

〈論 文〉

체크밸브의 비선형거동에 관한 연구

A Study on the Nonlinear Behavior of Check Valve System

박철희* · 홍성철* · 박용석*

Chol-Hui Pak, Sung-Chul Hong and Yong-Suk Park

〈1994년 3월 19일 접수 ; 1994년 5월 9일 심사완료〉

ABSTRACT

This paper deals with the dynamic stability and the nonlinear behavior of a check valve system. The nonlinear equations of motion of fluid-valve interaction model are derived, which are composed of the unsteady Bernoulli's equation included the jet flow mechanism and equation of motion of a check valve formulated by one degree of freedom. Also, the derived equations of motion are nondimensionalized. According to the change of the nondimensional parameters, the stabilities of the system are analyzed, and the nonlinear interaction responses of the check valve and the passing flow rate are obtained. As the results, the stability charts are constructed for the variation of nondimensional parameters. It is shown that self-excited vibrations exist in a check valve system. And also the Hopf bifurcation and the periodic doubling are found. The presented theoretical model of a check valve system can be utilized to the design and operation of a piping system with the check valve.

1. 서 론

산업사회가 발전함에 따라 거대한 플랜트(plant)를 포함하여, 원자력 발전소와 로켓 등과 같이 구조적 안정성과 정확한 성능의 확보가 극히 중요시되는 설비들이 많이 등장하고 있다. 이들 설비를 구성하고 있는 파이프계(piping system)는 강성 또는 연성재료 및 각종 valve 등으로 구성되어 있기 때문에, 고온 고압 고속의 유체가 파이프 내부를 흐를때 일으키는 진동현상 및 플랜트의 과도운전 상황에서의 일어나는 수격현상(water hammer 또는 steam hammer)과 이로 기인한 제반 진동문제는 안정성 확보 측면에서 많은 관심이 고조되고 있다.

이와 관련되어 유체유발진동에 관한 많은 연구들

^(1~6)이 수행되었으며, 파이프계에 장착된 밸브에 대한 연구는 Weaver등^(7,8)에 의하여 실험적, 이론적으로 수행되었다. 그들은 유동방정식에서 비정상 베르누이 방정식을 사용하여 내부유동방정식을 간략하게 유도하였으나, jet flow에 의한 유체의 운동량변화를 고려하지 않고 해석되어 그 결과에 의문이 제기된다. 그러므로 본 연구에서는 체크밸브(check valve)가 부착된 파이프계에서 일어나는 유체유발진동 및 안정성에 관한 이론적 연구를 수행하여, 파이프계의 진동특성을 좌우하는 설계변수의 변화에 따른 계의 안정성 및 동적응답을 고찰함으로써 파이프계의 설계에 필요한 파라미터의 영향을 파악하고자 한다.

2. 밸브가 부착된 파이프계의 운동방정식

체크밸브가 부착된 파이프계를 해석하기 위하여 Fig. 1과 같은 파이프계를 생각하였다.

*정회원, 인하대학교 공과대학 기계공학과

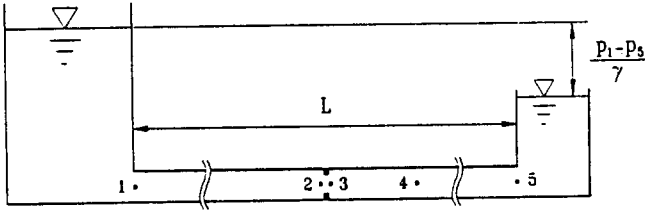


Fig. 1 Pipeline system with check valve

Fig. 1에서 체크밸브는 점 2,3 사이에 설치되고 유체는 압력차에 의해 점 1에서 점 5로 흐르게 된다. 이 흐름에 의하여 밸브는 닫히게 되고 밸브를 통과하는 유체의 유속은 증가하게 되어 점 3과 점 4에서 jet flow를 형성하게 된다. 이 jet flow에 의한 운동량 변화가 밸브에 역으로 힘을 작용하게 되어 밸브 진동의 원인이 된다. 이러한 밸브 진동 mechanism을 jet flow mechanism⁽⁹⁾이라 한다.

따라서 jet flow mechanism을 고려한 운동방정식을 유도하고 파이프계를 구성하는 특성인자(밸브를 포함)에 따라 밸브는 어떤 동적안정성 및 운동양상을 보일 것인가에 대한 검토를 수행하고자 한다.

2.1 내부유체의 지배방정식

파이프의 길이방향과 굽힘방향의 운동을 무시하고 유체의 wave 속도가 유속에 비하여 상당히 크다고 가정하면, 파이프 내부유체의 운동량 방정식과 연속 방정식은 다음과 같이 표현된다⁽⁶⁾.

$$\rho' + \rho(\dot{v} + vv') + \rho \frac{f}{2D} |v|v = 0 \tag{1}$$

$$v' = 0 \tag{2}$$

여기서 (') = ∂/∂x이고 (·) = ∂/∂t이다. 또한, p는 유체의 압력, ρ는 유체의 밀도, v는 유속, f는 friction factor, D는 파이프의 직경이다. 식 (1)을 위치구간에 대하여 적분하여 적분방정식으로 근사화하면, 비압축성 유체의 비정상 베르누이 방정식이 아래와 같이 유도된다.

$$\frac{p_i}{\gamma} + \frac{v_i^2}{2g} = \frac{p_j}{\gamma} + \frac{v_j^2}{2g} + h_{Lij} + I_{ij} \frac{dQ}{dt} \tag{3}$$

여기서, γ는 유체의 비중량, g는 중력가속도, Q는 평균유량, I_{ij}는 유체의 inertance, p_i와 v_i는 i점에서의 유압과 유속, 그리고 h_{Lij}는 적분구간에서의 손실수두이다. 이때 I_{ij}와 h_{Lij}는 각각 아래와 같이 표현된다.

$$I_{ij} = \frac{L_{ij}}{gA_{ij}} \tag{4}$$

$$h_{Lij} = f \frac{8L_{ij}}{\pi^2 D_{ij}^3 g} Q^2 \equiv K_{ij} Q^2 \tag{5}$$

여기서, L_{ij}, A_{ij}, D_{ij}는 각각 적분구간의 거리, 파이프 내부 단면적, 파이프의 직경이다. 적분방정식 (3)을 이용하여 Fig. 1의 파이프 모델에 구간별로 적용할 수 있다.

먼저, 밸브를 통과하여 흐르는 흐름에 적용하기 위하여 밸브를 단면적이 변하는 오리피스(orifice)로 가정한다. 이때 오리피스의 단면적, 즉 밸브의 유동면적은 A₀이다. Fig. 1의 점 2와 점 3 구간에 대하여, 구간길이가 상당히 작으므로, 주 손실수두 h_{L23}과 inertance I₂₃을 무시하면 식 (3)은 아래와 같이 된다.

$$\frac{p^2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} = \frac{p_3}{\gamma} + \frac{v_3^2}{2g} \tag{6}$$

여기서 v₂는 밸브 입구에서의 유속이고, v₃는 밸브를 통과하는 vena contracta에서의 유속이다. 이때 연속 방정식은 식 (2)에 의하여 다음과 같이 표현된다.

$$Q = A_2 v_2 = c_c A_o v_3 \tag{7}$$

여기서 c_c는 단면확대계수이고 A₂는 점 2에서의 유동면적이다. 따라서, 유속 v₃는 속도계수 c_v의 곱으로써 식 (6)과 식 (7)로 부터 다음과 같이 유도된다.

$$v_3^2 = \frac{2gc_v^2}{1 - (\frac{c_c A_o}{A_2})^2} \left[\frac{p_2 - p_3}{\gamma} \right] \tag{8}$$

식 (8)을 유량으로 표현하면 다음과 같다.

$$Q = c_d A_o \left[\frac{2gc_v^2}{1 - (\frac{c_c A_o}{A_2})^2} \left(\frac{p_2 - p_3}{\gamma} \right) \right]^{1/2} \tag{9}$$

여기서, c_d는 유량계수이며, c_d = c_cc_v로 정의된다.

다음은 구간 3~4에 대하여 적용하기 위하여, 이 구간에 대한 유체의 흐름을 Fig. 2에 도시하였다. 이 구간에서는 밸브를 통과한 빠른 속도의 유체가 jet를 형성하는 구간으로, 이 jet는 완전 확산되어 압력이 회복되는 구간(점 4)까지 유지된다. 이 구간에 대하여 식 (3)은 다음과 같이 적용된다.

$$\frac{p_3}{\gamma} + \frac{v_3^2}{2g} = \frac{p_4}{\gamma} + \frac{v_4^2}{2g} + h_{L34} + I_{34} \frac{dQ}{dt} \tag{10}$$

여기서 손실수두 h_{L34}는 jet flow의 확산에 의한 손실이 된다. 이 손실은 Fig. 2의 검사체적(control volume)에 대한 운동량 방정식을 적용함으로써 이론적으로 유도될 수 있다. 또한, p₃는 밸브에 가해

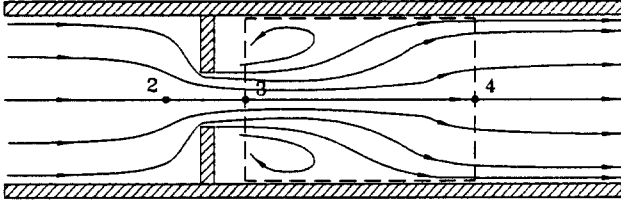


Fig. 2 Jet flow in contraction area and control volume

지는 압력으로 이 압력은 구간 3~4의 운동량 변화에 영향을 받게된다. 구간 3~4의 운동량방정식은 전단응력을 무시할때 다음과 같은 관계를 갖게된다.

$$(p_3 - p_4) A_4 = \rho A_4 v_4^2 - \rho A_3 v_3^2 + \gamma A_4 I_{34} \frac{dQ}{dt} \quad (11)$$

식 (11)을 식 (10)에 대입하면, 구간손실수두 h_{L34} 가 아래와 같이 유도된다.

$$h_{L34} = \frac{v_3^2}{2g} (1 - 2 \frac{A_3}{A_4}) + \frac{v_4^2}{2g} \quad (12)$$

따라서 식 (12)를 식 (10)에 대입함으로써 jet flow의 영향을 고려한 구간 3~4의 비정상 베르누이 방정식이 아래와 같이 유도된다.

$$\frac{p_3}{\gamma} = \frac{p_4}{\gamma} + \frac{v_4^2}{g} - \frac{v_3^2}{g} \frac{A_3}{A_4} + I_{34} \frac{dQ}{dt} \quad (13)$$

마지막으로, 나머지 구간 1~2와 구간 4~5에서 점 1과 점 5에서의 유속은 작다고 가정하여 무시하면, 식 (3)은 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \frac{p_1}{\gamma} &= \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{L12} + I_{12} \frac{dQ}{dt} \\ \frac{p_4}{\gamma} &= \frac{p_5}{\gamma} + h_{L45} + I_{45} \frac{dQ}{dt} - \frac{v_4^2}{2g} \end{aligned} \quad (14)$$

그러므로, 파이프 전 구간에서의 내부 유량의 지배방정식은 각 구간에서의 적분방정식의 합으로 유도된다. 식 (13)과 식 (14)를 식 (9)에 대입하여, 유량으로 표현하면 다음과 같이 파이프의 내부유량에 대한 비선형 지배방정식이 최종적으로 유도된다.

$$\begin{aligned} Q &= c_d A_o \left[1 - \left(\frac{c_c A_o}{A_2} \right)^2 \right]^{-1/2} \left\{ 2 \frac{p_1 - p_5}{\rho} - \frac{\psi}{A_2^2} Q^2 \right. \\ &\quad \left. + \frac{2}{A_2 c_c A_o} Q^2 - \frac{2 L_{eq}}{A_2} \frac{dQ}{dt} \right\}^{1/2} \end{aligned} \quad (15)$$

여기서,

$$\psi = a_2^2 \sum_{i=1}^m \frac{K_{ij}}{A_{ij}^2} + 2, \quad L_{eq} = A_2 \sum_{i=1}^m \frac{L_{ij}}{A_{ij}}$$

2.2 밸브의 운동방정식

밸브를 Fig. 3에 도시된 바와 같이 1자유도계로 가정한면 밸브의 운동방정식은 아래와 같이 유도된다.

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} + C \frac{dx}{dt} + k(x - x_o) + F = 0 \quad (16)$$

여기서 M 은 밸브의 관성모멘트, C 는 감쇠계수, k 는 비틀림 강성(torsional stiffness)이고 x_o 는 밸브에 하중이 없을 때의 초기 각변위이며, F 는 유체에 의해 밸브에 가해지는 동하중이다.

동하중 F 는 밸브의 표면에 가해지는 유체의 압력차 Δp 로부터 유도되며, 그 결과는 다음과 같다.

$$F = \kappa S \Delta p \quad (17)$$

κ 는 모멘트 암(moment arm)이고 S 는 밸브의 면적이다. 여기서 압력차 $\Delta p = p_2 - p_3$ 는 식 (13)과 식 (14)를 대입함으로써 아래와 같이 유도된다.

$$\begin{aligned} \Delta p &= \frac{1}{2} \left\{ 2(p_1 - p_5) - \frac{\rho \psi}{A_2^2} Q^2 + \frac{2\rho}{A_2 c_c A_o} Q^2 \right. \\ &\quad \left. - \frac{2\rho}{A_2} L_{eq} \frac{dQ}{dt} \right\} \end{aligned} \quad (18)$$

따라서 밸브의 지배방정식은 다음과 같이 유도된다.

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} + C \frac{dx}{dt} + k(x - x_o) + \kappa S \Delta p = 0 \quad (19)$$

2.3 무차원 운동방정식

유도된 운동방정식에서 밸브의 개구면적(opening area), A_o 는 밸브의 각변위 x 에 따라 그 면적이 변하게 된다. 따라서 A_o 는 단순히 밸브의 각변위 x 에 비례한다고 가정하면 $A_o = Wx$ 로 표시된다. 여기서 W 는 밸브의 기하학적 특성에 따라 결정될 수 있는 비례상수이다. 이 항을 식 (15)와 식 (19)에 대입하고 무차원화하면 무차원 방정식을 아래와 같이 얻는다.

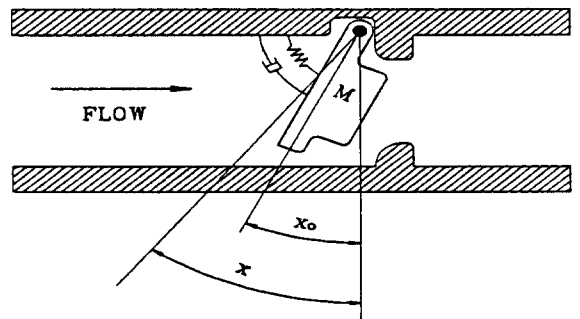


Fig. 3 Simplified check valve model

$$\frac{d^2 \bar{x}}{d\tau^2} + 2\xi \frac{d\bar{x}}{d\tau} + \bar{k}(\bar{x} - \beta) + \frac{1}{2} \mu \left\{ \Delta \bar{p} - \psi \bar{Q}^2 + \frac{2\eta}{c_c \bar{x}} \bar{Q}^2 - \alpha \frac{d\bar{Q}}{d\tau} \right\} = 0 \quad (20)$$

$$\bar{Q} = \left[\frac{c_d \bar{x}}{\eta^2 - c_c^2 \bar{x}} \right]^{1/2} \times \left\{ \Delta \bar{p} - \psi \bar{Q}^2 + \frac{2\eta}{c_c \bar{x}} \bar{Q}^2 - \alpha \frac{d\bar{Q}}{d\tau} \right\}^{1/2} \quad (21)$$

식 (20)과 식 (21)에서 사용된 각 무차원 항은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \omega^2 &= \frac{k_r}{M}, \quad \bar{k} = \frac{k}{k_r}, \quad \bar{x} = \frac{x}{d}, \\ \tau &= \omega t, \quad \beta = \frac{x_o}{d}, \quad \xi = \frac{C}{2M\omega}, \\ \Delta \bar{p} &= \frac{2(p_1 - p_5)}{\rho(\omega k d)^2}, \quad \bar{Q} = \frac{Q}{A_2 \omega k d} \\ \mu &= \frac{\rho k^3 S d}{M}, \quad \eta = \frac{A_2}{W d}, \quad \alpha = \frac{2L_{eq}}{\kappa d} \end{aligned} \quad (22)$$

여기서 k_r 과 d 는 기준 강성과 기준 각변위이다.

무차원 운동방정식을 해결하기 위하여 상태방정식 (state-variable equation)으로 표현하면, 다음과 같다.

$$\{\dot{q}\} = [K]\{q\} + \{f(q)\} \quad (23)$$

여기서,

$$[q]^T = [q_1, q_2, q_3]^T = [\bar{x}, \dot{\bar{x}}, \bar{Q}]^T$$

$$[K] = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\bar{k} & -2\xi & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\{f\} = \left\{ \begin{array}{l} 0 \\ \bar{k}\beta + \frac{\mu}{2} \frac{c_c^2}{c_a^2} q_2^2 - \frac{\mu}{2} \eta^2 \frac{1}{c_a^2} \frac{q_3^2}{q_1^2} \\ \frac{\Delta \bar{p}}{a} - \frac{\eta^2}{a} \frac{1}{c_a^2} \frac{q_3^2}{q_1^2} + \frac{1}{a} \left(\frac{c_c^2}{c_a^2} - \psi \right) q_3^2 + \frac{2\eta}{ac_c} \frac{q_3}{q_1} \end{array} \right\}$$

3. 안정성 해석

식 (23)의 비선형 방정식의 안정성 해석을 위해서 정적평형점 (static equilibrium point or fixed point)를 찾아야 한다. 식 (23)에서 time dependent 항을 무시하면, 정적 평형방정식은 아래와 같이 된다.

$$q_{20} = 0 \quad (24)$$

$$-\bar{k}q_{10} - 2\xi q_{20} + \bar{k}\beta + \frac{\mu}{2} \frac{c_c^2}{c_a^2} q_{30}^2 - \frac{\mu}{2} \frac{\eta^2}{c_a^2} \frac{q_{30}^2}{q_{10}^2} = 0 \quad (25)$$

$$-\frac{\eta^2}{ac_a^2} \frac{q_{30}^2}{q_{10}^2} \frac{1}{a} \left(\frac{c_c^2}{c_a^2} - \psi \right) q_{30}^2 + 2 \frac{\eta}{ac_c} \frac{q_{30}}{q_{10}} + \frac{\Delta \bar{p}}{a} = 0 \quad (26)$$

여기서 q_{10}, q_{20}, q_{30} 은 정적 평형점이다. 식 (24) ~ (26)으로 부터 q_{10} 과 q_{30} 을 구하면 다음과 같다.

$$q_{30}^2 = \frac{-\Delta \bar{p} q_{10}^2}{-\frac{\eta^2}{c_a^2} + \left(\frac{c_c^2}{c_a^2} - \psi \right) q_{10}^2 + \frac{2\eta}{c_c} q_{10}} \quad (27)$$

$$a_1 q_{10}^3 + a_2 q_{10}^2 + a_3 q_{10} + a_4 = 0 \quad (28)$$

여기서,

$$\begin{aligned} a_1 &= -\bar{k} \left(\frac{c_c^2}{c_a^2} - \psi \right) \\ a_2 &= -\bar{k} \frac{2\eta}{c_c} - \frac{\mu}{2} \frac{c_c^2}{c_a^2} \Delta \bar{p} + \bar{k}\beta \left(\frac{c_c^2}{c_a^2} - \psi \right) \\ a_3 &= -\frac{\bar{k}\eta^2}{c_a^2} + 2\bar{k}\beta \frac{\eta}{c_c} \\ a_4 &= -\bar{k}\beta \frac{\eta^2}{c_a^2} + \frac{\mu}{2} \frac{\eta^2}{c_a^2} \Delta \bar{p} \end{aligned}$$

따라서 식 (27)과 식 (28)을 풀면 정적 평형점을 구할 수 있다.

정적 평형점에 관한 안정성해석을 위해 식 (23)의 선형화 방정식은 다음과 같이 주어진다.

$$\{\dot{\eta}\} = [J_{ij}]\{\eta\} \quad (29)$$

여기서 $[J_{ij}]$ 는 Jacobian matrix이고 각 항은 아래와 같다.

$$\begin{aligned} J_{11} &= 0, \quad J_{12} = 0, \quad J_{13} = 0, \\ J_{21} &= -\bar{k} + \mu \frac{\eta^2}{c_a^2} \frac{q_{30}^2}{q_{10}^3}, \quad J_{22} = -2\xi, \\ J_{23} &= \mu \frac{c_c^2}{c_a^2} q_{30} - \mu \frac{\eta^2}{c_a^2} \frac{q_{30}}{q_{10}^2}, \\ J_{31} &= 2 \frac{\eta^2}{ac_a^2} \frac{q_{30}^2}{q_{10}^3} - \frac{2\mu}{ac_c} \frac{q_{30}^2}{q_{10}^2}, \quad J_{32} = 0, \\ J_{33} &= -2 \frac{\eta^2}{ac_a^2} \frac{q_{30}}{q_{10}^2} + \frac{2}{a} \left(\frac{c_c^2}{c_a^2} - \psi \right) q_{30} + \frac{4\eta}{ac_c} \frac{q_{30}}{q_{10}} \end{aligned}$$

이때 Matrix $[J_{ij}]$ 의 고유치(eigenvalue)는 보통 복소수로 존재하며, 고유치의 실수부의 부호를 조사함으로써 안정성을 판별할 수 있다. 즉, 양이면 불안정이고 음이면 안정하다. 따라서 안정성 해석 방법은 주어진 파라미터 값에 따라 식 (27)과 식 (28)로부터 정적 평형점을 구하고 식 (29)의 Jacobian matrix의 고유치를 구함으로써 안정성을 판별하게 된다. 또한 무차원 파라미터값은 Weaver등의 연구^(7,8)에서 사용한 파라미터값을 사용하였으며, 그 파라미터값들은 Table 1과 같다.

안정성 해석은 벨브가 항상 일정한 안정영역에서

Table 1 Nondimensional parameter used in analysis

$\alpha=1372$	$C_d=0.85$
$\eta=4.64$	$C_c=0.8$
$\mu=0.032$	$\psi=41$
$\zeta=0.45$	$\Delta p=26.7$

작동할 수 있도록 하기위한 설계입장에서 가장 유용하게 사용될 수 있다. 그러므로 밸브 구성 인자의 변화에 따른 안정성해석이 필요하다. 먼저 $\beta=0.5$ 일 때 강성 \bar{k} 의 변화에 따라 고유치의 변화를 고찰하면 Fig. 4와 같다. 이때 고유치가 순수하게 허수만을 갖는 Hopf bifurcation이 존재함을 알 수 있으며, 고유치의 실수가 양수인 불안정한 경우가 존재함을 알 수 있다. 체크밸브의 설계 측면에서 강성 \bar{k} 와 초기 변위 β 는 주요 파라미터가 되므로 앞절에서 언급한 안정성해석 방법에 따라 $\beta-\bar{k}$ 평면에서의 안정성 chart를 Fig. 5에 도시하였다. Fig. 5의 안정성 chart에서 실선은 구하여진 stability boundary이고 그 사이에 불안정 영역이 굽어진 띠 모양을 이룬다. Fig. 5의 위쪽 안정영역에서의 특징은 정적 평형점의 값 q_{10} 은 양수라는 점이다. 즉 밸브는 열린 상태로 안정을 이룬다는 것을 의미한다. 이는 밸브의 spring force가 유체의 정압보다 크게 되기 때문이다. 한편 아래쪽 안정영역에서는 반대로 정적평형점의 값 q_{10} 이 음수이다. 이는 밸브의 정적평형점이 밸브운동 반대방향에 존재함을 의미한다. 그러나 밸브는 stopper에 의하여 음의 방향으로 더이상 움직일 수 없다. 따라서 밸브는 닫힌 상태로 안정을 이룬다. 실제로 체크밸브의 설계측면에서는 닫힌 상태로 안

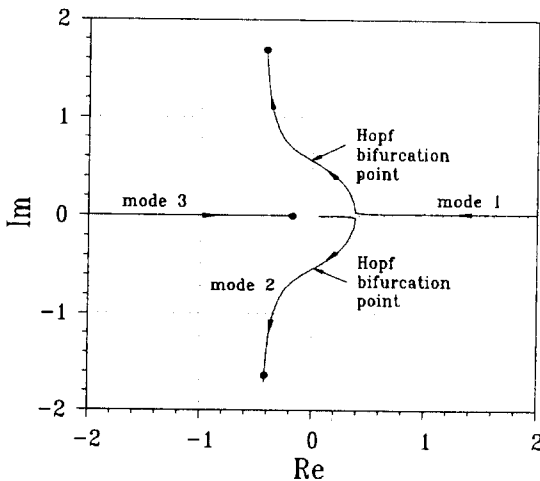


Fig. 4 Eigenvalue evaluation for $\beta=0.5$, $\bar{k}=0.9 \rightarrow 5.0$

정됨이 바람직하고 파이프계의 구성시 이 안정영역에서 작동될 수 있도록 설계하여야 한다. 또한, 띠 모양의 불안정영역에서는 밸브가 열리고 닫힘이 반복적으로 일어나는 self-excited vibration이 존재하며, 위쪽 stability boundary는 eigenvalue의 실수부가 영(zero)이 되는 Hopf bifurcation point가 된다.

그 외의 파라미터가 안정성에 미치는 영향을 고찰하기 위하여 Table 1의 기준 파라미터 값으로부터 알고자하는 파라미터의 값을 바꾸어 안정성해석을 수행하여 stability의 boundary 변화를 역시 $\beta-\bar{k}$ 평면상에서 고찰하였다.

감쇠계수 ζ 의 영향 : 감쇠계수에 대한 안정성변화를 Fig. 6에 도시하였다. 감쇠가 커지면 불안정 영역은 감소한다. 그러나 밸브가 닫히면서 안정한 영역의 증가는 일어나지 않는다. 따라서 밸브의 감쇠계수는 큰 의미를 갖지 못한다.

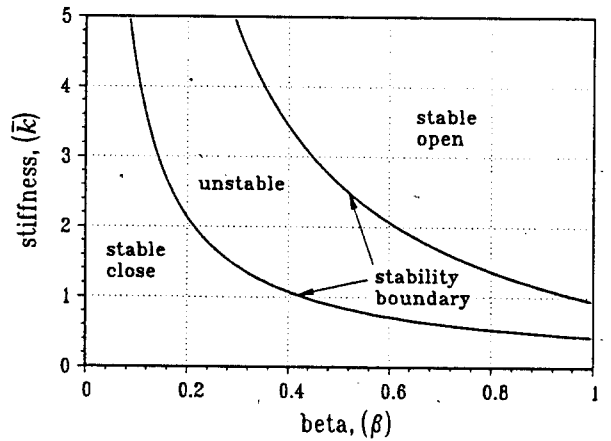


Fig. 5 Stability chart of check valve system

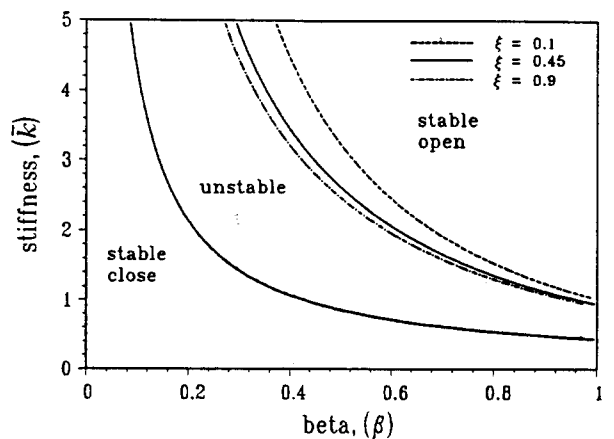


Fig. 6 Effect of damping factor on stability of valve system

유체 inertance α 의 영향: 파이프 내부유체의 inertance에 관련된 항으로 상대적으로 파이프의 길이가 길어질때 α 는 증가한다. 이 영향을 Fig. 7에 도시하였다. Fig. 7로부터 α 가 커짐에 따라 강성이 작고 α 가 클수록 불안정 영역이 증가됨을 볼 수 있으나, 전체적으로 안정과 불안정 영역의 변화는 크게 없다. 따라서 inertane의 영향은 크지 않다.

수두손실 ψ 의 영향: 파이프 내부유동의 마찰 손실에 의한 영향으로, Fig. 8에서와 같이 손실이 커지면 불안정영역은 감소하지만 닫히면서 안정한 영역의 변화는 이루지 못함으로 감쇠계수에 의한 영향에서 고찰한 바와 같이 압력손실은 밸브의 성능향상 입장에서 의미를 갖지 못한다.

압력차 Δp 의 영향: 압력차 Δp 의 영향은 Fig. 9로부터 알 수 있다. 압력차가 크면 클수록 불안정영역이 증대되지만, 상대적으로 압력차가 적은 경우보다

상대적으로 밸브가 닫히면서 안정하게 되는 안정영역이 증가한다. 압력차에 따라 안정성의 영향이 커지므로 밸브설계시 유의해야 한다.

관성비의 μ 의 영향: 이는 밸브의 질량과 유체의 밀도비에 관련되는 파라미터로써 그 영향은 Fig. 10에서 볼 수 있다. 이 때의 경향은 압력차에 의한 경우와 유사하다. 상대적으로 밀도가 적은 유체가 흐르는 경우, 즉, 관성비 μ 가 적은 경우 불안정영역은 크게 감소되나 밸브가 닫히면서 안정되는 안정영역의 감소가 압력차의 영향으로 인한 변화와 동일한 양상을 보인다.

4. 동적응답해석

안정성 해석에서와 같이 파라미터 변화에 따른 밸브계의 운동거동 파악은 중요하다. 따라서 파라미터

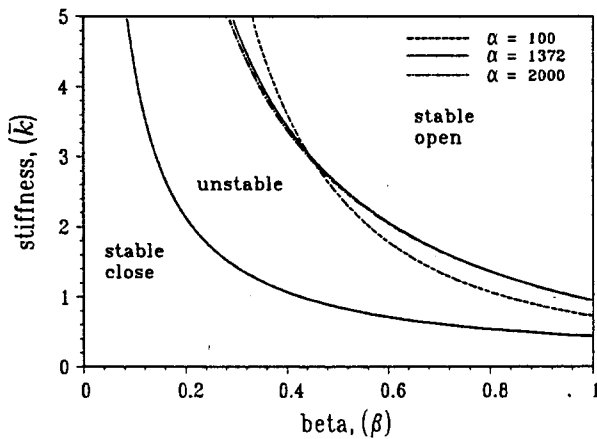


Fig. 7 Effect of fluid inertia on stability of valve system

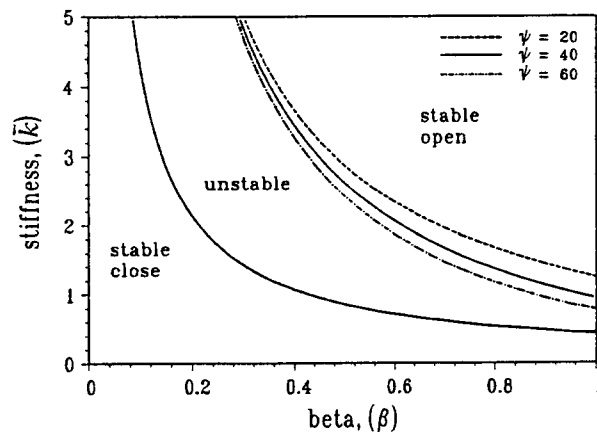


Fig. 8 Effect of head loss on stability of valve system

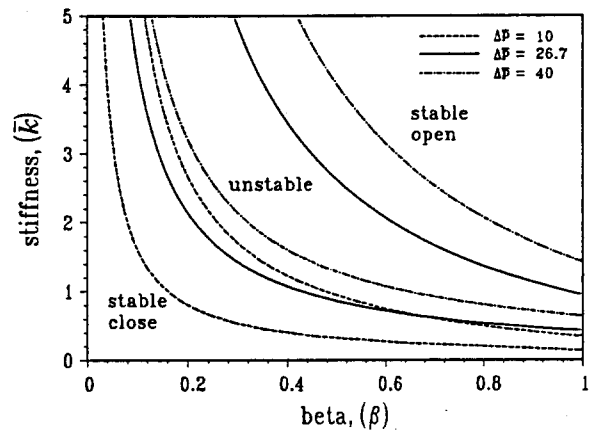


Fig. 9 Effect of pressure difference on stability of valve system

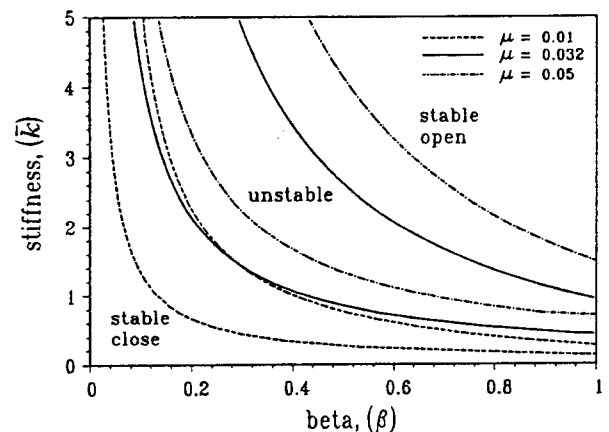


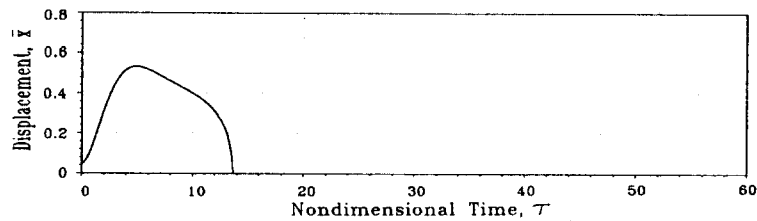
Fig. 10 Effect of inertia ratio on stability of valve system

변화에 따른 동적응답을 Runge-Kutta method를 사용하여 수치적분함으로써 밸브 및 내부유체의 거동을 파악하고자 한다.

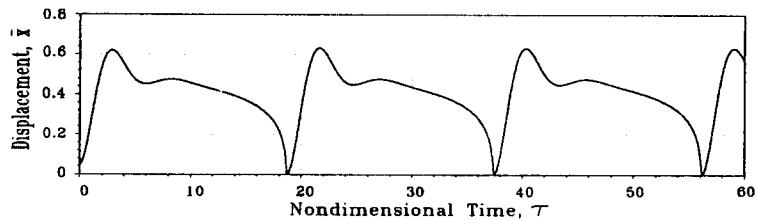
앞절에서의 안정성해석 결과로부터 세가지 운동양상이 예상된다. 첫째는 밸브가 열린 상태로 안정하게 되는 영역에서의 운동으로, 밸브의 spring force와 유동에 의한 밸브의 압력차가 균형을 이루며 열린 상태로 정지하는 운동이다. 이러한 운동은 동적으로 안정하나 체크밸브의 역할로는 부적합하다. 둘째는 밸브가 닫히면서 안정하게 되는 운동으로 유동에 의한 밸브에서의 압력차가 밸브의 spring force보다 크게 되어 닫힌 상태로 정지하게 되는 운동이다.

이 운동은 동적으로 안정하며 체크밸브의 역할을 충분히 수행하는 적합한 운동이다. 마지막으로, 불안정 영역에서의 운동으로 밸브계가 불안정하여 밸브의 열림과 닫힘이 반복되는 운동이다. 이러한 세가지 양상에 대한 고찰을 중요 파라미터인 강성 \bar{k} 의 변화에 따라 수행하였고 사용 파라미터 값은 Table 1과 같다. 수치적분 과정에서 밸브가 stopper에 부딪힐때 rebound가 일어나기 때문에 실제로는 반발계수에 대한 고려가 있어야 하지만, 해석의 편리함과 운동 경향의 파악을 위하여 반발계수는 영(zero)으로 하였다.

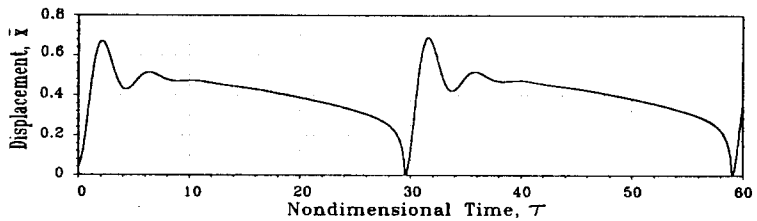
Fig. 11~14는 밸브 초기변위 $\beta=0.5$ 인 경우, 밸



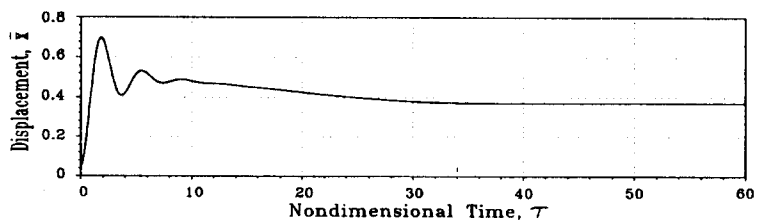
(a) $\bar{k} = 0.6$



(b) $\bar{k} = 1.4$



(c) $\bar{k} = 2.4$



(d) $\bar{k} = 3.2$

Fig. 11 Time response of displacement at $\beta=0.5$

브 강성 \bar{k} 를 변화시키면서 고찰한 time domain 응답과 phase plane 상에서의 응답이다. Fig. 11에서 강성 \bar{k} 가 커지면서 변위의 진폭은 증가하고, 진동주기는 커짐을 알 수 있다. Figs. 11~14(a)의 $\bar{k}=0.6$ 일때 밸브계는 닫히면서 안정한 영역내에 있기 때문에 응답은 영(zero)에 수렴하고, Figs. 11(d)~14(d)의 $\bar{k}=3.2$ 일때는 열리면서 안정한 영역내 있으므로 역시 일정한 값으로 수렴한다. Figs. 11(b, c)~14(b, c)는 $\bar{k}=1.4$ 와 $\bar{k}=2.4$ 의 경우로써 불안정한 영역에서의 응답이다. 이 응답은 수렴하지 않고 진동이 일어나고 있다. 이때 밸브는 급속하게 열려 열린 상태를 유지하다가 빠르게 닫히는 운동을 반복하며, 이

때 변위의 최대값에서 최대 유량이 발생하지 않고 밸브가 닫힐 때에 최대유량이 된다. 유량과 변위의 관계는 Fig. 13(b, c)에서 잘 볼 수 있다. 또한, Fig. 13(b, c)~14(b, c)의 불안정한 영역의 경우, 정상상태운동은 완전한 loop 즉, limit cycle을 형성하여 자러진동이 발생함을 알 수 있다. Figs. 11~14의 결과를 통하여 더 고찰된 사항은 밸브계가 불안정한 경우인 Fig. 14(b, c)에서 limit cycle의 “periodic doubling”이 관측된다. periodic doubling의 변화양상을 좀더 살펴보기 위하여 감쇄계수를 0.1로 하고 Fig. 15에 도시하였다. Fig. 15(a)에서 periodic doubling이 더욱 명확하게 관찰할 수 있다. 한편,

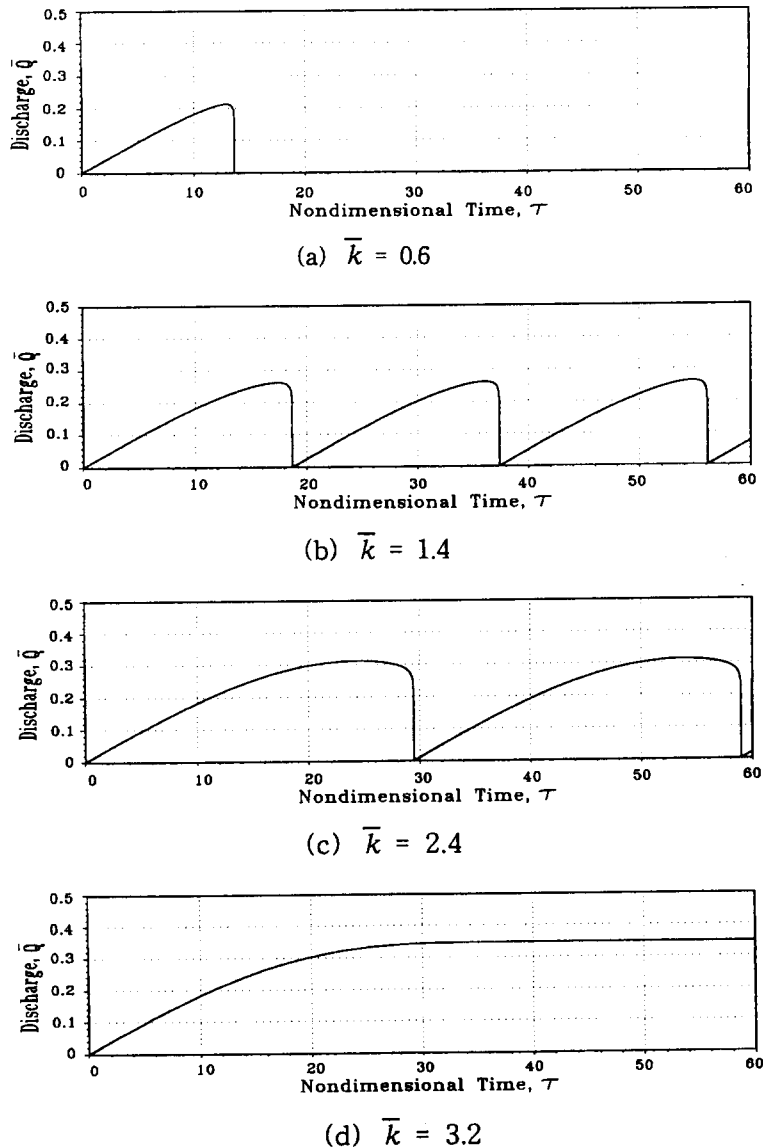


Fig. 12 Time response of discharge at $\beta=0.5$

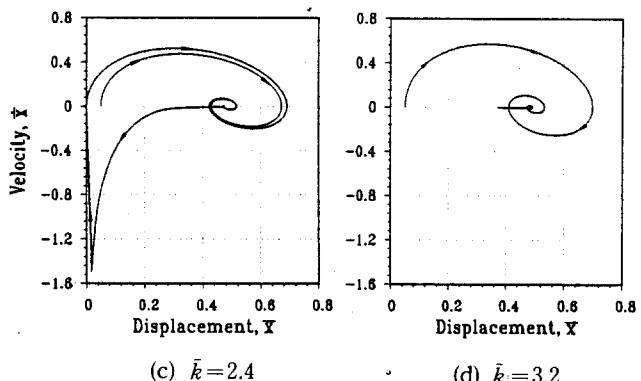
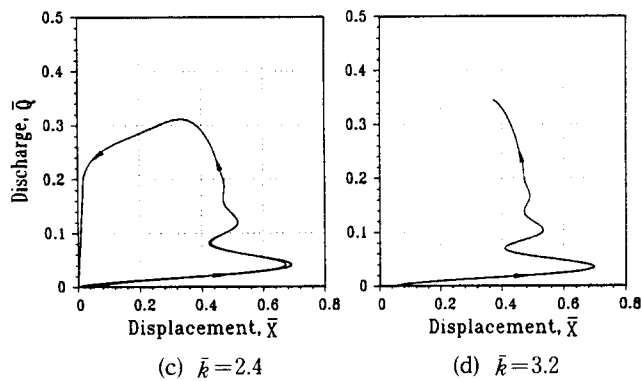
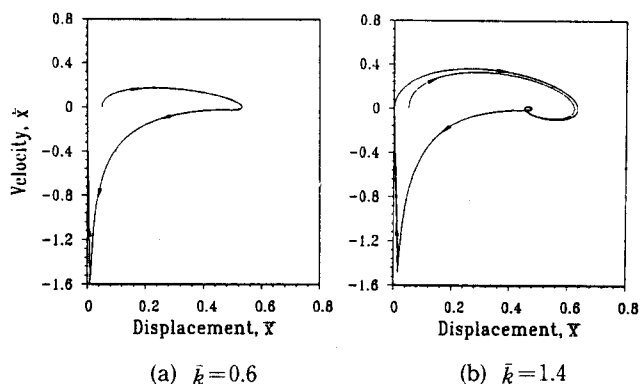
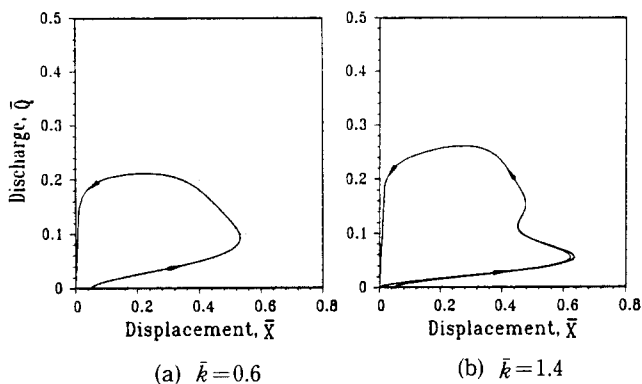


Fig. 13 Dynamic response on $\bar{x}-\bar{Q}$ plane at $\beta=0.5$

Fig. 14 Dynamic response on $\bar{x}-\dot{\bar{x}}$ plane at $\beta=0.5$

Fig. 15(b)는 Hopf bifurcation point와 매우 근사한 $\bar{k}=3.1$ 에서의 결과로써 equilibrium point를 중심으로 한 타원형의 또다른 limit cycle을 형성하고 있다.

5. 결론

본 연구에서 수행된 연구결과와 고찰을 요약하면 다음과 같다.

(1) 파이프에 부착된 밸브를 모델로 하여 체크 밸브의 동적거동을 예측할 수 있는 이론적 비선형 해석모델을 개발하여 밸브의 비선형진동 mechanism을 규명하였다.

(2) 파이프에 부착된 밸브를 모델로 하여 밸브의 동적운동을 예측할 수 있는 이론적 비선형해석모델을 개발하였다. 밸브는 내부유동에 영향을 받고 또한 내부유동은 밸브의 영향을 받는다 이러한 운동 mechanism을 해석하여 제시하였고 밸브설계에 필요한 파라미터의 영향에 따른 안정성을 해석하였다.

(3) 밸브계의 eigenvalue 해석을 통하여 Hopf bifurcation의 존재를 규명하였고 밸브계에 자려진동이 존재함을 입증하였다. 또한 periodic doubling의

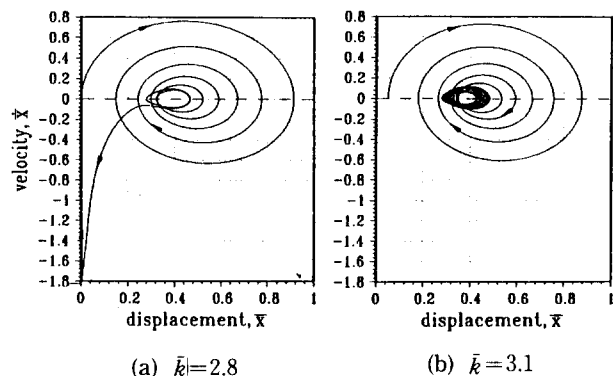


Fig. 15 Phase diagram response at $\beta=0.5$

존재를 관찰할 수 있었다.

후 기

본 연구는 1992년도 교육부지원 한국학술진흥재단의 자유공모과제 학술연구조성비에 의하여 연구되었음.

참 고 문 헌

- (1) Housner, G. W., 1952, "Bending Vibrations of a Pipe Line Containing Flowing Fluid," *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 19, pp. 205~209.
- (2) Paidoussis, M. P. and Issid, N. T., 1974, "Dynamic Stability of Pipes Conveying Fluid," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 33, pp. 267~294.
- (3) Chen, S. S., 1971, "Dynamic Stability of a Tube Conveying Fluid," *ASCE Journal of the Engineering Mechanics Division*, Vol. 97, pp. 1469~1485.
- (4) Wiggert, D. C., Otwell, R. S. and Hatfield, F. J., 1985, "The Effect of Elbow Restraint on Pressure Transients," *ASME, Journal of Fluids Engineering*, Vol. 107, pp. 403~406.
- (5) Paidoussis, M. P. and Moon, F. C., 1988, "Non-linear and Chaotic Fluidelastic Vibrations of a Flexible Pipe Conveying Fluid," *Journal of Fluid and Structures*, Vol. 2, pp. 567~591.
- (6) Lee, U., Pak, C. H. and Hong, S. C., To be appeared in Nov. 1994, "Dynamics of Piping System with Internal Unsteady Flow," *J. of Sound and Vibration*, Paper No. P/97/93.
- (7) Weaver, D. S., Adubi, F. A. and Kouwen, N., 1978, "Flow Induced Vibrations of a Hydraulic Valve and Their Elimination," *ASME J. of Fluids Engineering*, Vol. 100, pp. 239~245.
- (8) Weaver, D. S. and Ziada, S., 1980, "A Theoretical Model for Self-Excited Vibrations in Hydraulic Gates, Valves and Seals," *ASME J. of Pressure Vessel Technology*, Vol. 102, pp. 146~151.
- (9) Kolkman, P. A., 1976, "Flow-induced Gate Vibration," PhD-Thesis, Delft Hydraulics Lab. Publication No. 164.