

## 승용차 폐열 회수용 유기 랭킨 사이클 성능 분석 Performance analysis of an organic Rankine cycle for waste heat recovery of a passenger car

김현진\*† · 문제현\*\* · 유제승\*\*\* · 이영성\*\*\*\*

Hyun-Jin Kim\*† , Je-Hyeon Moon\*\*, Je-Seung Yu\*\*\* and Young-Sung Lee\*\*\*\*

(접수일 : 2012년 12월 04일, 수정일 : 2013년 03월 04일, 채택확정 : 2013년 3월 18일)

**Abstract:** Applicability of organic Rankine cycle for a passenger car with 3.5 L gasoline engine to convert low grade waste heat to useful shaft power has been numerically studied. Working fluid is R134a, and the Rankine cycle is composed of boiler for recovering engine cooling water heat, super heater for recovering exhaust gas heat, scroll expander for converting waste heat to shaft power, condenser for heat emission, internal heat exchanger, and feed pump. Assuming efficiencies of 90% for the heat exchangers, 75% for the scroll expander, and 80% for the feed pump, the Rankine cycle efficiency of 5.53% was calculated at the vehicle speed of 120 km/hr. Net expander shaft output after subtracting the power required to run the pump was 3.22 kW, which was equivalent to 12.1% improvement in fuel consumption. About the same level of improvement in the fuel consumption was obtained over the vehicle speed range of 60 km/hr~120 km/hr.

**Key Words :** Expander, Fuel Consumption, Rankine Cycle, Shaft Output

### — 기 호 설 명 —

h : 엔탈피 [kg/kJ]  
N : 회전속도 [rev/min]  
Q : 열용량 [kW]  
V : 속도 [km/h]  
 $\dot{m}$  : 질량 유량 [kg/s]

### 그리스 문자

$\eta$  : 효율

### 하첨자

1,2,3,4,5,6,7 : Fig. 3의 각 지점  
cond : condenser  
cw : cooling water  
e : expander  
eva : evaporator  
exh : exhaust gas  
is : isentropic  
p : pump  
R : rankine cycle

\*† 김현진(교신저자) : 인천대학교 기계시스템공학부  
E-mail : kimhj@incheon.ac.kr, Tel : 032-835-8419

\*\*문제현,\*\*\*유제승,\*\*\*\*이영성 : 인천대학교 기계시스템  
공학부

\*† Hyun-Jin Kim(corresponding author) : Department of  
Mechanical System Engineering, University of Incheon.

E-mail : kimhj@incheon.ac.kr, Tel : 032-835-8419

\*\*Je-Hyeon Moon, \*\*\*Je-Seung Yu, \*\*\*\*Young-Sung Lee :  
Department of Mechanical System Engineering, University of  
Incheon.

recup : recuperator  
 s : shaft, isentropic  
 sh : super-heater  
 sat : saturation  
 th : theoretical

## 1. 서 론

고갈되어 가는 화석 연료의 가격 상승 추세와 지구환경 보호를 위한 에너지 절약 및 온실 가스 저감 등에 대한 국제적인 관심이 집중하는 가운데 자동차 분야에서도 자동차 연비 향상을 통해 연료 소모를 줄이고 동시에 CO<sub>2</sub>배출을 줄이고자 하는 국제적인 규제가 강화 되고 있다. 장기적인 연비 규제의 일례로 주요 자동차 메이커들은 2010년 현재 차량 평균 연비 15.8 km/liter에서 2025년도까지는 25 km/liter로 25%의 연비 향상을 이루어야 한다. 이러한 연비 향상을 위해 주목 받고 있는 기술로는 터보 제너레이터, 열전기 모듈(thermo-electric module), 그리고 랭킨 사이클 등이 있다.

랭킨 사이클은 자동차에서 발생하는 폐열을 회수하여 유용한 축동력으로 전환해 주는 기술이다. 자동차에서 연료가 가지고 있는 총 에너지의 약 30% 정도만 자동차 구동에 직접적으로 쓰이고 나머지는 배기가스 및 엔진 냉각수 등을 통해 그대로 대기 중으로 방출되어 버린다. Teng 등<sup>1)</sup>은 트럭의 디젤 엔진 폐열을 회수하여 동력으로 전환해 주는 ORC (Organic Rankine Cycle)시스템을 제안하였으며, Oomori 와 Ogino<sup>2)</sup>는 승용차용 1500 cc 엔진에서 증발 엔진 냉각계(evaporative engine cooling system)를 적용한 ORC의 시스템을 통해 외기 온도 25℃일 때 차속 40 km/h에서 약 3% 정도의 연비향상을 얻었다. Endo 등<sup>3)</sup>은 2000 cc 승용차 엔진에서 나오는 냉각수열과 배기가스 폐열의 회수를 극대화하기 위해 엔진의 냉각수 계통과 배기가스 계통을 특별히 고안한 열관리 엔진(heat-management engine)을 제작하였고 랭킨 사이클을 적용하여 차속 100 km/hr에서 13.2% 연비 향상 결과를 얻었다. 이밖에도 엔진 폐열 회수를 위

한 스팀 사이클 적용 사례<sup>4)</sup>, 하이브리드 차량에서 엔진 폐열 회수에 관한 이론적인 연구<sup>5)</sup> 등도 보고 되었다. 최근 들어 국내에서도 유관 기업과 연구소 및 학계 등이 참여하여 자동차 연비를 최종적으로 12% 향상시키는 목표를 가지고 고온의 열원인 배기 가스 폐열을 회수하는 HT-Loop와 저온의 엔진 냉각수 폐열을 회수하는 LT-Loop로 구성되는 Dual-Loop Co-generation 시스템 기술 개발 사업에 착수하였다.<sup>6)</sup>

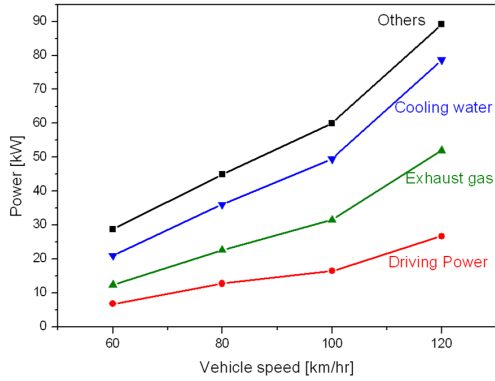
본 연구에서는 3.5 L급 가솔린 엔진의 폐열을 회수하여 유용한 축 동력으로 전환함에 있어 기존의 Dual Loop Co-generation 시스템의 복잡한 구성을 단순화한 Combined-Loop 사이클로도 연비 향상 12%를 얻을 수 있음을 해석적으로 보이고자 한다.

## 2. 승용차의 폐열 회수 시스템

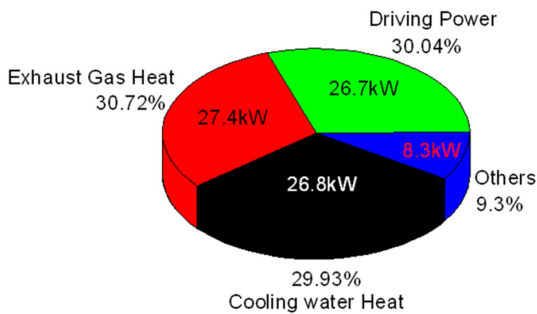
해석 대상 가솔린 엔진의 유효 구동력과 각종 열손실의 분포 변화를 차량 속도에 대해 Fig.1(a)에 나타내었고, Fig.1(b)에는 차속 120 km/hr에서의 열 평형을 보여주는데, 연소에너지 총량 89.2 kW 가운데 차량 구동에는 26.7 kW가 사용되고, 나머지는 손실에 해당하는데 이 가운데서 냉각수 폐열은 26.8 kW, 배기 가스 폐열은 27.4 kW 등이다. 이러한 구성비는 대략 모든 차량 속도에서 거의 유지 된다.

Fig. 2는 승용차에서 엔진 냉각수 폐열과 배기 가스 폐열을 회수하여 유효 동력으로 전환해 주기 위해 적용된 랭킨 사이클 시스템의 개략도이다. 폐열 회수 장치로서 엔진 냉각수열 회수를 위한 보일러와 엔진 배기 가스열 회수를 위한 수퍼히터가 있고, 방열을 위해 공랭식 응축기를 사용한다. 또한 응축기 용량을 줄여주고 사이클 성능을 높이기 위해 응축기 입출구 라인 간에 내부(제생) 열교환기를 설치한다.

시스템 작동 유체로는 랭킨 사이클에서 열공급측인 엔진 냉각수 온도가 95-100℃정도이고 방열을 위한 응축기의 주변의 공기 온도가 여름철인 경우 40℃안팎 정도이므로 이러한 고온부 및 저



(a) Waste heat variation with vehicle speed



(b) Waste heat balance

Fig. 1 Waste heat of a passenger car with 3500 cc engine

운부 조건에서 형성되는 압력 범위와 팽창기 사이징에 관련된 팽창기 출구에서 작동 유체의 비체적 범위 등을 고려하여 R134a를 선정하였다. R134a는 지구온난화지수(GWP)가 1200이므로 그 사용에 제한이 따르게 되지만, R134a는 지구온난화지수가 낮은 친환경적인 냉매인 R1234y와 열화학적 특성이 매우 유사하므로 추후 시스템 구성 후에도 큰 변경 없이 R1234yf로 'drop-in'이 가능하다.

여기서 팽창기로는 스크롤 팽창기를 사용하는 데, 이는 회수한 폐열을 동력으로 전환함에 있어서 동력이 수백 kW 이상인 경우에는 동력전환 장치로서 보통 터빈이 사용되지만 차량용 Co-generation 시스템과 같이 전환 동력이 수 kW 이하의 용량인 경우에는 용적형 팽창기인 스크롤 팽창기가 더 적합하기 때문이다.<sup>7)</sup> 또한 용적형 팽

창기는 터빈 타입의 팽창기에 비해 부하 변동에 대해 팽창기 효율 변화 폭이 크지 않으므로 운전 조건에 따라 변화가 큰 차량 폐열 회수에는 용적형이 더 유리하다.

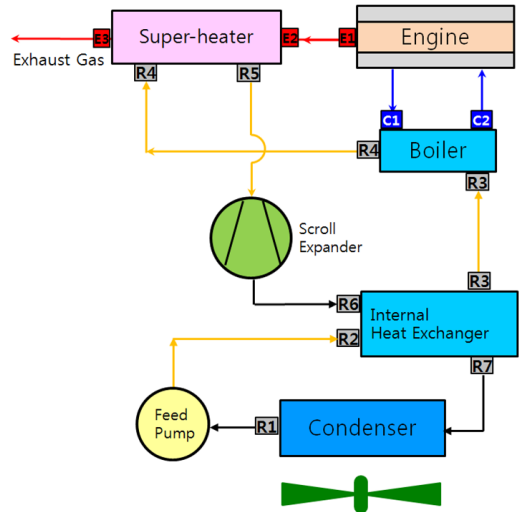


Fig. 2 Waste heat recovery system of a passenger car

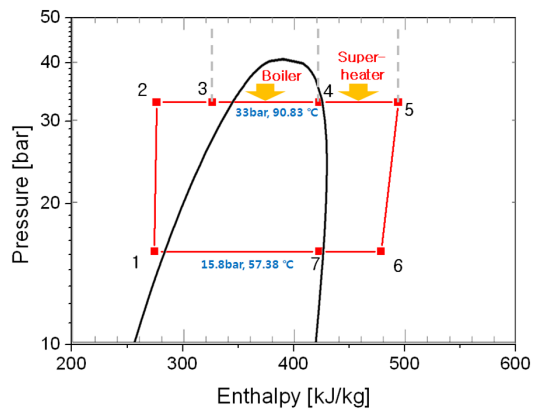


Fig. 3 Pressure-enthalpy diagram of an organic Rankine cycle for waste heat recovery system

이러한 랭킨 사이클에 상응하는 이상적인 P-h 선도를 Fig. 3에 예시하였다. 고온부 공급 열원 온도를 고려하여 고압을  $P_{eva}=33$  bar로 설정하면 증발 온도는  $t_{eva}=90.83$  °C가 되며, 저온부 압력을  $P_{cond}=15.8$  bar로 하면 응축 온도는  $t_{cond}=57.38$  °C

가 된다. 응축기 출구에서 펌프로 들어 가는 냉매의 액상을 담보하기 위해 과냉도를 5°C로 한다. 각 온도점은 차속, 내부열교환기 용량, 사이클 내의 냉매순환량에 따라 달라진다. 2점에서 3점의 엔탈피 증가는 내부열교환기에서 6점-7점 라인과의 열교환에 의한 것이며, 3점에서 4점 및 4점에서 5점은 각각 보일러 및 과열기에서의 엔탈피 증가이다. 5점에서 6점은 팽창기 통과 과정에서의 엔탈피 감소이다.

### 3. 랭킨 사이클에서 각 점의 엔탈피 계산

#### 3.1 피드펌프

응축기 출구에서의 엔탈피를  $h_1$ 라고 하면, 순환 펌프 출구에서의 엔탈피  $h_2$ 는 펌프의 등엔트로피 효율을  $\eta_{p,is}$ 라고 할 때 식(1)과 같고, 펌프에서의 소요 동력은 펌프의 전효율을  $\eta_p (= \eta_{p,is}\eta_{p,motor})$ 라고 하면 식(2)와 같이 얻어진다.

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{p,is}} \quad (1)$$

$$L_{pump} = \dot{m}(h_2 - h_1)/\eta_p \quad (2)$$

#### 3.2 재생 열교환기

재생 열교환기에서는 열교환 효율을  $\eta_{recup}$ 라고 할 때 식(3)의 관계가 성립하고, 열교환량은 식(4)와 같으며, 따라서 재생 열교환기 저온 측 출구 엔탈피  $h_3$ 는 식(5)와 같이 구해진다.

$$\eta_{recup} = \frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_7} \quad (3)$$

$$Q_{recup} = \dot{m}(h_6 - h_7) \quad (4)$$

$$h_3 = h_2 + \eta_{recup}Q_{recup} \quad (5)$$

이때 재생 열교환기의 입출구에서 각각 저온부의 온도가 고온부의 온도보다 낮아야 하는데, 입출구 각각에서 고온부 및 저온부의 온도 차이가 최소 5°C정도를 유지된다고 보았다.

#### 3.3 보일러

엔진 냉각수열을 회수하는 보일러에서는 보일러의 효율을  $\eta_{boiler}$ 라고 하면 보일러 입출구에서의 엔탈피 변화는 식(6)과 같다.

$$h_4 = h_3 + \eta_{boiler}Q_{cw}/\dot{m} \quad (6)$$

이때 보일러 출구 온도  $t_4$ 는 엔진에서 나오는 냉각수 온도  $tw_4$ 보다 5°C이상 낮게 형성되는 조건을 유지하는 것으로 설정하였다.

#### 3.4 과열기

배기열량을 회수하는 과열기에서는 과열기 효율이  $\eta_{sh}$ 일 때, 출구 엔탈피  $h_5$ 는 식(7)과 같다.

$$h_5 = h_4 + \eta_{sh}Q_{exh}/\dot{m} \quad (7)$$

#### 3.5 팽창기

팽창기에서는 팽창기 등엔트로피 효율을  $\eta_{e,is}$ 라고 하면, 팽창기 출구에서의 엔탈피  $h_6$ 는 식(8)과 같다.

$$h_6 = h_5 + \eta_{e,is}(h_{6s} - h_5) \quad (8)$$

팽창기의 이론출력  $L_{s,th}$ , 팽창기의 각종 손실을 고려한 축출력  $L_s$ , 그리고 축출력에서 순환펌프 동력을 제외한 사이클의 순수 출력  $L_{s,net}$ 을 각각 다음의 식(8a)(8b)및 (8c)로 표현할 수 있다.

$$L_{s,th} = \dot{m}(h_5 - h_{6s}) \quad (8a)$$

$$L_s = \eta_e L_{s,th} \quad (8b)$$

$$L_{s,net} = L_s - L_{pump} \quad (8c)$$

### 3.6 랭킨 사이클 효율

랭킨 사이클 효율은 차량에서 발생하는 폐열량을 기준으로 할 때, 다음의 식(9)로 나타낼 수 있다.

$$\eta_R = \frac{L_{s,net}}{Q_{boiler} + Q_{exh}} \quad (9)$$

### 3.7 응축기

응축기 입구에서의 엔탈피  $h_7$ 를 출구에서  $h_1$ 로 낮추어 주기 위한 응축기 용량은

$$Q_{cond} = \dot{m}(h_7 - h_1) \quad (10)$$

이상의 식(1)-식(10)까지의 관계식들을 가지고 Visual Basic 6.0<sup>8)</sup>을 이용하여 주어진 질량 유량에서 사이클 각 점에서의 엔탈피를 계산하고, Refprop 8.0<sup>9)</sup> 프로그램을 연동시켜 엔탈피 및 압력으로부터 해당 지점의 온도 및 건도(vapor fraction) 등을 구했다. 이때 각종 효율들 가운데 열교환 장치들인 재생 열교환기 효율( $\eta_{recup}$ ), 보일러 효율( $\eta_{boiler}$ ), 그리고 과열기 효율( $\eta_{sh}$ )은 모두 85% 간주하였고, 팽창기의 등엔트로피 효율( $\eta_{e,is}$ ) 및 팽창기 전효율( $\eta_e$ )은 각각 85% 및 75%, 피드 펌프의 효율은  $\eta_p=80\%$ 로 가정하였다. 계산 시작점으로 응축기 출구 온도를  $t_1=52^\circ\text{C}$ 에 고정하였다. 이는 응축 압력  $P_{cond}=15.8\text{ bar}$ 에 해당하는 응축온도  $t_{cond}=57.38^\circ\text{C}$ 에서 대략  $5^\circ\text{C}$ 의 과냉 조건을 유지하는 것이다. 응축기의 실제 포화 온도는 주변 공기의 온도 및 유속에 따라 변화하지만 여기서는 일단 외기온도가 일정하고 이에 따라 일정한 포화 온도를 유지한다고 가정하였다.

## 4. 작동 유체 순환량에 따른 사이클 변화

차량 속도가 120 km/hr 일 때, 냉각수 유량은 70 LPM이며 엔진에서 나오고 들어가는 냉각수의 온도는 각각  $100^\circ\text{C}$ 와  $94^\circ\text{C}$ 이고 이는 엔진 냉각수 폐열량 26.8 kW에 해당한다. 또한 이 속도에서의

배기 가스 열량은 27.4 kW이다. 주어진 공급 열량 조건에서 R134a의 순환 유량  $\dot{m}$ 가 적으면 각 점의 온도가 높아지게 되고,  $\dot{m}$ 이 많아지면 온도가 낮아지게 된다. 이상의 폐열회수 사이클 조건을 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Heat recovery cycle conditions

| Symbols    | Description                  | Value    |
|------------|------------------------------|----------|
| $P_{eva}$  | Super-heater/boiler pressure | 33 bar   |
| $P_{cond}$ | Condenser pressure           | 15.8 bar |
| $Q_{cw}$   | Engine coolant waste heat    | 26.8 kW  |
| $Q_{exh}$  | Exhaust gas waste heat       | 27.4 kW  |

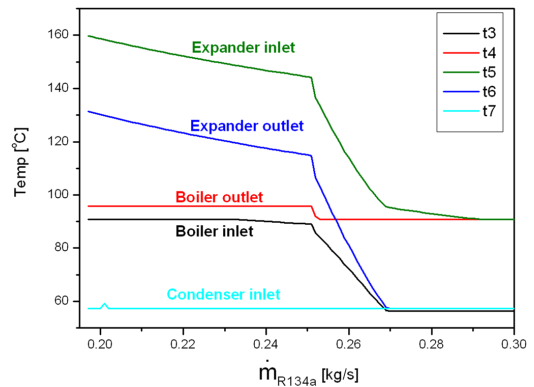


Fig. 4 Cycle temperatures vs. mass flow rate

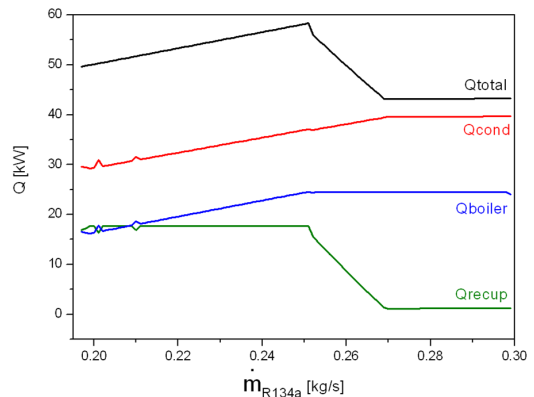


Fig. 5 Heat transfer rate at heat exchangers

Fig. 4 및 Fig. 5는 각각 질량 유량에 따른 사이클 각 점에서의 온도 변화와 각 열교환기에서의

열교환량 변화를 보여준다.  $\dot{m}$ 가 적으면 보일러에서 충분한 열교환이 이루어지지 못하므로 냉각수 열량을 다 받아들이지 못하게 된다.  $\dot{m}$ 가 증가하면 보일러에서 냉각수로부터 받아들이는 열량  $Q_{boiler}$ 가 함께 증가하다가,  $\dot{m}=0.251$  kg/s에서는 냉각수 열량 전부를 받아들이게 되고 그 이후로는  $\dot{m}$ 가 증가하여도  $Q_{boiler}$ 은 일정하게 변화가 없다.

보일러 출구 온도  $t_4$ 는 질량유량이 임계 유량점 ( $\dot{m}=0.251$  kg/s)에 이를 때까지는  $t_{4max}$  ( $=t_w4-5^\circ\text{C}$ )를 유지하다가  $\dot{m}$ 가 더 커지게 되면 감소하게 되는데, 이는  $Q_{boiler}$ 는 일정한데  $\dot{m}$ 가 증가하기 때문이다. 출구 온도  $t_4$ 가 포화온도( $tsat=90.83^\circ\text{C}$ )까지 감소하게 되면 이상영역(two phase)으로 들어가고 건도가 감소하게 된다. 배기 가스 폐열을 받아들이는 과열기에서는  $t_4$ 의 변화가 없는 한 일정량의 배기 가스열을 흡수한다고 가정하였다.

Fig. 6은 팽창기 이론출력( $L_{s,th}$ ), 축출력( $L_s$ ), 및 순수출력( $L_{s,net}$ )을 보여준다.  $\dot{m}$ 가 임계 유량점(0.251 kg/s)에 이르기까지는 각종 팽창기 출력이 계속 증가하여 임계 유량점에서 최대 출력을 보이고, 그 이후 임계 유량점을 지나고 나서는 계속 감소한다. 이는 임계 유량점 이전에서는  $\dot{m}$ 의 증가에 따라 보일러에서 얻는 열공급량이 증가하기 때문이고 임계 유량점을 지나서는 열공급량은 일정하지만 팽창기 입구 온도  $t_5$ 가 낮아지므로 랭킨 사이클 효율(Fig. 8)이 감소하기 때문이다.

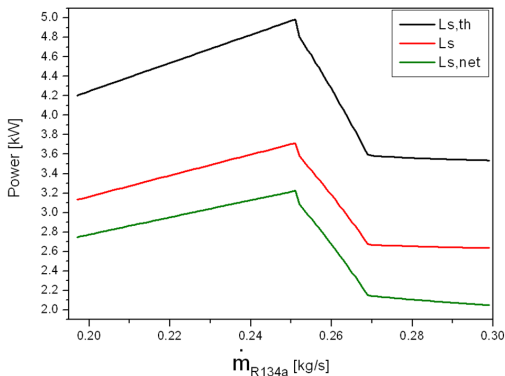


Fig. 6 Cycle temperatures vs. mass flow rate

Fig. 7은 질량유량  $\dot{m}$ 에 따른 팽창기 운전속도  $N$ 의 변화를 보여준다. 임계 유량점 이전에는  $\dot{m}$ 의 증가에 따라 팽창기 속도  $N$ 이 선형적으로 증가하지만 임계 유량점 이후로는 오히려  $N$ 이 감소한다. 이는 팽창기를 통과하는 질량 유량은 증가하지만 이상 상태로 들어가므로 작동 유체의 밀도의 증가가 더 커서 체적유량은 오히려 감소하기 때문이다.

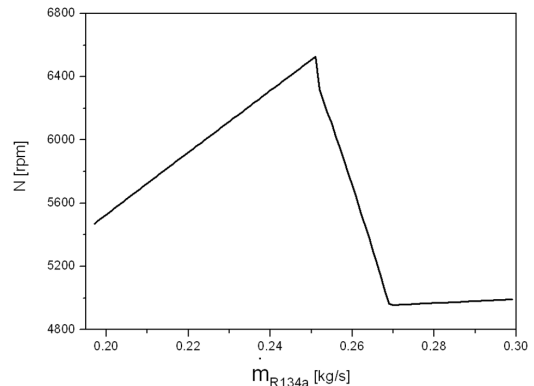


Fig. 7 Expander speed vs. mass flow rate

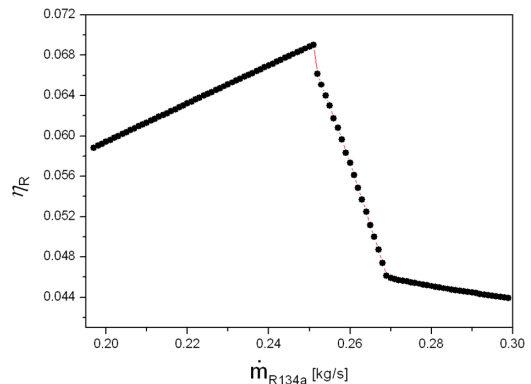


Fig. 8 Rankine cycle efficiency vs. mass flow rate

Fig. 8은 랭킨 사이클 효율을 보여준다. 임계 유량점까지는 선형적으로 계속 증가하다가 임계 유량점을 지나면서 사이클 효율이 급격히 감소한다. 이는  $\dot{m}$ 에 관계 없이 공급열량이 일정하므로  $\eta_R$ 의 변화 양상은 단순히 팽창기 출력 변화 양상과 같게 되기 때문이다. 최대 효율을 보이는 임계 유

량점에서 랭킨 사이클 효율은  $\eta_R = 6.90\%$ 이며, 팽창기 입구 온도는  $t_5 = 144.3^\circ\text{C}$ , 순수 출력은  $L_{s,net} = 3.22 \text{ kW}$ 이고, 팽창기 운전속도는  $N = 6527 \text{ rpm}$ 이다.

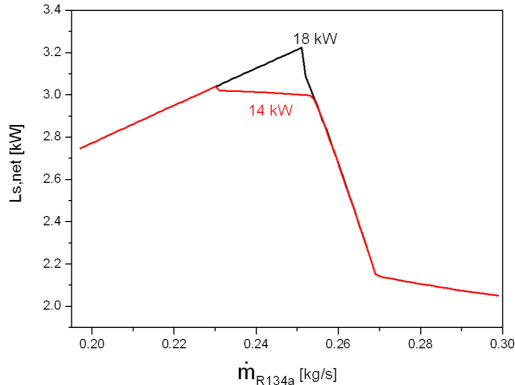


Fig. 9 Effect of recuperator capacity on expander output

Fig. 9는 재생열교환기의 용량이 팽창기 출력에 미치는 영향을 보여준다. 용량이  $Q_{recup} = 18 \text{ kW}$ 인 경우, 필요한 내부 열교환량을 다 충족시키지만, 이보다 작은 경우, 예를 들면  $Q_{recup} = 14 \text{ kW}$ 인 경우 내부 열교환이 부족하여 결국 팽창기 최대 출력이 감소하게 된다. 재생열교환기 용량이 작을수록 감소 폭은 더욱 커진다.

## 5. 연비 개선 효과

Fig. 10은 다양한 차량 속도에서 팽창기 순수 출력 최대치와 그때의 팽창기 운전속도 변화를 보여주며,

Fig.11은 연비 개선 효과에 해당하는, 차량 구동 동력 대비 팽창기 순수출력의 비( $L_{s,net}/L_{drive}$ )를 보여준다. 차속  $V=80 \text{ km/hr}$ 에서  $L_{s,net}/L_{drive} = 10.73\%$ 인 것을 제외하고는 전반적으로 다른 차속에서는 대략 12.04~12.18%의 연비개선 효과를 보인다.  $V=80 \text{ km/hr}$ 에서 낮은 값을 보인 것은 이 속도에서 상대적으로 값이 큰 구동 동력( $L_{drive}$ ) 데이터 값 (Fig.1) 때문이다.

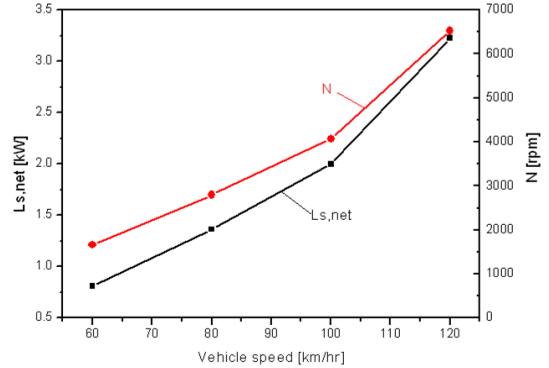


Fig. 10 Net power output and expander speed at various vehicle speeds

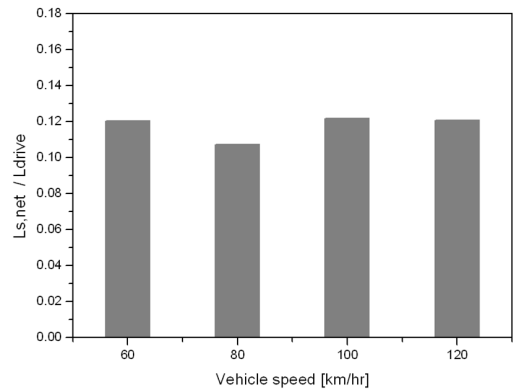


Fig. 11 Fuel consumption improvement by expander output

## 6. 결론

차량 엔진에서 회수한 폐열을 유용한 동력으로 전환하여 연비를 개선하기 위한 해석적 연구를 수행하였으며, 다음과 같이 그 결과를 요약할 수 있다.

(1) 고온의 배기 가스열과 저온의 냉각수 열을 한 개의 사이클을 통해 회수하고 스크롤 팽창기를 통해 축 동력으로 전환해 주는 통합 유기 랭킨 사이클을 제시하고,

(2) 사이클 해석을 통해 랭킨 사이클 효율과 팽창기 축 출력을 계산하고 각 차량 속도에서 최대의 출력을 얻을 수 있는 팽창기 운전 속도를 구하였다.

(3) 팽창기 출력을 엔진 출력에 연계한다면 연비 개선 효과는 차속 60 km/hr~120 km/hr 범위에서 약 12.1% 정도이다.

## 후 기

본 연구는 2011년도 인천대학교 학술연구조성비 지원에 의해 수행되었습니다.

## 참고문헌

1. H. Teng, G. Regner, and C. Cowland, 2007, "Waste heat recovery of heavy-duty diesel engines by organic Rankine cycle Part I:Hybrid energy system of diesel and Rankine engines", SAE Paper 2007-01-0537
2. H. Oomori and S. Ogino, 1993, "Waste heat recovery of passenger car using a combination of Rankine bottoming cycle and evaporative engine cooling system," SAE Technical Paper-930880
3. T. Endo, S. Kawajiri, Y. Kojima, K. Takahashi, T. Baba, S. Ibaraki, T. Takahashi and M. Shinohara, 2007, "Study on Maximizing Exergy in Automotive Engines," 2007 SAE 2007-01-257
4. D. A. Arias, T. A. Shedd and R. K. Jester, 2006, "Theoretical Analysis of Waste Heat Recovery from an Internal Combustion Engine in a Hybrid Vehicle", 2006 SAE 2006-01-1605
5. A. Boretti, 2012, "Recovery of exhaust and coolant heat with R245fa organic Rankine cycles in a hybrid passenger car with a naturally aspirated gasoline engine", Applied Thermal Engineering, Vol. 36, pp. 73-77
6. K. Kim, 2010, "Development of steam powered co-generation system for automobile fuel consumption improvement", Ministry of Knowledge Economy Technical Report(1), pp. 15-85
7. J. S. Yu, H. J. Kim and H. J. Kim, 2011, "Design of a scroll expander for waste heat recovery from engine coolant", Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 23, No. 12, pp. 815-820
8. Visual Basic 6.0, Microsoft Visual Basic Studio 6.0
9. Refprop 8.0, "Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties", NIST Standard Reference Data base 23, Version 8.0