

<학술논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2016.40.2.069>

ISSN 1226-4881(Print)
2288-5324(Online)

대형 가솔린 엔진의 폐열 회수 장치인 슈퍼히터의 최적 위치선정을 위한 시뮬레이션 연구 §

김세린* · 최경욱** · 이기형** · 김기범*†

* 충북대학교 기계공학부, ** 한양대학교 기계공학부

A Simulation Study for Selecting Optimum Position of a Superheater in a Waste Heat Recovery System Integrated with a Large Gasoline Engine

Se Lin Kim*, Kyung Wook Choi**, Ki Hyung Lee** and Ki Bum Kim*†

* Dept. of Mechanical Engineering, Chungbuk Nat'l Univ.,

** Dept. of Mechanical Engineering, Hanyang Univ.

(Received February 9, 2015 ; Revised November 2, 2015 ; Accepted December 29, 2015)

Key Words: Automotive Engine(자동차 엔진), Heat Exchanger(열교환기), Rankine Cycle(랭킨사이클), Waste Heat Recovery(폐열 회수), Two Phase Flow(이상유동)

초록: 최근 자동차 엔지니어들은 자동차 엔진의 열효율을 향상시키기 위한 수단으로 폐열 회수 기술에 많은 관심을 기울이고 있다. 배기량이 큰 가솔린 엔진은 대체로 V형인데, 열 회수를 위해 두 개의 슈퍼히터를 각각의 배기 다기관 가까이에 설치하는 것은 비용 면에서 효율적이지 않다. 하나의 슈퍼히터를 한쪽 배기 다기관에 최대한 가깝게 부착하면 좀 더 높은 열교환 효율을 얻을 수 있으나 폐열회수를 위한 배기가스의 유량은 절반이 된다. 반면에, 배기가스의 유량을 전부 이용하기 위하여 두 배기관이 합류된 지점에 슈퍼히터를 설치하면 배기가스의 온도는 많이 감소된다. 이 사실을 바탕으로 슈퍼히터의 최적 위치를 조사하기 위하여 상용 프로그램인 AMESim을 이용해 해석을 수행하였다. 이 때, 배기가스 유량 중 절반만을 사용하더라도 슈퍼히터를 배기 다기관과 최대한 가까이 부착하는 것이 엔진의 배기가스로부터 3.8 kW의 열을 더 회수할 수 있는 것으로 나타났다. 이 결과를 바탕으로 최적의 폐열 회수 모델을 도출하고 제안하였다.

Abstract: Recently, automotive engineers have paid much attention to waste heat recovery technology as a possible means to improve the thermal efficiency of an automotive engine. A large displacement gasoline engine is generally a V-type engine. It is not cost effective to install two superheaters at each exhaust manifold for the heat recovery purposes. A single superheater could be installed as close to the exhaust manifold as possible for the higher recovery efficiency; however, only half of exhaust gas can be used for heat recovery. On the contrary, the exhaust temperature is decreased for the case where the superheater is installed at a junction of two exhaust tail pipes. With the fact in mind, the optimum position of a single superheater was investigated using simulation models developed from a commercial software package (i.e. AMESim). It was found that installing the superheater near the exhaust manifold could recover 3.8 kW more from the engine exhaust despite utilizing only half of the exhaust mass flow. Based on this result, the optimum layout of an automotive waste heat recovery system was developed and proposed in this paper.

- 기호설명 -

\dot{Q} : 폐열 회수량 (kW)

\dot{W} : 단위시간당 일 (kW)

η_{th} : 열효율 (%)

§ 이 논문은 대한기계학회 2014년도 추계학술대회(2014. 11. 11.-14., 김대중컨벤션센터) 발표논문임.

† Corresponding Author, kimkb11@chungbuk.ac.kr

© 2016 The Korean Society of Mechanical Engineers

하첨자

exh : 배기가스

coolant: 냉각수

t : total
 HT : 고온 Loop
 LT : 저온 Loop

1. 서론

현재 자동차에 사용되는 내연기관은 공급된 화석 연료의 30% 정도만 동력으로 전환되고, 60% 이상의 에너지는 배기가스와 냉각 폐열로 버려지는데, 이는 에너지 효율 측면에서 볼 때 큰 손실이다.⁽¹⁾ 또한, 지구온난화에 주범인 이산화탄소에 대한 배출 규제가 강화되어 이를 만족시키기 위해서는 자동차 엔진의 연비 향상이 시급하다.^(2,3)

이러한 문제를 해결하기 위하여 엔진의 배기 및 냉각수의 폐열 에너지를 다시 사용하는 에너지 회수 시스템에 대한 연구가 활발히 진행되고 있는 추세이다.⁽⁴⁾ 이러한 시스템을 폐열 회수 시스템이라고 하는데, 폐열을 회수하는 방법은 크게 세 가지로 열전소자 발전, 랭킨 사이클, 터보컴파운드 시스템 등을 이용하는 방법이 있다. 이 중 폐열 회수율이 뛰어난 랭킨 사이클이 주목을 받고 있다.⁽⁵⁾

랭킨 사이클 시스템의 최적 효율을 위하여 펌프, 팽창기의 선택도 중요하지만 시스템의 엑서지 파괴는 열교환기에서 가장 크게 발생한다.⁽⁶⁾

따라서 본 연구에서는 랭킨 사이클 히터 부분인 보일러와 슈퍼히터의 위치에 따라 폐열 회수율이 어떻게 달라지는지 2가지 모델을 가지고 평가해 보았으며 자동차의 폐열 회수를 위한 최적의 랭킨사이클 시스템 설계를 수행하였다.

2. 모델링

2.1 랭킨사이클 시스템

증기 사이클 시스템의 이상적인 시스템이 랭킨 사이클 시스템이다. Fig. 1에서 보여지는 것처럼 랭킨사이클 시스템은 펌프에서 작동 유체가 단열 상태로 압축되어(1→2) 히터로 공급된다. 작동유체는 히터에서 일정한 압력 상태로 가열 되어 과열 증기 상태가 된다(2→3). 과열된 증기는 터빈에서 단열 팽창 과정을 거쳐 동력을 생산된 뒤(3→4), 압력이 떨어지고, 작동 유체 중 남은 증기를 응축기에서 액화시켜(4→1) 다시 펌프로 보내지는 과정을 반복한다.

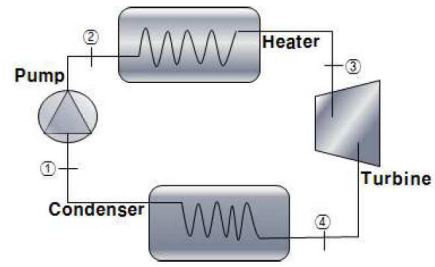


Fig. 1 A schematic diagram of the Rankine cycle system

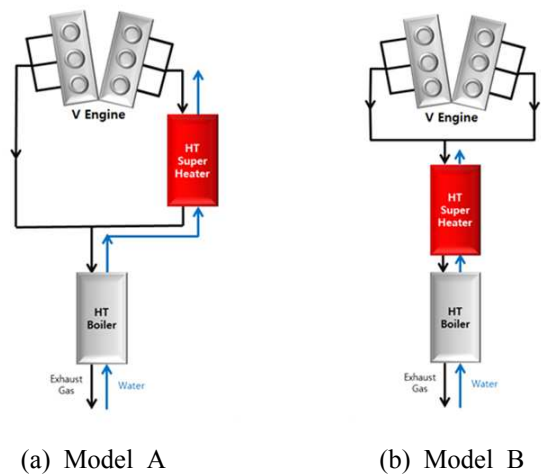
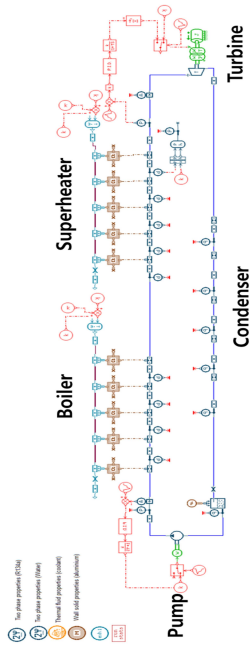


Fig. 2 Schematics of two different layouts for superheater

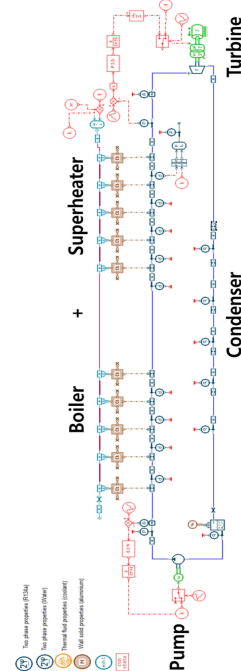
2.2 슈퍼히터의 배열

배기 폐열을 효율적으로 회수하기 위해선 히터의 위치가 중요하다. 배기량이 큰 엔진의 경우 V형의 엔진이 대다수 인데, 이 경우 배기다기관이 양쪽에 위치하게 된다. 엔진 배기 밸브에서 가솔린 엔진의 배기 온도는 최대 약 900℃에 이르거나 엔진에서 멀어질수록 엔진 배기온은 급격히 감소한다. 따라서 슈퍼히터를 최대한 배기다기관 가까이 부착하는 것이 중요하다. Fig. 2(a)의 모델 A의 경우, 슈퍼히터를 엔진과 가까이 부착하여 전체 배기가스 중 절반만이 슈퍼히터를 통과하여 열 교환하고, 나머지 배기가스는 슈퍼히터를 통과한 배기가스와 합쳐진 후 보일러를 통해 열을 교환 하는 방식이다. 이 모델은 슈퍼히터의 입구에서 고온의 배기가스를 얻을 수 있으나 배기 유량의 절반만 사용하는 단점이 있다. 이에 반해 Fig. 2(b)의 모델 B는 슈퍼히터가 두개의 배기다기관이 합쳐지는 지점에 위치하여 전체 배기 유량을 사용하게 된다. 이 두 가지 경우를 비교하

기 위해 Fig. 3처럼 AMESim 상용프로그램을 이용하여 해석 모델을 개발하였다. 이는 다양한 산업분야의 기계 및 전자 장치를 간단한 요소들로 구성하여 장치의 거동을 쉽게 해석할 수 있는 프로그램이다.



(a) Model A



(b) Model B

Fig. 3 Two simulation models for selecting optimum position of a single superheater

이 해석 모델의 작동 유체로 물을 사용하였고, 시스템 과정 중 상변화가 일어나기 때문에 프로그램 상의 이상 유동 요소를 사용하였다.

모델 A와 B의 경우 펌프, 터빈, 응축기는 모두 동일한 상태이고, 히터의 경우 크기는 동일하나 유로 설정을 다르게 해주었다. Fig. 3(a)는 배기가스가 슈퍼히터로 들어갈 때와 보일러로 들어갈 때 온도와 유량을 각각 입력해 줄 수 있도록 모델링하였고, Fig. 3(b)는 슈퍼히터와 보일러가 연속적으로 위치해있기 때문에 배기가스의 물성치를 한번만 입력해 주도록 모델링하였다. 또한 배기가스 파이프로부터 배기가스가 물에 전달한 열의 양을 알 수 있는데, 이것을 모두 더하면 배기가스로부터 폐열이 어느 정도 회수되었는지 알 수 있다.

3. 해석 및 실험 결과

Fig. 4는 실험 데이터와 모델 A의 해석 데이터를 비교한 그래프로 각 포인트 별 배기가스와 물의 온도를 측정하여 비교하였다. 포인트 1과 2는 슈퍼히터에서의 배기가스 입구와 출구, 포인트 3과 4는 보일러에서의 배기가스 입구와 출구를 나타낸다. 포인트 5는 보일러로 물이 들어갈 때의 온도를 뜻하고, 포인트 6은 보일러 출구에서의 온도를 의미한다. 물의 유로를 기준으로 봤을 때 보일러 출구와 슈퍼히터의 입구는 같은 지점이다. 마지막으로 포인트 7은 슈퍼히터에서 물이 나오는 지점이다.

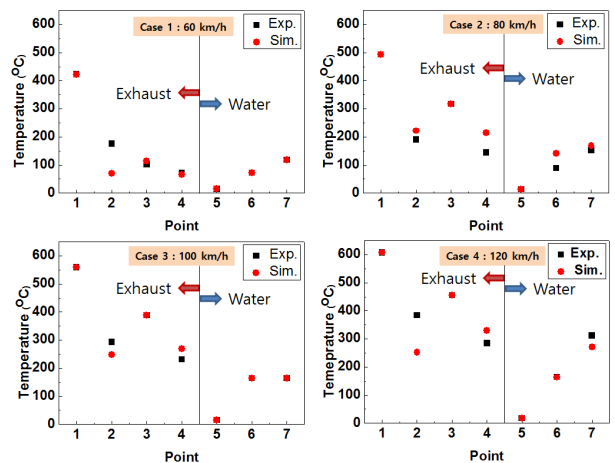


Fig. 4 Exhaust and water temperatures in superheater and boiler of model A

Table 1 Engine specifications

Engine	V6 3.3 L GDI
Max power	294 hp (@6400 rpm)
Max torque	35.3 kg-m (@5200 rpm)
Combined F.E.	10.0 km/L
City F.E.	8.4 km/L
Highway F.E.	13.1 km/L
CO2 emission	178 g/km
Type	V6 GDI DOHC
Number of Cylinder	6
Cylinder bore	92 mm
Cylinder stroke	83.8 mm
Swept volume	3342 cc
Compression ratio	11.5:1

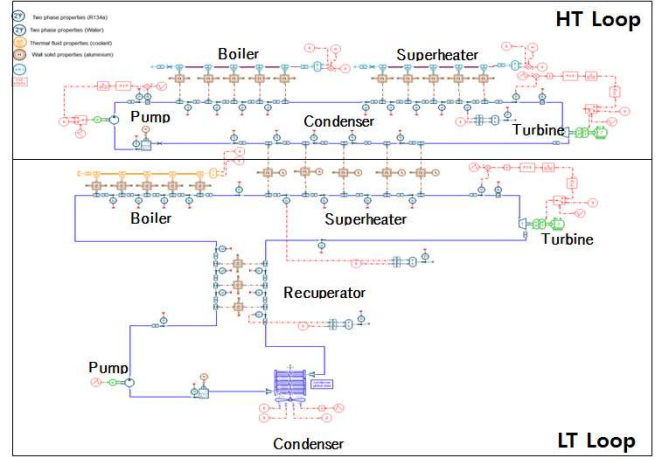


Fig. 6 Two loop waste heat recovery system model developed in this study

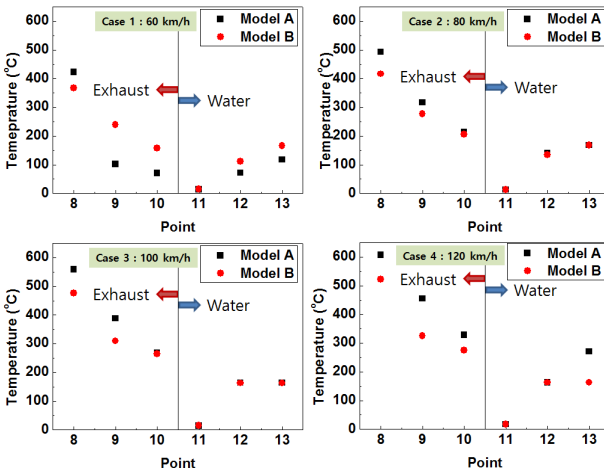


Fig. 5 Comparison of Exhaust and water temperatures in superheater and boiler of Model A and B

실험은 자동차 운전 속도에 따라 4가지 경우에 대해서 수행하였다. 이때 자동차 운전 속도는 60 km/h에서 120 km/h까지 20 km/h 간격으로 네 가지 다른 속도별 배기가스의 온도를 측정하였다. 실험은 3.3 L의 GDI 가솔린 엔진을 사용하였으며, 엔진의 사양은 Table. 1에 정리하였다. 해석모델의 입력 값은 슈퍼히터로 들어가는 배기가스의 질량 유량과 온도를 사용하였다.

실험 결과는 실험 중 열손실로 인하여 해석 결과와 약간의 오차가 있으나, 오차율은 10%이내이며 경향성은 잘 일치한다.

Fig. 5는 모델 A와 B의 배기가스 및 물의 온도를 비교한 그래프이다. 포인트 8은 슈퍼히터에서의 입구, 포인트 9는 보일러에서의 입구, 포인트 10은 보일러의 출구를 의미한다. 포인트 11은 보일러에서의 입구, 포인트 12는 슈퍼히터에서의

입구, 포인트 13은 슈퍼히터의 출구를 의미한다. 모델 A와 B의 데이터를 비교해보면 큰 차이가 없는 것처럼 보이지만 자동차의 운전속도가 120km/h일 때 모델 A가 B보다 물이 더 끓었다는 것을 알 수 있다. 이 때 폐열 회수율의 차이는 약 3.8 kW이다. 따라서 폐열 회수 효율은 모델 A가 B보다 더 좋다는 것을 알 수 있다.

위의 결과를 바탕으로 개발한 자동차 폐열 회수 시스템을 Fig. 6에 나타내었다. 본 시스템은 대적으로 온도가 높은 배기 폐열을 회수하기 위하여 물을 작동유체로 사용하는 고온 루프와 온도가 낮은 냉각 폐열을 회수하기 위하여 R-1234yf를 작동유체로 사용하는 저온 루프로 구성되어 있다. 여기서 고온 루프의 콘덴서는 저온 루프에서의 슈퍼히터의 역할을 동시에 수행함으로써 일종의 복합 사이클 시스템이다. 따라서 전체 폐열 회수량 (\dot{Q}_t)은 다음 식 (1)을 이용하여 구할 수 있다.

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}_{exh} + \dot{Q}_{coolant} \quad (1)$$

각각 루프(HT, LT)의 단위시간 당 일의 양 ($\dot{W}_{HT}, \dot{W}_{LT}$)은 터빈이 생산한 일(\dot{W}_o)과 펌프가 소비한 일(\dot{W}_i)의 차이로 구할 수 있고, 전체 루프의 단위시간 당 일(\dot{W}_t)의 양은 각각 루프의 단위시간 당 일의 양을 합한 값과 같다.

$$\dot{W}_{HT} = \dot{W}_{o,HT} - \dot{W}_{i,HT} \quad (2)$$

$$\dot{W}_{LT} = \dot{W}_{o,LT} - \dot{W}_{i,LT} \quad (3)$$

$$\dot{W}_t = \dot{W}_{HT} + \dot{W}_{LT} \quad (4)$$

따라서 폐열회수 시스템의 열효율(η_{th})은 다음 식 (5)를 이용하여 구할 수 있다.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{Q}_t} \times 100(\%) \quad (5)$$

배기 가스의 온도가 700 °C일 때에 배기 폐열 및 냉각 폐열로부터 회수한 열은 23.2 kW이고, 재생 동력은 2.2 kW이며, 폐열회수 시스템의 열효율은 9.5%이다.

4. 결 론

(1) 랭킨 사이클을 이용한 자동차 배기 폐열의 효율적인 회수를 위하여 히터의 배열에 따른 두 가지의 모델을 개발하여 폐열 회수량을 평가하였다.

(2) 해석모델의 신뢰성을 평가하기 위하여, 모델 A의 해석결과를 실험결과와 비교하였다. 대부분 측정 위치에서 해석 결과는 실험 결과와 잘 일치했으며, 소수 측정 위치에서 열손실로 인한 실험오차가 있으나, 이 오차 또한 최대 10% 이내로, 본 연구에서 개발한 해석 모델은 실제 경향성을 잘 묘사하는 것으로 판단된다.

(3) 자동차의 운전속도가 120 km/h일 때, 과열증기의 온도는 모델 B보다 모델 A에서 더 높았다. 이는 모델 A가 약 3.8 kW정도의 열량을 배기폐열로부터 더 회수할 수 있기 때문인데, 본 연구에서 사용된 배기량의 엔진에서 더 효율적인 폐열회수를 위한 매개변수는 배기가스의 유량보다 배기가스의 온도가 더 중요한 것으로 사료된다.

(4) 최적의 배열을 적용하여 실차에 적용 가능한 폐열회수시스템 모델을 최종 개발하였다.

후 기

본 논문은 한국연구재단 일반연구자 지원사업

(2012R1A1A1002577)의 지원으로 수행되었으며, 관계 기관에 감사의 뜻을 전합니다.

참고문헌 (References)

- (1) Cha, W. S., Choi, K. W., Kim, K. B. and Lee, K. H., 2012, "A Study on the Way to Improve Efficiency of a Waste Heat Recovery System for an Automotive Engine," *Trans. Korean Soc. Automotive. Eng.* Vol. 20, No. 4, pp. 76~81.
- (2) Stobart, R. and Weerasinghe, R., 2006, "Heat Recovery and Bottoming Cycles for SI and CI Engines-A Perspective," *Society of Automotive Engineering*. 2006-01-0662.
- (3) Endo, T., Kawajiri, S., Kojima, Y., Takahashi, K., Bada, T., Ibaraki, S., Takahashi, T. and Shinohara, M., 2007, "Study on Maximizing Exergy in Automotive Engines," *Society of Automotive Engineering*. 2007-01-0257.
- (4) Teng, H., Regner, G. and Cowland, C., 2007, "Waste Heat Recovery of Heavy-Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part I: Hybrid Energy System of Diesel and Rankine Engines," *Society of Automotive Engineering*. 2007-01-0537.
- (5) Saadatfar, B., Fakhrai, R. and Fransson, T., 2013, "Waste Heat Recovery Organic Rankine Cycles in Sustainable Energy Conversion: A State-of-the-Art Review," *Journal of MacroTrends in Energy and Sustainability*, Vol. 1, No. 1, pp. 161~188.
- (6) Glavatskaya, Y., Podevin, P., Lemort, V., Shonda O. and Descombes, G., 2012 "Reciprocating Expander for an Exhaust Heat Recovery Rankine Cycle for a Passenger Car Application," *Energies*, Vol. 5, No. 6, pp. 1751~1765.