

## 3차원 유동해석을 통한 차량 배기소음 예측에 관한 연구

### Prediction of Vehicle Exhaust Noise using 3-Dimensional CFD Analysis

진 봉 용\*, 이 상 호\*\*, 조 남 효\*\*\*  
Bong-Yong Jin, Sang-Ho Lee, Nam-Hyo Cho

#### ABSTRACT

Computational Fluid Dynamics (CFD) analysis was carried out to investigate exhaust gas flow and acoustic characteristics in the exhaust system of a passenger car. Transient 3-dimensional flow field in the front and rear mufflers was simulated by CFD and far-field sound pressure was modeled by a simple monopole source method. Engine performance simulation was also performed to obtain the boundary condition of instantaneous fluid flow variation at the inlet of the exhaust system. Detailed exhaust gas flow characteristics such as velocity and pressure distribution inside the mufflers were presented and the pulsating pressure amplitude was compared at several positions in the exhaust system to deduce sound pressure level. The present method of the acoustic analysis coupled with CFD techniques would be very effective for the prediction of sound noise from vehicle exhaust systems although the effects of the inlet boundary condition and heat transfer on the accuracy of the prediction have to be validated through further studies.

주요기술용어 : Muffler(소음기), CFD(전산유체역학), Exhaust system(배기시스템), Perforated pipe (타공관), Sound pressure level(음압레벨), Back pressure(배압)

#### 1. 서 론

최근 환경오염 및 소음에 대한 인식이 부각됨에 따라 자동차 배기시스템의 미세개발(fine tuning)에 대한 중요성이 날로 커지고 있다. 자동차 배기시스템 내 주요부품 중의 하나인 소음기(muffler)는 엔진으로부터 배출되는 배기소음을 감쇄시키는 기본 장치로써 엔진성능에도

직접적으로 영향을 미치는 부품이다. 배플(baffle) 및 천공파이프(perforated pipe) 등으로 구성된 소음기 내부의 배기유동은 엔진실린더로부터의 비정상상태(unsteady-state)의 맥동과 유동과 내부의 구조적인 특성으로 인해 매우 복잡한 비정상 3차원 난류유동을 형성한다. 따라서 소음기의 내부구조 설계시 고려해야 될 배기가스 유동과 소음특성과의 상관 관계를 예측하기가 매우 어렵다.

최근의 수치해석적인 기법을 사용한 흡배기 시스템 내의 소음 예측은 두 가지 방법론에서

\* 회원, CD adapco Korea

\*\* 회원, 대우자동차 기술연구소

\*\*\* 회원, 고등기술연구원 기계/의용기술센터

접근되어 왔다. 하나는 흡배기시스템 전체 및 엔진동력 사이클을 고려한 1차원적인 가스유동의 특성을 분석하는 것이고 다른 하나는 엔진 내부의 동력사이클 결과를 흡기시스템의 출구 조건이나 배기시스템의 입구조건 등으로 이용하여 3차원 CFD 기법으로 상세한 3차원 유동장을 해석하는 방법이다.

Isshiki<sup>1)</sup>는 흡배기계를 1차원 가스동적모델로 모사하고 단순형상의 소음기 부분을 비선형모델로 계산하여 소음기내 배압 및 소음특성을 예측하였다. Blair<sup>2)</sup>는 배기관내의 비정상가스유동을 모사하기 위해 로터리 밸브나 단일펄스를 이용한 특수 장치를 제작하였으며 이것을 단순형 소음기와 연결하여 소음수준을 측정하였다. 또한 1차원 비정상 가스동적모델과 CFD 코드와 통합하여 배기소음을 예측하였고 이를 시험결과와 비교하였다. Torregrosa<sup>3)</sup>는 단순형 전소음기(front muffler)를 2차원 FEM을 이용하여 전달손실(TL; Transmission Loss)를 예측하였고 이를 실험데이터와 비교하였지만 정성적인 특성만을 얻을 수 있었다. Payri<sup>4)</sup> 등은 여러 형태의 타공관에 대한 단순모델을 이용하여 압력손실 특성을 예측하였다. Sartorius<sup>5)</sup>는 상용 엔진성능 해석 코드인 'WAVE'<sup>6)</sup>를 이용하여 V6 엔진의 배기소음을 예측하였는데 전 엔진회전수 영역에서 만족할 만한 예측치를 보여주었다.

최근에 이르러 복잡한 형상 내의 유체 유동을 편리하고 정확하게 해석할 수 있는 상용 전산유체역학 코드의 개발 및 컴퓨터의 발달과 함께 CFD유동해석을 이용한 소음특성 분석에 관한 연구가 많이 수행되어 오고 있다. Mackey et al.<sup>7)</sup>은 소음기 부분은 3차원으로 그 외의 부분은 1차원으로 모델링하고 두 모델의 경계면에서 수치인 연결을 통해 압력 변동 및 방사소음을 예측하였고 이를 실험결과와 비교하였다. 그러나 대칭구조를 갖는 단순형상의 소음기를 대상으로 하여 타공관의 배치, 밀도 및 흡음재 효과에 대한 연구에 한정되어 있다. 조장형 등<sup>8)</sup>은 배기시스템에서 맥동파 형태로 배출되는 배

기가스가 소음기내로 유입되는 경우에 대하여 유동해석을 통해 소음기내의 유동특성을 파악하였다. 해석대상이 실제 차량용 소음기란 점에서 의미가 있다고 하겠으나 경계조건에 가정치를 도입하였고 소음기내 유동특성 파악에 국한되었다. 소음기는 아니지만 Takabayashi et al.<sup>9)</sup>은 차량 흡기매니폴드를 3차원으로 그 외의 시스템을 1차원으로 모델링하여 흡기시스템의 소음을 예측하고 실험과 비교하였는데 전반적으로 실험치와 유사한 결과를 보여주었다.

본 연구에서는 전소음기와 후소음기(rear muffler)로 구성된 실제 승용차용 배기시스템의 배기소음을 CFD 기법을 이용하여 예측하고 시험결과와 비교하였다. 배기시스템의 입구 경계조건은 'WAVE' 코드를 이용하여 해석된 주기적인 배기가스 유량을 설정하였다. 소음기내의 상세한 3차원 유동장 및 압력을 분석하고 주요 엔진회전수에 대한 미관(tail pipe)에서의 배기소음 특성을 예측하였다.

## 2. 수치해석 방법

### 2.1 소음기 구조

해석에 사용된 배기 소음기시스템은 Fig. 1과 같다. 배기 매니폴드와 촉매변환기를 제외한 배기시스템을 CFD 해석영역으로 설정하였다. 출구부분의 돔 형상은 CFD해석을 위한 가상의 공간이다. 소음기 시스템은 전소음기, 후소음

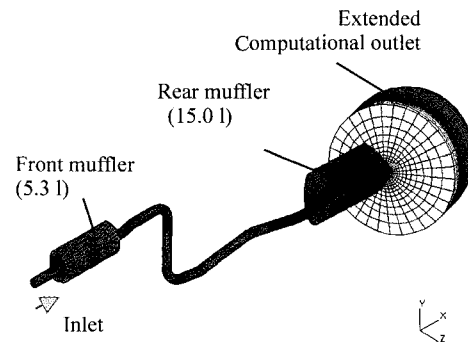


Fig. 1 Calculation domain of the exhaust system

기, 미관 및 연결관으로 구성된다. 전소음기는 전면이 사다리꼴 형상이며 내부는 두 개의 격벽으로 세 개의 밀폐된 공간(chamber)을 형성하고 있다.

입출구에는 소음기 내부로 돌출된 두 개의 타공관이 있으며 각각 지름이 3.5mm인 336개의 타공이 타공관 중심부에 분포해 있다. 입구측 관은 끝단에 확장관 형상을 하고 있는데 Fig. 2는 전소음기에 대한 개념도를 보여주고 있다.

Fig. 3은 후소음기에 대한 개념도를 보여준다. 후소음기는 전면이 역삼각형 형상이며 내부는 두 개의 격벽이 세 개의 밀폐된 공간을 형성하게 된다. 내부의 관들은 입출구측에 두 개의 타공관, 이것의 외부에 증첩된 타공 공명관, 세 개의 공간에 걸친 한 개의 관으로 구성되어 있다. 입출구측의 타공관은 타공영역이 2번 챔버와 3번 챔버 영역에 분리되어 있으며, 입구측 공명관은 1번 챔버와 2번 챔버에 분리되어 있다. 출구측 타공관은 2번과 3번 챔버에 걸친 하나의 타공영역을 구성한다. 입구타공관은 관 앞쪽에 224개, 뒤쪽에 96개의 지름이 5mm인 타공을 형성하고 있으며 그 외곽의 공명기도 앞뒤쪽에서 각각 162개의 지름이 3.5mm 타공을 갖고 있다. 출구타공관은 지름 3.5mm인

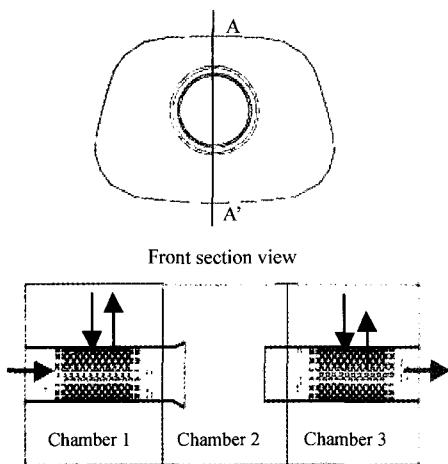


Fig. 2 Configuration of the front muffler

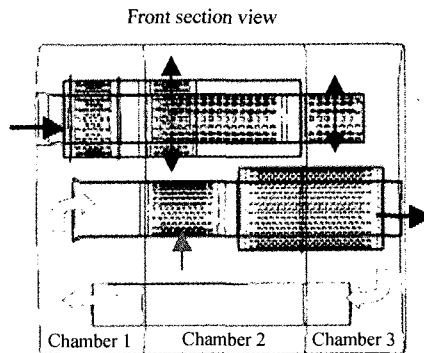
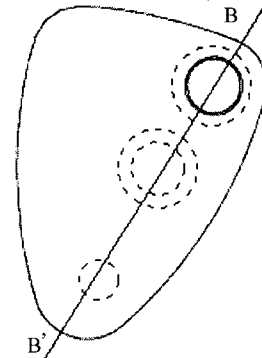


Fig. 3 Configuration of the rear muffler

타공을 234개 갖고 있으며 외곽의 공명기도 동일 지름의 546개 타공을 갖고 있다.

## 2.2 CFD 계산 격자 생성

전체 소음기시스템에 대한 CFD해석에 앞서서 타공 영역에 대한 적절한 처리방법을 결정하기 위해 전소음기 단품만을 해석하였다. 수백개의 아주 작은 타공들을 계산 격자화하고 해석을 수행하는 일은 많은 시간과 컴퓨터 계산용량을 요구하기 때문이었다. 일반적으로 이러한 타공영역들은 다공성매체(porous media)로 가정하여 타공들을 통과하는 유속 성분을 직접 해석하지 않고 단순화된 운동량방정식으로 해석한다<sup>10)</sup>. 이 경우 실험을 통해 타공성매체를 통과하는 유량에 따른 압력강하 변화추이를 측정하여 그 결과를 CFD 해석 코드에서 사용하게 된다. 이러한 다공성 모델링 방법과 타공들을 격자화하여 직접 3차원 CFD 해석을 하는

두 가지 경우에 모두 해석을 수행하였다. 두 방법간의 차이만을 분석하기 위해 정상상태로 가정하였으며 전소음기를 통과하는 일정유량에 대한 압력강하값을 실험과 비교하였다.

다공성 모델링은 타공영역에서의 상세한 CFD 해석을 피하므로 정확성에서는 불리하지만 계산격자를 크게 줄일 수 있으므로 해석시간을 크게 단축시킬 수 있는 장점이 있으나 타공영역에 대한 압력강하 데이터를 실험을 통해서 얻어야 하는 불편이 있다. 3차원 CFD 해석은 다양한 배열의 타공영역도 적절히 모사할 수 있는 장점이 있고 최종 해석 결과 3차원 CFD 해석이 실험결과와 좀더 잘 일치하였으므로 수치해의 정확성과 응용성을 고려하여 타공영역을 실제 형상 그대로 모델링하는 방법을 채택하기로 하였다. 타공영역과 격벽을 제외한 소음기는 CFD 격자생성 전용 코드인 ICEM/CFD를 사용하여 다중블럭의 육면체 격자계를 구성하였다. 다양한 격자밀도에 대해 상온조건에서 정상상태 해석을 수행한 후 압력강하 측정치와 비교하였으며 최종적으로는 전체 소음기 시스템을 약 270,000개의 격자로 구성하였다.

한 개의 타공은 대표적으로 27개(3x3x3)의 격자로 구성하였으며 소음기내의 흡음재, 부품의 곡률, 배플판 두께 등은 무시하였다. 또한 미관 끝단에서 실제와 가까운 유동특성을 얻기 위해 수치 계산 영역으로 돔(dome)형의 계산영역을 추가하였다. 적절한 돔의 크기를 선정하기 위해 독립된 관유동 끝단에 돔을 설정하여 자유제트 유동을 해석하였다. 돔의 반경은 미관 부근의 재순환영역이 최소화되도록 선정했으며 미관 직경의 7배로 최종 선정하였다.

### 2.3 해석조건

소음기시스템에 대한 난류유동을 해석하기 위해 상용 CFD 코드인 STAR-CD를 이용하였다. 엔진은 전개(WOT) 성능으로 운전하며 엔진회전수는 2000, 4000, 6000 RPM 세 가지를 선택하였다. 소음기 내부의 속도 및 압력장 등에

대한 초기조건으로는 완전히 수렴된 정상상태 해석 결과를 이용하였다. 전소음기 직전 관에 적용된 입구조건은 Ricardo사의 상용 엔진성능 해석 코드인 'WAVE'를 이용하여 추출하였다. 상세한 흡배기시스템과 엔진설계 데이터를 이용하여 엔진성능을 예측한 결과로부터 전소음기 직전에서의 720° 크랭크 각도에 따른 배기 유동특성 데이터를 추출하였다. 'WAVE'로부터 계산된 순간 온도 변화의 평균치는 엔진시험 측정치와 5% 이내에서 일치하였으나 CFD 해석에서는 에너지 방정식을 풀지 않은 관계로 평균온도를 시스템 입구의 기준온도로 설정하였다. 측정된 배기시스템 전체의 온도차는 엔진회전수에 따라 140~180°C 정도이었으며 미관 끝단에서의 배기가스 밀도는 최대 20% 정도 증가하게 된다.

Fig. 4는 시스템 입구에서 주어진 크랭크 각도에 따른 질량유량을 나타낸다. 미관 끝단의 확장관 돔 외곽표면에는 대기압 압력조건을 설정하였다. 계산 시간간격은 CFL(Courant-Friedrichs-Lewy)안정조건을 만족하면서 소음 예측 정도를 높이기 위해 엔진회전수에서 크랭크 각도 1°에 해당하는 시간으로 설정하였다. 수치해법으로는 PISO 알고리즘을 사용하였으며 대류항차분법은 2차 정확도를 갖는 MARS(Monotone Advection and Reconstruction Scheme) 기법을 사용하였다<sup>10)</sup>. 난류모델은 벽함수를 적용한 표준 k-ε 모델을 사용하였다. 주기적인 엔진사이클에서

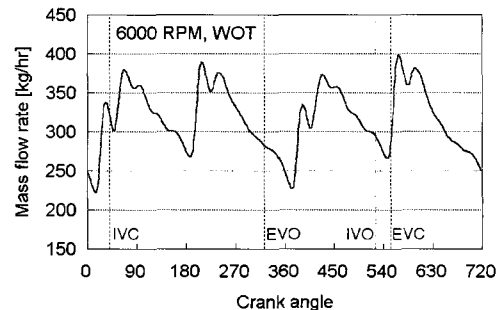


Fig. 4 Mass flow rate at the inlet of the front muffler for the case of 6000RPM, WOT

수렴된 해를 구하기 위해서는 일반적으로 여러 사이클을 해석하지만 본 해석에서는 3 엔진사이클을 계산하였다. 4장에서의 결과를 보면 3 사이클에서도 주기적인 압력장 변화특성이 나타나 어느 정도 수렴성을 만족하는 것을 보여 주었다. 계산은 COMPAQ DS10워크스테이션을 사용하였으며 엔진사이클 당 약 18 CPU시간이 소요되었다.

### 3. 엔진시험 및 소음측정

#### 3.1 엔진시험

해당 소음기시스템에 대한 주요지점에서의 압력강하 및 소음 특성을 파악하기 위한 엔진 성능을 측정하였다. 실험장치는 배기량 1600cc의 4기통 가솔린 엔진과 소음기를 포함하는 전 배기시스템으로 구성하였다. 또 전, 후소음기 양단에 압력 및 온도 게이지를 설치하여 압력 및 온도를 측정하였고 미관쪽에는 무향실을 만들어 소음레벨을 측정하였다. 실험에 사용된 엔진 사양은 Table 1과 같다.

#### 3.2 소음 측정 및 CFD 분석

소음수준의 측정은 미관 끝단면 중심에서 45° 각도로 45cm 떨어진 지점에서 측정하였으며,

Table 1 Engine specification

Engine type	Specification
	4-cylinder 4-valve DOHC
Displacement (cc)	1,598
Bore x Stroke (mm)	79.0 x 81.5
Compression ratio	9.5 : 1
I VO BTDC (deg)	13
I VC ABDC (deg)	41
E VO BBDC (deg)	43
E VC ATDC (deg)	11
Front muffler volume (l)	5.3
Rear muffler volume (l)	15

CFD 해석 결과는 Eq. 1과 같이 단음원(monopole source) 이론을 적용하여 측정지점에서의 시간에 따른 압력요동값을 계산하였다.<sup>11)</sup>

$$P' = \left( \frac{A_p}{4\pi R} \right) \frac{d(\rho w)_t}{dt} \approx \left( \frac{A_p}{4\pi R} \right) \frac{(\rho w)_{t+1} - (\rho w)_{t-1}}{2\Delta t} \quad (1)$$

여기에서  $t$ 는 시간,  $R$ 은 미관 단면 중심에서 측정지점까지의 거리,  $A_p$ 는 미관 끝단의 단면적,  $\rho$ 는 배기가스 밀도,  $w$ 는 배기가스 속도를 표시한다.  $\rho w$ 는 미관 끝단면 중심에서의 값을 취하였다.  $t-1$ ,  $t+1$ 은 현재 크랭크각도 전, 후의 값을 각각 나타내며  $\Delta t$ 는 해석조건에서 언급한 것처럼 1°에 해당하는 시간이다. CFD 해석 결과는 이미 언급한 것과 같이 3번째 사이클의 값을 취하였으며, 첫 번째 스텝 ( $t=0$ ; 0°)에서의  $P'$ 값은 1°와 2번째 사이클의 마지막 크랭크각도 (719°)에서의 유동변수값을 사용하였다. 이러한 시간에 따른 압력요동 성분을 Fast Fourier Transform (FFT)을 이용하여 주파수 영역으로 바꾸고 다음의 Eq. 2를 이용하여 SPL(Sound Pressure Level) 값을 계산하였다.  $P'_{ref}$ 는  $2 \times 10^{-5} \text{N/m}^2$ 이다.

$$SPL = 20 \times \log_{10} (P'_{rms} / P'_{ref}) \quad (2)$$

## 4. 결과 및 토의

### 4.1 유동해석 결과

본 절에서는 정상상태에서의 압력강하와 비 정상상태에서의 압력 및 유속 변동 특성을 고찰하였다. Fig. 5는 배기매니폴드 이후 전체 배기시스템에서의 배압 특성에 대해 CFD 해석과 정상유동 벤치실험 결과를 비교한 그림이다. 작동유체는 상온의 실내공기이며 엔진회전수에 해당하는 유량조건을 설정하였다. 실험결과와 비교할 때 최고 유량조건에서 가장 큰 편차가 났지만 평균적으로는 약 5% 정도 이내에서 해석결과와 일치하는 것으로 나타났다. 이러한 결과로 볼 때 소음기내 흡음재와 설계상 곡률을 무시한 CFD해석과 실제 소음기의 타공 부

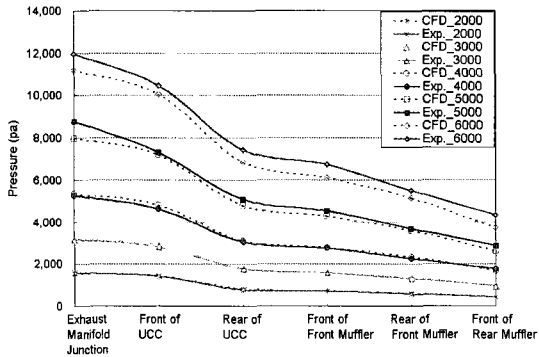


Fig. 5 Comparison of static pressure drop in the exhaust system for various flow rates(steady-state condition with room temperature)

분 등이 해석 모델처럼 제작되지 않는 것을 고려하더라도 상당히 정확한 압력강하 예측이 가능하다고 판단된다.

실제 엔진운전조건과 유사한 경계조건을 설정하기 위해 'WAVE' 코드를 이용하여 흡배기 시스템과 엔진실린더 모두를 포함하는 전체 엔진에 대한 엔진성능을 예측하였다. 이 결과로부터 CFD 해석에 사용될 배기시스템 입구에서의 비정상상태 경계조건인 유속, 밀도, 압력 등을 추출하였다. 본 CFD 해석에서는 에너지방정식을 풀지 않으므로 입구 기준온도로써 시간평균온도만을 추출하여 사용하였다.

Figs. 6-9는 6000RPM 조건에서의 CFD 해석 결과를 보여준다. Fig. 6는 360° 위치에 전소음기내 두 단면에서의 속도벡터를 나타낸다. 대칭구조를 갖는 전소음기의 경우는 상대적으로 높은 압력의 빠른 배기가스가 유입되는 입구 타공관에서는 주유동과 수직방향으로의 배기가스 유출입이 작은 반면에 유속이 작아지는 출구 타공관에서는 유출입이 활발히 일어나는 것을 알 수 있다. Fig. 7은 엔진사이클의 배기과정에서 압력이 증가하는 구간에 속하는 크랭크 각도 360, 400, 430°에서의 압력분포를 보여준다. 그림에서 보듯이 유입되는 배기가스의 맥동현상으로 인해 전소음기내 압력분포는 크랭크 각도에 따라 다른 양상을 보여준다. 그

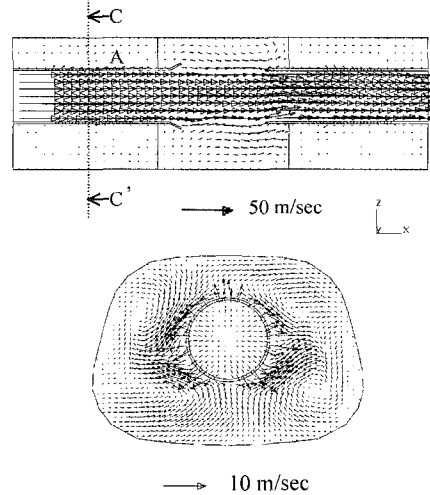


Fig. 6 Flow distribution at the A-A' of Fig. 2(upper) and C-C'(lower) cross sections of the front muffler at 360°(6000RPM)

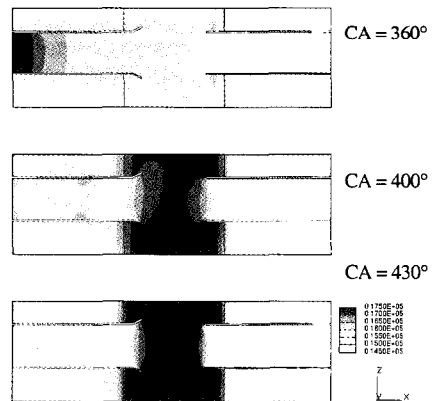


Fig. 7 Pressure distribution at the A-A' cross section of the front muffler at 360°(6000RPM)

러나 유속분포는 거의 유사한 형태를 띠고 있으므로 360° 한 크랭크각도에서의 분포만 도시하였다.

Fig. 8은 크랭크 각도에 따른 후소음기내 여러 단면에서의 유속분포와 압력을 보여준다. 후소음기에서는 크랭크각도에 따른 압력변동폭이 크게 감소되어 서로 큰 차이를 볼 수 없으므로 360°에서의 분포만을 도시하였다.

후소음기내 배기가스의 주 유동경로를 살펴

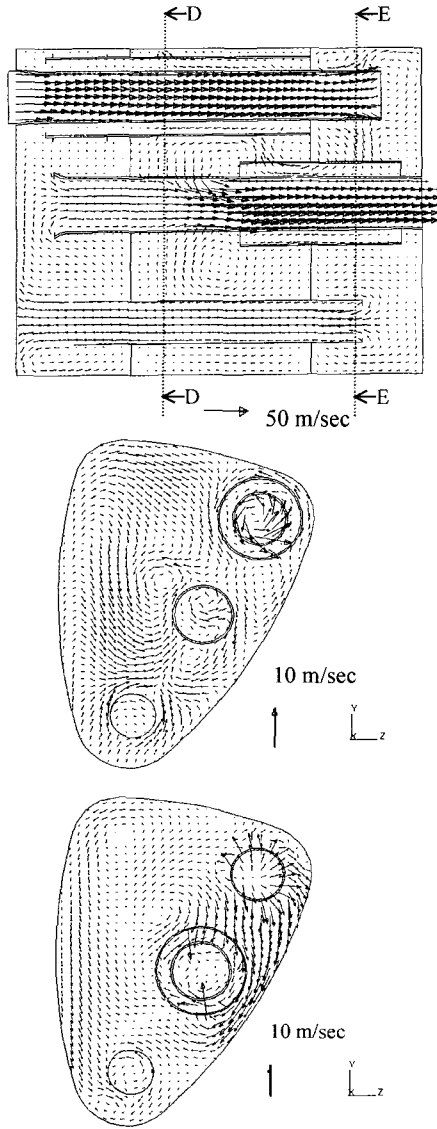


Fig. 8 Flow distribution at the B-B' of Fig. 3(top) and D-D'(middle), E-E'(bottom) cross sections of the front muffler at 360°(6000RPM)

보면 유입된 배기가스는 끝단이 막힌 3번 챔버 내의 입구 타공관을 통해 챔버내로 확산되고 1, 3번 챔버 연결관을 통해 출구관으로 유출되는 유동 형태를 보여주고 있다. 부분적으로는 2번 챔버내에 있는 입구관 외곽의 공명 타공관을 통해 일부의 배기가스가 2번 챔버내로 유출되며 이 중 일부는 출구 타공관으로 유입되어 소

음을 빠져나가게 된다. 이상의 결과와 같이 CFD를 이용한 비정상상태 유동해석을 통하여 소음기내의 기본적인 유동특성을 파악할 수 있었다. 이런 결과를 바탕으로 유사 구조를 갖는 소음기에 대해 국부적인 유동재순환 영역이나 배압을 줄이는 내부구조물의 적절한 배치에 대한 다양한 해석을 통하여 설계최적화에 기여할 수 있으리라 생각된다.

#### 4.2 소음수준 분석

Fig. 9는 전, 후소음기 입출구에서 각기 100 mm 떨어진 지점과 미관 끝단에서 CFD 해석 3 사이클 동안의 압력강하 값을 시간에 따라 나타낸 그림이다. 그림에서 볼 수 있듯이 2 사이클을 지나면서 4개의 산(peak)을 갖는 압력파의 맥동현상이 거의 일정한 패턴을 유지하며 해석 결과가 수렴되는 것을 볼 수 있다. 또한 위치에 따라 평균적으로 압력이 낮아져 입구부 압력을 기준으로 각각 전소음기에서는 약 15%, 후소음기에서는 약 60%의 압력강하가 일어나고 있다. 이렇게 추출된 해석 데이터 중 3번째 사이클 한 주기에 해당하는 유동변수 값들을 이용하여 각 지점에서의 음압레벨을 계산하였다. Fig. 9에서 압력강하 해석 결과는 Fig. 5의 상온 정상상태의 경우 보다 2배 이상 크게 나오는 것을 보여준다. 이것은 CFD 해석시 입구조건을 실제

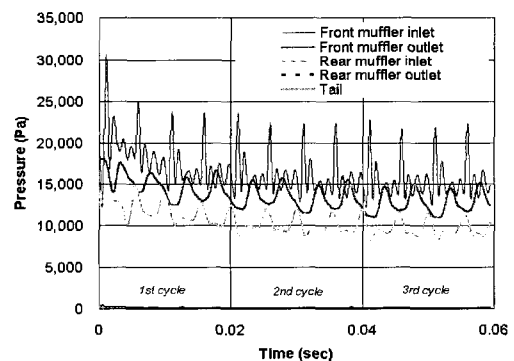


Fig. 9 Calculated pressure drop at various positions in the muffler system for the first three engine cycles(6000RPM)

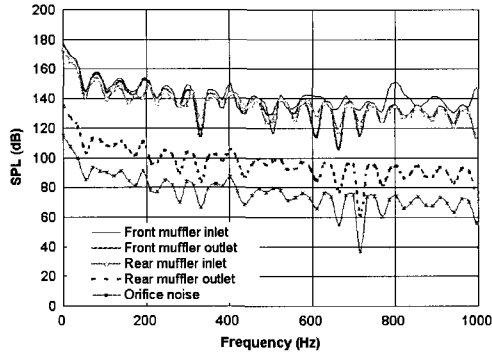


Fig. 10 Calculated Sound Level(SPL) at various positions in the muffler system(6000 RPM)

엔진배기 조건과 유사한 고온 배기가스와 맥동 효과를 설정했기 때문이다.

Fig. 10은 배기시스템내의 주요지점에서의 음압레벨을 1000Hz 이하의 주파수 영역에서 도시한 것이다. 4행정 고속엔진에서는 진동특성상 1000Hz 정도까지 분석하면 충분하며 FFT 분석을 위해서도 이 값 이하로 설정하였다. 그림에서 보듯이 전소음기의 경우 전체적으로 소음감쇄폭은 작으나 500Hz 이상의 고주파수 영역에서 상대적 소음 감쇄효과가 두드러지며 후소음기는 전 주파수영역에서 배기소음 감쇄에 상당부분 기여하고 있음을 알 수 있다. 또한 전소음기 입구부에서 미관쪽으로 갈수록 압력변화의 폭이 작아지며 이로 인해 음압레벨도 점차 작아지게 된다.

Fig. 11은 2000, 4000, 6000RPM조건에서 Eq. 1을 이용한 음압레벨을 CFD 해석결과와 실험결과를 비교한 도표이다. 높은 차수(6, 8차)에서 보다 낮은 차수(2, 4차)에서 비교적 실험데이터와 유사한 결과를 보여주고 있다. 엔진회전수가 높아질수록 예측된 소음레벨도 실험결과와 비슷하게 증가되는 경향을 보여주고 있는데(2, 4, 8차), 6차 성분의 경우에는 비교가 무의미한 큰 차이를 보여주고 있다. 이러한 차이는 200~400Hz 부근에서, 특히 크게 나타나고 있다. 이러한 해석상 차이의 원인으로는 'WAVE' 코드를 이용한 엔진성능, 즉 배기시스템 입구에서

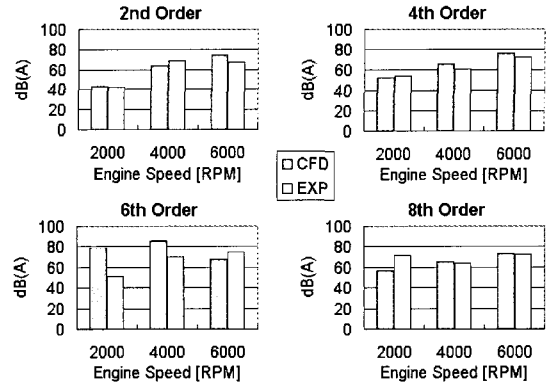


Fig. 11 Comparison of SPL(dBA) for three engine speeds

의 주기적인 유동 특성 예측의 정확성, CFD 해석의 정확도, 소음기를 포함한 배기시스템의 상세형상의 모델링과 실제 부품과의 차이, 단음원 이론 적용, 셸노이즈(shell noise)같은 타소음원의 영향 무시, 실제 소음기 내부의 흡음재 무시, 열전달효과 무시 등을 들 수 있다. 이상에서 가장 큰 원인으로 판단되는 것은 첫 번째 항목인데 이것은 전반적인 엔진성능, 즉 출력이나 토크 특성은 유사하게 예측이 가능하지만 크랭크각도에 따른 국부적인 유동특성을 모든 엔진회전수에서 정확하게 예측하는 것은 어렵기 때문이다. 특히 2000RPM 이하의 저엔진회전수에서 좀더 정확한 경계조건을 설정할 수 있다면 엔진회전수 증가에 따른 소음기 출구부분에서의 음압레벨 상승효과도 정량적으로 예측할 수 있을 것으로 판단된다.

### 5. 결론

1차원적 엔진성능해석 결과로부터 추출한 배기가스 맥동효과를 입력조건으로 한 3차원 CFD 해석을 통하여 배기시스템으로부터의 배기소음을 예측하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 타공관을 갖는 전, 후소음기를 포함한 복잡한 실제 배기시스템에 대한 정상상태 및 비정상상태 난류유동해석을 통하여 배기시스템내 압력강하 특성과 배기가스 압력파에 의한 배기



소음 레벨을 예측하였다.

2) 상온 정상상태의 경우 복잡한 배기시스템 내의 압력강하특성을 정확하게 예측할 수 있었다.

3) CFD 해석결과에 단음원 이론을 적용하여 배기소음레벨을 분석하였으며 본 배기시스템의 경우 4000RPM 이상의 엔진회전수와 400Hz 이상의 주파수에서는 실험결과와 정량적인 비교가 가능함을 보여주었다. 그러나 2000 RPM 이하의 엔진회전수와 400Hz 이하의 주파수에서는 의미있는 소음예측이 불가능하였다.

4) 배기소음에 대한 CFD 해석결과의 정확도를 높이기 위해서는 배기시스템 입구에 설정한 주기적인 맥동유동특성의 정확도, 열전달 효과 등이 중요한 요인으로 판단되며 이에 대한 추가적인 연구가 필요하다.

### 참 고 문 헌

- 1) Y. Ishiki et al., "Simultaneous Prediction of Pressure Losses and Acoustic Characteristics in Silencers by Numerical Simulation", SAE 960637, 1996.
- 2) G. P Blair et al., "Correlation of Simulated and Measured Noise Emissions and Unsteady Gas Dynamic Flow from Engine Ducting", SAE 961806, 1996.
- 3) A. J. Torregrosa et al., "A Theoretical and Experimental Study of the Behavior of Concentric Perforated Duct Automotive Mufflers", SAE 960300, 1996.
- 4) F. Payri et al., "Pressure Loss Characterisation of Perforated Ducts", SAE 980282, 1998.
- 5) C. Sartorius, "Simulation of Exhaust Orifice Noise for Designing the Exhaust System of a V6 Engine", Proc. of the 5<sup>th</sup> Ricardo Software International User Conference, Detroit, 2000.
- 6) WAVE User Manuals Version 3.5, Ricardo Software, Burr Ridge, IL, U.S.A., 1999.
- 7) D. O. Mackey et al., "Correlation of Simulated and Measured Noise Emission Using a Combined 1D/3D Computational Technique", SAE 970801, pp.105-121, 1997.
- 8) 조장형 외, "배기가스 압력변동을 고려한 소음기내 3차원 유동해석", 한국자동차학회 춘계학술대회 논문집, pp.164-169, 1998.
- 9) T. Takabayashi et al., "The Three-dimensional Pulsation Flow Simulation and Its Application for Engine Intake and Exhaust Systems", FISITA World Automotive Congress, F2000A091, Seoul, 2000.
- 10) Star-CD User Manual Version 3.10, Computational Dynamics Ltd., London, 1999.
- 11) M. P. Norton, "Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers", Cambridge University Press, 1989.