

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2008.32.10.769

디젤 자동차용 딴플 사각 튜브형 EGR Cooler 의 열교환기 효율에 관한 연구

서영호* · 허성찬* · 구태완** · 송우진*** · 김 정** · 강범수 †
(2008년 5월 30일 접수, 2008년 9월 1일 수정, 2008년 9월 20일 심사완료)

Study on Heat Exchanger Efficiency of EGR Cooler with Dimpled Rectangular Tube Shape for Application of Diesel Vehicles

Young-Ho Seo, Seong-Chan Heo, Tae-Wan Ku, Woo-Jin Song, Jeong Kim and Beom-Soo Kang

Key Words : EGR Cooler(배기가스 재순환 냉각기), Dimpled Tube(딴플형 튜브), Heat Exchanger Efficiency(열교환기 효율)

Abstract

In this study, the investigations on the dimpled type Exhaust Gas Recirculation (EGR) cooler have been focused on the high heat exchanger efficiency. To overcome low heat exchanger efficiency of general EGR cooler, the dimpled type EGR cooler was developed. It was ensured the improvement of the performance of the dimpled type EGR cooler related to the heat exchange based on a series of the experiment. These results were caused by the increase of thermal surface area in accordance with the dimple's one. The estimation model of the heat exchanger efficiency using the Effectiveness-NTU method was also developed in order to verify the validity of experimental result. Also, the program for the estimation of the heat exchanger efficiency on the EGR cooler with regard to the dimpled tube shape was developed. Resultantly, it was confirmed that the dimpled type EGR cooler could be served better performance than the conventional one in view of the heat exchanger efficiency.

기호설명

A_{cs} : 쉘 단면적
 A_{ct} : 튜브 단면적
 C_p : 비열
 H_t : 튜브높이
 k : 열전도율
 L : 튜브길이

N_d : 딴플개수
 W_t : 튜브너비
 N_t : 튜브개수
 Pr : 프란틀 수
 t : 튜브두께
 ρ : 밀도
 μ : 점성계수

† 책임저자, 회원, 부산대학교 항공우주공학과
E-mail : bskang@pusan.ac.kr
TEL : (051)510-2310 FAX : (051)513-3760

* 부산대학교 대학원 항공우주공학과

** 부산대학교 항공우주공학과

*** 부산대학교 산학협력단

아래첨자

h : 가스측 해당기호
 c : 냉각수측 해당기호

1. 서 론

디젤 엔진은 열교환기 효율이 높고, 연료소모율이 적어 최근 그 수요가 크게 증가하고 있다. 그러나, 디젤 엔진의 특성상 가솔린 엔진에 비해 NO_x (질소산화물), PM (particulate matter : 입자상 물질), CO (일산화탄소) 및 HC (탄화수소) 등, 유해 배기가스의 종류가 많으며, 이에 대한 연구가 진행되고 있다.^(1,2) 질소산화물의 배출은 엔진 내부 연소실의 온도가 올라가면서 급격히 증가하며, 또한 디젤 엔진의 연소 특성상 입자상 물질의 배출이 많은 단점이 있으나, 이들의 관계가 상호 트레이드오프(trade-off) 관계이기 때문에 동시에 배출량을 줄이는 것은 쉽지 않다.^(3,4) 따라서, 디젤 엔진에 대한 유해 배기가스 저감에 대한 노력은 질소산화물과 입자상 물질에 집중되어 있다.

냉각식 배기 가스 재순환 장치(cooled exhaust gas recirculation : CEGR)는 유해 배출가스를 저감할 수 있는 후처리 기술로 배기 가스 중 일부를 배기관에서 흡기관으로 재순환시키는 장치이다. 즉, 재순환 가스는 냉각기(cooler)를 통해 냉각되고 흡입된 공기와 혼합되어 연소 온도를 낮춤으로써 질소산화물을 저감하게 된다.⁽⁵⁾ 또한, Cooled EGR 율을 조정함으로써 입자상 물질을 저감할 수 있게 된다.

현재까지 개발된 EGR Cooler 는 Fig. 1 과 같이 원형 튜브를 가지는 단순한 셸-튜브(shell and tube) 또는 튜브-튜브(tube and tube) 구조가 일반적이는데, 이는 열교환기 효율이 낮으며, 체적 대비 전열면적인 집적도가 낮아 체적과 중량이 커지고 공간이용 효율이 낮아 적용에 한계가 있었다. 국내에서는 최근에 이르러 평면관 다관식 셸-튜브 구조에 대한 실증 연구 및 스파이럴 다관식 셸-튜브 구조에 대한 실용화 연구를 시작하였으며, 부분적으로 실용화가 진행되고 있지만 열교환기 효율이 낮고 체적과 중량이 커지는 단점이 있다.^(5,6)



Fig. 1 Spiral multi tube type shell and tube EGR Cooler

국외에서는 북미 및 유럽 등지에서 단순한 평면 원통관 다관식 셸-튜브 구조의 EGR 시스템을 개발하여 2004 년까지 보급하여 왔으나, 구조적 한계로 인해 열교환기 효율이 약 50% 수준이었다. 그리고, 독일 Modine 社의 경우 열교환기 효율과 집적도를 높이기 위해 적층 구조의 10kW 급 EGR 시스템을 개발한 예가 있으나, 이 경우의 열교환기 효율은 약 59%로 기존 시스템과 비교해서 약 2% 정도 이내의 열교환기 효율을 개선하였다. 그러나, 정격냉각능력이 설계 사양인 10kW 보다 낮은 약 9.3kW 수준인 것으로 보고되었다.

이러한 문제점들에 대한 해결 방안으로서 본 연구에서는 딴플(dimple) 형상으로 성형된 사각 튜브를 고안하였으며, 열교환기 효율 실험을 통하여 딴플 사각 튜브형 EGR Cooler(이하 EGR Cooler)의 열교환기 효율을 측정하였다. 또한, EGR Cooler 에 적합한 열교환기 효율 예측 모델을 개발하였으며, 이를 실험 결과와 비교하여 타당성을 검증하였다. 마지막으로 다양한 조건에서 EGR Cooler 의 성능을 확인하기 위하여 EGR Cooler 열교환기 효율 예측 프로그램을 개발하였다. 본 연구 결과는 고집적, 고효율 EGR Cooler 를 개발함과 동시에 유해 배기가스 저감하는데 기여할 수 있다고 판단된다.

2. 열교환기 효율 실험

2.1 실험장치의 구성

Fig. 2 와 같이 딴플 사각 튜브와 튜브 길이가 각각 150mm, 200mm 인 2 가지 모델로 EGR Cooler 를 개발하였고, Table 1 과 같이 가스의 유량 및 입구온도, 냉각수의 유량을 변화시키면서 열교환기 효율 실험을 진행하였다. 실험장치는 Fig. 3 과 같이 구성하였으며, Fig. 4 에 실제 실험 모습을 나타내었다. 온도 측정 장치는 RTD 센서를 사용하였으며, EGR Cooler 의 입·출구 플랜지(배기가스), 냉각수 입·출구 파이프(냉각수)에 장착하였다.



Fig. 2 Dimpled rectangular tube EGR Cooler

Table 1 Experiment conditions

Gas	Inlet Temperature	400/450/500* [°C]
	Flow Rate	0.022/0.028/0.033* [kg/s]
	Inlet Pressure	196 [kPa]
Coolant	Inlet Temperature	90 [°C]
	Flow Rate	25*/40/60 [L/min]
	Inlet Pressure	98 [kPa]

* : basic experiment condition

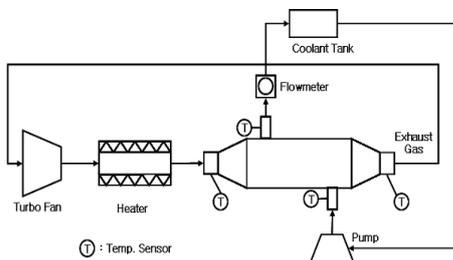


Fig. 3 Schematic diagram of experiment apparatus

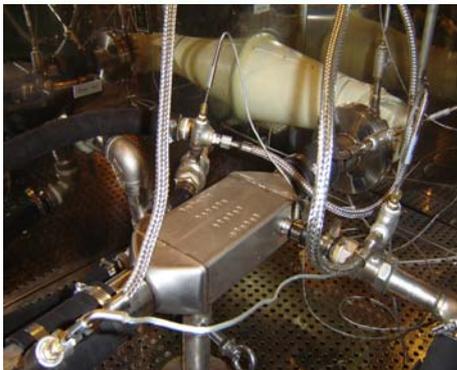


Fig. 4 Experiment equipment

2.2 실험결과

각각의 실험 조건에 따른 결과로서 실험 장치에 내장된 식 (1)과 같이 Function 에 의해 계산되어진 열교환기 효율과 온도 측정 센서에 의한 출구온도를 Table 2 와 Table 3 에 수치해석 결과값과 함께

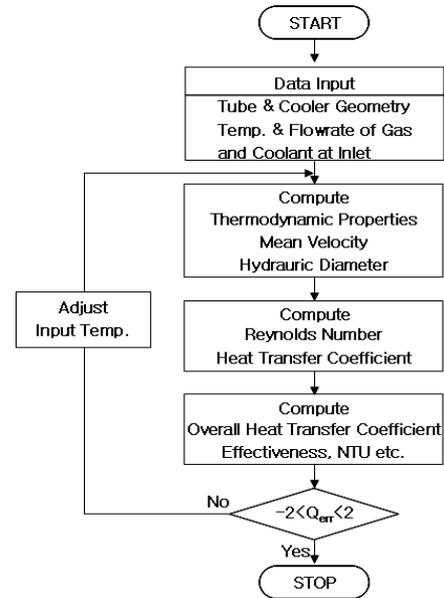


Fig. 5 Flow chart of the program

나타내었다. 본 연구에서 제안한 EGR Cooler 의 평균 열교환기 효율은 튜브 길이가 150mm 일 때 약 60%, 200mm 일 경우에 약 65%로 측정되었다.

$$\epsilon = \frac{Ta1 - Ta2}{Ta1 - Tw2} \times 100(\%) \quad (1)$$

여기서 $Ta1$ 과 $Ta2$ 는 공기의 입·출구 온도, $Tw1$ 과 $Tw2$ 는 냉각수의 입·출구 온도를 나타낸다.

3. 열교환기 효율 수치모사

3.1 수치계산

본 연구에서 개발한 EGR Cooler 열교환기 효율 예측 프로그램의 흐름도를 Fig. 5 에 나타내었으며, 쉘-튜브 구조의 열교환기에 일반적으로 사용되는 $\epsilon - NTU$ (effectiveness-NTU)법을 사용하였다. 이 흐름도를 살펴보면 Cooler 의 기하학적 체원 및 입구에서의 EGR 가스 및 냉각수의 온도와 유량 등을 초기 조건으로 하여 가스 및 냉각수측 입·출구 평균온도에서 가스와 냉각수의 열역학적 물성값, 튜브와 Cooler 의 수력직경(hydraulic diameter) 등을 계산한다. 또한, 이를 바탕으로 일련의 계산과정을 거쳐서 열전달 계수 등을 도출하고 마지막으로 열 이동단위 및 열교환기 효율을 계산하여 출구온도와 열전달율을 예측, 초기에 가정한 열전달율과 비교하여 2%내의 오차를 가지도록 알고리즘을 구성하였다.

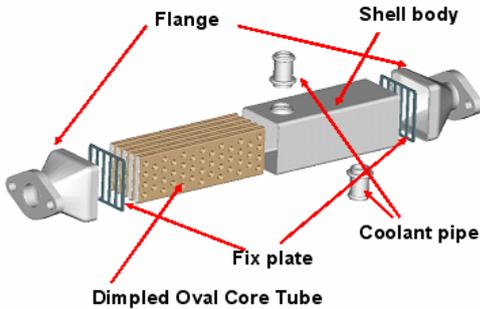


Fig. 6 Conceptual design of EGR Cooler

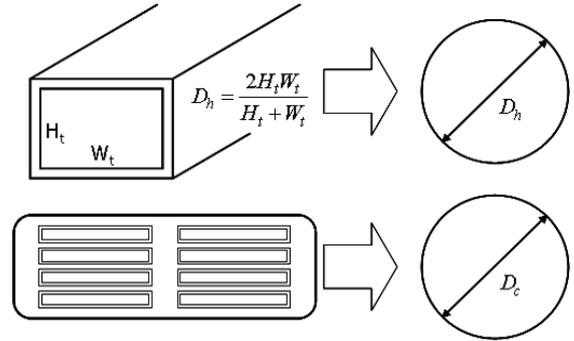


Fig. 7 Hydraulic diameter

3.2 열교환기 효율 예측 모델링

디젤 엔진 자동차용 EGR Cooler 는 평판식, 관, 다관(multi-tube)식 등 다양한 형태로 고안되고 있으며, 열교환기 효율, 압력 손실의 양립 및 고집적화의 요구에 의해 Fig. 6 에서와 같이 셸-튜브 구조의 다관식 열교환기 형태를 일반적으로 사용한다. 본 연구에서 개발한 EGR Cooler 도 다관식 셸-튜브 형태의 열교환기 구조이므로 EGR Cooler 의 열교환기 효율 예측 모델링도 이러한 셸-튜브 열교환기의 열전달 이론을 토대로 수행하였다. 물론 덤플의 형상 및 개수, 배열 그리고 튜브의 배열에 따라 국부적인 압력, 속도, 온도분포 등은 다를 수 있으나, EGR Cooler 의 대략적인 열교환기 효율을 예측하는데 있어서 그 오차가 허용될 수 있을 정도라고 판단하였다. 또한, 열교환기와 외부와의 열전달은 일어나지 않는다고 가정하였고, 위치에너지와 운동에너지는 무시하였다.

기초설계 단계에서 EGR Cooler 의 대략적인 출구온도와 열교환기 효율을 예측하기 위해서는 고온의 가스가 흐르는 덤플 튜브와 냉각수가 흐르는 공간의 상당면적(effective area)을 이용하여 고온의 유체와 저온의 유체간 이루어지는 열전달을 계산하여야 한다.

3.2.1 유체의 물성치

EGR Cooler 의 열교환기 효율을 예측하기 위해서는 각 유체에 대한 기본 물성값 즉, 밀도나 열전도율, 정압비열, 점성계수, 프란틀 수 등이 필요하고 이는 온도의 함수로 주어져야 한다. EGR cooler 로 유입되는 배기가스는 공기로 가정하고, 공기의 물성치는 온도의 함수로 주었다.⁽⁷⁾ 공기의 온도는 열교환기 내부의 공기의 평균온도로 주었다. 반면, 냉각수인 에틸렌 글리콜(ethylen glycol)의 온도변화는 거의 없으므로 90℃에서의 물성값을 사용하였다.

3.2.2 평균유속과 수력직경

가스의 체적유량 M_h [kg/sec]과 냉각수의 체적유량 M_c [L/min]을 정의하고, 각각의 평균유속 V_m [m/sec]은 식 (2)과 같다.

$$V_{h,m} = \frac{M_h}{\rho_h A_{ct}} \tag{2}$$

$$V_{c,m} = \frac{M_c}{60000 \times (A_{cs} - A_{ct})}$$

여기서, 1L/min = 1/60000[m³/sec]이다. Fig. 7 에서 보듯이, 튜브와 셸의 수력직경은 식 (3)을 이용하여 구할 수 있다.

$$D_h = \frac{2H_t W_t}{H_t + W_t} \tag{3}$$

$$D_c = \frac{4(A_{cs} - A_{ct} \times N_t)}{N_t \times \pi \times (D_h + 2t)}$$

3.2.3 열전달 계수

앞서 구한 각 유체의 물성값, 평균유속 및 수력 직경을 이용하여 레이놀즈 수(Re)를 구한다.

$$Re = \frac{\rho V_m D}{\mu} \tag{4}$$

또한, 열교환기 내의 가스와 냉각수의 평균 Nusselt 수(Nu)를 식 (5)에 나타내었다. 여기서, A_{min} 는 덤플이 없을 때의 튜브의 표면적이며, A_{max} 는 덤플이 있을 때의 튜브의 표면적이다.

$$Nu_h = \left(\frac{0.0077075}{L} \right)^{0.77566} \left(\frac{A_{min}}{A_{max}} \right)^{-0.383} \frac{Re_h^{0.695}}{Pr_h^{0.33}} \tag{5}$$

$$Nu_c = 0.95 Re_c^{0.5} Pr_c^{0.33}$$

그리고, 아래의 식 (6)를 이용하여 열전달 계수 (h)를 구할 수 있다.

$$h = k Nu / D \quad (6)$$

3.2.4 총괄 열전달 계수

본 연구에서 튜브 표면에 생성한 덤플의 크기와 모양은 Fig. 8 에서 보는 바와 같다. 덤플의 형상은 유체와 튜브와의 마찰을 고려하여 유선형으로 설계하였다. 또한, 덤플의 크기 및 표면적을 증가시키면 높은 효율을 얻을 수 있지만 마찰의 증가로 인해 압력 강하(pressure drop)가 발생하여 유체가 역류하게 된다. 따라서, 효율과 압력 강하 측면을 모두 고려한 시행착오를 통해서 덤플의 크기를 결정하였다. Fig. 8 에서 보여지는 바와 같이 덤플 1 개의 표면적은 24.705mm² 이고, 이 덤플이 없을 때의 표면적은 19.844mm² 이다. 따라서, 덤플 1 개 당 약 1.25 배의 전열 면적 증가 효과를 가져온다. 이와 함께 덤플의 수를 고려하여 튜브의 내외 전열면적 ($A_{t,in}, A_{t,out}$)과 평균면적($A_{t,m}$)을 구하면 식 (7)과 같다.

$$\begin{aligned} A_{t,in} &= 2L(H_t + W_t - 0.6 \times 10^{-3}) + 4.861 \times 10^{-6} N_d (m^2) \\ A_{t,out} &= 2L(H_t + W_t + 0.97 \times 10^{-3}) + 4.861 \times 10^{-6} N_d (m^2) \quad (7) \\ A_{t,m} &= (A_{t,in} + A_{t,out}) / 2 \end{aligned}$$

에너지 교환과정에서 총 열전달계수 (UA)_{tot})는 다음과 같이 표현할 수 있다. 여기서 k_{sus} 는 cooler 의 소재인 SUS 304 의 열전도율이다. 이에 따라 단위 열전달 계수(U)는 식 (9)와 같이 유도할 수 있다.

$$(UA)_{tot} = \frac{1}{\frac{1}{h_h A_{t,in}} + \frac{t}{k_{sus} A_{t,m}} + \frac{1}{h_c A_{t,out}}} \quad (8)$$

$$U = (UA)_{tot} / A_{t,in} \quad (9)$$

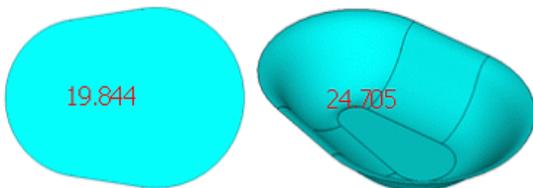


Fig. 8 Area enlargement of the dimple surface in present study [unit : mm²]

3.2.5 열교환기 효율

열교환기 효율(ε)은 다음과 같이 정의된다.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{\text{실제 열전달율}}{\text{유체사이의 최대 가능 열전달율}} \quad (10)$$

최대 가능 열전달율 Q_{max} 는 다음 식과 같다.

$$Q_{max} = C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (11)$$

여기서 C_{min} 은 열용량으로서 식 (12)과 같이 정의된다. 이 때, C_c 와 C_h 는 $M_c C_{p,c}$, $M_h C_{p,h}$ 로 각각 정의된다.

$$C_{min} = \begin{cases} C_c & (\text{if } C_c < C_h) \\ C_h & (\text{if } C_h < C_c) \end{cases} \quad (12)$$

열교환기 효율 ε 와 최대 가능 열전달율 Q_{max} 가 주어졌을 때, 실제 열전달율(Q)는 다음과 같다.

$$Q = \varepsilon C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (13)$$

본 연구의 EGR Cooler 와 같이 하나의 쉘과 다수의 튜브로 구성된 쉘-튜브형 열교환기에서 효율 ε 는 다음의 식과 같이 표현된다.

$$\varepsilon = \{1 - \alpha\} / \{1 + c\alpha\} \quad (14)$$

여기서, α 는 $\exp[-NTU(1-c)]$, c 는 열용량비로서 C_{min} / C_{max} 로 정의되며, NTU 는 열이동단위(number of transfer units)라 하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$NTU = UA_{t,in} N_t / C_{min} \quad (15)$$

3.2.6 출구온도

가스과 냉각수의 출구온도는 식 (16)에 의해서 결정된다.

$$\begin{aligned} T_{h,out} &= T_{h,in} - \frac{Q}{C_h} \\ T_{c,out} &= T_{c,in} + \frac{Q}{C_c} \end{aligned} \quad (16)$$

Table 2 Analysis result of 150mm model

Test Condition		Outlet Temp. [°C]			Efficiency [%]		
		Experiment	Analysis	Error [%]	Experiment	Analysis	Error [%]
Gas Inlet Temp. [°C]	400	213	214	0.47	60.2	60	0.33
	450	231.8	235	1.38	60.5	59.7	1.32
	500*	257.5	256.6	0.35	59.3	59.4	0.17
Gas Flow Rate [kg/s]	0.022	229	229.3	0.13	65.7	66.1	0.61
	0.028	244	246	0.81	62.4	61.9	0.80
	0.033*	257.5	256.6	0.35	59.3	59.4	0.17
Coolant Flow Rate [L/min]	25*	257.5	256.6	0.35	59.3	59.4	0.17
	40	254	251	1.18	60	60.7	1.16
	60	251.5	249	0.99	60.4	61.2	1.32

* : basic experiment condition

Table 3 Analysis result of 200mm model

Test Condition		Outlet Temp. [°C]			Efficiency [%]		
		Experiment	Analysis	Error [%]	Experiment	Analysis	Error [%]
Gas Inlet Temp. [°C]	400	198	198	0	64.9	65.3	0.62
	450	214	214.8	0.37	65.3	65.2	0.15
	500*	231	231.5	0.35	65.4	65.1	0.35
Gas Flow Rate [kg/s]	0.022	209	205	1.91	71.3	72.7	1.96
	0.028	218	217.8	0.09	68.4	68.9	0.73
	0.033*	231	231.5	0.35	65.4	65.1	0.35
Coolant Flow Rate [L/min]	25*	231	231.5	0.35	65.4	65.1	0.35
	40	228	227.8	0.09	65.6	66	0.61
	60	225	224	0.44	66.2	66.7	0.76

* : basic experiment condition

4. 결과 및 검토

앞서 제 2 장에서 제시한 동일한 조건하에서 수행한 실험 및 수치해석 결과를 튜브 길이 150mm, 200mm 에 대하여 Table 2 와 Table 3 에 각각 나타내었다. 가스 입구 온도가 증가함에 따라서 열교환기 효율은 낮아지는 경향을 보이지만 큰 변화를 보이지 않았다. 가스유량에 대해서는 유량이 감소할수록 열교환기 효율이 크게 증가함을 알 수 있으며, 이는 유량이 유속과 관련되어 있으므로 열교환 성능에 영향을 미치는 것으로 판단된다. 즉, 유량의 감소에 의해 유속이 줄어들어 냉각수와 원활한 열교환이 일어난다. 마지막으로 냉각수 유량이 증가하면 효율도 증가하는 경향을 보인다.

전체적으로 실험결과를 종합하면, EGR Cooler 의 평균 열교환기 효율은 튜브 길이가 150mm 일 때

약 60%, 200mm 일 경우에 약 65%로 측정되어 튜브의 길이가 길어지면 전열면적이 증가하여 열교환기 효율이 증가하는 것을 확인 할 수 있으며 기존 EGR cooler 의 효율보다 증가한 것을 알 수 있다. 또한, 실험 및 수치계산 결과를 비교해보면 열교환기 효율과 출구온도 모두 입구온도, 가스유량, 냉각수 유량의 변화에 대하여 오차 범위 2%내의 정확도를 가지고 있음을 확인하였다.

제 3 장에서 수행된 수치모사를 활용하여 EGR Cooler 열교환기 효율 예측 프로그램을 개발하였다. 열교환기 효율 예측을 수행하기 위한 입력 조건은 유입되는 가스의 온도(gas inlet temperature), 가스 유량(gas flow rate), 냉각수 유량 (coolant flow rate) 이며, Fig. 9 와 같이 프로그램 인터페이스를 구성하였다. 설계인자를 입력하여 계산(Calc.)버튼을 누르면 입력된 조건에 대한 열교환기 전열성능

에 대한 결과가 출력되며, 이는 열교환기 효율 및 출구가스 온도와 같이 EGR Cooler 의 주요 성능평가 기준에 대한 값들이다. 아울러 가스의 유량에 따른 열교환기 성능의 경향을 파악하기 위하여 그래프를 도시하도록 하였다. Fig. 10 과 Fig. 11 은 150mm 모델에 대하여 열교환기 효율과 출구가스 온도의 예측값이 실험값과 거의 일치함을 보여주고 있다.

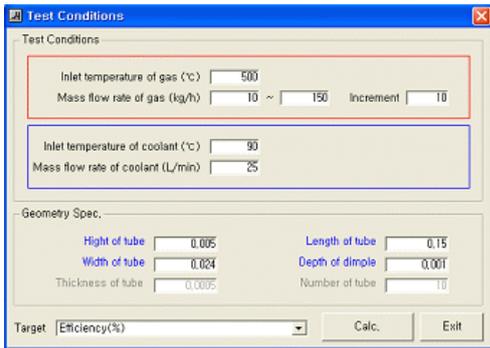


Fig. 9 Program main menu

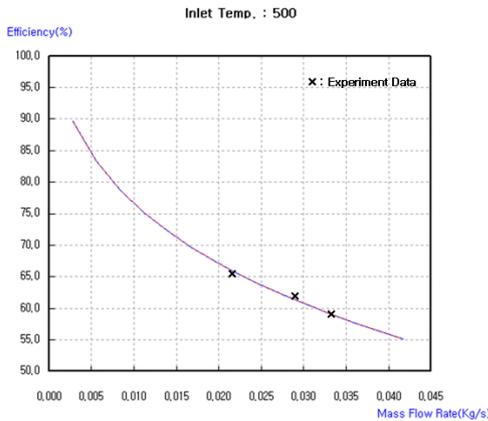


Fig. 10 Efficiency estimation

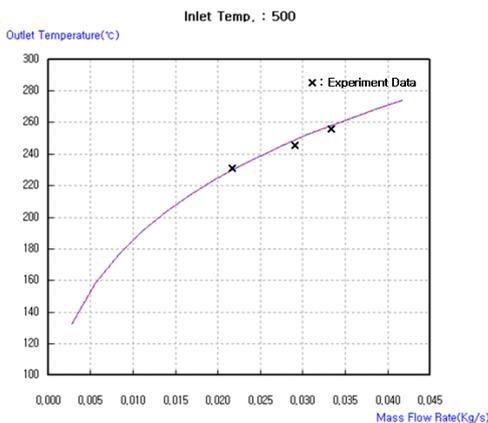


Fig. 11 Outlet temperature estimation

5. 결 론

본 연구에서는 자동차용 딴플형 EGR Cooler 를 개발하였고, 실험을 통하여 열교환기 효율을 측정하였다. 그 결과 딴플형 EGR Cooler 의 열교환기 효율은 기존의 EGR Cooler 에 비해 증가하였음을 확인하였고, 따라서 본 연구에서 개발한 딴플형 EGR Cooler 는 집적도가 높아 중량을 줄이는 동시에 설치 공간을 효율적으로 사용할 수 있다. 또한 EGR Cooler 에 적용 가능한 열교환기 효율 예측 모델링 기법을 개발하였으며, 수치해석을 통한 결과값이 실험결과와 비교해 보았을 때 오차범위가 2% 이내에 존재함을 알 수 있었다. 이를 토대로 EGR Cooler 열교환기 효율 예측 프로그램을 개발하여 다양한 환경에서의 전열성능을 예측하여 고효율, 고집적도를 가지는 딴플형 EGR Cooler 를 개발하는 데 기여할 수 있다.

후 기

본 연구는 부산대학교 자유과제 학술연구비(2년)에 의하여 연구되었음.

참고문헌

- (1) Kim, C. H., Lee, J. H., Chun, K. M., Lee, K. S., 2000, "Prediction of Nitric Oxide Formation Using a Two Zone Model in a DI Diesel Engine," *Trans. of the KSME (B)*, Vol. 24, No. 3, pp. 390~401.
- (2) Bae, M. H., Ha, J. H., 2000, "A Study on the Effect of Recirculated Exhaust Gas with Scrubber EGR System upon Exhaust Emissions in Diesel Engine," *Trans. of the KSME (B)*, Vol. 24, No. 9, pp. 1247~1254.
- (3) Sohn, C. H., 2007, "Heat Transfer Analysis of EGR Cooler with Different Tube Shape," *Trans. of the KSAE (B)*, Vol. 15, No. 5, pp. 112~117.
- (4) Lee, J. and Han, C. S., 2007, "A Study on Heat Exchange Efficiency of EGR Cooler for Diesel Engine to Meet Euro-5 Emission Regulation," *Trans. of the KSAE (B)*, Vol. 15, No. 3, pp. 183~188.
- (5) Heo, H. S., Won, J. P. and Park, K. S., 2003, "Evaluation of Thermal Fluid Characteristics for EGR Cooler with Spiral Type," *Trans. of the KSAE (B)*, Vol. 11, No. 6, pp. 44~50.
- (6) Abu-Hamdeh, N. H., 2003, "Effect of cooling the recirculated exhaust gases on diesel engine emissions," *Energy Conversion and Management*, Vol. 44, pp. 3113~3124.
- (7) Kuaman, R., 1976, "Handbook of Thermodynamic Tables and Charts," *McGraw-Hill Book Co.*