

< 논 문 >

# 공압 전달관의 동적 응답

## Dynamic Response of Pneumatic Transmission Lines

박현우\* · 박종호\*\* · 신필권\*\* · 심우건\*\*\*

H. W. Park, J. H. Park, P. K. Sin and W. G. Sim

(1998년 9월 23일 접수 : 1999년 2월 18일 심사완료)

**Key Words :** Dynamic Response(동적 응답), Method of Characteristics(파동 특성방법), Lumped Acoustic Element(덩어리 음향계), Harmonic Sinusoidal Pressure(조파 압력)

### ABSTRACT

Transient analysis for compressible fluid flow has been performed experimentally and analytically to study the dynamic characteristics of the end volume transmission lines following a sudden pressure change at its entrance. The numerical method was developed based on the method of characteristics. The sudden pressure at its entrance was generated by rupture of diaphragm in a shock tube. The sudden pressure was used to obtain the response, as input signal for the numerical analysis. The response to the sudden pressure at the end volume was measured using a pressure transducer. The experimental result shows good agreements with the numerical result. The effects of tube length, its diameter and end volume magnitude are evaluated on the responses of the pressure and on the damping factor. It is found that the viscous damping effects on the response through the transmission pipeline becomes larger with increasing pipeline length and decreasing diameter of the pipe and the fluid-elastic stiffness decreases with increasing the terminal volume. The numerical approach presented in this paper can be very useful in designing the instrument and control system.

### 기 호 설 명

$A$  : Cross section area of the pipe  
 $c$  : Acoustic velocity  
 $C_c$  : Critical damping coefficient  
 $C_k$  : Coefficient of entrance loss  
 $D$  : Pipe diameter  
 $f$  : Friction factor

$g$  : Acceleration of gravity  
 $H$  : Pressure head  
 $k$  : Fluid-elastic stiffness coefficient  
 $L$  : Pipe length  
 $m$  : Effective mass of fluid in the pipe  
 $p$  : Pressure  
 $Q$  : Flow rate  
 $Re$  : Reynolds number  
 $t$  : Time  
 $T$  : Period of oscillation  
 $u$  : Mean flow velocity

\* 한국전력기술주식회사

\*\* 충남대학교

\*\*\* 정희원, 한남대학교 기계공학과

$V_q$  : Fixed volume of the receiver

$x$  : Axial coordinate

**Greek Letters**

$\zeta$  : Damping factor

$\mu$  : Viscosity of fluid

$\rho$  : Density of fluid

$\omega$  : Circular frequency

**Superscript**

$+$  : Nondimensional parameter

**Subscripts**

$a$  : Based on acoustic velocity,

$d$  : Damping

$e$  : Entrance

$l$  : Based on lumped acoustic element method

*mean* : Mean value

*rad* : Radiation resistance

*res* : Sending reservoir

*rt* : Receiver

$s$  : Static step input

**1. 서 론**

중요한 산업설비에는 계통을 정확하게 운전하기 위하여 수위계, 압력계 등 값비싼 여러 가지 측정계기들이 설치 운영되고 있다. 이러한 계기들이 사소한 부주의 혹은 압력계측계통의 부적절한 설계로 인하여 손상되는 경우가 있다. 압력계측계통을 적절하게 설계하여 과부하에 의한 계통의 손상을 방지할 수 있는 있도록 압력계측계통의 동특성에 대한 연구의 필요성이 인식되고 있다. 또한 압력 전달관을 포함하는 압력계측계통의 응답 특성을 규명함으로써 실제 압력을 정확히 예측할 수 있다. 압력계측계통의 중단 탱크에서의 압축현상과 압력 전달관내의 과도현상을 해석하여 응답 특성을 구할 수 있으며 때로는 압력 전달관의 응답 특성에 따르는 과도 압력으로부터 측정계기가 손상되는 것을 감소시킬 수 있다. 이러한 목적으로 압력계측계통의 응답 특성에 대한 연구가 활발히 수행되고 있다<sup>(1-3)</sup>.

일반적으로 원자력발전소의 압력계측은 계측 계통의 압력 전달관 중단에 압력 변환기가 직접 부착하거나 전달관 중단에 연결된 일정 체적의 중단 탱크(end volume)에 부착되어 있다<sup>(2)</sup>. 압력계측계통은 일반적으로 압력전달관과 압력계가 부착된 중단 탱

크로 구성되어 있다. 중단 탱크와 압력 전달관을 포함하는 계측 계통의 동특성에 대한 정보는 계측 제어 계통의 성능 향상에 매우 유용하다. 특히 원자력발전소의 증기발생기 압력을 길이가 긴 압력 전달관을 통하여 원거리에서 측정하는 경우에 압력을 비교적 정확히 계측하기 위하여 압력전달관의 동특성을 분석할 필요가 있다. 압력의 갑작스런 변화 후에 압력 전달관을 통하여 중단 탱크까지 압력 신호의 초기 지연 시간이 발생하며 응답의 동적 특성은 유체의 점성 감쇠, 압력 전달관내의 질량 및 중단 탱크 체적에 의한 탄성력 등에 의하여 영향을 받는다.

압축성 유체의 압력 전달관내에서 갑작스런 압력 변화에 대한 동적 반응은 파동 특성 방법(method of characteristics)을 이용한 수치해석으로 예측하는 노력이 이루어지고 있다<sup>(4,5)</sup>. 유한 차분법이나 유한 요소법에 비하여 파동 특성 방법<sup>(6)</sup>은 프로그래밍의 개발이 비교적 수월하며 압력파에 의한 파동 진행 방향의 급격한 압력 변화를 적절하게 모사할 수 있다. 따라서 파형의 전파 현상을 예측하기에 유리하며 계산 결과의 신빙성 및 수치해석의 효율성에서 좋은 장점을 가지고 있다<sup>(1)</sup>.

주파수 반응의 이론적 분석은 Iberall<sup>(7)</sup>에 의하여 비압축성 점성 유체에 대하여 수행하였으며, 그 후 압축성 유체에도 적용될 수 있도록 수정되었다. Schuder 등<sup>(2)</sup>에 의하여, 질량, 에너지, 운동량 보존 법칙에 근거한 두 개의 편미분 방정식을 라플라스 변환하고 경계조건을 고려하여 이론적으로 해를 구하였다. 일차원 단열 압축성 유체로 가정하고 전달관에서의 유동은 층류이며 입출구 수두 손실을 고려하지 않았으며 전달관 입구에서의 압력 신호는 갑작스런 단위 압력(unit step pressure)에 대한 전달관의 동특성을 구하였다. Bulaty 등<sup>(3)</sup>은 유한차분법을 근거한 여러 가지 방법을 사용하여 압력 전달관을 모사하고 과도현상을 분석하여 파동 전달에 대한 최적의 유한차분법을 제안하였다. 그러나 파동특성 방법과 비교하면 과도현상을 해석하기에는 수치해석적 어려움이 따르며 경제성 측면에서도 불리하다.

Sim 등<sup>(5)</sup>은 동특성 방법을 사용하여 압력전달관의 동특성을 수치해석적으로 분석하였다. 압력 전달관내의 층류 혹은 난류에 대한 마찰 손실계수를 계산하고, 압력전달관의 입구와 출구의 압력수두 손실을 고려하여 편미분 지배방정식을 유도하였다. 압력전달관의 입구의 급격한 단위 압력과 조파(sinusoidal) 압력에 대한 전달관의 동특성을 압력 전달관 길이, 지름, 중단 탱크의 체적에 따라 분석하였다. 단위 압

력에 대한 동특성을 기존의 이론 결과와 비교하여 파동 특성 방법의 타당성을 입증하였으나 조파 압력의 응답에 대한 비교 검토가 이루어지지 않았다.

본 연구에서는 푸리에 급수항으로 표시되는 입구 압력에 대해서 압력전달계통의 동특성을 수치해석과 실험을 통하여 비교 분석하였다. 실험은 충격파 관을 이용하여 분리막이 순간적으로 파열될 때, 수송관의 저압부 끝에서의 압력을 압력계측계통을 사용하여 측정하였다. 압력전달관의 길이, 지름, 그리고 종단 탱크의 체적 변화에 따라 압력 반응을 측정하여 수치해석 결과와 비교하고 감쇠 요소의 특성 및 압력전달관의 동특성을 고찰 분석하였다.

본 논문의 자료는 원자력발전소의 증기발생기, 가압기 같은 주요 설비에 갑작스런 압력 변화가 생겼을 때, 그로 인하여 측정계기에 미치는 영향을 예측할 수 있다. 특히 고온 고압으로 접근이 용이치 않은 설비에 대하여 원거리에서 압력을 측정하는 계측계통을 설계할 때에 기초 자료로 이용할 수 있으며, 계기의 성능을 평가하는데 응용될 수 있다.

## 2. 이론적 고찰

### 2.1 파동 방정식의 해법

유체 계통의 압력을 측정할 때에 압력센서를 측정부에 직접 부착하여 측정하는 것이 바람직하나 설치상의 어려움 등으로 압력전달관을 이용하여 압력을 측정하게 된다. 이때 계측압력은 압력계측계통의 형상에 따라 전달관 입구의 실제압력과 차이가 있으며 계측압력으로부터 실제압력을 정확히 예측하기 위하여 압력전달관의 전달함수 즉 입구압력에 대한 계측압력의 동특성을 규명하여야 한다. 동특성을 분석하기 위하여 파동 특성 방법에 근거한 수치해석 모델이 Sim 등<sup>(5)</sup>에 의하여 개발되었으며 본 실험과 비교 검토하기 위하여 전달관 입구에서의 경계조건을 변형하였다.

압력 전달관 내의 천이 유동에 대한 지배방정식은 다음과 같은 가정을 정의하여 유도하였다: (1) 압력과 온도 변화는 갑작스런 변화가 일어나기 전의 정상 값보다 무시할 정도로 적다. (2) 배관은 내부 압력에 관계없이 변형되지 않는다. (3) 음속은 배관속에서 일정하고 초기 온도와 압력의 평균값으로부터 구한다. 따라서 밀폐된 계통의 압력 전달관에서의 연속방정식과 운동량 방정식은 쌍곡선 편미분 방정식으로써 다음과 같이 표현된다.

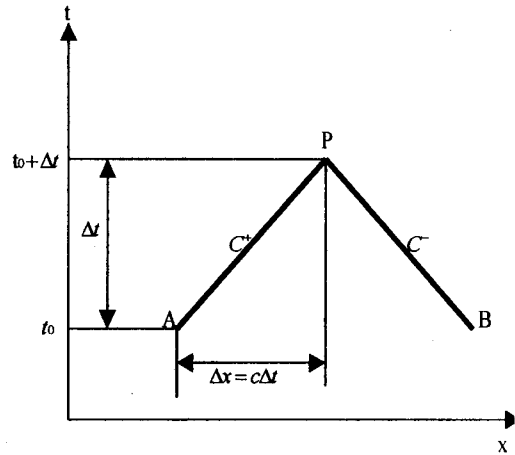


Fig. 1 Characteristic lines in the x-t plane

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} + \rho c^2 \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + g \sin \theta + \frac{fu|u|}{2D} = 0 \quad (2)$$

천이 유동에 대한 이들 방정식에서 압력  $p$ 와 유속  $u$ 는 종속변수이고, 거리  $x$ 와 시간  $t$ 는 독립변수이며 마찰계수는 레이놀즈 수의 함수이다. 파동 현상을 분석하는 일반적인 경우에 대류 가속도항은 다른 항에 비하여 무시할 수 있다.

압력 전달관에서의 편미분 방정식은 파동 특성 방법에 근거한 수치해석 모델을 사용하여 해를 구할 수 있으며, 이 때에 압력과 유속을 수두 ( $H = p/\rho g$ )와 유동률 ( $Q = u\pi D^2/4$ )로 변환하는 것이 편리하다. 파동 특성 방법에 근거한 수치해석 모델의 이론적인 내용은 참고문헌 (5)와 (6)에 자세히 수록되어 있다. 압력전달관 내의 유체의 특성은 Fig. 1에 보인 x-t 평면의 파동 특성선 ( $C^+$  &  $C^-$ )을 따라 두 구역으로 나뉘어진다. 즉,  $(u-\lambda)^2 = c^2$ ,  $\lambda = u \pm c$ 로 표시되는 전 후진 파형의 전파현상에 의하여 해가 불연속하게 되어 지배 방정식에서 나온 호환방정식을 파동 특성선  $C^+$  ( $dx/dt = +c$ )과  $C^-$  ( $dx/dt = -c$ )을 따라 각각 적분하여 구할 수 있다.

$$(H_P - H_A) + \frac{c}{gA} (Q_P - Q_A) + \frac{f\Delta x}{2gDA^2} Q_A |Q_A| = 0 \quad (3)$$

$$(H_P - H_B) - \frac{c}{gA} (Q_P - Q_B) - \frac{f\Delta x}{2gDA^2} Q_B |Q_B| = 0 \quad (4)$$

식 (3),(4)을 일반화하기 위하여 다음과 같이 무차원 변수를 정의한다.

$$H^+ = \frac{H - H_{ref}}{H_s - H_{ref}}, \quad Q^+ = \frac{Q}{gA/c(H_s - H_{ref})},$$

$$K_{res}^+ = \frac{(1 + C_k)g}{2c^2} (H_s - H_{ref}),$$

$$K_n^+ = \frac{(1 - C_k)g}{2c^2} (H_s - H_{ref}), \quad (5)$$

$$R^+ = \frac{f}{2DA} \Delta t |Q|, \quad D_a^+ = \frac{cA}{V_a} \Delta t$$

따라서 호환 방정식은 다음과 같은 무차원 식으로 쓸 수 있다.

$$C^+ \text{영역: } Q_P^+ = C_A^+ - H_P^+, \quad (6)$$

$$C^- \text{영역: } Q_P^+ = C_B^+ + H_P^+ \quad (7)$$

위의 두 식을 합하여

$$Q_P^+ = 0.5(C_A^+ + C_B^+) \quad (8)$$

을 구하고 이로부터 수두항  $H_P^+$ 은 식 (6) 혹은 (7)에서 직접 구할 수 있다.

압력 전달관내의 해를 구하기 위하여 압력 전달관 입구와 일정 체적의 종단 탱크 입구에서의 경계조건이 요구된다. 측정부위의 압력( $H_{res}$ )은 정상 단위압력과 비정상 조파압력으로 구분된다. 일반적으로 조파압력은 푸리에의 급수항으로 표시할 수 있다. 예를 들면 압력전달관 입구의 압력(충격파 관의 저압부의 압력)은

$$H_{res}^+ = H_s^+ + \sum \Delta H_n^+ \sin \omega_n t \quad (9)$$

으로 나타낼 수 있다. 여기서  $\omega_n$ 는 원진동수이며,  $\Delta H_n^+$ 는 조파 압력의 무차원 진폭이다.

압력 전달관 입구에서 압력 손실은

$$H_e = \frac{C_k Q_1^2}{2gA^2} \quad (10)$$

으로 나타낼 수 있고 압력 전달관 입구의 무차원 압력 수두,  $H_1^+$ 는

$$H_1^+ = H_{res}^+ - K_{res}^+ Q_1^{+2} \quad (11)$$

으로 표시되며 입력 압력은 알고 있는 것으로 가정하여 계측 압력, 즉 응답의 동특성을 구하려고 한다. 여기서 전달관 입구에서의 유량은 음의 파동 특성 방정식 (7)<sub>P=1</sub>에 식 (11)을 대입하여  $H_1^+$ 를 삭제하여 얻은 2차 방정식을 풀고 음의 값을 무시하여 얻

을 수 있다.

$$Q_1^+ = \frac{-1 + \sqrt{1 + 4K_{res}^+(C_2^+ + H_{res}^+)}}{2K_{res}^+} \quad (12)$$

따라서 입구 압력 수두,  $H_1^+$ 는 식 (11)에서 구할 수 있다.

압력 전달관 종단에서의 경계조건을 얻기 위하여 종단 출구에서 압력 손실은

$$H_n = \frac{C_k Q_n^2}{2gA^2} \quad (13)$$

으로 표시할 수 있고 따라서 전달관 종단에서의 압력 수두는

$$H_n^+ = H_n^+ - K_n^+ Q_n^{+2} \quad (14)$$

으로 무차원화 할 수 있다. 압력전달관의 종단에 연결된 일정 체적의 탱크에서의 계측 압력은 탱크 내에 출입되는 유체의 체적에 의하여 영향을 받으며

$$Au = \frac{V_a g}{c^2} \frac{dH_n}{dt} \quad (15)$$

으로 표시할 수 있다.

$$H_n^+ = H_n^{+*} + D_a^+ Q_n^+ \quad (16)$$

즉, 위 식의 우측의 첫째항은 이전의 계산된 탱크 압력을 표시하고 둘째항은 유체의 출입에 의한 탱크의 압력 증가를 나타낸다.

압력 전달관 종단의 유량은 양의 동특성 방정식 (6)<sub>P=n</sub>과 식 (16)에서  $H_n^+$ 를 제거하여 얻은 2차 방정식을 풀어 양의 해를 무시하면 구할 수 있다. 따라서 압력전달관의 끝에서 무차원의 방출량은 아래와 같이 나타난다.

$$Q_n^+ = \frac{(1 + D_a^+) - \sqrt{(1 + D_a^+)^2 - 4K_n^+(C_{n-1}^+ - H_n^{+*})}}{2K_n^+} \quad (17)$$

전달관 종단의 압력 수두,  $H_n^+$ 과 탱크의 압력 수두  $H_n^{+*}$ 은 각각 식 (14)과 식 (16)으로부터 결정된다.

## 2.2 단순 음향계의 어림해

음향 파동의 파장이 음향 장치의 크기의 차원에 비하여 상당히 길다면 음향의 해석은 매우 용이하다. 이러한 경우에 단순화된 음향계를 덩어리 음향계(lumped acoustic element)라고 부르며 대표적인 것이 Helmholtz 공진장치이다<sup>(8)</sup>. 이러한 공진장치를

사용하여 배관의 음향을 조율할 수 있다. 압력 전달관과 중단 탱크로 구성된 압력측정 장치는 덩어리 음향 요소의 가정을 만족하는 경우에 진동 특성을 어렵게 구할 수 있으며 해석을 할 때에 배관의 유체는 덩어리의 질량으로 작용하고 탱크는 탱크 내의 유체의 압축성에 의한 탄성체로 간주되며 배관내의 흐름 및 출구의 음향 방사에 의한 감쇠를 고려할 수 있다.

압력전달관의 질량과 중단 탱크의 탄성을 고려한 덩어리 음향계의 고유 주파수는

$$\omega_1 = c\sqrt{A/(LV_q)} \quad (18)$$

이다. 일반적으로 압축성 유체에 의하여 나타나는 유체탄성강도는 탱크의 체적이 작을수록 커지게 되고, 압력 전달관내의 마찰 손실은 관이 가늘고 길수록 증가한다. 관속에서 질량의 관성항은 압력전달관의 길이에 따라 더 커진다<sup>(8)</sup>.

비교적 긴 압력 전달관과 큰 중단 탱크의 음향계는 고유 주파수가 비교적 작기 때문에 식 (2)의 평균 속도의 미분은 무시할 수 있으며 이로부터 마찰 손실  $\Delta H_f$  로 인한 감쇠력,  $F_d$ 은 다음과 같이 표시할 수 있다<sup>(5)</sup>.

$$F_d = \rho g \Delta H_f A \quad (19)$$

따라서 압력 전달관 내에 흐르는 층류의 마찰 손실로 인한 덩어리 음향계의 감쇠 계수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\zeta_f = \frac{16\mu}{\rho D^2 c} \sqrt{\frac{LV_q}{A}} \quad (20)$$

압력전달관의 중단에서 탱크와의 연결부가 플랜지의 형태라면 음향 방사에 의한 감쇠계수는

$$\zeta_{rad} = \frac{1}{4\pi} \sqrt{\frac{(A/L')^3}{V_q}} \quad (21)$$

으로 나타낼 수 있으며 여기서  $L' = L + 0.85D$ 으로 오른쪽 둘째항은 중단에서의 부가질량을 의미한다. 압력전달관의 직경이 길이에 비하여 상당히 작으면 음향 방사에 의한 감쇠 효과는 무시할 수 있다.

### 3. 실험 장치 및 방법

본 실험에 사용된 충격파 관은 분리막이 순간적으로 파열되면서 압력관내에서 압축성 유체의 과도현상 분석에 이용되는 장치로, 경계층의 영향이 최소

화되도록 호닝 가공한 고압부(내경 80 mm, 길이 2 m)와 저압부(내경 68 mm, 길이 4 m)로 구성되어 있다. 압력관 저압부 끝에서 10 cm 지점에 순간 실제 압력을 계측하기 위하여 압력변환기(PCB 112A)를 저압부에 직접 부착하였으며, 저압부 끝에서 20 cm 지점에 압력 전달관과 중단 탱크를 포함하는 압력계측계통을 설치하였다. 저압부의 압력은 압력 전달관을 통과하여 중단 탱크에 도달하며 탱크에 부착된 압력변환기(PCB112A)를 사용하여 압력을 계측하게 된다. 따라서 실제 압력은 계측계통을 통과하며 변조되어 측정하게 되며 실제 압력을 계측압력으로부터 예측하기 위하여 계측계통의 응답함수를 분석할 필요가 있다. 압력변환기는 신호 증폭기(PCB 426A)에 연결되어 있고, 증폭기에서 나온 신호는 디지털 오실러스코프(Lecroy 9310AM)로 분석하여 플로피 디스크에 저장하였다. 저장된 신호는 컴퓨터(586 PC)를 이용하여 프린터로 출력하였다.

충격파 관의 구동은 고압부와 저압부 사이에 관 내경의 1/2 거리에 2 개의 분리막(Fig. 2 참조)을 설치하고 설정된 고압부 압력의 절반 정도로 분리막부에 가압한 후 고압부를 10 기압으로 가압한다. 2 개의 분리막 사이에 있는 압력을 배기밸브를 사용하여 제거하면, 순간적으로 분리막이 파열되면서 고압부의 기체가 저압부로 유동하게 되고 저압부에 약 7 기압의 순간 압력이 형성된다<sup>(9)</sup>. 순간적인 충격파 압력은 비정상 조파 압력을 포함하며 음속의 속도로 충격파 관을 왕복하며 점차적으로 감쇠하게 된다. 본 논문에서는 충격파 관 내부에서의 감쇠는 다루지 않고 충격파 관 저압부의 충격파 압력에 대한 압력 계측계통의 응답 특성을 분석하였다.

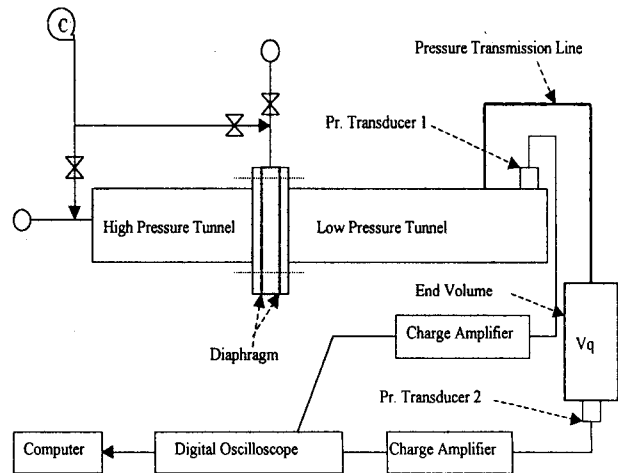


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

**Table 1** Dimension of tube diameter, length, and end volume of the pressure transmission line

D (mm)	V <sub>q</sub> (cc)	L (m)	Material
3.4	10	1	ASTM TP316
	500	5	
	2000	10	
7.4	10	1	
	500	5	
	2000	10	

Fig. 2는 충격파 관 및 실험 장치의 개략도를 나타낸 것으로 압력전달관의 지름, 길이, 그리고 종단 탱크의 체적을 Table 1과 같이 변화시키면서 충격파 관의 저압부에 직접 부착한 압력변환기와 압력 전달관을 포함하는 압력계측계에 설치된 압력변환기를 이용하여 압력 감쇠를 측정하였다

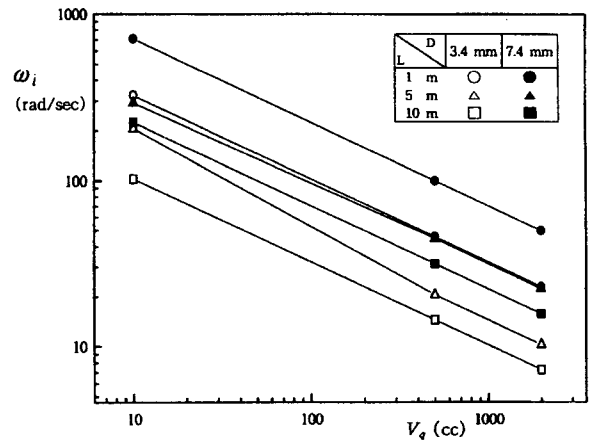
#### 4. 이론 및 실험 결과

##### 4.1 이론과 실험 결과 비교

압축성 유체의 수송관내에서 갑작스런 압력 변화에 대하여 압력 전달관 길이, 지름, 그리고 종단 탱크 체적 등의 체적 변화에 따른 과도압력의 응답을 이론적 해석 결과와 실험 결과를 비교·고찰하였다.

이론적 해석은 압력전달관의 지름, 길이, 종단 탱크의 체적, 절(node) 수 등을 변경시키면서 제 2장에서 유도한 방정식을 이용하여 수치 해석적으로 모사하였다. 기존의 수치해석<sup>(5)</sup>에서는 압력 입력 신호를 단 하나의 주파수를 갖는 조화함수( $H_{res}^+ = \Delta H^+ \sin \omega t$ )로 가정하고 파동 특성 방법을 사용하여 입력의 최대 압력(진폭)에 대한 응답의 최대 압력비<sup>(10)</sup>,  $\Delta H_{in}^+ / \Delta H^+$ ,를 구하여 실제 응답 특성을 검토하는 데에 활용하였다. 본 연구에서는 수치해석 방법의 타당성을 검토하기 위하여 전달관 입구에서의 압력을 실험으로 계측하여 수치해석 모델의 입력으로 사용하여 이론적으로 압력전달관 종단의 압력을 예측하였고 또한 압력전달관을 통과한 종단 탱크 압력을 계측하였다. 따라서 같은 충격파 입력 신호에 대한 압력 전달관의 동적 특성을 이론과 실험으로 비교 분석할 수 있다.

본 실험 결과의 실제 응답 특성을 검토하기 위하여 압력계측계를 덩어리 음향계로 가정하고 식 (18)을 사용하여 고유진동수를 계산하였다. 압력전달관의 길이 1 m, 5 m, 10 m에 대하여 종단 탱크 체적의 변화에 따른 덩어리 음향계의 고유 진동수를 구하여 Fig. 3에 도시하였다. 압력전달관의 지름과



**Fig. 3** Natural circular frequency for lumped acoustic elements

길이에 따라 종단 탱크의 체적 증가에 대해서 진동수는 지수적으로 변한다. 예를 들면, 같은 압력전달관의 지름에 대하여 압력전달관의 길이가 길어지고 종단 탱크의 체적이 크면 고유 진동수는 작아지는 것을 확인할 수 있었다.

이론적 고찰에서 유도한 식들은 작동유체(공기), 계통의 구조(압력전달관의 지름, 길이, 종단 탱크 체적), 입력신호(단위 압력 신호와 조파 압력 신호), 입구 수두 손실과 절 수를 대입하면 해를 구할 수 있다. 선별된 값으로 식 (6)에서 정의된 무차원 계수( $K_{res}^+$ ,  $K_n^+$ ,  $D_a^+$ )들이 결정되고, 주어진 시간에서 국부 배관 저항계수  $R^+$ 가 층류와 난류 유동에 대하여 계산될 수 있다.  $R^+$ ,  $D_a^+$ 의 계산에서 시간의 간격은 절 크기와 음속에 의하여 얻어진다:  $\Delta t = \Delta x / c = L / nc$ <sup>(5)</sup>. 이때 공기 중에서 음속은 340 m/sec, 공기의 점성계수는  $1.883 \times 10^{-6} \text{ kg}_f \cdot \text{sec} / \text{m}^2$ 로 한다. 배관 내에서 모든 내부 조건들은 앞의 시간대에서 계산되어 알고 있는 값들과 식 (6~8)을 이용하여 구하고, 전달관 입구에서 경계조건들은 식 (11)과 (12), 종단 탱크에서는 식 (14), (16)와 (17)를 이용하여 계산된다.

충격파 관은 분리막이 순간적으로 파열되면서 발생하는 저압부의 충격파 과도압력을 저압부 끝에 직접 부착한 압력 변환기를 사용하여 측정하고 무차원 압력을 Fig. 4에 도시하였다. 고압부의 파열 압력 10 기압에 대하여 저압부에서 측정된 순간 최대 압력은 약 7기압이다. 시간이 경과함에 따라 조화 함수로 표시되는 압력의 진폭은 감쇠하고 있음을 보이고 있다. 이는 충격파 압력관 내의 유체의 마찰 저

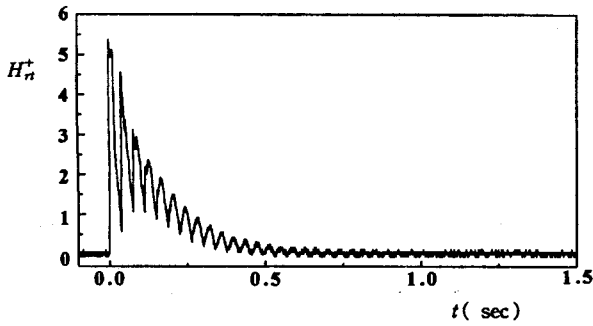


Fig. 4 Typical transient pressure input measured by pressure transducer "1"

항에 의한 감쇠계수가 비교적 큼을 의미한다. 특히 분리막에서의 압력 손실이 클 것이 예상된다. 충격파 관 내의 유동특성에 대한 연구는 본 논문에서 다루지 않았다. Fig. 4에 도시한 압력을 압력계측시스템의 응답특성을 구하기 위한 입력 자료로서 즉 식 (9)의 경계조건으로 사용하였다. 여기서 단위 압력,  $H_s^+ = 0$ ,으로 처리하였다.

본 실험에 사용된 압력계측시스템의 압력 전달관 종단에서의 음향 방사에 의한 감쇠계수는 관마찰 압력 손실에 의한 감쇠계수에 비하여 상당히 작다. 예를 들면 압력전달관 내경,  $D=7.4$  mm, 종단 탱크 체

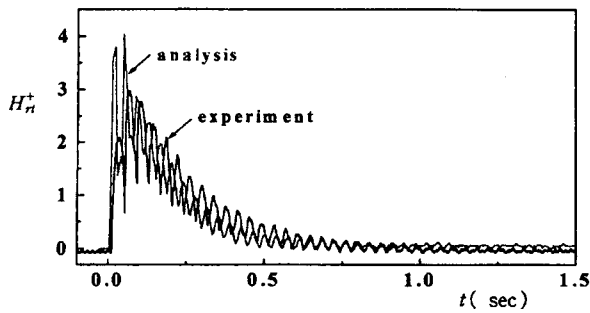
적,  $V_0=500$  cc, 압력 전달관 길이,  $L=10$  m, 인 경우에 식 (20)과 (21)를 사용하여 구한 음향 방사 감쇠계수는  $3.17 \times 10^{-8}$ 이며 관마찰 손실에 의한 감쇠계수는 0.135이다. 따라서 압력 전달관 종단에서의 음향 방사에 의한 감쇠계수는 무시할 수 있으며 관마찰 손실에 의한 감쇠계수를 Table 2에 나타내었다. 압력전달관의 길이가 길고 탱크의 체적이 크면 감쇠비는 증가함을 보이고 있다. 이는 길이가 길면 관마찰 손실이 증가하고 체적이 크면 탄성계수가 작아지기 때문이다.

압력 전달관 입구에 단 하나의 진동수를 갖는 조화 압력,  $H_{res}^+ = \Delta H^+ \sin \omega t$  ( $\omega = 160$  rad/sec),이 작용할 때에 파동 특성 방법을 사용하여 구한 응답의 비,  $\Delta H_n^+ / \Delta H^+$ 를 Table 2 나타내었다. 입력 진동수를 160 rad/sec를 선택한 것은 본 실험에 사용된 충격파 관의 저압부에서의 입력신호가 약 160 rad/sec이기 때문이다 (Fig. 4 참조). Table 2에서 \*로 표시된 부분은 압력계측시스템의 고유진동수와 입력 신호의 진동수가 일치함으로 발생하는 공명 현상에 의하여 압력비가 상당히 크기 때문에 나타내지 않았다. 덩어리 음향계의 이론으로 예측한 압력계측시스템의 고유 진동수가 전달관의 길이가 비교적 긴 경우에 덩어리 음향계에 근거한 이론으로 계산한 고유진동수는 과소평가 하게 된다. 압력전달관의 길이가 길고 종단 탱크의 체적이 커지면 전달관 입구에서의 조화 압력에 대한 압력의 응답비가 감소함을 보이고 있다. 이는 관마찰에 의한 압력 손실과 탱크의 체적 상승에 따른 압축 효과가 적기 때문이다.

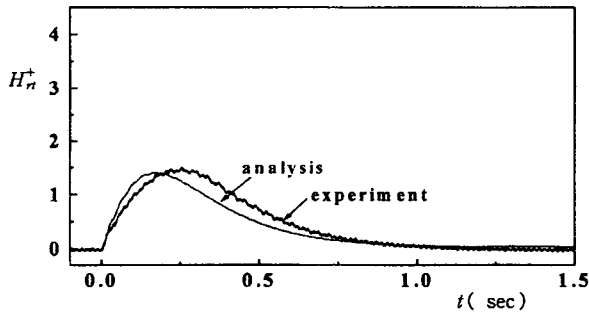
충격파 관 저압부의 압력신호(Fig. 4)에 대한 압력계측시스템의 응답을 이론과 실험으로 구하여 Fig. 5에 도시하였다. Fig. 5(a)는 실험 조건 중에서 압력전달관의 지름 7.4 mm, 길이 5 m, 그리고 종단 탱크의 체적이 10 cc인 경우에 종단 탱크에서의 실험 결과와 해석 결과의 압력 섭동을 비교한 것이다. 해석 결과의 피크 압력이 실험 결과보다 약간 크게 나타났으며, 조화 함수로 표시되는 입력 신호의 과도압력 현상이 응답 신호에도 잘 나타나고 있다. Fig. 5(b)는 (a)의 실험조건보다 압력전달관의 지름과 길이가 작은 3.4 mm, 1 m이고, 그리고 종단 탱크의 체적이 큰 500 cc일 때의 실험과 해석 결과를 비교한 것으로 응답 경향은 비교적 잘 일치하는 것으로 나타났다. 하지만 조화 함수로 표시되는 압력 신호의 과도현상은 응답 신호에 보이지 않고 있다. 이는 Table 2에 나타낸 조화 함수인 압력의 응답비,

Table 2 Damping factor by Eq. (20) and attenuation ratio by method of characteristics for a harmonic pressure input ( $\omega = 160$  rad/sec)

D mm	$V_0$ cc	L m	$\zeta_f$	$\Delta H_n^+ / \Delta H^+$
3.4	10	1	0.062	1.25
		5	0.139	1.20
		10	0.179	*
	500	1	0.440	0.49
		5	0.984	0.19
		10	1.392	0.15
	2000	1	0.880	0.09
		5	1.698	0.05
		10	2.783	0.04
7.4	10	1	0.006	1.12
		5	0.013	0.98
		10	0.019	*
	500	1	0.043	*
		5	0.095	0.65
		10	0.135	0.60
	2000	1	0.085	0.58
		5	0.191	0.25
		10	0.270	0.12



(a)



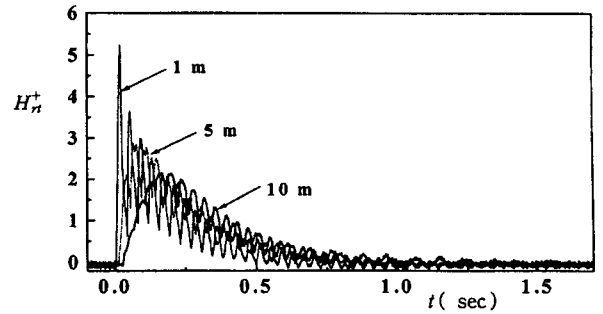
(b)

Fig. 5 Comparison of experimental result to analytical one (a) for  $D=7.4$  mm,  $L=5$  m,  $V_q=10$  cc and (b) for  $D=3.4$  mm,  $L=1$  m,  $V_q=500$  cc

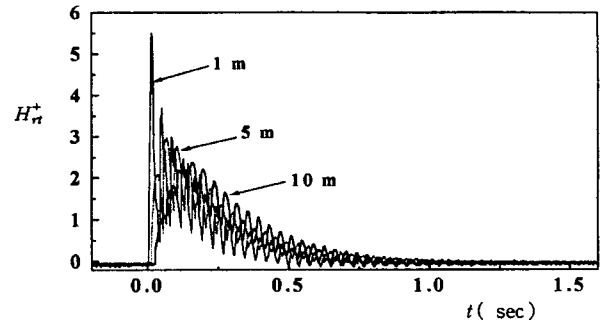
$\Delta H_n^+ / \Delta H^+$ 가 (a)인 경우가 (b)의 경우에 비해 비교적 크기 때문이다. 이론과 실험으로 구한 응답 신호의 결과가 비교적 잘 일치함을 보이고 있다.

#### 4.2 실험 결과 고찰

일반적으로 압력전달관의 길이가 길어지면 전달관 내의 유체의 저항과 질량이 증가하여 관마찰에 의한 감쇠가 증가하며 관내의 관성력이 증가하여 단순 음향계의 고유진동수가 감소한다. 따라서 응답의 동특성을 길이의 변화에 대하여 분석할 필요가 있다. Fig. 6(a)과 (b)는 종단 탱크의 체적이 10 cc이고, 압력전달관의 지름이 각각 3.4 mm와 7.4 mm 일 때에 길이 변화에 대한 과도압력의 응답을 나타낸 것이다. 각 길이에 대한 압력의 최대 피크 값은 3.4 mm보다 7.4 mm에서 약간 크게 나타나며 길이가 길면 최대 피크 압력의 반응시간이 길게 나타나고 있다. 또한 조화함수로 표시되는 응답의 경향이 길이가 길면 작아지고 있다. 즉 입력에 대한 응답의 진폭비가 작아지고 있다. 단일 주파수의 입력에 대한 압력전달관의 응답의 비를 수치해석적으로 구하여 Table 2에 예시하였다. 이는 조화압력에 대한 진폭 압력의 응답비가 길이가 길면 일반적으로 작아지



(a)



(b)

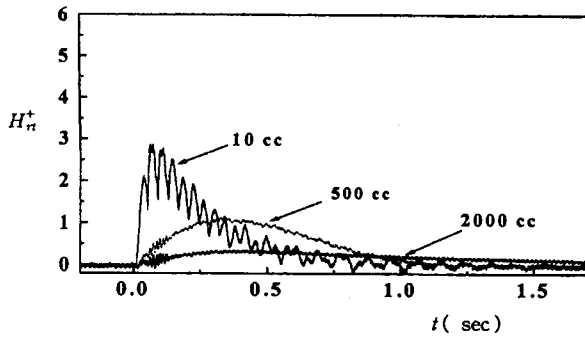
Fig. 6 Effects of tube length to the response (a) for  $D=3.4$  mm,  $V_q=10$  cc and (b) for  $D=7.4$  mm,  $V_q=10$  cc

기 때문이다<sup>(5)</sup>.

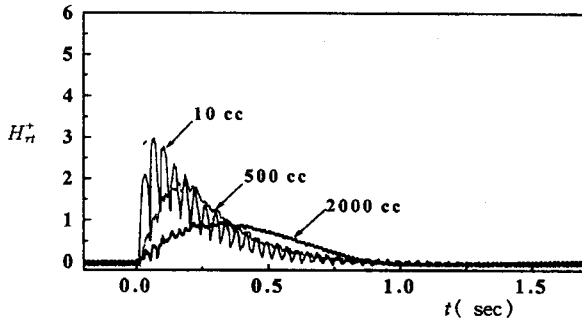
종단 탱크의 체적 변화에 따른 응답 특성을 분석하기 위하여 압력전달관의 길이가 5 m일 때 체적 변화에 대한 과도압력 반응을 Fig. 7에 나타내었다. (a)와 (b)는 각각 압력전달관의 지름이 3.4 mm일 때와 7.4 mm일 때를 나타낸다. 종단 탱크의 체적이 클 때에 조화 함수로 표시되는 응답의 경향이 현저히 줄고 있음을 보이고 있다. 이는 Table 2에 보듯이 종단 탱크의 체적이 증가하면 조화 함수로 표시되는 입력과 응답의 진폭비가 상당히 줄기 때문이다. 또한 체적이 증가하면 최대 피크 압력의 반응시간이 길게 나타나고 있으며 최대 피크 값은 감소함을 보이고 있다. 탱크의 체적이 증가하면 감쇠계수가 증가하며 이로 인하여 반응 시간과 최대값이 감소하는 것으로 판단된다.

조화함수로 표시되는 압력 전달관 입구의 압력에 대한 응답 압력의 동특성은 압력계측시스템의 형상에 의하여 변하고 있음을 보였다. 응답 압력의 최대 피크 값과 반응시간을 각각 Fig. 8과 Fig. 9에 도시하였다(Fig. 6, 7 참조). 압력전달관의 지름이 3.4 mm, 7.4 mm일 때 압력, 전달관의 길이와 종단 탱크의 체적(end volume)에 따른 최대 피크 압력의 크기의 변화를 Fig. 8에 도시하였으며 압력전달관의





(a)



(b)

Fig. 7 Effects of end volume to the response (a) for  $D=3.4$  mm,  $L=5$  m and (b) for  $D=7.4$  mm,  $L=5$  m

길이가 길수록 탱크의 체적이 클수록 피크 압력이 감소하였다. Fig. 9는 압력전달관의 지름이 3.4 mm, 7.4 mm일 때 압력, 전달관의 길이와 종단 탱크의 체적(end volume)에 따른 피크 압력 반응시간을 나타낸 것으로, 압력전달관의 길이가 길수록 탱크의 체적이 클수록 피크 압력 반응시간이 길다. 따라서 조화 함수로 표시되는 입력에 대한 응답으로부터 진동수를 분석하려면 조화함수로 표시되는 입력에 대한 응답의 진폭비가 큰 압력계측계를 선택하여야 하며 최대 피크 압력의 반응시간이 길수록 압력계측계의 감쇠계수가 크을 예측할 수 있다. 압력전달관 입구에서 측정된 압력의 진동수 즉 충격파 압력의 진동수(약  $\omega=160$  rad/sec)와 압력전달관의 고유 진동수(Fig. 3 참조)에 의한 공명으로 인하여 종단 탱크의 압력의 진폭이 상당히 증가할 것이 예측되나 실험에 의한 결과에 따르면 공명이 발생되지 않았다. 이는 Table 2에서 수치 해석적으로 예측된 공명은 감쇠가 없는 순수한 단일 진동수의 입력에 대한 응답이고 실제 전달관 입구의 충격파 압력은 시간에 따라 감쇠되는 충격파 압력으로서 Table 2의 해석에 사용된 입력과 다르기 때문이다.

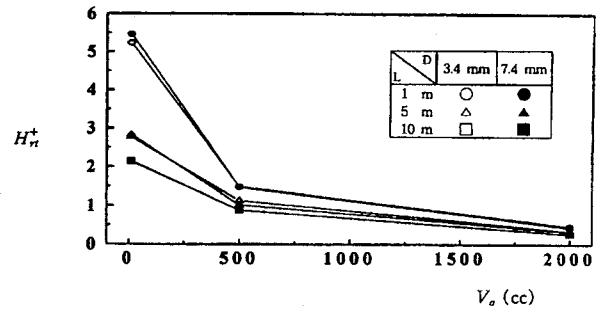


Fig. 8 The trend of maximum peak pressure with tube length and end volume

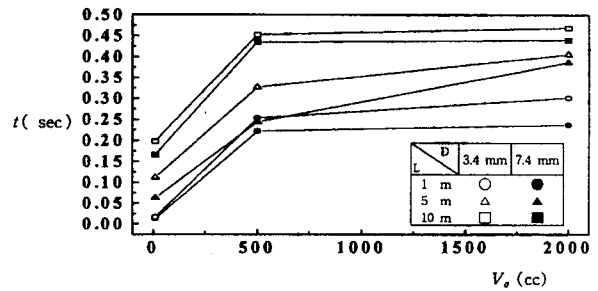


Fig. 9 Response time of the maximum peak pressure with tube length and end volume.

## 5. 결 론

충격파 관의 고압부를 고압으로 충전한 후에 고압부와 저압부 사이의 분리막을 순간적으로 파열하여 저압부에 충격파 압력을 생성하였다. 시간에 따라 감쇠하는 저압부의 충격파 압력 신호에 대한 압력계측계의 응답신호를 파동 특성방정식에 근거한 수치해석 방법으로 구하고 실험을 통하여 구한 결과와 비교하여 과도 압력에 대한 수치해석 방법의 타당성을 검토하였다. 압력전달관의 길이, 지름, 그리고 종단 탱크 체적 등의 변화에 따른 과도압력의 응답을 비교·고찰하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 충격파 관 저압부의 충격파 압력에 대한 수치적으로 구한 응답의 결과와 실험으로 측정된 결과가 잘 일치하고 있다. 따라서 본 수치해석 방법으로 과도입력에 대한 압력 전달관의 동적 특성을 비교적 정확히 예측할 수 있다.

(2) 압력계측계의 압력전달관의 길이와 종단 탱크의 체적은 가능하면 작게 하고 관의 지름은 크게 하는 것이 계통의 과도현상을 잘 측정할 수 있다.

(3) 압력전달관의 길이가 길고 종단 탱크의 체적이 크면 관의 마찰 저항의 증가와 탱크의 탄성의 저

하에 의하여 감쇠계수가 커지기 때문에 최대 피크압력의 반응시간이 지연된다.

압력 전달관내에서 압축성 유체의 과도압력 현상을 측정하기 위한 설비를 설계할 때, 특히 고온 고압의 설비인 원자력발전소의 증기발생기, 가압기 등과 같은 설비에 대한 접근 위험 등으로 부득이 측정계기를 원거리에서 설치하고자 할 때에 본 수치해석 방법을 활용할 수 있다. 또한 설계된 압력계측계통의 응답 특성을 각각의 주파수에 대하여 수치해석적으로 구하여 놓으면 이로부터 실제 압력을 비교적 정확하게 예측할 수 있다.

### 참 고 문 헌

- (1) Abbott, M. B., 1966, "An Introduction to the Method of Characteristics," American Elsevier, New York.
- (2) Schuder, C. B. and Binder, R. C., 1959, "The Response of Pneumatic Transmission Lines to Step Inputs," Journal of Basic Engineering, Vol. 81, pp. 578~584.
- (3) Bulaty, T. and Niessner, 1985, "Calculation of 1-D Unsteady Flows in Pipe Systems of I. C. Engine," Journal of Fluids Engineering, Vol. 107, pp. 407~412.
- (4) Walker, J.S, and Phillips, J.W., 1977, "Pulse Propagation in Fluid-Filled Tubes," Journal of Applied Mechanics, Vol. 44, pp. 31~35.
- (5) Sim, W. G. and Park, J. H., 1997, "Transient Analysis for Compressible Fluid Flow in Transmission Line by the Method of Characteristics," KSME International Journal, Vol. 11, No. 2, pp. 173~185.
- (6) Chaudhry, M. H., 1987, "Applied Hydraulic Transients," Van Nostrand Reinhold, 2nd ed., New York.
- (7) Iberall, A. S., 1950, "Attenuation of Oscillatory Pressures in Instrument Lines," Journal of Research of the National Bureau of Standards, Research Paper RP2115, Vol. 45, pp. 85~108.
- (8) Kinsler, L.E., Frey, A.R., Coppens, A.B. and Sanders, J.V., 1992, "Fundamentals of Acoustics," John Wiley & Sons, 3rd ed., New York.
- (9) 신완순, 소명섭, 박용철, 김윤곤, 박종호, 1997, "충격파 풍동의 설계 및 성능시험" 춘계 한국항공우주학회 학술대회 논문집, pp. 155~156.
- (10) Moise, J. C., 1954, "Pneumatic Transmission Lines," Journal of the ISA, Vol. 1, pp. 35~40.