

# 배기 소음기내를 전파하는 비정상 충격파의 수치해석

권용훈\* · 김희동\*

## Study of the Weak Shock Wave Propagating through an Exhaust Pipe Silencer System

Y.H.Kweon\* and H.D.Kim\*

**Key Words :** Compressible flow(압축성 유동), Shock Wave(충격파), Silencer System(소음기), Exhaust Noise(배기소음), Shock Tube(충격파관)

### Abstract

The present study addresses a computational work of the weak shock wave propagating inside a silencer system of automobile exhaust pipe. Four different types of the silencer systems and the initial shock wave Mach number  $M_s$  of 1.01~1.30 are applied to investigate their effects on the noise reduction and the flow field in a silencer system. The results obtained from the present computational work are compared with the experimental results. The second order total variation diminishing (TVD) scheme is employed to solve the two dimensional, compressible, unsteady, Euler equations. The present computational results predict the experimental results with a quite good accuracy. Of the four silencer systems applied, the most desirable silencer system to reduce the peak pressure at the exit of the exhaust pipe is discussed.

### 1. 서 론

고압가스의 배관계나 자동차의 배기관과 같은 관내를 전파하는 충격파가 대기로 방출하는 경우 강한 충격성 소음이 발생한다. 이러한 충격성 소음은 낮은 주파수와 높은 순간 피크압력의 특성<sup>(1,2)</sup>을 갖기 때문에 산업현장에서 작업자가 충격성 소음에 노출되면 청력장애를 불러 일으키며, 심한 경우 주변의 생태계나 구조물에 충격적인 외력을 미치게 될 뿐만 아니라 구조물의 진동 및 파괴의 원인이 된다.<sup>(3,4)</sup>

충격성 소음은 자동차의 배기관, 대포나 총기류, 차량의 공기 브레이크, 각종 플랜트의 배관계, 건설현장의 발파시공을 비롯한 고속철도 터널 등과 같이 광범위한 분야에서 발생한다.<sup>(5-7)</sup> 예를 들면 자동차의 엔진에서 방출된 약한 충격파가 관내를 전파하여 배기관으로부터 방출될 때 고주파수의 소음을 발생시킨다. 최근에는 이러한 소음문제가

중요한 환경문제로 대두되고 있으며 이를 적절히 제어하는 문제는 매우 중요한 사항이다.

종래의 연구에 의하면 고압가스의 배관계 등으로부터 발생하는 소음의 저감에 배기형 소음기가 이용되어 왔으나,<sup>(8,9)</sup> 이러한 배기형 소음기는 정상 유동에서 발생하는 제트소음을 저감시키기 위한 것으로써, 관내를 전파하는 비정상 충격파에 의한 충격성 소음을 저감시키는데는 적합하지 않다.

자동차의 배기관의 경우, 실제로 배기관내에서 마하수  $M_s=1.1$  이하의 약한 충격파가 발생하며, 소음기 전방에서 펄스형태의 파형이 나타나는 것으로 알려져 있다.<sup>(10)</sup> 이와 같이 배기관내를 전파하는 충격파에 의해서 발생하는 충격성 소음에 대한 저감대책을 수립하기 위해서는 배기관내를 전파하는 충격파의 전파특성을 명확히 이해할 필요가 있다.

따라서 본 연구에서는 TVD Scheme 을 이용한 Euler 방정식의 수치해석을 통하여 배기관 소음기를 전파하는 약한 충격파의 전파특성을 조사하였다. 수치해석에는 배기관내를 전파하는 충격파의 강도  $M_s$  와 소음기(Silencer)를 4 가지 형태로 변화

\* 안동대학교 기계공학부

시켜 수치해석을 수행하였다. 본 수치해석을 통해 얻어진 결과들은 최근에 Sakamoto 등<sup>(11)</sup>에 의해 수행된 실험결과<sup>(11)</sup>와 비교하였다.

## 2. 수치계산 방법

본 연구에서는 2 차원 비정상 압축성 Euler 유동 방정식에 Harten-Yee 의 TVD 법을 적용하여 소음기를 통과하는 충격파의 전파특성을 해석하였으며, 수치계산에 사용된 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial G}{\partial y} + W = 0 \quad (1)$$

$$U = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ e \end{bmatrix}, F = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ \rho uv \\ (e+p)u \end{bmatrix}, G = \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho uv \\ \rho v^2 + p \\ (e+p)v \end{bmatrix}, W = \frac{1}{y} \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho uv \\ \rho v^2 \\ (e+p)v \end{bmatrix}$$

위의 수식 (1)에서  $t$ 는 시간,  $\rho$ 는 기체의 밀도,  $u$ 와  $v$ 는 각각 축방향과 반경방향의 속도성분,  $\gamma$ 는 공기의 비열비,  $p$ 는 압력을 나타낸다. 공기의 단위 체적당 전에너지를  $e$ 라 할 때, 전에너지  $e$ 는 다음과 같이 주어진다.

$$e = \frac{p}{\gamma - 1} + p \left( \frac{u^2 + v^2}{2} \right) \quad (2)$$

수치계산에서 식(1)은 다음과 같이 무차원 상태량으로 다시 쓰여진다.

$$x' = \frac{x}{D}, y' = \frac{y}{D}, u' = \frac{u}{a_1/\sqrt{\gamma}}, v' = \frac{v}{a_1/\sqrt{\gamma}}, t' = \frac{t}{\sqrt{\gamma}D/a_1}, p' = \frac{p}{p_1}, \rho' = \frac{\rho}{\rho_1}, e' = \frac{e}{p_1} \quad (3)$$

위 식에서  $a$ 는 음속, 상첨자(')는 무차원량, 하첨자( $a$ )는 대기상태를 나타낸다.

Fig. 1은 본 수치계산에 적용된 4 가지 형태의 계산영역을 나타내고 있으며, 그림중에는 본 계산에서 사용된 경계조건과 초기조건도 함께 나타내었다. 수치계산은 그림에 나타낸 4 가지 형태의 계산영역에 대하여  $\Delta x = \Delta y = 75/D$  크기인 정렬 격자 420,000 개를 생성하여 수치계산을 수행하였다. 본 연구에서는 4 가지 형태의 소음기에 대하여 마하수  $M_s$ 를 1.01 ~ 1.3 까지 단계적으로 변화시키면서 수치계산을 수행하였으며, 계산영역의 ①-④ 지점의 시간경과에 따른 압력변화값을 구하였다. 경계조건에는 관의 입구에 유입조건, 관의 출구에 유출조건, 그리고 모든 벽면에 Slip-wall 조건을 적용하였다.

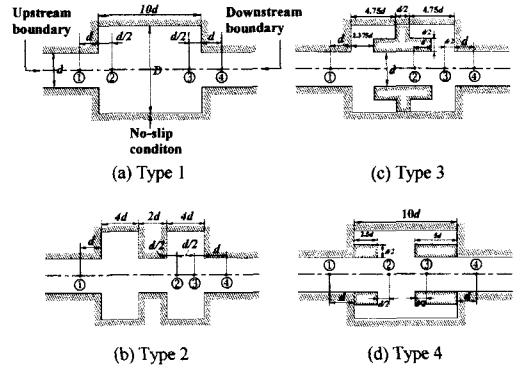
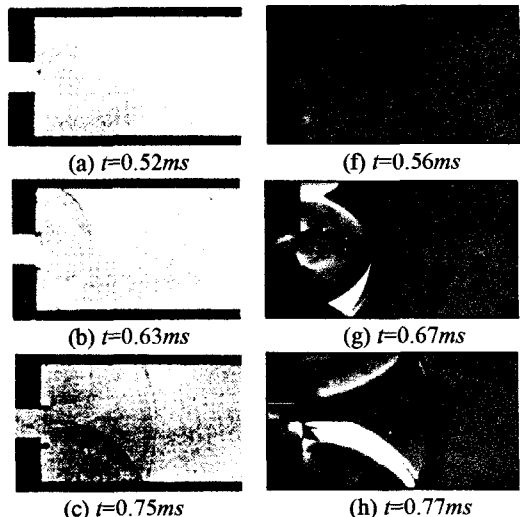


Fig.1 Computational flow field and boundary conditions

## 3. 결과 및 고찰

Fig. 2는  $M_s=1.1$ ,  $D/d=4.0$ 인 경우, 충격파가 Type 1 형태, 즉 1 단 급확대형 소음기를 통과할 때의 충격파 거동을 나타내었다. 그림에서 (a)-(e)는 Sakamoto 등의 실험<sup>(11)</sup>에 의해 얻어진 쉘리렌 가시화 사진을 나타내며, (f)-(j)는 본 수치해석을 통해서 얻어진 쉘리렌 이미지를 나타내고 있다. 그림 (a)-(c)와 (f)-(h)는 소음기의 입구부분을 나타내며, (d), (e)와 (i), (j)는 소음기의 출구부분을 나타낸다. 관내를 전파하는 초기 충격파가 급확대부의 입구에 도달하면 양쪽 모서리에서 vortex가 형성되며, 소음기로 유입된 충격파는 급확대부의 상하 벽면에 반복적으로 반사되면서 급확대부의 출구방향으로 전파한다.



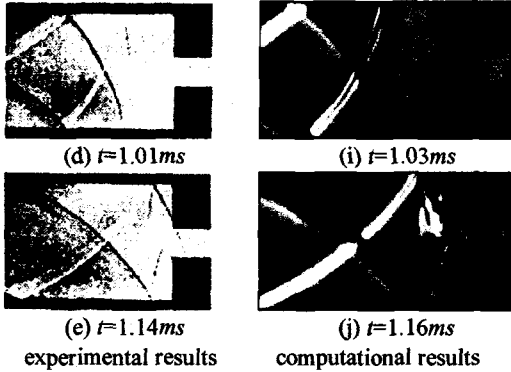


Fig.2 Schlieren photographs and computed schlieren images for Type 1 ( $M_s=1.1$ ,  $D/d=4.0$ )

그림 (e)와 (j)에는 충격파가 급확대부의 출구에 도달하면 일부는 벽면에 반사되어 상류방향으로 전파되며, 일부는 vortex 를 발생시키며 출구방향으로 전파한다. 본 수치해석은 실제 실험과 정확히 동일한 시간에 대해서 계산하지는 않았지만, 쉐리엔 가시화 사진과 쉐리엔 이미지를 비교하면 거의 동일하다는 것을 알 수 있다.

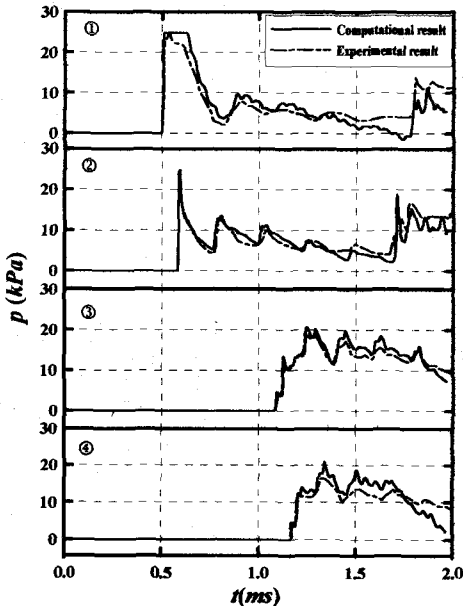


Fig.3 Pressure variations at various points for Type 1 ( $M_s=1.1$ ,  $D/d=4.0$ )

Fig. 3 은  $M_s=1.1$ ,  $D/d=4.0$  인 경우, Type 1 형태의 소음기에서 ①~④지점의 시간 경과에 따른 압력변화를 나타내었다. 실선은 수치해석 결과를 나타내며, 점선은 실험결과<sup>(11)</sup>를 나타내고 있다. ②지점에서 압력변화의 경우, 초기 입사충격파가 통과하는

순간 급격하게 압력이 상승하며, 급확대부의 입구 모서리에서 발생한 팽창파의 영향에 의해 압력이 급격히 감소한다. 파형 뒷부분의 압력상승은 급확대부의 상하벽면에서 반사된 충격파에 의해 다시 압력이 상승한 것이다. ③,④지점의 압력변화의 경우, 1 차 피크압력을 가진 후 반사충격파의 영향으로 다시 압력이 상승한다는 것을 알 수 있다. ①~④지점의 압력변화에 대한 실험결과<sup>(11)</sup>와 계산 결과를 비교하면, 초기 입사충격파가 통과하는 순간의 피크 압력값은 두 결과에서 거의 유사하게 나타나지만, 시간이 경과함에 따라 반복적으로 발생하는 충격파의 반사와 팽창파의 영향으로 뒷부분의 압력변화의 형태는 약간 상이함을 나타낸다.

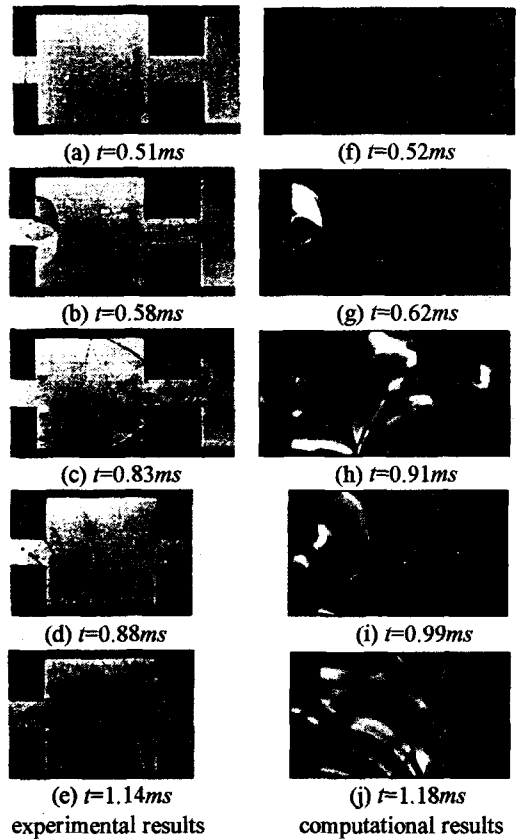
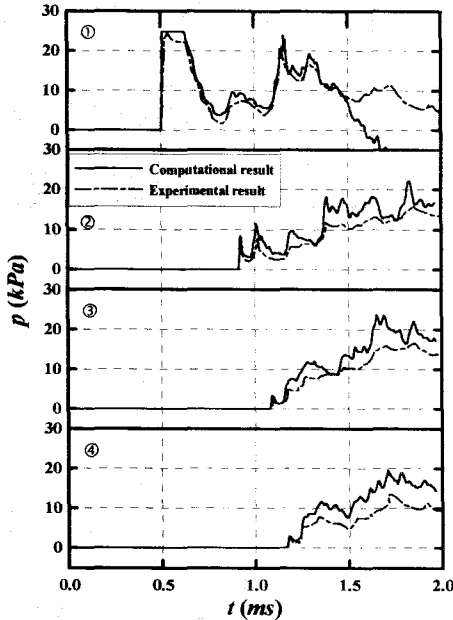


Fig.4 Schlieren photographs and computed schlieren images for Type 2 ( $M_s=1.1$ ,  $D/d=4.0$ )

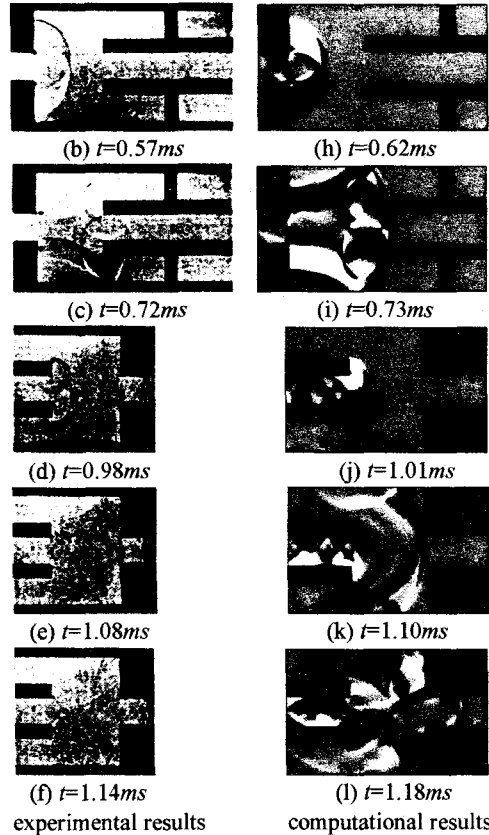
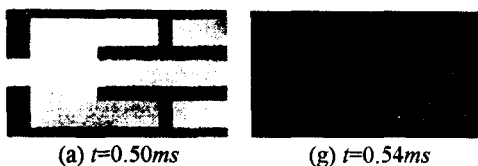
Fig. 4 는  $M_s=1.1$ ,  $D/d=4.0$  인 경우, 충격파가 Type 2 형태, 즉 2 단 급확대형 소음기를 통과할 때의 충격파의 거동을 나타내었다. 그림 (c)와 (h)에서 충격파가 1 차 급확대부의 출구에 도달하면 일부는 벽에서 반사되어 상류방향으로 전파되고, 나머지는 모서리에서 vortex 를 발생시키며 2 차 급확

대부를 향해서 전파한다. 그림 (e)와 (j)에서 충격파가 2 차 급확대부의 출구에 도달하면 1 차 급확대부의 출구에서 형성된 유동장에 비해 반사충격파와 팽창파의 영향으로 더 복잡한 유동장을 형성하고 있지만 대체로 파면강도가 약화되어 있음을 알 수 있다. 쉐리렌 가시화 사진과 수치계산에 의한 쉐리렌 이미지가 잘 일치한다.



**Fig.5** Pressure variations at various points for Type 2 ( $M_s=1.1, D/d=4.0$ )

Fig. 5 는  $M_s=1.1, D/d=4.0$  인 경우, Type 2 형태의 소음기에서 ①~④지점의 시간 경과에 따른 압력변화를 나타내었다. ②지점의 압력변화를 보면, 1 차 급확대부와 2 차 급확대부에서 발생한 팽창파의 영향을 받아서 강도가 약해진 충격파가 통과하게 되므로 1 단 급확대형 소음기에 비해서 압력상승은 낮으나, 시간이 경과함에 따라 1 차 급확대부의 출구에서 반사된 충격파의 영향을 받게 되므로 압력은 단계적으로 상승한다는 것을 알 수 있다. ③과 ④지점의 압력변화는 ②지점과 유사한 형태를 나타내며, 최초의 피크 압력값은 1 단 급확대형 소음기에 비해서 작지만, 최대 압력값에서 차이는 크지 않다.



**Fig.6** Schlieren photographs and computed schlieren images for Type 3 ( $M_s=1.1, D/d=4.0$ )

Fig. 6 은  $M_s=1.1, D/d=4.0$  인 경우, 충격파가 Type 3 형태, 즉 급확대부에 T 형 배플판이 설치된 소음기를 통과할 때의 충격파 거동을 나타낸 그림이다. 그림 (c)와 (i)를 보면, 초기 입사충격파가 T 형 배플판의 모서리에 도달할 때 반사와 회절현상이 발생하며, 일부는 상류방향으로 반사되고 일부는 하류방향으로 전파한다. 그림 (f)와 (l)를 보면, 충격파가 T 형 배플판의 출구로부터 방출되어 급확대부의 출구에 도달하면 반사충격파와 팽창파의 영향으로 복잡한 유동장을 형성한다.

Fig. 7 에는  $M_s=1.1, D/d=4.0$  인 경우, Type 3 형태의 소음기에서 ①~④지점의 시간 경과에 따른 압력변화를 나타내었다. ①지점의 압력변화는 초기 입사충격파가 통과할 때 압력이 급격히 상승하였다가 급확대부 입구에서 발생한 팽창파의 영향으로 급격히 감소하며, 1 차 피크압력은 2 단 급확대형 소음기의 경우보다 더 크게 나타난다. ②, ③지점의 압력변화는 계산결과와 실험결과<sup>(11)</sup>가 거의 일치하지만, 충격파의 반사, 회절 및 팽창이 복잡하게 일어나는 ④지점의 실험결과와 계산결과는 다소 차이가 있다.

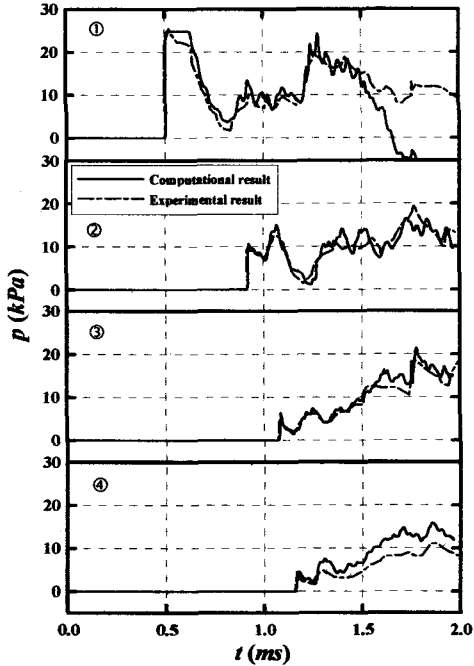


Fig.7 Pressure variations at various points for Type 3 ( $M_s=1.1, D/d=4.0$ )

Fig. 8 은  $M_s=1.1, D/d=4.0$  인 경우, 충격파가 Type 4 형태, 즉 길이가 다른 두개의 배플판이 설치된 급확대부를 통과할 때 시간경과에 따른 충격파의 거동을 나타내었다. 그림 (c), (d)와 (i), (j)를 보면, 초기 입사충격파가 입구측 배플판의 출구로부터 방출될 때 모서리에서 vortex 와 회절이 발생한다. 출구측 배플판의 입구에 도달한 충격파는 모서리에서 일부는 반사하여 상류방향으로 전파되고, 일부는 소음기의 출구방향으로 전파한다. 그림 (f)와 (l)로부터 소음기의 출구로 전파하는 충격파는 배 후에 반사파를 동반하고 있다는 것을 알 수 있다.

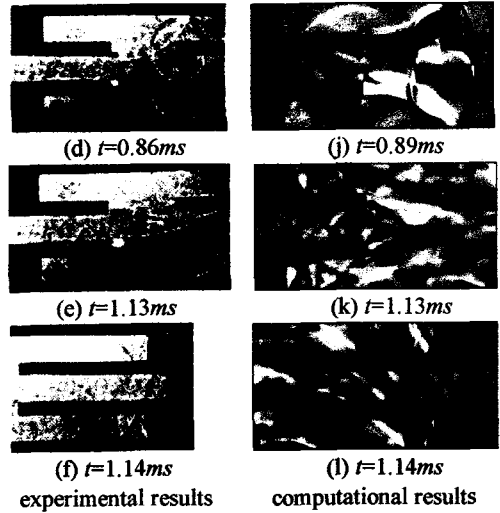
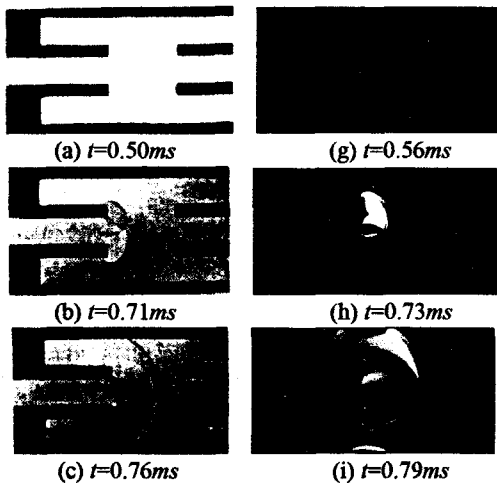


Fig.8 Schlieren photographs and computed schlieren images for Type 4 ( $M_s=1.1, D/d=4.0$ )

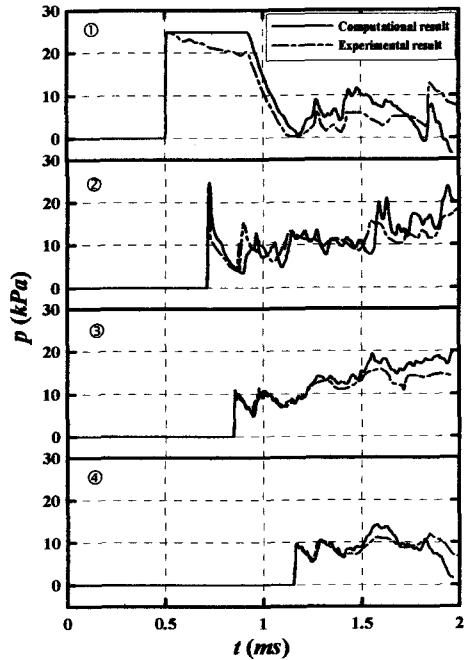


Fig.9 Schlieren photographs and computed schlieren images for Type 4 ( $M_s=1.1, D/d=4.0$ )

Fig. 9 는  $M_s=1.1, D/d=4.0$  인 경우, Type 4 형태의 소음기에서 ①~④지점의 시간 경과에 따른 압력변화를 나타내었다. ①지점의 초기 압력변화는 계산결과와 실험결과<sup>(11)</sup>가 다르게 나타난다. 이것은 실험에서는 초기 입사충격파를 블라스트(blast) 형태로 만들어 주기 위해서 충격파관의 고압실에 배플판을 설치하여 diaphragm 의 파막 직후 고압실에서 발생하는 팽창파를 순간적으로 반사시켰기 때문이

다. ㉔지점의 압력변화는 순간적으로 압력이 상승하였다가 급격히 감소하는 형태를 나타내고 있는데, 이것은 충격파가 입구측 배플판의 출구를 통과할 때 충격파 회절로 인하여 발생하는 팽창파의 영향 때문이다. ㉓, ㉔지점에서 압력변화는 초기 입사충격파가 통과할 때 발생하는 1 차 피크압력은 다른 소음기에 비해 높지만, 최대 압력값은 낮으므로 최대 압력의 감쇠효과 측면에서 효과적이라는 것을 알 수 있다.

Fig. 10 은  $M_s$  및 소음기의 형태가 피크압력 감쇠비에 미치는 영향을 나타내었다. 횡축은 초기 충격파의 마하수  $M_s$ 를 나타내며, 종축에는 피크압력 감쇠비  $p_{out}/p_m$ 을 나타내었다. 여기에서  $p_m$ 은 ㉓지점에서의 초기 충격파의 강도를 나타내며,  $p_{out}$ 은 ㉔지점에서의 초기 입사충격파의 피크압력값을 나타낸다. 그림에서 각각의 기호를 연결한 선들은 실험결과<sup>(11)</sup>을 나타내며, 선만으로 표시된 것은 계산결과를 나타낸다. 배기관내에 소음기를 설치한 경우가 설치하지 않은 경우(No model)에 비해 피크압력 감쇠비가 낮다는 것을 알 수 있다. 본 연구에서 적용한 모든 소음기에 대해 피크압력 감쇠비는  $M_s$ 에 상관없이 거의 일정한 값을 갖는다. 피크압력 감쇠비에 대한 계산결과와 실험결과는 잘 일치하고 있으며, 2 단 급확대형 소음기가 피크압력 감쇠비가 가장 낮다.

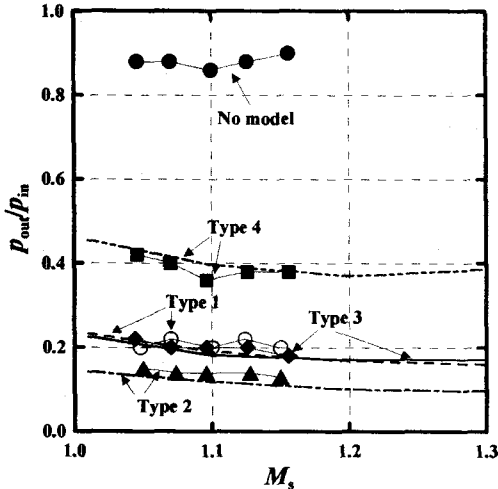


Fig.10 Decay ratio of peak over-pressure

#### 4. 결론

본 연구에서는 자동차의 배기관내를 전파하는 비정상 충격파가 소음기를 통과할 때 발생하는 충격파의 전파특성에 대해서 Harten-Yee의 TVD 기법을 이용하여 수치해석을 하였다. 얻어진 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 본 수치해석을 통하여 얻어진 쉘리렌 이미지로부터 배기관 소음기를 전파하는 충격파의 전파 특성을 확인할 수 있었다.

2) 계산을 통하여 얻어진 쉘리렌 이미지와 실험에 의한 쉘리렌 가시화 사진은 잘 일치하였다.

3) 4 가지 형태의 소음기 중에서 피크압력 감쇠비는 2 단 급확대형 소음기가 가장 효과적이었다.

#### 후 기

이 논문은 2001년도 두뇌한국 21 사업에 의하여 지원되었음.

#### 참고문헌

- (1) Kim, H. D. and Setoguchi, T., 1997, "Passive Control of Unsteady Compression Wave Using Vertical Bleed Ducts," *KSME Journal, Series B*, Vol.21, No.9, pp.1095~1104 (in Korean).
- (2) Kim, H. D. and Setoguchi, T., 1999, "Study of the Discharge of Weak Shocks from an Open End of a Duct," *JSV*, Vol.226(5), pp.1011~1028.
- (3) Kim, H. D. and Setoguchi, T., 1999, "Study of the Discharge of Weak Shocks from an Open End of a Duct," *Journal of Sound and Vibration*, Vol.226, No.5, pp.1011~1028.
- (4) Rice, C. G., 1996, "Human Response Effects of Impulse Noise," *Journal of Sound and Vibration*, Vol.190, No.3, pp.525~543.
- (5) Raghunathan, S., Kim, H. D. and Setoguchi, T., 1998, "Impulse Noise and Its Control," *Progress in Aerospace Science*, Vol.34(1), pp.1~44.
- (6) Kim, H. D., Setoguchi, T. and Matsuo, S., 2001, "Augmentation of the Magnitude of the Impulsive Wave Discharging from a Tube," *Journal of Mechanical Engineering Sciences, IMech, Part C* (in press).
- (7) Kim, H. D. and Setoguchi, T., 1996, "Experimental Study on Reduction of Impulsive Noise Generating at Exit of High-Speed Railway Tunnel," *KSME Journal, Series B*, Vol.20, No.7, pp.2375~2385 (in Korean).
- (8) Floyd, J.K., 1978, "Control of Steam Venting Noise in Power Plants," *Transactions of ASME, Journal of Engineering for Power*, Vol.100, pp.369~373.
- (9) Dah-you, M. and Lipei-zi, 1981, "Pressure Dependence of Jet Noise and Silencing of Blow-Offs," *Noise Control Engineering*, Vol.17, No.3, pp.104~112.
- (10) Sekine, N., Matsumura, S., Takayama, K., Onodera, O. and Itoh, K., 1988, "Initiation and Propagation of Shock Waves in the Exhaust Pipe of an Internal Combustion Engine," *JSME Journal, Series B*, Vol.54, No.498 (in Japanese).
- (11) Sakamoto, I., Higashino, F. and Higuchi, K., 2001, "Decay of Pressure Waves Passing through Expansion Region in to Two Dimensional Duct," *JSME Journal, Series B*, Vol.67, No.657, pp.1170~1176 (in Japanese).