

EHC 기반 Urea-SCR 시스템 히터 표면온도 분포의 1-D 모델링

박선홍* · 손지현* · 문석수*[†] · 오광철** · 장성욱*** · 박성서***

1-D Modeling of Heater Surface Temperature Distribution in EHC-based Urea-SCR System

Sunhong Park, Jihyun Son, Seoksu Moon, Kwangchul Oh, Sungwook Jang, and Sungsu Park

Key Words: EHC(전기가열촉매), Surface Temperature(표면온도), SCR(선택적 촉매환원법), Convective Heat Transfer(대류 열전달)

Abstract

In upcoming Post Stage-V and Tier 5 regulations of construction machineries, nitrogen oxide (NOx) emissions are strictly limited in cold start conditions. In response to this, a method of improving NOx conversion efficiency has been applied by installing an electric heating catalyst (EHC) in front of conventional urea-SCR systems so that the evaporation and thermal decomposition of urea-water solution can be promoted in cold start conditions. In this strategy, the evaporation and thermal decomposition of urea-water solution and corresponding NOx conversion efficiency are governed by temperature conditions inside the EHC. Therefore, characterizing the temperature distribution in the EHC under various operating conditions is crucial for the optimized operation and control of the EHC in Urea-SCR systems. In this study, a 1-D modeling analysis was performed to predict the heater surface temperature distribution in EHC under various operating conditions. The reliability of prediction results was verified by comparing them with measurement results obtained using an infrared (IR) camera. Based on 1-D analysis results, the effects of various EHC operation parameters on the heater surface temperature distribution were analyzed and discussed.

기호설명

\dot{m} : 배기질량유량, kg/s
 \dot{V} : 배기체적유량, L/min
 \dot{Q} : 히터 전력, kW
 c_p : 정압비열, kJ/kg·K
 k_g : 열전도도, kW/(m·K)

D : 직경, mm
 L : 길이, mm
 ρ_g : 밀도, kg/m³
 T_s : 히터표면온도, °C
 T_g : 배기가스온도, °C
 h_g : 대류 열전달계수, kW/(m²·K)

(Received: 16 Feb 2022, Received in revised form: 27 Feb 2022, Accepted: 28 Feb 2022)

*인하대학교 기계공학과

**한국자동차연구원 하이브리드동력센터

***㈜세종공업 중앙연구소

[†]책임저자, 인하대학교

E-mail: ss.moon@inha.ac.kr

TEL : (032)860-7378 FAX : (032)868-1716

1. 서론

전 세계적으로 디젤 엔진을 사용하는 건설기계 및 선박에 대한 배출가스 규제가 강화되고 있다. 특히 건설기계의 경우 유럽의 Post Stage-V 규제 및 북미의 Tier 5 규제가 곧 시행될 예정이며, 이들 규제에서는 냉간 조

건에서의 질소산화물(NO_x) 배출량이 엄격하게 제한될 전망이다⁽¹⁻³⁾. 이에 대응하는 배기열 관리를 위해, NO_x 저감 장치에 전기가열촉매(EHC)를 설치하여 냉간 조건에서의 NO_x 전환효율을 향상시키는 방법이 최근 고려되고 있다⁽⁶⁻⁹⁾.

Urea-SCR 시스템은 디젤 엔진의 NO_x 저감장치 중 하나로, 배기가스에 요소수(Urea-water)를 분사하여 요소의 열분해 후 생성되는 암모니아를 NO_x 환원제로 이용한다. NO_x 의 전환 효율을 높이기 위해서는 요소수의 증발 및 열분해 성능이 중요하나, 배기와 요소수의 온도가 낮은 냉간 조건 시 이들 성능의 확보가 어려운 문제점이 발생하였다. 이러한 문제점을 해결하기 위해, Fig. 1과 같이 Urea-SCR 전단에 EHC를 장착하여 배기온도를 상승시키는 동시에 요소수의 증발 및 열분해 특성을 향상시키는 EHC기반 Urea-SCR 시스템의 도입이 검토되고 있다⁽⁶⁻⁹⁾. EHC기반 Urea-SCR 시스템에 있어 요소수의 증발 및 열분해 특성은 EHC내부 히터의 표면온도 분포에 의해 크게 좌우되며, 이는 추가적으로 요소 침적물의 생성에도 영향을 미치게 된다. 따라서 EHC기반 Urea-SCR 시스템의 설계 및 운전을 최적화하기 위해서는, EHC 운전 조건(입력 변수)에 따른 EHC내부 히터 표면온도 분포를 예측할 수 있는 방법론의 구축이 필요하다.

이러한 배경 아래 본 연구에서는, EHC의 다양한 운전 조건에 있어 히터 표면온도 분포를 예측하기 위한 1-D 해석을 진행하였다. 본래 EHC는 복잡한 3차원 구조를 갖는 주름진 발열판(히터)의 집합체로서, 3D CFD (computational fluid dynamics)를 이용한 해석 수행 시 계산부하가 크고 다양한 작동 변수의 영향을 체계적으로 모델링하기 어려운 점이 있다. 따라서 본 연구에서는 주름진 가열판들의 적층에 의해 형성되는 EHC 내부의 미소 유동채널을 검사체적으로 추출하고 이에 관내 유동의 강제대류 이론을 적용하는 1-D 해석을 진행하였다. 1-D 모델링 해석에 적용되는 입력 변수는 EHC 입구의 배기온도 및 유량, 그리고 EHC에 공급되는 전력이며, 이들 변수의 적용범위는 4L급 디젤 엔진의 작동조건을 고려하여 설정하였다. 또한, 입력변수의 값들은 미소 유동채널이 아닌 EHC 전체에 대한 값들이기 때문에, 이들 값을 미소 유동채널에 공급되는 값으로 변환하기 위한 스케일링(scaling) 작업을 진행하였다. 이러한 1-D 모델링 해석으로 얻어진 값들의 신뢰성을 검증하기 위해, 적외선 카메라(IR camera)를 이용하여 EHC 출구 표면온도를 측정하고, 예측값과 실측값을 비교 검토하였다. 그 후, 검증된 신뢰도 바탕으로 EHC의 다양한



Fig. 1 Illustration of EHC-based urea-SCR system

운전변수가 EHC 내부 히터 표면온도 분포에 미치는 영향에 대한 해석 및 고찰을 수행하였다. 이러한 1-D 해석의 방법론 및 해석결과는 EHC의 구조 및 최적 운전 조건 설계에 대한 효과적인 방법론을 제시할 것이라 기대된다.

2. 1-D 모델링 해석

2.1 EHC 구조 및 1-D 모델링 도입 배경

Figure 2는 EHC 전체 및 내부 미세구조의 사진을 나타내고 있다. EHC 외부는 금속재질의 케이스로 둘러싸여 있으며, 내부는 Fig. 2의 우측에 제시된 바와 같이 다양한 곡률을 가진 주름진 발열판들의 적층구조를 가지고 있다. 이를 통해 발열판과 배기의 열전달 면적을 극대화시키며, 발열판 사이에는 배기 유동이 흐를 수 있는 미소채널이 형성된다. 이러한 EHC 내부의 복잡한 형상을 반영하여 3D CFD를 수행하기 위해서는 해석격자의 크기가 매우 작아야 하는 바, 계산부하가 크게 증가하는 어려움이 있다. 또한 해석에 필요한 입력변수 및 이론모델의 복잡다양성에 의해 EHC 운전변수의 영향에 대한 체계적인 파악 및 해석결과의 교정 작업이 어려운 측면이 있다. 이러한 어려움을 해결하기 위해 본 연구에서는, EHC 내부 미소 유동채널을 검사체적으로 추출하여 1-D 열전달 해석을 수행함으로써 EHC 표면온도 분포를 도출하는 방법론을 제시하였다. 적용된 EHC의 외경

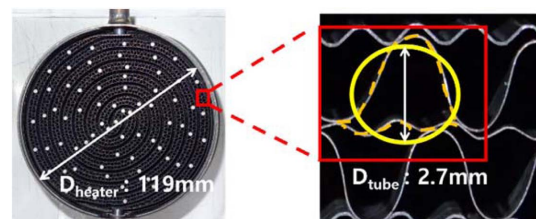


Fig. 2 Structure of EHC and geometry of flow channels

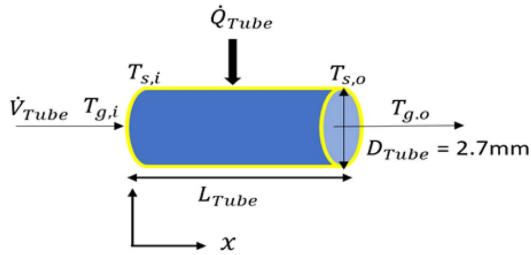


Fig. 3 A conceptual diagram presenting the parameters related to the 1-D analysis of the flow channel

(D_{heater})은 119 mm이며, 배기가스와 접촉하는 유동채널 단면의 둘레 길이는 8.48 mm이다. 해석의 용이성을 위해 유동채널은 원통으로 가정하였으며, 실제 유동채널 단면의 둘레 길이에 상응하는 원주길이를 가진 원통의 직경(D_{tube})은 2.7 mm이다.

2.2 1-D 열전달 해석모델 및 해석조건

EHC 표면온도 분포를 예측하기 위해 유동채널 내의 1-D 열전달 해석을 수행하였으며⁽¹⁰⁾, Fig. 3에 1-D 해석의 관련변수를 나타내고 있다. 각 변수에 제시된 첨자와 o는 입구 및 출구에서의 값을 의미한다. 해석을 위해 원형 유동채널(원형관)을 지나가는 배기가스에 대한 에너지 보존법칙과 관내 유동의 강제대류 이론을 적용하였다. 해석 조건에 있어 배기가스의 물성치들은 공기의 그것들과 차이가 크지 않은 바, 공기의 물성치들을 해석에 적용하였다. 해석에 필요한 입력 값은 원형관 입구의 배기온도($T_{g,i}$), 원형관에 공급되는 배기유량(\dot{V}_{tube}) 및 히터전력(\dot{Q}_{tube})이다.

우선 원형관을 지나는 배기가스의 에너지 보존식을 적용하면 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다⁽¹⁰⁾. 식을 구성하는 주요 변수는 배기가스의 정압비열(c_p), 입구 배기온도($T_{g,i}$), 원형관에 공급되는 배기질량유량(\dot{m}_{tube}) 및 열전달율(\dot{Q}_{tube})이다. 여기서, \dot{m}_{tube} 는 \dot{V}_{tube} 에 배기가스의 밀도(ρ_g)를 곱한 값이다. 히터 자체의 두께가 얇아 전도 열저항이 충분히 작다고 가정한다면, \dot{Q}_{tube} 는 원형관에 공급된 히터전력으로 이해할 수 있다.

$$\dot{Q}_{tube} = \dot{m}_{tube}c_p(T_{g,o} - T_{g,i}) \quad (1)$$

식 (2)는 유동채널 임의의 위치(x)에서의 대류 열유속(\dot{q}_{tube})의 식을 나타낸다.

$$\dot{q}_{tube} = h_g(T_s - T_g) \quad (2)$$

여기서 \dot{q}_{tube} 는 \dot{Q}_{tube} 를 원형 유동채널의 표면적(A_s)으

로 나눈 값이며, h_g 는 대류열전달 계수, T_s 와 T_g 은 해당 x 위치에서의 히터 표면온도 및 평균 배기가스 온도를 각각 나타낸다.

x 위치에서의 T_g 는 유동채널 내 미소영역의 에너지 보존해석을 통해 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다⁽¹⁰⁾.

$$T_g(x) = \frac{\dot{q}_{tube}p}{\dot{m}_{tube}c_p}x + T_{g,i} \quad (3)$$

여기서 p 값은 원형 유동채널 단면의 원주길이이다. 식 (1)-(3)을 조합하면, x 위치에서의 원형관의 표면온도는 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다⁽¹⁰⁾.

$$T_s(x) = \frac{\dot{q}_{tube}p}{\dot{m}_{tube}c_p}x + T_{g,i} + \frac{\dot{q}_{tube}}{h_g} \quad (4)$$

이 식을 이용해서 원형관의 표면온도 분포를 구하기 위해서는 x 에 따른 대류열전달 계수(h_g) 또는 Nu_D (Nusselt number)의 변화를 알아야 하며, 이를 위해서는 관 내를 통과하는 배기가스 흐름의 층류(laminar) 및 난류(turbulent) 여부, 그리고 완전 발달(fully-developed) 여부를 파악할 필요가 있다. 이를 위해 각 해석 조건에서의 유동 레이놀즈 수(Re_D) 및 관 입구에서 배기가스 온도 분포가 완전발달하기 전까지의 거리인 열적 입구길이(thermal entrance length, $x_{fd,t}$)를 우선적으로 파악하였다.

Table 1은 1-D 열전달 해석에 적용된 해석조건을 나타내고 있다. 입구 배기온도($T_{g,i}$)는 냉간 시동 시 배출되는 배기가스 온도부터 고부하 가동 시 배출되는 배기가스 온도까지의 범위로 설정하였으며, 배기유량(\dot{V}_{heater})의 범위는 4 L급 디젤 엔진의 회전수(rpm)에 따른 변화량을 고려하여 설정하였다. 그리고 EHC에 공급되는 총

Table 1 Analysis Conditions

\dot{Q}_{heater} (kW)	\dot{V}_{heater} (L/min)	$T_{g,i}$ (°C)	Re_D	$x_{fd,t}$ (mm)	
0~2 kW	400	150	55.93	5.316	
		250	39.09	3.669	
		350	29.21	2.735	
	800	400	150	111.9	10.63
			250	78.18	7.339
			350	58.42	7.461
	1200	400	150	167.8	15.95
			250	117.3	11.01
			350	87.63	8.206

히터전력(\dot{Q}_{heater})는 디젤 엔진의 동력에 대한 동력 소모율을 5% 이내로 하는 0 kW 부터 2 kW의 범위로 설정하였다. 설정한 조건에 대하여 구한 Re_D 와 $x_{fd,t}$ 를 Table 1에 나타내었다. Table 1에 제시된 Re_D 는 모두 2300 이하의 값을 가지며, 이를 통해 모든 해석 조건에서 관내 배기가스의 흐름은 층류(laminar)임을 알 수 있다. 또한 $x_{fd,t}$ 의 값은 대략 10 mm 이내로 충분히 짧음을 알 수 있다. 이를 통해 관 내를 통과하는 배기가스의 흐름은 층류이고 완전발달(fully-developed) 되었다는 가정 하에 1-D 해석을 진행하였다.

식 (5)와 (6)은 완전발달 유동의 층류 및 난류 조건에서의 Nu_D 를 나타낸다⁽¹⁰⁾. 여기서, D_{tube} 는 원형관 직경, k_g 와 Pr 은 배기가스의 열전도도 및 프란틀 수(Prandtl number)를 나타낸다.

$$Nu_D = \frac{h_g D_{tube}}{k_g} = 4.36 \quad (5)$$

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{1/4} Pr^n \quad (6)$$

열유속 일정, 완전발달 그리고 층류인 가정 조건을 고려하여, 식 (4)의 h_g 는 식 (5)를 이용하여 구하였으며, 이는 x 에 관계없이 일정한 값을 가진다. 그 후, 식 (4)에 배기온도에 따른 물성치들을 대입하여 EHC 표면온도 분포를 구하였다. h_g 의 값이 x 에 관계없이 일정하기 때문에, T_s 는 x 에 대한 1차원 함수로서, 원형관 입구로부터의 거리(x)에 따라 선형적으로 변함을 알 수 있다.

2.3 원형관 배기유량 및 열량 스케일링

앞서 언급한 바와 같이, 2.2절에서는 EHC 전체가 아닌 추출된 미소 원형관에 대하여 1-D 열전달 해석을 수행하였다. 하지만, 실제 엔진 작동에 있어 취득할 수 있는 정보는 EHC입구의 배기온도($T_{g,i}$), EHC전체에 공급되는 총 배기유량(\dot{V}_{heater}) 및 히터전력(\dot{Q}_{heater})이다. EHC입구의 $T_{g,i}$ 는 원형관 입구의 그것과 동일하게 가정할 수 있으나, 총 배기유량(\dot{V}_{heater}) 및 히터전력(\dot{Q}_{heater})의 정보를 바탕으로 \dot{V}_{tube} 와 \dot{Q}_{tube} 를 구하기 위해서는 스케일링 작업이 필요하다.

첫번째로, 식 (7)-(9)를 통해 배기유량의 스케일링 작업을 수행하였다.

$$\dot{V}_{heater} = A_{c,heater} U \quad (7)$$

$$\dot{V}_{tube} = A_{c,tube} U \quad (8)$$

$$\dot{V}_{heater} : A_{c,heater} = \dot{V}_{tube} : A_{c,tube} \quad (9)$$

여기서 U 는 배기 유속이며, A_c 는 단면적을 의미한다. U 가 EHC단면에 있어 균일하다고 가정하면 식 (9)의 비례식이 얻어지며, 이 식을 이용하여 원형관에 공급되는 배기유량(\dot{V}_{tube})을 산출할 수 있다. 두번째로, 식 (10)-(12)를 통해 공급 열량의 스케일링 작업을 수행하였다. 이를 위해, EHC와 원형관에 들어오는 배기가스에 대한 에너지 보존식을 적용하였다.

$$\dot{Q}_{heater} = \dot{m}_{heater} c_p (T_{g,o} - T_{g,i}) \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{tube} = \dot{m}_{tube} c_p (T_{g,o} - T_{g,i}) \quad (11)$$

$$\dot{Q}_{heater} : \dot{m}_{heater} = \dot{Q}_{tube} : \dot{m}_{tube} \quad (12)$$

유사한 방식으로, EHC입출구에서의 단면온도분포가 균일하다고 가정하면, 식 (12)의 비례식이 얻어진다. 따라서, 식 (9)의 비례식을 통해 얻어진 \dot{V}_{heater} 와 \dot{V}_{tube} 의 비를 이용하여 \dot{Q}_{tube} 를 산출할 수 있게 된다.

3. 검증 실험

2장에서 설명한 1-D 해석결과의 신뢰성 검증을 위해, EHC 작동 시에 있어서의 출구표면의 온도분포를 IR 카메라를 이용하여 측정하였다.

3.1 검증 실험 방법

Figure 4는 EHC출구 표면온도의 측정장치 사진을 나타낸다. 실제 Urea-SCR시스템의 전단에 장착되어 있는 직경 119 mm, 길이 20 mm의 EHC를 Urea-SCR과 분리하고, 열화상 카메라(IR Camera: FLIR Systems Co., ThermaCAM S65)를 이용하여 출구 표면온도를 측정하였다. EHC 출구 단면의 위치에 따른 온도분포의 균일성을



Fig. 4 Picture of setup for the measurement of heater surface temperature at EHC outlet using IR camera

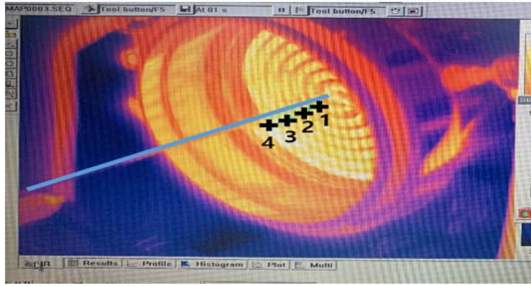


Fig. 5 Measurement locations of heater surface temperature at EHC outlet

확인하기 위해, Fig. 5에 X로 표시된 바와 같이 출구단면에 4개의 반경방향 지점을 정하여 온도를 산출하였다.

3.2 실험 조건 및 결과 예시

Table 1에 나타난 해석조건의 범위를 참고하여 검증 실험 조건을 설정하였으며, 이를 Table 2에 정리하여 나타내었다. 또한, 특정 배기유량 및 온도조건에 있어 EHC출구 4개의 측정지점에서 측정된 온도결과, 이들의 평균값 및 표준편차(STD: standard deviation)를 Table 3

Table 2 Conditions of validation experiments

\dot{Q}_{heater} (kW)	\dot{V}_{heater} (L/min)	$T_{g,i}$ (°C)
0~2	800	240
		260
	1400	172
		228

Table 3 Results example of surface temperature measurements at EHC outlet

(@ $\dot{V}_{heater} = 1400\text{L/min}$, $T_{g,i} = 228^\circ\text{C}$)

\dot{Q}_{heater} (kW)	$T_{s,o}$ (°C)				Mean $T_{s,o}$ (°C)	STD (%)
	#1	#2	#3	#4		
0.04	225	231	231	225	228.0	3.46
0.17	234	241	241	235	237.8	3.77
0.38	248	256	256	251	252.8	3.95
0.67	267	277	277	271	273.0	4.90
1.00	291	303	301	296	297.8	5.38
1.47	320	334	333	325	328.0	6.68
2.00	353	370	371	369	365.8	8.54

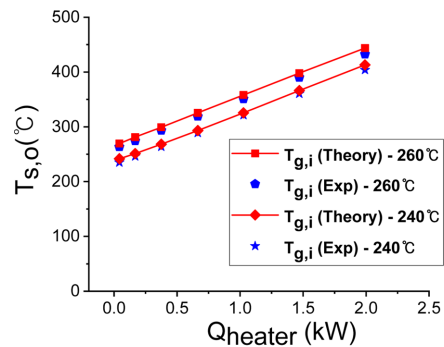
에 제시하였다.

계측결과를 통해, 측정위치에 따른 온도편차는 10% 이내로 나타났으며, 이를 통해 EHC 단면의 온도분포는 대체적으로 균일함을 확인하였다. 이는 하나의 유동채널을 추출하여 1-D 해석을 수행하는 해석방법의 타당성을 부여하는 결과로서, 4개 측정지점의 평균값을 해당 조건에서의 대푯값으로 설정하여 해석결과와의 비교해석을 수행하였다.

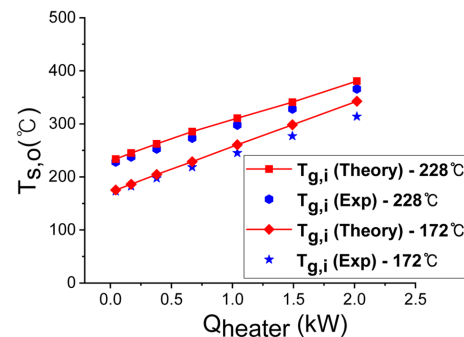
4. 결과 및 고찰

4.1 1-D 해석결과의 검증

Table 2에 나타난 검증실험 조건에 있어, EHC 출구 표면온도에 대한 측정값과 1-D 해석결과를 비교하여 Fig. 6에 나타내었다. 결과를 통해, 두 배기유량(\dot{V}_{heater}) 조건에서 설정한 0~2 kW의 히터전력(\dot{Q}_{heater}) 범위에 있어, 1-D 해석결과의 오차율은 10% 이내임을 확인하였다.



(a) $\dot{V}_{heater} = 800\text{ L/min}$



(b) $\dot{V}_{heater} = 1400\text{ L/min}$

Fig. 6 Comparison of measurement and 1-D prediction results of heater surface temperature at EHC outlet

히터 전력이 오차율에 미치는 영향을 보면, 모든 조건에 있어 히터전력이 커질수록 오차율이 증가함을 알 수 있다. 이는 히터 전력이 증가함에 따라 EHC 전체의 온도가 상승하여 주위로의 열손실이 커짐으로써, 유동 채널에 공급되는 유효 열량 또는 전력이 감소하기 때문으로 판단된다. 이 결과를 통해, 히터 전력이 2 kW이내로 적은 조건에 있어서는 제안된 1-D 모델의 해석결과가 90% 이상의 신뢰성을 가질 수 있으나, 이보다 높은 전력이 공급되는 조건에 있어서는 외부로의 열손실을 해석에 반영해야 함을 의미한다.

4.2 운전조건이 EHC 표면온도 분포에 미치는 영향

4.1절에서 검증된 1-D 해석모델의 신뢰도를 바탕으로, 다양한 EHC의 운전 변수가 EHC 입구 및 출구의 표면 온도에 미치는 영향을 분석하였다. 여기서 적용된 운전 변수는 배기온도($T_{g,i}$), 배기유량(\dot{V}_{heater}), 그리고 히터 전력(\dot{Q}_{heater})이다. 운전 변수의 작동 범위는 Table 1에 주어진 것으로 설정하였다.

Figure 7은 배기온도($T_{g,i}$)가 250°C로 일정한 조건에서, 배기유량(\dot{V}_{heater})과 히터전력(\dot{Q}_{heater})에 따른 EHC 입구 및 출구의 표면온도 변화를 나타낸다. 결과를 통해, 히터 전력의 증가에 따라 EHC 입구 및 출구의 표면온도는 증가하나 그 증가폭은 EHC 출구에서 더 크게 나타남을 알 수 있다. 한편, 배기유량이 증가할수록 EHC 출구의 표면온도는 감소함을 알 수 있는데, 이는 식 (4)의 1차 함수에 있어 배기유량(\dot{V}_{heater})에 비례하는 배기질량유량(\dot{m}_{heater})이 기울기의 분모에 위치하기 때문이다.

Figure 8은 배기유량이 800 L/min로 일정한 조건에서, 배기온도와 히터전력에 따른 EHC 입구 및 출구의 표면

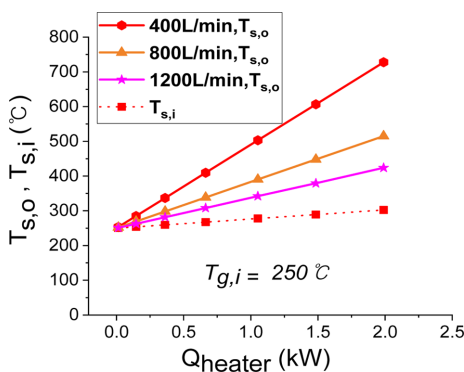


Fig. 7 Effects of exhaust gas flow rate and heater power and on heater surface temperature at EHC inlet and outlet ($T_{g,i} = 250^\circ\text{C}$)

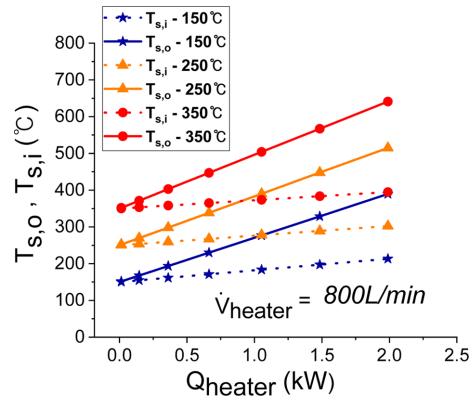


Fig. 8 Effects of exhaust gas temperature and heater power and on heater surface temperature at EHC inlet and outlet ($\dot{V}_{heater} = 800 \text{ L/min}$)

온도 변화를 나타낸다. EHC 입구의 배기온도가 증가할수록 EHC 입구와 출구의 표면온도가 모두 증가함을 알 수 있으며, 그 증가폭은 입구와 출구에 있어 동일하게 나타남을 알 수 있다. 이는 식 (4)의 1차 함수에 있어 EHC 입구의 배기온도가 절편에 위치하기 때문이다.

위의 결과에서 추가로 주목할 점은, 히터 전력이 0에서 2 kW로 증가하였음에도 불구하고 EHC 입구 표면온도의 증가폭은 최대 20% 정도로 크지 않다는 점이다. 이는 EHC에 요소수를 직접 분사하는 현행 방식에 있어, 요소수의 증발을 촉진하고 침적물의 생성을 최소화하기 위해서는 요소수 분무의 EHC 충돌위치 및 벽면과의 상호작용을 신중하게 설계해야함을 의미한다.

이러한 1-D 모델링을 통한 EHC 내부 히터 표면온도 분포의 해석결과는, 추후 EHC 표면에 분사된 요소수 입자의 증발 및 열분해 해석, 또한 EHC기반 Urea-SCR의 최적설계 및 운전조건 도출을 위한 기반자료로서 활용될 수 있을 것이라 판단된다.

5. 결 론

본 연구에서는 EHC 기반 Urea-SCR시스템의 다양한 운전 조건에 있어 EHC내부 히터의 표면온도 분포를 해석하는 1-D 해석모델을 제시하였으며, 얻어진 해석결과를 측정값과 비교하여 해석기법의 신뢰성을 검증하였다. 또한 1-D 모델을 이용하여, EHC의 다양한 운전 조건이 EHC 입구 및 출구의 표면온도에 미치는 영향을 해석하였다. 본 연구를 통해 얻어진 결론은 다음과 같다.

(1) EHC 내부의 미소 유동채널을 검사체적으로 추출하고, 이에 관내 유동의 강제대류 이론을 적용하였다. 해석결과를 통해 EHC 내부의 온도분포는 입구로부터의 거리에 따라 선형적으로 증가함을 확인하였다.

(2) EHC 출구 표면온도의 1-D 해석결과를 측정값과 비교한 결과, 적용된 모든 조건에 있어 10% 이내의 오차가 발생하였다. 이를 통해, EHC의 실제 작동범위에 있어, 제시된 1-D 해석기법의 높은 타당성을 입증하였다.

(3) 1-D 해석기법의 검증된 타당성을 바탕으로, EHC의 다양한 운전조건이 입구 및 출구의 표면온도에 미치는 영향을 분석하였다. 배기유량이 증가할수록 EHC의 출구표면온도는 감소하는 반면, 배기온도의 증가에 따라 EHC 입출구의 표면온도는 증가하였다. 히터 전력의 증가는 EHC 입출구의 표면온도를 증가시키나, EHC 입구 표면온도의 증가는 출구에 비해 상대적으로 미미하였다.

본 연구의 의의는 EHC의 복잡한 형상 및 다양한 작동 조건에 있어, EHC 내부 배기가스 및 표면온도 분포를 정량적으로 평가할 수 있는 효율적인 방법론을 정립하였다는 것이다. EHC 내부에서 유동채널을 추출하여 해석하는 방법론, 배기유량 및 EHC 발열량을 스케일링하는 방법론이 본 연구에서 제시한 핵심 방법론이며, 실측값을 이용하여 이러한 방법론의 타당성을 검증한 것 또한 본 연구의 중요한 성과라 할 수 있다.

후 기

본 연구는 정부(환경부) 재원으로 미세먼지 사각지대 해소 및 관리 실증화 기술개발사업과제의 일환으로 수행되었으며, 이에 깊은 감사를 드립니다.

참고문헌

(1) D. S. Kim, T. J. Wang, M. Y. Kim and J. K. Lee, "Diesel

Engine Technologies for Next-generation Stage V Emission Regulation", The Korean Society of Automotive Engineers, 2017, pp. 25~30.

(2) Y. K. Park and S. B. Choi, "Patent Map: Vehicle Emission Aftertreatment Equipment", The Korean Society Of Automotive Engineers, 2005, pp. 57~61.

(3) S. M. Kim, W. C. Sim, M. H. Han and J. S. Park, "Numerical study on the Performance and Emission characteristics under 800cc MPI Turbo SI engine", The Korean Society of Automotive Engineers, 2021, pp. 78~79.

(4) D. I. Lee, Y. S. Yu, J. H. Park, M. S. Chon and J. P. Cha, "NOx Conversion Efficiency of SCR Diesel Vehicle Under Cold Start Condition", ILASS-Korea, 2018, pp. 244~253.

(5) J. B. Gao, H. C. Chen, Ye Liu, Tiezhu Li, Ran Tu, Biao Liang and Chaochen Ma", The effect of after-treatment techniques on the correlations between driving behaviours and NO_x emissions of passenger cars", Journal of Cleaner Production, 2021, Vol. 288.

(6) Jianbing Gao, Guohong Tian and Aldo Sorniotti, "On the emission reduction through the application of an electrically heated catalyst to a diesel vehicle", Energy Sci Eng, 2019, pp. 2383~2397.

(7) J. B. Ning and F. J. Yan, "Temperature Control of Electrically Heated Catalyst for Cold-start Emission Improvement", IFAC-PapersOnline, 2016, pp. 14~19.

(8) S. H. Lee, K. B. Lee, J. H. Won, J. G. Lee and K. W. Oh, "An Experimental Study on the effect of Urea - SCR doing system using EHC on NOx reduction", The Korean Society of Automotive Engineers, 2021, pp. 118~119.

(9) M. T. Nazir, Miles Brammer, Robert Scholz, Florian Zote, Frank Bunar and Friedemann Schrade, "Electrically Heated Catalyst(EHC) Development of Diesel Applications", International Journal of Automotive Engineering 6, 2015, pp 127~133.

(10) Frank P. Incropera, David P. Dewitt, Theodore L. Bergman and Adrienne S. Lavine, "Incropera's Principle of Heat and Mass Transfer", WILEY, 2017.