

<논 문>

비정상 압축파와 비정상 팽창파의 간섭에 관한 수치해석적 연구

김 희 동* · 瀬戸口俊明**

(1996년 10월 1일 접수)

Numerical Study on the Interaction Between Unsteady Compression and Unsteady Expansion Wave

Heuy-Dong Kim and Toshiaki Setoguchi

Key Words: Compressible Flow(압축성흐름), Compression Wave(압축파), High-Speed Railway(고속철도), Impulsive Noise(충격성소음), Shock Tube(충격파관), Unsteady Expansion Wave(비정상 팽창파), Active Noise Control(능동소음제어)

Abstract

A new control method to alleviate the impulsive noise at the exit of high-speed railway tunnel was applied to the compression wave at the entrance of the tunnel. This method uses the interaction phenomenon of unsteady expansion wave and unsteady compression wave. Unsteady expansion wave was assumed to be made instantaneously by the simple theory of shock tube. Total Variation Diminishing method was employed to solve the axisymmetric unsteady compressible flow field with a specified compression wave. Numerical results show that the maximum pressure gradient of the propagating compression wave decreases with increase of the wave length of the unsteady expansion wave. It is found that the impulsive noise reduction can be obtained when the unsteady expansion wave with a large wave length is emitted just before the train enters the tunnel. The present results give the possibility to reduce the impulsive noise at the exit of tunnel.

1. 서 론

최근 환경공해 등에 관한 관심이 고조되면서, 기계적 혹은 공기역학적 소음의 제어법에 대한 연구가 활발하게 진행되고 있다. 소음에 대한 제어법의 하나로 능동소음제어⁽¹⁾(Active Noise Control; ANC) 즉 대상으로 하고 있는 소음과 역위상을 가지는 파를 인공적으로 형성시켜, 이들을 간섭시킴

으로서 감음효과를 얻는 방법이 연구되고 있다. 이러한 능동제어법의 유효성은 비정상 압축파(unsteady compression wave)와 비정상 팽창파(unsteady expansion or rarefaction wave)의 간섭과정(interaction process)이 명확하게 밝혀진다면 검증되어 질 수 있다.

일반적으로 관내를 전파하는 압축파가 관단(open end of tube)에 도달하게 되면, 펄스형태의 파(펄스파)가 관단으로부터 방사되어, 충격음이 발생하게 된다. 이와 유사한 충격음은 고속열차가 터널에 돌입함으로써 발생하는 압축파가 터널을 전파하

*회원, 안동대학교 기계공학과

**佐賀大學 生産機械工學科

여, 터널출구로부터 방출되는 경우에 발생하게 된다.⁽²⁾ 이러한 충격성 소음은 종래의 열차소음 즉 차륜의 전동음, 열차 주행으로 인한 마찰음, 각종 열차외부 장치에서 발생하는 vortex에 의한 공력소음 등과는 성질이 전혀 다른 것으로, 터널내를 전파하는 압축파와 관련되는 것으로 알려져 왔다.^(2,3)

고속철도 터널의 출구에서 발생하는 충격성 소음과 유사한 발생기구를 가지는 것으로, 각종 화기류에서 발생하는 소음,^(4,5) 내연기관의 고출력화에 수반되어 배기 머플러에서 발생하는 소음⁽⁶⁾ 등이 있으며, 이에 대한 적절한 저감법은 장래 철도의 고속화를 위하여 중요한 기술적 과제로 남아 있다.

종래의 연구^(7,8)에 의하면, 터널입구에서 형성되는 압축파의 강도는 열차속도의 2승에 비례하며, 또 터널출구에서 발생하는 충격성 소음의 크기는 다음 식 (1)로 나타내는 바와 같이 터널내를 전파하여 출구에 도달하는 압축파면의 압력의 시간미분 ($\partial p/\partial t$) (이하에서는 압력구배라 한다)에 비례한다고 보고하였다.

$$\Delta p_{\max} \propto \frac{1}{r} \left(\frac{\partial p}{\partial t} \right)_{\max} \quad (1)$$

여기에서 Δp_m 는 관 출구로부터 방출되는 펄스파의 파이크 압력, r 은 관 출구로부터 반경방향의 거리, 그리고 $(\partial p/\partial t)_m$ 는 관 출구면에서 형성되는 압축파면의 압력에 대한 시간미분의 최대값을 의미한다. 위와 같은 실험적인 사실은 판단으로부터 임의의 질량유속(mass flux)이 주위 공간으로 방출되는 경우에 발생하는 펄스파에 관한 선형음향이론⁽⁹⁾ (linear acoustic theory)과 잘 일치한다. 그러나 고속철도 터널 출구에서 발생하는 충격성 소음의 발생 메커니즘이나 비정상 압축파의 전파 특성을 해명하기 위해서는 음향이론 보다는 압축성 유체공학에 관한 전문적인 지식이 필요하다.

터널 출구에서 발생하는 충격성 소음이 터널 출구면에서 형성되는 압축파면의 압력구배에 의하여 결정된다는 사실로부터, 종래 충격성 소음에 대한 저감 대책은 주로 압축파면의 압력구배를 완화시키는 방향으로 진행되어 왔다.

김희동⁽³⁾에 의하여 소개된 바와 같이 터널내를 전파하는 압축파면의 압력구배를 작게 하기 위해서는 터널 출구, 터널 내부 그리고 터널 입구 부근에 각각 여러 대책을 세울 수 있다. 또 열차의 형상을 적절히 설계하는 방법과 열차에 어떤 장치를 적용

하여 충격성 소음을 저감시키는 방법이 생각될 수 있다.

최근 김희동 등^(10,11)은 충격파관의 출구에 피동적 소음기를 설치하여, 충격성 소음에 대한 피동제어의 효과를 조사하기 위하여 실험과 수치해석을 수행하였다. 그 결과 충격성 소음의 원인이라고 할 수 있는 펄스파의 파이크 압력은 감소하였으나, 펄스파 후에 새로운 펄스가 발생하는 문제점을 지적하였다. 또 충격성 소음에 대하여 역위상을 가지는 펄스파를 터널 출구에서 발생시키는 능동적인 방법을 이용하여, 충격성 소음의 저감을 시도한 바 있다.^(12,13) 그러나 열차가 고속화됨에 따라 이와 같은 터널 출구의 대책만으로는 충격성 소음에 대한 저감효과에는 한계가 있다는 것을 알았다.

더욱이 김희동 등⁽¹⁴⁾은 터널내부에 지갱(branch tunnel)을 설치하여, 비정상 압축파의 전파특성을 조사하였다. 그 결과 터널 출구에서 발생하는 충격성 소음의 저감을 위해서는 매우 큰 지갱이 필요하다는 것을 보고하였다. 또 터널내부에 다공벽을 설치하여 전파하는 압축파의 특성을 실험적으로 조사하였다.⁽¹⁵⁾ 그 결과 다공벽의 기공율이 약 30% 정도일 때 압축파면의 압력구배의 감소가 가장 크다는 것을 보고하였다.

본 연구에서는 열차가 터널에 돌입하는 경우에 발생하는 입구 압축파에 대하여, 열차 선두부로부터 비정상 팽창파를 발생시켜, 입구압축파와 간섭시키는 새로운 방법을 채택하였다. 이러한 방법은 터널 입구부에 비정상 팽창파를 발생시키는 장치를 설치하거나, 열차의 선두부에 진공실을 설치하여 열차가 터널에 진입할 때 진공실을 개방함으로써 달성될 수 있으며, 이러한 방법은 일종의 ANC 방법이라고 생각할 수 있다.

종래 압축파와 팽창파의 간섭현상은 주로 정상/비정상유동에서 발생하는 충격파와 팽창파/압축파와의 간섭⁽¹⁶⁾들이 주로 연구되었으나, 유한의 파장을 가지는 비정상 압축파와 정상 혹은 비정상 팽창파의 간섭현상에 대해서는 전혀 연구된 바가 없다. 이것은 비정상 압축파와 비정상 팽창파의 거동이 충분히 알려져 있지 않았기 때문이며, 비정상 파동현상을 기술적으로 응용하는데 대한 요구가 적었기 때문이다. 따라서 본 연구는 실제 고속열차가 터널을 주행하는 경우에 적용될 수 있을 뿐만 아니라 비정상 압축파와 비정상 팽창파의 간섭유동을 다루게 되므로, 유체역학적으로도 매우 흥미있는 과제

이다.

본 연구에서는 비정상 팽창파가 터널을 전파하는 압축파에 미치는 영향을 조사하기 위하여, 비정상 압축성 축대칭 유동에 대하여 수치계산법을 적용하였다. 계산결과는 본 연구에서 시도한 입구압축파에 대한 제어의 효과와 실제 고속철도 터널에 본 연구의 결과를 적용하는 유효성을 조사하는데 활용되었다.

2. 터널입구에서 형성되는 압축파형

열차의 돌입에 의하여 터널 입구부에는 압축파가 발생하여, 터널내를 거의 음속에 가까운 속도로 전파하게 된다. 이 압축파 후방에서 압력은 대기압보다 증가하게 되며, 따라서 압축파에 의하여 공기의 유동이 발생하게 된다. 종래의 연구에 의하면, 터널 입구에서 형성되는 압축파의 특성은 터널의 단면적, 열차의 단면적, 열차의 속도, 열차 선두부의 형상과 매우 밀접한 관계를 가지는 것으로 알려져 있다.⁽³⁾

고속열차가 터널에 돌입하는 경우에 터널 입구부에서 압축파의 형성과정을 Fig. 1에 개략적으로 나타내었다. 그림의 (a)에는 터널의 입구로 열차의 선두부가 돌입한 순간을 원점으로 하는 파동선도($x-t$ 선도)를 나타내었다. 그림의 횡축은 터널입구로부터 열차의 진행방향을 +로 한 거리 x 이며, 종축은 열차의 선두부가 터널에 돌입한 순간부터 경과한 시간 t 를 나타낸다. 만일 열차의 속도 V 가 일정하다고 가정한다면, 열차 선단(leading edge of train)의 궤적은 그림의 파동선도상에서 원점($x=0$)을 지나며, 경사가 $1/V$ 인 선 A로 나타난다. 따라서 선 A를 x 의 -방향으로 열차의 선두부의 길이 만큼 평행이동한 선 B간의 영역은 열차 선두부분의 궤적이 된다. 또 $x=x_0$ 를 지나며, x 축과 직교하는 선 C는 압력 측정점의 위치를 나타내며, 선 C와 선 A의 교점을 c' 로 정한다. 또 선 D와 E는 각각 열차 전방에 형성되는 압축파의 파두(head of wave)와 파미(tail of wave)의 궤적을 나타내며, 압축파가 근사적으로 음속 a_1 으로 전파한다고 가정하는 경우에 두 선의 경사는 $1/a_1$ 으로 된다. 따라서 선 D와 E간의 영역은 유한의 파장을 가지는 비정상 압축파의 궤적이다.

한편 그림 (b)는 그림 (a)의 파동선도에 상응하는 열차의 돌입상태를 도식적으로 나타내었으며, 그림

(c)는 $x=x_0$ 의 위치에서 측정되는 입구 압축파형이다. 그림에 나타낸 a, b, c의 각 점들은 그림 (a)에 표시된 a' , b' , c' 의 각 점들에 대응하며, 그림 (c)는 그림 (a)의 점 c' 와 그림 (c)의 점 c가 서로 일치하도록 시간축을 조절한 것이다. 그림에서 터널입구에 형성되는 압축파의 압력은 대기압 상태 즉 p_1 으로부터 상승하기 시작하는 점을 a, 또 압력의 급격한 상승이 종료하는 점을 b, 점 a와 b 사이의 압력의 시간미분이 최대로 되는 점을 m이라 한다. 또 점 b 이후에 압력이 점차 증가하여 점 c에서 최대로 된 후, 터널 입구면에서 발생하는 팽창파의 영향으로 압력은 감소한다. 저자들의 경험에 의하면, 점 b에서 c 사이의 완만한 압력 상승은 열차의 선단이 터널입구에 돌입한 이후에 형성되는 압축파에 의한 것으로 생각된다. 본 연구에서는 이러한 입구압력파를 모델화하기 위하여, 다음 절에 기술하는 바와 같이 터널 입구에서 형성되는 압축파를 단순형태의 파형으로 가정하였다.

3. 수치계산법

3.1 지배방정식 및 수치계산법

열차가 터널에 돌입함으로써 열차 전방에 형성되는 압축파와 열차의 선두부로부터 발생한 비정상 팽창파의 간섭과정을 조사하기 위하여, Fig. 2에는 단순화한 축대칭 유동장을 나타내었다. 그림에는 직경 $D(=9\text{ m로 가정})$ 이고, 단면적이 1 S인 직관 을 터널로 가정하였다. 또 터널내에는 외면적 0.2 S , 내면적 0.1 S인 직관 을 선두부에 진공실이 설치된 열차로 가정하였으며, 본 연구에서는 계산의 단순화를 위하여 열차는 고정하였다. 따라서 터널내에는 열차의 돌입에 의하여, Fig. 1에 나타낸 바와 같은 압축파가 형성된다. 이 압축파는 터널을 오른쪽으로 전파하며, 열차의 모델인 내면적 0.1 S 의 관단으로부터 방출되는 비정상 팽창파가 압축파와 간섭하게 된다.

유동은 관축에 대하여 대칭이며, 원관의 축방향 즉 압축파가 관내를 전파하는 방향을 x 축, 관의 중심축을 원점으로 하는 반경방향을 r 축으로 하는 $x-r$ 좌표계를 적용한다. 이러한 유동장에 대하여 비정상 압축성 축대칭의 지배방정식을 적용하였다. 이 경우 질량, 운동량(x 방향과 r 방향) 및 에너지 보존의 법칙은 다음으로 주어진다.

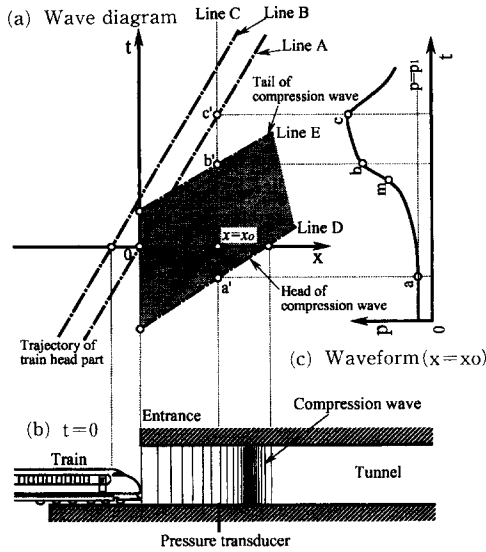


Fig. 1 Wave diagram for generation process of compression wave

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial G}{\partial r} + W = 0$$

$$U = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ e \end{bmatrix}, \quad F = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ \rho uv \\ (e+p)u \end{bmatrix}, \quad G = \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho vw \\ \rho v^2 + p \\ (e+p)v \end{bmatrix},$$

$$W = \frac{1}{r} \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho uv \\ \rho v^2 \\ (e+p)v \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기에서 t 는 시간, ρ 는 기체의 밀도, u 와 v 는 각각 축방향(x) 및 반경방향(r)의 속도성분, p 는 압력이다. 또 e 는 단위체적 당 전에너지이며, 공기의 비열비 γ 를 사용하여 다음 식으로 주어진다.

$$e = \frac{p}{\gamma - 1} + \frac{1}{2} \rho (u^2 + v^2) \quad (3)$$

한편 관내를 전파하는 압축파 전방의 정지기체의 상태(첨자 1) 량으로 각 상태량들을 무차원하면 다음 식으로 쓰여진다.

$$x' = \frac{x}{D}, \quad r' = \frac{r}{D}, \quad t' = \frac{t}{\sqrt{\gamma D/a_1}}, \quad p' = \frac{p}{p_1},$$

$$\rho' = \frac{\rho}{\rho_1}, \quad e' = \frac{e}{p_1}, \quad u' = \frac{u}{a_1/\sqrt{\gamma}}, \quad v' = \frac{v}{a_1/\sqrt{\gamma}} \quad (4)$$

여기에서 a 는 기체의 음속이며, 위의 식 (4)를 사

용하여 식 (2)을 변형하면, 식 (2)의 각 물리량에 첨자 '를 붙인 식과 같은 형태의 보존식이 얻어진다.

본 연구에서는 위의 식 (2)의 해를 수치해석적으로 구하기 위하여 Sod⁽¹⁷⁾에 의해 제안된 연산자 분할법을 이용하여, 식 (2)를 다음의 1차원식들로 변환하였다.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} = 0$$

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial G}{\partial r} = 0$$

$$\frac{\partial U}{\partial t} + W = 0 \quad (5)$$

위의 연산자 분할법은 다차원 방정식을 근사적으로 1차원 방정식으로 분할하여, 각각에 대하여 차분법을 적용하여 구해진 해를 중첩시킴으로써 원래 방정식의 해를 구하는 것이다. 위의 식에 대응하는 1차원 scheme을 각각 L_x , L_y , L_w 로 가정하는 경우, 식 (5)의 첫 번째 식의 해 U_i^{n+1} 는 다음과 같이 쓰여진다.

$$U_i^{n+1} = L_x(\Delta t) \cdot U_i^n \quad (6)$$

여기에서 각 연산자는 2차정도를 가지지만, 일반적으로 연산자들을 조합하게 되면 1차정도로 된다. 따라서 다음과 같은 방법으로 2차정도를 유지할 수 있다.

$$U_{i,j}^{n+1} = L_w L_x L_r L_r L_x L_w U_{i,j}^n \quad (7)$$

계산에서는 연산자 L_x 와 L_y 에 대하여 양적 TVD (Explicit Total Variation Diminishing) 법⁽¹⁸⁾을, 또 L_w 에 관해서는 다음과 같이 U_{ij}^n 을 시간에 대해 2차까지 전개하여 적분을 수행하였다.

$$U_{ij}^{n+1} = U_{ij}^n - \Delta t \cdot W + 0.5(\Delta t)^2 \cdot (-W_t) \quad (8)$$

일반적으로 TVD법은 압축파면에서 발생하는 불합리한 압력진동을 수반하지 않으며, 매우 작은 압력 변동의 계산까지 가능하므로, 관내를 전파하는 압축파나 펄스파의 계산에 적당한 계산방법의 하나로 널리 알려져 있다.

Fig. 2에는 본 계산 영역을 함께 나타내었으며, 계산은 관측을 중심으로 위쪽의 반에 대하여 수행하였다. 계산의 경계조건은 관출구에서는 유출조건을 적용하였다. 또 벽면에서는 slip 조건을 적용하였으나, 그림의 실선 oa에 대하여 비정상 팽창과

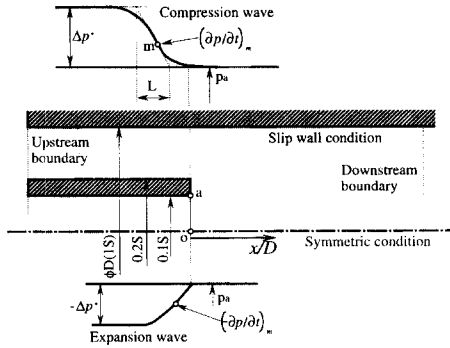


Fig. 2 Flow field for numerical calculation

가 발생하기 전까지는 slip 조건을, 그후에는 자유 경계로 가정하였다.

한편 수치계산에서는 초기조건 즉 $t=0$ 에서 압축 파형을 다음 식으로 가정하였다.

$$\frac{p}{p_1} = \frac{\Delta p^*}{p_1} \left\{ -\frac{x}{2L} + \frac{1}{2\pi} \sin\left(\frac{\pi x}{L}\right) \right\} \quad (9)$$

여기에서 Δp^* 는 초기압축파의 과잉압(over pressure), L 은 압축파의 파장(wave length), p_1 는 대기압이다. 위의 압축파형은 Fig. 2의 윗부분에 나타낸 바와 같은 압축파의 단순화된 모델을 사용하였으며, $x/D \leq 0$ 의 위치에서 주어지는 것으로 가정하였다. 본 연구에서는 x 를 내면적 0.1 S인 관의 선단으로부터 하류방향으로 하였다.

한편 내면적 0.1 S인 관내에는 충격파관의 순간 파막을 가정한 비정상 팽창파의 단순이론값⁽¹⁹⁾을 적용하였으며, 관단에서 특성값으로 Fig. 2의 아랫부분에 나타낸 바와 같이 과잉압 $-\Delta p^*$ 와 팽창파면의 최대압력구배 $(-\partial p/\partial t)_m$ 를 가지는 비정상 팽창파를 가정하였다. 본 계산결과를 실제 터널에 적용하기 위하여, D 를 9 m로 고정하였으며, Δp^* , $-\Delta p^*$ 및 $(-\partial p/\partial t)_m$ 의 값을 변화시켰다. 또 대기 중의 공기의 음속 a_1 를 350 m/s, 온도 T 를 305.15 K, 밀도 ρ 를 1.143 kg/m^3 , 대기압 p_1 를 $100.125 \times 10^3 \text{ Pa}$, 공기의 비열비 γ 를 1.4로 가정하였다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 3에는 $x/D \leq 0$ 에서 초기조건으로 가정한 압축파가 Fig. 2의 관내를 오른쪽으로 전파하는 경우, 관 중심축상의 압력의 시간적 변화를 나타내었

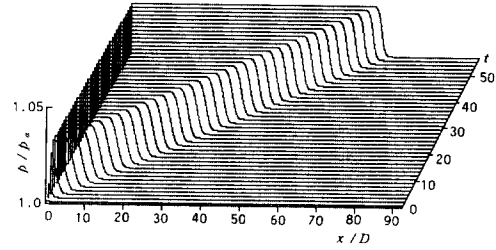


Fig. 3 Propagating compression wave without interaction

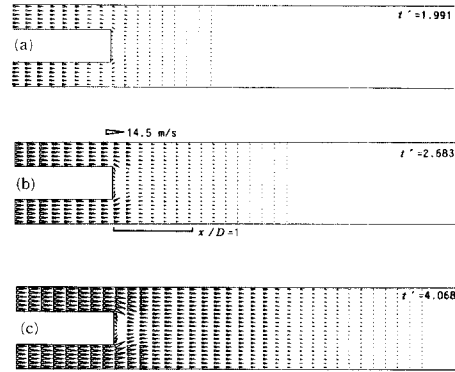


Fig. 4 Velocity vector distributions

다. 그림에서 초기압축파의 과잉압 Δp^* 는 3 kPa, 압축파면의 최대압력구배 $(\partial p/\partial t)_m$ 는 36.6 Pa/ms, 압축파장 L 은 28.125 m($L/D=3.15$)이다. 그림의 계산값은 압축파가 비정상 팽창파와 간섭하지 않는 경우이며, 종축의 압력 p 는 대기압 p_1 로, 횡축은 0.1 S인 관의 선단을 원점으로 한 관축방향의 거리 x 를 관의 직경 D 로 무차원하였다. 또 무차원시간 t' 는 식 (2)에 나타낸 바와 같이 공기의 비열비 γ , 관의 직경 D 및 대기의 음속 a_1 으로 무차원한 값을 나타낸다. 여기에서 초기압축파의 시간에 대한 압력구배는 압축파 내부에서 발생하는 압력증가가 매우 작다는 것을 고려하여, 다음과 같이 공간에 대한 압력구배로 쓰여진다.

$$\frac{\partial p}{\partial t} = a_1 \frac{\partial p}{\partial x} \quad (10)$$

그림에서 초기압축파가 관내를 전파함에 따라 비선형효과에 의하여 압축파면의 최대압력구배가 조금씩 증가한다는 것을 알 수 있다.

Fig. 4에는 Fig. 3과 같은 조건에서 압축파가 비정상 팽창파와 간섭하지 않는 경우, 무차원시간 t'

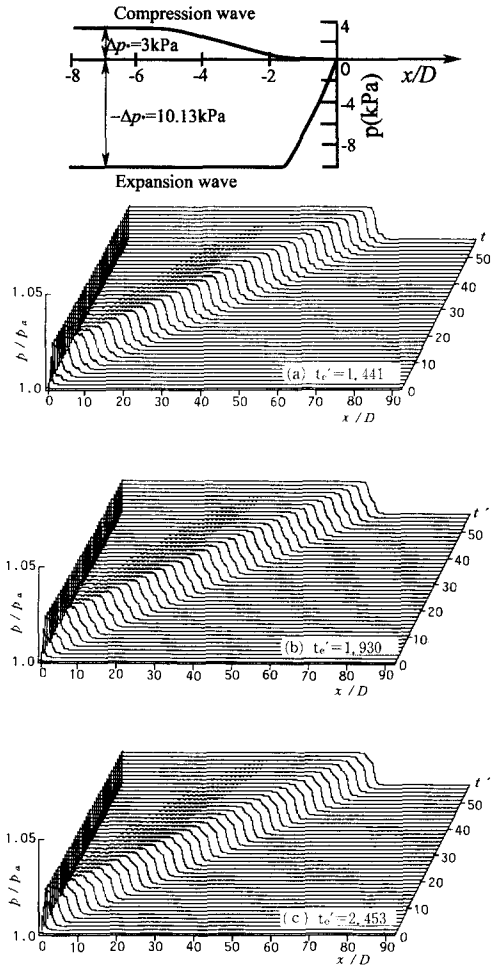


Fig. 5 Propagating compression wave with interaction

= 1.991, 2.683 및 4.068에 대하여, 압축파에 의해서 유기되는 유동의 속도벡터를 각각 나타내었다. 그림(a)는 관입구에서부터 압축파의 파두가 약 $x/D=1.3$ 정도 전파한 상태를 나타내며, 유속은 관의 입구쪽이 크다. 압축파의 파두가 약 $x/D=2.1$ 정도 전파한 그림(b)에서 관입구에서 유속은 더욱 증가하며, 최대유속은 약 8 m/s로 나타난다. 그리고 $t'=2.683$ 의 경우 Fig. 2에서 나타낸 바와 같이 압축파의 최대압력구배점의 위치를 나타내는 점 m 이 $x/D=0$ 의 위치에 도달한 상태에 상당한다. 또 $t'=4.068$ 인 그림(c)에서 최대유속은 내면적인 0.1 S인 관의 선단에서 발생한다는 것을 알 수 있다.

한편 Fig. 5에는 Fig. 3의 압축파형에 미치는 비정상 팽창파의 영향을 나타내었다. 그림에서 t_e' 는

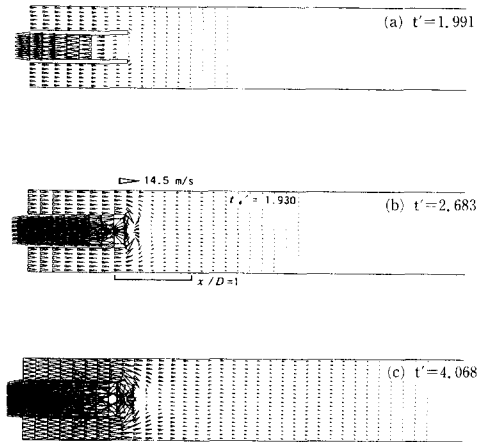


Fig. 6 Velocity vector distributions

단면적 0.1S인 관단으로부터 비정상 팽창파가 방출되는 무차원 시간을 나타내며, 비정상 팽창파의 과잉압은 $-\Delta p^*=10.13$ kPa, 파면의 최대압력구배는 $-(\partial p/\partial t)_m=300.4$ Pa/ms이다. 그림으로부터 비정상 팽창파의 영향에 의하여, 전파하는 압축파는 파면이 변형하며, 압축파형의 압력구배를 작게 하는 최적의 t_e' 가 존재한다는 것을 알 수 있다. 그림에서 압축파에 의한 압력상승값이 3kPa로 비교적 작기 때문에 압축파 후미에서 유속은 거의 증가하지 않는다고 할 수 있으므로, 비정상 팽창파의 영향을 받는 영역이 압축파의 파두와 거의 평행하게 전파한다. 더욱이 압축파면을 자세히 관찰하면, $t_e'=1.441$ 인 경우에는 비정상 팽창파는 압축파의 파두부분에 영향을 미치게 되며, $t_e'=2.453$ 인 경우에는 압축파의 파미부분에 영향을 미친다는 알 수 있다. 이러한 사실은 그림(c)에 나타낸 바와 같이 압축파의 최대압력구배를 나타내는 위치가 후속하는 비정상 팽창파의 전방에 있는 경우에는 비정상 팽창파가 압축파면의 압력구배에 미치는 효과는 없다는 것을 의미한다.

Fig. 6에는 Fig. 5와 같은 조건에 대하여, $t'=1.991, 2.683$ 및 4.068에서 얻어진 속도벡터를 나타내었다. 그림에서 비정상 팽창파가 방출되는 무차원시간 t_e' 는 1.930으로 일정하다. 그림(a), (b) 및 (c)로부터 비정상 팽창파의 방출에 의하여 유동은 왼쪽으로 강하게 흡입되며, 그림(b)와 (c)의 경우 흡입되는 유동의 최대유속은 단면적 0.1 S인 관의 선단에서 발생한다는 것을 관찰할 수 있다. 이와 같은 흡입유동에 의하여 관의 오른쪽으로 향

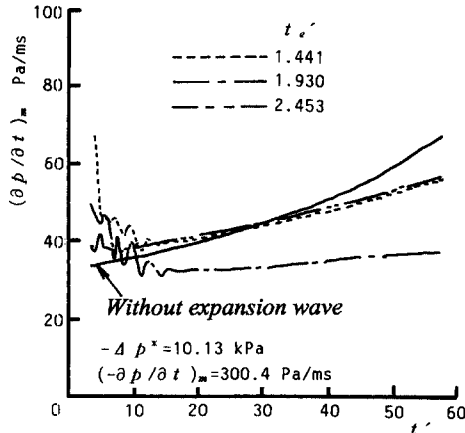


Fig. 7 Effect of t_e' on compression wave

하는 유동의 속도는 상당히 감소하며, 따라서 Fig. 3과 Fig. 5의 비교로부터 전파하는 압축파의 과잉압이 작아진다는 것을 관찰할 수 있다. 본 연구의 목적은 압축파면의 최대압력구배를 작게 하는 것이므로, 압축파의 과잉압의 변화에 대해서는 상세하게 고찰하지 않았다.

Fig. 7에는 비정상 팽창파가 압축파의 최대압력구배 $(\partial p/\partial t)_m$ 에 미치는 영향을 나타내었다. 그림에서 비정상 팽창파가 없는 경우를 실선으로 나타내었으며, 또 각 파선들은 비정상 팽창파가 방출되는 무차원시간 t_e' 가 변화하는 경우를 나타낸다. 그림에서 비정상 팽창파와 간섭하지 않는 경우, 압축파가 관내를 전파함에 따라 파면의 최대압력구배는 비선형효과에 의하여 단조롭게 증가한다. 그러나 비정상 팽창파와 간섭하는 경우에 t' 의 작은 값에서는 압축파의 최대압력구배는 약간의 변동을 하면서 감소하다가 증가하게 된다. 그림에서 t_e' 가 1.930인 경우에 최대압력구배의 증가비율은 실선에 비해 상당히 낮으며, 압축파의 전파거리에 관계없이 거의 일정하게 나타난다. 이것은 비정상 팽창파의 방출시간이 적절하다면, 압축파의 압력구배를 작게 할 수 있다는 것을 의미한다. 따라서 본 연구에서 시도된 비정상 팽창파를 이용한 압축파의 제어법은 실제 고속철도 터널출구에서 발생하는 충격성 소음을 저감하는데 유효한 방법이 될 수 있다는 것을 알 수 있다.

한편 비정상 팽창파와 간섭하지 않는 경우 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 압축파의 최대압력구배의 점 m 이 $x/D=0$ 의 위치에 도달하는 시간이 $t'=2.683$

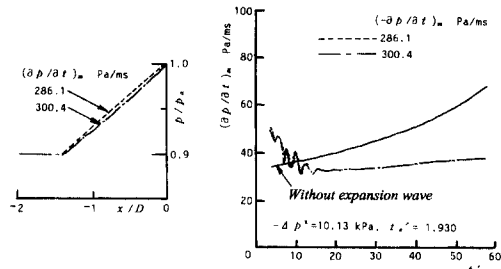


Fig. 8 Effect of $(-\partial p/\partial t)_m$ on compression wave

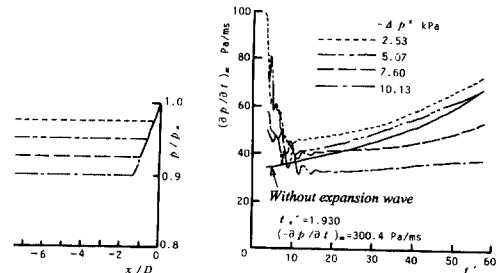


Fig. 9 Effect of $-\Delta p^*$ on compression wave

이었으므로, 본 연구에서와 같이 비정상 팽창파를 이용한 압축파의 제어는 비정상 팽창파를 $t' < 2.683$ 에 발생시킬 필요가 있다는 것을 알 수 있다. 따라서 Fig. 1에 나타낸 파동선도로부터 비정상 팽창파를 발생시키는 시간은 열차의 선두부가 터널에 돌입하는 순간 혹은 돌입 직전이 바람직하다는 것을 알 수 있다.

압축파의 최대압력구배에 미치는 비정상 팽창파의 특성을 조사하기 위하여, Fig. 8에는 비정상 팽창파의 과잉압 $-\Delta p^* = 10.13$ kPa로 일정한 경우, $(-\partial p/\partial t)_m$ 가 압축파의 최대압력구배에 미치는 영향을 나타내었다. 그림에서 t_e' 는 1.930으로 일정하며, 비정상 팽창파의 최대압력구배 $(-\partial p/\partial t)_m$ 는 286.1 Pa/ms와 300.4 Pa/ms로 변화하였다. 그림에서 압축파의 최대압력구배에 미치는 $(-\partial p/\partial t)_m$ 의 영향은 거의 나타나지 않는다. 또 Fig. 9에는 $(-\partial p/\partial t)_m$ 가 300.4 kPa/ms로 일정한 경우, 비정상 팽창파의 과잉압 $-\Delta p^*$ 가 압축파의 최대압력구배에 미치는 영향을 나타내었다. 그림에서 t_e' 는 1.930로 일정하며, $-\Delta p^*$ 의 값은 2.53에서 10.13까지 변화하였다. 그림으로부터 t_e' 의 값이 같다고 하더라도 $-\Delta p^*$ 의 값이 클수록 관내를 전파하는 압축파의 최대압력구배는 작아진다는 것을 알 수 있다. 그러나 현실적인 측면에서 $-\Delta p^*$ 의 값이 매우 큰 부의 펄스파를 제작하는 것은 매우 어렵우

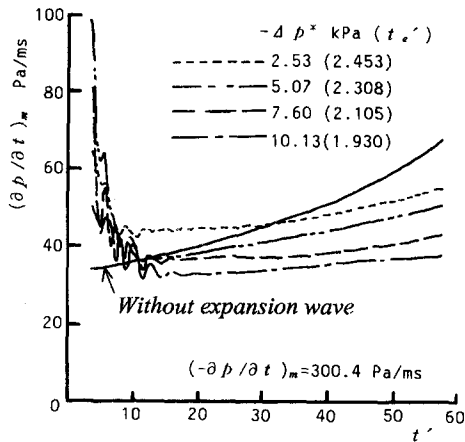


Fig. 10 Effect of $-\Delta p^*$ and t_e' on compression wave

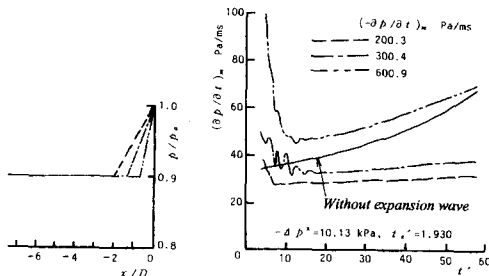


Fig. 11 Effect of unsteady expansion wave-length on compression wave

며, 유체역학적인 측면에서도 많은 문제점을 내포하고 있다.⁽²⁰⁾ 더욱이 지금까지 이에 대한 연구는 거의 수행되지 않았으므로, 이에 대한 체계적인 연구가 요망된다. 적절한 부(negative)의 펄스파는 최근 사회적인 문제를 야기시키고 있는 소음문제를 제어하는 기술적인 측면에서 매우 필요하며, 부의 펄스파의 생성과정은 매우 복잡한 파동현상과 관련되므로, 압축성 유체공학을 연구하는 학술적인 측면에서도 매우 중요한 과제이다.

한편 Fig. 10에는 $(-\partial p/\partial t)_m$ 가 일정한 경우, $-\Delta p^*$ 와 t_e' 가 압축파의 최대압력구배에 미치는 영향을 나타내었다. 그림의 $-\Delta p^*=7.60$, $t_e'=2.105$ 인 선과 $-\Delta p^*=10.13$, $t_e'=1.930$ 인 두 선을 비교하면, 비록 $-\Delta p^*$ 의 값이 작다고 하더라도 비정상 팽창파를 방출하는 시간이 적절하다면, 압축파의 최대압력구배는 작아지게 된다는 것을 알 수 있다.

비정상 팽창파의 파장이 압축파의 최대압력구배에 미치는 영향을 조사하기 위하여, $-\Delta p^*$ 가 일정

인 비정상 팽창파의 최대압력구배를 근사적으로 파장의 함수로 다음과 같이 가정하였다.

$$\left(-\frac{\partial p}{\partial t}\right)_m = \frac{-\Delta p^*}{L} a_1 \quad (11)$$

위의 식에서 비정상 팽창파의 파장은 최대압력구배의 함수이므로, 여기에서 팽창파면 내부에서 음속이 일정하다고 가정한다면, 파장 L 은 $(-\partial p/\partial t)_m$ 에 역비례한다. 따라서 Fig. 11에는 $(-\partial p/\partial t)_m$ 의 값이 200.3 Pa/ms에서 600.9 Pa/ms로 변화하는 경우 즉 비정상 팽창파의 파장이 변화하는 경우에 압축파에 미치는 영향을 나타내었다. 그림으로부터 비정상 팽창파의 파장이 길수록 압축파의 최대압력구배는 작아진다는 것을 알 수 있다. 이상으로부터 비정상 팽창파의 특성들 중에서 압축파의 최대압력구배에 가장 큰 영향을 미치는 것은 비정상 팽창파의 파장이며, 이것은 압축파의 과잉압 Δp^* 가 비정상 팽창파의 $-\Delta p^*$ 의 값에 비해 작고, 비정상 팽창파의 파장이 길수록 압축파에 미치는 그 영향이 강해지기 때문이다.

4. 결 론

본 연구에서는 고속철도 터널출구에서 발생하는 충격성소음을 저감시킬 목적으로, 터널 입구부에서 형성되는 압축파의 제어를 시험하였다. 압축파의 제어는 열차의 선두부에서 비정상 팽창파를 발생시켜, 터널내를 전파하는 압축파와 간섭시킴으로써 압축파면의 최대압력구배를 완화시키는 새로운 방법을 검토하였다. 축대칭 수치계산에서는 비정상 팽창파의 특성값들을 변화시켜, 이들이 터널내를 전파하는 압축파에 미치는 영향을 조사하여, 본 연구에서 시험한 방법의 유효성을 평가하였다. 그 결과 비정상 팽창파의 방출시간은 열차의 선두부가 터널에 돌입하는 순간 혹은 직전이 바람직하며, 이 경우 터널내를 전파하는 압축파의 최대압력구배는 상당히 감소한다는 것을 알았다. 또 비정상 팽창파의 파장이 길수록 본 능동제어법은 효과적이며, 이러한 방법은 터널내의 압력과 현상들을 경감시키고 터널 출구에서 발생하는 충격성 소음을 저감하는데 유력한 방법이 될 수 있다.

후 기

이 논문은 고속철도 터널출구에서 발생하는 충격성소음의 저감대책에 관한 연구의 일환으로, 1995년도 과학재단의 공모과제(핵심전문연구) 연구비를 지원받아 수행되었으며, 이에 감사의 뜻을 표한다.

참고문헌

- (1) Yoshida, H. and Honma, H., 1987, *An Experiment on Impulsive Sound Propagation in Turbulent Pipe Flow*, University of Tokyo Press, Vol. 35.
- (2) 김희봉, 1996, “고속鐵道の 空氣力學 I ~IV,” 大韓機械學會 學會誌 第36卷1號, 第36卷3號, 第36卷5號, 第36卷10號.
- (3) 김희동, 1994, “고속鐵道 터널에서 發生하는 流體力學的 波動現象,” 大韓機械學會 學會誌, 第34卷10號.
- (4) Klingenberg, G. and Heimerl, J. M., 1992, “Gun Muzzle Blast and Flash,” *Progress in Astronautics and Aeronautics*, AIAA Educational Series.
- (5) Schmidt, E. M. and Shear, D. D., 1974, “The Flow Field About the Muzzle of an M-16 Rifle,” Ballistic Research Laboratories, Report 1692.
- (6) Sekine, N., et. al., 1988, “Initiation and Propagation of Shock Waves in the Exhaust Pipe of an Internal Combustion Engine,” *Transactions of JSME*, Series B, Vol. 54, No. 498 (in Japanese).
- (7) 小澤智, 森藤達夫, 前田達夫, 木下眞夫, 1976, “トンネル出口微氣壓波の實態,” 鐵道技術研究報告, No. 1023.
- (8) 原, 1967, “トンネル内を走る列車の空氣抵抗,” 鐵道技術總研報告, No. 608.
- (9) Lighthill, M. J., 1952, “On Sound Generated Aerodynamically(1.General Theory),” *Proc. Royal Society (London)*, Vol. 211A, pp. 564~587.
- (10) Kim, H. D. and Setoguchi, T., 1996, “Passive Control of Impulsive Noise Caused by Unsteady Compression Wave,” *ASME Trans. Journal Fluid Engineering* (to be published).
- (11) Kim, H. D. and Setoguchi, T., 1996, “Experiment on Passive Control of Impulsive Noise Generating at Exit of High-Speed Railway Tunnel,” *Trans. KSME*, Vol. 20, No. 7.
- (12) Kim, H. D. and Setoguchi, T., 1996, “Interaction of Unsteady Expansion Wave with Cross-Sectional Area Change in Tube,” *KSME Journal*, Vol. 10, No. 4.
- (13) Kim, H. D., Setoguchi, T. and Matsuo, K., 1996, “Model Test of Negative Impulsive Wave Generator for Noise Reduction,” *Journal of Vibration and Acoustics* (submitted).
- (14) 金義東, 瀨戶口俊明, 1996, “垂直坑을 利用한 터널내 非定常 壓縮波의 被動制御,” 大韓機械學會論文集, 第21卷 9號.
- (15) 金義東, 瀨戶口俊明, 1996, “多孔壁을 傳播하는 壓縮波의 實驗的 研究,” 大韓機械學會論文集, 第20卷 12號.
- (16) Srivastana, R. S., 1994, *Interaction of Shock Waves*, Kluwer Academic Pub.
- (17) Sod, G. A., 1977, “A Numerical Study of a Converging Cylindrical Shock,” *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 83, No. 4, pp. 785~794.
- (18) Yee, H. C., 1987, “Upwind and Symmetric Shock Capturing Schemes,” NASA TM- 9464.
- (19) 松尾一泰, 1994, 壓縮性流體力學-內部流れの理論と解析, 理工學社.
- (20) Kim, H. D., Setoguchi, T. and Matsuo, K., 1996, “Performance Improvement of Negative Impulsive Wave Generator for Noise Reduction,” *ASME Journal of Vibration and Acoustics* (submitted)