

관수로 합성 부정류 차분화 마찰모형의 개발

Development of Discretized Combined Unsteady Friction Model for Pipeline Systems

최락원* / 김상현**

Choi, Rakwon / Kim, Sanghyun

Abstract

In this study, a combined unsteady friction model has been developed to simulate the waterhammer phenomenon for the pipeline system. The method of characteristics has been employed as the modeling platform for the integration of the acceleration based model and the frequency dependant model for unsteady friction. Both Zielke's model and Ramos model were also compared with pressure measurements of a pilot plant pipeline system. In order to validate the modeling approach, a pipeline system equipped with the high frequency pressure data acquisition system was fabricated. The time series of pressure, introduced by a sudden valve closure, were obtained for two Reynolds numbers. A trial and error method was used to calibrate parameters for unsteady friction model. The comparison between different unsteady friction contributions in pressure variation provided the comprehensive understanding in the pressure damping mechanism of waterhammer. The proper evaluation of unsteady friction impact is a critical factor for accurate simulation of hydraulic transient.

Keywords : pipeflow analysis, combined unsteady friction, waterhammer, method of characteristics

요 지

이 논문에서는 관망시스템의 수격압 현상을 모의하기 위해서 합성 부정류 마찰 모형을 개발하였다. 부정류 마찰항을 고려하기 위한 방법으로 빈도 의존 마찰항과 순간 가속도 기반 마찰 모형을 합성하였으며, 특성선 방법을 모형 개발의 기반으로 하였다. 관망에서의 부정류 모형으로 가장 널리 쓰이는 Zielke의 마찰항 모형과 Ramos의 마찰항 모형들과 종합적인 비교를 수행하였다. 모의 결과를 검증하기 위해서 고빈도로 수압을 측정할 수 있는 자료 획득체제를 구비한 관망시스템을 구축하였다. 정상상태에서 밸브 급폐로 야기된 수격압의 수압 시계열을 2가지 Reynolds수에서 확보하였다. 모의 결과는 pilot 관망체제에서 확보한 실험 자료와 비교하였다. 부정류 마찰항 모형의 매개변수 보정을 위해서 시행착오 방법이 도입되었으며, 부정류 마찰항들을 비교한 결과는 수격압에서 수압이 감쇄되는 과정에 대한 전반적인 이해를 돕고자 하였다. 이와 같은 결과는 관망의 천이류를 적절히 예측하는데 부정류 마찰항의 적절한 고려가 필수적인 부분임을 알려주고 있다.

핵심용어 : 관수로 해석, 합성 부정류 모형, 수격압, 특성선 방법

* 부산대학교 대학원 환경공학과 박사과정(email: envparasian@gmail.com)
Ph.D. Student, Dept. of Environ. Engrg., Pusan National Univ., Busan 609-735, Korea

** 교신저자, 부산대학교 환경공학과 교수(email: kimsangh@pusan.ac.kr)
Corresponding Author, Prof., Dept. of Environ. Engrg., Pusan National Univ., Busan 609-735, Korea

1. 서론

관수로에서 펌프의 정지나 가동 혹은 급작스런 밸브의 개폐와, 저수조 경계조건의 갑작스런 변화, 관 파열, 방화수의 급작스러운 소요 등의 인한 급작스런 수리학적 경계조건의 변화는 수격압(waterhammer)으로 알려진 관내의 급작스러운 수압의 증가나 감소를 발생시키고, 이들이 전이되는 과정에서, 부분적으로 수주분리 현상 등을 유발하며, 관로 손상의 주요원인이 될 수 있다(Wylie and Streeter, 1993). 이는 수격압이 발생하는 관수로 체제는 기존의 정기적인 압력변화를 고려할 뿐만 아니라, 관망내의 예기치 않은 사고도 고려하여 설계되어야함을 의미한다. 일반적인 정상상태 분석에 의한 관망설계는 천이상태 압력의 증감에 대해 적절한 대비를 하지 못함으로, 이를 보완하기 위해, 체크밸브, 펌프우회관로, 서어지 탱크, 감압밸브, 혹은 이들의 조합으로 구성된 관망 보조 장치가 장착되어 운영되고 있다(Boulos et al., 2005).

관수로에서 흐름의 시공간적인 변화는 양질의 수돗물 관리를 위해서 중요한 연구과제이다. 대부분의 관수로 연구가 정상류 흐름을 기본 가정으로 하는 EPANET2의 적용(Rossman, 2000)이 주종을 이루고 있는 현실을 고려하면, 관내의 밸브의 개폐나, 펌프의 가동 및 중지, 누수 및 도수, 파열, 관 막힘 등의 동력학적인 조건을 수리계산에 능동적으로 고려할 수 있는 보다 발전된 형태의 관수로 연구는 국제적으로 관심을 받고 있는 중요 연구주제이다(Chaudhry, 1987, Wylie and Streeter, 1993). 또한, 상수도 내에서의 안정적인 상수도 공급, 상수관의 파열로 인한 오염물의 유입 방지, 누수로 인한 상수의 유출 방지 등 수돗물의 관리를 위해서는 상수관내에서의 흐름의 폭넓은 관측이 필요하나, 현실적으로 소요되는 경비와 시간을 고려하면, 제한된 지점의 관측과 나머지 대부분 지점에 대한 정밀한 모의와 해석이 필요하다. 이를 위해서 많은 연구자들이 관수로 수리해석을 차분화 전산분석에 기반하여 수행해오고 있다(Chaudhry, 1987; Wylie and Streeter, 1993).

관망에서의 부정류의 정확한 모사는 현재도 활발히 진행 중인 중요 연구주제이다(Bergant et al., 2001; Adamkowski and Lewandowski, 2006; Vitkovsky et al., 2006). 특히, 역산해석(Inverse Analysis)과 연관된 관망의 마찰계수나 누수의 보정과 예측에 대한 연구는 지난 20여 년간, 국제적으로 중요한 연구이슈가 되어왔고(Liggett and Chen, 1994; Brunone and Ferrante, 2001; Kim, 2008), 최근에는 관로의 부분적인 막힘이나 일반적인 이상 부위 탐지까지

영역이 확대되고 있다(Mohapatra et al., 2006; Sattar et al., 2008). 이들, 관로의 이상탐지와 관련된 최근 연구들은 관망 부정류의 정확한 해석이 역산분석에 가장 중요한 선결과제임을 보여주고 있다.

관망의 천이류 분석과 관련된 국내 연구로는 김상현 등(2003) 혹은 이미현 등(2006)의 누수효과를 고려한 분석 실험 등이 보고된 바 있다. 또한, 장일 등(2008)의 결과는 현존하는 다양한 부정류 모형을 비교하는 연구가 이루어졌다. 그러나 이들 연구는 기존의 모형들의 거동을 비교하는 제한된 연구결과이다. 따라서 본 연구에서는 국내외에 보고된 문헌 연구조사를 기반으로 관망 부정류를 기술하는 모형들을 전체적으로 재구성하고, 이들의 장단점을 파악하여, 이들을 하나의 체제로 합성하는 연구를 수행한다. 특히, 가속도 기반의 부정류 마찰 모형(Ramos and Covas, 2003)과 빈도의존 마찰항을 활용한 부정류 마찰 모형(Zielke, 1968) 특성선 방법에서 합성되어 나타나는 효과를 집중적으로 탐구한다. 또한, 모의와 동일한 조건의 실험관망을 구성하고 수격압을 발생하는 실험을 실시하여, 다양한 모형들의 압력과 감쇄과정을 비교 분석하는 연구를 실시한다. 실험치와 모의치의 차에서 발생하는 오차의 최소화를 위한 매개변수를 보정하는 과정을 시행착오 방식으로 수행하였다. 이와 같은 과정을 통해서 수행된 연구는 각각의 부정류 마찰항 알고리즘들이 수압감쇄에 기여하는 기작을 이해하는데 도움을 준다.

2. 연구방법

2.1 지배방정식과 특성선 방법

관수로에서의 물의 거동은 원칙적으로 3차원 Navier-Stokes 방정식을 적용하여 풀어야 하나, 이에 대한 해석이나 수치해가 존재하지 않거나, 계산을 위한 비용이 방대함으로, 이를 2차원 혹은 1차원으로 간략화하여, 연속 방정식과 운동량방정식을 적용하는 방식으로 접근한다. 시간과 공간의 독립변수에 대해서 관수로의 물의 거동을 기술하는 관계는 다음과 같은 1차원 편미분 Eqs. (1) and (2)의 형태로 나타낼 수 있다(Chaudhry 1987).

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{gA} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f}{2DA} Q|Q| = 0 \quad (2)$$

여기서, H 는 압력수두, Q 는 유량, D 는 관경이고, f 는 Darcy-Weisbach 마찰계수, a 는 충격파속도, g 는 중력가속도, A

는 관로단면적이다. Eqs. (1) and (2)를 조합하여 상미분방정식 형태의 유량 Q 와 수두 H 로 이루어진 특성선 방정식을 Eq. (3)과 같이 유도할 수 있다(Wylie and Streeter, 1993).

$$\frac{dQ}{dt} \pm \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{f}{2DA} Q|Q| = 0 \quad (3)$$

위의 식은 $dx/dt = \pm a$ 로 정의되어지는 C^+ 와 C^- 특성선(characteristic line)상에서만 유효하게 적용되어진다. 이러한 특성관계를 만족하기 위해서는 Courant 조건 즉 $\Delta x = \pm a \Delta t$ 의 관계가 성립되어야 한다(Chaudhry, 1987; Wylie and Streeter, 1993).

Eq. (3)을 시간공간축의 수압과 유량을 알고 있는 지지점 A 와 B 로부터 적분을 수행한 후, 재정리하면 C^+ 와 C^- 특성선상에서 다음과 같이 나타난다.

$$H_P = H_A - B(Q_P - Q_A) - RQ_P|Q_A| = 0 \quad (4)$$

$$H_P = H_B + B(Q_P - Q_B) - RQ_P|Q_B| = 0 \quad (5)$$

Eqs. (4) and (5)에서 첨자 A, B 는 지지점을 의미하고, $R = (f \Delta x) / (2gDA^2)$ 이고, $B = a / (gA)$ 이다. 기본적으로 특성선 방법은 Eqs. (4) and (5)를 관망에 대입하는데, 저수지나, 제어밸브 같은 경계조건을 H 혹은 Q 를 지정하거나, 오리피스 관계식을 연립하여 풀어가는 과정이다(Wylie and Streeter, 1993).

2.2 부정류 해석의 마찰항 연구

대부분의 관수로 부정류 해석은 운동량 방정식의 마찰효과를 고려하는데, 정상상태의 가정에서 도출된 수두 감쇄 효과(h_f)을 고려하여, Darcy-Weisbach 마찰계수(f)만을 적용하여 유도함으로써 마찰손실수두를 $h_f = f V|V| / (2gD)$ 로 간단히 고려하였다. 이와 같은 접근법을 정상류 마찰항을 고려한 부정류 해석법이라 정의할 수 있는데, 이 방법은 수격압의 최대 혹은 최소 수압을 안정적으로 모의하는 목적에는 적합하나, 정확한 부정류의 모의에는 한계를 가지고 있다(Bergant et al., 2001; Boulos et al., 2005).

Darcy-Weisbach 마찰계수는 Moody선에서, Reynolds 수와 관로의 조도의 함수로 나타난다. 이와 같은, Moody 선도의 관계는 도해법과 시산적인 방법을 통해서 산정이 가능함으로, 이에 대한 함수화 표현 연구가 시도되어졌다. 이를 정리하면 다음과 같다.

일반적으로, 층류영역($Re \leq 2000$)에서는 $f = 64/Re$ 가 일반적으로 적용된다(Wylie and Streeter, 1993). $Re > 2000$ 인 경우 Colebrook와 White의 Eq. (6)이 간략

하게 적용될 수 있다(Haaland, 1983).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{2.51}{Re \sqrt{f}} + \frac{K}{3.7D} \right) \quad (6)$$

여기서, K 는 관의 조도이다. 그러나 Eq. (6)은 음함수로서 반복계산을 필요로 하므로 양해법으로 변형할 필요가 있다. Eq. (6)의 양해법으로는 Eq. (7)이 제안되었다(Haaland, 1983).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{K}{3.7D} \right)^{10/9} \right] \quad (7)$$

여기서, D 는 관의 내경으로 K/D 는 관의 상대조도가 된다.

통상적으로 $f = 64/Re$ and Eq. (7)을 사용하여 관의 마찰항을 구현하고 마찰계수를 계산시간단계 마다 보정하여 풀어내는 방식을 부정류 마찰모형이라 정의할 수 있고, 정상류 마찰항을 고려한 경우보다 다소간 개선된 효과를 보인다(Bergant et al., 2001).

3차원 Navier-Stokes 방정식을 원통형 좌표계에서 표현하고 이중 반경과 축방향(r, x)만을 고려한 2차원 방정식으로 간략화하여, 유체의 점성이 일정하다고 가정하고 상대적으로 기여도가 적고 해석학적인 풀이과정에서 비선형성으로 해의 난이도를 발생하는 전달가속도항을 무시한 부정류 마찰항 모형이 Zielke에 의해 제안되었다(Zielke, 1968). 이는, 비압축성, 축대칭 평형 흐름을 기술하는 운동량 방정식의 형태로, 다음과 같은 편미분 방정식으로 표현된다.

$$\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{1}{\nu} \frac{\partial v}{\partial t} = \frac{1}{\nu \rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (8)$$

여기서, v 는 유속, r 은 반경, ν 는 점성계수를 의미한다.

Eq. (8)을 Laplace변환하여 빈도영역에서 표현하고, 일련의 유도과정을 전개하면 관로선-반경선(axial-radial) 축에서의 유속은 Eq. (9)와 같이 표현한다(Zielke, 1968).

$$v(r, s) = C_1 J_0(i \sqrt{s/\nu} r) + C_2 N_0(i \sqrt{s/\nu} r) - F/s \quad (9)$$

여기서, J_0 와 N_0 는 각각 1차와 2차 형태의 Bessel 함수를 의미하며, C_1, C_2 는 특정한 경계조건으로부터 지정되는 상수이고 s 는 빈도를 의미한다. Eq. (9)에서 F 는 다음과 같은 압력의 관로 방향 구배를 푸리에 변환한 결과로 다음과 같이 정의된다.

$$F(t) = 1/\rho \cdot \partial p / \partial x \quad (10)$$

Eq. (9)를 유도하는 과정을 확장하여, 관로 벽면의 전달

력을 빈도영역에서 표현하면 Eq. (11)로 나타난다.

$$\tau(s) = \frac{\rho R s}{j_1(i\sqrt{s/\nu}R) - 2} V(s) \quad (11)$$

여기서, $j_1(z) = z \cdot J_0(z)/J_1(z)$ 로 표현되는 변형 1차 Bessel 함수이고, $V(s)$ 는 Eq. (9)를 반경방향으로 적분하는 과정에서 도출되는 평균유속의 빈도함수이다.

전단력의 시간상 반응함수는 Eq. (11)를 역푸리에 변환 (Inverse Fourier Transform)을 수행하는 과정을 수행하면 다음과 같이 나타난다.

$$\tau_0(t) = \frac{4\rho\nu}{R} V(t) + \frac{2\rho\nu}{R} \int_0^t \frac{\partial V}{\partial t}(\tau) W(t-\tau) d\tau \quad (12)$$

여기서, $W(t-\tau)$ 는 다음과 같은 무차원 시간(τ)의 가중 함수이고, $\tau = \nu t/R^2$ 로 정의된다. 벽면 전단력과 손실수두의 관계는 다음과 같이 나타난다.

$$h_f = \frac{4\tau_0}{\gamma D} \quad (13)$$

Eq. (8)에서 Eq. (13)으로 일련의 수식전개는 손실수두의 시간상 함수를 다음과 같은 표현에서 나타낼 수 있고,

$$h_f(t) = h_{fs}(t) + h_{fu}(t) \quad (14)$$

Eq. (14)에서 h_{fs} 는 Darcy-Weisbach 마찰항에 기인한 정상류 마찰항으로서, quasi-steady friction 모델을 적용할 수 있다. 부정류 마찰항 h_{fu} 은 Eq. (12)로부터 다음과 같이 유도된다.

$$h_{fu}(t) = \frac{16\nu}{gD^2} \int_0^t \frac{\partial V}{\partial t}(\tau) W(t-\tau) d\tau \quad (15)$$

여기서, ν 는 유체의 동 점성계수, W 는 가중함수로서 다음과 같이 적용된다.

$$W(\tau) = \begin{cases} \frac{e^{-26.3744\tau} + e^{-70.8493\tau} + e^{-135.0198\tau}}{e^{-218.9216\tau} + e^{-322.5544\tau}} & \text{for } \tau > 0.02 \\ 0.282\tau^{-\frac{1}{2}} - 1.250 + 1.058\tau^{\frac{1}{2}} + 0.938\tau^{\frac{3}{2}} - 0.352\tau^2 & \text{for } \tau \leq 0.02 \end{cases} \quad (16)$$

Eq. (15)의 적분항은 $\partial V/\partial t$ 와 가중함수(W)의 합성곱(convolution)을 나타내는데, 이는 계산시간이 시간의 흐름에 따라 천문학적으로 커지고 많은 저장 용량을 필요로 하는 단점을 유발한다(Vitkovsky et al., 2006; Zielke, 1968).

부정류 마찰항이 Navier-Stokes방정식의 국부 및 전달

가속도항의 시공간적인 불균일성과 관련이 있다는 가정에서 출발한 부정류 마찰모형은 Brunone (1991)에 의해서 제안된 1차원 부정류 관수로 모형으로 운동량 방정식을 다음과 같이 표현하였다.

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{1}{g} \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{f|V|}{2gD} + \frac{k}{g} \left(\frac{\partial V}{\partial t} - a \frac{\partial V}{\partial x} \right) = 0 \quad (17)$$

여기서, 순간 국부 가속항(instantaneous local acceleration) $\partial V/\partial t$ 과 순간 이류가속항(instantaneous convective acceleration) $\partial V/\partial x$ 을 고려한 추가 마찰 손실항은 매개변수 k 의 적절한 보정에 의해 부정류 마찰의 효과를 고려할 수 있다.

Eq. (17)에 제시된 모델은 압력과의 가속 및 감속 방향에 대해 유체의 거동을 충분히 고려하지 못하는 경우가 있다. 따라서 Vitkovsky는 Brunone 모델의 이류가속항(convective term)의 올바른 부호 결정을 위해 Eq. (17)을 다음과 같이 수정하였다(Bergant, 2001).

$$h_{fu} = \frac{k}{2g} \left(\frac{\partial V}{\partial t} + aS(V) \left| \frac{\partial V}{\partial x} \right| \right) \quad (18)$$

여기서, $S(V) = \{+1 \text{ for } V \geq 0 \text{ or } -1 \text{ for } V < 0\}$ 으로 결정된다.

Eqs. (17) and (18)은 국부가속도항과 이류가속도항에 동일한 보정계수를 고려한 모형으로, 상이한 기작에서 발생하는 에너지손실을 같은 보정계수로 모형의 거동을 기술한다는 논리상의 문제를 가지고 있다. 이와 같은 부분을 고려하기 위해서 변형된 모형은 다음과 같다(Ramos and Covas, 2003).

$$h_{fu} = \frac{k_B}{2g} \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{\alpha\psi_A k_A}{g} \frac{\partial V}{\partial x} \quad (19)$$

여기서 ψ_A 는 속도와 이류가속도의 기울기가 같은 경우는 1, 다른 경우는 -1이 쓰이는 부호보정계수이고, k_A 는 압력과의 형상을 조절하는 변수이고 k_B 는 상의 이동을 제어하는 역할을 한다(Ramos and Covas, 2003). 이들 부정류 마찰변수는 관성력과 마찰력의 효과를 제어하는 역할을 한다. k_A 와 k_B 의 범위와 산정에 대한 연구들은 저빈도 효과를 고려하는 방향과 Darcy-Weisbach의 마찰계수에서 직접 산정하는 방식들이 만들어져 왔다(Vitkovsky et al., 2006).

2.3 합성부정류 마찰 모형의 개발

평균유속에 대한 운동량 방정식은 다음과 같이 나타날

수 있다(Adamkowski and Lewandowski, 2006).

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{1}{g} \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{V}{g} \frac{\partial V}{\partial x} + h_s + h_{fu} = 0 \quad (20)$$

기존의 대부분의 연구는 Eq. (20)에서 세 번째 전달가속도 항은 일반적으로 작은 크기를 이유로 무시하였고, 부정류 마찰항인 h_{fu} 는 통상적으로 Eqs. (15) and (19) 중 하나를 선택적으로 적용하여 관련연구를 발전시켜왔다. Eqs. (15) and (19)로 나타나는 부정류 마찰항 고려 방식에서 근원적인 상이점에도 불구하고, 두 가지가 동시에 고려되지 못한 한 가지 기술적인 이유는 두 가지 다른 방식의 접근이 이는 Eq. (15)를 적용할 때 발생하는 가중함수가 $\partial V/\partial t$ 혹은 $\partial V/\partial x$ 항을 산정할 때 적절히 고려되기 어려운 부분에 기인한다.

본 연구에서는 Eqs. (15) and (19)의 부정류 마찰항을 동시에 고려한 모형을 개발하여 이를 특성선 방법상에서 구현하였고, 두 항의 각기 다른 압력 감쇄 기여도를 고려하기 위해서 Eq. (21)과 같은 방식으로 부정류 마찰항을 고려하였다.

$$h_{uf} = \frac{16\nu}{gD^2} \int_0^t \frac{\partial V}{\partial t}(\tau) W(t-\tau) d\tau + w \left(\frac{k_B}{2g} \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{w\psi_A k_A}{g} \frac{\partial V}{\partial x} \right) \quad (21)$$

여기서, w 는 1보다 작은 보정계수로서 순간가속도항의 수압감쇄기여도를 조정하는 역할을 한다. Eq. (21)의 첫 번째 항은 Navier-Stokes방정식의 반경방향의 유속 분포를 나타내는 것으로 수압 에너지 수요에서 고유의 역할이 있으나, 둘째 항은 첫째항의 효과를 효율적으로 고려해 주기 위해서 도입된 측면이 있기 때문이다. 그러나 $\partial V/\partial t$ 혹은 $\partial V/\partial x$ 항의 기여가 관로의 상하단부에만 제한되지는 연구결과(Vitkovsky et al., 2006)는 기존의 접근법에 대한 개선필요를 의미하고 있다. 본 연구에서는 Eq. (21)의 두 항을 단계적으로 각각 계산하고 합산하여 재 보정하는 방식을 채택하여 합성모형을 구현하였다.

3. 수격압 실험장치의 구성과 운영

수격압의 발생과 수압의 관측을 위해 부정류 실험장치가 설계 제작 되었다. 부정류 실험장치의 재원은 높이 4 m인 상류부와 하류부의 수두조절탱크와 전장 87.22 m의 관 그리고 이를 연결하는 관로와 보조 수압조절 탱크로 이루어졌다. 관의 재질은 stainless steel로 탄성계수는 193 Gpa, 관의 내경은 0.02 m이다. Fig. 1은 설치된 부정

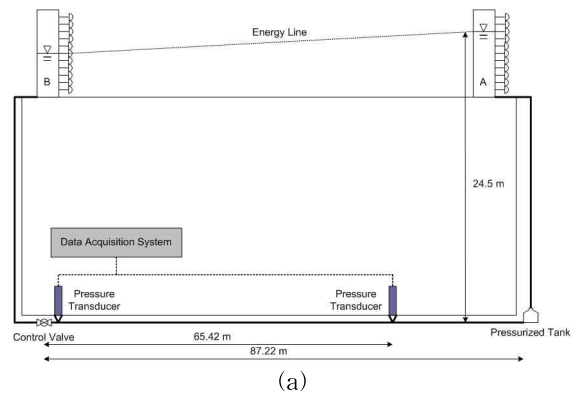


Fig. 1. Experimental Pipeline System for Generating and Measuring Waterhammer (a); pictures for tanks A and B (b).

류 실험장치의 정면도이다. 수조에는 수두차이를 만들기 위한 수두조절밸브 16개가 매 0.25 m마다 설치되어 있다.

정상상태의 유체흐름을 만들기 위해 실험수행 전 일정 시간동안 밸브의 작동 없이 수조 A에서 수조 B로 발생한다. 관내에 기포를 없도록 조작한 다음, 정상상태임이 확인이 된 후 실험이 수행되어졌다. 정상상태의 실험 유량은 Reynolds수 3,530와 4,920의 두 흐름 영역을 나타내는 상태들에서 이루어졌다. 각각의 정상상태는 세 번의 반복을 직접유량측정법으로 확보하였고, 모든 정상상태 실험에서 오차는 0.5% 이내로 관측되었다.

관로의 수격압을 관측하기 위해서 수압계는 두 개가 설치되었다. 수압계가 설치된 위치로는 하나는 관말밸브의 바로 앞에 설치되었으며 나머지 하나는 관말밸브로부터 65.42 m의 상류부에 설치되었다. 실험의 재현성을 알아보기 위해서 같은 조건의 실험을 수차례 반복 수행하고 동일결과를 확인하였다. 수격압은 관말 밸브의 급폐 (밸브 닫힘시간=0.1초 이하)를 통해서 발생시키고, 밸브 급폐 이후 약 5여초간의 수압자료를 1,000 Hz 빈도로 기록하였다. Data Logger System은 실험으로부터 얻어진

아날로그 자료는 Data Logger System에서 디지털 자료로 변환된다. Data Logger System은 hardware는 DAQ Card-6024E를 사용하였다. 실험에서 사용한 수압센서는 이탈리아 AEP사의 LabTP-14로서 통상 10 bar까지의 압력을 잴 수 있고 오차 범위는 $\pm 0.05\%$ 이다. 최고 입력주기는 5.0 kHz로서 초당 5,000개의 자료를 받을 수 있다. 수압센서의 사용가능한 온도범위는 $-10\sim 70^{\circ}\text{C}$ (적정온도 $+23^{\circ}\text{C}$)이므로 실험수행에서 온도변화에 따른 안정성을 가지고 있다.

4. 결과 및 토의

4.1 수격압실험과 Quasi-steady 마찰모형 비교

Figs. 2(a) and (b)는 각각 정상상태의 Reynolds 수 3,530과 4,920에서 관말 밸브의 급폐로부터 야기된 수격압의 변화를 Fig. 1의 두 수압계에서 관측한 결과이다. 두

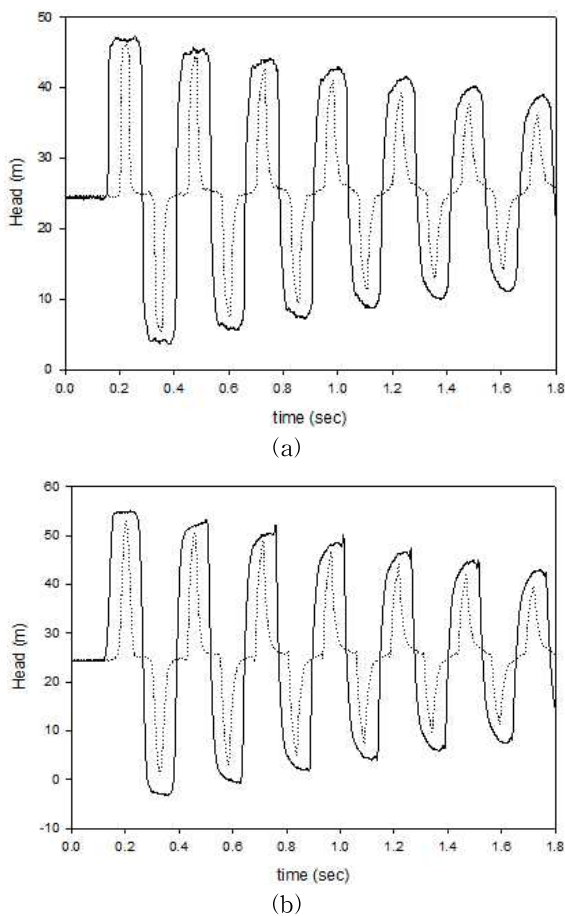


Fig. 2 Time Series of Pressures at the End and Middle Points of Pipeline System introduced in Steady Flow Conditions with Reynolds number in 3,530 (a) and 4,920 (b); Solid and Dotted Lines are Pressure at End and Middle Points, respectively.

그림 모두 관말 밸브에서는 전형적인 수압의 전달과 반사과정을 기술하고 있다. 관로 중간에서 관측된 수압은 압력파의 감지와 상류부 저수조로의 이동 그리고 반사과정의 비교적 짧은 시간에 이루어짐으로 압력의 증가구간과 감소구간이 전체 측정기간 중 부분적으로만 보이고 있다.

Figs. 3(a) and (b)는 두 Reynolds 수의 수격압을 관말 지점과 관 중간 지점에서 Eq. (7)을 사용한 Quasi-steady 마찰모형과 비교한 결과이다. Figs. 3(a) and (b) 모두 첫 번째 압력파의 전파와 반사 주기인 0.285 sec 내외에서는 Quasi-steady 마찰모형과 실험치가 잘 일치하는 것으로 나타났으나 둘째 주기부터 불일치가 누적되기 시작하면서, 1초 이후에는 상당한 불일치를 보여주고 있다. 특히 수압의 감쇄현상을 나타내는 부분에는 유사 부정류 마찰모형이 근본적인 한계를 보여주고 있고, Fig. 3(b)에서

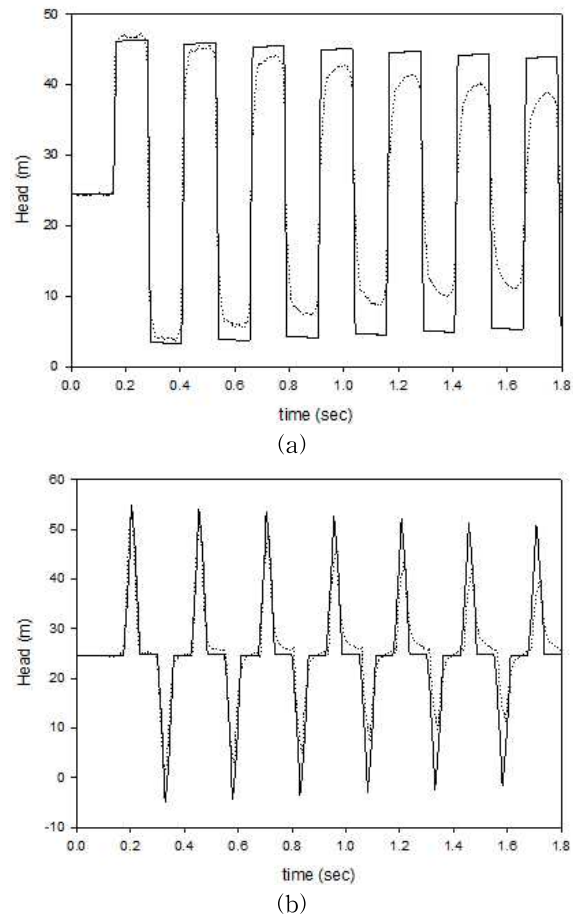


Fig. 3. Time Series of Pressure for End Point between Measurement(dotted line) and Simulated with Quasi-steady Friction in Reynolds Number in 3,530 (a); and Corresponding Comparison for Middle Point in Reynolds Number in 4,920 (b).

보이는 관 중간의 반응의 경우 파의 위상의 차이도 상당한 것으로 나타나고 있다. 따라서 비교적 간단한 Quasi-steady 마찰모형의 경우, 수격압의 최대나 최소치를 예측하는 용도로는 사용할 수 있지만, 수격압의 에너지 감쇄 현상을 나타내는 데는 적합하지 못하다.

4.2 수격압실험과 순간가속도 부정류마찰모형의 비교

가속도 기반의 부정류 마찰모형을 평가하기 위해서 Brunone (1991) 모형의 발전 형태인 Ramos (2003)가 제안한 부정류 마찰모형을 사용하여 수격압 실험자료와 비교하였다. 특성선 방법의 적용을 위해서 관요소의 간격을 2.235 m로 하고, 모의시간을 0.0016 sec 간격으로 설정하면, 파속도는 1,396 m/sec가 되는 Courant수 1의 차별화가 설정된다. Fig. 4(a)는 Reynolds 수 3,530에서 실험자료

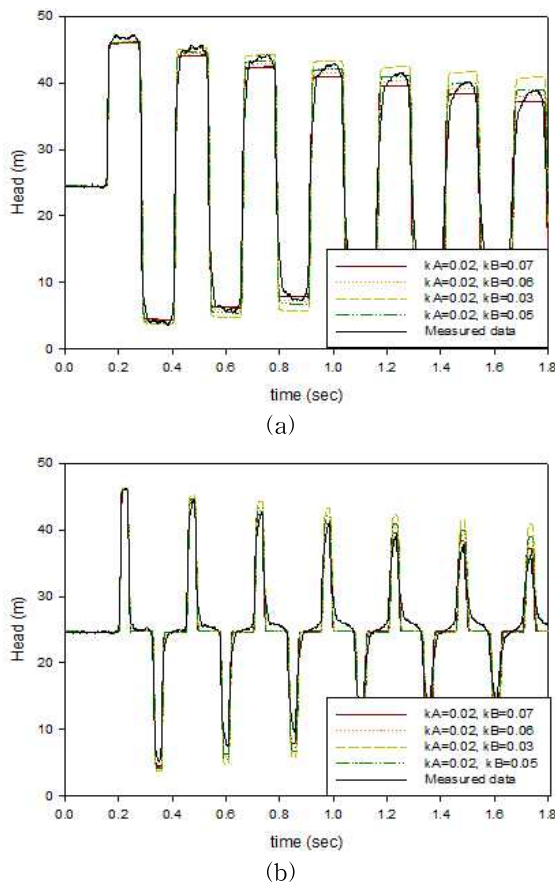


Fig. 4. Time Series of Pressure for End Point between Measurement (dotted line) and Simulated with Unsteady Friction by Ramos and Covas (2003) in Reynolds Number in 3,530 (a); and Corresponding Comparison for Middle Point in Reynolds Number in 3,530 (b).

를 Eq. (19)로 나타나는 부정류 마찰모형의 매개변수를 변화하면서 관말에서의 수압과 보정을 시행착오적인 방식으로 수행한 결과이다. 그 결과 Eq. (19)로서는 파의 모형을 재현하는 것은 불가능하고, 시간에 따른 수두 감쇄를 보정하는 것은 일정부분 가능한 것으로 판단된다. Fig. 4(a)는 Eq. (19)의 k_A 와 k_B 가 각각 0.02 그리고 0.05 가장 실험치와 근사한 수압 감쇄곡선을 보이고 있다. 한편, Fig. 4(b)는 동일한 실험수행의 관 중간에서 관측된 자료와 비교한 결과이다. 관말의 경우와 유사하게 압력파의 형태를 구현하는 것은 불가능하지만, 파의 감쇄폭을 보정하는 것은 일정부분 가능하였다. 그러나 가장 근사한 감쇄곡선을 나타내는 매개변수 k_A 와 k_B 의 조합은 0.02와 0.07로 관말의 경우와 상이하였다. 이는 가속도기반의 부정류 마찰 모형의 한계를 보여주는 것으로 수압 관측지점에 대해서 각각의 보정이 필요함을 의미한다.

Eq. (19)의 매개변수가 관 급폐에서 생긴 산란이 관로를 따라 이송하면서 관벽으로 전파되었다 반사되어 소멸되는 수압 감쇄기작을 고려해 보면, 관측지점별로 상이한 매개변수는 이해할 수 있는 결과이다. 이와 같은 매개변수의 보정결과는 Reynolds 수 4,920에서도 유사한 양상을 보였다.

4.3 빈도의존부정류마찰모형의 거동

Fig. 5(a)는 Eq. (15)로 나타나는 빈도의존(Frequency Dependent) 부정류마찰모형의 모의와 관말에서의 수압관측 결과를 Reynolds 수 4,920의 조건에서 비교한 결과이다. Fig. 4(a)와 비교하여 수압의 변화형상이나 감쇄폭을 잘 묘사하고 있다. 이는 Eq. (15)가 Eq. (8)에서 구현하고 있는 유속의 2차원적인 변동과정에 따른 기작을 표현하고 있기 때문이다.

관 중단에서의 관측수압과 모의치의 비교(Fig. 5(b))도 역시 빈도의존 부정류 마찰모형의 우수한 묘사능력을 보여주고 있다. 그러나 빈도의존부정류 마찰모형도 가속도향을 고려하고 있지 않는 근사모형임으로 시간이 경과함에 따라서, 관측수압과의 불일치를 보여주고 있다. 특히, 빈도의존 마찰모형은 보정 매개변수가 없다는 장점이 있지만, 가속도기반의 부정류 마찰모형이 가지고 있는 보정 기능이 전무함으로 관측치와의 근사화에 근본적인 한계를 가지고 있다. 이와 같은 결과는 Reynolds 수 3,530의 경우도 동일하다.

4.4 합성부정류 마찰모형의 거동

Figs. 4 and 5는 가속도 기반 부정류마찰 모형과 빈도

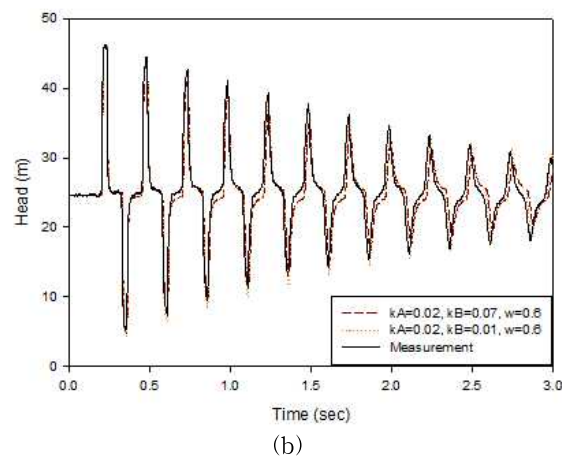
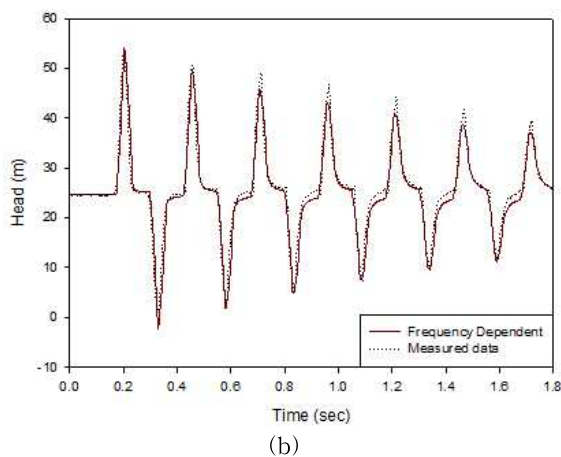
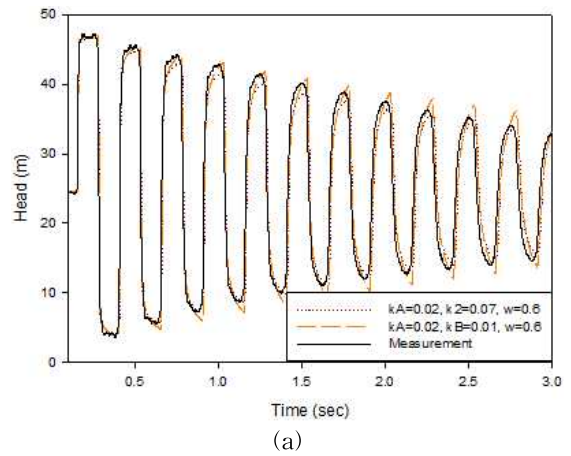
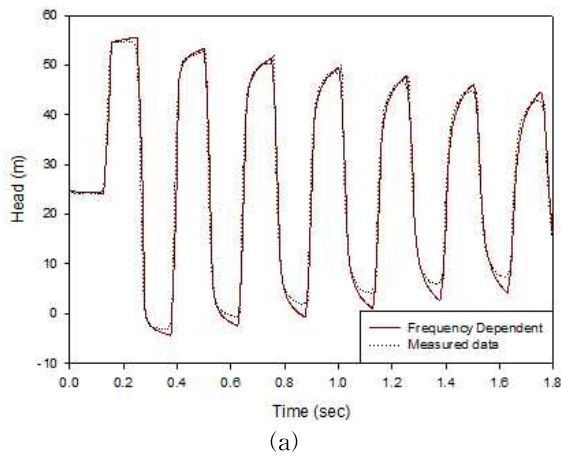


Fig. 5 Time Series of Pressure for End Point between Measurement (dotted line) and Simulated with Frequency Dependent Unsteady Friction by Zielke (1968) in Reynolds Number in 4,920 (a); and Corresponding Comparison for Middle Point in Reynolds Number in 4,920 (b).

Fig. 6. Time Series of Pressure for End Point between Measurement (dotted line) and Simulated with Combined Unsteady Friction in Reynolds Number in 3,530 (a); and Corresponding Comparison for Middle Point in Reynolds Number in 3,530 (b).

의존 부정류마찰 모형의 장단점을 보여주고 있다. 이들은 상호 보완적이어서 Eqs. (20) and (21)에 의해서 구현된 합성부정류 마찰 모형을 구성하는 필요조건을 보여주고 있다. Fig. 6(a) and (b)는 각각 본 연구에서 개발된 합성 부정류 마찰 모형의 Reynolds수 3,530 조건에서의 수격압 관측치와의 결과를 관말과 관 중단에서 비교해 보여주고 있다. 이들 결과는 기존 모형들의 장점을 유지하면서도 다른 모형의 장점을 구현하는 결과를 보여주고 있다. 이는 각각의 반응양상을 가장 정확히 표현해내는 모사능을 의미한다. 그러나 관말과 관 중단에서 시행 착오법에 의해 도출된 최적의 관 마찰 매개변수의 조합은 각각 상이한데 이는 가속도 기반의 부정류 마찰모형의 특성이 합성 모형에도 반영된 것에 기인한다. 또 다른 이들 매개변수의 상이한 조합의 원인은 양쪽 관말에서 도입되는 반경방향

으로의 유속 변환양상이 발달되지 못한 효과가 지속적으로 누적되고 이에 대한 효과가 수압의 양상으로 두 관측점에서 다르게 나타나기 때문이다. 유사한 결과를 Reynold 수 4,920의 모의 결과에서도 확인할 수 있었다.

5. 결론

본 연구에서는 관망시스템의 수격압 현상 이후에 나타나는 수압감쇄를 모의하는데 전통적으로 사용되어온 두 가지 접근법의 합성을 통한 합성 부정류 마찰모형을 특성선 방법에 기반을 두고 개발하였다.

- 1) 개발된 모형의 거동 특성을 규명하기 위해서, Quasi-steady마찰모형, 가속도기반 부정류 마찰모형, 빈도 의존부정류 마찰모형을 특성선 방법상에서 구현하

였고 이들의 비교를 통해 각각의 접근법이 수격압 이후 수압의 감쇄와 형상 변화에 주는 영향을 검토하였다.

- 2) 모형의 검증을 위해서 Pilot크기의 관망시스템이 구성되었고, 고빈도 수압획득체제를 통해서 양질의 수격압 수압감쇄자료를 확보하였다.
- 3) 기존의 모형을 조합하여 합성모형을 개발하였고, 개발된 모형은 기존의 모형들이 가지고 있는 장점을 조합해서 표현할 수 있는 능력을 보여주었고, 이는 수압 관측치와 가장 근사한 모사를 수행하는 능력으로 표현될 수 있다. 그러나 이 연구에서 개발된 모형은 보정과정이나 계산비용 등의 기존모형의 한계점을 공유하고 있기도 하다.
- 4) 본 연구와 관련된 후속연구는 매개변수의 보정과정을 비선형최적화 알고리즘과 연계하는 주제와 관로의 누수나 막힘 파열 등을 수압으로 보정하는 주제가 유망할 것으로 판단된다.

감사의 글

이 논문은 부산대학교 자유과제 학술연구비(2년)와 교목과학기술부의 BK21의 지원을 받아 연구되었고, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- 김상현, 김봉기, 조임영, 이현동 (2003). “관로시스템의 천이류 해석에 의한 부정류 마찰항 고려방법에 대한 비교 연구.” **대한환경공학회지**, 대한환경공학회, 제25권, 제5호, pp. 602-608.
- 이미현, 송용석, 김상현 (2006). “단일관망에서 누수효과를 고려한 천이류 분석 및 실험.” **상하수도학회지**, 상하수도학회, 제20권, 제2호, pp. 139-140.
- 장일, 김상현, 김지현 (2008). “다양한 부정류 마찰항을 고려한 관망 천이류 모의와 실험연구.” **상하수도학회지**, 상하수도학회, Vol. 22, No. 6, pp. 657-664.
- Adamkowski, A., and Lewandowski, M.L. (2006). “Experimental examination of unsteady friction models for transient pipe flow simulation.” *Journal of Fluid Engineering*, Vol. 128, pp. 1351-1361.
- Bergant, A., Simpson, A.R., and Vitkovsky, J. (2001). “Developments in unsteady pipe flow friction modeling.” *Journal of Hydraulic Research*, Vol. 39, No. 3,

pp. 249-258.

- Boulos, P., Karney, B.W., Wood D.J., and Lingireddy, S. (2005). “Hydraulic transient guidelines for protecting water distribution systems.” *Journal of American Water Works Association*, Vol. 97, No. 5, pp. 111-124.
- Brunone, B., and Ferrante, M. (2001). “Detecting leaks in pressurised pipes by means of transients.” *Journal of Hydraulic Research*, Vol. 39, No. 5, pp. 539-548.
- Brunone, B., Golia, U.M., and Greco, M. (1991). *Some remarks on the momentum equations for fast transients*. International meeting on hydraulic transients with column separation, 9th round table, IAHR, Valencia, Spain.
- Chaudhry, M.H. (1987). *Applied hydraulic transients*. 2nd Ed., Van Nostrand Reinhold, New York.
- Haaland, S.E. (1983). “Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Pipe Flow.” *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 105, pp. 89-90.
- Kim, S. (2008). “Address-oriented impedance matrix method for generic calibration of heterogeneous pipe network systems.” *Journal of Hydraulic Engineering*, Vol. 134, No. 1, pp. 66-75.
- Liggett, J.A., and Chen, L.C. (1994). “Inverse transient analysis in pipe networks.” *Journal of Hydraulic Engineering*, ASCE, Vol. 120, No. 8, pp. 934-955.
- Mohapatra, P.K., Chaudhry, M.H., Kassem, A.A., and Moloo, J. (2006). “Detection of partial blockages in a branched piping system by the frequency response method.” *J. Fluid Eng.*, Vol. 128, pp. 1106-1114.
- Sattar, A.M., Chaudhry, M.H., and Kassem, A.A. (2008). “Partial blockage detection in pipelines by frequency response method.” *Journal of Hydraulic Engineering*, ASCE, Vol. 134, No. 1, pp. 76-89.
- Ramos, H., and Covas, D. (2003). “Surge damping analysis in pipe systems: modelling and experiments.” *Journal of Hydraulic Research*, Vol. 42, No. 4, pp. 413-425.
- Rossman, L.A. (2000). *EPANET2 users manual*. EPA/600/R-00/057, Wat. Sup. & Wat. Resour. Div., National Risk Management Research Laboratory, Cincinnati, OH.
- Vitkovsky, J., Stephens, M., Bergant, A., Simpson, A., and Lambert, M. (2006). “Numerical error in weighting function-based unsteady friction models for pipe

transients.” *Journal of Hydraulic Engineering*, Vol. 132, No. 7, pp. 709-721.

Wylie, E.B., and Streeter, V.L. (1993). *Fluid transients in systems*. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N.J.

Zielke, W. (1968) “Frequency-dependent friction in

transient pipe flow.” *Journal of Basic Engineering*, Vol. 67, pp. 109-115.

논문번호: 11-123	접수: 2011.11.12
수정일자: 2012.01.16/02.03	심사완료: 2012.02.03