

## 급가감속 운전에서 따른 듀얼 모노리스형 촉매변환기 내의 유동 균일도와 압력 강하에 관한 수치적 연구

김영득<sup>1)</sup> · 정수진<sup>2)</sup> · 김우승<sup>3)</sup>

한양대학교 기계공학과 대학원<sup>1)</sup> · 자동차부품연구원<sup>2)</sup> · 한양대학교 기계공학과<sup>3)</sup>

### An Numerical Study on the Flow Uniformity and Pressure Drop in Dual Monolith Catalytic Converter during the Rapid Acceleration / Deceleration Driving

Young-Deuk Kim<sup>1)</sup> · Soo-Jin Jeong<sup>2)</sup> · Woo-Seung Kim<sup>3)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

<sup>2)</sup>Advanced Power & IT Research Center, Korea Automotive Technology Institute, 74 Yongjeong-ri, Pungse-myeon, Cheonan-si, Chungnam 330-912, Korea

<sup>3)</sup>Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Gyeonggi 426-791, Korea

(Received 20 December 2006 / Accepted 23 February 2007)

**Abstract** : The conversion efficiency, durability and pressure drop of the automotive exhaust catalysts are dependent on the flow distribution within the substrate. Conventional porous medium approaches assuming monolith resistance based on the one-dimensional laminar flow for simulating the flow through the automotive exhaust catalysts over-predict the flow uniformity in the monolith. In this study, additional pressure loss is also considered by accounting for entrance effects due to the oblique flow incident on the front face of monolith as a consequence of flow separation and recirculation within the diffuser. The incorporation of an additional pressure loss improves the predictions for the maximum flow velocity within the substrate. An numerical study has also been conducted for the three-dimensional unsteady incompressible non-reacting flow inside various dual-monolith catalytic converters for the rapid acceleration/deceleration driving.

**Key words** : Dual monolith catalytic converter(듀얼 모노리스형 촉매변환기), Uniformity index(유동 균일도), Pressure drop(압력 강하), Diffuser angle(확대관 각도), Air-gap length(공기 간극 길이)

### 1. 서론

실제 운전조건 하에서의 촉매변환기 내를 통과하는 배기가스는 변환기 입구부의 확대부에서 발생하는 박리로 인하여 대부분은 모노리스(monolith) 단면의 중심부를 통과하게 된다. 따라서 그 외의 단면 부분은 충분히 활용될 수 없으며, 이로 인한 급격한 온도구배는 과도한 열응력(thermal stress)을 집중시

켜 촉매변환기의 노화를 가속시킨다. 따라서 변환기의 효율적인 작동은 촉매변환기의 모노리스 내에 분포하는 유속분포와 온도구배에 좌우됨은 잘 알려진 사실이다. 더욱이 모노리스 내의 유속분포는 촉매의 활성화(light-off)와 직접 관련되어 있으므로 모노리스를 통과하는 유속분포의 균일도(uniformity)는 packaging과 압력 강하 등의 설계요소 뿐만 아니라 변환효율(conversion efficiency)과 수명, 그리고 활성화 시간을 결정하는 중요한 설계인자이다.

\*Corresponding author, E-mail: wskim@hanyang.ac.kr

Lai<sup>1)</sup>, Baxendale<sup>2)</sup>, Weltens<sup>3)</sup>, Hauber<sup>4)</sup> 등은 비교적 단순한 입구 배기관의 형상과 촉매층의 촉매변환기에 대해 CFD 기법을 사용하여 촉매변환기의 입구부 확대관의 각도 및 모노리스를 구성하는 셀의 밀도, 그리고 입구 배기관의 곡률 등이 모노리스 내의 유속분포 및 압력 강하에 미치는 영향 등을 해석하였다. 그리고 Heibel<sup>5)</sup>과 Wollin<sup>6)</sup> 등은 모노리스 전면의 형상이 평평한 것이 아닌 원뿔(cone) 형상에 대하여 촉매변환기 내의 유동 균일도와 압력 강하를 수치적으로 계산하였으며, 이는 평평한 형상의 모노리스보다 유동 균일도와 압력 강하가 크게 향상됨을 보였다. 또한 Weltens<sup>3)</sup> 등은 듀얼 모노리스형 촉매변환기는 배기가스의 촉매변환기 내 체류 시간(resident time)의 증가, 유동 균일도 향상 등의 이점을 얻을 수 있으므로 이의 사용을 권장한 바 있으며, 이때 모노리스의 최대 축 방향 길이는 12-15 cm를 넘지 않아야 한다고 보고하였다. 또한 공기간극은 15 mm를 넘지 않아야 하며, 5 mm 이하의 공기간극의 경우 1차 모노리스 전면에서의 유동 균일도가 현저히 향상됨을 확인하였다.

Jeong<sup>7,8)</sup> 등은 촉매변환기 내의 가스의 비정상적인 유동특성을 해석함으로써 실운전 조건하에서 발생하는 실린더 간의 간섭 및 이음부에서의 혼합 현상 등이 담체 내의 유동 균일도에 미치는 영향 등을 분석하였고, 두 개의 입구 배기관을 지닌 RT형 촉매변환기와 두 개의 이음부를 지닌 double flow 형의 촉매변환기에 대하여 입구 배기관의 곡률 및 담체의 길이 등이 담체 내의 유속 분포 및 압력 강하 등에 미치는 영향을 3차원적으로 수치 해석하였다. 그리고 Lee<sup>9)</sup> 등은 다양한 입·출구 형상에 따른 압력 손실과 유속 측정 실험을 통하여 엔진 출력에 최소 영향을 주는 촉매변환기 입·출구 형상, 여러 가지 형상에 대한 압력 손실의 관계를 제시하였다.

또한 Jeong<sup>10)</sup> 등은 모노리스를 다공성 물질로 가정하여, 모노리스 내의 유동 균일도와 압력 강하에 대한 여러 모델링 기법을 다채널(multi-channel) 모델과 비교 및 검토하였으며, 모노리스의 압력 강하와 유동 균일도는 다채널 모델에 비해 다공성 물질 모델에 의해 보다 정확히 예측되었다.

따라서 본 연구에서는 다공성 물질에 대한 몇 가지의 모델링 기법에 대한 수치계산을 수행하였으

며, 이 결과를 실험값<sup>11)</sup>과 비교·검증하였다. 그리고 앞서 계산을 통해 얻은 모노리스에 대한 최적의 모델링 기법을 사용하여 다양한 확대관의 각도와 공기간극에 대하여 변환기 내 유동 균일도와 압력 강하를 촉매층 3차원 정상상태에 대하여 해석을 수행하고, 또한 자동차의 급가감속 운전에 따른 듀얼 모노리스의 촉매변환기 내 유속분포의 균일도와 압력 강하를 촉매층 3차원 비정상상태 해석을 통해 계산하고자 한다.

## 2. 수치 해석

### 2.1 해석 모델

Fig. 1은 본 연구에 사용된 듀얼 모노리스형 촉매변환기를 나타낸다. 기준 촉매변환기 모델에 대하여 모노리스의 축 방향 길이(L)는 152 mm, 1차 모노리스와 두 번째 모노리스의 체적비(%)는 32:68이며,<sup>12)</sup> 두 모노리스 사이에는 총 모노리스 체적의 8%에 해당하는 공기 간극(L<sub>a</sub>)을 두었다.

모노리스의 셀밀도는 400cps(cells/in<sup>2</sup>)이며, 셀의 수직직경은 1.1 mm이고 벽두께는 0.15 mm이다. 또한 본 연구에서 확대관의 각도(DA)는 10° (L<sub>d</sub>=173 mm)에서 60° (L<sub>d</sub>=17.6 mm)까지 고려하였다.

### 2.2 해석 방법 및 경계조건

본 연구에서는 촉매변환기의 확대, 축소관 및 입·출구 배기관 내를 흐르는 유동을 촉매층 3차원 정상 또는 비정상상태의 난류유동으로 고려하였으며, 모노리스는 완전 발달된 층류로 가정하여 해석

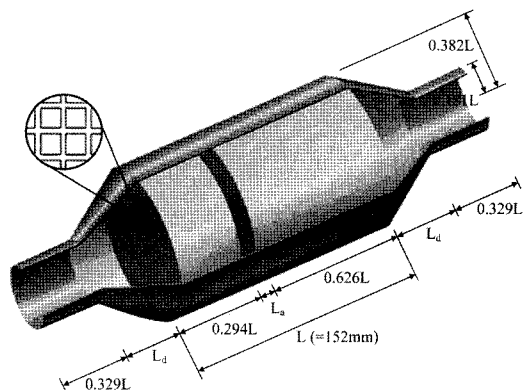


Fig. 1 Base model of dual monolith catalytic converter

Table 1 The governing equations

$\phi$	$D_\phi$	$S_\phi$
1	0	0
$u_i$	$\mu_{eff}$	$-\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu_{eff} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$

을 수행하였다.

본 연구에서 사용되어진 연속, 운동량방정식은 아래와 같은 일반적인 형태로 나타낼 수 있으며, 각 방정식은 Table 1에 나타내었다. 난류 계산에는 RNG k-ε 모델을 사용하였다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ D_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right] + S_\phi \quad (1)$$

유입 배기관 입구에서는 전 유입단면에 걸쳐 균일한 속도분포(plug-flow)를 경계조건으로 주었으며, 4 l 가솔린 엔진의 전부하(wide open throttle) 조건 하에서 엔진 속도(engine speed, rpm)에 대한 배기관 입구에서의 Reynolds 수를 Fig. 2에 나타내었다.<sup>13)</sup> 보다 높은 입구 속도 조건을 부여하기 위해 작동유체의 온도를 1000K로 설정하였으며, 배기관을 통한 외기로의 열손실은 고려하지 않았다.

입구에서의 난류 운동 에너지는 평균 입구유속의 5%로 가정하여 식 (2)와 같이 계산하였으며, 난류 소산율은 식 (3)의 관계식으로부터 계산하였다.

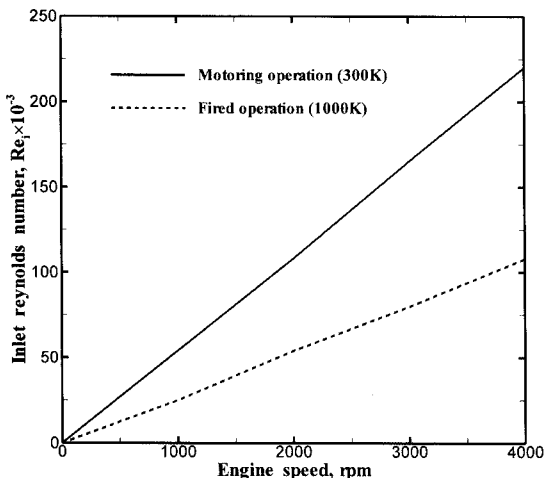


Fig. 2 Inlet Reynolds number corresponding to the engine rpm for motoring and fired operation<sup>13)</sup>

$$k_{in} = \frac{3}{2} (0.05 u_{in})^2 \quad (2)$$

$$\epsilon_{in} = \frac{c_\mu k_{in}^{1.5}}{0.03 D_{in}} \quad (3)$$

여기서,  $u_{in}$  과  $D_{in}$  은 각각 배기관의 입구 속도와 직경을 나타낸다.

출구에서의 경계조건은 대기압으로 처리하였다. 모든 벽조건은 접촉조건을 적용하였고, 벽면에서의 난류 상태량 계산은 벽함수를 사용하였다.

대류항의 차분은 2차 정확도를 가지는 MARS 기법을 사용하였고, 압력 및 속도의 연계는 정상상태에 대하여 SIMPLE, 비정상상태에 대해서는 PISO 알고리즘을 사용하였다. 본 연구에서는 상용 열유체 프로그램인 STAR-CD<sup>14)</sup>를 사용하여 계산하였다.

### 2.3 모노리스의 수치적 모델 및 검증

본 연구에서는 모노리스를 연속체로 모델링하여 다공성 물질(porous medium)로 가정하였으며, 유입된 배기가스가 모노리스를 통과할 때의 균일한 정도를 나타내는 균일도 지수( $\gamma$ )는 Weltens<sup>3)</sup> 등이 제안한 다음의 식을 사용하였다.

$$\gamma = 1 - \sum_{i=1}^n \frac{|u_i - \bar{u}|}{2 \bar{u} S} S_i \quad (4)$$

여기서,  $n$ 은 모노리스 표면에 분포하는 총 계산셀을 의미하며,  $S$ 는 모노리스의 단면적,  $S_i$ 와  $u_i$ 는 채널  $i$ 에서의 단면적과 국부 속도,  $\bar{u}$ 는 평균 유속을 나타낸다.

모노리스 내 유체의 압력 강하는 Hagen-Poiseuille (이하 H-P) 방정식으로부터 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial p}{\partial x} = - \frac{(2f Re_c) \mu u}{\psi d_h^2} \quad (5)$$

여기서,  $f$ ,  $Re_c$ ,  $\psi$  그리고  $d_h$ 는 각각 마찰계수, 모노리스 채널에서의 Reynolds 수, 다공율 그리고 채널의 수력직경을 나타낸다.

모노리스 채널 입구에서 유체는 유동 단면적의 급격한 감소와 유동방향의 변화로 난류강도가 급격히 감소하며 경계층이 발달하기 시작한다. 따라서

이러한 입구영역을 고려하기 위하여 Lai<sup>1)</sup> 등은 식 (5)에 여분의 계수  $D_1$ 을 첨가하였다.

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -D_1 \frac{(2fRe_c)\mu u}{\psi d_h^2} \quad (6)$$

여기서,

$$D_1 = \left[ 1 + 0.0445 \frac{\rho u d_h^2}{\mu L} \right]^{0.5} \quad (7)$$

앞서 언급한 모노리스의 압력 강하에 대한 두 모델링 기법은 모노리스의 모든 채널에 대하여 유체의 유동을 일방향성(unidirectional)의 다공성 물질로 가정하였다. 따라서 배기가스는 촉매변환기 입구에서 급격한 유동단면의 확대로 인하여 박리(separation)와 재순환(recirculation) 영역이 발생되고, 이로 인해 모노리스의 전면으로 유입되는 경사 유동(oblique flow)에 대한 입구 손실(entrance loss)을 앞에서 언급된 두 모델링 기법은 고려하지 못한다. 이러한 입구 손실을 다음의 식을 통해 나타낼 수 있다.<sup>15)</sup>

$$\frac{\partial p}{\partial x} = - \left[ \frac{(2fRe_c)\mu}{\psi d_h^2} + \frac{1/2\rho u_r^2}{Lu} \right] u \quad (8)$$

그리고

$$\frac{\partial p}{\partial x} = - \left[ D_1 \frac{(2fRe_c)\mu}{\psi d_h^2} + \frac{1/2\rho u_r^2}{Lu} \right] u \quad (9)$$

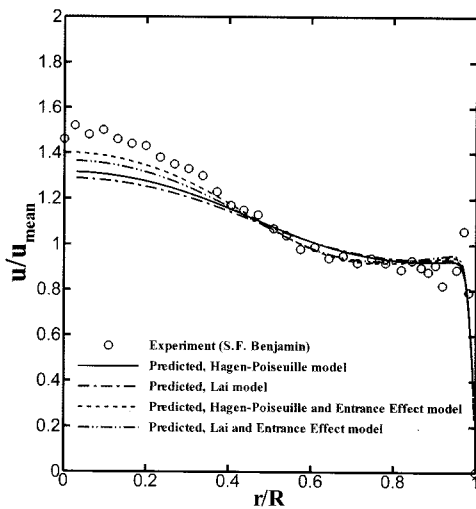
여기서,  $u_r$ 과  $L$ 은 반경방향으로의 속도와 모노리스의 길이를 나타낸다.

앞서 기술한 모노리스의 수치적 모델링 기법에 대하여 3차원적으로 수치 해석하였으며, 이 결과의 타당성을 검토하기 위하여 실험결과<sup>11)</sup>와 함께 Fig. 3에 나타내었다. 20°의 확대관의 각도를 가진 촉매 변환기에서 모노리스 출구 단면 중심부에서의 속도는 H-P 모델, Lai 모델, H-P와 입구 효과 모델, Lai와 입구 효과 모델에 대하여 실험값과 각각 9.6%, 13%, 4.1% 그리고 6.2%의 오차를 가지며, 80°의 확대관의 각도를 가진 촉매변환기에서 모노리스 출구 단면 중심부에서의 속도는 실험값과 각각 11.6%, 15.1%, 6.2% 그리고 10.3%의 오차를 나타낸다. 따라서 본 연구에서는 H-P와 입구 효과 모델을 사용하여 모노리스에서의 압력 강하를 고려하고자 한다.

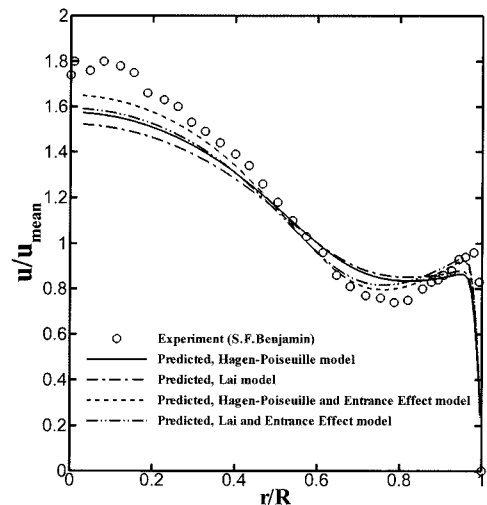
### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 정상 상태에서의 유동 균일도와 압력 강하

본 연구에서 사용한 듀얼 모노리스형 촉매변환기의 1차 모노리스와 2차 모노리스의 축 방향 길이는



(a) 20° diffuser



(b) 80° diffuser

Fig. 3 Experimental<sup>11)</sup> and predicted velocity profiles at rear of the monolith for (a) 20° and (b) 80° diffuser, with 152 mm monolith, for  $Re=62,000$

앞서 언급한 기준 촉매변환기 모델과 동일하며, Fig. 2에 나타낸 바와 같이 엔진 속도(rpm, 1000K)가 2000, 4000일 때 공기 간극( $L_a$ ,  $1\text{ mm} \leq L_a \leq 30\text{ mm}$ )과 확대관의 각도(DA,  $10^\circ \leq DA \leq 60^\circ$ )가 두 모노리스 전면에서의 유동 균일도와 촉매변환기의 압력 강하에 미치는 영향을 정상상태 해석을 통해 살펴보고 있으며, 그 결과를 Fig. 4에 각각 나타내었다.

1차 모노리스 전면에서의 유동 균일도는 확대관의 각도와 공기 간극이 작을수록, 2차 모노리스 전면에서의 유동 균일도는 확대관의 각도가 작고 공기 간극이 커질수록 커진다. 그리고 촉매변환기의 압력 강하는 공기 간극의 길이 변화에 거의 영향을 받지 않으며, 확대관의 각도에 의한 영향이 지배적임을 알 수 있다. 또한 엔진 속도(rpm)가 2000에서 4000으로 증가함에 따라 두 모노리스 전면에서의 유동 균일도와 촉매변환기의 압력 강하는 각각 감소 및 증가하며, 확대관의 각도가 클수록 이러한 영향이 더 커짐을 알 수 있다.

두 모노리스 사이에 공기 간극이 존재함에 따라, 공기 간극 내에는 반경 방향으로의 압력 구배가 형성되고, 배기가스는 공기 간극 내 압력 구배에 의해 모노리스의 중심부에서 반경 방향으로 흐르게 된다. 이 때 2차 모노리스 전면에서의 압력 분포는 2차 모노리스의 항력과 1차 모노리스에서의 유속분포에 의해 형성된다. 따라서 공기 간극이 커짐에 따라 공기 간극 내 반경 방향으로의 배기가스의 유동이 증가하여 2차 모노리스 전면에서의 유동 균일도는 향상되며, 반경 방향으로의 압력 구배는 Fig. 5에 나타낸 바와 같이 작아지게 된다.

하지만 공기 간극이 커짐에 따라 1차 모노리스 전면에서의 유동 균일도는 크게 저하된다. 촉매변환기 내 공기 간극의 증가는 공기 간극 내 배기가스의 체류 시간(resident time)의 증가시키며, 이는 2차 모노리스 전면에서 보다 큰 반경 방향으로 유속의 재분배가 이루어지게 한다. 따라서 1차 모노리스 단면 중심부에 유속은 집중되고, 1차 모노리스 중심부와

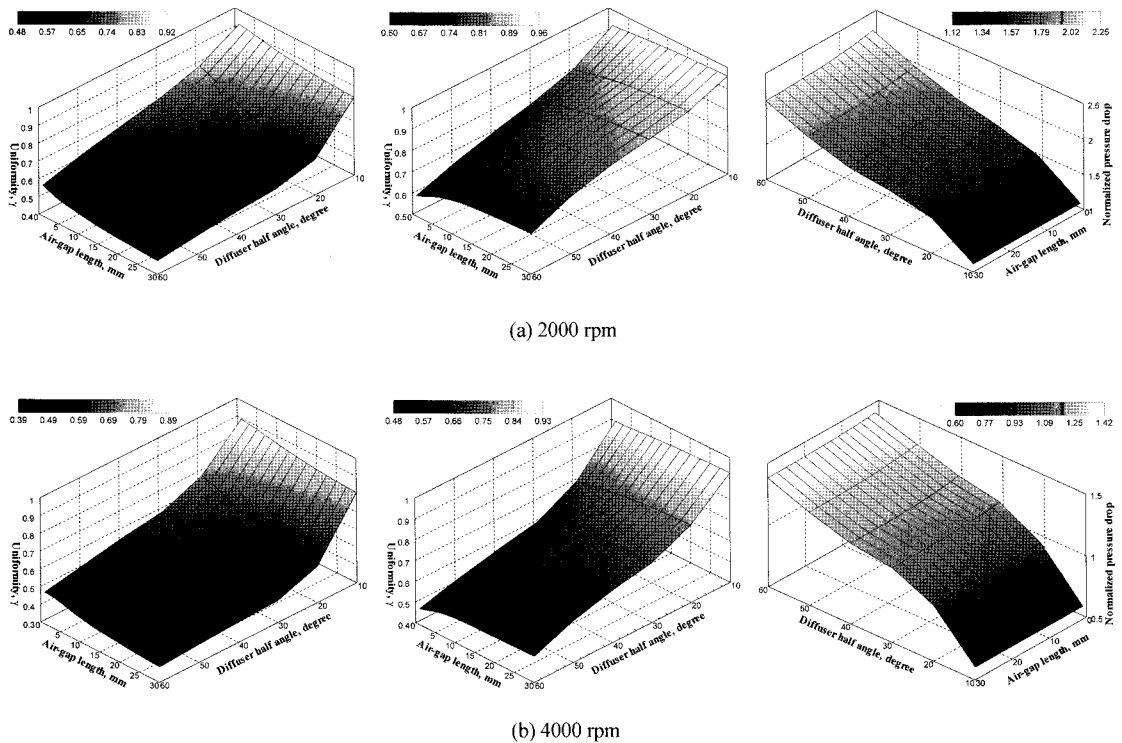


Fig. 4 Flow uniformity and normalized pressure drop distributions with various values of diffuser half angle and air-gap length for (a) 2000 rpm and (b) 4000 rpm

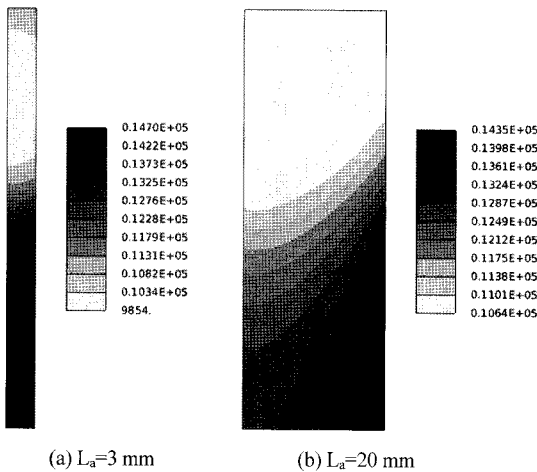


Fig. 5 Pressure contours in the region of the air-gap of catalytic converter with DA=30° and air-gap length, (a) L<sub>a</sub>=3 mm and (b) L<sub>a</sub>=20 mm, for 4000 rpm

외곽에서의 속도 편차는 커지게 된다.

Fig. 6은 엔진 속도가 각각 2000, 4000 rpm일 때 공기 간극과 확대관의 각도에 따른 두 모노리스에서의 유동 균일도의 증가율(IR, %)을 나타내며, 이는 다음과 같이 표현된다.

$$IR = \frac{\gamma_{2^{nd} monolith} - \gamma_{1^{st} monolith}}{\gamma_{1^{st} monolith}} \times 100 \quad (10)$$

공기 간극이 커짐에 따라 모든 확대관의 각도에 대하여 유동 균일도의 증가율은 상승하며, 그 상승 폭은 감소된다. 그리고 공기 간극이 짧거나(5 mm 이하), 또는 엔진 속도가 고속인 경우보다 저속일 때 유동 균일도의 증가율은 확대관의 각도에 대하여 균일함을 알 수 있다. 또한 주어진 공기 간극에 대하여 확대관의 각도가 커짐에 따라 유동 균일도의 증가율은 확대관의 각도, 30°를 기준으로 증가하다가 다시 감소하게 된다. 이 현상은 제트 유동과 연관되어지며, 확대관의 각도가 커짐에 따라 배기관에서 나온 주유동은 거의 일정한 면적으로 1차 모노리스 전면으로 유입되어 압력이 크게 상승하게 된다. 따라서 1차 모노리스 내 유속분포는 모노리스의 후면까지 유지되며, 공기 간극 내에서 유속의 재분배가 충분히 이루어지지 못하기 때문에 2차 모노리스 전면에서의 유동 균일도는 저하된다.

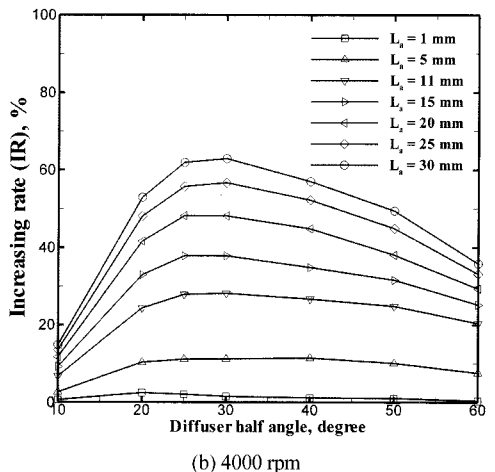
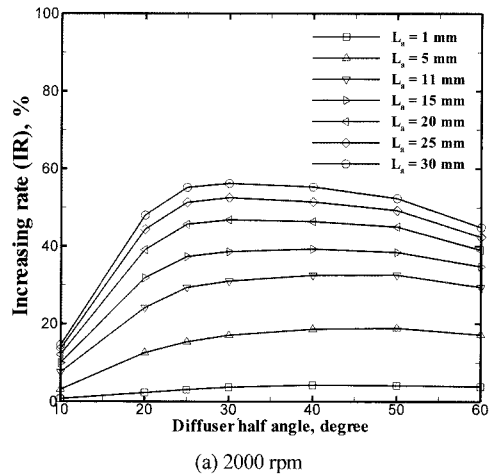


Fig. 6 Increasing rate of the flow uniformity with various values of diffuser half angle and air-gap length for (a) 2000 rpm and (b) 4000 rpm

### 3.2 급가속 운전에 따른 유동 균일도와 압력 강하

실제 운전조건 하에서 급가속과 같은 과도운전 시 일산화탄소(CO)와 같은 유해 배기가스가 다량 발생함과 동시에 모노리스 전면에서의 급격한 유동 불균일도(mal-distribution)를 초래하여 촉매변환기의 성능 및 수명에 악영향을 미치게 된다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 7에 나타난 바와 같이, 두 가지 급가속 주행모드(driving mode)에 대하여 비정상상태 해석을 통해 촉매변환기의 유동 균일도와 압력 강하에 미치는 영향을 살펴보았으며, 해석 대상인 촉매변환기의 확대관 각도는 공간의 제약을 크게 받

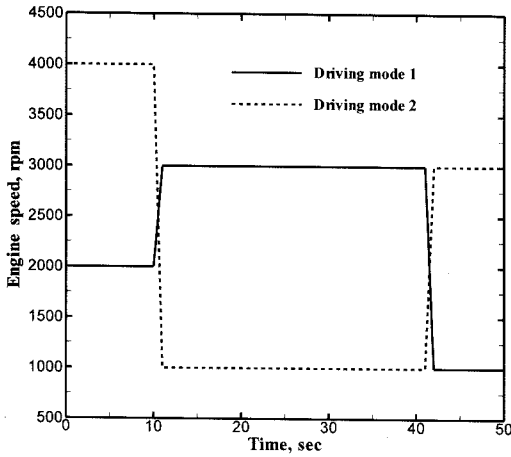


Fig. 7 Two transient driving modes: engine speed versus time

지 않는 20°, 30°, 40°에 대하여, 그리고 1차 모노리스 전면에서의 유동 균일도를 크게 저하시키지 않는 5 mm 와 이와 반대 경향인 20 mm의 공기 간극에 대하여 해석을 수행하였다.

Fig. 8은 각각의 주행모드에 대한 1, 2차 모노리스 전면에서의 유동 균일도와 압력 강하를 나타낸다. 각각의 주행모드에 대하여 촉매변환기 형상에 따른 1차, 2차 모노리스 전면에서의 유동 균일도 및 촉매변환기 전체에 대한 압력 강하는 앞서 수행한 정상상태에서의 결과들과 거의 유사한 값을 가진다.

주행모드가 1인 경우, 5 mm의 공기 간극과 20°, 30°, 40°의 확대관 각도를 가진 촉매변환기에 대하여 엔진 속도가 2000, 3000 그리고 1000 rpm으로 급가속됨에 따라 1, 2차 모노리스 전면에서의 유동 균일도는 확대관 각도가 20°일 때 약 7% 감소 및 20% 증가, 30°일 때 약 10% 감소 및 31% 증가하며, 40°일 때 약 9% 감소 및 32% 증가한다. 이에 반해, 20 mm의 공기 간극을 가진 촉매변환기인 경우 엔진 속도가 급가속됨에 따라 1, 2차 모노리스 전면에서의 유동 균일도는 확대관 각도가 20°일 때 약 8%,

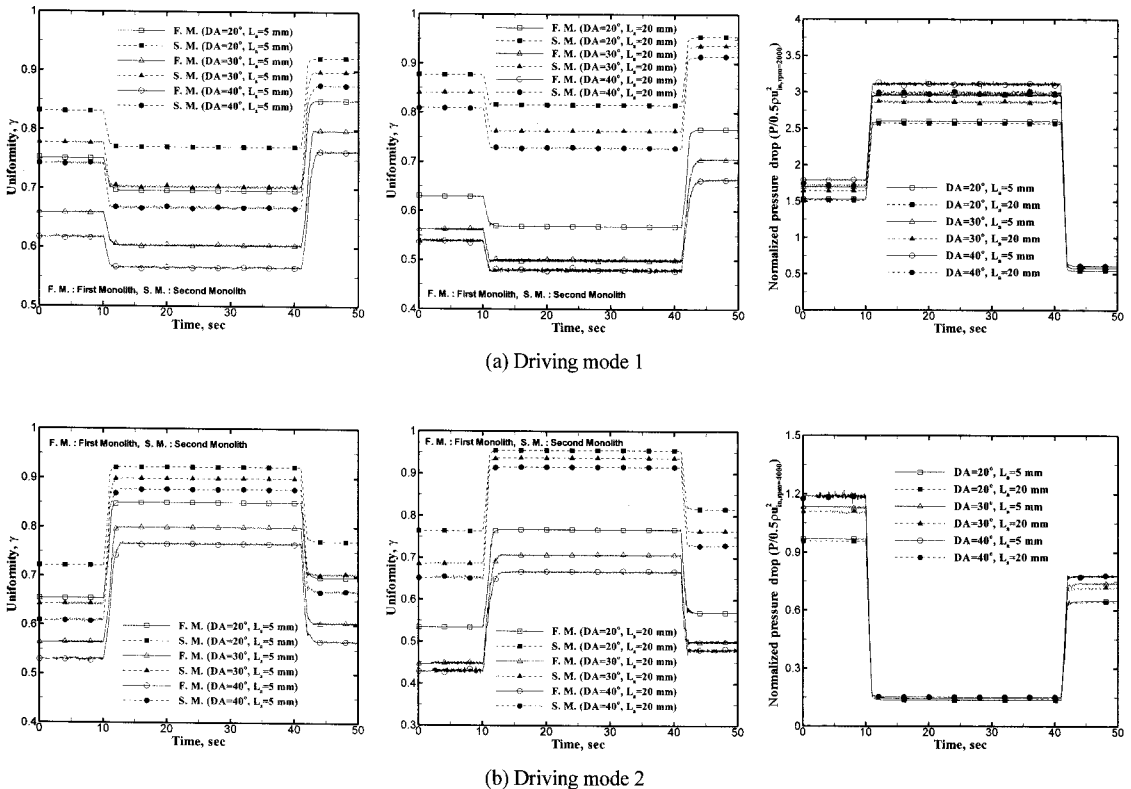


Fig. 8 Flow uniformity and normalized pressure drop distributions with various values of diffuser half angle and air-gap length for (a) driving mode 1 and (b) driving mode 2

30°일 때 약 10% 그리고 40°일 때 약 11% 감소로 5 mm의 공기 간극인 경우와 유사하지만, 급감속에 따른 1, 2차 모노리스 전면에서의 각각의 유동 균일도는 확대관 각도가 20°일 때 약 33%, 16%, 30°일 때 약 42%, 24% 그리고 40°일 때 약 38%, 26% 증가로 유동 균일도의 증가폭은 5 mm의 공기 간극에 비해 1차 모노리스에서 더 크고, 2차 모노리스에서 더 작다. 이는 공기 간극에서 발생하는 유속의 재분배가 1차 모노리스 전면에서의 유동 균일도를 현저하게 저하시키고, 고속의 경우보다 저속에서, 큰 확대관 각도의 경우보다 작은 확대관 각도에서 더 작게 일어나기 때문이다. 이러한 현상은 주행모드 2의 급가감속 구간에서 동일하게 나타난다. 또한 압력 강하는 고려된 모든 확대관 각도 및 공기 간극에 대하여 엔진 속도가 2000 rpm일 때 최대 1.79, 최소 1.51, 3000 rpm일 때 최대 3.12, 최소 2.57 그리고 1000 rpm일 때 최대 0.61, 최소 0.54의 값을 가지며, 엔진 속도가 저속일 경우 확대관 각도 및 공기 간극의 변화가 압력 강하에 미치는 영향은 아주 미비하지만, 엔진 속도가 고속일 경우 이와 반대 경향을 보임을 해석 결과를 통해 알 수 있다.

그리고 주행모드가 2인 경우, 5 mm의 공기 간극과 20°, 30°, 40°의 확대관 각도를 가진 축매변환기에 대하여 엔진 속도가 4000, 1000 그리고 3000 rpm으로 급감가속됨에 따라 1, 2차 모노리스 전면에서의 유동 균일도는 확대관 각도가 20°일 때 약 29% 증가 및 17% 감소, 30°일 때 약 42% 증가 및 24% 감소하며, 40°일 때 각각 약 45%, 31% 증가 및 25% 감소한다. 이에 반해, 20 mm의 공기 간극을 가진 축매변환기인 경우 엔진 속도가 급감가속됨에 따라 1차, 2차 모노리스 전면에서의 유동 균일도는 확대관 각도가 20°일 때 약 45%, 36% 증가 및 각각 26%, 15% 감소, 30°일 때 약 58%, 36% 증가 및 각각 30%, 19% 감소 그리고 40°일 때 약 56%, 42% 증가 및 각각 28%, 21% 감소한다. 또한 압력 강하는 고려된 모든 확대관 각도 및 공기 간극에 대하여 엔진 속도가 4000 rpm일 때 최대 1.19, 최소 0.96, 1000 rpm일 때 최대 0.15, 최소 0.14 그리고 3000 rpm일 때 최대 0.78, 최소 0.64의 값을 가진다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 모노리스를 다공성 물질로 가정하였으며, 모노리스 내의 유동 균일도와 압력 강하를 보다 정확하게 예측하기 위해서 세 가지 모델에 대하여 수치계산을 수행하였다. 계산을 통해 얻은 모노리스에 대한 최적의 모델링 기법을 사용하여 다양한 확대관의 각도와 공기간극에 대하여 변환기 내 유동 균일도와 압력 강하를 축대칭 3차원 정상상태 및 비정상상태에 대하여 해석을 수행하였다.

모노리스 내 유체의 압력 강하 해석을 위해 본 연구에서 사용한 입구 효과 모델은 20°, 80°의 확대관 각도에 대하여 실험값과 각각 4.1%, 6.2% 이내로 모노리스 출구 단면에서의 속도를 잘 예측하였다.

축매변환기 내 정상상태 해석을 통해 1차 모노리스에서의 유동 균일도는 확대관의 각도와 공기 간극이 작을수록 커지며, 2차 모노리스에서의 유동 균일도는 확대관의 각도가 작고 공기 간극이 커질수록 커진다. 또한 축매변환기의 압력 강하는 공기 간극의 길이 변화에 거의 영향을 받지 않으며, 확대관의 각도에 의한 영향이 지배적이다. 그리고 공기 간극이 커짐에 따라 공기 간극 내 유속의 재분배로 인하여 2차 모노리스 전면에서의 유동 균일도는 향상되지만, 1차 모노리스 전면에서의 유동 균일도는 현저히 저하된다.

엔진 속도가 2000, 3000 그리고 1000 rpm으로 급가감속됨에 따라 1, 2차 모노리스 전면에서의 유동 균일도는 확대관 각도가 20°일 때 약 7% 감소 및 20% 증가, 30°일 때 약 10% 감소 및 31% 증가하며, 40°일 때 약 9% 감소 및 32% 증가한다. 또한 압력 강하는 고려된 모든 확대관 각도 및 공기 간극에 대하여 엔진 속도가 2000 rpm일 때 최대 1.79, 최소 1.51, 3000 rpm일 때 최대 3.12, 최소 2.57 그리고 1000 rpm일 때 최대 0.61, 최소 0.54의 값을 가진다.

엔진 속도가 4000, 1000 그리고 3000 rpm으로 급가감속됨에 따라 1, 2차 모노리스 전면에서의 유동 균일도는 확대관 각도가 20°일 때 약 29% 증가 및 17% 감소, 30°일 때 약 42% 증가 및 24% 감소하며, 40°일 때 각각 약 45%, 31% 증가 및 25% 감소한다. 또한 압력 강하는 고려된 모든 확대관 각도 및 공기 간극에 대하여 엔진 속도가 4000 rpm일 때 최대



1.19, 최소 0.96, 1000 rpm일 때 최대 0.15, 최소 0.14 그리고 3000 rpm일 때 최대 0.78, 최소 0.64의 값을 가진다.

### References

- 1) M. C. Lai and J. Y. Kim, "Three-dimensional Simulations of Automotive Catalytic Converter Internal Flow," SAE 910200, 1991.
- 2) A. J. Baxendale, "Computational Fluid Dynamics in Exhaust System Design and Development," SAE 931072, 1993.
- 3) H. Weltens, H. Bressler, F. Terres, H. Neumaier and D. Rammoser, "Optimisation of Catalytic Converter Gas Flow Distribution by CFD Predictions," SAE 930780, 1993.
- 4) T. Hauber, P. Zacke, J. Braun and D. Ueberschär, "Influence of the Space between Monoliths and the Geometry of Endcones on the Conversion Rate of a Catalytic Converter," SAE 980424, 1998.
- 5) A. Heibel and M. A. A. Spaid, "A New Converter Concept Providing Improved Flow Distribution and Space Utilization," SAE 990768, 1999.
- 6) J. Wollin and S. F. Benjamin, "A Study of the Flow Performance of Ceramic Contoured Substrates for Automotive Exhaust Catalyst Systems," SAE 993626, 1999.
- 7) S. J. Jeong and W. S. Kim, "Three Dimensional Unsteady Flow Characteristics inside the Catalytic Converter of 6 Cylinder Gasoline Engine," Transactions of KSAE, Vol.6, No.4, pp.108-120, 1998.
- 8) S. J. Jeong and W. S. Kim, "Three-Dimensional Flow Analysis of Catalytic Converter for Reducing Emission," Transactions of KSAE, Vol.6, No.5, pp.55-65, 1998.
- 9) E. H. Lee, C. K. Lee, J. S. Yoo and J. H. Lee, "A Study on the Fluid Flow Characteristic in Catalytic Converter for Various Inlet and Outlet Header Shapes," Transactions of KSAE, Vol.7, No.7, pp.187-194, 1999.
- 10) S. J. Jeong, W. S. Kim, I. T. Im, N. J. Choi and J. H. Lee, "Evaluation of Numerical Models for the Flow Maldistribution and Pressure Drop through Automotive Catalytic Converter," International Conference for Mechanical and Automotive Technologies, pp.145-149, 2005.
- 11) S. F. Benjamin, R. J. Clarkson, N. Haimad and N. S. Girgis, "An Experimental and Predictive Study of the Flow Field in Axisymmetric Automotive Exhaust Catalyst Systems," SAE 961208, 1996.
- 12) K. Umehara, T. Yamada, T. Hijikata, Y. Itchikawa and F. Katsube, "Advanced Ceramic Substrate: Catalytic Performance Improvement by High Geometric Surface Area and Low Heat Capacity," SAE 971029, 1997.
- 13) J. Y. Kim, "Flow Distribution and Pressure Drop in Diffuser-Monolith Flow: Implications to the Automotive Catalytic Converter Design," Ph. D. Dissertation, Wayne State University, Detroit, Michigan, 1993.
- 14) STAR-CD User Manual, 2004.
- 15) S. F. Benjamin, N. Haimad, C. A. Roberts and J. Wollin, "Modelling the Flow Distribution through Automotive Catalytic Converters," Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol.215, Part C, pp.379-383, 2001.