엔진 폐열 회수를 위한 이중 회로 랭킨 사이클 성능 해석

김영민[†] · 신동길 · 김창기 · 우세종 · 최병철*

한국기계연구원 그린동력연구실, 한국선급 환경플랜트팀*

(2012년 10월 14일 접수, 2012년 12월 5일 수정, 2012년 12월 5일 채택)

Performance Analysis of Two-Loop Rankine Cycle for Engine Waste Heat Recovery

Young Min Kim, Dong Gil Shin, Chang Gi Kim, Se Jong Woo, Byung Chul Choi*

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

*Environmental & Plant Team, Korean Register of Shipping

(Received 14 October 2012, Revised 5 December 2012, Accepted 5 December 2012)

요 약

본 연구에서는 가솔린 엔진 자동차에서 엔진 폐열 회수를 위한 이중 회로 랭킨 사이클 성능 해석이 수행되었다. 고온(HT)의 엔진 배기가스 열회수를 위해서는 물을 사용하는 스팀사이클이 적용되었고, 엔진 냉각수열과 고온 사이클로부터의 응축열을 활용하는 저온(LT) 사이클은 R-134a를 사용하는 유기랭킨사이클이 적용되었다. 고온 및 저온 열원을 동시에 활용하는 이중 회로 시스템의 특성을 파악하기 위해 에너지 및 엑서지 분석이 수행되었다. 고온 및 저온 사이클에 사용되는 용적형 팽창기의 체적이 차량적용을 위한 시스템 최적화에 매우 중요하며 시스템 최적화를 위해서는 반드시 고려되어야 한다. 목표로 하는 엔진 운전 조건에서 고온(HT) 팽창기와 저온(LT) 팽창기의 체적을 고려하면서 고온(HT) 사이클의 팽창비와 저온(LT) 사이클의 응축온도가 시스템의 성능에 미치는 영향을 파악하였다. 본 연구에서는 이러한 이중 회로 랭킨 사이클 시스템에 의해 목표 엔진 운전조건에서 엔진 폐열로부터 약 21%의 추가 동력을 얻을 수 있는 것으로 예측되었다.

주요어 : 엔진 폐열 회수, 랭킨 사이클, 팽창기, 열효율, 엑서지

Abstract - A two-loop Rankine cycle for engine waste heat recovery of gasoline vehicle has been investigated. Water-steam cycle as a high-temperature (HT) loop for exhaust gas heat recovery and R-134a cycle as a low-temperature (LT) loop for both heat recovery of the engine coolant and the residual heat from the HT loop were considered. Energy and exergy analysis was performed to investigate the performance of the system. Because two volumetric expanders are used for the HT and LT loop, the sizes of two expanders are very important for the optimization of the system. The effects of pressure ratio of the HT loop, considering the size of the HT expander, and the condensation temperature of LT loop on the performance of the system at a target engine condition were investigated. This study shows that about 20% of additional power from the engine waste heat recovery can be obtained at the target engine condition.

Key words : Engine waste heat recovery, Rankine cycle, Expander, Thermal efficiency, Exergy

1. 서 론

자동차에서 연비향상을 위한 새로운 기술로서 엔진에서 발생하는 폐열을 이용하여 동력을 발생하는 랭킨 사이클에 대한 관심이 높아지고 있다⁽¹⁾. 엔진에서 발생하는 폐열은 주로 고온의 배기가스열과 저온의 냉각수열이며, 온도 레벨이 다른 두가지 폐열원으로

[†]To whom corresponding should be addressed.
Environmental and Energy Systems Research Division, KIMM
156, Gajeongbuk-Ro, Yuseong-Gu, Daejeon, 305-343, Republic
of Korea
Tel : 042-868-7377 E-mail : ymkim@kimm.re.kr

Fig. 1. Layout of two-loop Rankine cycle system for engine waste heat recovery

부터 발생 동력을 최대화하기 위해서 각기 다른 작동 유체를 사용하는 이중회로(two-loop) 방식⁽²⁾과 장치 구성을 간단하게 하기 위해 하나의 작동유체를 사용하는 단일회로(one-loop) 방식⁽³⁾이 사용될 수 있다. 독일의 BMW에서는 고온의 배기가스 열회수를 위해 물을 사용하고 엔진 냉각수열을 회수하기 위해 에탄올을 사용하는 이중회로 방식에 대한 기술을 개발하여 연비 15% 향상을 목표로 하고 있으며, 일본의 혼다(Honda)에서는 엔진헤드 및 냉각계통을 대폭 설계 변경하고 물을 사용하여 엔진 냉각수열과 배기가스열을 동시에 활용하는 단일회로 방식의 기술을 개발하여 연비 13% 향상을 기대하고 있다⁽⁴⁾. 한편, 미국 커민스(Cummins)사에서는 대형트럭(heavy duty truck)을 대상으로 유기냉매인 R245fa를 사용한 단일회로 방식으로 연비 10% 향상을 목표로 하고 있다⁽⁴⁾. 국내에서도 최근 자동차 폐열을 이용한 동력 사이클의 출력 최대화를 위해 고온 사이클용 작동유체인 물과 저온 사이클용 작동유체인 R134a(향후 R1234yf로 대체 가능)를 사용하는 이중회로 방식의 시스템을 개발하고 있다.

자동차 엔진에서 발생하는 온도 레벨이 다른 두 가지 폐열원으로부터 발생 동력을 최대로 하기 위해서는 이중회로 방식이 가장 이상적이지만⁽²⁾, 복잡한 장치구성, 장치의 무게, 경제성 등을 고려하여야 한다.

본 연구에서는 국내에서 개발 중인 이중회로 방

식 엔진 폐열 회수 시스템의 특성을 파악하기 위해 주어진 목표 엔진 조건에서 고온 사이클과 저온 사이클에 대한 에너지 및 엑서지 분석을 수행하였다. 고온 및 저온 사이클에 사용되는 용적형 팽창기의 체적이 차량적용을 위한 시스템 최적화에 매우 중요하기 때문에 이를 고려한 성능 분석을 수행하였으며, 고온 사이클의 팽창 압력비와 저온 사이클의 응축온도에 따른 시스템 성능을 파악하였다.

2. 이중회로 방식 엔진 폐열 회수 동력 시스템

2-1. 시스템 구성

현재 국내에서 개발 중인 이중회로 방식의 엔진 폐열 회수 동력 시스템 구성은 Fig. 1과 같다. 고온의 배기가스 열회수를 위한 고온 사이클 작동유체는 물이며, 펌프에 의해 액상에서 높은 압력으로 가압된 물은 증발기(HT Boiler)와 과열기(HT Superheater)를 거치면서 고온 고압의 과열증기가 되어 팽창기(HT Expander)로 공급되어 동력을 발생한다. 팽창 후 증기는 응축기(HT Condenser)에서 냉각되어 액상의 물이 되어 순환되게 된다. 고온 사이클에서 버려지는 응축열은 저온 사이클(LT Loop) 냉매 증발기(LT Boiler)의 열원으로 재사용되게 된다. 엔진 냉각수 열회수를 위한 저온 사이클의 작동유체는 향후 냉매규제에 따라 R1234yf로 대체가 가능한 R134a를 사용하였으며, 펌프에 의해 액상에서 가압된 R134a

는 엔진 냉각수에 의해 열공급이 되는 증발기(LT Boiler)와 과열기(LT Superheater)를 거치면서 고온 고압의 과열증기가 되어 팽창기(LT Expander)로 공급되어 동력을 발생한다. 팽창 후 증기는 응축기(LT Condensor)에 의해 공랭식으로 냉각되어 액상의 냉매는 순환되게 된다. HT 팽창기는 고온 고압 및 고팽창비에 적합한 사판식 팽창기를 적용하였으며, LT 팽창기는 일반 냉매 압축기와 운전 조건이 유사하므로 스크롤 압축기를 역으로 동작하는 스크롤 팽창기를 적용하였다.

2.2 사이클 운전 조건

엔진 폐열 회수 동력 시스템의 대상 차량엔진 운전 조건은 시속 120 km/h (엔진출력 26.7 kW) 정속 운전 상태를 기준으로 하였다. 이때 배기가스 유량은 118 kg/h, 배기가스 온도는 689°C로서 대기온도 25°C를 기준으로 배기 열에너지는 25.2 kW이며, 냉각수 유량은 40 LPM, 냉각수 출구 온도는 100°C로서 엔진 냉각수 열에너지는 26.8 kW이다.

고온 사이클에서 최대 압력과 온도가 상승할수록 사이클 효율이 향상되지만, 팽창기 및 열교환기 설계측 제한조건으로 팽창기 입구 최대 압력과 온도는 35 bar, 300°C로 하였다. 팽창 압력비는 가능한 클수록 효율이 증가하지만 사판식 팽창기의 크기를 고려하여 설계 압력비를 10으로 하였으며, 이때 응축압력 및 온도는 각각 3.5 bar, 139°C가 된다. 그러나 팽창기의 크기에 제한을 두지 않고 설계 압력비를 17.4로 하여 응축압력 및 온도가 각각 2.0 bar, 120°C 일 경우와 설계 압력비를 최대 29.2로 하여 응축압력 및 온도가

각각 1.2bar, 105°C 일 경우에 대해서도 사이클 해석을 수행하였다.

저온 사이클은 온도 100°C의 엔진 냉각수열을 일부 증발열로 활용하기 위해 증발온도를 93.7°C로 하여 증발압력은 35 bar이며, 고온 사이클로부터 열을 받아 가열되는 LT 냉매의 팽창기 입구 과열온도는 100°C로 하였다. LT 응축온도는 낮을수록 사이클 효율이 향상되지만, 공랭식 응축기의 실외 온도와 열교환기 성능에 따라 크게 달라지므로 40°C를 설계 조건으로 하여 응축온도가 낮은 30°C 경우와 응축온도가 높은 50°C, 60°C 경우에 대해 사이클 해석을 수행하여 성능에 미치는 영향을 파악하고자 하였다.

3. 랭킨 사이클 에너지 및 엑서지 분석

3.1 에너지 분석

Fig. 2는 랭킨 사이클 시스템의 개략도를 나타내며, 주요 구성품으로는 펌프, 증발기, 팽창기, 응축기가 있다. 팽창 후 남은 열을 재활용하기 위해 재생열교환기를 사용할 수 있으나⁽³⁾, 본 연구의 경우 물을 사용하는 고온 사이클에서 팽창 후 남은 열이 거의 없고, 100°C의 저온 폐열을 활용하는 유기냉매 사용 저온 사이클에서도 남은 열이 많지 않아 재생열교환기를 사용하지 않았다.

Fig. 3은 랭킨 사이클 작동유체의 T-s 선도로서, 주요 구성품의 작동조건을 포함한다. 사이클 해석의 단순화를 위해 열교환기 및 각 배관에서의 열손실과 압력손실은 무시하였고, 작동유체의 운동에너지와 위치에너지 변화도 무시하였다.

Fig. 2. Schematic diagram of Rankine cycle

Fig. 3. T-s diagram of Rankine cycle

랭킨 사이클 해석을 위해 펌프와 팽창기의 등엔트로피 효율은 각각 0.8, 0.7로 가정하였고, 이는 소형 랭킨 사이클에서 적용되는 일반적인 효율을 적용하였다⁽²⁾. 고온 사이클에서 배기가스의 열회수는 HT 작동유체와의 최저 온도차를 10°C로 가정하였고⁽²⁾, 저온 사이클에서는 열원인 엔진 냉각수 또는 HT 응축기와 LT 작동유체와의 최저 온도차를 5°C 이상으로 하였다⁽²⁾.

펌프의 등엔트로피 효율 (η_P)은

$$\eta_P = \frac{h_{2,s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

여기서 하첨자 s는 등엔트로피 과정을, h 는 작동유체의 엔탈피를 나타낸다.

펌프에 소요되는 동력 ($\dot{W}_P$)은

$$\dot{W}_P = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \quad (2)$$

여기서 $\dot{m}_r$ 은 작동유체의 질량 유량을 나타낸다.

팽창기의 등엔트로피 효율 (η_E)은

$$\eta_E = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,s}} \quad (3)$$

여기서 하첨자 s는 등엔트로피 과정을, h 는 작동유체의 엔탈피를 나타낸다.

팽창기에서 발생하는 동력($\dot{W}_E$)은

$$\dot{W}_E = \dot{m}_r(h_3 - h_4) \quad (4)$$

증발기에서 공급되는 열량 ($\dot{Q}_H$)은

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_r(h_3 - h_2) \quad (5)$$

응축기에서 방출되는 열량 ($\dot{Q}_C$)은

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_r(h_4 - h_1) \quad (6)$$

사이클의 열효율 (η_{th})은

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_E - \dot{W}_P}{\dot{Q}_H} \quad (7)$$

배기가스와 같이 버려지는 폐열원의 활용률(ϵ)을 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_{H, \max}} = \frac{\dot{m}_w(h_{in} - h_{out})}{\dot{m}_w(h_{in} - h_0)} = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_0} \quad (8)$$

여기서 $\dot{Q}_{H, \max}$ 는 열원의 최대 이용 가능한 열량을, 하첨자 '0'은 사장상태(dead state)인 대기 조건의

온도와 압력 상태에서 물성치를, h_{in} , h_{out} 은 열원의 입구 엔탈피, 열원의 출구 엔탈피를 나타낸다.

이때 폐열원이 가진 최대 이용 가능한 열량에 대한 출력의 비율인 랭킨 사이클 시스템의 효율 η_{sys} 을 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\eta_{sys} = \frac{\dot{W}_E - \dot{W}_P}{\dot{Q}_{H, \max}} = \epsilon \eta_{th} \quad (9)$$

고온 배기가스의 비열은 이론공연비 기준으로 배기온도 689°C에서 대기온도 25°C까지 1.26 kJ/kg.K에서 1.06 kJ/kg.K로 변하는데 평균 비열인 1.16 kJ/kg.K를 적용하여 배기가스 열회수 에너지를 계산하였다⁽⁵⁾.

엔진 냉각수 열회수 에너지는 엔진 발생열량인 26.8 kW에서 배관에서 열손실 등을 고려하여 90%인 24.1 kW를 회수한다고 가정하였고, HT 응축기로부터 공급받는 열은 열손실을 무시하고 100% 회수한다고 가정하였다.

3.2 엑서지 분석

폐열 회수 랭킨 사이클 시스템에서는 열원의 온도에 따라 최대 회수 동력이 달라지므로 에너지 분석만으로 발생하는 손실과 개선 가능성을 판단하기 어렵기 때문에 카르노 효율을 기준으로 하는 엑서지(Exergy) 분석을 수행하였다. 엑서지는 시스템이 주어진 상태에서부터 사장상태(dead state)와 평형에 도달할 때까지 변화하는 동안에 발생하는 이론 최대 유효 일(Work)을 나타낸다.

운동에너지와 위치에너지 변화를 무시하면 작동유체의 엑서지 전달을 관계식은 다음과 같다.

$$\dot{E} = \dot{m}e = \dot{m}[h - h_0 - T_0(s - s_0)] \quad (10)$$

여기서 e , h , s 는 각각 작동유체의 단위질량당 엑서지, 엔탈피, 엔트로피를 나타낸다.

일반적인 엑서지 평형식은⁽⁶⁾

$$\dot{E}^+ - \dot{E}^- = \dot{L} \quad (11)$$

여기서 $\dot{E}^+$ 은 시스템으로의 열, 일, 물질 전달에 의한 엑서지 입력율, $\dot{E}^-$ 은 시스템으로부터의 엑서지 출력율, $\dot{L}$ 은 엑서지 손실율을 나타낸다.

펌프에서의 엑서지 손실율 ($\dot{L}_P$)은

$$\dot{L}_P = \dot{E}_P^+ - \dot{m}_r(e_2 - e_1) \quad (12)$$

팬창기에서 엑서지 손실을 ($\dot{L}_E$)은

$$\dot{L}_E = \dot{m}_r(e_3 - e_4) - \dot{E}_E^- \quad (13)$$

증발기에서 엑서지 손실을 ($\dot{L}_H$)은

$$\dot{L}_H = \dot{E}_H^+ - \dot{m}_r(e_3 - e_2) \quad (14)$$

여기서 $\dot{E}_H^+$ 는 열원으로부터 엑서지 입력을 나타낸다.

고온 사이클에서 배기가스의 엑서지 입력은

$$\dot{E}_{H,eg}^+ = \dot{m}_{eg}[h_{in} - h_{out} - T_0(s_{in} - s_{out})] \quad (15)$$

여기서 $\dot{m}_{eg}$ 는 배기가스 질량 유량을, 하첨자 in, out은 각각 증발기로 공급되는 배기가스의 입, 출구 상태를 나타낸다.

식 (15)에서 배기가스 비열이 일정하다고 하고 압력손실을 무시하면

$$\dot{E}_{H,eg}^+ = \dot{m}_{eg}c_p \left[(T_{in} - T_{out}) - T_0 \ln \frac{T_{in}}{T_{out}} \right] \quad (16)$$

대기온도를 기준으로 배기가스가 가지는 최대 엑서지는

$$\dot{E}_{H,max}^+ = \dot{m}_{eg}c_p \left[(T_{in} - T_0) - T_0 \ln \frac{T_{in}}{T_0} \right] \quad (17)$$

설계 운전 조건에서 배기가스 유량은 118 kg/h, 배기가스 온도는 689℃로서 대기온도 25℃를 기준으로 배기가스 비열을 1.16 kJ/kg.K로 적용하면 배기 열에너지 25.2 kW가 가지는 최대 엑서지는 12.0 kW로 계산된다. 만약 증발기에서 입구 배기가스 온도가 689℃이고 증발기 출구 배기가스 온도가 149℃로 배기열을 회수하였다면 식 (16)로부터 증발기로 공급되는 배기가스 엑서지는 11.2 kW로 계산된다.

에너지 분석에서와 마찬가지로 사이클의 엑서지 효율 뿐만 아니라 열활용 측면에서 열원의 최대 이용 가능한 엑서지에 대한 실제 사용된 열원의 입출구 온도차에 따른 열원의 엑서지 활용률도 중요한 변수이므로 열원의 엑서지 활용률(ϵ_H)은 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\epsilon_H = \frac{\dot{E}_{H,eg}}{\dot{E}_{H,max}} = \frac{\dot{m}_{eg}(e_{in} - e_{out})}{\dot{m}_{eg}(e_{in} - e_0)} = \frac{e_{in} - e_{out}}{e_{in} - e_0} \quad (18)$$

고온 사이클의 경우 응축기에서 버려지는 열은 저온 사이클의 공급열이 되는데, 이때 응축열에 의한 엑서지 출력율은

$$\dot{E}_C^- = \dot{m}_{r,ht}(e_{4,ht} - e_{1,ht}) \quad (19)$$

여기서 하첨자 ht는 고온 사이클 작동유체의 질량유량과 응축기 입출구 상태량을 나타낸다.

고온 사이클의 열역학 제2법칙 (엑서지) 효율(η_H)은 아래와 같이 정의 된다.

$$\eta_{H,ht} = \frac{\dot{E}_E^- - \dot{E}_P^+ + \dot{E}_C^-}{\dot{E}_H^+} \quad (20)$$

여기서 고온 사이클의 경우 응축기에서 버려지는 열이 저온 사이클의 공급열이 되므로 엑서지 효율에서 $\dot{E}_C^-$ 을 출력에 포함하였다.

저온 사이클의 경우 열원인 엔진 냉각수의 엑서지 입력율은 부동액이 포함된 냉각수의 물성치 계산의 복잡성으로 간단하게 카르노 사이클에 의한 최대일로서 나타내어진다.

$$\dot{E}_{H,cw}^+ = (1 - T_0/\bar{T})\dot{Q}_{cw} \quad (21)$$

여기서 $\bar{T}$ 는 열전달 과정시 열원의 평균 온도이며, $\dot{Q}_{cw}$ 는 냉각수 열에너지를 나타낸다. 증발기 입구 냉각수가 100℃이고 출구 냉각수가 90℃로 냉각수열을 회수하였다면 냉각수 열에너지 24.1 kW의 엑서지는 4.6 kW로 계산된다.

저온 사이클의 경우 또 하나의 열원인 고온 사이클의 작동유체로부터 공급받는 엑서지 입력율은 고온 사이클의 응축열에 의한 엑서지 출력인 식(19)과 같이

$$\dot{E}_{H,ht}^+ = \dot{m}_{r,ht}(e_{4,ht} - e_{1,ht}) \quad (22)$$

여기서 하첨자 ht는 고온 사이클 작동유체의 질량유량과 응축기 입출구 상태량을 나타낸다.

저온 사이클의 공랭식 응축기에서 대기로 버려지는 엑서지 손실율 ($\dot{L}_C$)은

$$\dot{L}_C = \dot{m}_{r,lt} (e_{4,lt} - e_{1,lt}) \quad (23)$$

여기서 하첨자 lt 은 저온 사이클 작동유체의 질량유량과 응축기 입출구 상태량을 나타낸다.

저온 사이클의 열역학 제2법칙 (엑서지) 효율(η_{II})은 아래와 같이 정의 된다.

$$\eta_{II,lt} = \frac{\dot{E}_E^- - \dot{E}_P^+}{\dot{E}_{H,cw}^+ + \dot{E}_{H,ht}^+} \quad (24)$$

이때 열원이 가진 최대 이용 가능한 엑서지에 대한 출력의 비율인 랭킨 사이클 시스템의 엑서지 효율 (열역학 제2법칙) 효율($\eta_{sys,II}$)을 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\eta_{sys,II} = \frac{\dot{E}_E^- - \dot{E}_P^+ (+ \dot{E}_C^-)}{\Sigma \dot{E}_{H,max}} = \epsilon_{II} \eta_{II} \quad (25)$$

고온 사이클과 저온 사이클을 모두 포함한 전체 엑서지 효율은 아래와 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\eta_{II,hl} = \frac{(\dot{E}_E^- - \dot{E}_P^+)_{ht} + (\dot{E}_E^- - \dot{E}_P^+)_{lt}}{\dot{E}_{H,eg}^+ + \dot{E}_{H,cw}^+} \quad (26)$$

4. 이중회로 방식 랭킨 사이클 특성 분석

4.1 에너지 및 엑서지 계산 결과

먼저 기준 사이클 조건은 고온 사이클에서 사판식 펌프의 크기를 고려하여 설계 압력비를 10으로 (응축압력 및 온도는 각각 3.5 bar, 139°C) 하였고, 저온 사이클에서 응축온도를 40°C로 하여 에너지 및 엑서지 분석을 수행하였다. Fig. 4와 Fig. 5는 각각 고온 및 저온 사이클 작동유체의 T-s 선도와 사이클 특성을 나타내며, Table 1과 Table 2는 에너지 및 엑서지 분석 결과를 정리한 것이다. $\dot{V}_E$ 는 펌프기 출구

에서 작동유체의 부피유량을 나타내며, 사판식 또는 스크롤 방식과 같은 용적형 펌프의 부피를 예측할 수 있는 중요한 지표로 볼 수 있다⁽⁷⁾. 기준 사이클 조건의 경우 고온 사이클에서 사판식 펌프의 $\dot{V}_E$ 는 260.8 LPM이며, 저온 사이클에서 스크롤 펌프의 $\dot{V}_E$ 는 285.3 LPM으로 계산된다.

Table 1에서와 같이 고온 사이클에서 배기가스는 689°C에서 149°C로 냉각되어 약 81%의 열량을 흡수 하지만 엑서지로 환산하면 약 94%의 엑서지를 흡수함을 알 수 있다. 배기가스로부터 입력되는 11.2 kW의 엑서지는 증발기에서 온도차에 의한 열전달로 2.8 kW의 가장 큰 비율의 엑서지 손실이 발생하면서 줄어들고, 동력발생 후 최종적으로 응축기에서의 사라지는 4.9kW의 엑서지(배기가스 입력 엑서지의 약 44%)는 하부 저온 사이클의 입력이 된다.

Table 2에서와 같이 저온 사이클에서는 엔진 냉각수로부터 4.6 kW의 엑서지가 공급되며 증발기에서 1.3 kW의 엑서지 손실이 발생하고, 고온 사이클로부터 4.9 kW의 엑서지가 공급되며 증발기에서 1.6 kW의 엑서지 손실이 발생된다. 동일한 70% 등엔트로피 팽창효율을 가정할 때 HT 펌프기에서 발생하는 엑서지 손실은 0.84 kW인데 반해 LT 펌프기에서 발생하는 엑서지 손실은 1.53 kW로 거의 두배에 이른다.

목표 엔진 출력 26.7 kW의 조건에서 고온 사이클과 저온 사이클을 결합한 전체 시스템으로 보면 배기가스열 25.2 kW와 냉각수열 26.8 kW로부터 총출력 5.8 kW의 동력을 회수하므로 열효율은 11.1%로 계산된다. 엑서지로 환산하면 배기가스 엑서지 12.0 kW와 냉각수 엑서지 5.1 kW로부터 총출력 5.8 kW의 동력을 회수하므로 엑서지 효율은 약 33.9%로 계산된다.

Fig. 4. T-s Diagram of HT loop

Fig. 5. T-s Diagram of LT loop

Table. 1. Energy and exergy analysis of HT loop ($P_1 = 3.5$ bar)

State(i)	T (°C)	P (bar)	Component		Exergy Loss $\dot{L}$ (kW)
			Input (kW)	Output (kW)	
1	138.9	3.5	Condenser		-
			$\dot{Q}_r^+ = 17.81$ $(\dot{E}_r^+ = 4.93)$	$\dot{Q}_C^- = 17.81$ $(\dot{E}_C^- = 4.93)$	
2	139.4	35.0	Pump		0.01
			$\dot{W}_P^+ = 0.04$ $(\dot{E}_P^+ = 0.04)$	$\dot{E}_r^- = 0.03$	
3	300.0	35.0	Evaporator		2.77
			$\dot{Q}_{EG}^+ = 20.48$ $(\dot{E}_{EG}^+ = 11.19)$	$\dot{Q}_r^- = 20.48$ $(\dot{E}_r^- = 8.42)$	
4	138.9	3.5	Expander		0.84
			$\dot{E}_r^+ = 3.53$	$\dot{W}_E^- = 2.69$ $(\dot{E}_E^- = 2.69)$	
I (Energy)	$\dot{Q}_{H, \max}^+ = 25.20$ $\epsilon = 0.813$	$\dot{Q}_H^+ = 20.48$ $\eta_{th} = 13.0 \%$	$\dot{W}_E^- - \dot{W}_P^+ = 2.65$ $\eta_{sys} = 10.6 \%$	$\dot{Q}_C^- = 17.81$	
II (Exergy)	$\dot{E}_{H, \max}^+ = 11.97$ $\epsilon_{II} = 0.935$	$\dot{E}_H^+ = 11.19$ $\eta_{II} = 67.7 \%$	$\dot{E}_E^- - \dot{E}_P^+ = 2.65$ $\eta_{sys, II} = 63.3 \%$	$\dot{E}_C^- = 4.93$	

Table. 2. Energy and exergy analysis of LT loop ($T_1 = 40$ °C)

State(i)	T (°C)	P (bar)	Component		Exergy Loss $\dot{L}$ (kW)
			Input (kW)	Output (kW)	
1	40.0	10.2	Condenser		1.88
			$\dot{Q}_C^+ = 38.78$ $(\dot{E}_C^+ = 1.88)$		
2	42.1	35.0	Pump		0.12
			$\dot{W}_P^+ = 0.63$ $(\dot{E}_P^+ = 0.63)$	$\dot{E}_r^- = 0.51$	
2'	93.7	35.0	Evaporator 1		1.28
			$\dot{Q}_{CW}^+ = 24.12$ $(\dot{E}_{CW}^+ = 4.59)$	$\dot{Q}_r^- = 24.12$ $(\dot{E}_r^- = 3.31)$	
3	100.0	35.0	Evaporator 2		1.56
			$\dot{Q}_{HT}^+ = 17.81$ $(\dot{E}_{HT}^+ = 4.93)$	$\dot{Q}_r^- = 17.81$ $(\dot{E}_r^- = 3.37)$	
4	43.8	10.2	Expander		1.53
			$\dot{E}_r^+ = 5.30$	$\dot{W}_E^- = 3.77$ $(\dot{E}_E^- = 3.77)$	
I (Energy)	$\dot{Q}_{H, \max}^+ = 44.67$ $\epsilon = 0.939$	$\dot{Q}_H^+ = 41.93$ $\eta_{th} = 7.5 \%$	$\dot{W}_E^- - \dot{W}_P^+ = 3.14$ $\eta_{sys} = 7.0 \%$		
II (Exergy)	$\dot{E}_{H, \max}^+ = 10.03$ $\epsilon_{II} = 0.949$	$\dot{E}_H^+ = 9.52$ $\eta_{II} = 33.0 \%$	$\dot{E}_E^- - \dot{E}_P^+ = 3.14$ $\eta_{sys, II} = 31.3 \%$		

Table. 3. Effect of condensation temperature of HT cycle

$P_{L,ht}$ (bar) $T_{L,ht}$ (°C)	Loop	$\dot{m}_r$ (g/s)	$\dot{V}_E$ (LPM)	$\dot{W}_P^+$ (kW)	$\dot{W}_E^-$ (kW)	$\dot{W}_{net}^+$ (kW)	$\dot{Q}_{23}^+$ (kW)	$\dot{Q}_{41}^-$ (kW)	η_{th} (%)
3.5 bar 138.9°C	HT	8.6	260.8	0.04	2.69	2.65	20.5	17.8	13.0
	LT	231.8	285.3	0.62	3.75	3.14	41.9	38.8	7.5
	Sum		546.0			5.79			
2.0 bar 120.2°C	HT	8.6	434.9	0.04	3.25	3.21	21.2	17.8	15.1
	LT	233.0	286.7	0.63	3.75	3.16	42.1	38.8	7.5
	Sum		721.5			6.37			
1.2 bar 104.8°C	HT	8.6	691.8	0.04	3.71	3.67	21.8	18.1	16.8
	LT	233.5	287.3	0.63	3.80	3.17	42.2	39.1	7.5
	Sum		979.1			6.84			

Table. 4. Effect of condensation temperature of LT cycle

$P_{L,lt}$ (bar) $T_{L,lt}$ (°C)	Loop	$\dot{m}_r$ (g/s)	$\dot{V}_E$ (LPM)	$\dot{W}_P^+$ (kW)	$\dot{W}_E^-$ (kW)	$\dot{W}_{net}^+$ (kW)	$\dot{Q}_{23}^+$ (kW)	$\dot{Q}_{41}^-$ (kW)	η_{th} (%)
3.5 bar 138.9°C	HT	8.6	434.9	0.04	2.69	3.21	21.2	17.8	15.1
16.8 bar 60.0°C	LT	271.1	197.4	0.54	2.49	1.95	41.9	40.0	4.7
13.2 bar 50.0°C	LT	252.8	234.9	0.63	3.20	2.57	41.9	39.4	6.1
10.2 bar 40.0°C	LT	231.8	285.3	0.62	3.75	3.14	41.9	38.8	7.5
7.7 bar 30.0°C	LT	214.6	353.3	0.61	4.32	3.71	41.9	38.2	8.8

4.2 고온(HT) 사이클 응축온도의 영향

기준 사이클 조건은 고온 사이클에서 사판식 펌프의 크기를 고려하여 설계 압력비를 10으로(응축압력 및 온도는 각각 3.5 bar, 139°C) 하였고, 저온 사이클에서 응축온도를 40°C로 하였다. 그렇지만, 고온 사이클로부터 최대 출력을 얻기 위해서는 가능한 고온 사이클 응축온도를 낮게 하는 것이 유리하므로, 응축압력 및 온도를 2.0 bar, 120°C로 할 때와 1.2 bar, 105°C로 할 때 고온 사이클 출력과 증가하는 HT 펌프 체적을 알아보려고 하였다. 이때 저온 사이클 조건은 최대 압력, 온도를 35 bar, 100°C로, 응축조건은 10.2bar, 40°C로 일정하게 하였다.

Table 3은 이러한 고온 사이클의 응축온도에 따른 사이클 특성을 정리한 것이다. 응축온도가 139°C에서 120, 105°C로 낮아짐에 따라 저온 사이클 출력은 일정하지만 고온 사이클 출력은 약 21%, 38%로 증가하게 된다. 그렇지만 이를 위해서는 HT 펌프 체적은 약 67%, 165%로 증가하게 되는 불리한 점이 있게 된다.

4.3 저온(LT) 사이클 응축온도의 영향

마찬가지로, 기준 사이클 조건으로 저온 사이클에서 응축온도를 40°C로 하였지만, 계절과 지역에 따라 저온 사이클의 응축온도가 달라질 수 있다. 저온 사이클의 경우도 고온 사이클과 마찬가지로 최대 출력을 얻기 위해서는 가능한 응축온도를 낮게 하는 것이 유리하므로 설계 응축압력 및 온도를 60°C에서 30°C로 변화시킬 때 저온 사이클 출력과 증가되는 LT 펌프 체적을 알아보려고 하였다. 이때 고온 사이클 조건은 최대 압력, 온도를 35 bar, 300°C로, 응축조건은 기준조건인 3.5bar, 139°C로 일정하게 하였다.

Table 4는 이러한 저온 사이클의 응축온도에 따른 사이클 특성을 정리한 것이다. 고온 사이클 출력은 일정하지만 저온 사이클 응축온도가 60°C로 증가할 경우 기준 조건인 응축온도 40°C일 경우에 비해 저온 사이클 출력이 약 31% 감소하며 LT 펌프 체적은 약 38% 감소하게 된다. 반대로 저온 사이클 응축온도가 30°C로 낮아질 경우 기준 조건인 응축온도 40°C일 경우에 비해 저온 사이클 출력은 약 24% 증가하며 LT 펌프 체적은 약 18% 증가하게 된다.

5. 결 론

본 연구에서는 국내에서 개발 중인 이중회로 방식 엔진 폐열 회수 시스템 특성을 파악하기 위해 주어진 목표 엔진 조건에서 고온 사이클과 저온 사이클에 대한 에너지 및 엑서지 분석을 수행하였다. 고온 및 저온 사이클에 사용되는 용적형 팽창기의 체적이 차량적용을 위한 시스템 최적화에 매우 중요하기 때문에 이를 고려한 성능 분석을 수행하였으며, 고온 사이클의 팽창 압력비와 저온 사이클의 응축온도에 따른 시스템 성능을 파악하였다.

고온 사이클에서 팽창기 및 열교환기 설계 측 제한조건으로 팽창기 입구 최대 압력과 온도는 35 bar, 300°C로 하였다. 팽창 압력비는 사판식 팽창기의 체적을 고려하여 설계 압력비를 10(이때 응축압력 및 온도는 각각 3.5 bar, 139°C)으로 하였다. 저온 사이클은 온도 100°C의 엔진 냉각수열을 일부 증발열로 활용하기 위해 증발온도를 93.7°C로 하여 증발압력은 35 bar이며, 고온 사이클로부터 열을 받아 가열되는 LT 냉매의 팽창기 입구 과열온도는 100°C로 하였다. 목표 엔진 출력 26.7 kW의 조건에서 고온 사이클과 저온 사이클을 결합한 전체 시스템으로 보면 배기가스열 25.2 kW와 냉각수열 26.8 kW로부터 총출력 5.8 kW의 동력을 회수하므로 약 21%의 추가동력을 얻을 수 있으며 열효율은 11.1%로 계산된다. 엑서지로 환산하면 배기가스 엑서지 12.0 kW와 냉각수 엑서지 5.1 kW로부터 총출력 5.8 kW의 동력을 회수하므로 엑서지 효율은 약 33.9%로 계산된다.

고온 사이클 응축온도가 139 °C에서 120, 105°C로 낮아짐에 따라 저온 사이클 출력은 일정하지만 고온 사이클 출력은 약 21%, 38%로 증가하게 된다. 그렇지만 이를 위해서는 HT 팽창기 체적은 약 67%, 165%로 증가하게 되는 불리한 점이 있게 된다. 마찬가지로, 저온 사이클 응축온도가 60°C로 증가할 경우 기준 조건인 응축온도 40°C일 경우에 비해 저온 사이클 출력이 약 31% 감소하며 LT 팽창기 행정체적은 약 38% 감소하게 된다. 반대로 저온 사이클 응축온도가 30°C로 낮아질 경우 기준 조건인 응축온도 40°C일 경우에 비해 저온 사이클 출력은 약 24% 증가하며 LT 팽창기 체적은 약 18% 증가하게 된다.

용적식 팽창기를 사용하는 이중회로 방식 엔진 폐열 회수 시스템에서 폐열회수를 통해 얻는 추가 동력 뿐만 아니라 추가되는 시스템의 무게와 부피도 매

우 중요하므로, 향후 팽창기의 체적을 고려한 시스템 최적화가 필요하며 이에 대한 자세한 연구의 필요성이 있다고 할 수 있다.

참고문헌

1. Dolz V; Novella R; Garcia A; Sanchez J. HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 1: Study and analysis of the waste heat recovery, Applied Thermal Engineering, 2012, 36, 269-278
2. Wang EH; Zhang HG; Zhao Y; Fan BY; Wu YT; Mu QH. Performance analysis of a novel system combining a dual loop organic Rankine cycle (ORC) with a gasoline engine, Energy, 2012, 43, 385-395
3. Vaja I; Gambarotta A. Internal Combustion Engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs), Energy, 2010, 35, 1084-1093
4. Heo HS; Bae SJ. Technology trends of Rankine steam cycle for engine waste heat recovery, Auto Journal of KSAE, 2010, 32(5), 23-32
5. Bae SJ; Heo HS; Lee DH; Lee HK; Kang TG; Kim TJ. Performance evaluation of an evaporator for waste heat recovery from exhaust gas, Spring Conference of KSAE, 2011, 198-206
6. Eom HS; Yoon CS; Kim YM; Shin DG; Kim CG. Optimization study on the performance analysis of organic Rankine cycle for characteristics of low temperature heat sources, KJACR, 2012, 24(1), 51-60
7. Fischer J. Comparison of trilateral cycles and organic Rankine cycles, Energy, 2011, 36, 6208-6219