

소형 LNG 재기화 시스템의 기화열을 열침으로 하는 해수온도차발전 사이클 성능분석 Performance Analysis of Closed Cycle Ocean Thermal Energy Conversion System Using Vaporization Heat of a Small LNG Regasification System

문정현* · 이호생** · 김현주*** · 임승택*†
Jung-Hyun Moon*, Ho-Saeng Lee**, Hyeon-Ju Kim*** and
Seung-Taek Lim*†

(Received 7 December 2021, Revision received 15 December 2021, Accepted 16 December 2021)

Abstract : Demand for LNG, mainly in Asia, continues to increase in order to achieve the reduction of greenhouse gas emission and decarbonization goals. For the convenience of transport, natural gas is stored in a liquefied state and needs to be vaporized for reuse. A huge amount of cold heat is generated through the process of LNG re-gasification. In this study, the performance analysis of the closed cycle ocean thermal energy conversion (CC-OTEC) system using the vaporization cold heat of a small LNG regasification system as heat sink and warm surface seawater as a heat source was performed. After configuring the CC-OTEC with the working fluid as R32 in the LNG regasification system at 10 kg per second, the turbine inlet pressure changed from 15 bar to 17 bar. Gross power, net power, efficiency and parasitic load were analyzed. At the turbine inlet presusure of 16.2 bar, we exhibited the maximum net power of 198.5 kW and the maximum efficiency 2.78%.

Key Words : LNG, L-OTEC, ORC, Performance analysis, Vaporization heat, Regasification

— 기 호 설 명 —

W.F : 작동유체(Working Fluid)

*† 임승택(ORCID:https://orcid.org/0000-0001-6889-9698) :
시험연구원, 선박해양플랜트연구소 해수에너지연구센터
E-mail : limst@kriso.re.kr, Tel : 033-630-5023
*문정현(ORCID:https://orcid.org/0000-0002-5247-1029) :
기술원, 선박해양플랜트연구소 해수에너지연구센터
**이호생(ORCID:https://orcid.org/0000-0003-3042-5889) :
책임연구원, 선박해양플랜트연구소 해수에너지연구센터
***김현주(ORCID:https://orcid.org/0000-0002-4986-8914) :
선박해양플랜트연구소 해수에너지연구센터

*† Seung-Taek Lim(ORCID:https://orcid.org/0000-0001-6889-9698) :
Researcher, Seawater Energy Plant Research Center/Korea
Research Institute of Ship & Ocean Engineering.
E-mail : limst@kriso.re.kr, Tel : 033-630-5023
*Jung-Hyun Moon(ORCID:https://orcid.org/0000-0002-5247-1029) :
Junior Engineer, Seawater Energy Plant Research Center/Korea
Research Institute of Ship & Ocean Engineering.
**Ho-Saeng Lee(ORCID:https://orcid.org/0000-0003-3042-5889) :
Principal Researcher, Seawater Energy Plant Research Center/
Korea Research Institute of Ship & Ocean Engineering.
***Hyeon-Ju Kim(ORCID:https://orcid.org/0000-0002-4986-8914) :
Seawater Energy Plant Research Center/Korea Research
Institute of Ship & Ocean Engineering.

S.W	: 해수(Seawater)
Turb	: 터빈
Q	: 유량 [kg/s]
Q _w	: 증발열량 [kW]
H	: 양정 [m]
T	: 온도 [°C]
c _p	: 정압비열
Eva	: 증발기
g	: 중력가속도 [m/s ²]
\dot{m}	: 질량유량 [kg/s]

그리스 문자

ρ	: 밀도 [kg/m ³]
--------	---------------------------

하첨자

i	: inlet
o	: outlet

1. 서 론

산업혁명 이후 세계적인 화석연료 사용의 급증으로 인한 지구온난화 및 환경 변화 등 기후위기 문제를 극복하기 위해 선진국을 중심으로 2016년 파리기후변화협정이 체결되었다. 파리협정은 지구 평균온도 상승을 2°C 이하로 억제하고, 1.5°C를 넘지 않도록 노력하는 것을 목표로 한다. 우리나라를 비롯한 참여 국가들은 온실가스 감축을 위한 목표와 계획을 발표하였다.

온실가스 배출 감축을 위해 에너지 전환 및 신재생에너지 개발이 다각적으로 연구되고 있다. 특히 수송, 발전 등에 사용되는 석탄, 석유 등의 화석연료는 저탄소 연료인 LNG(Liquefied Natural Gas, 액화천연가스)로 대체되고 있다. 글로벌 에너지기업 쉘(Shell)의 LNG 시장 트렌드와 향후 수요·공급 전망을 담은 ‘LNG 전망보고서 2021’에 의하면 코로나 19로 전 세계적인 봉쇄조치가 시행되는 상황 속에서도 글로벌 LNG 거래량은 3억 6,000만 톤을 기록하며 전년대비 200만 톤 증가하

였다. 또한 글로벌 LNG 수요는 2040년까지 7억 톤에 달할 것으로 추정하였으며, 특히 아시아 지역에서 75% 가량 기여할 것으로 예상하고 있다.¹⁾

액체 상태로 이송된 천연가스의 사용을 위해 열전달을 통한 LNG의 기화가 필요하다. LNG가 NG(Natural Gas, 천연가스)로 기화되는 과정에서 1 kg당 200 kcal의 열 흡수가 필요하다. 일반적으로 LNG의 기화를 위해 터미널에서 대량의 표층해수를 취수하여 LNG를 기화시키고 냉각된 해수는 방류된다. 냉각되어 방류되는 해수로 인해 해양생태계 환경영향, 냉열에너지의 낭비와 같은 문제가 발생하며 이러한 문제 해결을 위해 LNG 기화 냉열을 회수하여 사용하고자 하는 연구들이 다수 진행되었다.

Lee²⁾ 등은 LNG 기화냉열의 효율적인 흡수를 위한 기화기에 관한 연구를 수행하였다. 해당 연구에서 기화기의 길이와 핀 타입, 각 계절별 온도와 습도에 따른 기화특성을 분석하였다. 공기열을 LNG 증발열원으로 사용한 해당 연구에서 6,000 mm와 8,000 mm 길이의 기화기에 4핀 적용 시 가장 높은 기화 성능과 높은 경제성을 나타내었다.

Choi³⁾ 등은 LNG 연료 추진선박에 적용하기 위한 유기랭킨 사이클을 구성하여 성능을 분석하였다. 총 5종의 작동유체를 적용하였으며, 액서지 효율을 사용하여 LNG 냉열 회수 사이클을 평가한 결과, 작동유체 R142b가 가장 높은 액서지 효율 28.5%와 순출력 73.7 kW를 나타내는 것을 확인하였다.

본 연구에서는 최근 빠르게 수요가 늘고 있는 약 50 mmscfd 이하의 소형 LNG 재기화 시스템의 기화열을 열침으로 하는 LNG-해수온도차발전(L-OTEC) 사이클의 성능분석을 수행하였다.

2. 시스템 구성

L-OTEC은 랭킨사이클의 일종으로, 유기 작동유체를 사용하는 유기랭킨사이클(ORC)의 일종이다.⁴⁾ 유기 작동유체는 일반 랭킨사이클이 작동유체로 사용하는 물보다 끓는점이 현저하게 낮아 폐열, 바이오매스, 태양열, 지열 등 낮은 온도의 열원을 활용하는 발전사이클에 주로 적용된다. 또한

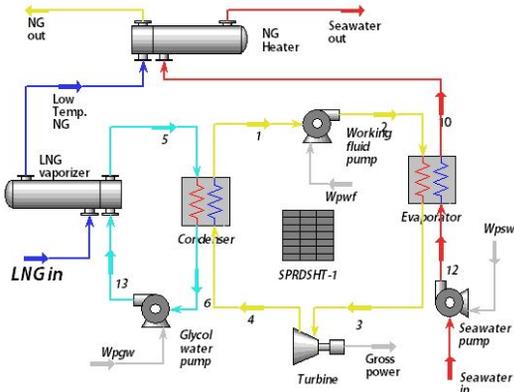


Fig. 1 Schematic diagram of L-OTEC using LNG cold heat

긴 수명, 낮은 유지보수 비용 등 일반 랭킨 사이클 대비 많은 장점이 있다.

본 연구에서는 소형 LNG 기화 시스템의 냉열을 열침으로 활용하고, 표층해수를 열원으로 이용하는 해수온도차발전사이클의 최적화에 대해 연구하였다. Fig. 1은 연구에 사용된 사이클이며, 아래는 사이클의 구성에 대한 설명이다.

2.1 소형 LNG 재기화 시스템

액체 상태로 해상 운송된 천연가스는 사용을 위해 육상의 터미널에 있는 LNG 탱크로 옮겨지게 된다. 스팀 발전, 지역 이송, 장거리 이송 등 실제 사용 목적에 따라 LNG는 펌프에 의해 다양한 압력으로 가압된 후 기화된다. 재기화 이전 펌프로 LNG를 가압하는 이유는 매우 낮은 압력에서 재기화될 경우, 목적에 따라 압축기를 통한 기체의 압축이 필요한데 이 때 기체를 압축시키는 압축소요동력이 펌프로 가압하는 소요동력 대비 매우 크기 때문이다.⁵⁾

2.2 간접 열교환 시스템

LNG의 기화를 위해 가열이 필요하며, 해수나 L-OTEC의 작동유체가 직접 열을 교환하는 것이 아닌 Glycol-water를 통한 간접 열교환을 사용하였다. 작동유체는 기체에서 액체로 상변화하며 열교환을 하므로 직접 열교환 시 안정적인 열교환을

담보할 수 없으며 해수와 직접 열교환 하는 경우, LNG의 특성인 극저온, 고압과 해수의 특성인 부식성으로 인해 열교환기의 설계가 까다로워진다. Glycol-water를 사용하면 극저온, 고압상태에서도 고체화, 슬러싱 현상 없이 안정적인 열교환을 담보할 수 있으며 장치의 부식을 최소화할 수 있다.⁶⁾

2.3 L-OTEC 사이클

L-OTEC의 작동유체는 증발기에서 열원과 열교환하여 증발되어 고온 고압의 상태가 된다. 고온 고압 상태의 작동유체는 터빈을 구동하며 전력을 발생시키고 압력이 낮아진다. 압력이 낮아진 기체 상태의 작동유체는 응축기에서 열침과 열교환하여 저온 저압상태의 액체상태가 되어 저장탱크에 저장된다. 순환펌프는 저장된 작동유체를 가압하여 저온 고압 상태로 만들어주며 순환펌프에서 토출된 작동유체는 증발기로 유입되며 사이클을 형성한다.

L-OTEC의 성능을 분석하기 위해서는 열원에서 흡수된 열량(Eva. duty, Q_w), 터빈의 발전량(Gross power, W_t), 각 펌프 소요동력(Pumping power, W_p)이 필요하며, 이로부터 순출력, 시스템 효율을 계산할 수 있다. 식 (1)에서 (6)은 본 연구에 사용된 계산식이다.

$$\text{Gross power [kW]} = \dot{m}_{WF}(h_{i,Turb} - h_{o,Turb}) \quad (1)$$

$$\text{Pumping power [kW]} = \rho g Q H \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \text{Eva. duty [kW]} &= \dot{m}_{WF}(h_{o,Eva} - h_{i,Eva}) \\ &= \dot{m}_{SW}c_p(T_{i,Eva} - T_{o,Eva}) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\text{Net power [kW]} = \text{Gross power} - \text{Parasitic loss} \quad (4)$$

$$\text{Efficiency [\%]} = \frac{\text{Net power [kW]}}{\text{Eva. duty [kW]}} \quad (5)$$

해당 사이클에는 G.W 펌프, 작동유체펌프 및 해수펌프 총 3대의 펌프에서 전력을 소모하며 각

Table 1 Analysis parameter

Parameter	Value	Unit
Working fluid	R32	-
Turbine inlet Pres.	15-17	Bar
LNG inlet Temp.	-161.2	°C
LNG inlet Pres.	10	Bar
Low Temp. NG	-66	°C
LNG flow rate	10	kg/s
Glycol water Cond. inlet Temp.	-10	°C
Glycol water Cond. outlet Temp.	5	°C
Turbine outlet Pres.	11.1	Bar
Seawater Temp.	28	°C
Efficiency of Turbine	85	%
Efficiency of Pump	80	%

펌프는 식 (2)에 따라 소요동력이 산정된다. 식 (4)의 Parasitic loss는 3대의 펌프에서 소모하는 동력의 총 합이다.

LNG를 열침으로 하는 해수온도차발전 사이클에서 작동유체는 어느점이 응축기 출구온도보다 낮아야 하며, 상온에서 기체 상태로 존재하여야 한다. 이러한 조건을 만족하는 작동유체로서 본 연구에서는 HFC계 작동유체인 R32를 사용하였다. R32는 오존층 파괴 지수가 0이며, 지구온난화 지수는 675, 안전등급 A2L인 냉매이다.

2.4 해수취수 시스템

취수된 해수는 먼저 L-OTEC 시스템의 열원으로 사용된다. 증발기에서 작동유체에 열을 방출하여 온도가 낮아진 해수는 토출되어 NG heater로 유입되며, 증발된 저온상태의 NG에 한 번 더 열을 방출한 후 바다로 방류된다.

3. LNG 재기화열 이용 L-OTEC 시스템 설계

LNG의 기화냉열을 이용한 L-OTEC의 설계 조건은 Table 1에 나타내었다. 먼저 소형 LNG 재기화 사이클의 입구조건을 온도 -161.2°C, 압력 10

Table 2 Component of LNG from Alaska

Component	USA-Alaska
Methane C ₁	99.7
Ethane C ₂	0.09
Propane C ₃	0.03
Butanes C ₄₊	0.01
Nitrogen N ₂	0.17

bar, 유량 10 kg/s로 설정하였으며, LNG 증발기 (LNG Vaporizer)의 압력강화와 출구 온도를 설정하였다. 이후 LNG와 열교환하여 NG 상태로 만드는 LNG 증발기 전 후단 Glycol-water의 온도와 압력을 설정해주었다. 이 경우, LNG Vaporizer 전후단의 LNG 온도, 압력, 유량과 Glycol-water의 온도, 압력값을 입력하였으므로 에너지보존법칙에 의해 Glycol-water의 유량이 계산된다. Glycol-water와 작동유체가 열교환하는 간접열교환 시스템에서 응축기 전후단의 작동유체 온도와 압력 설정을 통해 마찬가지로 에너지보존법칙에 의해 작동유체의 유량이 계산된다. L-OTEC 시스템의 증발기에서도 마찬가지로 에너지보존법칙에 의해 해수의 유량이 계산되며, 해수의 경우, 입구 온도와 유량, 열교환기의 Minimum approach를 입력값으로 하여 유량과 증발기 이후 해수온도가 계산되며 사이클을 형성한다. L-OTEC 증발기에서 작동유체와 열교환되어 온도가 떨어진 해수는 NG Heater로 유입되며, LNG Vaporizer에서 토출된 -65°C 상태의 NG와 열교환하여 NG가 상온 상태로 공급배관에 공급될 수 있도록 한다.

3.1 소형 LNG 재기화 시스템 설계

LNG 조성의 대부분은 메탄이 차지하며 그 외에도 에탄, 프로판, 부탄, 질소 등이 일부 포함된다. LNG는 채굴 장소에 따라 조성비가 달라진다. 일반적으로 메탄의 조성비가 90~95%mol을 넘는 경우 'Light LNG'라 부르고 메탄의 조성이 90%이하인 경우 'Heavy LNG'로 구분한다.⁷⁾ 본 연구에서는 Alaska산 LNG를 사용하였으며 Table 2에 Alaska 기원 LNG 조성을 나타내었다. 최종 공급을 위해 LNG는 총 2번의 열교환을 거치게 된다.

첫 번째는 LNG에서 NG로 상변화를 위해 LNG 증발기에서 Glycol-water와 열교환하게 된다. 이 과정에서 -161.3°C 의 LNG는 -124°C 의 액체 상태로 가온되며, -124°C 에 도달한 이후 액체에서 기체로 상변화가 일어난다. 상변화 이후 -124°C 의 천연가스는 -65°C 까지 가온되어 토출된다. 두 번째는 -65°C 의 NG를 상온 상태로 만들기 위한 열교환으로, L-OTEC 사이클의 열원으로 사용된 후 토출되는 표층 해수와 열교환되어 NG는 최종 토출 온도인 20°C 로 토출된다.

본 연구에서 사용된 소형 LNG 기화시스템을 통해 기화된 NG는 마을 단위의 가스 발전에 사용되는 것으로 가정하였다. 위 설명된 바와 같이 최초 시스템으로 투입되는 LNG의 압력은 10 bar, 온도는 -161.2°C 로 설정하였고, 최종 토출되는 천연가스는 압력 9 bar, 온도 20°C 로 설정하여 연구를 진행하였다.

3.2 간접 열교환 시스템 설계

본 연구에서 사용된 Glycol-water는 Ethylene Glycol과 물(H_2O)를 0.53 : 0.47의 질량비로 혼합되었다. Glycol-water는 LNG를 1차로 기화시킨 후 -10°C 로 열교환기에서 토출되며, 온도가 낮은 상태로 토출된 Glycol-water는 L-OTEC의 열침으로 사용되어 작동유체를 액화시킨 후 5°C 로 토출된다.

3.3 L-OTEC 사이클 설계

랭킨사이클은 작동유체 온도, 압력에 의해 결정되는 터빈 전후단의 엔탈피 차이와 작동유체 유량이 곧 발전량으로 직결되며 터빈의 적정한 입구 조건을 찾는 것이 사이클 최적화에 매우 중요한 요소이다. 물리에르 선도에서 온도, 압력, 기체의 건도 값이 있으면 작동유체의 엔탈피를 특정할 수 있다. 포화증기상태(건도 1) 도달 이후 과열 상태에서는 작동유체의 온도보다 압력이 엔탈피에 크게 영향을 미친다. 작동유체는 증발기에서 기체상태로 상변화 후 터빈에 유입되고 일반적으로 $0.5\sim 1.5^{\circ}\text{C}$ 과열조건으로 터빈에 유입되므로 과열에 의한 엔탈피 차이는 크지 않으며, 작동유체 펌프에 의해 결정되는 압력에 의해 입구에서의

엔탈피가 결정된다. 본 연구에서는 터빈 입구의 압력값을 15 bar에서 17 bar까지 0.1 bar 단위로 변동을 주며 과열도 1°C 조건에서 시스템의 성능을 분석하였다.

터빈 출구에서 작동유체의 상태에 의한 엔탈피도 시스템의 성능을 결정짓는 중요한 요소이다. 터빈 출구의 압력이 낮을수록 엔탈피 값이 낮아져 터빈 입구와 엔탈피 차이가 커지므로 터빈에서의 일량이 커져 시스템 성능이 좋아진다. 그러나, 압력이 낮아질수록 건도가 낮아지게 되어 작동유체는 액체를 포함한 습증기 상태가 되어 터빈 블레이드를 부식시키거나 마모를 일으킬 수 있어 터빈출구의 압력을 낮추는 데는 한계가 있다. 본 연구에서는 터빈 출구의 건도가 0.97이 되는 터빈 출구 압력(11.2 bar)을 선정하여 연구를 진행하였다.

응축기에서 터빈을 구동한 뒤 압력이 낮아진 작동유체는 Glycol-water와 열교환하여 사이클 순환을 위해 액화된다. 액화된 작동유체는 (실제 구동 시) 리시버탱크에 저장되었다가 사이클의 순환을 위해 순환펌프로 유입되게 된다. 이상적인 사이클의 경우, 작동유체는 응축기에서 포화 액체 상태로 토출되어 펌프로 유입된다. 하지만 실제 사이클의 구성 시 포화 액체 상태로 작동유체가 토출될 경우 응축기-펌프 배관에서 열 침투 등의 이유로 배관에서 일부 작동유체가 기화될 우려가 있다. 펌프 유입 시 일부 작동유체가 기화되어 액체상태의 작동유체와 함께 유입 될 경우, 펌프에서는 소음과 진동이 발생하고 펌프의 성능이 현저하게 감소하며 펌프의 임펠러에 침식이 발생하여 시스템을 구동하지 못할 수 있다. 따라서 응축기에서는 작동유체의 액체 포화온도보다 낮은 온도 상태인 과냉 상태로 작동유체를 토출한다. 본 연구에서는 응축기 토출구에서 작동유체의 과냉도를 2°C 로 설정하였다.

작동유체 순환펌프는 응축기에서 저온 저압의 액체상태가 된 작동유체를 증발기에 전달하며 증발 압력까지 압력을 올려주는 역할을 한다. 펌프의 전후단 압력과 작동유체 유량에 의해 펌프의 소모 동력이 결정된다. 본 연구에서는 터빈 입구

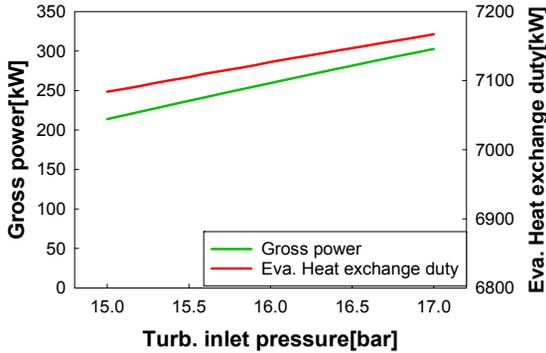


Fig. 2 Gross power and Eva. duty

압력(증발압력)을 15~17 bar로 변동시키며 성능을 분석하였다. 순환펌프의 소요동력도 이에 따라 변동되었다.

시스템 설계에서 터빈 효율은 85%, 순환펌프 효율은 75%로 설정하였고 증발기에서의 Minimum approach는 2°C로 설정하였다. Minimum approach를 2°C로 설정함으로써 터빈 입구 압력이 변동됨에 따라 열원인 해수의 토출 온도 또한 계산되었다.

3.4 해수 취수 시스템 설계

해수의 온도는 소형 LNG 재기화 시스템의 수요가 증가하고 있는 인도네시아, 말레이시아 등 수요처의 평균 표층수온인 28°C로 설정하였다. 시스템 순출력량의 확인을 위해, 발전기에서 발생하는 전력에서 작동유체펌프, 해수펌프, 글리콜워터 순환펌프 소요동력을 제외하여야 한다. 해수펌프의 경우 토출양정 8 m를 가정하였으며, 계산되는 유량에 의해 소요동력이 결정된다.

4. 시뮬레이션 결과

4.1 터빈출력 및 증발열량

Fig. 2는 터빈 입구 압력이 15 bar에서 17 bar까지 증가하였을 때 터빈출력과 증발열량을 나타낸 그래프이다. 터빈입구압력 이 증가함에 따라 터빈 입출구의 엔탈피 차이가 커져 터빈출력은 213.6 kW에서 302.6 kW까지 선형적으로 증가되었다. 해당 압력구간 동안 작동유체 유량은 22.24 kg/s에서

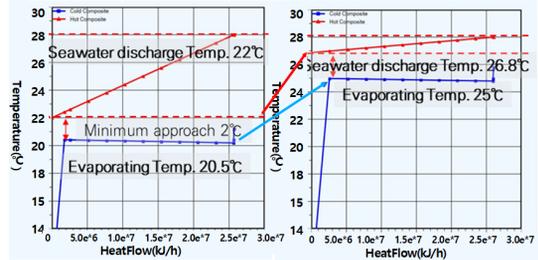


Fig. 3 Temperature gradient in evaporator

22.5 kg/s로 2% 이내의 거의 변동이 없는 모습을 보였다. 증발열량도 마찬가지로 터빈 입구 압력에 따라 작동유체의 유량차이가 거의 없는 조건에서 터빈입구(=증발기 출구)의 압력이 증가하며 전후단의 엔탈피가 증가하여 마찬가지로 7,084 kW에서 7,167 kW까지 선형적으로 증가하는 모습을 보였다.

4.2 해수유량 및 펌프 소요동력

Fig. 3은 터빈입구압력이 15 bar 일 때와 17 bar 일 때의 증발기 내부에서 각 유체의 온도 구배를 나타낸다. 빨간색은 해수의 입출구 온도, 파란색은 작동유체의 입출구온도이다. 터빈입구압력이 15 bar일 때 R32의 증발온도는 20.5°C, 17 bar일 때 25°C로 터빈입구압력이 높아지며 증발온도도 높아지는 모습을 보였다. 시뮬레이션에서 증발기 Minimum approach를 2°C로 설정하였으며, 이를 만족하기 위해 작동유체의 증발온도가 높아짐에 따라 증발기 해수토출온도 또한 22°C에서 26.8°C로 높아지는 모습을 보였다. 4.1절에 기술한 바와 같이 증발열량은 선형적으로 증가하였으며 식 (3)에 나타낸 바와 같이 증발기 입출구에서 해수의 온도차이는 작아졌으므로 증가하는 증발열량을 만족하기 위해 해수의 유량이 증가하게 된다.

Fig. 4는 작동유체와 해수의 유량, 펌프 소요동력을 나타낸 그래프이다. 작동유체 유량은 22.24 kg/s에서 22.5 kg/s로 거의 일정한 경향을 보였다. 해수 유량은 터빈입구압력 15 bar에서 270.6 kg/s, 17 bar에서 1,447 kg/s로 터빈입구압력이 증가하며 급격하게 증가하는 모습을 보였다. 식 (2)에 의해 양정과 해수 물성치가 고정된 상태에서 해수의

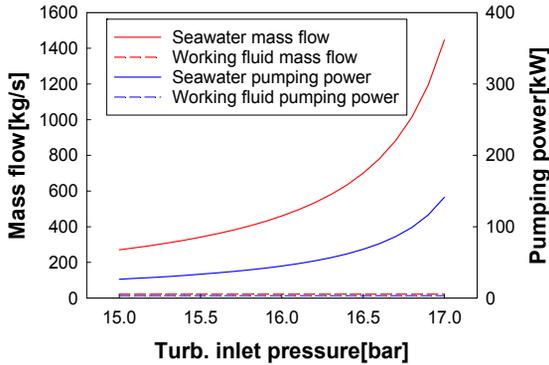


Fig. 4 Mass flow rate and pumping power

유량이 증가함에 따라 해수펌프 소요동력 또한 증가하는 경향을 보였다. 해수펌프 소요동력은 터빈입구압력에 따라 26.4 kW에서 141.2 kW까지 급격하게 증가되었다.

4.3 순출력 및 효율

식 (4)에 기재한 것과 같이 시스템 순출력은 터빈발전량에서 각 펌프에 소요되는 펌프소요동력을 제외한 직접 생산된 전력을 말한다. 또한 시스템 효율은 입력에너지인 증발열량을 순출력으로 나눈 값으로 한다. Fig. 5는 본 시스템의 터빈출력, 기생부하, 순출력과 효율을 나타낸 그래프이다. 기생부하는 해수펌프, 작동유체 순환펌프, G.W 순환펌프 동력의 합이다. 터빈입구 압력 증가에 따라 터빈출력이 선형적으로 증가하고, 해수펌프 소요동력을 포함한 기생부하는 지수형태로 증가하므로 특정 압력에서 순출력과 시스템 효율의 변곡점이 발생하였다. 순출력은 터빈입구 압력 15 bar에서 172.8 kW, 이때의 효율은 2.44%로 나타났다. 터빈입구압력 16.2 bar에서 순출력과 효율의 최고점이 발생하였으며, 이때의 순출력은 198.5 kW, 시스템 효율은 2.78%를 나타내었다. 해당 지점에서의 터빈출력은 268.3 kW였으며 해수펌프, 작동유체펌프, G.W 펌프의 소요동력은 각각 52.06 kW, 14.5 kW, 3.23 kW로 확인되었다. 이후 해수펌프 소요동력이 증가함에 따라 순출력과 효율은 줄어들었으며, 터빈입구압력 17 bar일 때 순출력은 141.5 kW, 효율은 1.97%를 나타내었다.

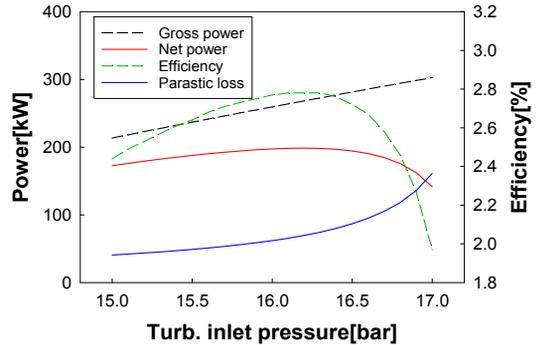


Fig. 5 Net power and efficiency

5. 결 론

본 연구에서는 소형 LNG 재기화 시스템의 기화열을 열침으로 활용하고, 표층해수를 열원으로 이용하는 L-OTEC시스템에 대한 성능분석을 수행하였다. 터빈입구압력을 15 bar에서 17 bar까지 증가시키며 사이클 성능을 분석하였으며, 아래와 같은 결과를 얻었다.

1) 시뮬레이션 결과, 소형 LNG 재기화 시스템의 기화열을 열침으로 한 본 연구의 L-OTEC 사이클은 터빈입구 압력이 15 bar에서 17 bar로 증가하며 터빈출력이 213.6 kW에서 302.6 kW까지 선형적으로 증가하였다.

2) 터빈입구 압력의 증가에 따라 작동유체 증발 온도가 증가하게 되었고, Minimum approach를 만족하기 위해 해수의 토출 온도가 증가하였다. 이때 증발기에서의 Heat balance 유지를 위해 해수의 유량이 터빈입구 압력에 따라 270.6 kg/s에서 1,447 kg/s로 증가하였다.

3) 증가한 해수 유량에 의해 기생부하인 해수펌프 소요동력이 26.4 kW에서 141.2 kW까지 급격하게 증가하였다. 터빈출력이 선형적으로 증가하는 것에 반해 기생부하가 급격하게 증가하게 되어 사용가능한 전력인 순출력의 변곡점이 발생하였다.

4) 터빈입구압력 16.2 bar에서 각각 198.5kW 및 2.78%의 최대 순출력 및 효율을 나타내었다.

본 연구의 사이클 해석 결과, R32를 작동유체로 하며 소형 LNG 재기화 시스템의 기화열을 열침으로 활용하고, 표층해수를 열원으로 이용하는

L-OTEC 시스템을 설계하여 운영할 경우 터빈입구 압력을 순출력이 가장 높은 16.2 bar 부근에서 운영하여야 한다.

후 기

본 논문은 해양수산부의 국가 R&D 사업인 ‘1MW급 해수온도차발전 실증플랜트 개발 (6/6)(PMS4730)’에 의해 수행되었습니다.

Author contributions

J. H. Moon; Formal analysis, Investigation, Writing-original draft. H. S. Lee; Conceptualization, Project administration, H. J. Kim; Writing-review & editing, S. T. Lim; Conceptualization, Methodology, Validation.

References

1. Royal Dutch Shell, 2021, "LNG Outlook 2021", pp. 1-30.
2. Y. H. Lee, D. Eldwin, H. M. Jeong and H. S. Chung, 2007, "Experimental Study on Gasification Characteristic by Using Liquefied Gas Vaporizer with Various Shape", Journal of the Korean Society for Power System Engineering, Vol. 11, No. 2, pp. 5-11.
3. Y. S. Choi, Y. H. Lee, H. K. Kang and T. W. Lim, 2018, "Performance Analysis of the Organic Rankine Cycle using LNG Cold Energy in LNG-Fueled Ships", Journal of Advanced Marine Engineering and Technology, Vol. 42, No. 7, pp. 524-530.
4. B. D. Nishith and B. Santanu, 2009, "Process Integration of Organic Rankine Cycle", Energy, Vol. 34, pp. 1674-1686.
5. M. Mehdi, M. M. Mohammad, H. Mohammad and Katooli, 2018, "Thermodynamic Analysis of Integrated LNG Regasification Process", Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 69, pp. 1-27.
6. Y. H. Lee Y. T. Kim and H. K. Kang, 2014, "An Analysis on the Characteristics of Regasification System for Gas Fuelled Ship Depending on the Mixing Ratio of Eglycol and Water", Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 38, No. 7, pp. 799-805. (<http://dx.doi.org/10.5916/jkosme.2014.38.7.799>)
7. K. Szymon, L. Mariusz, S. Adam and W. Tomasz, 2020, "Impact of Liquefied Natural Gas Combustion Changes on Methane Number as a Fuel Quality Requirement", Energies, Vol. 13, pp. 1-21.