



LNG FSRU의 재기화 공정에서 폐에너지회수시스템의 엑서지 분석

한승현¹⁾ · 조재호¹⁾ · 권정태²⁾ · 박경우²⁾ · 최병철^{2)*}

Exergy Analysis of Waste Energy Recovery System in Regasification Process of LNG FSRU

Seoung Hyun Han¹⁾ · Jae Ho Jo¹⁾ · Jeong-Tae Kwon²⁾ · Kyoungwoo Park²⁾ · Byung Chul Choi^{2)*}

Received 4 May 2022 Revised 7 June 2022 Accepted 16 June 2022

ABSTRACT In this study, the exergy characteristics were analyzed, according to the mass flow rate of the propane working fluid and the pressure change in the turbine inlet, for the efficient recovery of cold energy and exhaust heat by the waste energy recovery system applied to the LNG FSRU regasification process. When the turbine inlet pressure and mass flow rate of the Primary Rankine Cycle were kept constant, the exergy efficiency and the net power increased. This occurred as the turbine inlet pressure and the mass flow rate of the working fluid increased in the Secondary Rankine Cycle, respectively, and the maximum values were confirmed. In this regard, the fluctuations in the exergy rate flowing into and out of the system and the exergy rate destroyed by pumps, evaporators, turbines, and LNG heat exchangers (condensers) were examined in detail.

Key words LNG(액화천연가스), Cold Energy(냉열), Heat Recovery(열회수), Exergy(엑서지)

1. 서론

친환경 저탄소 연료로서 천연가스는 국제적인 수요가 꾸준히 증가되고 있다. 일반적으로 대기압에서 -162°C 의 끓는점을 갖는 천연가스는 액화과정을 거쳐서 액화천연가스(LNG) 운반선에 의해서 주로 이송된다.^[1] 파이프라인을 통해 도시가스 및 발전용으로 공급하기 위해서 LNG를 다시 기화시키게 되는데, LNG 부유식 저장 및 재기화 설비로써 FSRU(Floating Storage & Regasification Unit)가 적

용될 수 있다.^[2] 이러한 해상 또는 육상의 LNG 저장 터미널에서 재기화 과정 동안에 버려지는 냉열을 회수하기 위한 다양한 연구가 수행되어지고 있다.

Mehrpooya *et al.* (2018)은 LNG재기화 과정에 적용된 기존 및 비전통의 열역학적 사이클들을 분석하였고, LNG 냉열을 활용하는 복합사이클의 경우에 에너지 및 엑서지 효율은 각각 약 86.3% 및 80%의 최댓값을 나타내고, 7.39% 및 7.95%의 최솟값을 보였다고 정리하였다.^[3] Kanbur *et al.* (2017)은 발전, 담수화, 및 이산화탄소포집 등에 LNG 냉열을 활용하는 다양한 시스템들에 대한 열역학적 효율들을 비교하였을 뿐만 아니라, 작동유체의 특성, 경제성 및 환경적 접근법도 조사하여 포괄적으로 분석하였다.^[4]

최근에는 Qu *et al.* (2015)에 의해서 프로판을 작동유체로 사용하는 유기랭킨사이클(Organic Rankine Cycle)에

1) Undergraduate, Division of Mechanical and Automotive Engineering, Hoseo University

2) Professor, Division of Mechanical and Automotive Engineering, Hoseo University

*Corresponding author: byungchul.choi@hotmail.com
Tel: +82-41-540-5805 Fax: +82-41-540-5808

접목되는 하이브리드 LNG 증발 시스템이 LNG 냉열의 회수용으로 제시되었다. 증발기 내부의 열전달 특성들을 상세하게 분석하기 위해서 해수와 LNG의 입구온도 및 질량유량, 프로판의 응축압력을 주요 매개변수로 1차원 수치해석을 수행하였다.^[5] Le *et al.* (2018)의 연구에서는 ORC를 사용한 LNG의 냉열 회수와 더불어 직접 팽창을 통한 압력 에너지를 활용하는 개선된 방법을 제안하였다. 해수를 열원으로 프로판을 작동유체로 각각 적용했을 때에 1 kg/s의 LNG 재기화에 대해서 215 kW의 순동력을 생산할 수 있다고 보고하였다.^[6] 한편, He *et al.* (2021)에 의해 포접수화물 (Clathrate Hydrate)을 기반으로 하는 담수화 기술이 해수의 열원 측에 응용되고, 저온 측의 LNG 냉열을 동시 회수하는 ORC 발전시스템이 소개되기도 하였다.^[7]

LNG FSRU 선박의 재기화 과정에서 LNG의 냉열과 선내에 디젤발전기로부터 배출되는 배기가스의 폐열을 통합적으로 회수하는 이단계 ORC 발전사이클을 제안하고 열역학적인 평가를 수행하였다. Fig. 1에 나타난 해당 사이클의 계략도와 같이 일차 랭킨 사이클(Primary Rankine Cycle)은 해수를 열원으로 하고, 이차 랭킨 사이클(Secondary Rankine Cycle)은 배기가스를 열원으로 한다. 이때 LNG는 사이클의 하부에서 단계적으로 기화되고, 프로판의 작동유체를 갖는 ORC 발전시스템에 의해서 최대로 2,347 MW의 순동력을 생산할 수 있다고 보고하였다.^[2] 그 선행 연구는 에너지 분석을 통하여 복합사이클의 실용적 가능성에 주목하였지만, 다양한 후속 연구들의 필요성을 시사하였다.

이에 본 연구는 동일한 LNG FSRU 설비의 통합 열회수

발전시스템에 대해서 이론적으로 엑서지 모델을 적용하였고, 프로판의 작동유체의 압력 및 질량유량의 변화에 대하여 엑서지 특성을 분석하였다.

2. 이론적 계산

2.1 엑서지 계산

엑서지에 관한 연구에서 수행한 엑서지 계산을 참고하였다.^[8~9] 개방 시스템에서 운동, 위치에너지를 무시한 i상태의 엑서지율(\dot{E}_i)는 다음과 같이 정의된다.

$$\dot{E}_i = \dot{m}\{(h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)\} \quad (1)$$

여기서, 하첨자 0은 엑서지 값이 0이 되는 기준상태를 의미하고, 상온 $T_0 = 278.15$ K와 상압 $P_0 = 100$ kPa로 가정하였다.

시스템에 공급된 엑서지율과 시스템에서 활용된 순동력에 대한 열역학 2법칙의 엑서지 효율은 다음과 같다.

$$\eta_e = (\dot{E}_{in} - \sum \dot{E}_d - \dot{E}_{out}) / \dot{E}_{in} = \dot{W}_{net} / \dot{E}_{in} \quad (2)$$

여기서, \dot{E}_{in} 과 \dot{E}_{out} 는 각각 시스템으로 공급되거나 빠져나가는 엑서지율이며 각각 아래와 같이 정의하였다.

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{sw_1} + \dot{E}_{eg_in} + \dot{E}_{LNG_1} \quad (3)$$

$$\dot{E}_{out} = \dot{E}_{sw_4} + \dot{E}_{sw_6} + \dot{E}_{eg_out} + \dot{E}_{LNG_out} \quad (4)$$

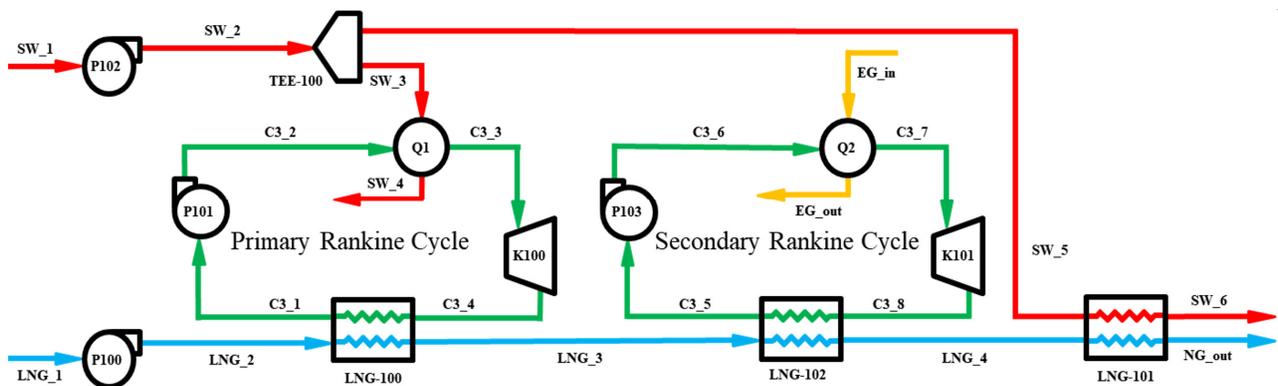


Fig. 1. Schematic diagram for the two-stage ORC system

$\sum \dot{E}_d$ 는 시스템 내에서 파괴되는 엑서지율의 총합이다.

$$\sum \dot{E}_d = \sum \dot{E}_{d,p} + \sum \dot{E}_{d,e} + \sum \dot{E}_{d,t} + \sum \dot{E}_{d,LNG} \quad (5)$$

여기서, 하첨자 p, e, t, 및 LNG는 각각 시스템 내의 펌프류, 증발기류, 터빈류, 및 LNG열교환기류를 가리킨다.

\dot{W}_{net} 은 시스템의 순동력이며 아래와 같이 정의하였다.

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{k100} + \dot{W}_{k101} - (\dot{W}_{p100} + \dot{W}_{p101} + \dot{W}_{p102} + \dot{W}_{p103}) \quad (6)$$

시스템에서 최대로 이용이 가능한 엑서지율과 실제로 전달된 엑서지율에 대한 비율인 엑서지 활용률 ϵ_e 는 다음과 같다.

$$\epsilon_e = (\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}) / \dot{E}_{in} \quad (7)$$

이 엑서지 활용률을 고려한 시스템의 엑서지 효율 $\eta_{sys,e}$ 는 다음과 같다.

$$\eta_{sys,e} = \epsilon_e \eta_e \quad (8)$$

2.2 가정 및 제한조건

Primary Rankine Cycle에서 C3_3상태에 대한 터빈의 입구압력과 질량유량의 비율은 아래와 같이 정의하였다.

$$R_{p,PR} = P_{C3_3} / P_{crit} \quad (9)$$

$$R_{m,PR} = \dot{m}_{f1} / \dot{m}_{LNG} \quad (10)$$

여기서, P_{crit} 는 작동유체의 임계압력, \dot{m}_{LNG} 는 LNG_1로 유입되는 LNG의 질량유량, 그리고 \dot{m}_{f1} 은 작동유체의 질량 유량이다. Primary Rankine Cycle의 \dot{W}_{k100} 과 \dot{W}_{p101} 의 차이가 최대가 되는 조건인 $(R_{p,PR}, R_{m,PR}) = (0.1483, 0.9933)$ 로 고정하였고, 그 최댓값은 11,647 kW로 선행 연구^[2]의 결과와 동일한 값을 가졌다.

Secondary Rankine Cycle에서 C3_7 상태에 대한 터빈의 입구압력과 질량유량의 비율은 아래와 같이 정의하였다.

$$R_{p,SR} = P_{C3_7} / P_{crit} \quad (11)$$

$$R_{m,SR} = \dot{m}_{f2} / \dot{m}_{eg} \quad (12)$$

여기서, \dot{m}_{eg} 는 EG_in으로 유입되는 배기가스의 질량유량이고, \dot{m}_{f2} 는 작동유체의 질량유량이다. 한편으로 Q2의 열교환 과정에 적용되는 액상의 작동유체에 대한 에너지 평형식은 아래와 같이 정의하였다.

$$\begin{aligned} & \dot{m}_{f2} (h_{C3_6'} - h_{C3_6}) \\ & = \dot{m}_{eg} C_{p,eg_in} (T_{eg_pp} - T_{eg_out}) \end{aligned} \quad (13)$$

여기서, $h_{C3_6'}$ 는 C3_6' 상태의 엔탈피로써 C3_6상태 이후 상변화가 시작되는 포화액선 상에 상태이다. C_{p,eg_in} 은 배기가스의 비열로 1.057 kJ/kg·K의 일정한 값을 갖고, EG_in의 온도 및 압력 조건에서 공기의 비열과 동일하게 간주하였다. T_{eg_pp} 는 C3_6' 상태의 작동유체와 배기가스의 온도차이가 +5 K가 되는 배기가스의 온도이다. 따라서, 본 연구에서는 펌프와 터빈의 효율을 모두 0.75로 고정하였을 때, Secondary Rankine Cycle의 $(R_{p,PR}, R_{m,PR})$ 을 가변시켰다. 이러한 경우에, 초임계를 제외한 $R_{p,SR} \leq 1$ 의 압력범위에서, $T_{eg_pp} > T_{C3_6'} + 5$ 및 $T_{eg_out} > T_{C3_6}$ 를 모두 만족하는 결과만 유효하게 취급하였다. 작동유체는 각각 프로판을 사용하였고, 계산에 적용된 열역학적 물성치는 EES를 이용하였다.^[10]

상기 구속 조건에 대하여, 고정된 $(R_{p,PR}, R_{m,PR}) = (0.1483, 0.9933)$ 에서 $(R_{p,SR}, R_{m,SR})$ 에 따른 식 (6)의 \dot{W}_{net} 의 변화

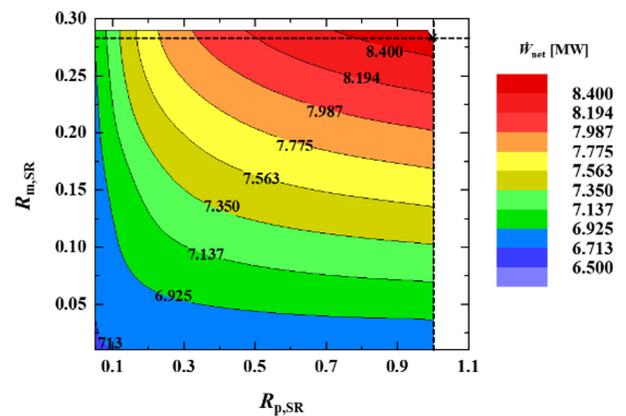


Fig. 2. Mapping data of the net work rate

를 맵핑한 결과를 Fig. 2에 나타내었다. 전체적으로 $0.05 \leq R_{p,SR} \leq 1.0$ 및 $0.01 \leq R_{m,SR} < 0.3$ 의 범위를 만족하였다. 이러한 경우에 $(R_{p,SR}, R_{m,SR}) = (1.0, 0.29)$ 일 때, $\dot{W}_{net} = 8,547$ kW의 최대치를 기록하였다.

Fig. 3은 \dot{W}_{net} 가 최댓값을 갖는 R_p 와 R_m 이 일정한 조건

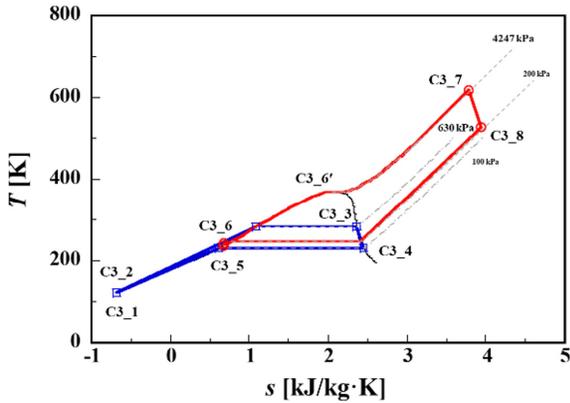


Fig. 3. T-s diagram (rectangular blue symbol: primary Rankine cycle, circular red symbol: secondary Rankine cycle)

에서 Primary & Secondary Rankine cycle의 폐에너지 회수시스템에 대한 T-s 선도를 나타내었다. Fig. 3에 해당하는 조건에 대한 정량적인 상태량을 Table 1과 같이 정리 하였다.

참고로 선행 연구^[2]의 결과와 비교하여, 일정한 LNG 사양을 공급하기 위한 기존의 \dot{W}_{p100} 을 식 (6)의 \dot{W}_{net} 에 추가 하여 본 시스템 내로 포함시켰다. 그리고 Secondary Rankine Cycle의 \dot{W}_{K101} 과 \dot{W}_{P103} 의 차이는 1,754 kW를 보였고, 이전의 초임계 압력의 터빈입구 조건에 대한 결과값 보다 약 20% 낮은 값이다. 다음절에서는 최댓값을 기준으로 $(R_{p,SR}, R_{m,SR})$ 의 변화에 대한 엑서지 특성을 계속해서 살펴보겠다.

3. 결과 및 토의

3.1 고정된 $R_{m,SR} = 0.29$ 에서 $R_{p,SR}$ 의 변화

Fig. 4는 $R_{p,SR}$ 변화에 따른 엑서지 활용률(ϵ_e), 엑서지 효

Table 1. Thermodynamic properties at each state for the maximum

State	Temperature [K]	Pressure [kPa]	Mass flow rate [kg/s]	Enthalpy [kJ/kg]	Exergy [kJ/kg]
C3_1	123.2	100	196.9	-123.2	264.4
C3_2	123.2	630	196.9	-122.2	264.8
C3_3	283.2	630	196.9	585.5	94.51
C3_4	230.8	100	196.9	525.3	9.316
C3_5	238.2	200	7.772	115.9	111.7
C3_6	240.6	4247	7.772	125.3	118.2
C3_7	619.2	4247	7.772	1365	465
C3_8	526.9	200	7.772	1130	185.8
LNG_1	107.7	500	198.3	-924.2	1038
LNG_2	111.7	500	198.3	-910.2	1015
LNG_3	218	4500	198.3	-266	583.8
LNG_4	229.6	4300	198.3	-226.2	566.9
NG	273.2	4000	198.3	-102.8	538.7
sw_1	288.2	100	3893	63.08	0.7361
sw_2	288.2	500	3893	63.61	1.141
sw_3	288.2	500	3311	63.61	1.141
sw_4	278.2	500	3311	21.52	0.4
sw_5	288.2	500	581.5	63.61	1.141
sw_6	278.2	500	581.5	21.52	0.4
eg_in	624.2	110	26.8	632.8	132.6
eg_out	283.9	100	26.8	284	0.05913

율(η_e), 그리고 시스템의 엑서지 효율($\eta_{sys,e}$)을 보여준다. $R_{p,SR} = 0.05 \sim 1.0$ 에 따라 η_e 는 점차 증가되는 특성을 보였다. $R_{p,SR} = 1.0$ 인 경우에, 0.04029의 최댓값이 나타났고, 거의 일정한 $\varepsilon_e \approx 0.4894$ 에 대하여 $\eta_{sys,e} = 0.01971$ 을 기록하였다.

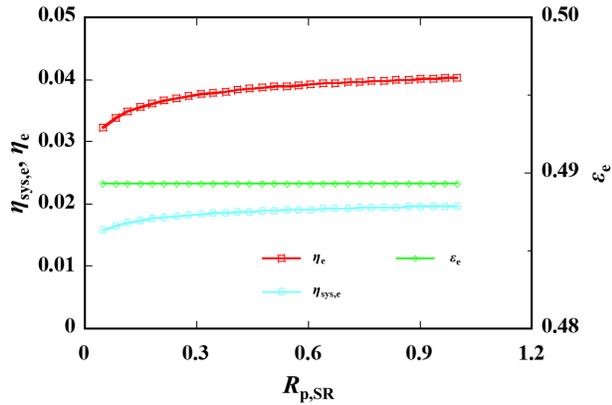


Fig. 4. η_e , ε_e , $\eta_{sys,e}$ characteristics for $R_{p,SR}$ variation

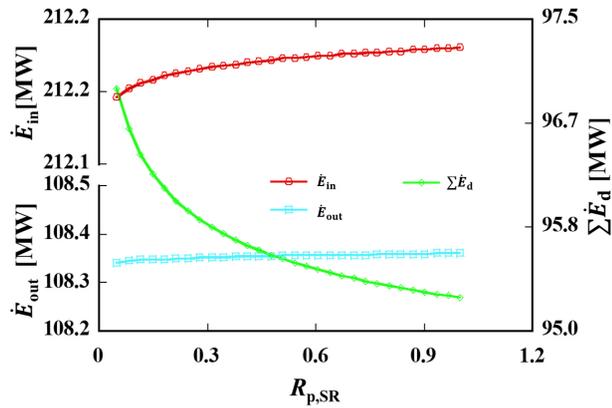


Fig. 5. \dot{E}_{in} , \dot{E}_{out} , $\sum \dot{E}_d$ characteristics for $R_{p,SR}$ variation

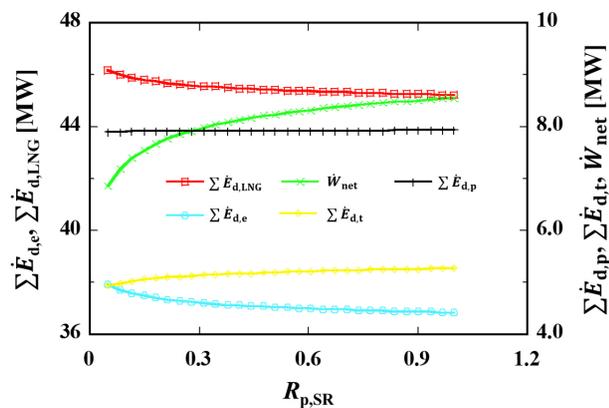


Fig. 6. \dot{W}_{net} , $\sum \dot{E}_d$ characteristics for $R_{p,SR}$ variation

Fig. 5는 $R_{p,SR} = 0.05 \sim 1.0$ 의 변화에 따른 유입된 엑서지율(\dot{E}_{in}), 유출된 엑서지율(\dot{E}_{out}), 그리고 총 파괴된 엑서지율($\sum \dot{E}_d$)을 보여준다. $R_{p,SR}$ 의 증가에 따라 $\dot{E}_{in} = 212,146 \sim 212,181$ kW로 약간 증가하였고, $\dot{E}_{out} = 108,342 \sim 108,361$ kW로 약간 증가되었다. 하지만, $\sum \dot{E}_d$ 은 96,945~95,272 kW로 비선형적으로 감소하였고, 약 1.7 MW의 상대적으로 큰 감소폭을 보였다. 이러한 결과로 Fig. 6에서 \dot{W}_{net} 은 6,859~8,547 kW로 비선형적인 증가와 약 1.7 MW에 상응하는 증가폭을 보이는 것을 확인하였다.

또한 Fig. 6에는 시스템 내에 각 구성품에서 발생하는 엑서지 파괴율을 나타내었다. $R_{p,SR} = 0.05 \sim 1.0$ 의 변화에 따라 $\sum \dot{E}_{d,p} = 7,906 \sim 7,934$ kW 및 $\sum \dot{E}_{d,t} = 4,937 \sim 5,274$ kW의 펌프류 및 터빈류에서 증가하는 폭보다, $\sum \dot{E}_{d,e} = 37,937 \sim 36,850$ kW 및 $\sum \dot{E}_{d,LNG} = 46,164 \sim 45,213$ kW의 증발기류 및 응축기류에서 더 큰 폭으로 감소되었다. 이는 Fig. 5에서 $\sum \dot{E}_d$ 의 비선형적 감소 경향의 원인이 되었다.

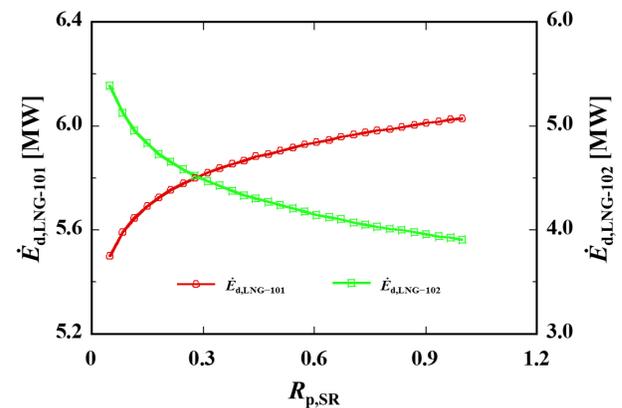


Fig. 7. $\dot{E}_{d,LNG-101}$, $\dot{E}_{d,LNG-102}$ characteristics for $R_{p,SR}$ variation

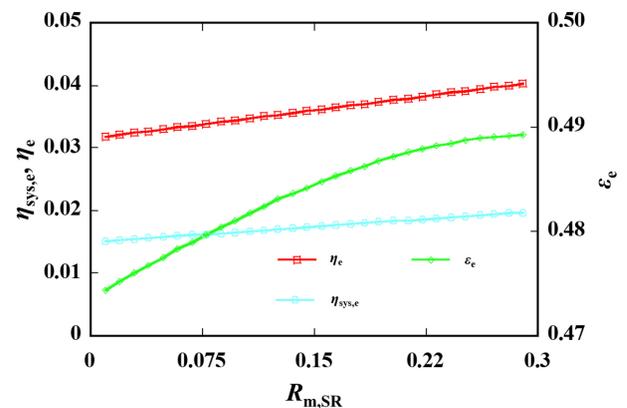


Fig. 8. η_e , ε_e , $\eta_{sys,e}$ characteristics for $R_{m,SR}$ variation

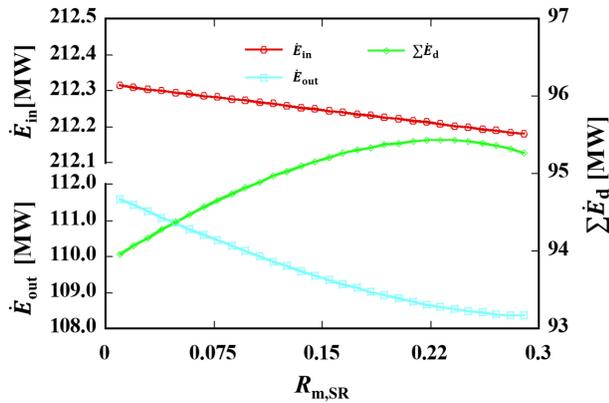


Fig. 9. \dot{E}_{in} , \dot{E}_{out} , $\Sigma\dot{E}_d$ characteristics for $R_{m,SR}$ variation

($R_{p,PR}$, $R_{m,PR}$)의 고정된 조건에서 $\dot{E}_{d,LNG-100} = 35,274$ kW로 일정한 값을 갖기 때문에, LNG-101 및 LNG-102의 응축기에서 엑서지 파괴율($\dot{E}_{d,LNG-101}$, $\dot{E}_{d,LNG-102}$)을 Fig. 7에 나타내었다. $R_{p,SR} = 0.05 \sim 1.0$ 으로 증가할 때, Secondary Rankine cycle 내에서 $\dot{E}_{d,LNG-102} = 5,388 \sim 3,908$ kW로 약 1.5 MW만큼 비선형적으로 감소하였다. 이는 Fig. 5에서 $\Sigma\dot{E}_d$ 의 비선형인 감소 경향의 원인이 되는 증발기류에 있어 $\dot{E}_{d,LNG-102}$ 의 영향이 더 크게 작용한 것을 나타낸다. 반면에, $R_{p,SR}$ 에 따라 사이클 외부의 $\dot{E}_{d,LNG-101} = 5,502 \sim 6,031$ kW로 약 0.5 MW만큼 비선형적으로 증가하였다. 이는 NG_{out}의 일정한 상태를 만족시키기 위해서 열교환기 LNG-102과 LNG-101에 대한 열전달율은 서로 반비례하는 특성이 나타나는 것을 의미하였다. 따라서, $R_{p,SR}$ 에 따라 LNG-101에서 더 큰 질량유량이 요구되는 것을 파악하였다. 이러한 결과로, Fig. 5에서 나타낸 바와 같이 \dot{E}_{in} 및 \dot{E}_{out} 이 약간 증가되는 특성을 보였다. 하지만, $\dot{E}_{d,LNG-101}$ 및 $\dot{E}_{d,LNG-102}$ 의 총 1 MW의 감소는 η_e 의 상승에 주요한 역할을 하였다.

3.2 고정된 $R_{p,SR} = 1.0$ 에서 $R_{m,SR}$ 의 변화

Fig. 8은 $R_{m,SR}$ 변화에 따른 엑서지 활용률(ϵ_e), 엑서지 효율(η_e), 그리고 시스템의 엑서지 효율($\eta_{sys,e}$)을 보여준다. $R_{m,SR} = 0.01 \sim 0.29$ 에 따라 η_e 및 ϵ_e 은 $R_{p,SR}$ 의 영향과는 달리 선형적으로 증가되는 특성을 각각 보였다. $R_{m,SR} = 0.29$ 에서 $\eta_e = 0.04028$ 및 $\epsilon_e = 0.4893$ 로 최댓값을 가졌고, 이에 대해서 $\eta_{sys,e} = 0.01971$ 을 기록하였다.

Fig. 9는 $R_{m,SR} = 0.01 \sim 0.29$ 의 변화에 따른 유입된 엑서지율(\dot{E}_{in}), 유출된 엑서지율(\dot{E}_{out}), 그리고 총 파괴된 엑서지율($\Sigma\dot{E}_d$)을 보여준다. $R_{p,SR}$ 의 영향과는 역시 대조적으로, $R_{m,SR}$ 의 증가에 따라 $\dot{E}_{in} = 212,314 \sim 212,181$ kW로 감소하는 특성을 보였다. $\Sigma\dot{E}_d = 93,958 \sim 95,431$ kW의 범위에서 증가하다가 다시 약간 감소하여 약 1.3 MW가 증가되었지만, $\dot{E}_{out} = 111,598 \sim 108,361$ kW로 약 3.3 MW로 더 크게 감소되었다. 서로 상쇄된 결과로 Fig. 10에서 $\dot{W}_{net} = 6,757 \sim 8,547$ kW로 선형적으로 증가되었고, 약 1.8 MW의 증가폭을 보였다. 이는 Fig. 8에서 η_e 가 선형적으로 증가되는 특성을 초래하였다.

$R_{m,SR} = 0.01 \sim 0.29$ 의 변화에 따라 시스템 내에 각 구성품에서 발생하는 엑서지 파괴율을 Fig. 10에 나타내었다. 응축기류와 터빈류에서 $\Sigma\dot{E}_{d,LNG} = 44,791 \sim 45,213$ kW 및 $\Sigma\dot{E}_{d,t} = 4,943 \sim 5,274$ kW로 각각 선형적인 증가를 보였지만, 펌프류에서는 $\Sigma\dot{E}_{d,p} = 7,936 \sim 7,934$ kW로 거의 변화

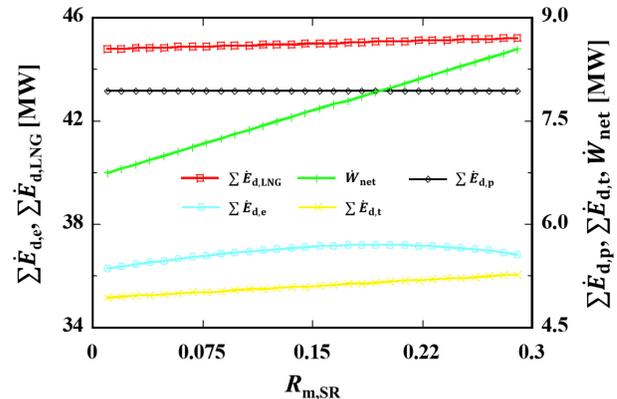


Fig. 10. \dot{W}_{net} , $\Sigma\dot{E}_d$ characteristics for $R_{m,SR}$ variation

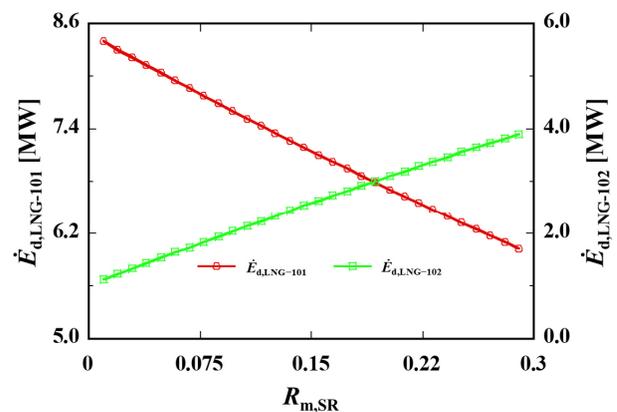


Fig. 11. $\dot{E}_{d,LNG-101}$, $\dot{E}_{d,LNG-102}$ characteristics for $R_{m,SR}$ variation

가 없었다. 반면에, 증발기의 경우는 $\sum \dot{E}_{d,e} = 36,288 \sim 37,209$ kW의 범위에서 약 $R_{m,SR} = 0.19$ 까지 증가하다가 다시 감소하는 비단조적인 특성이 나타났다. 이는 증발기에서 설정된 $T_{eg,pp}$ (핀치점 온도)에 의해서 고온측의 엑서지 파괴율이 제한된 결과이다. 따라서, 이는 Fig. 9에서 $\sum \dot{E}_d$ 의 경향에 주로 영향을 미쳤다는 것을 알 수 있다.

Fig. 11은 LNG-101 및 LNG-102의 응축기에서 엑서지 파괴율($\dot{E}_{d,LNG-101}$, $\dot{E}_{d,LNG-102}$)을 나타내었다. $R_{m,SR} = 0.01 \sim 0.29$ 로 증가할 때, Secondary Rankine cycle 내에서 $\dot{E}_{d,LNG-102} = 1,120 \sim 3,908$ kW로 약 2.8 MW만큼 증가하였지만, 사이클 외부의 $\dot{E}_{d,LNG-101} = 8,397 \sim 6,031$ kW로 약 2.4 MW만큼 역으로 감소하였다. 이는 Fig. 7에서 $R_{p,SR}$ 의 영향과는 대조적이다. 따라서, $R_{m,SR}$ 에 따라 사이클 외부의 LNG-101에서 요구되는 해수의 질량유량이 감소하기 때문에, Fig. 9에서 나타낸 바와 같이 \dot{E}_{in} 및 \dot{E}_{out} 의 감소되는 경향은 각각 $\dot{E}_{sw,1}$ 및 $\dot{E}_{sw,6}$ 의 영향에 의해서 비롯된 것으로 파악할 수 있었다.

4. 결론

LNG FSRU 설비의 통합 LNG FSRU의 재기화 공정에서 해수를 열원으로 하는 Primary Rankine Cycle과 배기 가스를 열원으로 하는 Secondary Rankine Cycle로 구성되는 폐에너지회수시스템에 대하여 엑서지 분석을 수행하였다. $(R_{p,PR}, R_{m,PR}) = (0.1483, 0.9933)$ 과 $(R_{p,SR}, R_{m,SR}) = (1.0, 0.29)$ 일 때, $\dot{W}_{net} = 8,547$ kW의 최댓값을 확인하였고, 선행 연구^[2]의 결과와 잘 부합되었다. 즉, 기존 FSRU에서 소비되는 약 $\dot{W}_{p100} = -2.5$ MW의 일정한 LNG 펌프 동력을 고려한 점과 Secondary Rankine Cycle에서 터빈 입구의 압력을 임계조건 이하로 제한시킨 점들을 감안하였을 때에, LNG FSRU의 재기화 공정에 장착되는 본 폐에너지회수시스템에 의해서 활용될 수 있는 최대 동력은 약 10 MW의 수준에 있다는 것을 이론적으로 재확인하였다. 그 최댓값을 기준으로 $(R_{p,SR}, R_{m,SR})$ 의 변화에 대한 엑서지 특성을 분석한 결과를 아래에 요약하였다.

고정된 $R_{m,SR}$ 에 대하여 $R_{p,SR}$ 가 \dot{W}_{net} 의 최댓값을 갖는 조건까지 증가할 때, 엑서지 효율과 시스템 엑서지 효율은 각

각 비선형적으로 증가되는 경향을 보였다. 이는 Q2의 증발기 $\sum \dot{E}_{d,e}$ 뿐만 아니라 LNG-102의 응축기 $\dot{E}_{d,LNG-102}$ 의 각각 약 1 MW 및 1.5 MW의 비선형적인 감소에 의해서 주로 영향을 받은 것으로 파악되었다. 이는 순동력의 비선형적 증가 특성과 직접적으로 연관됨을 확인하였다.

고정된 $R_{p,SR}$ 에 대하여 $R_{m,SR}$ 이 증가할 때, 엑서지 효율과 시스템 엑서지 효율은 각각 선형적으로 증가되는 경향을 보였다. 이는 약 1.3 MW의 $\sum \dot{E}_d$ 의 증가에도 불구하고 약 3.3 MW의 \dot{E}_{out} 의 더 큰 감소가 서로 상쇄된 결과로 약 1.8 MW의 \dot{W}_{net} 가 선형적인 증가폭을 갖는 것을 확인하였다. 한편, Secondary Rankine Cycle 내부에 $\dot{E}_{d,LNG-102}$ 가 크게 증가되었지만, Secondary Rankine Cycle 외부에 $\dot{E}_{d,LNG-101}$ 가 반비례적으로 감소되었다. 그 결과로 LNG-101의 열교환기에서 요구되는 해수의 질량유량이 감소되기 때문에, \dot{E}_{out} ($\dot{E}_{sw,6}$)의 감소에 영향을 주었다.

감사의 글

이 논문은 2021년도 호서대학교의 재원으로 학술연구비 지원을 받아 수행된 연구임(과제번호: 20210474).

References

- [1] Choi, B.C., 2019, "Numerical study on natural convection heat transfer inside rectangular enclosures in the insulation of a membrane-type LNG cargo containment system", J. Korean Soc. of Marine Engineering, **43**(4), 244-253.
- [2] Lee, S.I., and Choi, B.C., 2016, "Thermodynamic assessment of integrated heat recovery system combining exhaust-gas heat and cold energy for LNG regasification process in FSRU vessel", Journal of Mechanical Science and Technology, **30**, 1389-1398.
- [3] Mehrpooya, M., Sharifzadeh, M.M.M., and Katooli, M.H., 2018, "Thermodynamic analysis of integrated LNG regasification process configurations", Progress in Energy and Combustion Science, **69**, 1-27.
- [4] Kanbur, B.B., Xiang, L., Dubey, S., Choo, F.H., and Duan, F., 2017, "Cold utilization systems of LNG: A

- review”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **79**, 1171-1188.
- [5] Qu, Z.G., Bai, Y.H., and Pu, L., 2015, “One-dimensional numerical study of thermal performance of an organic Rankine cycle system using liquefied natural gas as a cold source for cold energy recovery”, *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, **26**, 1399-1413.
- [6] Le, S., Lee, J.Y., and Chen, C.L., 2018, “Waste cold energy recovery from liquefied natural gas (LNG) regasification including pressure and thermal energy”, *Energy*, **152**, 770-787.
- [7] He, T., Zhang, J., Mao, N., and Linga, P., 2021, “Organic Rankine cycle integrated with hydrate-based desalination for a sustainable energy-water nexus system”, *Applied Energy*, **291**, 116839.
- [8] Choi, B.C., and Kim, Y.M., 2012, “Exhaust-Gas Heat-Recovery System of Marine Diesel Engine (II) -Exergy Analysis for Working Fluids of R245fa and Water-”, *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, **36**(6), 593-600.
- [9] Choi, B.C., and Kim, Y.M., 2013, “Thermodynamic analysis of a dual loop heat recovery system with trilateral cycle applied to exhaust gases of internal combustion engine for propulsion of the 6800 TEU container ship”, *Energy*, **58**, 404-416.
- [10] F-Chart Software, Engineering Equation Solver, <http://fchartsoftware.com/ees/>.