

크랙을 가진 밸브 배관계의 강제진동 특성

Characteristics of Forced Vibration of Valve-pipe Systems with a Crack

손인수†·김창호*·조정래**

In-Soo Son, Chang-Ho Kim and Jeong-Rae Cho

(Received May 18, 2012 ; Revised October 5, 2012 ; Accepted October 17, 2012)

Key Words : Forced Vibration(강제 진동), Valve-pipe System(밸브-파이프 시스템), Crack(크랙), Water Hammering(수격현상), Concentrated Mass(집중질량)

ABSTRACT

The forced vibration response characteristics of a cracked pipe conveying fluid with a concentrated mass are investigated in this paper. Based on the Euler-Bernoulli beam theory, the equation of motion is derived by using Hamilton's principle. The effects of concentrated mass and fluid velocity on the forced vibration characteristics of a cracked pipe conveying fluid are studied. The deflection response is the mid-span deflection of a cracked pipe conveying fluid. As fluid velocity and crack depth are increased, the resonance frequency of the system is decreased. This study will contribute to the decision of optimum fluid velocity and crack detection for the valve-pipe systems.

1. 서 론

일반 산업 및 건설 현장에서 흔히 볼 수 있는 파이프-밸브 시스템은 내부의 유체에 의하여 불안정을 유발하며⁽¹⁾, 밸브와 같은 부가질량이 존재하는 경우 유속과 집중질량의 연성관계에 의하여 배관계의 진동특성 및 안정성을 변화시킨다⁽²⁾. 이러한 시스템에 크랙과 같은 결함이 존재하는 경우 구조물의 진동특성 및 안정성에 큰 영향을 미친다⁽³⁾. 또한, 조선 및 해수 담수화 플랜트 관련구조 및 요소들은 내압을 받는 복잡한 파이프 시스템들로 이루어져 있다. 이러한 배관 내부는 역할에 따라 관로에서 유속이 급격한 변화에 의하여 수격현상이라 불리는 파이프 내부의 압력이 상승 또는 하강하는 현상으로 인

하여 구조물에 치명적인 손상을 주게 되고, 심하면 시스템의 파손을 일으키게 된다. 따라서 저주파 가진력에 의한 유체유동 밸브-파이프 시스템의 강제진동특성을 파악하고, 이해하는 것은 밸브 배관계의 설계 및 안정성 확보를 위하여 매우 중요한 공학적 문제라고 할 수 있다.

Païdoussis⁽⁴⁾는 유체유동 파이프의 진동특성과 동적 안정성에 관한 문제를 이론과 실험을 통하여 해석하고 그 결과들을 발표하였다. Liu 등⁽⁵⁾은 파이프 형태의 중공 축에 크랙이 존재하는 경우 크랙의 크기에 따른 파이프의 진동특성 변화에 대하여 연구하였으며, 파이프 구조물에 복수의 부가질량들이 존재하는 경우 부가질량들의 위치와 유속변화에 따른 계의 안정성 해석 및 고유진동수에 미치는 부가질량의 회전관성 모멘트의 영향에 대한 연구결과도 발표되

† Corresponding Author ; Member, Mechanical Engineering, Dong-eui University

E-mail : isson92@deu.ac.kr

Tel : +82-51-890-2239, Fax : +82-51-890-2232

* Mechanical Engineering, Dong-eui University

** Department of Car-electronics, Korea Polytechnic VI collage Daseong Campus

‡ Recommended by Editor Don Chool Lee

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

었다⁽⁶⁾. 내부에 유체가 흐르는 파이프 구조물에 있어 밸브 등을 집중질량으로 모델링하고 그 구조물이 탄성지지 되는 경우 단순지지 및 외팔 파이프의 안정성에 미치는 크랙의 영향에 대한 연구결과도 발표되었다^(7,8). Kim 과 Song⁽⁹⁾은 H-형 단면 복합재료 보에 외부 가진력이 작용할 때 와핑효과, 전단변형 효과를 고려하여 보의 동적응답 해석을 수행하였으며, Orhan⁽¹⁰⁾은 크랙을 가진 외팔 보의 강제진동 특성을 연구하였다. 또 Lin과 Chang⁽¹¹⁾은 외팔 보에 이동하중이 작용하는 경우 보의 강제진동 특성에 미치는 크랙의 영향에 대한 연구결과를 발표하였다.

하지만 이들 선행 연구들에서는 밸브와 같은 집중질량과 크랙을 가진 유체유동 파이프의 강제진동 특성에 대한 연구는 찾아보기 힘들다. 따라서 이 연구에서는 부가질량, 유체의 속도 그리고 강제진동의 위치변화에 따른 크랙을 가진 배관계의 동적특성을 파악하였다. 특히 크랙의 크기 및 위치가 강제진동 특성에 미치는 영향과 수격현상을 일으키는 외력의 저주파 영역에서 전체 시스템의 강제진동 특성을 연구하였다.

2. 이 론

Fig. 1은 이 연구에서 해석 예제로 사용한 외력을 받고 부가질량 및 크랙을 갖는 유체유동 파이프 시스템을 도시한 것이다. 여기서 L 은 파이프의 전체 길이를 나타내며, m_v 와 x_m 은 각각 밸브를 형상화한 부가질량과 그 위치를 나타낸다. F 와 x_c 는 각각 외부 가진력과 크랙의 위치이다. Fig. 2는 크랙이 존재하는 부분의 파이프 단면을 나타낸 것이다. 여기서

$2b$ 와 θ 는 각각 단순지지 파이프에 존재하는 크랙의 z 축방향의 길이, 그리고 전체 크랙의 반각(half-angle)을 의미한다.

2.1 크랙 모델링

일반적으로 파이프 등의 구조물에 크랙이 존재하면 그 위치에서 강성변화가 발생하며 이러한 강성변화에 의한 추가적 변위 $u_{\bar{i}}$ 와 이를 이용한 유연행렬 ($C_{\bar{i},\bar{j}}$)는 다음과 같이 표현할 수 있다^(2,7).

$$u_{\bar{i}} = \frac{\partial}{\partial P_{\bar{i}}} \int_{-b}^b \int_0^{a_c} J dy dz \tag{1}$$

$$C_{\bar{i},\bar{j}} = \frac{\partial u_{\bar{i}}}{\partial P_{\bar{j}}} = \frac{\partial^2}{\partial P_{\bar{i}} \partial P_{\bar{j}}} \left[\int_{-b}^b \int_0^{a_c} J dy dz \right] \tag{2}$$

여기서 P_k 는 k 방향에서의 힘이고, J 는 변형률 에너지 밀도함수로서 제 1 파괴모드에 대하여 다음과 같이 간단히 표현할 수 있다.

$$J = \frac{1}{E^*} (K_{IM})^2 \tag{3}$$

여기서 E^* 은 평면변형에 대하여 $E^* = E/(1-\nu^2)$ 로 표현되며, K_{IM} 과 ν 는 각각 모멘트에 의한 응력 집중계수와 Poisson 비를 나타낸다. 또, E 는 영계수이다. 중공축 원형단면인 경우 모멘트에 의한 응력 집중계수는 다음과 같다^(5,7).

$$K_{IM} = \frac{M_b}{\pi R^2 t_p} \sqrt{\pi R \theta} F_b(\theta) \tag{4}$$

여기서 M_b 는 굽힘 모멘트이고, t_p 는 파이프의 두께, R 은 $(R_o + R_i)/2$ 를 의미한다. R_o 와 R_i 는 각각

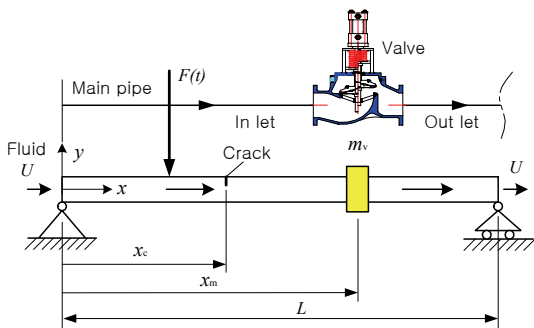


Fig. 1 Geometry of analytical cracked pipe conveying fluid of force application

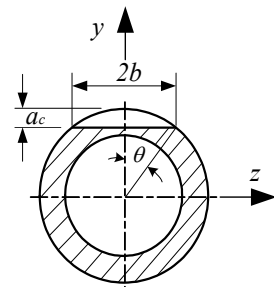


Fig. 2 Cross section of cracked pipe

파이프의 외경과 내경을 나타낸다. 또 $F_b(\theta)$ 와 A_t 는 각각 다음과 같다⁽⁵⁾.

$$F_b(\theta) = 1 + A_t \left[4.5967 \left(\frac{\theta}{\pi} \right)^{1.5} + 2.6422 \left(\frac{\theta}{\pi} \right)^{4.24} \right] \tag{5}$$

$$A_t = \begin{cases} \left(0.125 \frac{R}{t_p} - 0.25 \right)^{0.25} & \text{for } 5 \leq \frac{R}{t_p} \leq 10, \\ \left(0.4 \frac{R}{t_p} - 3.0 \right)^{0.25} & \text{for } 10 \leq \frac{R}{t_p} \leq 20 \end{cases} \tag{6}$$

식 (3)~(6)을 식 (2)에 대입하면 유연행렬을 얻을 수 있으며, 해석에 필요한 강성변화는 식 (2)의 역수를 구함으로써 얻을 수 있다.

2.2 자유진동 해석

Fig. 1에 나타난 계의 자유진동에 대한 운동방정식은 오일러-베르누이 보 이론을 적용하고 확장된 Hamilton 원리를 이용하면 다음과 같다.

$$EI \frac{\partial^4 y_n(x,t)}{\partial x^4} + MU^2 \frac{\partial^2 y_n(x,t)}{\partial x^2} + 2MU \frac{\partial^2 y_n(x,t)}{\partial x \partial t} + [m + M + m_v \delta(x - x_m)] \frac{\partial^2 y_n(x,t)}{\partial t^2} = 0 \tag{7}$$

$(x_n < x < x_{n+1}, \quad n = 1, 2)$

여기서 $y(x,t)$ 는 횡방향 변위, δ 는 디랙델타 함수(Dirac delta function)를 의미한다. M , m 과 U 는 각각 유체 및 파이프의 단위길이당 질량과 유체의 속도를 나타내며, n 은 크랙에 의한 파이프의 분할구간 수를 의미한다. 기존 연구결과에 의하면 집중질량의 회전관성 모멘트는 시스템의 고유진동수에 미치는 영향이 미미하므로^(6,12) 이 연구에서는 그 영향을 고려하지 않았다.

계산의 편의와 연구 결과의 일반화를 위하여 다음과 같은 무차원 파라미터들과 좌표들

$$\tau = \sqrt{\frac{EI}{M+m}} \frac{t}{L^2}, \quad u = \sqrt{\frac{M}{EI}} LU, \quad \xi_\mu = \frac{x_m}{L}, \tag{8}$$

$$\beta = \frac{M}{M+m}, \quad \mu = \frac{m_v}{(M+m)L}, \quad \eta = \frac{y}{L},$$

$$\xi = \frac{x}{L}, \quad \xi_c = \frac{x_c}{L}, \quad \alpha = \frac{\theta}{\pi}$$

을 도입하면, 다음과 같이 계의 무차원 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$\eta_n'''' + u^2 \eta_n'' + 2u\beta^{1/2} \eta_n' + \{1 + \mu\delta(\xi - \xi_\mu)\} \eta_n = 0 \quad (\xi_n < \xi < \xi_{n+1}, n = 1, 2) \tag{9}$$

여기서 무차원 횡변위는 다음과 같이 가정한다.

$$\eta_n(\xi, \tau) = \sum_{k=1}^N \phi_{nk}(\xi) q_k(\tau) \tag{10}$$

여기서 k 은 모드 수, $q_k(\tau)$ 는 무차원 일반화 좌표, 그리고 $\phi_{nk}(\xi)$ 는 k 차 고유함수를 나타낸다. 식 (10)으로 가정한 해를 식 (9)의 무차원 운동방정식에 대입하고 Galerkin 적분을 행한 후 행렬형태의 식으로 정리하면

$$[M] \ddot{\mathbf{q}} + [C] \dot{\mathbf{q}} + [K] \mathbf{q} = \mathbf{0} \tag{11}$$

과 같이 표현할 수 있고, 각 행렬들 $[M]$, $[C]$, 그리고 $[K]$ 의 성분은 각각 다음과 같다.

$$M_{kj} = \sum_{n=1}^2 \left(\int_0^{\xi_n} \phi_{nk} \phi_{nj} d\xi \right) + \mu \phi_{nk}(\xi_\mu) \phi_{nj}(\xi_\mu) \tag{12}$$

$$C_{kj} = \sum_{n=1}^2 \left(2u \sqrt{\beta} \int_0^{\xi_n} \phi_{nk} \phi_{nj}' d\xi \right) \tag{13}$$

$$K_{kj} = \sum_{n=1}^2 \left(\int_0^{\xi_n} \phi_{nk} \phi_{nj}'''' d\xi + u^2 \int_0^{\xi_n} \phi_{nk} \phi_{nj}'' d\xi \right) \tag{14}$$

여기서 $\xi_1 = \xi_c$, $\xi_2 = 1$ 이다. 식 (12)의 두 번째 항은 부가질량의 위치에 따라서 결정되는 항이다. 식 (11)을 이용하여 부가질량 및 크랙을 가진 유체유동 파이프의 고유진동수를 계산할 수 있다.

2.3 강제진동 해석

앞 절에서 유도한 운동방정식을 이용하여 횡방향(y 방향)으로 외력 $F(t)$ 가 가해질 때 동적응답을 구하기 위하여 앞 절과 동일한 방법으로 계산하면 다음과 같이 무차원화된 강제진동 방정식을 구할 수 있다.

$$[M] \ddot{\mathbf{q}} + [C] \dot{\mathbf{q}} + [K] \mathbf{q} = \mathbf{F} \tag{15}$$

식 (15)의 벡터 $F(\tau) = \bar{f} e^{i\Omega\tau}$ 이다. 여기서

$$\bar{f} = f \phi_{nk}(\xi_f), \quad \xi_f = \frac{x_f}{L}, \quad f = f_o L^2 / (EI), \tag{16}$$

$$\Omega = \omega_f L^2 \sqrt{\frac{m}{EI}}, \quad i = \sqrt{-1}$$

이다. x_f 는 가진 위치, 그리고 ω_f 는 외력진동수이다. 따라서 식 (15)의 계의 응답은 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$q(\tau) = \bar{q} e^{i\Omega\tau} \tag{17}$$

여기서 \bar{q} 는 파이프의 동적응답이다. 식 (17)을 식 (15)에 대입하면 계의 지배방정식을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$(-\Omega^2 [M] + i\Omega [C] + [K]) \bar{q} = \bar{f} \tag{18}$$

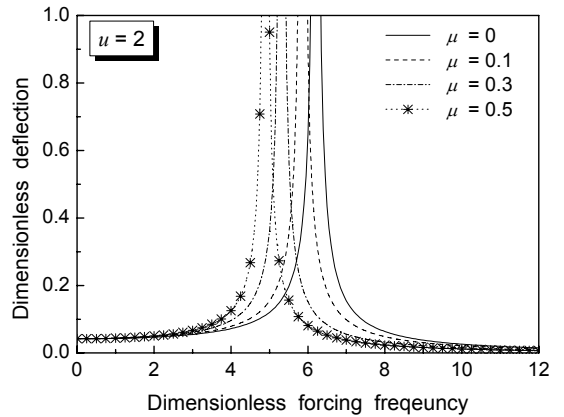
식 (18)을 이용하여 외력에 대한 전체 시스템의 동적응답을 구할 수 있다.

3. 수치해석 결과

이 연구에서는 계의 운동방정식을 이용하여 횡방향으로 외력이 가해질 때 집중질량과 크랙을 가진 유체유동 파이프의 강제진동 특성을 살펴보았다. 먼저, 유체와 파이프의 질량비 $\beta = 0.4$ 로 일정하다고

가정하였으며 그 이유는 다른 설계변수에 비하여 시스템의 안정영역에서 질량비가 전체 시스템의 고유진동수에 미치는 영향이 매우 작기 때문이다⁽⁸⁾. 파이프 시스템의 경계조건은 단순지지 조건을 적용하였으며, 무차원 유체의 속도는 참고문헌 (8)에서 제시한 임계유속이하에 대하여 수치해석에 적용하였다. 일반적으로 수격현상은 10 Hz($\Omega \approx 0.9$) 이하의 저주파 영역에서 발생하므로 이 연구에서는 저주파 영역에 대하여서도 고찰하기로 한다.

Fig. 3은 무차원 부가질량의 크기와 위치가 각각 0.3, 0.7이고 유속 $u=2$, 그리고 크랙의 크기와 위치가 각각 0.2, 0.5일 때 무차원 가진 주파수 변화 및 가진 위치에 따른 파이프의 횡변위를 표현한 것이다. 여기서 가진 주파수는 1차 고유진동수 영역



(a) Effect of attached mass

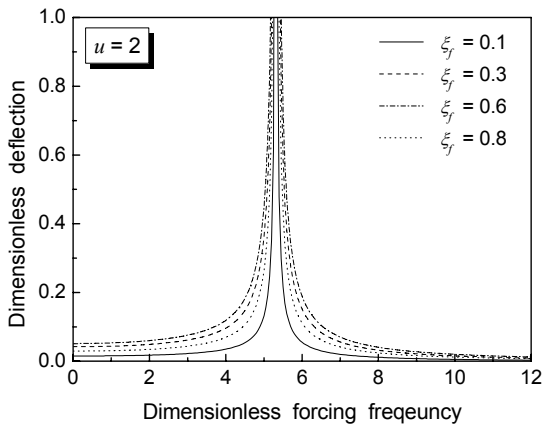
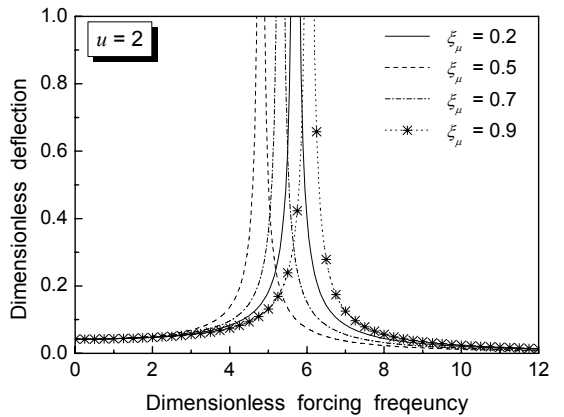


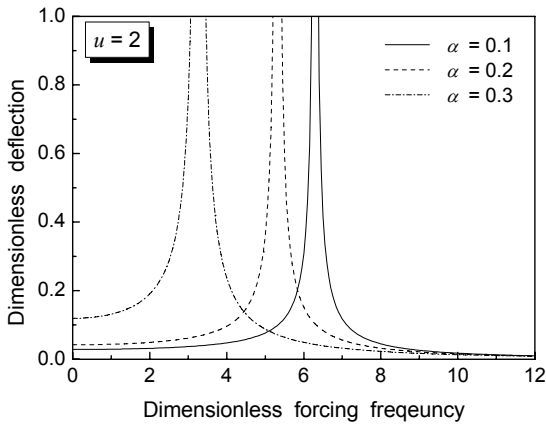
Fig. 3 Effect of force location on deflection response of cracked pipe for $\Omega = 0 \sim 12$ ($\mu = 0.3$, $\xi_\mu = 0.7$, $\alpha = 0.2$ and $\xi_c = 0.5$)



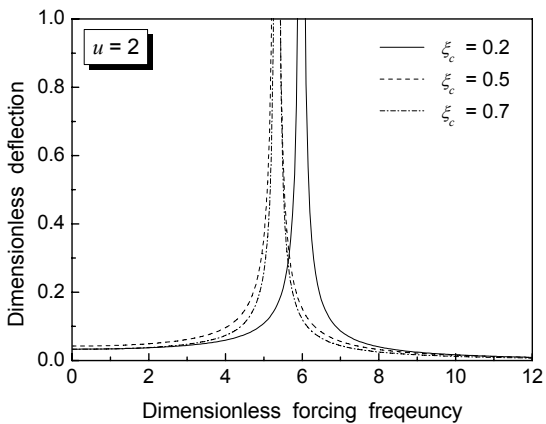
(b) Effect of attached mass position

Fig. 4 Forced deflection response of cracked pipe for $\Omega = 0 \sim 12$ ($\alpha = 0.2$, $\xi_c = 0.5$ and $\xi_f = 0.3$)

($0 \leq \Omega \leq 12$)으로 설정하였으며, 파이프의 응답은 파이프 중앙($\xi=0.5$)의 변위를 나타낸다. Fig. 3에서 가진 주파수가 1차 고유진동수($\Omega=5.32$)에 근접하면 파이프의 응답 크기가 매우 커지며 가진 주파수가 1차 고유진동수에서 멀어지면 그 크기가 다시 감소하는 경향을 보인다. 가진 위치가 파이프의 중앙부분에 위치할 때 응답은 가장 크며, 중앙부에서 멀어질수록 응답은 감소한다는 것을 알 수 있다. 공진영역을 기준으로 저주파 영역이 고주파 영역에 비하여 가진 위치에 더 큰 영향을 받는다. 하지만 가진 위치가 바뀌어도 공진주파수 영역은 거의 일정하며 수격 현상이 발생하는 저주파 영역에서의 응답특성 또한 큰 변화가 없다.



(a) Effect of crack position



(b) Effect of crack depth

Fig. 5 Effect of crack on deflection response of cracked pipe for $\Omega = 0 \sim 12$ ($\mu = 0.3$, $\xi_\mu = 0.7$ and $\xi_f = 0.3$)

Fig. 4는 무차원 유속이 2, 크랙의 크기와 위치가 각각 0.2, 0.5, 그리고 가진 위치가 0.3인 경우 부가 질량의 크기와 위치 변화에 따른 시스템의 동적 응답을 나타내었다. Fig. 4에서 부가질량의 크기가 커질수록 식 (12)의 질량이 커지기 때문에 시스템의 공진 발생영역은 왼쪽으로 이동한다. 부가질량의 위치가 보의 양 끝단부분에 존재하는 경우 시스템의 고유진동수가 커져서 공진이 발생하는 영역은 오른쪽으로 위치한다는 것을 알 수 있다. 부가질량과 부가질량의 위치에 의한 공진발생 영역은 $4 \leq \Omega \leq 7$ 의 영역에서 변화하며, 저주파 영역인 $0 \leq \Omega \leq 2$ 에서는 시스템의 동적응답에 미치는 부가질량의 영향이 거의 없다는 것을 알 수 있다. 이 결과는 수격현상을 고려한 파이프 시스템의 설계에 있어서 부가질량의 크기 및 위치에 대한 변수는 크게 고려하지 않아도 된다는 것을 의미한다.

Fig. 5는 무차원 유속이 2, 부가질량의 크기와 위치가 각각 0.3, 0.7, 그리고 가진 위치가 0.3인 경우 가진 주파수 변화 및 크랙이 시스템의 동적응답에 미치는 영향을 도시한 것이다. Fig. 5(a), (b)는 각각 크랙의 크기 및 위치에 의한 영향을 나타낸 것이다. 크랙의 크기가 커짐에 따라 식 (4)에 의해 강성이 감소하기 때문에 공진이 발생하는 영역이 왼쪽으로 이동하는 것을 알 수 있다. 특히 저주파 영역인 $\Omega = 1$ 인 경우 크랙의 크기가 0.1인 경우에 비하여 0.2, 0.3인 경우 응답은 각각 약 1.5배, 4.5배 더 커진다. 하지만 무차원 주파수가 공진영역 이후의 주파수

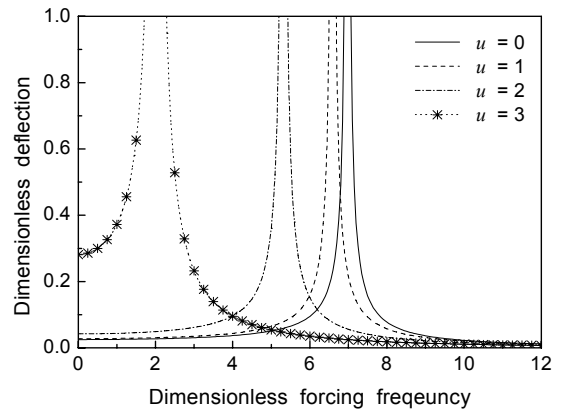
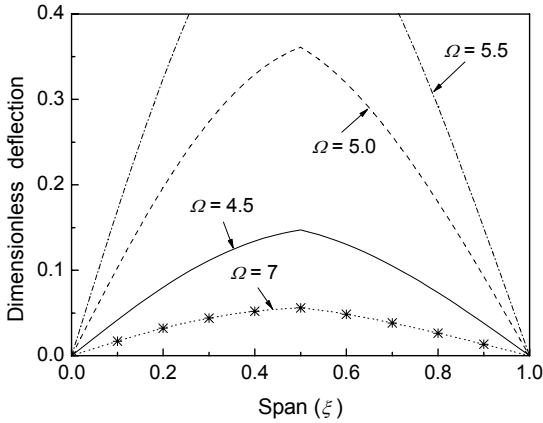


Fig. 6 Effect of fluid velocity on deflection response of cracked pipe for $\Omega = 0 \sim 12$ ($\mu = 0.3$, $\xi_m = 0.6$, $\xi_k = 0.3$ and $\xi_f = 0.3$)

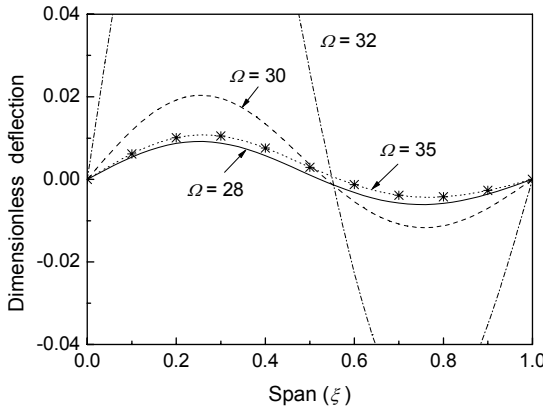
영역에서는 크랙의 크기와 응답의 크기는 서로 반비례적인 경향을 보인다. Fig. 5(b)에서 크랙의 위치가

파이프의 중앙부분에 위치하는 경우가 파이프의 끝단 부분에 지지하는 경우에 비하여 고유진동수가 더 낮게 나타나며 이것은 모달강성의 영향으로 판단된다. Fig. 5의 결과에서 크랙의 크기가 커지면 공진영역이 수직현상이 발생하는 저주파 영역으로 이동하게 되므로 시스템의 불안정을 유발하는 원인이 된다는 것을 알 수 있다.

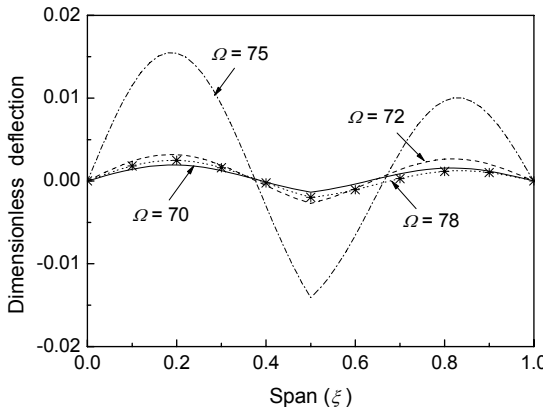
Fig. 6은 부가질량의 크기와 위치가 각각 0.3, 0.7이고 크랙의 크기와 그 위치가 각각 0.3, 0.5인 경우 무차원 가진 주파수 변화 및 유속 변화에 따른 파이프의 동적응답 변화를 도시하였다. 유속이 증가할수록 시스템의 고유진동수는 점점 작아지며, 따라서 공진이 발생하는 영역은 유속이 증가할수록 왼쪽으로 이동되어짐을 알 수 있다. 특히 유속이 3인 경우 무차원 1차 고유진동수는 2.021로 저주파 영역에



(a) $4.5 \leq \Omega \leq 7$

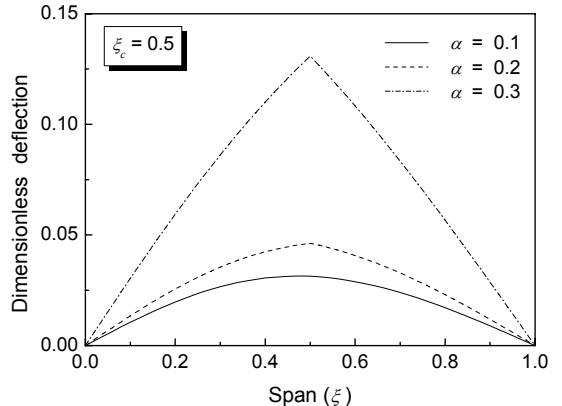


(b) $28 \leq \Omega \leq 35$

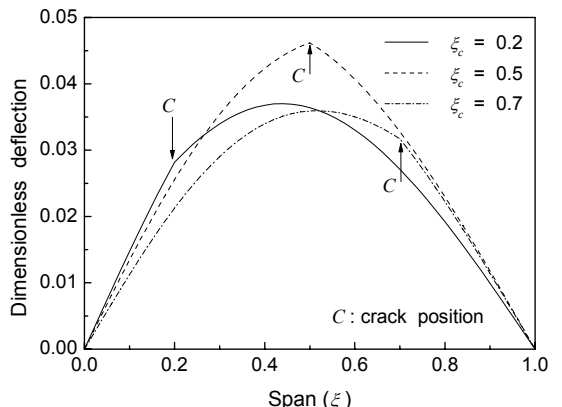


(c) $70 \leq \Omega \leq 78$

Fig. 7 Deflection of cracked pipe for selected excitation frequency at $\xi_f=0.3$



(a) Effect of crack depth



(b) Effect of crack position

Fig. 8 Deflection of cracked pipe for $\bar{\omega} (= \Omega/\omega_1) = 0.3 (\mu = 0.3, \xi_\mu = 0.7 \text{ and } \xi_f = 0.3)$

존재하기 때문에 수직현상에 의하여 매우 큰 영향을 받을 것이라고 예측된다.

Fig. 7은 무차원 가진 주파수의 위치가 보의 0.3인 위치에 존재하는 경우 저차 3개의 무차원 고유진동수 부근에서의 동적응답을 나타낸 것이다. 여기서 $u=2$, $\mu=0.3$, $\xi_\mu=0.7$, $\alpha=0.3$, 그리고 $\xi_c=0.5$ 이다. 이 때 파이프의 저차 3개의 무차원 고유진동수는 각각 5.32, 31.70, 그리고 74.48이며, 가진 주파수가 이들 파이프의 고유진동수와 가까워지면 매우 큰 진폭을 발생시킴을 확인할 수 있다. 특히, 1, 3차 모드에서는 시스템의 응답특성은 크랙의 위치($\xi=0.5$)를 판단할 수 있는 근거를 제시한다.

Fig. 8은 $\mu=0.3$, $\xi_\mu=0.7$, $\xi_f=0.3$ 그리고 $u=2$ 인 경우 크랙의 영향에 따른 파이프의 동적응답을 나타

낸 것이다. 여기서 가진 주파수와 파이프의 1차 고유진동수와 비 $\bar{\omega} = 0.3$ 으로 동일한 주파수에 대한 응답이다. 크랙의 크기와 응답은 서로 비례적인 경향을 보이며 최고 변위는 파이프의 중앙부분에서 발생된다. Fig. 8(b)에서 크랙의 위치가 앞부분에 존재하는 경우는 최고 변위를 나타내는 점은 중앙부분에서 왼쪽으로, 크랙이 파이프의 뒷부분에 존재하는 경우는 최고 변위를 나타내는 파이프의 지점은 중앙에서 오른쪽 부분으로 이동되어짐을 알 수 있다. 또한 응답 특성으로 크랙의 위치를 정확하게 판단할 수 있다.

Fig. 9는 $\mu=0.3$, $\xi_\mu=0.7$, $\alpha=0.3$, $\xi_c=0.5$, 그리고 $\bar{\omega}=0.3$ 일 때 유속과 가진 주파수의 위치 변화에 따른 파이프의 동적응답을 도시하였다. Fig. 9(a)에서 유속이 증가할수록 파이프의 변위는 증가하며, 파이프의 중앙부분에서 최고 변위를 나타낸다. 특히 무차원 유속이 3인 경우 매우 큰 변위를 갖는데 이는 임계유속에 가까운 유속이기 때문이라고 판단된다. Fig. 9(b)에서 가진력의 위치가 파이프의 중앙에 위치할 때 시스템은 가장 큰 변위를 가지며 최고 변위를 나타내는 파이프의 위치는 중앙부분이다.

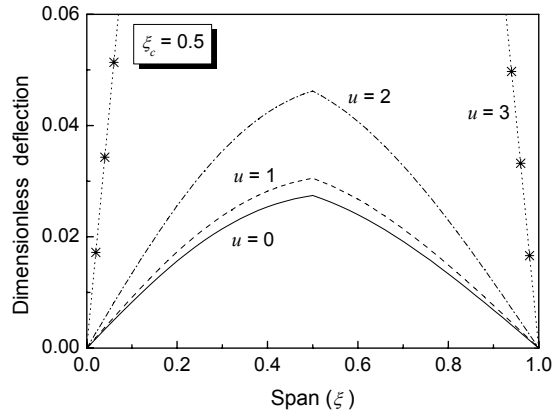
4. 결 론

이 연구에서는 내부에 유체가 흐르는 파이프 구조물에 있어 밸브 등을 집중질량으로 간주하고 그 구조물이 크랙과 같은 결함을 가지는 경우 파이프의 강제진동 특성을 수치해석 하였다. 수치해석 결과 크랙의 크기와 유속이 커질수록, 크랙의 위치가 파이프의 중앙부근에 위치할수록 시스템의 공진영역은 점차 저주파 영역으로 이동한다. 특히, 유속과 크랙의 크기는 파이프 시스템의 수직현상이 발생하는 저주파 영역($\Omega < 0.9$)으로 공진영역을 이동시킬 수 있는 중요한 설계 변수이며, 집중질량의 크기 및 위치에 의한 영향은 매우 작음을 알 수 있다.

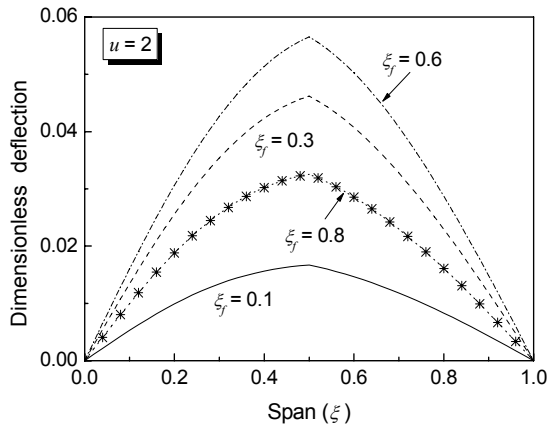
연구 결과를 통하여 밸브-파이프 시스템의 구조 설계에 있어서 최적 유속의 결정 및 크랙과 같은 결함판단의 근거로 활용할 수 있을 것이라 판단한다.

참 고 문 헌

(1) Benjamin, T. B., 1961, Dynamics of a System



(a) Effect of fluid velocity



(b) Effect of force location

Fig. 9 Deflection of cracked pipe for $\bar{\omega} (= \Omega/\omega_1) = 0.3$ ($\mu=0.3$, $\xi_\mu=0.7$, $\alpha=0.3$ and $\xi_c=0.5$)

of Articulated Pipes Conveying Fluid(I. Theory), Proceedings of the Royal Society(London), Series A, Vol. 261, No. 1307, pp. 457~486.

(2) Son, I. S., Cho, J. R. and Yoon, H. I., 2007, Effects of Attached Mass on Stability of Pipe Conveying Fluid with Crack, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 17, No. 10, pp. 1002~1009.

(3) Hur, K. D., Son, I. S. and Lee, S. C., 2012, Stability of Elastically Restrained Valve-pipe System with Crack, International Journal of Modern Physics: Conference Series, Vol. 6, No. 1, pp. 373~378.

(4) Païdoussis, M. P., 1998, Fluid-structure Interactions (Volume 1), Academic Press.

(5) Liu, D., Gurgenci, H. and Veidt, M., 2003, Crack Detection in Hollow Section Structures through Coupled Response Measurements, Journal of Sound and Vibration, Vol. 261, No. 1, pp. 17~29.

(6) Kang, M. G., 2000, The Influence of Rotary Inertia of Concentrated Masses on the Natural Vibrations of a Clamped-supported Pipe Conveying Fluid, Nuclear Engineering and Design, Vol. 196, No. 3, pp. 281~292.

(7) Son, I. S. and Yoon, H. I., 2008, Dynamic Stability of Elastically Restrained Cantilever Pipe Conveying Fluid with Crack, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 2, pp. 177~184.

(8) Hur, K. D. and Son, I. S., 2011, Crack Effects on Dynamic Stability of Elastically Restrained Valve-pipe System, Journal of KSMPE, Vol. 10, No. 3, pp. 79~86.

(9) Kim, S. K. and Song, O., 2010, Dynamic Response Analysis of Composite H-type Cross-section Beams, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 20, No. 6, pp. 583~592.

(10) Orhan, S., 2007, Analysis of Free and Forced Vibration of a Cracked Cantilever Beam, NDT & E International, Vol. 40, No. 6, pp. 443~450.

(11) Lin, L. H. and Chang, S. C., 2006, Forced Responses of Cracked Cantilever Beams Subjected to a Concentrated Moving Load, International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 48, No. 12, pp. 1456~1463.

(12) Mohammad, H. D., 1997, A Comprehensive Crack Identification Algorithm for Beams under Different End Conditions, Applied Acoustics, Vol. 51, No. 4, pp. 381~398.



Insoo Son received the B.S. degree, M.S. degree and the Ph.D. degree from Dong-eui University, Korea in 1999, 2001 and 2005, respectively. His research interests are dynamic behavior of beam and piping system with conveying fluid, and identifying a crack in beam-structures.



Changho Kim received the B.S. degree, M.S. degree and the Ph.D. degree from Pusan National University, Korea in 1984, 1990 and 1996 respectively. His research interests are CAD/CAM/CAPP for metal forming and cutting, non-conventional machining like electrical discharge machining(EDM) and dynamic behavior of beam-structures.



Jeongrae Cho received the B.S. degree from Korea National Open University, Korea in 1997, M.S. degree and the Ph.D. degree from Dong-eui University, Korea in 2000 and 2004. His research interests are dynamic behavior of beam and analysis of mechanical systems.