Transactions of KSAE, Vol. 18, No. 1, pp.131-138 (2010)

Copyright Ⓒ 2010 KSAE
1225-6382/2010/103-19

DPF의 유동특성에 관한 과도해석 연구

신 동 원 · 윤 천 석*

한남대학교 기계공학과

Study on Transient Analysis for Flow Characteristics in DPF

Dong Won Shin · Cheon Seog Yoon*

Department of Mechanical Engineering, Hannam University, Daejeon 306-791, Korea
(Received 10 June 2009 / Accepted 13 October 2009)

Abstract : Because real flow of engine exhaust is very hot and highly transient, it may cause thermal and inertial loads on catalyzed filters in DPF. Transient and detailed flow and thermal simulations are necessary in this field. To assess the importance of time dependent phenomena, typical cone-type configuration such as an underbody DPF is selected for steady and transient analysis. User defined functions of FLUENT by sinusoidal inlet velocities are written and integrated with main solver for realistic simulation. Also, 4-cylinder and 6-cylinder engines for 3,000 L class are considered for the dynamic exhaust effect of engine type. Key parameters to understanding of catalyst performance and durability issues such as flow uniformity index and peak velocity are investigated. Also, pressure drop for engine power are considered. From the simulation results for three different cases, proper approach is recommended.

Key words : Transient analysis(과도해석), UDF(User Defined Functions; 사용자지정함수), DPF(Diesel Particulate Filter Trap; 매연여과장치), Sinusoidal inlet velocity(사인곡선 형태의 입구속도), Pressure drop(압력강하), Flow uniformity index(유동 균일성 인자), Peak velocity(최대속도), CFD(Computational Fluid Dynamics; 전산유체역학)

Nomenclature

$C_{1\epsilon}$: constant
$C_{2\epsilon}$: constant
$C_{3\epsilon}$: constant
D_h : hydraulic diameter, m
ρ : density, kg/m^3
ϵ : turbulent dissipation rate
F_i : external body forces
G_k : generation of turbulent kinetic energy due to the mean velocity gradients
G_b : generation of turbulent kinetic energy due to buoyancy
k : turbulent kinetic energy
μ : viscosity
μ_t : “eddy” or turbulent viscosity
σ_k : turbulent Prandtl number for k
σ_ϵ : turbulent Prandtl number for ϵ
S_k : user-defined source term
S_ϵ : user-defined source term
T : temperature, K
P : pressure, Pa
u_i, u_j : velocity, m/s
t : time coordinate, sec
x_i : spatial coordinate, m
τ_{ij} : viscous stress tensor

*Corresponding author, E-mail: csyoon@hnu.kr

Y_m : contribution of the fluctuating dilatation in compressible turbulence to the overall dissipation rate

Subscripts

i, j : directional indices (*x, y, z*)

1. 서 론

디젤 엔진의 배기가스에는 환경을 심각하게 오염시키는 입자상 물질인 PM과 질소산화물(NOx)을 많이 포함하고 있기 때문에, 이에 관한 유해물질 저감 연구가 활발히 진행되고 있다. PM을 효율적으로 저감 할 수 있는 매연여과장치(DPF)[1]는, 디젤엔진에서 배출되는 입자상물질을 필터로 포집한 후, 포집된 PM을 고온에서 주기적으로 태우는 재생과정을 반복해야 한다. DPF는 PM을 80% 이상 저감할 수 있어 성능 측면에서는 아주 우수하나, 비제어 재생(uncontrolled regeneration)으로 인한 내구성과 경제성이 실용화의 장애 요인으로 작용하고 있다.

DPF를 포함하는 엔진 후처리장치 내의 유동현상을 해석하기 위해서 전산유체해석이 널리 사용되고 있다.[2-5,7,8,10,11] 엔진 후처리장치와 같은 고온 배기시스템의 설계는 배기가스, 동력손실, 내구성의 관점에서 배기시스템의 성능을 결정한다. 보통 새로운 DPF 또는 촉매변환기(catalytic converter) 제품을 개발 시 기하하적 변수를 최적화하기 위하여 촉매와 접촉하는 유동균일도를 평가하기 위한 가장 효과적인 방법으로 정상상태 전산유체해석이 고려되고 있다. 이러한 방법에 따라 기존의 연구인 Konstandopoulos,[2] Weltens,[3] Martin,[4] Yoon[8] 등은 다양한 형상의 DPF 또는 촉매변환기 내부의 자세한 유동을 고찰하기 위하여 3차원 유동장을 정상상태로 해석하였으며, Opris[7]등은 세라믹 DPF 내의 유동과 포집현상의 규명을 위하여 2차원 정상상태 계산모델을 적용하였다. 그러나 엔진의 실제 작동조건은 과도상태이며, 엔진에서 후처리장치로 유입되는 배기가스의 유동은 상당한 고온이므로, DPF내의 촉매가 코팅된 필터에 커다란 열하중과 관성하중을 야기한다. 따라서 과도상태의 자세한 유동장과 온도장의 해석이 필수적이다. Berkman[5]은 1.6 L급 엔진의 배기가스 고온 유동장에 관하여 1차원과 3차원을 조합한 과도상태의 해석을 수행하였고, Cunningham[6]은 각 실린더의 점화수순에 따른 맥동압력의 분석이 가능하도록 DPF를 시간에 따른 동특성응답이 빠른 1차원으로 모델링하고 실험결과와 비교하였다.

본 연구는 과도상태 해석의 가치를 평가하기 위하여 입구조건을 시간에 따라 변동이 가능한 UDF로 코딩하여 3차원 전산유체해석을 수행하였으며, 차량하단에 장착되는 전형적인 DPF 형상에 관하여 과도상태와 정상상태 해석을 비교한 후, 촉매가 코팅된 필터성능과 내구성 문제에 관련한 중요한 인자인 유동 균일도인자(flow uniformity index)와 최대속도(peak velocity)에 관하여 고찰하였다.

2. 전산유체해석

2.1 이론

엔진 배기가스 후처리장치 내의 유동현상을 해석하기 위해 사용되고 있는 전산유체역학은 설계변경을 쉽게 모사할 수 있으며, 실험결과와 비교할 수 있는 장점 때문에 시간과 비용을 크게 절약할 수 있다. 그러나 전산유체역학을 설계도구로 사용하려면 계산결과와 실험결과가 상호 검증이 되어야 한다. 주로 전산유체해석의 결과로부터 유동 균일도인자, 속도인자(velocity index), 엔진출력과 연관되는 압력강하, 공간속도(space velocity), 속도비(velocity ratio)를 예측하여, 연료 불이익(fuel penalty)과 열기계하중(thermal mechanical load)을 최소화하고, 포집효율을 최대화하며, 촉매가 코팅된 필터의 성능 및 내구성(durability)을 파악할 수 있다. DPF내 유동의 과도상태와 정상상태에 대한 유동현상을 고찰하고, 압력강하 및 유동 균일도인자의 변화를 평가하기 위하여 다공성물질 모델(porous media model)을 포함하는 상용 CFD S/W인 Fluent V6.3[9]을 사용하였다. 지배 방정식인 연속방정식, 모멘텀방정식, 다공성물질모델, standard $k-\epsilon$ 방정식은 다음과 같다.

연속 방정식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i)=0 \tag{1}$$

모멘텀 방정식

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j)=\frac{\partial P}{\partial x_i}+\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}+F_i+S_i \quad (2)$$

다공성물질 모델

$$S_i=-(\sum_{j=1}^{3}D_{ij}\mu v_j+\sum_{j=1}^{3}C_{ij}\frac{1}{2}\rho|v_j|v_j) \quad (3)$$

여기서 D_{ij}는 점성저항계수, C_{ij}는 관성저항계수이며, $D_{ij}=\frac{1}{k_i}$, $C_{ij}=2\beta$이다.

standard $k-\epsilon$ 난류 모델 방정식

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k})\frac{\partial k}{\partial x_j}] + G_k+G_b-\rho\epsilon-Y_m+S_k \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon})\frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}] + C_{1\epsilon}\frac{\epsilon}{k}(G_k+C_{3\epsilon}C_b)-C_{2\epsilon}\frac{\epsilon^2}{k}+S_\epsilon \quad (5)$$

Eddy 점성은 난류 운동에너지와 난류 소산율을 결합하여 다음의 식으로부터 계산한다.

$$\mu_t=\rho C_\mu\frac{k^2}{\epsilon} \quad (6)$$

여기서 사용한 계수들의 값은 다음과 같다.

$C_{1\epsilon}=1.44, C_{2\epsilon}=1.92, C_\mu=0.09, \sigma_k=1.0, \sigma_\epsilon=1.3.$

Weltens 등[3]이 제안한 유동 균일도인자는 촉매가 코팅된 필터의 단면에서 유속 분포의 균일성을 계량화한 값으로, 컨버터 설계의 평가 기준이 된다. 완전히 균일한 유동에서 1이고, 그 값이 0.8이상이면 만족하며, 유동조건 균일도 인자는 다음과 같이 정의 된다. 또한 DPF의 형상(직경, 길이, 입구각도) 및 유량과 같은 유동조건에 의존한다.

$$\gamma=1-\frac{1}{2A}\int\frac{|w-\overline{w}|}{\overline{w}}dA \quad (7)$$

여기서

γ : 유동 균일도 인자

A : 모노리스(monolith)의 단면

$\overline{w}$: 단면에서 평균속도

w : 단면에서 국부 유체속도

유동분포가 나빠지면 유동 균일도인자의 값이 작아져서 촉매의 점화(light-off)가 향상되지 않고, 노화(aging)가 촉진되며, NOx, 일산화탄소(CO), 탄화수소(HC)의 변환효율이 감소된다.[4] 또한 압력손실도 증가한다.[12]

2.2 경계조건, 작동조건 및 해석방법

Fig. 1은 차량하단에 장착되는 전형적인 원뿔형(cone type) DPF의 형상과 제원을, Fig. 2는 경계조건을 각각 나타낸다. 입구는 속도를, 출구는 outflow 조건을, 내부필터는 Ni 근간의 초합금(superalloy) INCOFOAM@HighTemp[13]로 명명된 금속폼을 각각 채택하였으며, 해석 시 필요한 내부필터의 재료특성인 permeability와 Forchheimer coefficient의 값은 Table 1의 값[8]을 사용하였다. 즉 필터에 해당하는 다공성매질은 등방성의 재질($k_i=k_1=k_2=k_3=k$)이라고 가정하였고, 그 외의 경계조건은 캔이 벽면으로 구성되기 때문에 no-slip 조건을 부여하였다.

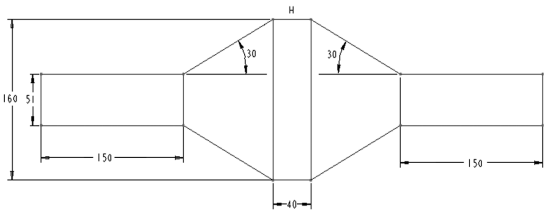

Fig. 1 Overall drawing of cone-type can

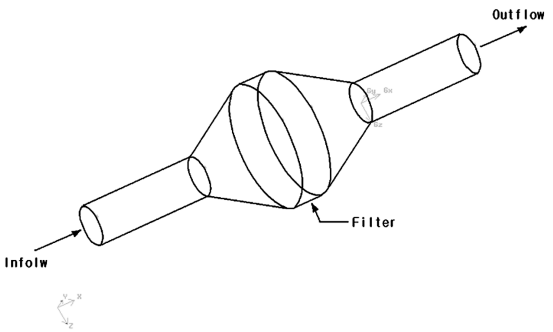

Fig. 2 Boundary conditions of cone-type can

Table 1 Permeability and Forchheimer coefficient for metal foam of INCOFOAM@High-Temp[8)]

Name	Symbol	Unit	Data
Pore size	-	μm	1200
Permeability	k	m^2	4.83×10^{-9}
Forchheimer coefficient	β	m^{-1}	1385
Filter thickness	t	mm	40

입구속도는 정상상태와 과도상태로 구분하였고, 정상상태의 경우는 엔진출구의 질량유량에서 유추한 속도를 입구에 균일하게 분포시켜 지정하였으며, 과도상태의 경우는 실제 3,000 CC급 대상엔진이 6개의 실린더를 갖고 있으므로 100% 부하상태의 rpm과 크랭크 각도에 맞춰 속도를 sine 곡선으로 지정하였다. 또한 과도상태의 해석에서 실린더 개수에 관한 민감도를 해석하기 위하여, 가상의 상황인 실린더 4개를 갖는 경우에는 실제 6 개의 실린더를 갖는 대상엔진의 rpm과 질량 유량에 맞추어 속도를 지정하였다. Table 2는 전술한 3가지 경우에 대하여 정리한 것이다.

과도상태는 크랭크 각이 2회전 함에 따라 속도가 시간의 변수이므로, 사용자 지정함수인 UDF로 코딩한 후, FLUENT solver와 결합시켜 실제현상을 모사하였다. 실린더 개수에 따라 4개의 실린더를 갖는 case #2는 π의 위상차를, 6개의 실린더를 갖는 case #3은 $\frac{2}{3}\pi$의 위상차를 각각 갖는다. Case #3의 경우에는 입구 속도를 3가지 경우로 구분하였으며, 위상차를 포함한 입구속도의 식은 Table 3과 같다. Case#3에서 크랭크 각도가 0°에서 180°까지 변화함에 따라 sine함수의 식이 각각의 60° 구간에 ①,②,③으로 표현되어 있다. 계속해서 크랭크축이 2회전하는 전체 720° 구간까지 ①,②,③의 식이 순차적으로 반복해서 지정됨으로 과도상태 현상을 모사할 수 있다. Case #3의 3가지 입구속도 공식을 계산하여 적용하는 절차는 Fig. 3의 flow diagram과 같다. 따라서 1 cycle 동안, 즉 크랭크 축이 2회전 하는 동안의 각 case에 대한 입구속도 변화는 Fig. 4와 같다.

Table 2 Inlet velocity type

	Velocity type	Analysis condition
Case #1	Uniform	Steady-state
Case #2	4 cylinder	Transient-state
Case #3	6 cylinder	Transient-state

DPF의 작동조건으로 사용하는 데이터는 엔진제작사로부터 입수한 엔진과 DOC 성능맵으로부터 유추했다. 엔진이 최대 토크와 rpm일 때 배기가스의 유해 물질이 최대로 발생하므로 100% 부하일 때의

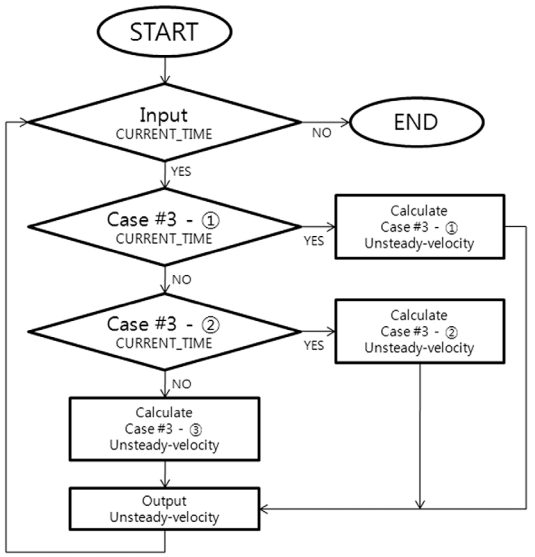

Fig. 3 Flow diagram for 6-cylinder case

Table 3 Velocity forrmular at inlet

			Formular
Case #1			N/A
Case #2			$\lvert V_{\max}\cdot\sin(\pi t)\rvert$
Case #3	①	$0\le\Theta<60$	$\left\lvert V_{\max}\cdot(\sin(\pi t)+\sin(\pi t+\frac{2\pi}{3}))\right\rvert$
	②	$60\le\Theta<120$	$\lvert V_{\max}\cdot\sin(\pi t)\rvert$
	③	$120\le\Theta<180$	$\left\lvert V_{\max}\cdot(\sin(\pi t)+\sin(\pi t+\frac{4\pi}{3}))\right\rvert$

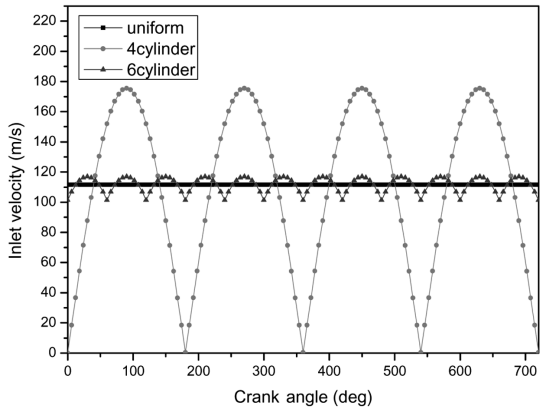

Fig. 4 Specified inlet velocity

상태량을 사용하였다. Table 4는 본 연구에서 사용한 배기가스의 물성치와 난류값으로, 입구온도에 상응하는 공기의 물성치를 사용하였다. 공기의 점성계수 관계식은 Sutherland's formula[14]를 사용하였다.

$$\mu = \mu_0 \frac{T_0 + S}{T + S} \left(\frac{T}{273}\right)^{\frac{3}{2}} \tag{8}$$

여기서 T는 온도(K), μ_0는 기준온도(reference temperature) T_0의 기준 점성계수값(Pa·s), T_0는 기준온도(K), S는 Sutherland 상수를 각각 나타내며, 공기의 경우 289~1098 K까지 사용할 수 있다. 본 해석에서 사용한 값은 μ_0=1.79×10^{-6} Pa·s, T_0= 273 K, S = 111 K이다.

Table 4 Material and turbulence data of exhaust

Name	Symbol	Unit	Data
Working fluid	-		Air
Engine speed	-	rpm	2500
Torque	-	N-m	335
Load	-	%	100
Mass flow rate of air	$\dot{m}_a$	kg/h	415
Mass flow rate of fuel	$\dot{m}_f$	kg/h	18
Mass flow rate of exhaust	$\dot{m}_{ex}$	kg/h	433
Inlet temperature	T	K	480
Inlet pressure	P	Pa	114,000
Inlet velocity	V	m/s	111.616
Inlet density	ρ	kg/m^3	0.528
Turbulence intensity	I	%	3.858
Length scale	l	m	0.007 ×0.051

본 해석에서 사용한 난류 강도는 식 (9)로부터 Reynolds 수에 따라 3.161~6.029%이고, turbulence length scale(l)은 다음과 같은 식[9]으로부터 계산하였다.

$$I = \frac{u'}{U_{avg}} = 0.16(Re)^{-1/8} \tag{9}$$

$$l = 0.007 \times L = 0.007 \times D_h \tag{10}$$

여기서 L과 D_h는 characteristic length를 나타내며, Table 4에서 표기된 것과 같이 입구파이프의 직경을 사용하였다.

Fluent V6.3의 preprocessor인 Gambit에서 기하학적 제원에 맞추어 형상을 모델링하였고, 자동 격자(automesh) 생성 기능을 사용하여 격자를 생성하였다. Fig. 5는 원뿔형 캔에서 만들어진 35,475개의 육면체 셀(Hexahedral cell) 격자모양과 39,390개 절점(node)을 나타낸다.

DPF 설계 시 압력강하는 최소로, 유동균일도 인자는 1에 근접하도록 고려해야 한다. Fig. 6은 원뿔형 캔에 대하여 원뿔 각의 변화에 따른 압력강하, 유동균일도 인자 변화를 나타낸 것이다. 원뿔의 각이 증가함에 따라 압력강하가 증가하며 유동 균일도 인자는 감소하는 것을 알 수 있다. DPF의 장착위치의 지형적 한계(geometric envelope)에 따라서 압력강하가 최소가 되고 균일도 인자가 최대가 되는 적당한 각도를 선정하여야 한다.

Fig. 7은 차량하부에 장착되는 전형적인 원뿔형 캔의 형태를 갖는 DPF 내의 속도벡터를 나타낸다.

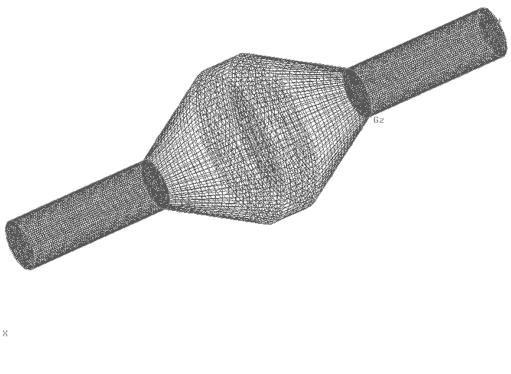

Fig. 5 Hexahedral mesh configuration of cone-type can

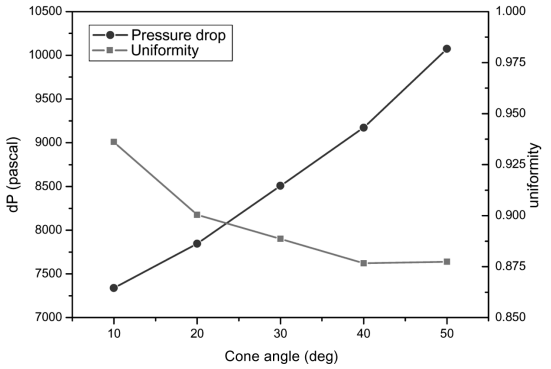

Fig. 6 Pressure drop and flow uniformity vs. cone angle

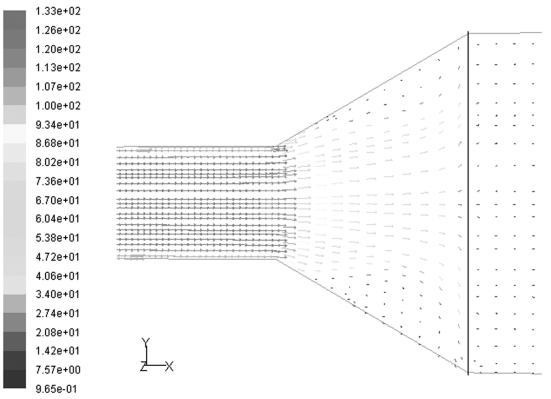

Fig. 7 Velocity vector plot for underbody converter

유입되는 공기는 입구 파이프로부터 필터가 설치되는 지점까지 유동통로가 급격히 확장됨에 따라 와류에 의해 유동이 회전하는 것을 알 수 있다. 이러한 현상은 원뿔의 각도가 40° 이상에서 점차적으로 증가하므로 유동균일도, 압력손실과 지형적인 한계의 관점에서 고려해야 하며, 본 연구에서는 Fig. 6의 결과를 기본으로, 원뿔 각도를 30° 로 선정하였다.

3. 해석결과

CFD 해석결과는 실험데이타로 검증해야 하지만, 본 계산에서는 정상상태와 과도상태를 비교하고 평가하는 것이 목적이므로, case 별로 해석결과의 차이를 정량적으로 나타내었다. Fig. 8은 엔진의 사이클 동안 크랭크 각에 따라 각 case에 대한 압력강하의 변동을 나타낸 것이다. Table 4와 Fig. 4의 지정된 입구속도에 따라, 과도상태의 결과를 명확히 관측

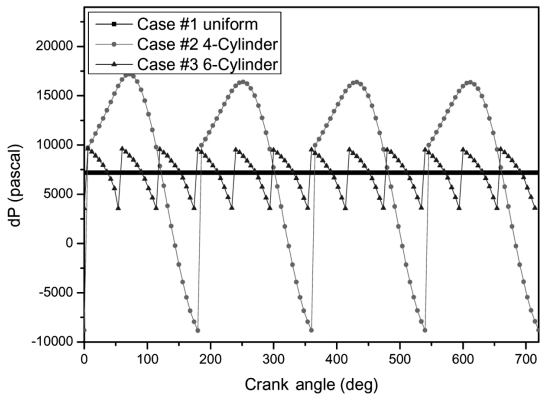

Fig. 8 Transient pressure drop vs. crank angle

할 수 있으며, case #3은 case #2 보다 압력 변동 폭이 작음을 알 수 있다. 즉, 6 실린더를 갖는 엔진의 압력강하는 계기압력 기준으로 10,000 Pa에서 3,000 Pa까지 변화하지만, 4 실린더를 갖는 엔진의 압력강하는 18,000 Pa에서 -8,000 Pa까지 변화한다. Case #2는 V_{max}와 V_{min}의 차이가 175.33 m/s이므로 압력 변화량이 큰 것을 알 수 있다. 더욱이 엔진 특성상 유량이 0이 되는 구간이 있어 크랭크 각이 140~180° 구간에서 음압이 걸리는 것을 관찰할 수 있다. 따라서 case #2에서는 배기가스 역류 현상이 일어난다는 것을 알 수 있다. 정상상태의경우인 case #1의 압력강하는 일정하다.

Fig. 9는 필터의 전단에서 Case #1의 균일도 인자를 나타낸다. 균일도 인자는 촉매가 코팅된 필터면에서 유속분포를 나타내는 값으로, 압력강하, 속도비, 재생 시에 NOx, CO, HC의 변환효율 및 노화

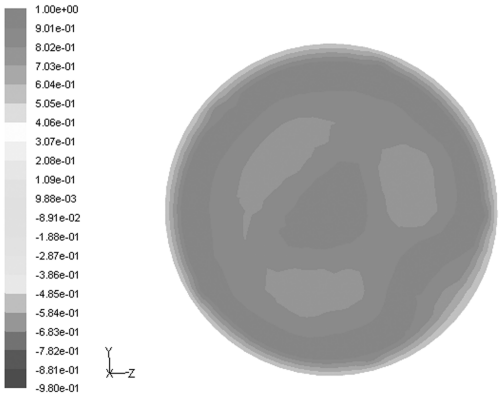

Fig. 9 Uniformity index at front section of filter for case #1

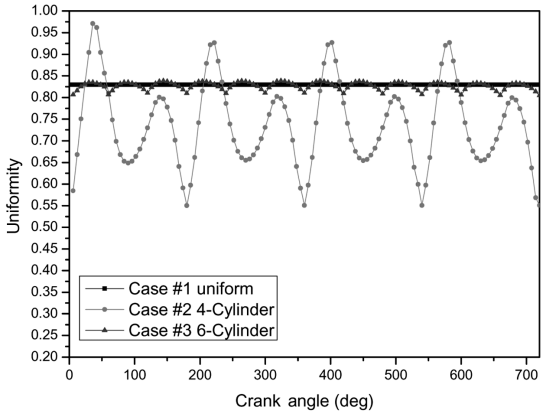

Fig. 10 Transient flow uniformity vs. crank angle

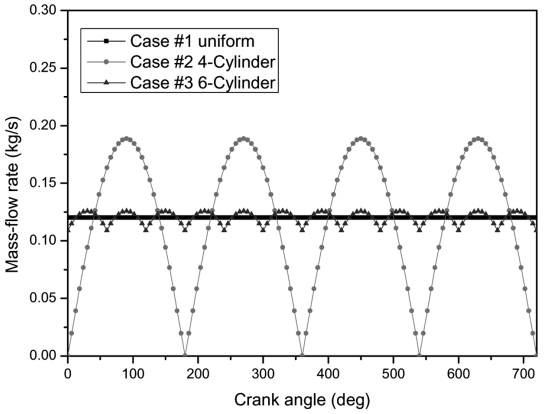

Fig. 11 Transient mass-flow rate vs. crank angle

(aging)에 주로 관련된다. 전체적으로 국부 속도가 일정하지 않지만 전체적인 균일도는 0.8296으로 0.8 이상이기 때문에 설계요구조건을 만족한다.

Fig. 10은 엔진의 사이클 동안 크랭크 각에 따라 과도상태와 정상상태의 세 가지 case에 대한 유동 균일도 인자를 나타낸다. 과도상태 해석의 결과 크랭크 각이 변화함에 따라 유동 균일도인자는 변동한다는 것을 알 수 있다. 정상상태인 case #1의 유동 균일도인자는 0.8296이고, 과도상태인 case #3의 유동 균일도인자는 0.8과 0.84 사이에서 분포하지만, 모두 0.8 이상으로 최소 설계요구조건을 만족한다. 그러나 과도상태인 4 실린더를 갖는 엔진인 case #2에서 유동 균일도인자는 0.55와 0.97 사이에 분포하며, 변동 폭이 너무 커서 최소 설계요구조건을 만족하지 못한다. 이러한 값은 배기블로다운 과정동안 순간적으로 발생하는 현상으로, 엔진의 모든 밸브가 닫혀 역류현상이 일어나고 유동이 매우 불안정하기 때문에 유동균일도가 크게 감소한다. 이와 연관된 입구파이프의 질량유량 변동은 Fig. 11과 같다. 질량유량이 증가함에 따라 유동균일도도 증가한다.

Table 5는 과도상태와 정상상태의 세 가지 case에 대하여 유동균일도 인자와 최대속도의 계산결과를 정리한 것이다. 여기서 촉매와 마주치는 배기가스의 최대속도는 촉매를 침식할 수 있기 때문에 100 m/s 이하이어야 한다. 과도상태인 case #2와 case #3의 γ는 사이클 가중평균값(cycle weighted average)을 나타낸다. 유동균일도와 최대속도 모두 case #3의 경우에는 case #1과 거의 유사하지만, case #2의 경우에는 case #1보다 유동균일도가 크게 감소하며, 최대속도는 50% 정도 증가한다는 것을 알 수 있다.

Table 5 Simulation results for transient and steady analysis

Case	Description	Uniformity index (γ)	Peak velocity (m/s)
#1	Steady	0.8296	27.67
#2	Transient - 4 cylinder	0.7304 (cycle weighted average)	≦40.78
#3	Transient - 6 cylinder	0.8169 (cycle weighted average)	27.02

4. 결 론

엔진에서 배출되는 배기가스 유동은 상당한 고온과 과도상태이므로, DPF내의 촉매가 코팅된 필터에 심각한 열하중과 관성하중을 야기한다. 필수적인 과도상태의 유동장 해석 평가를 위하여 차량하단에 장착되는 전형적인 원뿔형 DPF 형상에 대하여 과도상태와 정상상태 해석을 수행하고, 서로 비교하였다. 촉매가 코팅된 필터성능과 내구성 문제에 관련한 중요한 인자인 유동 균일도인자와 최대속도, 엔진 출력과 연관된 압력강하에 관하여 고찰하였다. 본 연구로부터 얻은 결론은 다음과 같다.

1) 입구속도를 사용자 지정함수인 UDF로 코딩하고 Fluent S/W와 연계하여 계산한 결과, 실제 엔진의 배기계에서 발생하는 과도상태의 특성을 정성적으로 모사할 수 있다.

2) 엔진 크랭크 각이 변화함에 따라 유동 균일도인자는 변동하며, 질량유량이 증가함에 따라 유동 균일도 인자도 증가한다.
3) 6 실린더를 갖는 엔진의 과도상태 해석 결과, 유동 균일도인자는 0.8과 0.84사이에서 변화하며, 압력강하도 계기압력 기준으로 10,000 Pa에서 3,000 Pa까지 변화한다.
4) 4 실린더를 갖는 엔진의 과도상태 해석 결과, 유동 균일도인자는 0.55와 0.97 사이에서 변화하며, 압력강하도 계기압력 기준으로 18,000 Pa에서 -8,000 Pa까지 변화한다.
5) 4 실린더를 갖는 엔진의 과도해석에 의하면 촉매를 침식시킬 수 있는 배기가스의 최대속도는 40.78 m/s로, 정상상태와 6실린더를 갖는 엔진의 최대속도 약 27 m/s 보다 50% 증가한다.
6) 촉매가 코팅된 필터성능과 내구성 문제에 관련한 인자를 평가하기 위하여 DPF내의 유동현상에 관한 과도상태 해석이 수반되어야 하다.

후 기

본 연구는 2009학년도 한남대학교 학술연구조성비 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

References

1) http://www.dieselnet.com
2) A. G. Konstandopoulos, M. Kostoglou, E. Skaperdas, E. Papaioannou, D. Zaravalis and E. Kladopoulou, “Fundamental Studies of Diesel Particulate Filter : Transient Loading, Regeneration and Aging,” SAE 2000-01-1016, 2000.
3) H. Weltens, H. Bressler, F. Teres, H. Neumaier and D. Rammoser, “Optimization of Catalytic Converter Gas Flow Distribution by CFD Predictions,” SAE 930780, 1993.
4) A. Martin, N. Will, A. Bordet, P. Cornet, C. Gomdoin and X. Mouton, “Effect of Flow Distribution on Emissions Performance of Catalytic Converters,” SAE 980936, 1998.
5) M. E. Berkman and A. Katari, “Transient CFD: How Valuable is it for Catalyst Design?,” SAE 2002-01-0064, 2002.
6) P. Cunningham and P. Meckl, “1-D Dynamic Diesel Particulate Filter Model for Unsteady Pulsating Flow,” SAE 2007-01-1140, 2007.
7) C. N. Opris and John H. Johnson, “A 2-D Computational Model Describing the Flow and Filtration Characteristics of a Ceramic Diesel Particulate Trap,” SAE 980545, 1998.
8) C. S. Yoon and G. B. Cho, “Study of Design & CFD Analysis for Partial DPF Utilizing Metal Foam,” Transactions of KSAE, Vol.17, No.1, pp.24-34, 2009.
9) Fluent Inc., Fluent 6 User's Guide, 2002.
10) X. Zhang and M. Romzek, “Computational Fluid Dynamics (CFD) Applications in Vehicle Exhaust System,” SAE 2008-01-0612, 2008.
11) H. Lochmann, H. Schlessmann, J. Schlossarczyk, and S. Richter, “Development of An Emission Aftertreatment System for Hand Held Powertools,” SAE 2004-01-0149, 2004.
12) W. Taylor and S. Ciray, “Flow Distribution in Catalytic Converters: Quantified Impact on Emissions and Restriction,” Proceedings of the ASME Internal Combustion Engine Division, Peoria, IL USA, 2000.
13) http://www.alantum.com/products.html
14) J. Tannehill, D. Anderson, and R. Pletcher, Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer, Taylor&Francis, Philadelphia, PA, USA, 1997.