

## 선박용 디젤엔진의 배기가스에 적용된 3 변 사이클의 열역학적 분석

최 병 철<sup>\*†</sup> · 김 영 민<sup>\*\*</sup>

\* (사)한국선급 환경플랜트팀, \*\* 한국기계연구원 그린동력연구실

### Thermodynamic Analysis of Trilateral Cycle Applied to Exhaust Gas of Marine Diesel Engine

Byung Chul Choi<sup>\*†</sup> and Young Min Kim<sup>\*\*</sup>

\* Environment & Plant Team, Korean Register of Shipping,

\*\* Department of Engine Research, Korea Institute of Machinery & Materials

(Received March 20, 2012 ; Revised July 13, 2012 ; Accepted July 16, 2012)

**Key Words:** Carnot Cycle(카르노 사이클), Trilateral Cycle(3 변 사이클), Bottoming Cycle(하부 사이클), Combined Cycle(복합 사이클)

**초록:** 선박의 주 추진용 디젤엔진에서 배출되는 배기가스의 폐열을 회수하는 발전시스템에 대하여, 작동유체로서 물이 적용된 3 변 사이클에 대한 열역학적 특성을 이론적으로 조사하였다. 그 결과로, 하나의 열원이 주어지면, 에너지 및 엑서지 효율은 터빈입구에서 작동유체에 대한 압력 및 온도의 특정한 조건에 의하여 최대화될 수 있었다. 그러한 조건에 대하여 응축온도의 증가에 따라, 터빈의 체적 팽창비를 적절하게 감소시킬 수 있었는데, 열원의 엑서지 손실률 및 응축기에서 엑서지 파괴율이 크게 증가되었다. 따라서, 상부 사이클에서 버려지는 엑서지를 회수하기 위하여, 저온 열원에 적합한 유기랭킨사이클을 하부 사이클로 적용하는 복합 사이클이 유용할 수 있다.

**Abstract:** The thermodynamic characteristics of a trilateral cycle with water as a working fluid have been theoretically investigated for an electric generation system 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 a heat source was given, the efficiencies of energy and exergy were maximized by the specific conditions of the pressure and mass flow rate for the working fluid at the turbine(expander) inlet. In this case, as the condensation temperature increased, the volume expansion ratio of the turbine could be reduced properly; however, the exergy loss of the heat source and exergy destruction of the condenser increased. Therefore, in order to recover the waste exergy from the topping cycle, the combined cycle with a bottoming cycle such as an organic Rankine cycle, which is utilized at relatively low temperatures, was found to be useful.

## 1. 서 론

2013 년부터 신조선에 대하여 선박의 종류 및 크기에 따라 요구되는 CO<sub>2</sub> 배출량의 규제가 단계적으로 적용된다. 결과적으로 선박의 대형화, 저속화, 및 연료소비율의 최소화를 통하여 선박의 에너지 효율을 극대화시켜야 되는 개념으로, 이에 대한 에너지효율설계지수(EEDI)가 정의되었다.<sup>(1,2)</sup>

선박의 에너지효율 수준을 요구되는 최대허용치 내로 만족시키기 위하여, 선박의 선형, 추진계통 개선, 및 신재생에너지 적용 등의 다양한 기술들이 개발되고 있으며, 그 중에 선박의 주엔진의 폐열을 이용한 발전시스템은 보조 추진동력원으로 활용되어 연료소비율을 획기적으로 저감시킬 수 있는 역할을 할 수 있다.<sup>(1,2)</sup>

현재까지 개발된 선박의 폐열회수 발전시스템은 배기가스의 운동에너지를 이용하여 직접적으로 터빈을 구동시키는 파워터빈 방식과 작동유체로서 물을 사용하여 랭킨사이클을 적용한 증기터빈 방식으로 크게 두 가지로 분류되고, 복합적으로 적

† Corresponding Author, byungchul.choi@gmail.com  
© 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers

용될 수 있다.<sup>(3)</sup>

특히, 그 증기터빈 방식에 대하여, 약 550 K 이하의 배기가스를 열원으로 고압 및 저압의 급수 가열기(HP and LP feed water heater) 등을 이용하여 다단의 열교환을 통해서 증기가 생산된다.<sup>(3)</sup> 그러나 일반적인 증기터빈 방식은 물의 예열로 인한 열교환기에서 액서지 파괴 및 약 435 K 이하의 저온 열원에 대한 손실로 인하여 에너지효율의 최대화에 한계점이 있다.

최근에 대형 선박의 추진용 엔진을 대상으로 그 배기가스를 열원하는 랭킨사이클에 대한 열회수 발전시스템에 대하여, 이론적으로 증발기 출구에서 열원의 온도를 306 K 이상의 확장된 온도범위를 적용하여 R245fa 및 물의 작동유체에 대한 시스템의 에너지 및 액서지 효율 특성이 체계적으로 비교되었다.<sup>(4,5)</sup>

본 연구에서는 증발기에서 파괴되는 액서지를 최소화시킬 수 있는 3 변 사이클에 대하여, 작동유체로서 물(water)을 적용하여 압력 및 질량유량의 변화에 대한 열역학적 특성을 조사하였고, 3 변 사이클의 적용성에 대하여 논의하였다.

## 2. 이론적 모델

### 2.1 카르노 사이클

카르노 사이클은 등엔트로피 압축과정, 고온의 열저장소( $T_H$ )에서 등온 열흡수 과정, 등엔트로피 팽창과정, 및 저온의 열저장소( $T_L$ )에서 등온 열방출 과정으로 구성된다. 이러한 두 열저장소 사이의 온도 차이에 의하여 구동되는 사이클의 열역학적 최대 효율  $\eta_{max}$  은 아래의 식 (1)과 같고, 이를 카르노 효율(Carnot efficiency,  $\eta_c$ )이라고 한다.<sup>(6)</sup>

$$\eta_c = \eta_{max} = 1 - T_L/T_H \quad (1)$$

사실상, 고온의 열원부( $T_H$ )에서 사이클 내의 작동유체로 열을 전달하는 동안에 열원의 온도는 최하 응축기의 온도( $T_L$ )까지 하강하게 된다. 따라서, 열손실이 없는 가역 과정에서 열역학적으로 최대의 효율을 갖는 사이클을 일컬어 3 변 사이클이라고 하며, 그 사이클의 이상적인 효율  $\eta_{ideal,tri}$  은 아래의 식 (2)와 같이 표현된다.<sup>(7)</sup>

$$\eta_{ideal,tri} = (T_H - T_L) / (T_H + T_L) \quad (2)$$

### 2.2 3 변 사이클

선박용 디젤엔진에서 배출되는 배기가스를 열원으로 하여 펌프, 증발기, 터빈, 및 응축기로 구성되는 폐열회수 발전시스템의 개략도와 그 작동유체로서 물을 사용하는 3 변 사이클에 대한 온도-

엔트로피( $T-s$ ) 선도를 Fig. 1 에 나타내었다.

일반적으로 삼각형 모양의 1-3-4s-1 사이클을 일컬어 3 변 사이클이라고 한다.<sup>(8-10)</sup> 이때, 간단히 펌프에 의한 압축과정이 무시(등압)되고, 1-3 과정에서 열원으로부터 증발기에서 흡수되는 열  $\dot{Q}_{abs}$  은 아래의 식 (3)과 같다.<sup>(8-10)</sup>

$$\dot{Q}_{abs} = \frac{1}{2} \{ T_3(s_{4s} - s_1) - T_1(s_{4s} - s_1) \} + T_1(s_{4s} - s_1) \quad (3)$$

이상적으로 팽창되는 3-4s 과정에서 흡수된 열은 다시 방출  $\dot{Q}_{rel}$  되며, 아래의 식 (4)와 같다.<sup>(8-10)</sup>

$$\dot{Q}_{rel} = T_1(s_{4s} - s_1) \quad (4)$$

상태 3 는 포화 액체 상태로 항상 고정되어 있으며, 팽창기 내에서 온도가  $T_{4s}$  로 하강하면서 기체와 액체의 이상(2-phase) 상태로 상변화가 발생한다. 그리고 응축기에 의해서 다시 포화 액체의 상태 1 로 되돌아 간다.

이러한 3 변 사이클의 열역학적 효율  $\eta_{tri}$  은 아래의 식 (5)과 같다.<sup>(8-10)</sup>

$$\begin{aligned} \eta_{tri} &= \dot{W}_{net} / \dot{Q}_{abs} = (\dot{Q}_{abs} - \dot{Q}_{rel}) / \dot{Q}_{abs} \\ &= \frac{1}{2}(s_{4s} - s_1)(T_3 - T_1) / \frac{1}{2}(s_{4s} - s_1)(T_3 + T_1) \\ &= (T_3 - T_1) / (T_3 + T_1) \end{aligned} \quad (5)$$

이러한 3 변 사이클의 열역학적 효율은 식 (2)의 사이클 효율에서 가열부와 작동유체 사이의 온도 차이에 의한 비가역성을 고려한 결과와 동일하다.

### 2.3 열역학적 모델

삼각형 모양의 1-3-4s-1 사이클에서, 압축 및 팽창의 비가역성 및 등압의 증발/응축 과정을 고려한 1-2-3-4-1 의 3 변 사이클에 대하여 그 에너지 및 액서지 특성을 살펴보았다.

1-2 과정에서 펌프는 액체의 작동유체를 상태 1 에서 2 로 가압시켜서 증발기로 공급시키는 역할

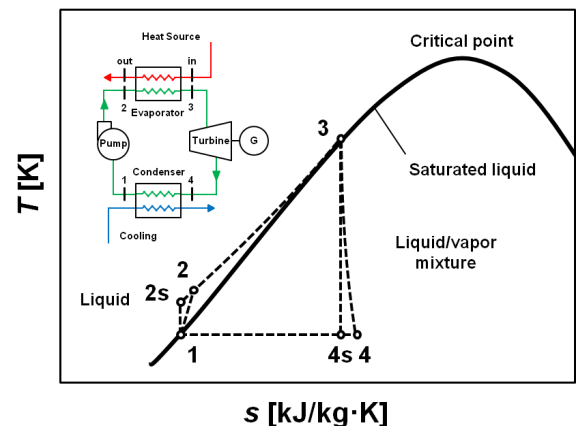


Fig. 1 Schematics and  $T-s$  diagram of trilateral cycle

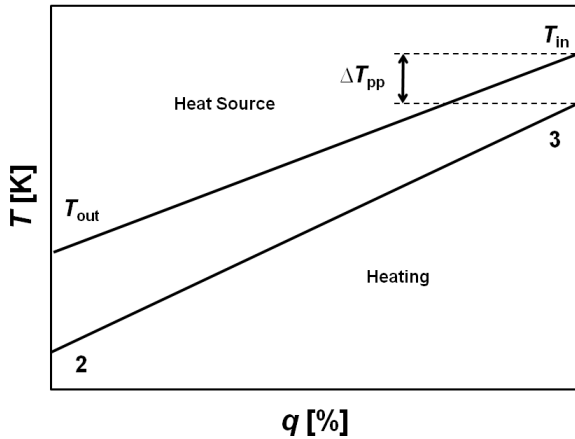


Fig. 2  $T$ - $q$  diagram of trilateral cycle

을 한다. 이때에 손실이 없는 가역성일 경우에 상태 2s 는  $s_1 = s_{2s}$  를 갖는 등엔트로피 과정이 된다. 이에 대한 펌프의 소모 동력  $\dot{W}_p$ , 효율  $\eta_p$ , 및 엑서지 파괴율  $\dot{E}_{d,p}$  은 아래의 식 (6-8)과 같다.<sup>(11-15)</sup>

$$\dot{W}_p = \dot{m}_o (h_2 - h_1) \quad (6)$$

$$\eta_p = (h_{2s} - h_1) / (h_2 - h_1) \quad (7)$$

$$\dot{E}_{d,p} = \dot{m}_o T_0 (s_2 - s_1) \quad (8)$$

여기서,  $\dot{m}_o$  은 작동유체 물의 질량유량,  $h$  및  $s$  는 각각 단위질량당 엔탈피 [kJ/kg] 및 엔트로피 [kJ/kgK]를 나타낸다.

2-3 과정에서 배기가스의 열원으로부터 증발기로 열교환이 발생하는 온도-열전달( $T$ - $q$ ) 다이어그램을 Fig. 2 에서 나타내었다. 그 배기가스의 온도를  $T_{in}$  및 그 질량유량을  $\dot{m}_{in}$  으로 각각 정의하였고, 증발기에서 배출되는 배기가스의 온도를  $T_{out}$  으로 정의하였다. 그리고 열원의 온도  $T_{in}$  와 포화액체의 상태 3 에서 온도  $T_3$  의 차이를 핀치점 온도  $\Delta T_{pp}$  로 정의하였다.

그 열교환기 내에 열원에서 작동유체로 전달 가능한 최대의 열전달률  $\dot{Q}_{max}$  와 실제의 열전달률  $\dot{Q}_{act}$  에 대한 비율을 아래의 식 (9)와 같이 열활용률  $\varepsilon$ 로서 아래와 같이 정의될 수 있다.<sup>(11-15)</sup>

$$\varepsilon = \dot{Q}_{act} / \dot{Q}_{max} = (T_{in} - T_{out}) / (T_{in} - T_2) \quad (9)$$

한편, 열원의 엑서지율  $\dot{E}_{in}$  과 손실된 엑서지율  $\dot{E}_{out}$  은 각각 아래의 식 (10-11)와 같다.<sup>(11-15)</sup>

$$\dot{E}_{in} = \dot{m}_{in} \{h_{in} - h_0 - T_0 (s_{in} - s_0)\} \quad (10)$$

$$\dot{E}_{out} = \dot{m}_{in} \{h_{out} - h_0 - T_0 (s_{out} - s_0)\} \quad (11)$$

여기서, 하첨자 0 은 엑서지 값이 0 이 되는 기준 상태(Dead state)를 의미하고, 상온  $T_0 = 298.15$  K 및 상압  $P_0 = 101.3$  kPa 로 가정하였다. 따라서 최대도 이용이 가능한 엑서지율과 실제로 전달된 엑서지

율에 대한 비율인 엑서지 활용률  $\varepsilon_e$  을 아래의 식 (12)과 같이 정의할 수 있다.<sup>(11-15)</sup>

$$\varepsilon_e = (\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}) / \dot{E}_{in} \quad (12)$$

그 2-3 과정은 그 열활용률에 대해서 열원으로 부터 공급받은 열량  $\dot{Q}_e$  에 의하여,  $P_{2s} = P_2 = P_3$  를 갖는 등압조건에서 포화액체의 상태 3 로 가열되도록 정의하였다. 따라서 그 작동유체의 온도는  $T_2$  에서  $T_3$  까지 증가하게 된다.

그 2-3 과정에서, 위치/운동에너지가 무시되며 유입/유출되는 질량유동이 일정한 정상상태의 대향류 열교환에 대해서, 그 증발기 내의 에너지 균형 및 파괴된 엑서지율  $\dot{E}_{d,e}$  은 각각 아래의 식 (13-14)와 같다.<sup>(11-15)</sup>

$$\dot{m}_{in} c_{p,in} (T_{in} - T_{out}) = \dot{m}_o (h_3 - h_2) \quad (13)$$

$$\dot{E}_{d,e} = \dot{m}_{in} \{h_{in} - h_{out} - T_0 (s_{in} - s_{out})\} + \dot{m}_o \{h_2 - h_3 - T_0 (s_2 - s_3)\} \quad (14)$$

여기서,  $c_{p,in}$  는 열원의 정압비열을 나타낸다.

3-4 과정에서 포화액체 상태의 물은 고온/고압으로 터빈에 분사되며, 증기/물의 이상(2-phase)으로 팽창되면서 발전기를 구동하여 전기를 생산한다. 이때에 터빈일  $\dot{W}_t$ ,  $s_3 = s_{4s}$  의 가역적 과정에서 손실을 고려한 터빈효율  $\eta_t$ , 및 그 엑서지 파괴율  $\dot{E}_{d,t}$  은 아래의 식 (15-17)와 같다.<sup>(11-15)</sup>

$$\dot{W}_t = \dot{m}_o (h_3 - h_4) \quad (15)$$

$$\eta_t = (h_3 - h_4) / (h_3 - h_{4s}) \quad (16)$$

$$\dot{E}_{d,t} = \dot{m}_o T_0 (s_4 - s_3) \quad (17)$$

2-phase 에 적합한 터빈(또는 용적식 팽창기) 입구의 상태 3 및 출구의 4 상태에 대한 체적유량  $\dot{V}$  [m<sup>3</sup>/hr] 및 체적 팽창비는 아래의 식 (18-19)과 같이 정의된다.<sup>(14,15)</sup>

$$\dot{V}_i = \dot{m}_o v_i \quad (18)$$

$$\dot{V}_4 / \dot{V}_3 = v_4 / v_3 \quad (19)$$

여기서,  $v$  는  $i$  상태에서 작동유체의 비체적 [m<sup>3</sup>/kg]이다.

4-1 과정은  $P_4 = P_{4s} = P_1$  를 갖는 등압조건에서 외부 응축기의 냉각수로 열이 전달되고, 저압의 증기/물은 다시 포화 액체 상태로 돌아온다. 이러한 응축기에서의 엑서지 파괴율  $\dot{E}_{d,c}$  은 아래의 식 (20)과 같다.<sup>(11-15)</sup>

$$\dot{E}_{d,c} = \dot{m}_o \{(h_4 - h_1) - T_0 (s_4 - s_1)\} \quad (20)$$

3 변 사이클에 대하여 터빈과 펌프의 축일의 차이로 생산되는 순동력  $\dot{W}_{net}$  에 대한 열역학적 효율 및 그 증발기의 열활용률을 고려한 시스템 효율

**Table 1** Exhaust gas heat source for a representative marine diesel engine

Power		Speed		$\dot{m}_f$	$T_{in}$	$\dot{m}_{in}$
[%]	[kW]	[%]	[rpm]	[kg/hr]	[K]	[kg/hr]
75	51,498	91	92.7	9,002	541	391,358

**Table 2** Assumptions used to calculate the thermodynamic efficiency

	water(R718)
$T_c$ [K]	647.1
$P_c$ [MPa]	22.062
$T_{min}$ [K], $T_1$	306
$P_{min}$ [kPa], $P_1$	5.0
$X_1$	0
$\Delta T_{pp}$ [K]	10
$\eta_p$	0.85
$\eta_t$	0.85

$\eta_{sys}$  은 아래의 식 (21-22)과 같다.<sup>(11-15)</sup>

$$\eta_{cyc} = \dot{W}_{net} / \dot{Q}_e = (\dot{W}_t - \dot{W}_p) / \dot{Q}_e \quad (21)$$

$$\eta_{sys} = \epsilon \eta_{cyc} \quad (22)$$

열역학 2 법칙의 엑서지 효율  $\eta_e$  및 그 증발기의 엑서지 활용률을 고려한 시스템의 엑서지 효율  $\eta_{sys,e}$  을 아래의 식 (23-24)과 같다.<sup>(11-15)</sup>

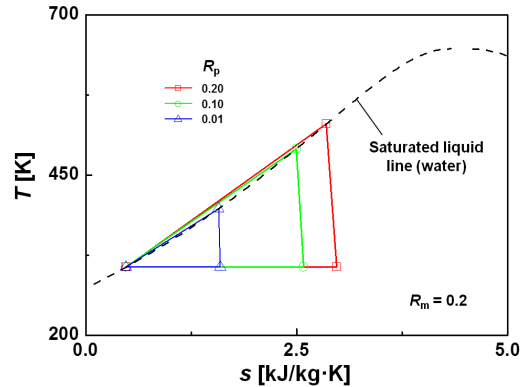
$$\eta_e = \dot{W}_{net} / \dot{E}_{in} \quad (23)$$

$$\eta_{sys,e} = \epsilon_e \eta_e \quad (24)$$

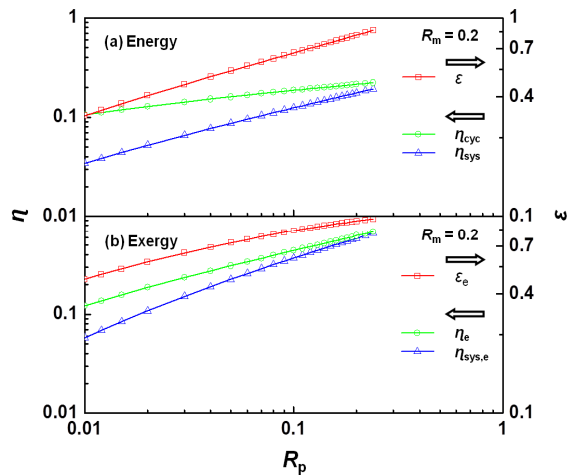
2.4 열원 및 가정

대형 선박에서 주 추진기관으로 사용되는 대표적인 2행정 저속 디젤엔진에 대하여 75%의 고정된 부하조건에서 배출되는 배기가스를 열원으로 하였고, 스피드, 소비연료의 질량유량  $\dot{m}_f$ , 배기가스의 온도  $T_{in}$  및 질량유량  $\dot{m}_{in}$  을 Table 1에 나타내었다.<sup>(16)</sup> 이때 배기가스의 비열은 상온, 상압에서 공기의 비열  $c_{p,in} = 1.012 \text{ J/gK}$  을 사용하였고, 선행 연구의 조건과 동일하다.<sup>(4,5)</sup>

물의 작동유체에 대하여 3번 사이클을 이용한 폐열회수 발전시스템의 열역학적 계산을 위해서 사용한 최대 압력  $P_{max}$ , 최소 압력  $P_{min}$ , 임계 압력  $P_c$ , 최대 온도  $T_{max}$ , 최소 온도  $T_{min}$ , 임계



**Fig. 3** T-s diagram of trilateral cycle with  $R_p$  variation at  $R_m = 0.20$



**Fig. 4** Energy (a) and exergy (b) characteristics for the variation of  $R_p$

온도  $T_c$ , 펌프 입구에서 작동유체의 건도  $X_1$ ,  $\Delta T_{pp}$ , 및 펌프  $\eta_p$  와 터빈  $\eta_t$  의 효율들을 Table 2에 요약하였고, 선행 연구의 조건과 동일하다.<sup>(4,5)</sup>

작동유체 물에 대한 터빈의 입구압력 및 질량유량의 가변 비율을 각각 아래의 식 (25) 및 (26)과 같이 무차원화하여 사용하였다. 즉,

$$R_p = (P_2 - P_{min}) / (P_{max} - P_{min}) \quad (25)$$

$$R_m = \dot{m}_o / \dot{m}_{in} \quad (26)$$

여기서, 임계 및 초임계를 제외한  $R_p < 1$ 의 아임계 압력 범위에 대한 사이클 특성을 조사하였다.

작동유체의 열역학적 물성치는 NIST에 의해 개발된 REFPROP ver. 9를 통하여 얻었으며,<sup>(17)</sup> EES ver. 8을 이용하여 열역학적 계산을 수행하였다.<sup>(18)</sup>

3. 결과 및 토의

3.1 압력의 변화

$R_m = 0.20$ 로 고정된 조건에 대하여, 다양한  $R_p$ 에

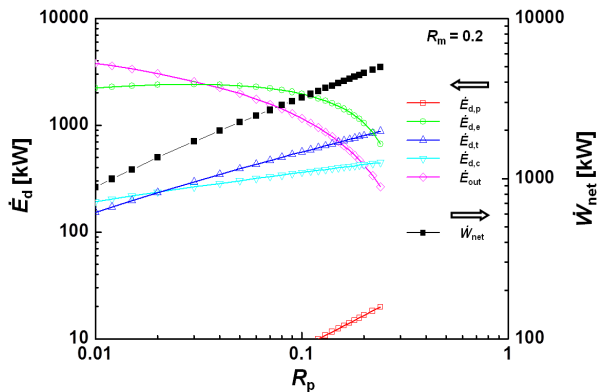


Fig. 5 Exergy destruction rate  $\dot{E}_d$  and net work rate  $\dot{W}_{net}$  characteristics for the variation of  $R_p$

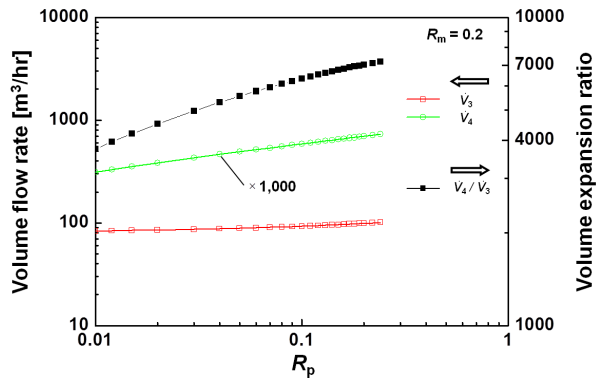


Fig. 6 Volume expansion ratio characteristic of  $\dot{V}_4/\dot{V}_3$  for the volume flow rates of  $\dot{V}_3$  and  $\dot{V}_4$  with  $R_p$  variation

대한 3 변 사이클의 특성을 Fig. 3 의  $T-s$  선도에 나타내었다.  $R_p$  가 0.01, 0.10, 및 0.20 로 증가함에 따라 포화 액체의 상태 3 의 온도  $T_3 = 397.2, 490.7,$  및  $529.5$  K 로 각각 증가되었다. 특히,  $(R_p, T_3) = (0.20, 529.5$  K) 지점의 온도는 열원의 온도  $T_{in} = 541$  K 와 차이인 핀치점 온도가  $\Delta T_{pp} = 11.5$  K 로 10 K 의 제한온도에 거의 도달하였다.

Fig. 4 는  $R_p$  변화에 대한 에너지 (a) 및 엑서지 (b) 특성을 나타낸다. 에너지 및 엑서지 활용률 모두가  $R_p$  가 증가함에 따라 계속적으로 증가하였고,  $R_p = 0.24$  에서 터빈입구의 온도  $T_3$  와 열원의 온도  $T_{in}$  의 차이가 거의  $\Delta T_{pp} = 10$  K 까지 상승되었다. 이러한 경우에  $\epsilon = 0.8664, \eta_{cyc} = 0.2226, \eta_{sys} = 0.1928, \epsilon_e = 0.9635, \eta_e = 0.6863,$  및  $\eta_{sys,e} = 0.6613$  으로 모든 효율이 최대치를 보였다. 이에 대한 원인을 파악하기 위하여, Fig. 5 에서  $R_p$  에 대한 엑서지 파괴율  $\dot{E}_d$  및 순출력  $\dot{W}_{net}$  특성을 살펴보았다.

열원의 엑서지율  $\dot{E}_{in} = 7,258$  kW 에 대하여,  $R_p$  가

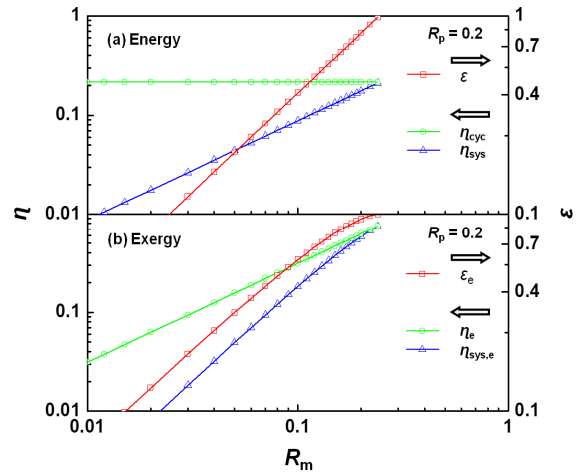


Fig. 7 Energy (a) and exergy (b) characteristics for the variation of  $R_m$

증가함에 따라, 특히, 열원의 엑서지 손실률  $\dot{E}_{out}$  과 증발기에서 엑서지 파괴율  $\dot{E}_{d,e}$  이  $O(1,000-100$  kW)의 차수로 급격하게 감소되면서, 순출력  $\dot{W}_{net}$  은  $O(100-1,000$  kW)의 차수로 증가되었다. 따라서, 증발기 내에 작동유체 물이  $T_2$  에서  $T_3$  로 가열되는 동안 상변화 없이 포화 액체상태로 열원의 열을 흡수하게 되면, 증발기에서 파괴되는 엑서지  $\dot{E}_{d,e}$  가 감소되기 때문에 열활용률  $\epsilon$  이 최대화 될 수 있다는 것을 의미한다.

또한,  $R_p$  의 증가에 따라 열원의 엑서지 손실률  $\dot{E}_{out}$  이 감소되어 엑서지 활용률  $\epsilon_e$  이 최대화되기 때문에, 증가되는 순출력  $\dot{W}_{net}$  에 대하여 시스템의 엑서지 효율  $\eta_{sys,e}$  및 에너지 효율  $\eta_{sys}$  이 모두 극대화되는 것을 의미한다.

Fig. 6 는  $R_m = 0.20$  에서,  $R_p$  의 증가에 따른 터빈의 입구  $\dot{V}_3$  및 출구  $\dot{V}_4$  의 체적유량과 작동유체의 체적 팽창비  $\dot{V}_4/\dot{V}_3$  를 나타낸다. 우선, 터빈입구의 체적유량은  $R_p$  에 대하여 대략  $\dot{V}_3 = 100$  m<sup>3</sup>/hr 로 거의 일정한 값을 보였다. 그러나 터빈출구의 체적유량  $\dot{V}_4$  은 대략  $O(10^5$  m<sup>3</sup>/hr)의 값을 보였으며, 이에  $R_p$  의 증가에 따라 체적 팽창비  $\dot{V}_4/\dot{V}_3$  는  $O(100-1,000)$ 으로 급격하게 증가되는 특성을 갖는다.

상태 3 에서 포화 액체의 작동유체가 터빈으로 분사되어 팽창되는 동안 작동유체의 온도 및 압력이 감소하면서 기체로 상변화가 발생하기 때문에, 상태 4 에서 건도  $X_4$  의 값이 커지면서 작동유체의 체적유량이 크게 증가하였다. 따라서, 이러한 결과는  $R_p$  의 증가로 에너지 및 엑서지 효율을 향상시킬 수 있는 장점이 있지만, 반면에  $R_p = 0.24$  에서 체적 팽창비가  $\dot{V}_4/\dot{V}_3 = 7,182.1$  까지 증가되어 터빈 (팽창기)의 크기가 과도하게 커질 수 있는 단점을

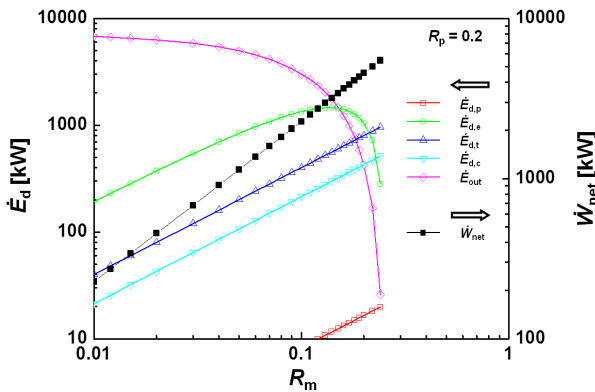


Fig. 8 Exergy destruction rate  $\dot{E}_d$  and net work rate  $\dot{W}_{net}$  characteristics for the variation of  $R_m$

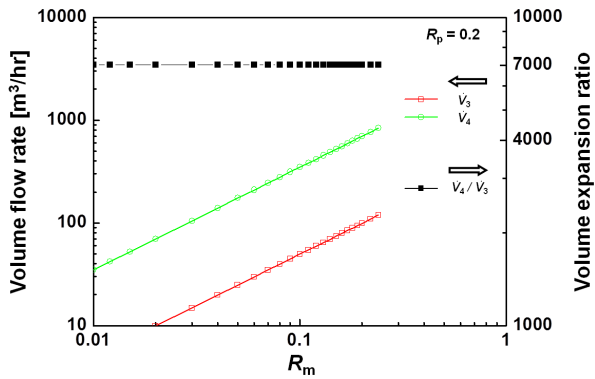


Fig. 9 Volume expansion ratio characteristic of  $\dot{V}_4/\dot{V}_3$  for the volume flow rates of  $\dot{V}_3$  and  $\dot{V}_4$  with  $R_m$  variation

수반하는 것을 의미한다.

3.2 질량유량의 변화

$R_p = 0.20$  로 고정된 조건에 대하여,  $R_m$ 의 변화에 따라 에너지 (a) 및 엑서지 (b)의 특성을 Fig. 7 은 나타내었다. 우선, (a)에 대하여, 열활용률  $\epsilon$ 은  $R_m$ 이 증가함에 따라 계속적으로 증가하여서,  $R_m = 0.24$ 에서  $\epsilon = 0.9836$ 로 최대값이 나타났다. 그리고  $R_m$ 과 무관하게 사이클 효율은  $\eta_{cyc} = 0.2147$ 로 일정한 값을 갖는데, 이에 대한 시스템의 효율은  $\eta_{sys} = 0.2111$ 로 최대값을 보였다.

(b)에 대하여,  $R_m$ 이 증가에 따라 엑서지 활용률, 엑서지 효율, 및 시스템의 엑서지 효율은 향상되는 특성을 보였고,  $R_m = 0.24$ 에서  $\epsilon_e = 0.9964$ ,  $\eta_e = 0.7516$ , 및  $\eta_{sys,e} = 0.749$ 로 모두 최대치를 보였다.

Fig. 8은  $R_p = 0.20$ 로 고정된 조건에서,  $R_m$ 의 증가에 따른 엑서지 파괴율  $\dot{E}_d$  및 순출력  $\dot{W}_{net}$  특성을 나타낸다. 이는  $R_p$  변화에 대한 Fig. 5의 결과

와 유사하게,  $R_m = 0.24$ 로 핀치점 온도의 제한까지 순출력  $\dot{W}_{net}$ 이 최대로 증가되었다. 이러한 조건에서 열원의 엑서지 손실률이  $\dot{E}_{out} = 25.89$  kW로, 증발기에서 엑서지 파괴율이  $\dot{E}_{d,e} = 281.4$  kW로 최소화 되었으며, 순출력  $\dot{W}_{net} = 5,455$  kW로 최대치를 기록하였다.

Fig. 9는  $R_p = 0.20$ 에서,  $R_m$ 의 증가에 따른 터빈의 입구  $\dot{V}_3$  및 출구  $\dot{V}_4$ 의 체적유량과 작동유체의 체적 팽창비  $\dot{V}_4/\dot{V}_3$ 를 나타낸다.  $R_m$ 의 증가에 따라, 터빈의 입출구의 체적유량은 증가되지만, 그 체적 팽창비는 대략  $\dot{V}_4/\dot{V}_3 = 7,020$ 으로 거의 일정하게 나타났다.

앞에서 분석한  $R_p$  및  $R_m$ 의 변화를 갖는 3변 사이클의 특성에 대한 결과로부터, 열원의 온도 및 핀치점 온도가 정해지면 에너지 및 엑서지 효율을 최대로 향상시킬 수 있는 ( $R_p, R_m$ )의 조건이 하나의 점으로 존재할 수 있다는 것을 이해할 수 있다. 반면에, 최대로 증가된 ( $R_p, R_m$ )의 조건에 대하여, 터빈(팽창기)의 체적 팽창비가 과도하게 증가되기 때문에, 시스템의 체적이 커지는 역효과가 존재하는 것을 알 수 있다.

따라서, 그 체적 팽창비를 감소시키기 위해서, 응축온도  $T_1 (= T_4)$ 를 증가시켜 보았고, 그에 대한 에너지 및 엑서지 특성들을 살펴보았다.

3.3 응축온도의 변화

주어진 열원에 대하여 3변 사이클의 에너지 및 엑서지 효율이 최대값을 보이는 영역을 고려하여, ( $R_p, R_m$ ) = (0.20, 0.20)로 조건을 고정시켰다. 이에 대하여, 응축온도  $T_1$ 을 306 K에서 350 및 400 K로 증가시켰고, 증가된 응축온도에 대한 작동유체의 응축압력 값으로 최소압력  $P_{min}$ 을 설정하였다. 그리고 응축온도 변화에 따라 식 (9)에서 정의한 열활용률  $\epsilon$ 을 정확하게 판단하기 위해서, 아래의 식 (27)과 같이 열활용률에서  $T_2$ 의 기준 온도를 306 K로 고정하여 적용하였다.

$$\epsilon = \dot{Q}_{act} / \dot{Q}_{max} = (T_{in} - T_{out}) / (T_{in} - 306) \tag{27}$$

$T_1$ 의 변화에 대한 3변 사이클의 열역학적인 특성에 대한 계산 결과들을 Table 3에 나타내었다. 우선, 응축온도  $T_1 = 306-400$  K로 증가함에 따라, 팽창기의 입구에서 체적유량은 약  $\dot{V}_3 = 99$  m³/hr로 거의 일정하게 유지되며, 체적 팽창비는  $\dot{V}_4/\dot{V}_3 = 7,033.9-138.1$ 로 급격하게 감소되었다. 그리고, 증발기에서 파괴되는 엑서지율은  $\dot{E}_{d,e} = 1,044-342.8$  kW로 감소되었고, 이에 따라 열활용률은  $\epsilon = 0.8186-0.4967$ 으로 감소되는 특성을 보였다.



**Table 3** Thermodynamic characteristics with  $T_1$  variation at the condition of  $(R_p, R_m) = (0.20, 0.20)$

$T_1$ [K]	306	350	400
$\varepsilon$	0.8186	0.6654	0.4967
$\eta_{cyc}$	0.2147	0.1661	0.116
$\eta_{sys}$	0.1757	0.1105	0.0576
$\varepsilon_e$	0.9419	0.8403	0.6821
$\eta_{e,(topping)}$	0.6266	0.394	0.2053
$\eta_{sys,e}$	0.5902	0.3311	0.1401
$\dot{E}_{d,p}$ [kW]	16.57	14.77	13.29
$\dot{E}_{d,e}$ [kW]	1,044	651.2	342.8
$\dot{E}_{d,t}$ [kW]	801.4	447.3	211.7
$\dot{E}_{d,c}$ [kW]	426.8	2,126	2,892
$\dot{E}_{out}$ [kW]	421.7	1,159	2,307
$\dot{W}_{net}$ [kW]	4,547	2,860	1,490
$\dot{V}_3$ [m <sup>3</sup> /hr]	99.14	99.22	99.65
$\dot{V}_4$ [m <sup>3</sup> /hr]	697,342	85,915	13,761
$\dot{V}_4/\dot{V}_3$	7,033.9	865.9	138.1
$\eta_{e,bottoming}$	0.1169	0.4526	0.7163
$\eta_{e,combined}$	0.7435	0.8466	0.9216

반면에, 열원의 엑서지 손실률이  $\dot{E}_{out} = 421.7-2,307$  kW 로 크게 증가되었기 때문에, 엑서지 활용률이  $\varepsilon_e = 0.9419-0.6821$  로 감소되어 엑서지 효율 및 시스템 효율이 각각  $\eta_e = 0.6266-0.2053$  및  $\eta_{sys,e} = 0.5902-0.1401$  로 급격하게 저하되는 것으로 나타났다. 또한 응축기에서 파괴되는 엑서지율이  $\dot{E}_{d,c} = 426.8-2,892$  kW 로 크게 증가되는 것을 알 수 있다. 따라서, 이러한 결과는 팽창기의 체적 팽창비를 적절히 유지시키기 위해서, 엑서지 손실을 최소화시킬 수 있는 방안이 필요하다는 것을 알려준다.

따라서, 체적 팽창비가  $\dot{V}_4/\dot{V}_3 = 138.1$  로 감소된 조건에 대하여, 열원의 엑서지 손실률  $\dot{E}_{out}$  와 응축기에서 엑서지 파괴율  $\dot{E}_{d,c}$  과 같이 버려지는 엑서지율을 다시 활용하는 하부 사이클을 적용할 수 있고, 아래의 식 (28)와 같이 그 엑서지 효율  $\eta_{e,bottoming}$  을 정의할 수 있다.

$$\eta_{e,bottoming} = (\dot{E}_{out} + \dot{E}_{d,c}) / \dot{E}_{in} \quad (28)$$

여기서, 하부 사이클에서 각 구성품에 대한 효율은 생략하였다. 그리고 상대적으로 저온 열원에 적합한 유기냉매를 사용하는 랭킨사이클이 하부

사이클로써 적용될 수 있다.

상대적으로 고온 열원에 대하여 물을 이용하는 3 변 사이클을 적용한 상부 사이클과 저온에 적합한 유기랭킨사이클을 적용한 하부 사이클로 구성되는 복합 사이클에 대한 엑서지 효율  $\eta_{e,combined}$  은 아래의 식 (29)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta_{e,combined} = \eta_{e,topping}(= \dot{W}_{net} / \dot{E}_{in}) + \eta_{e,bottoming} = (\dot{W}_{net} + \dot{E}_{out} + \dot{E}_{d,c}) / \dot{E}_{in} \quad (29)$$

따라서, Table 3 에 나타낸 바와 같이, 하부 사이클을 추가시킨 복합 사이클의 엑서지 효율은  $\eta_{e,combined} = 0.7435, 0.8466,$  및  $0.9216$  으로 단일 사이클에 대한 엑서지 효율  $\eta_e$  보다 더 크게 증가되는 것을 보여준다. 이는 상부 사이클에서 2-phase 작동유체의 체적 팽창비를 감소시키면서, 동시에 시스템의 엑서지 효율을 최적으로 활용할 수 있는 가능성을 알려준다. 이에 대한 보다 자세한 연구가 필요하다.

#### 4. 결론

선박의 주 추진용 디젤엔진에서 배출되는 배기가스의 폐열을 회수하는 발전시스템에 대하여, 작동유체로서 물이 적용된 3 변 사이클에 대한 열역학적 특성을 조사하였다.

그 결과로 고정된  $R_m$  에 대해서,  $R_p$  가 증가할수록 에너지 및 엑서지 활용률이 모두 증가하였고, 열원의 엑서지 손실률 및 증발기에서 엑서지 파괴율이 감소하여서 에너지 및 엑서지 효율이 증대되는 특성을 보였다.

고정된  $R_p$  에 대해서,  $R_m$  이 증가에 따른 열역학적 효율의 특성은  $R_p$  에 따른 그 특성과 유사하였다. 따라서,  $R_p$  및  $R_m$  의 변화에 대한 3 변 사이클의 열역학적 특성을 기반으로, 하나의 열원이 주어지면 에너지 및 엑서지 효율을 최대로 얻을 수 있는 작동유체의  $R_p$  및  $R_m$  조건이 나타나는 것을 파악하였다.

반면에, 고정된  $R_m$  에 대하여  $R_p$  의 증가는 팽창기의 체적 팽창비를 과도하게 증가시키는 것으로 나타났다. 이에 대하여 응축온도를 증가시킨 상부 사이클로서 3 변 사이클을 적용한다면 체적 팽창비를 적절히 조절할 수 있었다.

그러한 응축온도의 증가에 따른 열원의 엑서지 손실률 및 상부 사이클의 응축기에서 파괴되는 엑서지율은 하부 사이클의 추가에 의해서 회수될 수 있었다. 따라서, 상대적으로 고온 열원에 대하여 3 변 사이클이 일차적으로 적용되고, 이차적으로 저

온 열원에 적합한 유기랭킨사이클을 적용하는 복합 사이클의 필요성을 강조하였다.

### 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 CO<sub>2</sub> 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. KSME (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. KSME (B)*, Vol. 36, No. 6, pp. 593-600.
- (6) Moran, M.J. and Shapiro, H.N., 2006. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 6th ed.*, John Wiley & Sons, pp. 174~199.
- (7) DiPippo, R., 2007, "Ideal Thermal Efficiency for Geothermal Binary Plants," *Geothermics*, Vol. 36, pp. 276~285.
- (8) 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.
- (9) 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.
- (10) Fischer, J., 2011, "Comparison of Trilateral Cycles and Organic Rankine Cycles," *Energy*, Vol. 36, pp. 6208~6219.
- (11) Dai, Y., Wang, J. and Gao, L., 2009, "Parametric Optimization and Comparative Study of Organic Rankine Cycle for Low Grade Waste Heat Recovery," *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, pp. 576~582.
- (12) Al-Sulaiman, F.A., Dincer, I. and Hamdullahpur, F., 2010, "Exergy Analysis of an Integrated Solid Oxide Fuel Cell and Organic Rankine Cycle for Cooling, Heating, and Power Production," *Journal of Power Sources*, Vol. 195, 2346~2354.
- (13) Al-Sulaiman, F.A., Hamdullahpur, F. and Dincer, I., 2011, "Greenhouse Gas Emission and Exergy Assessments of an Integrated Organic Rankine Cycle with a Biomass Combustor for Combined Cooling, Heating, and Power Production," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 439~446.
- (14) Cengel, Y.A. and Boles, M.A., 2006, *Thermodynamics: An Engineering Approach, 5th Ed.*, McGraw-Hill, pp. 279~605.
- (15) 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.
- (16) Hyundai Heavy Industries Co., Ltd., 2011, Technical File for Hyundai-Wartsila 12RT-flex96C-B.
- (17) Lemmon, E.W., Huber, M.L. and McLinden, M.O., 2010, REFPROP Ver. 9.0, NIST.
- (18) Klein, S.A., Engineering Equation Solver(EES), Prof., Ver. 8.830.