대적으로 높은 R32를 적용하였다.⁸⁾

다단 사이클 및 칼리나 사이클, 우헤하라 사이클 등 해수온도차발전 사이클의 성능을 개선하며 출력을 높이기 위한 다양한 연구가 수행되었으나, 본 연구에서는 단일 사이클의 유량 변화에 따른 성능 특성을 비교하기 위하여 기본 사이클을 적용하였다.^{9,10)} 표층 해수와 심층 해수의 유량에 따라 0.6°C와 열교환기 핀치온도 1.5°C를 만족하는 MW급 사이클이 구성된다. 이때, 85%의 터빈효율 조건에서 발전량은 1,278 kW를 보이며, 순수 출력은

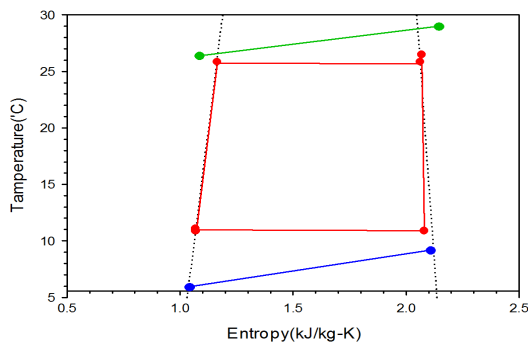


Fig. 1 T-S Diagram of OTEC cycle

2.71%의 해수온도차 발전 사이클이 구성된다. Fig. 1은 해수온도차발전 사이클의 T-S 선도이며, 29°C의 표층해수와 5°C의 심층해수의 온도변화에 따른 사이클 성능특성을 나타낸다.

폐쇄형 사이클은 작동유체 펌프에 의해 순환되므로 열원이 공급되면 무한한 발전 사이클이 구성된다. 폐쇄형 발전의 터빈 출력은 식 (1)와 같으며, 순수 발전량은 식 (2)와 같다. 사이클의 설계는 공정설계 프로그램인 Aspen HYSYS ver8.0을 이용하였다.¹¹⁾

$$W_t = m_r(h_{ti} - h_{to}) = m_r \eta_t (h_{ti} - h_{tos}) \quad (1)$$

$$W_{net} = W_t - w_{wvp} - w_{cwp} - w_{rp} \quad (2)$$

m_r 는 냉매의 질량유량을 나타내며, h_{ti} 와 h_{to} 는 터빈의 입·출구 엔탈피량 η_t 는 터빈의 효율을 h_{tos} 는 등엔트로피 과정의 터빈출구 엔탈피를 나타낸다. w_{wvp} , w_{cwp} 그리고 w_{rp} 는 각각 표층수, 심층수, 작동유체의 순환 펌프 출력을 나타낸다. 온도차발전의 증발열량은 식 (3)과 같으며, 효율은 식 (4)와 같이 순수 발전량과 증발 열량과의 비로 구한다.

$$Q_w = G_h \cdot C_h \cdot \Delta T_{in-out} \quad (3)$$

$$\eta_{net} = \frac{W_{net}}{Q_w} \quad (4)$$

여기서 G_h 는 표층수의 유량이며, C_h 는 해수의 비열, ΔT_{in-out} 는 증발기의 입·출구 온도차를 나타낸다.

2.2 동적 사이클

해양온도차발전의 유량변화에 따른 성능변화를 비교하기 위하여 표층수와 심층수, 작동유체의 유입부의 유량변화를 적용하여 결과를 도출하였다. 유량제어를 포함한 폐쇄형 온도차발전 사이클의 구성은 Fig. 2와 같다.

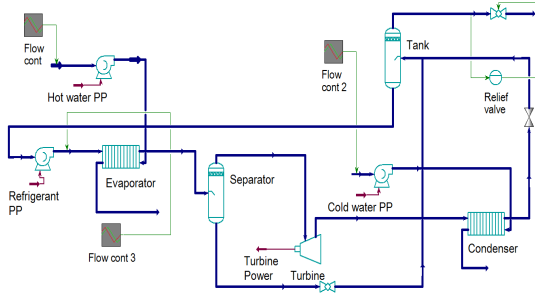


Fig. 2 OTEC Dynamic cycle

시뮬레이션에 적용될 유량 변화는 2대의 병렬 운전 중인 표층수 및 심층수 펌프의 오류에 따른 각 해수 유량이 1/2감소하는 경우와 작동유체 펌프의 이상으로 펌프가 정지되는 경우를 고려하였다. 프로그램 상에서의 펌프의 설계는 각 1대의 표층수와 심층수 펌프를 설계하고 유량을 1/2만큼 감소하여 동일 조건을 만족하였다. 해수 유량변화에 따른 작동유체 용량 변화와 액분리의 액적 발생의 변화를 비교하기 위하여 23.6m³의 저장탱크와 1.0m³의 액분리기를 적용하였으며, 초기 운전 조건은 저장탱크에 50%의 용량을 보유하며 액분리기는 0%의 저장용량을 설계하였다.

총 시스템 운전시간은 15분을 설계하였으며, 초기 유량 변화는 시스템 운전이 시작된 후 03분에 감소하기 시작하여 10분간 변화 과정을 설계하였다. 동적 사이클 구성을 위한 운전 특성은 Table 3에 나타내었다.

해수온도차발전의 각 구성 요소의 물질 균형은 식 (5)와 같다.

$$\frac{d(\rho_{jo} V)}{dt} = F_i \rho_i - F_o \rho_o \quad (5)$$

여기서, F_i 은 탱크에 들어가는 공급 물의 유량, F_o 는 탱크에서 나가는 물의 유량, ρ_i 는 공급 물의 밀도, ρ_o 는 배출 물의 밀도, V 는 탱크 내부의 유체 부피이다.

각 구성 요소의 에너지 균형은 식 (6)과 같이 작성할 수 있다.

$$\frac{d[(u + k + \Phi) V]}{dt} \quad (6)$$

$$= F_i \rho_i (u_i + k_i + \Phi_i) - F_o \rho_o (u_o + k_o + \Phi_o) + Q + Q_r - (w + F_o P_o - F_i P_i)$$

여기서, u 은 내부 에너지, k 는 운동 에너지, Φ 는 잠재 에너지 : 단위 질량당 에너지 량, w 는 시스템에 의해 수행되는 샤프트 일 에너지 : 시간당 에너지, P_o 는 시스템 압력, P_i 는 공급 유체의 압력, Q 는 경계를 가로 지르는 열에너지, Q_r 는 반응 열 에너지이다.¹²⁾

3. 동적 사이클 시뮬레이션 결과

3.1 표층수유량 변화 특성

3.1.1 열교환기 성능 특성

표층수 유량이 변화되는 가정을 적용하여 해양 온도차발전의 운전 특성을 시뮬레이션 하였으며, 정상상태에서 운전 중 유량 변화가 열교환기에 미치는 영향을 비교하였다. 표층수 유량이 감소하는 03분 지점부터 증발기의 해수 온도차는 비례적으로 증가하며 최대 7.6℃를 보인다. 표층 유량이 감소하면서 작동유체의 증발기 입구온도가 점차 감소하며, 유량 감소에 따라 점차 증발 열량이 감소되어 08분 지점부터는 작동유체의 증발기출구 온도가 포화온도 이하인 25.8℃로 감소되어 액이 발생하였다. Fig. 3은 표층수 유량 변화에 따른 증발기에서의 온도 변화를 보여준다.

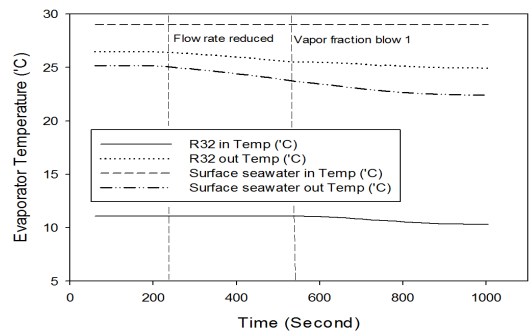


Fig. 3 Performance Characteristics of Evaporator according to surface water flow rate

Table 3 Parameter of Dynamic conditions

Parameter	Value	Unit
Separator Volume	1.0	m ³
Tank Volume	23.8	m ³
Liquid Volume In Tank	11.9	m ³
Total Working Time	15	min
First Reaction Time	03	min
Total Reaction Time	10	min
Ramp Magnitude Of Fluids	50	%
Current Offset	0	%

응축기에서의 온도 변화는 작동유체가 증발기에서 포화온도 이하로 내려가는 08분까지 거의 동일하나 이후 급격히 감소하여 심층수 온도차는 기존 4°C에서 3.3°C로 감소하고 R32의 출구 온도는 분당 0.28°C로 감소하다가 만액이 된 9.5분부터 액분리기에서 액상의 유체가 터빈으로 들어오게 되어 0.4°C의 온도가 상승한다. Fig. 4는 표층수 유량 변화에 따른 응축기에서의 온도 변화를 보여준다.

3.1.2 에너지 변화 특성

Fig. 5의 터빈 성능 변화와 같이 표층 해수의 유량이 감소하게 되면서 점차 터빈출력이 감소하게 되나 미미하다. 그러나 해수 유량이 점차 감소하면서 건도가 1 이하로 내려가게 되고 이후 급격한 출력 변화가 발생하여 초당 0.61 kW 감소되다가 액분리의 액상 작동유체가 터빈으로 들어오면서 출력이 30 kW 증가한다.

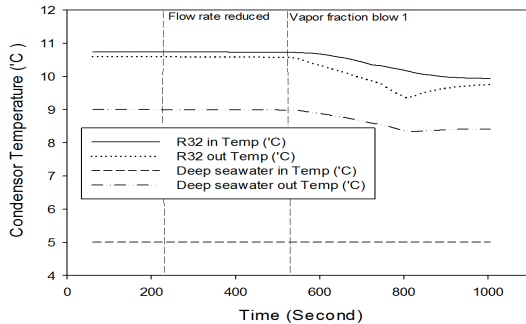


Fig. 4 Performance Characteristics of Condenser according to surface water flow rate

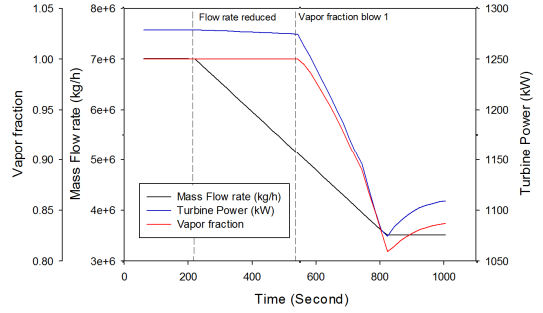


Fig. 5 Performance Characteristics of Turbine according to surface water flow rate

증발기와 응축기, 터빈의 에너지 변화는 Fig. 6과 같으며, 건도가 1 이하로 내려가기 전까지 변화가 없으나 이후 액분리기로 작동유체가 유입되어 감소한 유량만큼 열교환기 및 터빈의 발생 열량과 출력이 감소한다. 액분리의 액용량은 9.5분경부터 증가하여 3분 20초 이후 액분리기 용적 95.5%의 만액되어 액상으로 터빈으로 유입된다.

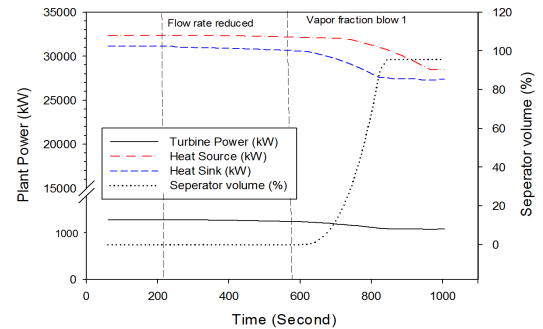


Fig. 6 Performance Characteristics of Energy in OTEC according to surface water flow rate

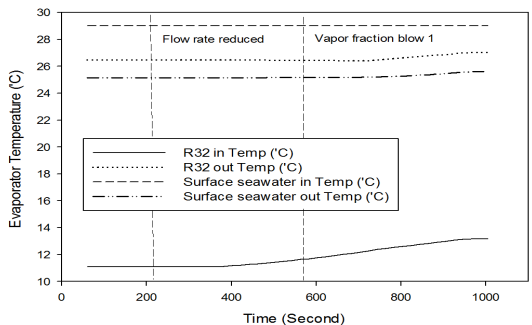


Fig. 7 Performance Characteristics of Evaporator according to Deep water flow rate

표층수 유량 감소에 따라 증발기 발생 열량은 기존 32.34 MW에서 27.66 MW까지 감소하여 약 14.9%의 열량 감소가 발생하며, 응축 시 흡입 열량은 기존 31.14 MW에서 26.64 MW까지 감소하여 13.7% 감소한다.

3.2 심층수유량 변화 특성

3.2.1 열교환기 성능 특성

심층수 유량이 1/2로 감소함에 따라 응축기 및 증발기에서의 온도 변화를 비교하였다. 심층수 유량이 감소하는 03분부터 증발기 작동유체의 입구 온도가 점차 증가하여 기존 11.1°C에서 13.2°C로 변하며, 24.5분부터 작동유체의 출구 온도가 약 0.5°C 증가하게 된다. Fig. 7은 심층수 유량 변화에 따른 증발기에서의 온도변화를 보여준다.

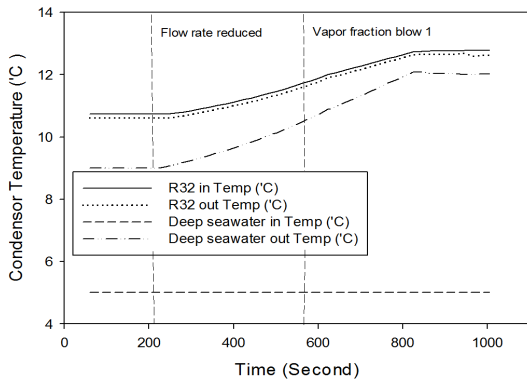


Fig. 8 Performance Characteristics of Condenser according to Deep water flow rate

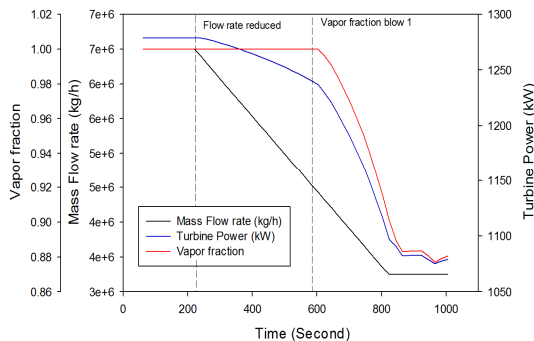


Fig. 9 Performance Characteristics of Turbine according to Deep water flow rate

응축기에서의 온도변화는 유량변화가 시작되면서 심층수 입·출구 온도차가 최대 7°C까지 발생하며, 응축기에서의 작동유체 온도 변화는 10.7°C로 유입되던 작동유체가 심층수 유량이 감소되면서 12.7°C까지 상승하게 되고 입·출구 온도차는 0.1°C가 발생하나 유량에 따른 변화는 없다. Fig. 8은 심층수 유량변화에 따른 응축기에서의 온도변화를 나타낸다.

3.2.2 에너지 변화 특성

Fig. 9의 터빈 성능 변화와 같이 표층해수의 유량이 감소하게 되면서 초당 0.11 kW로 감소하게 되며, 이후 해수 유량이 점차 감소하면서 건도가 1 이하로 내려가면서 초당 0.58 kW 감소된다.

심층수 유량변화에 따른 에너지 변환과 액분리기 용량변화는 Fig. 10과 같으며, 증발기 출구 작

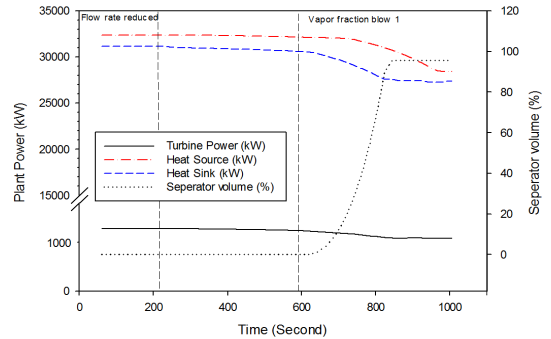


Fig. 10 Performance Characteristics of Energy in OTEC according to Deep water flow rate

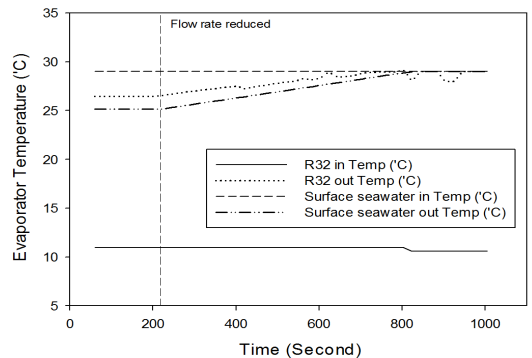


Fig. 11 Performance Characteristics of Evaporator according to Refrigerant flow rate

동유체에 액발생 이후 3분 30초에 터빈에 액이 유입된다. 또한 증발기에서 발생하는 열량은 기존 32.34 MW에서 28.45 MW까지 감소하여 약 12.0%의 열량 감소가 발생하며, 응축시 흡입 열량은 기존 31.14 MW에서 27.38 MW까지 감소하여 12.3% 감소한다.

3.3 작동유체유량 변화 특성

3.3.1 열교환기 성능 특성

작동유체의 유량이 감소에 따른 증발기 온도 변화는 기존 29℃로 유입되던 표층수 입·출구에서 유량 감소가 시작되는 18분부터 온도차가 점차 감소되어 24분 30초에 온도차가 0℃가 된다. 또한, 작동유체 간의 온도차는 기존 15.2℃에서 점차 증가하여 29℃의 작동유체 출구 온도와 18.5℃의 온도차를 보인다. 증발기에서의 입·출구 온도 변화는 Fig. 11과 같다.

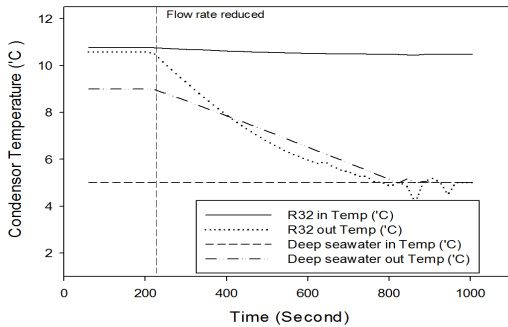


Fig. 12 Performance Characteristics of Condenser according to Refrigerant flow rate

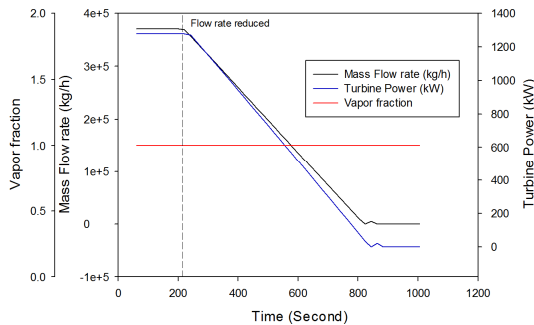


Fig. 13 Performance Characteristics of Turbine according to Refrigerant flow rate

반면 응축기 입·출구 온도 변화는 Fig. 12와 같으며, 작동유체의 유량이 감소함에 따라 작동유체 출구 온도와 심층수 출구 온도가 점차 5℃로 감소하게 된다. 그리고 R32 작동유체의 입구 온도는 기존 10.7℃에서 10.5℃로 약간의 감소를 보인다.

3.3.2 에너지 변화 특성

작동유체의 유량 감소에 따른 터빈과 에너지 변화는 Fig. 13과 Fig. 14와 같으며, 터빈 유입 유량이 0 kg/h까지 감소하면서 동일한 비율로 터빈의 출력, 증발 열량 및 응축 열량이 감소하여 0이 된다.

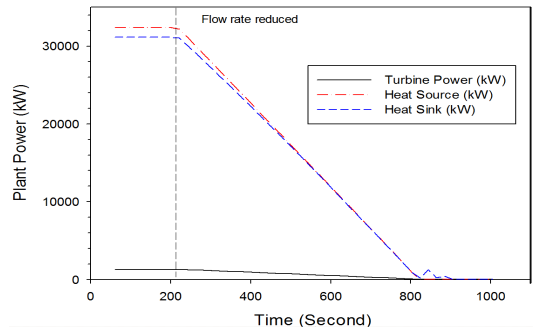


Fig. 14 Performance Characteristics of Energy in OTEC according to Refrigerant flow rate

4. 결론

해양 온도차 24℃ 이상의 적도지역의 도서 국가를 대상으로 온도차발전 운전 성능을 파악하기 위하여 표층수, 심층수 및 작동 유량을 감소하여 성능 변화를 확인하였으며, 유량 변화에 따른 동적 사이클 시뮬레이션을 통하여 해수온도차발전의 실행 불가능한 영역의 운전 특성을 파악할 수 있었다.

1) 표층수 및 심층수의 유량 감소를 통하여 총 열량이 감소하게 되며, 발전 출력에 영향을 미치게 된다. 또한 총 유량의 30% 이상 감소하게 되는 경우 터빈으로의 액냉매 유입을 초래하여 시스템의 불안정화 및 터빈 이상이 발생하게 된다.

2) 심층수 유량 감소는 응축기 출구의 작동유체를 기체 상태로 저장탱크에 공급하게 되면서 내부 압력을 상승시키는 원인이 된다. 또한, 저장탱크의 압력 상승은 순환펌프에 공급되는 작동 유체의 압력도 상승시키게 되며, 증발압력의 상승과 액체 작동유체의 발생을 유발하여 액분리기의 레벨을 상승하는 요인이 된다.

3) 작동유체의 유량 감소에 따른 증발기와 응축기의 해수 온도차는 비례적으로 감소하며, 펌프 유량 감소 이후 유동이 정지된 뒤 해수의 온도차는 0℃가 된다. 또한 터빈의 출력과 각 열교환기의 에너지 변화도 유량 변화와 동일한 것으로 확인하였다. 따라서 냉매 유량 제어에 따른 터빈 출력 조절이 가능하며, 외부 조건 변화에 따른 냉매 펌프 제어를 통하여 시스템 안정화가 요구된다.

4) 표층수와 심층수의 유량 변화에 따른 출력 감소는 건도가 1 이하에서 각각 0.61 kW와 0.58 kW를 나타내며, 유량 감소량에 따라 출력 감소량도 비례적으로 증감함을 알 수 있다. 출력변화는 제어로직에서 입력조건으로 출력 변화량의 크기에 따라 냉매펌프와 해수펌프의 유량 제어를 통한 시스템 최적화가 수행되어야 한다.

향후 심층수 및 표층수 온도 변화 등의 변화에 따른 온도차발전 성능 분석이 수행될 예정이며, 이와 같은 연구는 해수온도차발전의 실증을 위한 기초 자료로 활용될 것이다.

후 기

본 논문은 해양수산부의 국가 R&D 사업인 “1 MW 급 해수온도차발전 실증플랜트 개발”(PMS4080)에 의해 수행되었습니다.

References

1. T. B. Seo, 2001, "Introduction of ocean temperature difference power generation system", The Magazine of the Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, Vol. 30, No. 1, pp. 18-24.

2. H. S. Lee, H. J. Kim, Y. G. Jung, J. H. Son, S. W. Cha and D. W. Kim, 2013, "Analysis and Experiment of Cycle Performance for 30W Mock-up OTEC", The Korean Society for marine Environment and Energy, Spring Conference Papers, pp. 43-43.
3. H. S. Lee, H. J. Kim, D. H. Jung and D. S. Moon, 2010, "Performance Analysis for Closed OTEC cycle of 50kW Pilot Plant", Journal of Ship's & Ocean Engineering, Vol. 49, pp. 75-80.
4. H. S. Lee, H. J. Kim, D. H. Jung and D. S. Moon, 2010, "Analysis of 1 MW Closed OTEC Cycle Using Thermal Effluent and Waste Heat", Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 34, No. 4, pp. 470-476.
5. J. I. Yoon, S. H. Seol, C. H. Son, Y. B. Kim, H. S. Lee, H. J. Kim, and J. H. Moon, 2016, "Performance Analysis of Ejector-Pump Thermal Energy Conversion System Using Various Working Fluids", Journal of the Korean Society for Power System Engineering, Vol. 20, No. 6, pp. 87-92.
6. S. W. Cha, Y. T. Kim, C. O. Mo, T. W. Lim and Y. H. Lee, 2012, "Basic Static Characteristics of a Closed and a Regeneration Cycles for the OTEC System", Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 36, No. 8, pp. 1151-1157.
7. S. H. Shin, D. S. Jung, J. B. Kim, T. B. Seo, W. G. Chun, J. M. Oh, 1997, "A Study of Closed OTEC Power Plants", Solar Energy, Vol. 17, No. 4, pp. 23-33.
8. J. T. Oh, and E. Hihara, 2000, "Condensation Heat Transfer for Pure HFC Refrigerants and a Ternary Refrigerants Mixture Inside a Horizontal Tube", The Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 24, No. 2, pp. 233-240.
9. A. Elsayed, M. Embye, R. AL-Dadah, S. Mahmoud and A. Rezk, 2013, "Thermodynamic

- performance of Kalina cycle system 11 (KCS11): feasibility of using alternative zeotropic mixtures", International Journal of Low-Carbon Technologies, Vol. 8, No. 1, pp. 69-78.
10. T. ISHIDA, Y. IKEGAMI, T. KAOKA and H. UEHARA, 2005, "Performance Analysis of OTEC System Using the Uehara Cycle", Bulletin of the Society of Sea Water Science, Japan, Vol. 59, No. 6, pp. 428-438.
11. Aspen HYSYS, Version 8.0, Aspen Technology Inc, 2013.
12. Aspen HYSYS, Dynamic Modeling Guide, Aspen Technology Inc, 2011.