

복합 사이클의 배기가스 열회수 시스템에 의한 선박용 디젤엔진의 연료 절약에 관한 이론적 연구

최 병 철^{*†} · 김 영 민^{**}

* (사)한국선급 환경플랜트팀, ** 한국기계연구원 그린동력연구실

Theoretical Study on Fuel Savings of Marine Diesel Engine by Exhaust-Gas Heat-Recovery System of Combined Cycle

Byung Chul Choi^{*†} and Young Min Kim^{**}

* Environment & Plant Team, Korean Register of Shipping,

** Dept. of Engine Research, Korea Institute of Machinery & Materials

(Received September 10, 2012 ; Revised November 5, 2012 ; Accepted November 5, 2012)

Key Words : Trilateral Cycle(3 변 사이클), Organic Rankine Cycle(유기 랭킨 사이클), Combined Cycle(복합 사이클), Specific Fuel Oil Consumption(연료 소비율), Specific CO₂ Emission (이산화탄소 배출률)

초록: 선박의 주 추진용 디젤엔진으로부터 배출되는 배기가스의 열을 회수하는 폐열회수 발전시스템에 대하여, 상대적으로 고온에 상부의 3 변 사이클과 상대적으로 저온부에 하부의 유기 랭킨 사이클이 적용되는 복합 사이클에 대한 열역학적 특성을 조사하였다. 그 결과, 상부와 하부 사이클 사이에 경계온도의 증가에 따라, 총 파괴된 엑서지율($\Sigma \dot{E}_d$) 및 엑서지 손실율(\dot{E}_{out2})이 각각 감소되었기 때문에, 시스템의 에너지 및 엑서지 효율이 모두 최대화되었다. 그리고 상부의 체적 팽창비가 크게 감소되었다. 그 경우에 대하여, 부가적인 추진동력으로써 활용되는 폐열회수 발전시스템이 적용된 선박용 디젤엔진의 경우에, 추진 효율은 엔진부하 변동에 따라 기본 엔진에 대비하여 평균적으로 9.17 %가 향상되었다. 이에 대하여, 디젤엔진의 연료 소비율과 이산화탄소 배출률은 각각 평균 8.4 및 8.37 %가 저감되었다.

Abstract: The thermodynamic characteristics of a combined cycle applied with a topping cycle such as a trilateral cycle at relatively high temperatures and a bottoming cycle such as an organic Rankine cycle at relatively low temperatures have been theoretically investigated. This is an electric generation system used to recover the waste heat of the exhaust gas from a diesel engine used for the propulsion of a large ship. As a result, when the boundary temperature between the topping and the bottoming cycles increased, the system efficiencies of energy and exergy were simultaneously maximized because the total exergy destruction rate ($\Sigma \dot{E}_d$) and exergy loss (\dot{E}_{out2}) decreased, respectively. In the case of a marine diesel engine, the waste heat recovery electric generation system can be utilized for additional propulsion power, and the propulsion efficiency was found to be improved by an average of 9.17 % according to the engine load variation, as compared to the case with only the base engine. In this case, the specific fuel consumption and specific CO₂ emission of the diesel engine were reduced by an average of 8.4% and 8.37%, respectively.

1. 서 론

국제 원유 가격이 배럴당 100 달러를 초과하는 고유가 문제와 선박 운항에 따른 해양의 환경오염이 심각해짐에 따라 친환경 선박에 대한 관심이

고조되고 있다. 특히, 연료비 절감 및 이산화탄소(CO₂) 배출 저감이라는 이슈를 만족시키기 위하여, 미래형 친환경 선박은 기존 장치의 개선과 친환경 에너지원 활용 등의 혁신을 통해 에너지 고효율과 친환경성을 고루 갖춘 녹색선박 기술이 요구되고 있다.

2013년부터 신조선에 대하여 선박의 종류 및 크기에 따라 요구되는 에너지효율설계지수(EEDI)가 정

† Corresponding Author, byungchul.choi@gmail.com

© 2013 The Korean Society of Mechanical Engineers

의되었고, CO₂ 배출량의 규제가 단계적으로 적용된다.^(1,2) 결과적으로 선박의 대형화, 저속화, 및 연료 소비율의 최소화를 통하여 선박의 에너지효율을 극대화시켜야 되는 개념이다. 이러한 규제를 만족시키기 위하여, 선박의 선형, 추진계통 개선, 및 신재생 에너지 적용 등의 다양한 기술들이 개발되고 있다.

그 중에 선박의 주 기관에 배출되는 배기가스의 폐열을 이용한 발전시스템은 보조 추진동력원으로 활용되어 연료 소비율을 획기적으로 저감시킬 수 있는 기술로서 주목을 받고 있다.⁽³⁾

최근, 대형 선박의 추진용 엔진에서 배출되는 배기가스의 열원온도와 306 K의 냉각수 온도의 온도차를 활용하는 발전시스템에 대하여, 적용된 랭킨 사이클에서 유기 냉매(R245fa) 및 물(Water)의 작동유체에 대한 폐열회수 발전시스템의 에너지 및 엑서지 특성이 체계적으로 비교되었다.⁽⁴⁻⁶⁾

한편, 작동유체로서 물을 이용하는 3 변 사이클은 증발기에서의 엑서지 파괴율을 최소화시킬 수 있기 때문에 엑서지 효율을 극대화시킬 수 있는 폐열회수 기술이다. 반면에, 팽창 과정에서 포화 액체에서 액체와 기체의 이상(2-phase) 상태로 상변화가 발생하기 때문에 작동유체의 체적유량이 과도하게 증가되는 불이익이 있다.⁽⁶⁻⁹⁾

본 연구에서 13,000 TEU 급 컨테이너 선박의 주 추진기관의 배기가스를 열원으로 하여, 상부의 3 변 사이클과 하부의 유기 랭킨 사이클을 복합적으로 적용된 폐열회수 발전시스템에 대한 열역학적 특성을 조사하였다. 또한, 복합 사이클의 폐열회수 장치에 의한 주기관의 연료 소비율 및 이산화탄소 배출물의 저감 특성에 대하여 논의하였다.

2. 열역학적 모델

2.1 복합 사이클

선박의 주 추진용으로 사용되는 2 행정 디젤엔진의 배기가스에 대하여 복합 사이클이 적용된 폐열회수 발전시스템의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 그 주기관의 배기가스 온도를 T_{in} 및 그 질량유량을 \dot{m}_{in} 으로 각각 정의하였고, 그 배기가스의 고온부에 대한 1-2-3-4의 상부 사이클과 저온부에 대한 5-6-7-8-9의 하부 사이클로 복합 사이클이 구성된다. 그리고 상부 및 하부 사이클의 폐열회수 발전시스템에 의해서 생산된 전력은 모터 등에 의해 엔진의 축출력을 보조하여 선박의 추진 동력으로 재활용되는 시스템으로 가정하였다.^(3,10,11)

2.2 상부 사이클

상부 사이클은 상대적으로 고온의 열원에 적용이 되는 물을 작동유체로 사용하였고, 고온·고압의 상태 3에서 포화 액체의 물은 증기와 물의 이상(2-phase) 상태로 팽창되면서 발전기를 구동하여 전기를 생산하는 3 변 사이클(TC, Trilateral Cycle)을 적용하였다.⁽⁶⁻⁹⁾

1-2 과정에서 펌프 1의 소모 동력 \dot{W}_{p1} , 효율 η_{p1} , 및 엑서지 파괴율 $\dot{E}_{d,p1}$ 은 아래의 식 (1-3)과 같다.^(12,13)

$$\dot{W}_{p1} = \dot{m}_{o1} (h_2 - h_1) \tag{1}$$

$$\eta_{p1} = (h_{2s} - h_1) / (h_2 - h_1) \tag{2}$$

$$\dot{E}_{d,p1} = \dot{m}_{o1} T_0 (s_2 - s_1) \tag{3}$$

여기서, \dot{m}_{o1} 은 작동유체 물의 질량유량, h 및 s 는 각각 단위질량당 엔탈피 [kJ/kg] 및 엔트로피

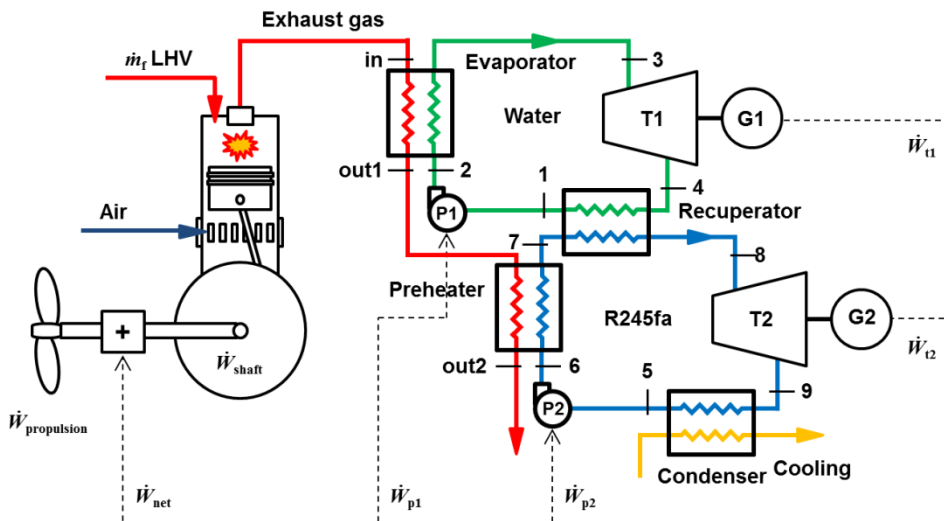


Fig. 1 Schematics of exhaust-gas heat-recovery system applying combined cycle for 2-stroke diesel engine

[kJ/kgK]를 나타낸다. 그리고, 하첨자 0 은 엑서지 값이 0 이 되는 기준상태(Dead state)를 의미하고, 상온 $T_0 = 298.15$ K 및 상압 $P_0 = 101.3$ kPa 로 가정하였다.

2-3 과정의 경우, 증발기에서 배출되는 배기가스의 온도를 T_{out1} 으로 정의하였다. 따라서 열원으로부터 공급받은 열량 \dot{Q}_e 에 대하여, 증발기 내의 에너지 균형 및 파괴된 엑서지율 $\dot{E}_{d,e}$ 은 각각 아래의 식 (4-6)와 같다.^(12,13)

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{o1} (h_3 - h_2) \quad (4)$$

$$\dot{m}_{in} c_{p,in} (T_{in} - T_{out1}) = \dot{m}_{o1} (h_3 - h_2) \quad (5)$$

$$\dot{E}_{d,e} = \dot{m}_{in} \{h_{in} - h_{out1} - T_0 (s_{in} - s_{out1})\} + \dot{m}_{o1} \{h_2 - h_3 - T_0 (s_2 - s_3)\} \quad (6)$$

여기서, $c_{p,in}$ 는 열원의 정압비열을 나타낸다.

3-4 과정에서 터빈 1 의 출력 \dot{W}_{t1} , 효율 η_{t1} , 및 그 엑서지 파괴율 $\dot{E}_{d,t1}$ 은 각각 아래의 식 (7-9)와 같다.^(12,13)

$$\dot{W}_{t1} = \dot{m}_{o1} (h_3 - h_4) \quad (7)$$

$$\eta_{t1} = (h_3 - h_4) / (h_3 - h_{4s}) \quad (8)$$

$$\dot{E}_{d,t1} = \dot{m}_{o1} T_0 (s_4 - s_3) \quad (9)$$

4-1 과정에서 아래의 식 (10)과 같이 남은 열량 $\dot{Q}_{re,t}$ 을 재생기를 통하여 상부에서 하부 사이클로 공급한다.

$$\dot{Q}_{re,t} = \dot{m}_{o1} (h_4 - h_1) \quad (10)$$

2.3 하부 사이클

증발기에서 버려진 T_{out1} 의 배기가스는 상대적으로 저온이며, 이러한 폐열을 회수하기 위하여 R245fa 가 작동유체로 사용되는 유기 랭킨 사이클(ORC, Organic Rankine Cycle)을 하부 사이클을 적용하였다.

5-6 과정에서 펌프 2 의 소모 동력 \dot{W}_{p2} , 효율 η_{p2} , 및 엑서지 파괴율 $\dot{E}_{d,p2}$ 은 각각 아래의 식 (11-13)과 같다.^(12,13)

$$\dot{W}_{p2} = \dot{m}_{o2} (h_6 - h_5) \quad (11)$$

$$\eta_{p2} = (h_{6s} - h_5) / (h_6 - h_5) \quad (12)$$

$$\dot{E}_{d,p2} = \dot{m}_{o2} T_0 (s_6 - s_5) \quad (13)$$

여기서, \dot{m}_{o2} 은 작동유체 R245fa 의 질량유량이다.

6-7 과정의 경우, T_{out1} 에서 T_{out2} 까지 배기가스의 온도 차이로부터 공급받은 열량 \dot{Q}_{pr} 과, 예열기 내의 에너지 균형 및 파괴된 엑서지율 $\dot{E}_{d,pr}$ 은 각각 아래의 식 (14-16)와 같다.^(12,13)

$$\dot{Q}_{pr} = \dot{m}_{o2} (h_7 - h_6) \quad (14)$$

$$\dot{m}_{in} c_{p,in} (T_{out1} - T_{out2}) = \dot{m}_{o2} (h_7 - h_6) \quad (15)$$

$$\dot{E}_{d,pr} = \dot{m}_{in} \{h_{out1} - h_{out2} - T_0 (s_{out1} - s_{out2})\} + \dot{m}_{o2} \{h_6 - h_7 - T_0 (s_6 - s_7)\} \quad (16)$$

7-8 과정에서 재생기로부터 하부 사이클로 공급 받은 열량 $\dot{Q}_{re,b}$, 재생기 내의 에너지 균형, 및 파괴된 엑서지율 $\dot{E}_{d,re}$ 은 각각 아래의 식 (17-19)와 같다.^(12,13)

$$\dot{Q}_{re,b} = \dot{m}_{o2} (h_8 - h_7) \quad (17)$$

$$\dot{m}_{o1} (h_4 - h_1) = \dot{m}_{o2} (h_8 - h_7) \quad (18)$$

$$\dot{E}_{d,re} = \dot{m}_{o1} \{h_4 - h_1 - T_0 (s_4 - s_1)\} + \dot{m}_{o2} \{h_7 - h_8 - T_0 (s_7 - s_8)\} \quad (19)$$

8-9 과정에서 터빈 2 의 출력 \dot{W}_{t2} , 효율 η_{t2} , 및 그 엑서지 파괴율 $\dot{E}_{d,t2}$ 은 각각 아래의 식 (20-22)와 같다.^(12,13)

$$\dot{W}_{t2} = \dot{m}_{o2} (h_8 - h_9) \quad (20)$$

$$\eta_{t2} = (h_8 - h_9) / (h_8 - h_{9s}) \quad (21)$$

$$\dot{E}_{d,t2} = \dot{m}_{o2} T_0 (s_9 - s_8) \quad (22)$$

9-5 과정에서 응축기에 의해 버려지는 열량 \dot{Q}_c 과 그 엑서지 파괴율 $\dot{E}_{d,c}$ 은 각각 아래의 식 (23-24)과 같다.^(12,13)

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{o2} (h_9 - h_5) \quad (23)$$

$$\dot{E}_{d,c} = \dot{m}_{o2} \{(h_9 - h_5) - T_0 (s_9 - s_5)\} \quad (24)$$

2.4 에너지 및 엑서지 효율

선박용 주기관의 배기가스로 버려지는 폐열을 증발기 \dot{Q}_e 와 예열기 \dot{Q}_{pr} 를 통하여 회수하였다. 따라서 터빈 1, 2 와 펌프 1, 2 의 축일의 차이로 생산되는 순동력 \dot{W}_{net} 에 대한 사이클 효율 η_{cyc} 은 아래의 식 (25)와 같다.^(12,13)

$$\eta_{cyc} = \dot{W}_{net} / (\dot{Q}_e + \dot{Q}_{pr}) = \{(\dot{W}_{t1} + \dot{W}_{t2}) - (\dot{W}_{p1} + \dot{W}_{p2})\} / (\dot{Q}_e + \dot{Q}_{pr}) \quad (25)$$

그 증발기와 예열기를 통하여 회수 가능한 최대의 열전달율 \dot{Q}_{max} 와 실제의 열전달율 \dot{Q}_{act} 의 비율인 열활용률 ε 을 고려한 시스템 효율 η_{sys} 은 각각 아래의 식 (26-27)과 같다.^(12,13)

$$\varepsilon = \dot{Q}_{act} / \dot{Q}_{max} = (T_{in} - T_{out2}) / (T_{in} - T_5) \quad (26)$$

$$\eta_{sys} = \varepsilon \eta_{cyc} \quad (27)$$

한편, 열원의 엑서지율 \dot{E}_{in} 과 손실된 엑서지율 \dot{E}_{out2} 은 각각 아래의 식 (28-29)와 같다.^(12,13)

$$\dot{E}_{in} = \dot{m}_{in} \{h_{in} - h_0 - T_0 (s_{in} - s_0)\} \quad (28)$$

$$\dot{E}_{out2} = \dot{m}_{in} \{h_{out2} - h_0 - T_0 (s_{out2} - s_0)\} \quad (29)$$

따라서, 복합 사이클이 적용된 폐열회수 발전시스템에 대하여 엑서지 효율 η_e , 최대로 이용이 가능한 엑서지율과 실제로 전달된 엑서지율에 대한 비율인 엑서지 활용률 ε_e , 및 시스템의 엑서지 효율 $\eta_{sys,e}$ 은 각각 아래의 식 (30-32)과 같다.^(12,13)

$$\varepsilon_e = (\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out2}) / \dot{E}_{in} \quad (30)$$

$$\eta_c = \dot{W}_{net} / \dot{E}_{in} \quad (31)$$

$$\eta_{sys,c} = \varepsilon_c \eta_c \quad (32)$$

2.5 열원 및 가정

13,000 TEU 급 컨테이너 선박에서 주 추진기관으로 사용되는 2 행정 저속 디젤엔진에 대하여 축출력 \dot{W}_{shaft} 변화에 따른 스피드, 소비연료의 질량유량 \dot{m}_f , 터보차저 후단에서 배기가스의 온도 T_{in} 및 질량유량 \dot{m}_{in} 을 Table 1 에 나타내었다.⁽¹⁴⁾ 여기서, 개정된 NO_x 기술코드에 의하면 선박의 프로펠러를 구동하는 추진용 주기관은 Table 1 에 나타낸 20, 50, 75, 100 %의 일정한 부하조건에 대하여 각각 0.15, 0.15, 0.5, 0.2 의 가중계수가 적용된 시험모드를 갖는다.⁽¹⁵⁾ 또한, 연료절감을 위하여 선박의 항로 중에 주기관의 단위 동력당 소비되는 연료량

Table 1 Exhaust gas heat source for a 2-stroke marine diesel engine

\dot{W}_{shaft}		Speed		\dot{m}_f	T_{in}	\dot{m}_{in}
[%]	[kW]	[%]	[rpm]	[kg/hr]	[K]	[kg/hr]
25	17,170	63	64.3	3,094	568	130,633
50	34,336	79	81	6,072	600	250,771
75	51,498	91	92.7	9,002	541	391,358
100	68,639	100	102	12,366	560	503,205

Table 2 Assumptions used to calculate the thermodynamic efficiency of combined cycle

	Water (TC)	R245fa (ORC)
T_c [K]	647.1	427.2
P_{max} [MPa]	$P_{c1} = 22.062$	$P_{c2} = 3.651$
T_{min} [K]	T_1	$T_5 = 305$
P_{min} [kPa]	P_1	$P_5 = 189.8$
X_1, X_5	0	
ΔT_{pp} [K]	$\Delta T_{pp1} = T_{in} - T_3$	$\Delta T_{pp2} = T_1 - T_7 = 10$
η_{p1}, η_{p2}	0.85	
η_{t1}, η_{t2}	0.85	
R_m	$R_{m1} = 0.2$	$R_{m2} = 0.9$
R_p	$R_{p1} = 0.2$	R_{p2}

이 최소값을 갖는 일정한 부하, 예를 들면 Table 1 에서 75 %의 엔진부하에서 대부분이 운항되고 있는 추세이다.

배기가스의 정압비열은 $c_{p,in} = 1.012$ J/gK 로 상온, 상압에서 공기의 비열과 같고, 연료는 ISO 8217 에서 규정하는 DMC grade 의 Bunker-A 로서, 저위발열량(LHV)은 10,063 kcal/kg 로 가정하였으며, 선행 연구의 조건과 동일하다.⁽⁴⁻⁶⁾

복합 사이클을 이용한 폐열회수 발전시스템의 열역학적 계산을 위해서, 물 및 R245fa 의 작동유체들에 대한 각각의 열역학적 물성치 조건들을 Table 2 에 요약하였다. 우선, 펌프 1 및 2 의 입구에서 작동유체 들의 건도 X_1 및 X_5 는 모두 0 으로 고정하였고, 모든 펌프 $\eta_{p1,2}$ 와 터빈 $\eta_{t1,2}$ 의 효율 들을 0.85 로 고정하였다.

또한 각 작동유체의 임계 온도 T_c 에 해당하는 임계 압력 P_c 을 최대 압력 P_{max} 으로 설정하였다. 그리고 하부 사이클의 최소 온도 T_{min} 를 펌프 2 의 입구 온도인 T_5 를 305 K 로 고정하였으며, 이에 해당하는 압력 P_5 를 하부 사이클의 최소 압력 P_{min} 으로 설정하였다.

특히, 상부 사이클과 하부 사이클의 경계가 되는 상부 사이클의 최소 온도 T_{min} 와 최소 압력은 P_{min} 은 상태 1 에서 온도 T_1 및 압력 P_1 으로 설정하였다. 또한, 상부 사이클에서 열원과 최소온도 차이를 갖는 핀치점 온도차 ΔT_{pp1} 는 열원의 온도 T_{in} 와 포화 액체인 상태 3 의 온도 T_3 와의 차이로 정의하였다. 그리고, 하부의 핀치점 온도차 ΔT_{pp2} 는 상부의 최저온도($T_1 = T_4$)와 하부의 상태 7 의 온도 T_7 와의 온도차로 정의하였으며, ΔT_{pp2} 변화에 대한 영향을 배제하기 위하여 10 K 로 고정하였다.

각 작동유체 들에 대하여 무차원화된 터빈의 입구압력 및 질량유량의 비율을 각각 아래의 식 (33-36)과 같이 정의하였다.

$$R_{p1} = (P_2 - P_1) / (P_{c1} - P_1) \quad (33)$$

$$R_{p2} = (P_6 - P_5) / (P_{c2} - P_5) \quad (34)$$

$$R_{m1} = \dot{m}_{o1} / \dot{m}_{in} \quad (35)$$

$$R_{m2} = \dot{m}_{o2} / \dot{m}_{in} \quad (36)$$

주기관의 상용 출력(NCR, Normal Continuous Rating)에 해당될 수 있는 대표적인 75 %의 엔진 부하에서 배출되는 배기가스를 열원으로 복합 사이클의 폐열회수 발전시스템을 적용하였다. 이에 대하여 상부의 3 변 사이클을 형성하기 위해서 (R_{m1}, R_{p1}) = (0.2, 0.2)로 고정하였다. 그리고 하부의 유기 랭킨 사이클에서 유기 작동유체의 유량변화에 대한 영향을 배제시키기 위하여 $R_{m2} = 0.9$ 로 고

정하였고,⁽⁴⁾ 복합 사이클의 경계온도(T_1)의 변화에 따라 R_{p2} 는 변동되도록 하였다. 따라서, $T_1 = 320\text{--}400\text{ K}$ 의 변화에 따른 상부 및 하부 사이클 들의 열역학적 특성을 살펴보고, 복합 사이클의 에너지 및 엑서지 효율을 조사하였다. 이러한 열역학적 계산에는 REFPROP ver. 9 와 EES ver. 8 을 사용하였다.^(16,17)

3. 결과 및 토의

3.1 복합 사이클 특성

본 연구에서 정의된 복합 사이클의 전형적인 T - s 선도를 Fig. 2 에 나타내었다. 이러한 복합 사이클은 $(R_{m1}, R_{p1}) = (0.2, 0.2)$ 로 고정된 상부의 3 변 사이클과 $T_1 = 400\text{ K}$ 및 $\Delta T_{pp2} = 10\text{ K}$ 로 고정된 하부의 유기 랭킨 사이클로 구성된다.

우선, 상부 사이클의 각 상태에서 (T [K], s [kJ/kgK])는 $(T_1, s_1) = (400, 1.601)$, $(T_2, s_2) = (400.6, 1.603)$, 포화 액체 상태의 터빈 1 입구 조건인 $(T_3, s_3) = (532.1, 2.874)$, 및 기체와 액체의 이상(2-phase) 상태인 $(T_4, s_4) = (400, 2.907)$ 로 나타났다.

하부 사이클에서 각 상태의 (T [K], s [kJ/kgK])는 $(T_5, s_5) = (305, 1.144)$, $(T_6, s_6) = (305.8, 1.144)$, $(T_7, s_7) = (390, 1.501)$, 및 포화 기체의 상태 8'에서는 $(T_8, s_8') = (390, 1.798)$ 을 가졌다. 또한, 터빈 2 입·출구의 상태 8 및 9 에서는 각각 $(T_8, s_8) = (390.2, 1.799)$ 및 $(T_9, s_9) = (325.6, 1.818)$ 로 과열 기체의 상태를 보였다. 그리고 최저 온도인 $(T_9, s_9) = (305, 1.755)$ 의 상태로 다시 냉각되었다.

상부 및 하부 사이클의 경계온도인 T_1 의 변화에 따른 배기가스 온도 및 핀치점 온도차의 특성을 Fig. 3 에 나타내었다. 상부 사이클에서 펌프 1 의 입구온도 T_1 을 320-400 K 까지 상승시키면, 상부 사이클에 대한 배기가스의 출구온도 T_{out1} 은

424.3 K 까지 증가하였으나, 그 열을 하부 사이클에서 회수하기 때문에 최종적으로 버려지는 배기가스의 온도 T_{out2} 는 313.8 K 까지 하강하였다. 이에 따라 상부의 핀치점 온도차 ΔT_{pp1} 는 11.46-8.92 K 로 감소되었다. 따라서, 복합 사이클에서 상부와 하부 사이클의 경계온도인 T_1 의 온도를 증가 시킴에 따라 열원에 대한 손실이 최소화되는 것으로 판단할 수 있고, 이에 대한 자세한 설명은 아래에서 계속 하겠다.

3.2 체적 팽창비

경계온도 T_1 의 변화에 따른 상부의 3 변 사이클에서 터빈 1 에 대한 입구 체적유량 \dot{V}_3 , 출구 체적유량 \dot{V}_4 , 및 입·출구의 체적 팽창비 \dot{V}_4/\dot{V}_3 를 Fig. 4 에 나타내었다. 우선, $T_1 = 320\text{--}400\text{ K}$ 의 변화에 따라 터빈 1 입구의 체적유량은 $\dot{V}_3 = 99.15\text{--}99.65\text{ m}^3/\text{hr}$ 로 거의 일정하게 유지되었다. 반면에, 터빈 1 출구의 체적유량은 $\dot{V}_4 = 335,936\text{--}13,761\text{ m}^3/\text{hr}$ 로 큰 폭으로 감소되었다. 여기서, T_1 의 증가에 따라 터빈 1 출구의 건도는 $X_4 = 0.31\text{--}0.24$ 로 감소되었다.

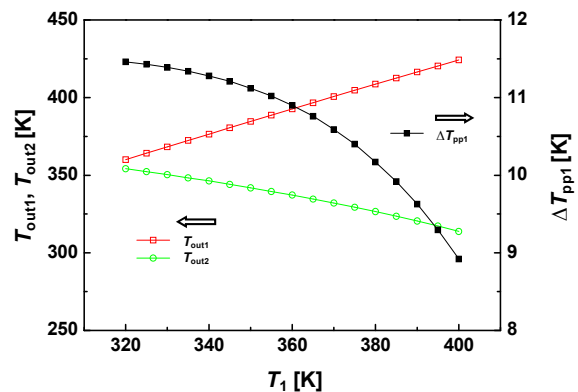


Fig. 3 Characteristics of T_{out1} , T_{out2} , and ΔT_{pp1} temperatures for T_1 variation

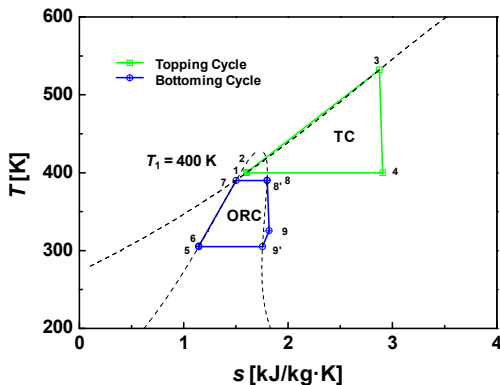


Fig. 2 T - s diagram of combined cycle at $T_1 = 400\text{ K}$

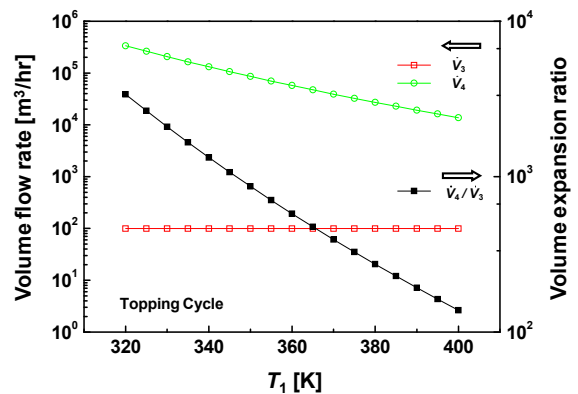


Fig. 4 Volume expansion ratio of \dot{V}_4/\dot{V}_3 and the volume flow rates of \dot{V}_3 and \dot{V}_4 in topping cycle for T_1 variation

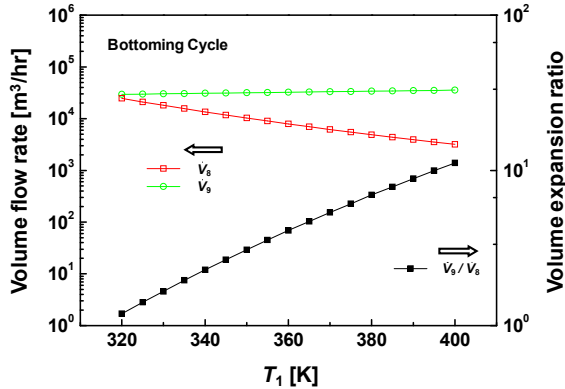


Fig. 5 Volume expansion ratio of \dot{V}_9/\dot{V}_8 and the volume flow rates of \dot{V}_8 and \dot{V}_9 in bottoming cycle for T_1 variation

그리고 체적 팽창비는 $\dot{V}_4/\dot{V}_3 = 3,388-138$ 로 감소되었다.

$T_1 = 320$ K 에서, 3 번 사이클의 작동유체는 포화 액체($X_3 = 0$) 상태에서 기체와 액체의 혼합물 상태로 팽창되기 때문에, 터빈 1 의 체적 팽창비가 과도하게 크게 나타났다. 이에 대하여, 상부 사이클의 최저 온도를 $T_1 = 400$ K 까지 증가시키면 최대로 약 25 배의 체적 팽창비를 감소시킬 수 있었다. 이는 용적형 팽창기의 경우에 그 크기를 대폭적으로 축소시킬 수 있다는 것을 의미한다.

Fig. 5 는 경계온도 T_1 의 변화에 따른 하부의 유기 랭킨 사이클에서 터빈 2 에 대한 입구 체적유량 \dot{V}_8 , 출구 체적유량 \dot{V}_9 , 및 입·출구의 체적 팽창비 \dot{V}_9/\dot{V}_8 를 나타낸다. 우선, $T_1 = 320-400$ K 로 증가함에 따라, 상태 8 에서 작동유체의 건도는 $X_8 = 0.89-1$ 로 증가하였지만, 체적유량은 $\dot{V}_8 = 24,689-3,190$ m³/hr 로 감소하였다. 이는 $R_{m2} = 0.2$ 로 고정된 하부의 랭킨 사이클에서 핀치점 온도차 $\Delta T_{pp2} = 10$ K 를 유지하기 위해서, 터빈 2 의 입구압력 비율은 $R_{p2} = 0.01-0.4683$ 로 증가되었기 때문이다.

터빈 2 의 출구에서 상태 9 의 온도 및 압력은 T_{min} 및 P_{min} 으로 각각 고정되어 있기 때문에, 출구에서 체적유량은 $\dot{V}_9 = 29,471-35,619$ m³/hr 로 증가한다. 이때, 작동유체의 건도는 $X_9 = 0.90-1$ 로 증가되었다. 결과적으로 터빈 2 의 체적 팽창비는 $\dot{V}_9/\dot{V}_8 = 1.19-11.17$ 까지 증가한다.

한편, 상부 사이클에서 $T_1 = 400$ K 의 경계온도를 설정한다면, 유기 랭킨 사이클을 적용한 하부 사이클을 추가하여 버려지는 배기가스 열을 다시 회수할 수 있기 때문에 열역학적 효율의 극대화가능하다는 것을 의미한다. 그리고 하부의 유기 랭킨 사이클에서 R245fa 와 같은 건조한 유체가 적용된다면 팽창과정 동안에 포화 기체 또는 과열

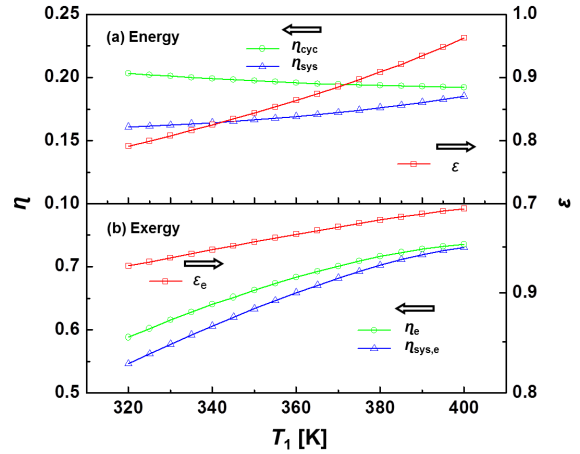


Fig. 6 Efficiency characteristics of energy (a) and exergy (b) for T_1 variation

기체 상태를 유지하기 때문에, 이상(2-phase) 영역의 운전으로 인한 터빈 2 의 출력저하 또는 손상을 방지할 수 있다.

3.3 에너지 및 엑서지 효율

Fig. 6 는 복합 사이클에 대하여 T_1 변화에 대한 에너지 (a) 및 엑서지 (b) 특성을 나타낸다. 우선, Fig. 6a 에서 T_1 이 320-400 K 로 증가함에 따라 사이클 효율은 감소하였으나, 열활용률은 계속적으로 증가되어 시스템 효율이 상승되는 경향을 보였다. 특히, $T_1 = 400$ K 인 경우에서 $\epsilon = 0.9626$ 의 열활용률과 $\eta_{cyc} = 0.1923$ 의 사이클 효율에 대하여 $\eta_{sys} = 0.1851$ 로 최대의 시스템 효율을 보였다.

Fig. 6b 에서 T_1 의 증가에 따라 엑서지 활용률, 엑서지 효율, 및 시스템 엑서지 효율의 모두가 증가되는 경향이 나타났다. 특히, $T_1 = 400$ K 인 경우에서 $\epsilon_e = 0.9940$ 의 엑서지 활용률, $\eta_e = 0.7351$ 의 엑서지 효율, 및 $\eta_{sys,e} = 0.7307$ 의 시스템 엑서지 효율로 모두 최대값을 보였다. 이에 대한 원인을 분석하기 위해서, T_1 의 변화에 따른 복합 사이클의 엑서지 특성을 분석하였다.

Fig. 7 은 $T_1 = 320-400$ K 의 변화에 대한 열교환기류, 펌프, 및 터빈에 대한 엑서지 파괴율 \dot{E}_d 의 특성을 나타낸다. 우선, 상부 사이클에 대하여, T_1 이 증가함에 따라 증발기에서의 엑서지 파괴율 $\dot{E}_{d,e}$ 은 901.9-342.8 kW 로 감소하였으며, 재생기에서의 엑서지 파괴율 $\dot{E}_{d,r}$ 은 484.8-215.5 kW 로 감소하였다. 뿐만 아니라, 터빈 1 에서의 엑서지 파괴율 $\dot{E}_{d,t1}$ 은 669.8-211.7 kW 로 감소하였으며, 펌프 1 에서의 엑서지 파괴율 $\dot{E}_{d,p1}$ 도 15.92-13.29 kW 로 감소하였다. 이는 열원의 온도와 상부 사이클의 최저온도 사이에 온도차가 감소하기 때문에, 증발

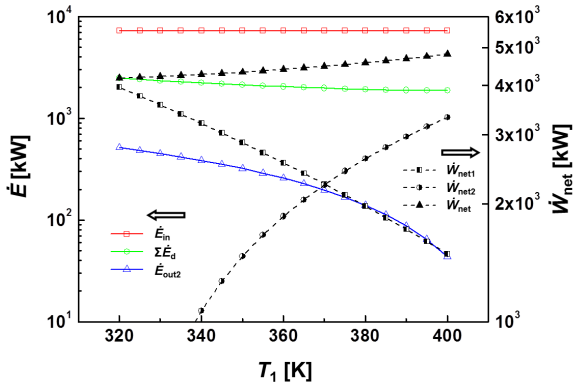


Fig. 7 Exergy destruction rates \dot{E}_d of heat exchangers, pumps, and turbines for T_1 variation

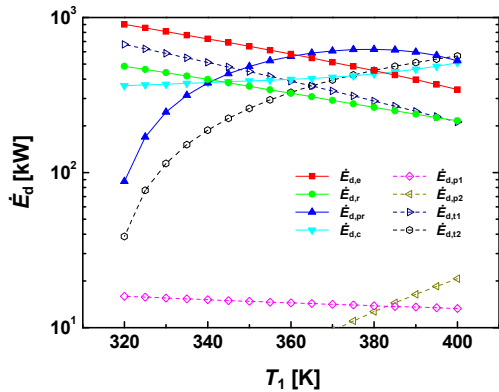


Fig. 8 Total exergy destruction rate $\Sigma \dot{E}_d$, exergy rate \dot{E}_{in} of heat source, exergy loss rate \dot{E}_{out2} , and net work rates \dot{W}_{net} for T_1 variation

기를 통하여 공급받은 열량 \dot{Q}_c 이 감소되며, 상부 사이클 내에서 에너지 편차가 전체적으로 감소되었다는 것을 의미한다.

반면에, 하부 사이클의 경우에 예열기에서의 엑서지 파괴율 $\dot{E}_{d,pr}$ 은 87.72-526.2 kW 로 증가하였고, 응축기에서의 엑서지 파괴율 $\dot{E}_{d,c}$ 은 362.7-510.1 kW 로 증가하였다. 또한 펌프 2 및 터빈 2 에서의 엑서지 파괴율은 각각 $\dot{E}_{d,p2} = 0.45-20.68$ kW 및 $\dot{E}_{d,t2} = 38.7-564.7$ kW 로 증가하는 경향이 나타났다. 이러한 원인은 상대적으로 하부 사이클 내의 최대와 최소의 온도차가 증가하여, 예열기 \dot{Q}_{pr} 및 재생기 $\dot{Q}_{re,b}$ 로부터 공급받은 열량이 모두 증가하였기 때문이다.

Fig. 8 은 $T_1 = 320-400$ K 의 변화에 대한 열원의 엑서지율 \dot{E}_{in} , 총 엑서지 파괴율 $\Sigma \dot{E}_d$, 엑서지 손실율 \dot{E}_{out2} , 및 순출력 \dot{W}_{net} 의 특성들을 나타낸다. 우선, 75 % 엔진부하의 배기가스에 대하여, 열원의 엑서지율은 $\dot{E}_{in} = 7,258$ kW 로 일정한 값을 갖는다. 이에 대하여, T_1 의 경계온도가 증가함에 따라, Fig. 7 에서 나타낸 복합 사이클의 각 구성품에서 파괴

된 엑서지율의 총합 $\Sigma \dot{E}_d$ 은 2,474-1,879 kW 로 감소되었다. 또한, T_1 의 온도가 증가함에 따라 하부 사이클의 성능이 증대되기 때문에, 열원으로부터 회수된 열량이 증가되어 열손실율은 $\dot{E}_{out2} = 514.9-43.66$ kW 로 감소되는 경향이 나타났다.

또한, T_1 이 증가함에 따라 상부 사이클의 순출력은 $\dot{W}_{net1} = 3,960-1,490$ kW 로 감소되었으나, 하부 사이클의 순출력은 $\dot{W}_{net2} = 2,212-3,319$ kW 로 증가되었다. 따라서 아래의 식 (37)과 같이 상부 및 하부 사이클에 대한 각 순출력의 합으로 표현되는 복합 사이클의 순출력 \dot{W}_{net} 은 4,181.2-4,809 kW 로 증가되었다.^(12,13)

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{net1} + \dot{W}_{net2} = \dot{E}_{in} - \Sigma \dot{E}_d - \dot{E}_{out2} \quad (37)$$

이는 일정한 열원의 엑서지율 \dot{E}_{in} 에 대하여 총 엑서지 파괴율 $\Sigma \dot{E}_d$ 과 엑서지 손실율 \dot{E}_{out2} 이 동시에 감소되었기 때문이다. 결과적으로, 경계온도 T_1 의 증가는 식 (30-32)에서 정의한 엑서지 활용률, 엑서지 효율, 및 시스템의 엑서지 효율을 모두 Fig. 6b 에서와 같이 증가시키는 결과를 초래하는 것으로 이해할 수 있다.

3.4 연료 소비율

본 연구에서 적용한 선박용 2 행정 디젤엔진의 배기가스에 대한 폐열회수 발전시스템의 개략도 (Fig. 1)와 같이, 엔진의 축출력 \dot{W}_{shaft} 에 그 복합 사이클에 의한 순동력 \dot{W}_{net} 이 합산되어 최종적인 선박의 추진 동력 $\dot{W}_{propulsion}$ 이 된다. 여기서, 폐열회수 발전시스템에 의한 전기 동력을 추진축에 전달하는 과정에서 발생하는 손실은 없다고 가정하였다. 따라서, 식 (38)과 같이 총 추진 출력에 공급된 연료의 가용 에너지로 나눈 값을 추진 효율 $\eta_{propulsion}$ 로 정의할 수 있다.^(12,13)

$$\begin{aligned} \eta_{propulsion} &= \dot{W}_{propulsion} / \dot{m}_f LHV \\ &= (\dot{W}_{shaft} + \dot{W}_{net}) / \dot{m}_f LHV \end{aligned} \quad (38)$$

그리고, 최종적으로 추진용 엔진의 단위동력당 소비되는 연료량으로 정의되는 연료 소비율(SFOC, Specific Fuel Oil Consumption)은 식 (39)과 같이 나타내었다.^(12,13)

$$SFOC [g\text{-fuel}/kWh] = \dot{m}_f / \dot{W}_{propulsion} \quad (39)$$

배기가스를 열원하는 복합 사이클의 폐열회수 발전시스템이 적용된 선박용 추진기관에 대하여, 25-50-75-100 %의 엔진부하 변동에 따른 추진 효율의 향상 및 연료 소비율의 저감 특성을 Fig. 9 에 나타내었다. 여기서, 상부 사이클은 $(R_{m1}, R_{p1}) =$

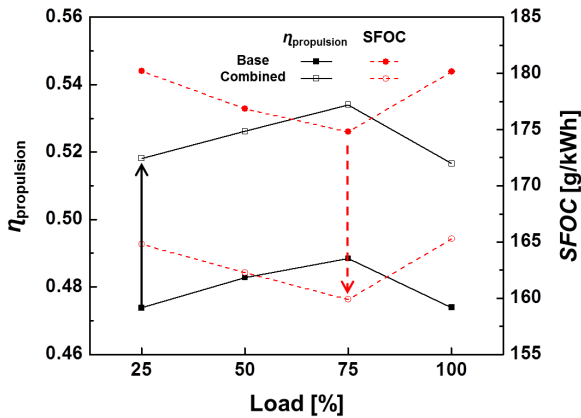


Fig. 9 Propulsion efficiency improvement and SFOC reduction by exhaust-gas heat-recovery system of combined cycle.

(0.2, 0.2)로, 하부 사이클은 $(R_{m2}, R_{p2}) = (0.9, 0.4683)$ 의 조건으로 고정하여 적용하였다. 이는 엔진부하 75 %의 경우에 적용된 복합 사이클의 최대 효율이 발생하는 경계온도 $T_1 = 400$ K에 대한 각 작동 유체의 압력 및 질량유량의 조건이다.

기본(Base) 엔진은 각 부하변동에 따라 $\eta_{propulsion} = 0.4738-0.4884$ 의 추진 효율을 갖고, $SFOC = 174.80-180.20$ g-fuel/kWh의 연료 소비율을 갖는다. 그리고 75 % 엔진부하에서 최대의 추진 효율을 보이며, 최소의 연료 소비율을 갖는다. 반면에, 복합 사이클의 폐열회수 발전시스템이 적용된 엔진(Combined)의 경우, 기본 엔진의 각 부하에 대하여 추진 효율은 평균 9.17%가 향상되어 $\eta_{propulsion} = 0.5166-0.5340$ 의 값을 보였다. 또한 연료 소비율은 $SFOC = 159.87-165.27$ g-fuel/kWh로, 기본 엔진 대비 평균 8.40%의 연료 소비율 감소 효과가 나타났다.

3.5 이산화탄소 배출률

대형 선박용 엔진에서 사용되는 탄화수소계 연료유인 중유(HFO, Heavy Fuel Oil)의 분자식을 순도 1을 갖는 $C_{30}H_{62}$ 로 가정할 수 있다.⁽¹⁸⁾ 따라서 C 및 H 원자의 질량을 고려하여 연료 중에 탄소함유량에 대한 질량비는 $[C_{30}/C_{30}H_{62}] = (12 \times 30) / (12 \times 30 + 1 \times 62) = 0.853$ 의 값을 갖는다. 그리고 엔진 내에서 연소 과정에서 모든 탄소 성분이 이산화탄소(CO_2)로 산화된다고 하면, 이산화탄소와 탄소에 대한 질량비는 $[CO_2/C] = (12 + 16 \times 2) / 12 = 3.667$ 의 값을 갖는다. 결과적으로, 선박용 엔진에서 중유가 연소되어 방출되는 이산화탄소에 대한 질량비는 $[C_{30}/C_{30}H_{62}] \times [CO_2/C] = 3.128$ g- CO_2 /g-fuel의 값을 갖는다.⁽¹⁸⁾

예를 들어, 기본 엔진에서 엔진부하에 대한 평

균 연료 소비율은 $SFOC_{avg} = 178.0$ g-fuel/kWh의 값을 갖고, 복합 사이클의 폐열회수 발전시스템이 적용된 엔진의 경우에 평균 연료소비율은 $SFOC_{avg} = 163.1$ g-fuel/kWh를 갖는다. 따라서, 단위동력당 이산화탄소의 배출량을 이산화탄소 배출률(SCE, Specific CO_2 Emission)로 정의하면, 기본 엔진에 대해서 $SCE = 178.0$ g-fuel/kWh \times 3.128 g- CO_2 /g-fuel = 556.8 g- CO_2 /kWh의 값을 갖는다. 반면에, 복합 사이클의 폐열회수 발전시스템이 적용된 엔진의 경우, $SCE = 163.1$ g-fuel/kWh \times 3.128 g- CO_2 /g-fuel = 510.2 g- CO_2 /kWh의 이산화탄소 배출률을 갖는다. 결과적으로, 배기가스의 폐열회수에 따른 연료 절약 효과로 인하여, 기본 엔진에 대비하여 평균 8.37%의 이산화탄소 배출률이 감소되는 효과가 나타났다.

폐열회수 발전시스템의 적용성을 판단하기 위해서, 대상 선박의 개별적인 운항 경로에 대한 엔진 부하의 변동과 소비되는 연료량을 실선 계측할 필요가 있으며, 폐열회수 발전시스템의 설치 및 운영 비용에 대비한 연료 소비량 및 이산화탄소 배출량의 총량적인 절감 효과에 관한 경제성 평가가 향후 요구된다.

4. 결론

선박의 주 추진용 디젤엔진에서 배출되는 배기열을 회수하여 추진 동력으로 재활용하는 폐열회수 발전시스템에 대하여, 상대적으로 고온부에는 3번 사이클이 적용되고, 상대적으로 저온부에는 유기 랭킨 사이클이 적용되는 복합 사이클에 대한 열역학적 특성을 조사하였다.

우선, 75%의 엔진부하에서 배출되는 배기가스 열원에 대하여, 상부와 하부의 사이클에 경계온도가 되는 펌프 1의 출구 온도가 증가함에 따라, 상부의 터빈 1의 체적 팽창비는 감소되었으나, 하부의 터빈 2의 체적 팽창비는 증가되는 특성을 보였다. 이는 3번 사이클에서 과도하게 증가되는 체적 팽창비를 복합 사이클의 적용함으로써 시스템적으로 보완할 수 있다는 것을 확인하였다.

또한, 75% 엔진부하의 배기가스에 대한 엑서지율 \dot{E}_{in} 에 대하여, T_1 의 온도가 증가함에 따라 복합 사이클의 각 구성품에서 파괴된 총 엑서지율은 감소되었다. 그리고 하부 사이클을 통하여 열원으로 부터 회수된 열량이 증가되어 엑서지 손실율도 동시에 감소되는 경향이 나타났다. 결과적으로 시스템의 에너지 및 엑서지 효율이 모두 최대화되는 것을 확인하였다.

75%의 엔진부하에 최적화된 복합 사이클의 폐

열회수 발전시스템을 기본 엔진에 적용하였을 때, 25-50-75-100 %의 엔진부하 변동에 따라 기본 엔진에 대비하여 추진 효율은 평균적으로 9.17 %가 향상 되었다. 따라서 연료 소비율은 평균 8.4 %가 저감되는 효과를 보였고, 이산화탄소 배출률은 평균 8.37%가 저감되는 효과를 확인하였다.

참고문헌

- (1) Buhaug, Ø., Corbett, J.J., Endresen, Ø., Eyring, V., Faber, J., Hanayama, S., Lee, D.S., Lee, D., Lindstad, H., Markowska, A.Z., Mjelde, A., Nelissen, D., Nilsen, J., Pålsson, C., Winebrake, J.J., Wu, W. and Yoshida, K., 2009, *Second IMO GHG Study 2009*, International Maritime Organization(IMO) London, UK.
- (2) IMO, 2011, *Chapter 4 Regulations on Energy Efficiency for Ships*, MEPC 62/WP. 11/Add. 1/Rev. 1.
- (3) MAN Diesel & Turbo, 2005, *Thermo Efficiency System for Reduction of Fuel Consumption and CO₂ Emission*.
- (4) Choi, B.C. and Kim, Y.M., 2012, "Exhaust-Gas Heat-Recovery System of Marine Diesel Engine (I) – Energy Efficiency Comparison for Working Fluids of R245fa and Water," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 36, No. 3, pp. 293~299.
- (5) 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*, Vol. 36, No. 6, pp. 593~600.
- (6) Choi, B.C. and Kim, Y.M., 2012, "Thermodynamic Analysis of Trilateral Cycle Applied to Exhaust Gas of Marine Diesel Engine," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 36, No. 9, pp. 937~944.
- (7) Bryson, M.J., 2007, "The Conversion of Low Grade Heat into Electricity Using the Thermosyphon Rankine Engine and Trilateral Flash Cycle," A Doctoral Dissertation, RMIT University.
- (8) Smith, I.K., 1993, "Development of the Trilateral Flash Cycle System Part 1: Fundamental Considerations," *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers*, Part A, Vol. 207, pp. 179~194.
- (9) Fischer, J., 2011, "Comparison of Trilateral Cycles and Organic Rankine Cycles," *Energy*, Vol. 36, pp. 6208~6219.
- (10) Kane, M., Larrain, D., Favrat, D. and Allani, Y., 2003, "Small Hybrid Solar Power System," *Energy*, Vol. 28, pp. 1427~1443.
- (11) Wang, E.H., Zhang, H.G., Zhao, Y., Fan, B.Y., Wu, Y.T. and Mu, Q.H., 2012, "Performance Analysis of a Novel System Combining a Dual Loop Organic Rankine Cycle(ORC) with a Gasoline Engine," *Energy*, Vol. 43, pp. 385~395.
- (12) Cengel, Y.A. and Boles, M.A., 2006, *Thermodynamics: An Engineering Approach, 5th Ed.*, McGraw-Hill, pp. 279~605.
- (13) Incropera, F.P., Dewitt, D.P., Bergman, T.L. and Lavine, A.S., 2007, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 6th Ed.*, John Wiley & Sons, pp. 669~722.
- (14) Hyundai Heavy Industries Co., Ltd., 2011, *Technical File for Hyundai-Wartsila 12RT-flex96C-B*.
- (15) IMO, 2008, *Amendment to the Technical Code on Control of Emission of Nitrogen Oxides from Marine Diesel Engines(NOx Technical Code 2008)*, MEPC 58/23/Add. 1.
- (16) Lemmon, E.W., Huber, M.L. and McLinden, M.O., 2010, *REFPROP Ver. 9.0*, NIST.
- (17) Klein, S.A., *Engineering Equation Solver(EES), Prof., Ver. 8.830*.
- (18) IMO, 2008, *Prevention of Air Pollution from Ships-Updated 2000 Study on Greenhouse Gas Emissions from Ships Phase 1 Report*, MEPC 58/INF. 6.