

자동차 배기열 재순환장치의 열교환 특성에 관한 연구

홍영준¹, 최두석^{2*}, 정영철², 김종일³

¹공주대학교 대학원 기계공학과, ²공주대학교 기계자동차공학부, ³동원테크(주)

Study on Heat Exchanging Characteristics of Automobile Exhaust Heat Recirculation Device

Young Jun Hong¹, Doo seuk Choi^{2*}, Young Chul Jung² and Jong IL Kim³

¹Dept. of Mechanical Engineering, Graduate School, Kongju National University,

²Div. of Mechanical & Automotive Engineering, Kongju National University,

³Research Team Dongwon Tech. Co, Ltd R&D Center,

요 약 최근에 연비향상을 위해 다양한 기술들이 개발 중에 있다. 본 연구의 목적은 배기열 재순환장치의 열교환 성능을 평가한 후 최적 성능의 모델을 제안하는데 있다. 이 장치는 버려지는 배기열을 이용하여 가능한 한 빠르게 엔진 냉각수를 워업 시키도록 설계하였다. 이 목적을 달성하기 위하여 CFD를 이용하여 냉각수의 흐름 방향과 냉각수의 유입 유출 위치에 따른 열유동 특성을 분석하고, 열교환 효율을 상승시키기 위한 방법을 제시하였다. 그 결과 냉각수 유량이 적고, 배기가스와 냉각수의 유로를 각각 구성하여 배기가스의 열이 직접적으로 냉각수에 영향을 미치는 구조가 가장 열교환 효율이 좋은 것으로 나타났다.

Abstract Recently, various technologies for the fuel efficiency improvement are being developed. The purpose of this study is to evaluate the heat exchanging performance of a exhaust heat recirculation device and to propose a model with optimized performance. The device has been designed to warm up engine coolant as quickly as possible using wasted exhaust heat. To achieve these goals, heat transfer characteristics has been analyzed using CFD for the flow direction effect and in/out location effect of coolant. A method improving the effectiveness of heat exchange has been proposed. As a result, the highest efficiency in heat exchange was observed on condition that exhaust heat affects the coolant directly with a separate flow path between exhaust gas and coolant and that coolant flow rate is relatively low.

Key Words : Exhaust heat recirculation device, Warm-up, Heat transfer characteristics, Heat exchanging efficiency, Computational fluid dynamics, Waste heat recirculation

1. 서론

최근 원유 가격이 지속적으로 상승하고 온실가스 감축에 대응하기 위해 연비에 대한 관심이 크게 증가하고 있다. 이에 따라 주요 자동차 생산업체들이 연비 규제 강화 정책 대응 방안으로 차체의 경량화, 엔진 효율 증대, 변속기 전달효율 증대 등 다양한 기술 개발을 진행하고 있으며, 동시에 강화되는 환경규제에 대응할 수 있는 시스템

을 개발하기 위하여 노력하고 있다[1,2].

자동차 기관에 따라 약간의 차이는 있지만 사용되는 연료의 열에너지 100% 중 자동차에 사용되는 내연기관의 열효율은 40%를 넘지 못하고 배기가스로 대기 중으로 배출되는 열 에너지는 약 30%가 버려지는 실정이다[3].

배기열 재순환장치는 버려지는 배기열을 사용하여 엔진의 워업에 사용되는 장치이다. 또한, 배기에너지를 회수하는 가장 효과적인 방법은 배출되는 고온의 열을 그

본 연구는 지식경제부 지정 공주대학교 자동차의장 및 편의부품 지역혁신센터의 지원에 의한 것입니다.

*교신저자 : 최두석(dschoi@kongju.ac.kr)

접수일 11년 06월 28일 수정일 (1차 11년 08월 12일, 2차 11년 09월 22일, 3차 11년 10월 05일) 게재확정일 11년 10월 06일

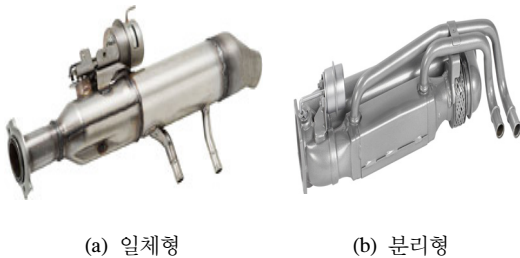
대로 재사용하는 것이다.

따라서 본 연구에서는 배기 에너지를 회수하여 재사용할 수 있는 모의 배기열 재순환장치를 설계, 제작한 후 전산 유체 해석을 통해 열교환 특성을 평가하고 효과적인 모델을 제안하고자 한다.

2. 모델 및 성능 해석방법

배기열 재순환장치는 엔진의 설계 변경이 없이 적용이 가능하며, 냉각수가 배기열을 회수하는 열교환부와 배기 가스 유동을 제어하는 배기유동 제어부로 나누어진다. 열교환부는 배기가스의 열을 회수하는 역할을 하며, 배기유동 제어 부는 엔진 냉각수가 워업이 완료된 후에 배기열을 지속적으로 회수할 경우 냉각부하가 커지기 때문에 워업 전과 후의 배기가스 유동을 제어하는 기능을 한다. 배기열 재순환장치는 열교환부와 배기유동 제어부 구조에 따라 다양한 형상을 갖는다.

그림 1. (a)은 일체형으로 기존의 배기관 내부에 열교환기부와 배기유동 제어부를 두어 내부적으로 배기가스의 바이패스 유로를 두는 구조이며, 제작비용이 저렴하고, 배기가스와 냉각수 유로 변경이 간편하여 공간 활용도가 높다. 반면에 그림 1. (b)은 분리형으로 배기가스 유로를 열교환기 유로와 배기유동 제어부를 구분하는 구조이며, 효율이 높지만 제작비용이 높은 단점이 있다.



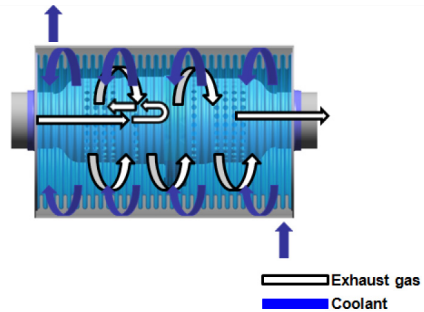
[그림 1] 배기열 재순환장치의 형상
[Fig. 1] Exhaust heat recovery device

2.1 해석 모델

본 연구에서 사용된 배기열 재순환장치는 일체형 구조로 냉각수 유로의 위치에 따라 모델을 제작하였으며, 유동해석 및 열전달 해석은 Solid works의 유동해석 소프트웨어 Flow simulation을 사용하여 최적모델을 도출하였다.

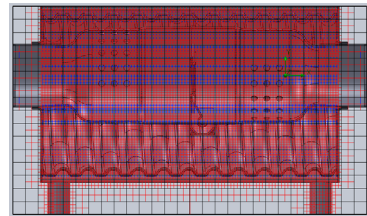
그림 2는 배기열 재순환장치의 열유동 해석 모델을 도시한 것이다. 배기열 재순환장치 안쪽에 있는 배기관에 배기가스가 바이패스 될 수 있도록 배기유동 제어부를

구성하였고, 냉각수 유로는 주름관 형태로 배열하여 접촉 면적을 넓게 하여 열교환부 효율을 향상시킨 구조이며, 배기 시스템 중 촉매컨버터 후단에 장착되고, 배기가스는 열교환부의 입구에서 유입되어 출구방향으로 배출되는 방식으로 설계 하였다. 또한 워업 후에는 배기열 재순환 장치의 배기가스 압력을 제어하는 밸브가 열려 배기가스가 바이패스 되지 않고 대기 중으로 배출되며 열교환은 이루어지지 않는 구조이다.



[그림 2] 열 유동방향
[Fig. 2] Heat flow

그림 3은 본 연구 해석에 사용된 격자로 육면체 구조의 Mesh를 가지고 있으며, Fluid cells는 295,830개, Solid cells는 33,455개, Partial cells는 351,689개로 구성되어 있다.



[그림 3] 해석에 사용된 격자
[Fig. 3] Heat exchanger mesh cells

2.2 지배방정식 및 경계조건

본 연구에서 배기열 재순환장치 내부의 배기가스 유동은 정상상태의 난류 유동으로 가정하였으며, 연구에 사용된 해석 소프트웨어에서 적용된 연속 방정식, 운동 방정식, 난류 운동에너지 방정식은 식(1), (2), (3)와 같다. 또한 난류 운동에너지 소산 방정식은 식(4), (5)와 같다.[4]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \mu_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho \mu_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \mu_i \mu_j) + \frac{\partial P}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + S_i, \quad (2)$$

$i = 1, 2, 3$

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial \rho \mu_i H}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} (\mu_j (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + q_i) + \frac{\partial p}{\partial t} \quad (3)$$

$$-\tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + p\epsilon + S_i u_i + Q_H, \quad H = h + \frac{u^2}{2}$$

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + S_k \quad (4)$$

$$\frac{\partial \rho \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + S_\epsilon \quad (5)$$

그리고 난류 모델은 k-ε Turbulent 모델을 사용하였으며, 실험조건은 표 1과 같이 차량의 저속 조건으로 자동차의 시동을 켜놓고 주행을 하지 않는 조건에서의 입구부 경계조건으로는 0.011kg/s의 균일한 배기가스의 유속을 적용하였으며, 이때의 배기가스 온도는 473K로 설정하였으며, 출구부의 경계조건은 대기압 조건으로 설정하였다. 또한 냉각수 조건은 워엄 조건으로 0.033kg/s의 냉각수 유속을 적용하였으며, 이때의 냉각수 온도는 298K로 설정하였다.

[표 1] 실험조건

[Table 1] System test matrix

Exhaust gas		Coolant	
Temperature [K]	Flow rate [kg/s]	Temperature [K]	Flow rate [kg/s]
473	0.011	298	0.033

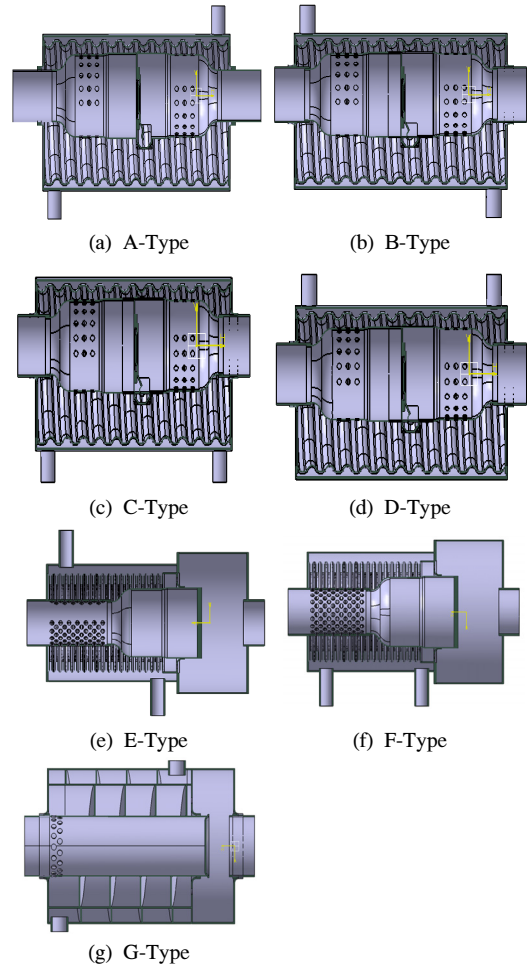
2.3 수치 해석 기법

유동을 해석하기 위하여 사용 CFD 코드인 Flow simulation을 사용하였으며, 수렴조건은 각 셀에 대한 운동량 유수의 합 및 연속방정식의 유수의 합이 모두 10-3 이하로 되도록 선정하였다.

2.4 배기가스 유동 해석 모델

그림 4는 배기열 재순환장치의 배기가스 압력을 제어하는 밸브의 위치와 냉각수 유량에 따른 배기열 재순환장치의 유동해석 모델 7종류를 나타낸 것이다. 각각 모델은 냉각수 입구와 출구를 대향류 방향으로 하였으며 A-Type, B-Type, C-Type, D-Type은 냉각수 유량이 1,200cc이고, E-Type, F-Type은 400cc로 G-Type은 500cc로 제작 하였다. 모든 모델은 엔진으로부터 배출된 배기가스가 배기열 재순환장치로 유입되며 배기열 재순환장

치의 배기가스 압력을 제어하는 밸브에 직접 충돌하고, 천공을 통해 배기열 재순환장치의 내부로 이동되며, 포집된 고열의 배기가스는 냉각수 유로에 접촉되면서 열교환이 이루어지도록 제작하였다.



[그림 4] CFD 모델

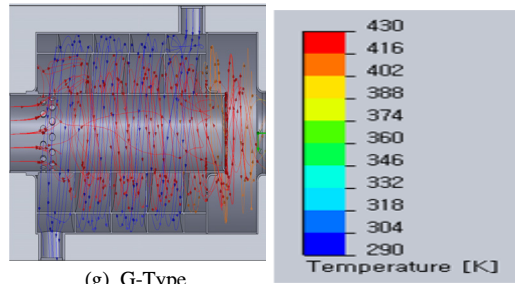
[Fig. 4] CFD Simulation model

3. 결과 및 고찰

배기열 재순환장치의 내부를 흐르는 유체의 배치는 두 가지로 할 수 있다. 즉 평행류와 대향류로 구분할 수 있는데, 평행류(Parallel flow)에서는 고온 기체와 저온 유체가 동일한 방향으로 유입되어 동일한 방향으로 유출되는 구조이며, 대향류(Counter flow)는 고온 기체와 저온 유체가 배기열 재순환장치의 반대쪽으로 들어가서 서로 반대 방향으로 흐르는 구조이다.

대향류 열교환 장치에 대한 대수 평균 온도차는 평행류 열교환 장치의 경우에 비해 언제나 크며 열교환기에 있어서 대향류 배열을 하는 것이 실용적이다. 따라서 대향류로 유동 해석을 수행하였다.

그림 5는 내부 형상이 다른 7개의 모델을 나타낸 것으로, 각각 모델은 대향류로 해석 하였다. 해석 결과 배기열 재순환장치로 유입된 가스는 온도가 하강하여 배출되는 것을 확인할 수 있었으며, 고온의 배기가스는 배기열 재순환장치의 내부로 유입되고, 배기열 재순환장치의 배기가스 압력을 제어하는 밸브에 부딪혀 잔류유동이 발생하며, 진공을 통해 이동되고, 이때 열교환이 이루어지게 된다. 또한 밸브는 배기가스 유량 제어 밸브로서 압력이 상승하면 밸브가 열려 배압의 영향을 제어 한다. 주름관 구조의 배기열 재순환장치 내부에서는 고온의 배기가스와 냉각수의 열교환 과정이 발생하며 엔진 율입 성능을 향상 시킨다. 또한 냉각수의 유입관과 유출관의 위치에 따라 냉각수와 배기가스의 열교환에 의한 온도변화가 다르게 나타나는 것을 확인할 수 있었다.



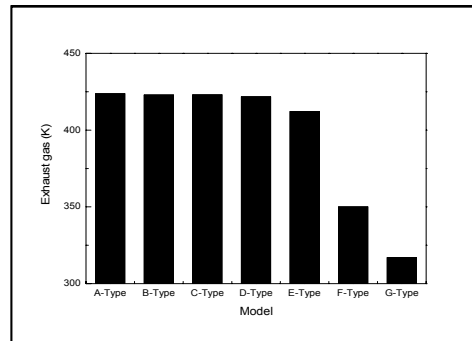
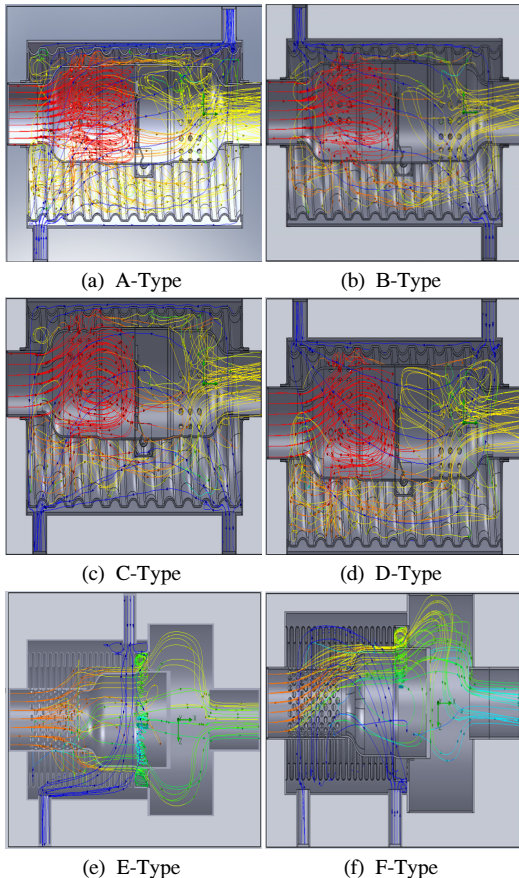
(g) G-Type

[그림 5] CFD 결과

[Fig. 5] Parallel flow and counter flow CFD result

그림 6은 배기가스 입구온도가 473K일 때 모델별로 열교환 이후 배기가스 출구온도를 나타낸 것이다.

해석 결과 배기가스 출구온도는 열교환 과정을 거치면서 A-Type, B-Type, C-Type, D-Type보다 냉각수 유량이 적은 E-Type, F-Type, G-Type 모델에서 온도가 더 많이 하강하는 것을 확인할 수 있었다. 가장 좋은 모델인 G-Type은 냉각수 유량이 적고, 배기가스와 냉각수의 유로를 각각 구성하여 배기가스의 열이 직접적으로 냉각수에 영향을 미치는 구조로 되어 있기 때문에 온도가 가장 많이 하강 하였다고 사료된다.

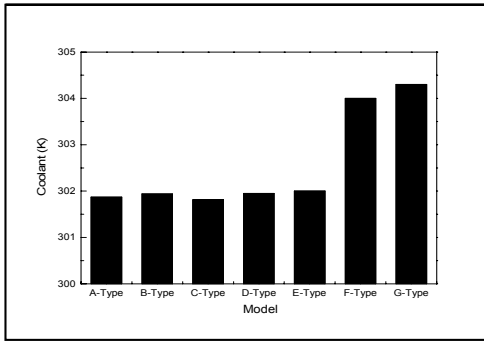


[그림 6] 배기가스 출구 온도 성능 평가

[Fig. 6] Effect by exhaust heat recovery module for various exhaust gas outlet temperature

그림 7은 냉각수 입구온도가 298K일 때 모델별로 냉각수 출구온도를 나타낸 것이다.

냉각수는 출구 온도가 G-Type 모델에서 가장 많이 상승된 것을 확인할 수 있었다. 이것은 냉각수 유량이 적고, 냉각수의 유동 흐름 방향과 배기가스의 유동 흐름 방향을 각각 구성하였으므로 배기가스와 냉각수의 지속적인 열교환을 통해 냉각수 온도가 가장 높게 상승 했다고 사료된다.



[그림 7] 냉각수 출구 온도 성능 평가
 [Fig. 7] Effect by exhaust heat recovery module for various coolant outlet temperature

본 연구에서 배기열재순환장치 A-Type, B-Type, C-Type, D-Type은 E-Type, F-Type, G-Type보다 냉각수량을 많이 포함하고 있어 냉각수의 흐름이 원활하지 못하였으며, E-Type, F-Type은 내부 형상 중 주름관에서의 냉각수의 정체 현상으로 인해 열교환 효율에서 G-Type에 미치지 못함을 확인 하였다.

따라서 본 연구에서는 단순한 밸브방식으로 구성된 배기열 재순환장치 내부에서 배기가스가 정체되지 않고 효율적으로 열교환이 이루어질 수 있는 모델을 제시하였으며, 향후 연구에서는 열교환 효율의 극대화를 위하여 배기열 재순환장치의 형상에 대한 연구의 진행이 필요하다고 판단한다.

4. 결론

본 연구에서는 배기열 재순환장치의 열교환 효율을 높일 수 있는 배기가스 유동방향과 냉각수의 유량에 대하여 모델별로 분석하였으며, 이러한 결과로서 열교환 효율을 상승시키기 위한 결정 방법으로 다음과 같은 결론을 얻게 되었다.

1. 냉각수 출구 온도가 가장 높고 배기가스 출구 온도가 가장 낮은 G-Type 모델이 배기가스의 열이 직접적으로 냉각수에 영향을 미치며 냉각수 유량이 적어 열교환 효율이 높다고 판단된다.
2. 배기가스와 냉각수 유로가 독립적으로 구성되어 있는 G-Type 모델이 배기가스 출구의 온도가 가장 많이 하강하고, 냉각수 온도는 가장 많이 상승하였으므로 효율적인 모델이라고 판단할 수 있다.
3. 자동차 배기량에 따라 배기가스 유입 유량과 냉각수 공급 유량을 조절하면 모든 차종에 적용이 가능하다.

References

[1] Richard Stobart and Rohitha Weerasinghe, "Heat Recovery and Bottoming Cycles for SI and CI Engines - A Perspective" , 2006-01-0662, 2006

[2] T. Endo, S. Kawajiri, Y. Kojima, K. Takahashi, T. Bada, S. Ibaraki, T. Takahashi, M. Shinohara, "Study on Maximizing Exergy in Automotive Engines", SAE Paper NO.2007-01-0257, 2007.

[3] Lee, H. K, Heo, Y. S, Lee, D. H, Bae, S. J, Hwang, J. S, Chung, Y. D, Lee, S. H, Kim, T. J, 2010, "Analysis of Thermal Fluid of Engine Heat Recirculation Device for Engine Fast Warm-up" Annual Conference of the KSAE pp. 266-269, 2010.

[4] NIKA GmbH, "COSMOS-FloWorks User's Manual", 2007.

홍 영 준(Young Jun Hong)

[준회원]



- 2010년 2월 : 공주대학교 자동차 공학과 (공학사)
- 2010년 3월 ~ 현재 : 공주대학교 기계공학과 (공학석사)

<관심분야>
 클린디젤기관 및 대체연료

최 두 석(Doo Seuk Choi)

[정회원]



- 1981년 2월 : 충남대학교 기계공학과(공학사)
- 1984년 2월 : 충남대학교 기계공학과(공학석사)
- 1996년 8월 : 충남대학교 기계공학과(공학박사)
- 2010년 1월 ~ 현재 : 한국자동차공학회 대전·충청지부 지부장
- 2010년 2월 ~ 현재 : 공주대 그린카기술연구소장
- 2006년 6월 ~ 2008년 6월 : 공주대 산학협력단장
- 1994년 3월 ~ 현재 : 공주대 기계자동차공학부 교수

<관심분야>
 클린디젤기관 및 대체연료

정 영 철(Joung Chul Jung)

[정회원]



- 1995년 2월 : 한밭대학교 기계공학(공학사)
- 2006년 2월 : 충남대학교 기계공학(공학석사)
- 2010년 2월 : 충남대학교 기계공학(공학박사)

<관심분야>

클린디젤기관 및 대체연료

김 종 일(Jong IL Kim)

[정회원]



- 1989년 2월 : 영남대학교 정밀기계공학과(공학사)
- 1989년 3월 ~ 현재 : 동원테크(주) 기술연구소 이사

<관심분야>

자동차 진동소음, 배기후처리