

감압밸브를 사용한 탄광갱내 공조용 냉수 공급시스템의 과도현상 해석

Simulation of Transient Flow in a Cold-Water Supply System
with Pressure Reducing Valves
for Cooling the Inside of a Coal Mining Pit

강 신 형*, 이 택 식,* 이 상 산**
S. H. Kang, T. S. Lee, S. S. Lee

ABSTRACT

Transient flow in a cold-water supply system for cooling the inside of a coal mining pit was numerically simulated. Properly designed and presetted pressure reducing valves control the level of pressures of the piping system at normal or emergent conditions. Quasi-steady relations to simulate the valve motion are obtained and the transient performance of the valve is investigated in the present paper.

The present method reasonably simulate transient phenomena in the system including the pressure reducing valve. Excessive valve motion and column separation are simulated when the flow is abruptly reduced. A calculated example of the real system is also presented. The simulation can be used for the safety-check and the guidance for design and operation in emergent cases of the system.

1. 서 론

고압 또는 고속의 액체를 공급하는 관로에서 과도현상의 중요성은 이미 잘 알려진 일이다. 최근 공조분야에 잘 소개되지 않은 탄광갱내의 공조시스템에 냉수를 공급하는 경우 과도현상 문제를 설계시 신중하게 고려해야 되었다. 강원산업(주) 철암 탄광에서는 채굴심도가 심화되어 약 30도의 작업장 온도를 종래 보편적으로 사용하던 국부 송풍기에 의한

강제송풍방법으로는 효율적으로 냉각하기 어려웠다. 이를 해결하기 위하여 갱내 상부 채굴적에서 천연적으로 용출되는 15도의 차가운 갱내수를 보냉 파이프를 통해 하부 채굴작업장까지 수송한다. 수송된 냉각수는 작업장 근처에 설치되어 있는 스프레이쿨러에 의해 약 22도의 더운 갱내공기를 냉각시켜 마지막 작업장 까지 송풍한다. 송풍도중의 열손실을 고려하여 약 25도의 공기가 공급되어 작업장의 환경을 개선시키고 작업자의 건강 보호와

* 정회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

** 서울대학교 대학원 기계공학과

생산성을 증진시키고 있다.

상부 저수조가 위치한 3편(심도 190 m)에서 현재 작업이 이루어지고 있는 10편(심도 865 m)까지는 수직 깊이가 675 m이고, 직경 6 인치 보냉 파이프의 총 연장길이는 약 1,900 m에 이르고 있다. 따라서 중력에 의한 파이프 내의 수압이 높기 때문에 작동 조건의 변화에 따른 적절한 감압장치가 요구되며, 정전이나 기타 비상시 시스템의 안전성을 합리적으로 고려해야 한다. 추후 14편(심도 1,190m)까지 채굴을 고려한다면 지열이 약 40 도 까지 상승될 것이 예상된다. 이 때에는 수량의 증가 및 시스템의 확장이 필요하게 된다. 이러한 시스템의 정상운전시 경제적이고 합리적인 설계, 안정된 운전 및 관리방법의 연구, 비상시 안전진단 및 안전대책의 수립 등이 요구된다. 이는 시스템의 과도현상해석을 통해서 가능하다.

본 논문에서는 수동밸브, 감압밸브, 저수조 등이 포함된 시스템의 해석에 적합한 프로그램을 개발하는 과정에서 감압밸브의 특성을 합리적으로 나타낼 수 있고, 밸브 바로 다음에서 캐비테이션이 발생하는 경우를 고려할 수 있도록 연구하였다. 수직 심도가 깊기 때문에 중간에 적절한 수동식 또는 자동식 감압장치가 필요하다. 그러나 유량의 조절 또는 예기치 않은 사고에 의해 작동조건이 급격히 변할때 이러한 중간 제어장치는 시스템의 과도현상을 증폭시켜 심한 압력 또는 캐비테이션의 발생을 유발할 수 있다. 따라서 감압밸브의 과도현상특성을 파악해야 한다.

2. 수격현상의 기초이론 및 해석방법

2.1 기본방정식

수격현상의 해석을 위한 기본방정식은 운동량 방정식과 연속방정식이다. 관로 내의 압력 $p(x, t)$ 와 평균속도 $V(x, t)$ 가 미지변수로 주로 사용되나 피에조 수두 $H(x, t)$ 와 유량 $Q(x, t)$ 가 실제 시스템에서 유용한 경우가 많다. 독립변수는 관로를 따른 거리 x 와 시간 t 이다. 이때 시스템을 Fig. 1에 나

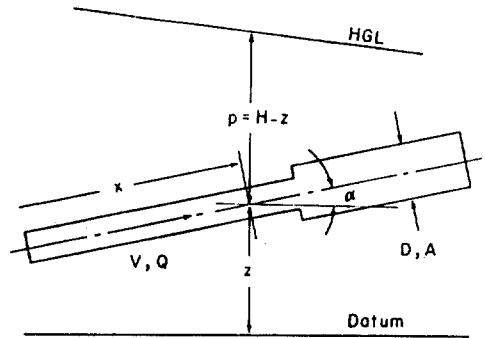


Fig.1 Coordinate system and variables of the system.

타내었고 지배방정식은 다음과 같다¹⁾

$$gH_x + VV_x + V_t + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (1)$$

$$VH_x + H_t - V\sin \alpha + \frac{a^2}{g} V_x = 0 \quad (2)$$

여기서 관로의 마찰저항은 정상상태의 저항으로 생각하여 Darcy-Weisbach의 저항계수 f 를 사용하였다. 한편 파이프내에서 음속은

$$a^2 = \frac{K/\rho}{1 + KD/Ee} \quad (3)$$

로 주어진다. 위 식은 파동방정식으로 적절한 경계조건과 초기조건이 주어지면 관로내에서의 과도현상을 시뮬레이션하게 된다.

2.2 특성곡선법에 의한 지배방정식

식(1)과 식(2)는 흔히 특성곡선법을 이용하여 수치해석한다. 위 두식이 성립할 때 임의의 실수 λ 를 도입하면

$$\begin{aligned} L_1 + \lambda L_2 &= \lambda \left[H_x \left(V + \frac{g}{\lambda} \right) + H_t \right] \\ &+ \left[V_x \left(V + \frac{a^2}{g} \lambda \right) + V_t \right] \\ &- \lambda V \sin \alpha + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (4) \end{aligned}$$

이 성립한다. 여기서

$$\frac{dx}{dt} = V + \frac{g}{\lambda} = V + \frac{a^2}{g} \lambda \quad (5)$$

로 하면 식(4)는 다음과 같은 상미분방정식이 된다.

$$\lambda \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} - \lambda V \sin \alpha + \frac{fV/V/}{2D} = 0 \quad (6)$$

이때 λ 를 $\pm g/a$ 로 택하면 식(5)는

$$\frac{dx}{dt} = V \pm a \quad (7)$$

가 된다. 그러면 식(6)에서 두 쌍의 특성방정식을 얻게 된다.

C + characteristic :

$$\frac{gdH}{a dt} + \frac{dV}{dt} - \frac{g}{a} V \sin \alpha + \frac{fV/V/}{2D} = 0 \quad (8)$$

$$\frac{dx}{dt} = V + a \quad (9)$$

C - characteristic ;

$$-\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{g}{a} V \sin \alpha + \frac{fV/V/}{2D} = 0 \quad (10)$$

$$\frac{dx}{dt} = V - a \quad (11)$$

식(8)과 식(10)에서 속도대신 단면적 A 와 유량 Q 를 사용하고 양변에 dt 를 곱하여 Fig. 2의 RP 및 SP를 따라 적분하면 다음의 유한차분 방정식을 얻는다.

$$H_P - H_R + \frac{a_R}{gA} (Q_P - Q_R)$$

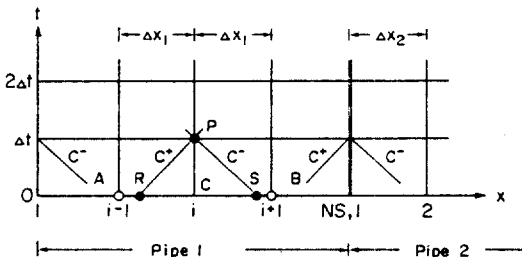


Fig.2 Grids and characteristic lines in the $x-t$ plane.

$$-\frac{Q_R(t_P - t_R)}{A} \sin \alpha + \frac{a_R f}{2gDA^2} Q_R/Q_R/ (t_P - t_R) = 0 \quad (12)$$

$$x_P - x_R = (V_R + a_R)(t_P - t_R) \quad (13)$$

$$H_P - H_S - \frac{a_S}{gA} (Q_P - Q_S) - \frac{Q_S(t_P - t_S)}{A} \sin \alpha - \frac{a_S f}{2gDA^2} Q_S/Q_S/ (t_P - t_S) = 0 \quad (14)$$

$$x_P - x_S = (V_S - a_S)(t_P - t_S) \quad (15)$$

주어진 시간의 증분에 대하여 A, B, C 점에서 Q 와 H 를 알고 있으므로 Fig. 2의 R과 S점에서의 H 와 Q 를 내삽법으로 계산하면 점 P에서의 Q 와 H 를 구할 수 있다. R과 S 점은 P를 지나는 특성곡선에 의해 정해지고 점 A, B, C와 점 R, S 사이의 변수들은 선형적 내삽법을 이용한다.

$$Q_R = \frac{Q_C - \zeta_R(Q_C - Q_A)}{1 + \frac{\theta}{A}(Q_C - Q_A)} \quad (16)$$

$$Q_S = \frac{Q_C - \zeta_S(Q_C - Q_B)}{1 - \frac{\theta}{A}(Q_C - Q_B)} \quad (17)$$

$$H_R = H_C - \left(\frac{Q_R \theta}{A} + \zeta_R\right) (H_C - H_A) \quad (18)$$

$$H_S = H_C + \left(\frac{Q_S \theta}{A} - \zeta_S\right) (H_C - H_B) \quad (19)$$

여기서 $\theta = \Delta t / \Delta x$, $\zeta = a\theta$ 이다. 위의 값을 식(12)와 식(14)에 대입하면 다음과 같이 된다.

$$H_P = C_P - B_R Q_P \quad (20)$$

$$H_P = C_M + B_S Q_P \quad (21)$$

여기서

$$C_P = H_R + Q_R \left(B_R + \frac{\Delta t}{A} \sin \alpha \right)$$

$$- \frac{a_R f \Delta t}{2gDA^2} / Q_R / \quad (22)$$

$$C_M = H_S - Q_S (B_S - \frac{\Delta t}{A} \sin \alpha - \frac{a_S f \Delta t}{2gDA^2} / Q_S /) \quad (23)$$

위식에서 H_P 와 Q_P 를 구할 수 있다. 여기서 주의해야 할 점은 수치해석의 안정성을 위해 다음의 Courant 조건이 만족되어야 한다.

$$\Delta t (V + a) < \Delta x \quad (24)$$

3. 경계조건 처리법

3.1 기본 경계조건

관로의 양 끝에서는 식(20)과 식(21) 중 하나만 성립하지만 미지수는 Q 와 H 이다. Fig. 2의 상류 끝에서는 $C-$ 특성만 성립하고 하류 끝에서는 $C+$ 특성만 성립한다. 따라서 경계조건이 필요하다. 경계조건은 Q 또는 H 가 주어지거나 경우에 따라서는 Q 와 H 의 관계식으로 주어지기도 한다.

참고문헌¹⁾에 여러가지 경계조건에 대하여 잘 설명되어 있다. 상류 끝이 수조에 연결된 경우는 상류측의 수두 H 가 일정하게 유지될 것이다. 이와는 달리 유량 Q 가 일정 또는 시간의 함수로 주어지는 경우도 있다. 관로의 하류에 밸브가 부착될 경우, 밸브는 정상상태 오리피스 특성으로 나타낼 수 있다.

$$Q_P = \frac{Q_o}{\sqrt{H_o}} \tau \sqrt{\Delta H} \quad (25)$$

만약 특성이 다른 관로가 직렬, 병렬 또는 망상으로 구성되어 있다든지 관로시스템 사이에 어떤 특이한 장치가 있을 때에는 해석이 복잡해진다. 이 때는 각 관로를 서로 독립적으로 해석해야 하며 관로와 관로 사이에는 적당한 경계조건이 주어져야 한다. 서로 다른 관로가 직렬로 연결되어 있다면 연결점에서 유량이 유지되고 수두손실을 고려하면 된다. 복잡한 관로 시스템일 때 모든 관로에서 시간

증분 Δt 를 같게 할 필요가 있다. 이때 Δt 와 J 번째 관로의 분할 갯수 N_J 의 선택에 유의해야 한다. 모든 관로에서

$$\Delta t = \frac{L_J}{a_J N_J} \quad (26)$$

이고 N_J 가 정수가 되도록 Δt 와 N_J 를 선택해야 한다. 그러나 대부분 복잡한 시스템에서는 완벽하게 위의 조건을 만족시킬 수가 없으므로 파의 전파속도 a_J 를 조절하여 Δt 와 N_J 를 선택하고 내삽법을 이용하여 해를 구하게 된다.

3.2 밸브가 부착된 관로 연결부

1-to-1 연결

Fig. 3과 같이 관로 연결부에 밸브가 부착되어 있는 경우에는 정상상태로 가정하고, 오리피스 관계식을 이용한다. 만약 유동이 관로 1에서 2로 진행된다면 다음 관계가 성립한다.

$$Q_{P2,1} = Q_{P1,NS} = \frac{Q_o \tau}{H_o^{1/2}} (H_{P1,NS} - H_{P2,1})^{1/2} \quad (27)$$

윗 식과 관로 1에 대한 식(21)과 관로 2에 대한 식(20)을 사용하여 계산하면 다음과 같이 유량을 구할 수 있다.

$$Q_{P1,NS} = -C_V (B_1 + B_2) + [C_V^2 (B_1 + B_2)^2 + 2C_V (C_{P1} - C_{M2})]^{1/2} \quad (28)$$

위에서 $C_V = Q_o^2 \tau^2 / 2H_o$ 이다. 유동이 반대방향으로 흐르는 경우에는

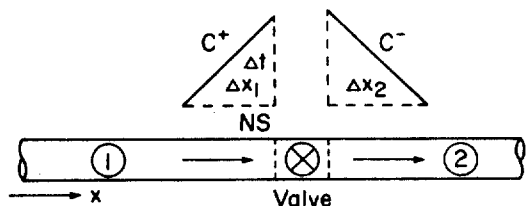


Fig. 3 Valve in 1-to-1 branch.

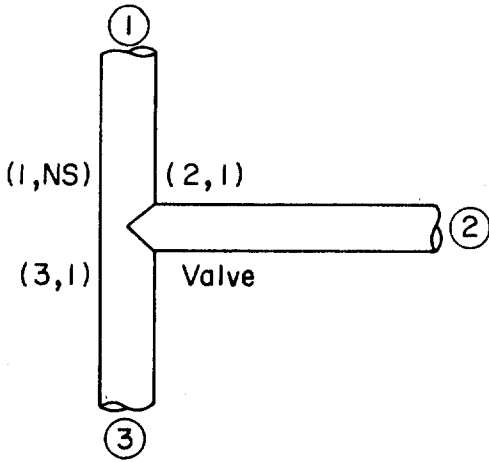


Fig. 4 Valves in 1-to-1 branch.

$$Q_{P_{2,1}} = Q_{P_{1,NS}} = - \frac{Q_o \tau}{H_o^{1/2}} (H_{P_{2,1}} - H_{P_{1,NS}})^{1/2} \quad (29)$$

가 되고, 같은 과정으로 계산하면 유량은 다음과 같이 구해진다.

$$Q_{P_{1,NS}} = C_V (B_1 + B_2) - [C_V^2 (B_1 + B_2)^2 - 2 C_V (C_{P_1} - C_{M_2})]^{1/2} \quad (30)$$

1-to-2 연결

Fig. 4에서와 같이 밸브 하류측에 관로가 돌인 경우를 다루어 봄으로써 모든 복잡한 시스템을 해석하는 방법을 살펴보도록 한다.

이때

$$Q_{P_{1,NS}} = Q_{P_{2,1}} + Q_{P_{3,1}} \quad (31)$$

$$H_{P_{1,NS}} = C_{P_1} - B_1 Q_{P_{1,NS}} \quad (32)$$

$$H_{P_{2,1}} = C_{M_2} + B_2 Q_{P_{2,1}} \quad (33)$$

$$H_{P_{3,1}} = C_{M_3} + B_3 Q_{P_{3,1}} \quad (34)$$

위 식 이외에 밸브에 대한 식이 하나 더 주어져야만 문제를 해결할 수 있다. 정방향으로 유동이 있는 경우에는 식(27)을, 역방향으로 유동이 있는 경우는 식(30)을 도입하면 6개의 변수와 6개의 식이 있으므로 관로 내의 현상을 적절히 기술할 수 있게 된다. 정방향 유동의 경우 유량은

$$Q_{P_{1,NS}} = \frac{-B_C + (B_C^2 - A_C C_C)^{1/2}}{A_C} \quad (35)$$

이고, 역방향 유동의 경우 유량은

$$Q_{P_{1,NS}} = \frac{-B_C - (B_C^2 + A_C C_C)^{1/2}}{A_C} \quad (36)$$

이며, 여기에서 A_C, B_C, C_C 는 다음과 같이 표시된다.

$$A_C = B_2 + B_3, B_C = C_V (B_1 B_2 + B_2 B_3 + B_3 B_1), C_C = 2 C_V [(C_{M_2} - C_{P_1}) B_3 + (C_{M_3} - C_{P_1}) B_2] \quad (37)$$

3.3 감압밸브의 모델

Fig. 5와 같은 구조로 되어 있는 감압밸브의 특성을 고려해 보자. 이 밸브는 설치시 밸브 양단의 압력차가 임계압력 이하일 경우에는 유체가 흐르지 못하도록 밸브 내에 있는 스프링을 δ_o 만큼 압축해 놓는다. 이 초기압축량이 밸브 양단의 압력차를 좌우하는 주요

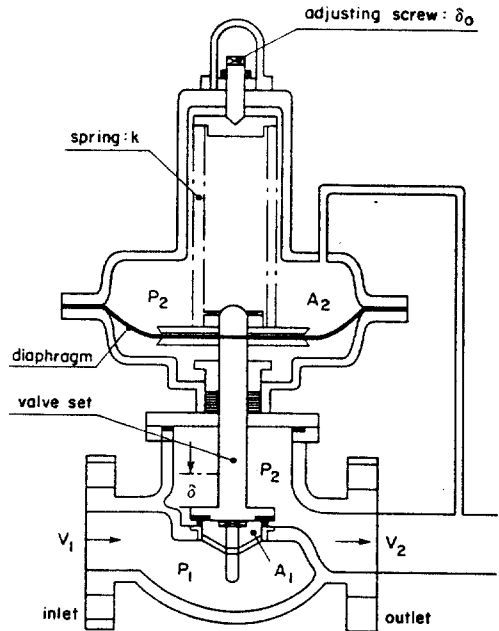


Fig. 5 Pressure reducing valve.

인자가 된다. 감압밸브의 개도 δ 와 밸브에 작용하는 외력 사이에는 다음과 같은 식이 성립하게 된다.

$$M\delta = \gamma A_1 H_1 - k(\delta_o + \delta) - \gamma A_1 H_2 - \gamma A_2 (H_2 - Z_2 - H_{atm}) \quad (38)$$

여기서 M 은 감압밸브 운동부의 질량, γ 는 유체의 비중량, Z_2 는 밸브의 고도이고, H_{atm} 는 대기압을 뜻한다. 식(38)에서는 밸브의 부가질량 및 부가댐핑을 고려하지 않았고, 운동부의 관성을 무시하여 간격 δ 에 대하여 정리하면 다음과 같다.

$$\delta = -\delta_o + \frac{\gamma A_1}{k} (H_1 - H_2) - \frac{\gamma A_2}{k} (H_2 - Z_2 - H_{atm}) \quad (39)$$

다음에 밸브에 대하여 오리피스 관계식을 적용하면

$$Q = C_d \pi D_1 \delta [2g(H_1 - H_2)]^{1/2} \quad (40)$$

이 되는데, 여기서 C_d 는 밸브의 유량계수를 뜻한다. 식(40)을 개도간격 δ 에 대하여 정리하면 다음과 같이 된다.

$$\delta = \frac{Q}{C_d \pi D_1} [2g(H_1 - H_2)]^{1/2} \quad (41)$$

위의 식(39)에서 알 수 있듯이 $\delta = 0$ 일때의 압력차가 이 감압밸브의 임계 압력차가 되며 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$\Delta H_{cr} = \frac{k\delta_o}{\gamma A_1} + \frac{A_2}{A_1} (H_2 - Z_2 - H_{atm}) \quad (42)$$

식(42)에서 알 수 있듯이 이 밸브의 임계 압력차는 초기 설치시의 스프링 변위가 클수록, 배압이 높을수록 커지는 특성을 보인다.

3.4 감압밸브가 부착된 관로 연결부

1-to-1 연결

감압밸브가 설치된 관로연결부에 대한 해석은 앞절에서 설명한 밸브와는 작동 원리가 달라서, 해석하기가 복잡하다. 감압밸브의 경

우는 유량과 압력차와의 관계식에 또 하나의 변수인 개도 간격 δ 가 포함되어 반복해법이 불가피하다. Fig. 3에 있는 밸브를 감압밸브라고 생각하면 다음과 같은 식들이 유도된다.

$$Q_{P1,NS} = Q_{P2,1} = Q_P \quad (43)$$

$$H_{P1,NS} = C_{P1} - B_1 Q_{P1,NS} \quad (44)$$

$$H_{P2,1} = C_{M2} + B_2 Q_{P2,1} \quad (45)$$

$$\delta = \frac{Q_{P2,1}}{C_d \pi D_1} [2g(H_{P1,NS} - H_{P2,1})]^{-1/2} \quad (46)$$

$$\delta = -\delta_o + \frac{\gamma}{k} [A_1 (H_{P1,NS} - H_{P2,1}) - A_2 (H_{P2,1} - Z_{2,1} - H_{atm})] \quad (47)$$

위의 식들을 Q_P 와 δ 의 식으로 정리하면 다음과 같이 된다.

$$\delta = \frac{Q_P}{C_d \pi D_1} [(C_{P1} - C_{M2}) - (B_1 + B_2) Q_P]^{-1/2} \quad (48)$$

$$\delta = -\frac{\gamma}{k} [A_1 (B_1 + B_2) + A_2 B_2] Q_P + \frac{\gamma}{k} [A_1 (C_{P1} - C_{M2}) + A_2 (Z_{2,1} + H_{atm} - C_{M2})] - \delta_o \quad (49)$$

위의 두 식은 식(28)이나 식(30)과 같이 단순한 형태로 해를 구할 수 없으므로 Newton-Raphson method를 이용하여 해를 구하였다.

1-to-2 연결

Fig. 4와 같이 하류측 관로에 각각 감압밸브가 설치된 경우를 고려하는 경우에는 식 (31)~식 (34) 이외에도 네개의 식이 필요하게 된다.

$$\delta_2 = \frac{Q_{P2,1}}{(C_d \pi D_1)_2} [2g(H_{P1,NS} - H_{P2,1})]^{-1/2} \quad (50)$$

$$\delta_2 = -\delta_{o2} + \frac{\gamma}{k} [A_1 (H_{P1,NS} - H_{P2,1}) - A_2 (H_{P2,1} - Z_{2,1} - H_{atm})] \quad (51)$$

$$\delta_3 = \frac{Q_{P3,1}}{(C_d \pi D_1)_3} [2g(H_{P1,NS} - H_{P3,1})]^{-1/2} \quad (52)$$

$$\delta_3 = -\delta_{o3} + \frac{\gamma}{k} [A_1(H_{P1,NS} - H_{P3,1}) - A_2(H_{P3,1} - Z_{P3,1} - H_{atm})] \quad (53)$$

앞의 방정식을 정리하여도 $\delta_2, \delta_3, Q_{P2,1}, Q_{P3,1}$ 네 변수를 포함하는 방정식 이내로는 더이상 효과적으로 나타낼 수 없다. 정리된 결과는 다음과 같다.

$$F_2 = \frac{\gamma}{k} [A_1\{(C_{P1} - B_1 Q_{P1,NS}) - (C_{M2} + B_2 Q_{P2,1})\} - A_2\{(C_{M2} + B_2 Q_{P2,1}) - H_{atm} - Z_{2,1}\}] - \delta_{o2} - \delta_2 = 0 \quad (54)$$

$$G_2 = \frac{Q_{P2,1}}{(C_d \pi D_1)_2 (2g)^{1/2}} [(C_{P1} - B_1 Q_{P1,NS}) - (C_{M2} + B_2 Q_{P2,1})]^{-1/2} - \delta_2 = 0 \quad (55)$$

$$F_3 = \frac{\gamma}{k} [A_1\{(C_{P1} - B_1 Q_{P1,NS}) - (C_{M3} + B_3 Q_{P3,1})\} - A_2\{(C_{M3} + B_3 Q_{P3,1}) - H_{atm} - Z_{3,1}\}] - \delta_{o3} - \delta_3 = 0 \quad (56)$$

$$G_3 = \frac{Q_{P3,1}}{(C_d \pi D_1)_3 (2g)^{1/2}} [(C_{P1} - B_1 Q_{P1,NS}) - (C_{M3} + B_3 Q_{P3,1})]^{-1/2} - \delta_3 = 0 \quad (57)$$

위의 네 식을 해석할 때 식(50)과 식(55)를 이용하여 $\delta_2, Q_{P2,1}$ 만을 보정하고, 이어서 식(56)과 식(57)을 이용하여 $\delta_3, Q_{P3,1}$ 만을 보정하는 응용된 Newton-Raphson method로 해를 구할 수 있다. 그러나 감압밸브가 부착된 경우 밸브 양단의 압력차가 임계치를 넘지 못하면 밸브의 특성상 밸브가 완전히 닫혀서 유량이 흐를 수 없게 된다. 이 경우에는 밸브 상 하류에서 유량이 일정 ($Q_P = 0$)인 경계조

건이 주어지게 되며 각 점에서의 압력은 특성곡선을 이용한 3.2절의 방법으로 구하여야 한다.

3.5 수주분리의 해법

관로 연결부에서의 압력이 수증기압 이하로 떨어지는 경우에는 이 부분에서 유체가 기화하여 수증기가 발생되며 압력은 수증기압으로 유지되게 된다. Fig. 4의 관로 연결부에서의 압력이 수증기압에 이르게 되면 이 곳이 수증기가 형성되어 수주분리 (column separation)가 일어난다. 수주분리가 일어나면 압력은 증기압으로 유지된다고 보고 유량을 계산한다. 이때 유량은 기포의 체적이 증가하는 양이라고 보았다. 일단 수주분리가 일어난 경우 수주가 재결합되는 것을 고려하기 위해서 수증기의 체적 Q_v 를 구해 두어야 하며, Q_v 가 음이 되면 수주가 재결합된 것으로 생각하였고, 이때는 유량이 영이라고 하여 관로 연결부에서의 수두를 구하게 된다. 여기에서는 수주분리가 발생하는 가장 단순한 경우에 대하여 해석하는 방법만을 고려하였고 관로에서 발생하는 수주분리를 해석하는 경우에는 보다 세심한 고려가 필요로 하다는 것을 언급해 둔다.

4. 시스템의 선정 및 해석결과

기본적인 해석의 대상이 되는 시스템의 개략도는 Fig. 6과 같다. 개략도에서 보는 바와 같이 작성된 프로그램 MINE의 사용범위는 시스템의 상류에 일정한 압력을 유지하는 저수조가 있고, 하류에는 두 갈래로 나뉘어져 밸브를 통해 대기로 유량을 송출하는 시스템으로 그 사이의 관로들은 일반밸브, 차단밸브, 그리고 감압밸브의 조합된 형태로 연결되어 있는 시스템이다. 프로그램 내의 변수를 조절함으로써 감압밸브가 없이 고정된 개도의 밸브만 설치된 경우, 기타 밸브 없이 감압밸브만 설치된 경우, 그리고 모든 밸브가 다 설치되어 있는 경우를 모사할 수 있도록 작성하였다²⁾.

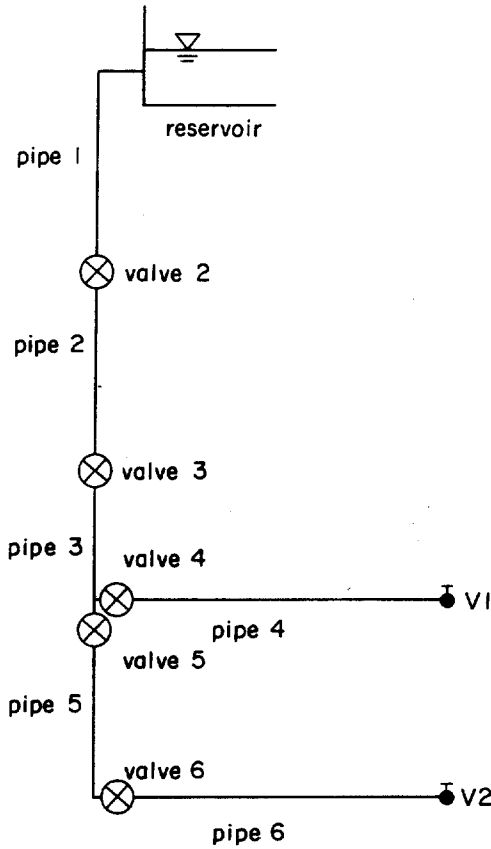


Fig. 6 Schematic diagram of the water-supply system.

4.1 감압밸브의 과도현상 특성

냉각수 공급관로에 설치되어 있는 감압밸브의 과도현상을 고찰하기 위해서 Fig. 6 과 같이 저수조와 단순밸브로 이루어진 관로에 감압밸브가 중간에 설치된 단순한 시스템을 설정하여 몇 가지 경우에 대한 비정상현상을 살펴보았다. 상 하 파이프의 직경은 공히 0.15m 이고 길이는 각각 150 m, 100 m이다. 저수조의 위치는 하류밸브를 기준으로 250 m, 감압밸브는 100 m이고, 마찰저항계수는 0.0015, 음파의 속도는 1000 m/s 로 하였다. 감압밸브 내에 있는 스프링의 고정변위 및 정상상태의 변위를 가정하기 위하여 관로 2 하류밸브의 압력손실을 110 m로 설정하고 모든 밸브의 상태를 정하였다. 유량은 $Q=0.00917m^3/s$

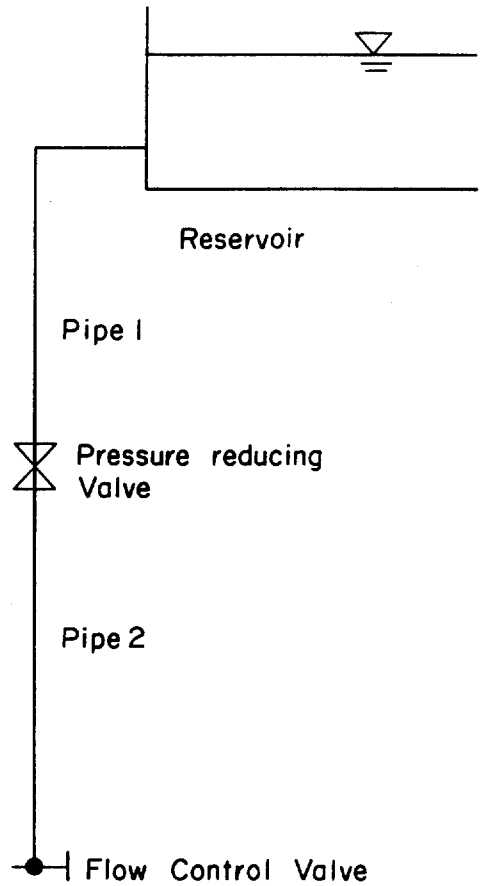
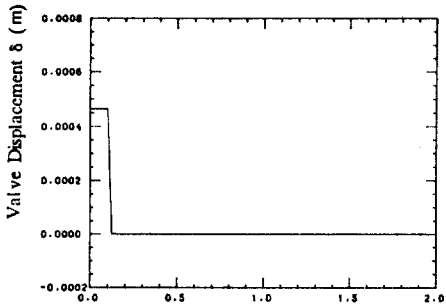


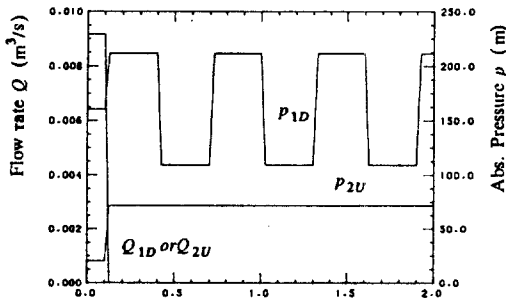
Fig. 7 Simple system with a pressure reducing valve installed.

로 하였다. 감압밸브의 스프링상수는 $1.5 \times 10^6 N/m$, D_1 은 0.15 m, D_2 는 0.30 m이다. 이때 밸브 전후의 절대압력은 160 m, 20.33 m 이고 하류밸브에서는 120.33 m이다.

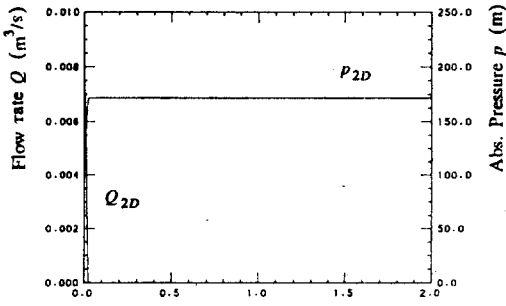
먼저 하류에 설치된 유량조절밸브를 급작폐쇄한 경우를 살펴보았다. 최종적으로는 Fig. 8에서와 같이 관로 1.2 내부 전체에 걸쳐 유동이 없어질 것은 예상되지만 관로내의 압력 분포는 감압밸브의 개폐 여부에 영향을 받을 것이 예상된다. 즉 감압밸브가 최종적으로 열린 상태가 되면 관로 2의 하류에는 25 기압 정도의 압력이 걸리게 되지만 밸브가 정상적으로 작동하여 초기에 닫히면 이보다 훨씬 낮은 압력으로 유지될 것이다. Fig. 8에 나타낸 바와같이 하류의 밸브가 닫힌 뒤 0.1



(a) Time t (s)



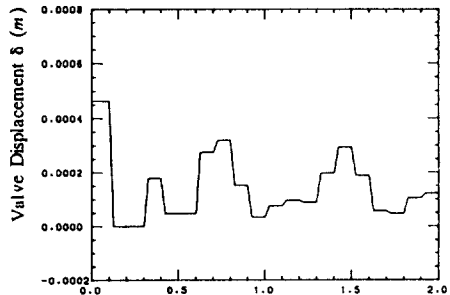
(b) Time t (s)



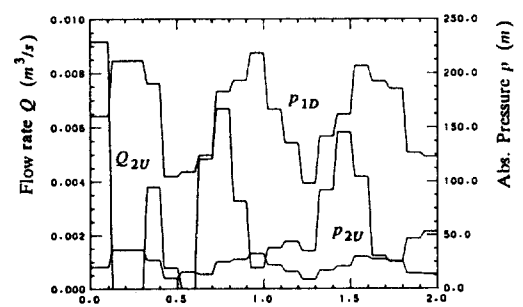
(c) Time t (s)

Fig. 8 Simulated flow-rates and pressures at the pressure reducing valve and the down-end of the simple system ($\tau=0.0$).

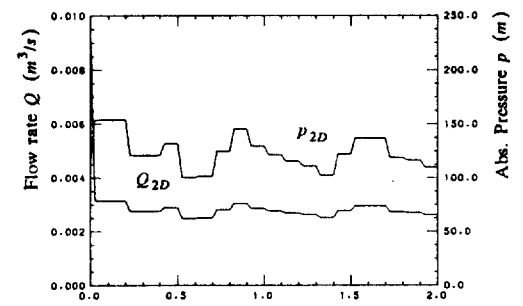
초 후에 감압밸브 출구측의 압력이 급히 상승하여 감압밸브는 닫히게 되고 감압밸브 입구측의 압력은 이로 인해 상승하게 된다. 이후에 관로 2에는 미세한 압력파가 진행하게 되고 관로 1에는 진폭이 10 기압 정도되는 압력파가 진행하지만 결국 감압밸브는 다시 열리지 않는다. 최종상태에 관로 2 하류의 압력은 6 기압 정도로 감압밸브가 열릴 경우보다 16 기압이 낮게 걸리는 것도 알 수 있다. 따라서 감압밸브가 그 기능을 수행하고 있으



(a) Time t (s)



(b) Time t (s)



(c) Time t (s)

Fig. 9 Simulated flow-rates and pressure at the pressure reducing valve and the down-end of the simple system ($\tau=0.3$).

며 단지 급히 닫힐때 밸브 시트의 충격이 염려되기는 하나 이에 관한 자세한 해석을 위해서는 좀더 세밀한 고려가 필요하다.

시스템의 하류유량조절 밸브의 개도를 조절하여 식(25)의 τ 가 0.3이 되도록 급작조작하였을 경우에 대하여 감압밸브의 거동을 고찰하였다. 모든 조건은 전과 동일하게 하였을 경우 시스템이 최종상태에 도달하였을 경우 관로내의 유량은 감소하고 압력은 상승된 상태로 유지될 것이다. 그러나 과도현상 도중의

밸브는 Fig. 9에 나타낸 바와 같이 급격하게 개폐를 거듭하는 등의 심한 변화를 겪게 된다. 이는 유량조절밸브 상류측에서 발생한 순간적인 고압상태가 0.1초후에 상류측에 도착하고 이에 의해 감압밸브가 닫히며, 밸브의 폐쇄로 인해 밸브의 상류측에 발생한 고압과 하류측에 발생한 수주분리가 시스템 양단으로 전파되고 반사되기 때문이다. 압력파가 상류저수탱크와 하류의 유량조절밸브에 반사되어 돌아오는 0.2초 후에는 밸브 상류측에는 18

기압 정도의 압력이, 하류측에는 1.5 기압이 유도되고, 밸브는 다시 개방된다. 이 상대적인 저압상태가 다시 시스템의 양단에 반사되어 다시 밸브에 도달하게 되면 밸브의 양단에는 상대적인 고압이 발생하고 밸브는 다시 폐쇄된다. 이와 같은 감압밸브 스펙의 급격한 개폐는 시스템에서 발생하는 고압과 수주분리 등과 함께 시스템을 불안정하게 하고 심한 경우에는 관로의 파괴를 유도하는 원인이 되기도 하는 위험한 현상이다.

밸브의 개도를 $\tau = 0.5$ 가 되도록 조작한 경우의 감압밸브 거동을 살펴보았다. Fig. 10의 결과를 Fig. 9와 비교해 볼 때, 유량변화가 심하지 않은 경우에는 감압밸브가 닫히지 않으며 개도의 변화도 그리 심하지 않다는 것을 알 수 있다. 또한 Fig. 9에서와 같이 수주분리에 의한 압력파의 반사로 인한 첨예한 밸브개도의 변화도 없으며, 압력파의 정상적인 반사만이 계속되므로 밸브개도의 변화도 0.1초 또는 0.2초를 주기로 발생하는 것을 알 수 있다. 유량의 변화를 비교해 보면, 유량조절밸브의 개도 변화를 작게 한 경우가 유량의 급변변화가 덜 하며, 감압밸브가 폐쇄되는 경우가 없으므로 유동이 항상 정방향으로 흐름을 알 수 있다. 감압밸브가 폐쇄되는 경우가 없기 때문에 밸브의 상류측에 갑작스런 압력 상승도 없을 뿐 아니라 하류측에도 수주분리가 유도되는 일도 발생하지 않는다. 감압밸브가 개폐를 반복하는 $\tau = 0.3$ 인 경우에는 밸브 상류측의 압력변화 폭이 10 기압에 이르는 반면 변화폭도 8 기압정도로 작을 뿐만 아니라 그 변화율도 상당히 작음을 알 수 있다. 밸브 하류측에도 수주분리가 발생하지 않으므로 해서 압력이 신속하게 최종상태에 도달하는 것을 알 수 있다.

시스템의 하류 유량조절밸브 개도를 0.25 초에 걸쳐 $\tau = 0.3$ 이 되도록 다음 식(58)에 따라 조작했을 때의 결과를 급하게 조작하는 경우와 비교해 보았다.

$$\tau = 1 - 0.7(4t)^{1/2}, \quad 0 < t < 0.25,$$

$$\tau = 0.3, \quad 0.25 < t. \quad \dots \quad (58)$$

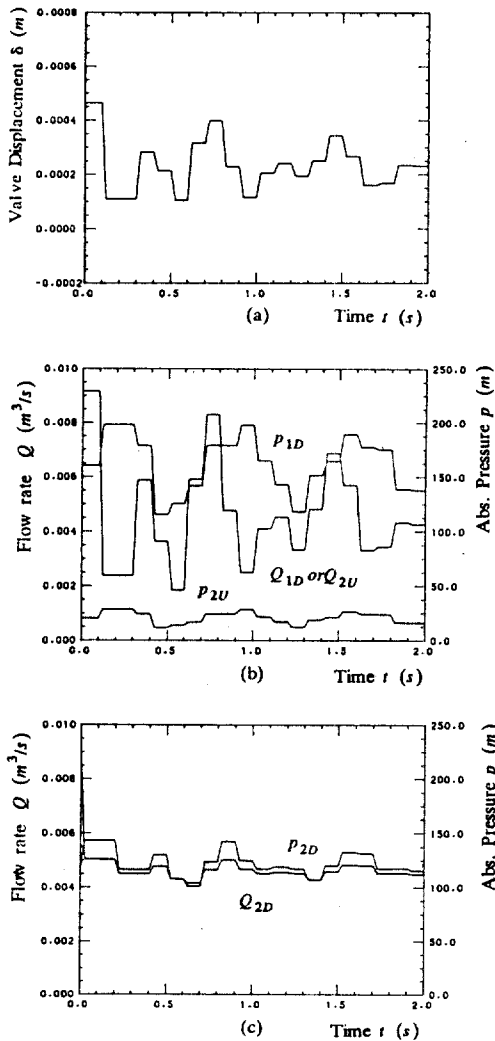


Fig. 10 Simulated flow-rates and pressures at the pressure reducing valve and the down-end of the simple system ($\tau=0.5$).

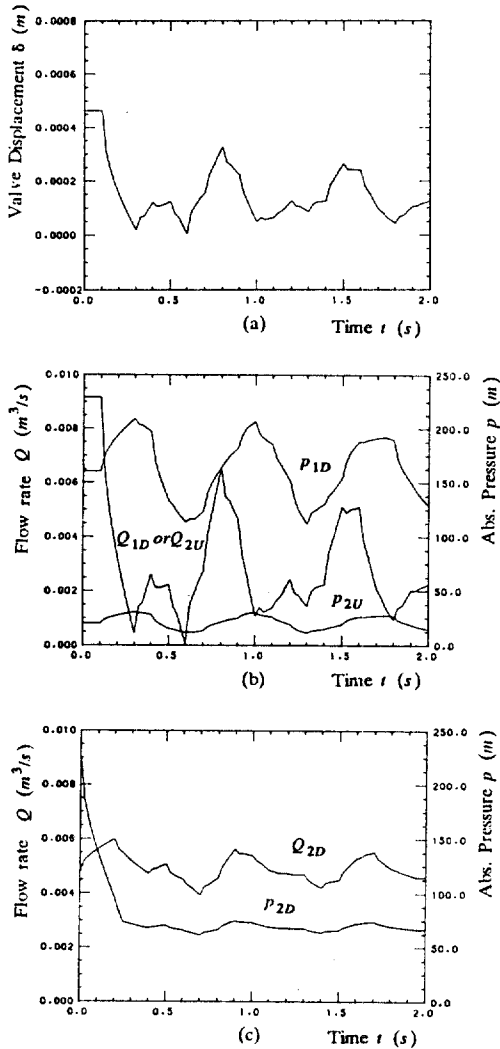


Fig.11 Simulated flow-rates and pressure at the pressure reducing valve and the down-end of the simple system ($\tau=0.3$, gradually reduced).

Fig. 11에서 감압밸브의 개도 변화는 Fig. 8과 비교했을 때 그다지 큰 차이는 없으나 변화의 급격함이 상당히 완화되며, 밸브가 폐쇄되는 경우도 발생하지 않는다는 것을 알 수 있다. 유량 및 압력이 변화폭은 크게 줄어들지는 않았지만 변화의 급격함은 유량조절밸브의 조작시간인 0.25초에 비해 볼 때 상당한 정도로 완화되었음을 알 수 있다. 유량조절밸브의 조작시간으로 설정한 0.25초는 실

제 밸브를 수동으로 조작하여 조절하기에는 상당히 짧은 시간이기 때문에 임의로 설정한 이 시간을 사고에 의하지 않고 밸브를 조작할 수 있는 최단시간으로 간주할 수 있으며, 급작조작은 사고에 의한 관로의 파괴 및 일부의 막힘이 있는 경우라고 할 수 있다. 일반적으로 손으로 유량조절밸브를 조작하는 경우에 소요되는 시간은 수 초에 해당하기 때문에 인위적 조작에 의해서는 관로내에 큰 위험이 발생하지는 않을 것이 예상되지만, 관로내에 주기적인 유량의 증감, 사고에 의한 관로 일부의 막힘 등은 감압밸브의 비정상적 거동과 함께 관로에 위험을 가져올 수 있다는 것을 보여준다.

4.2 실제 급수시스템에서 과도현상의 계산에

실제 탄광 갱내의 공조용 냉각수 급수시스템의 과도현상을 여러가지 가상된 상태에서 시뮬레이션하여 효과적인 설계와 안정성을 검토하였다²⁾. 여기서는 그중 한예만 소개한다. Fig. 6의 관로에서 각 파이프의 직경, 길이, 고도는 다음과 같다.

pipe	1	2	3	4	5	6
D, m	0.152	0.152	0.152	0.102	0.102	1.102
L, m	75.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0
Z, m	375.0	300.0	200.0	100.0	100.0	0.0

정상상태의 압력분포를 구하기 위하여 몇 가지 가정하였다. 먼저 유량은 실제 가동 유량인 $0.00917 m^3/s$ 로 하였으며, 음속은 $1000 m/s$, 저항계수는 0.0015 로 하였다. 밸브 하류측에 압력은 적당한 허용범위 내에서 밸브 조작으로 정해진다고 생각하였으며, 본 프로그램에서는 모든 밸브 출구에서의 압력이 동일하다고 가정하였다. 밸브 V1과 V2를 통과하면서 발생하는 정상상태의 압력손실은 수두 손실로 $10 m$ (대략 1 기압)라고 하고, 상류측 물탱크의 수면에 작용하는 압력은 대기압 (대략 $10.33 m$)이라고 가정하였다. 위와 같은 가정으로 구한 정상상태의 압력 분포는 Fig. 12와 같다. 관로를 따라 수직하방으로 내려감에 따라 관로내의 압력은 증가하며 관로 사이

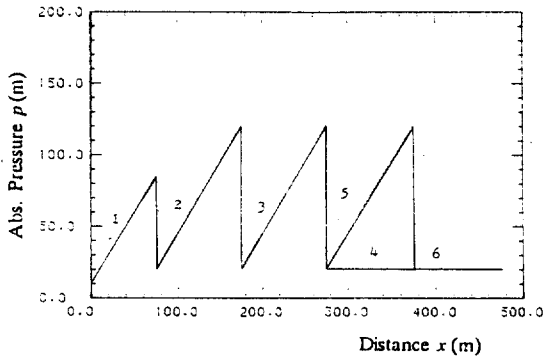


Fig. 12 Steady state values of flow-rate and pressure of the system.

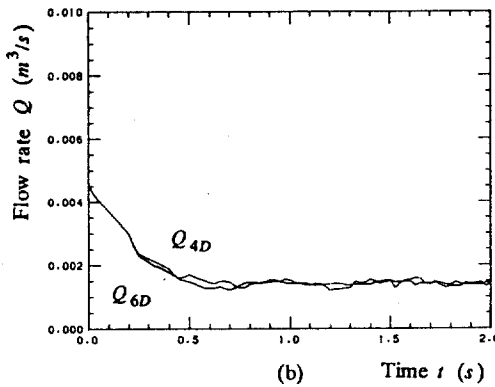
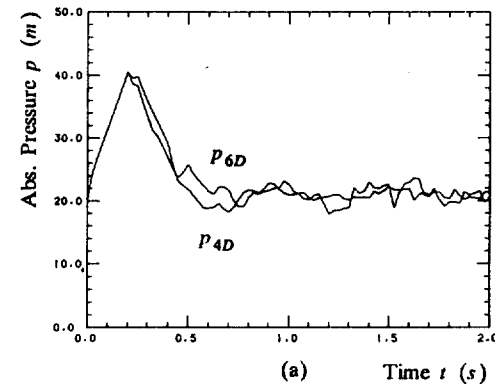


Fig. 13 Simulated flow-rates and pressure at the down-end of the water-supply system ($\tau=0.3$).

의 밸브를 지나면서 65-100 m의 압력손실이 발생한다. 관로내의 최대압력은 120 m 정도로 관로 2, 3, 5의 하류측에서 나타난다.

하류 유량조절밸브를 모두 식(58)에 의해 τ

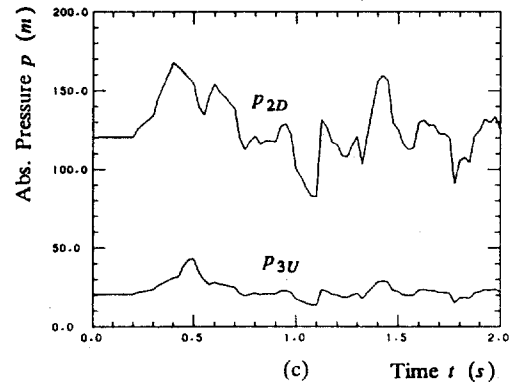
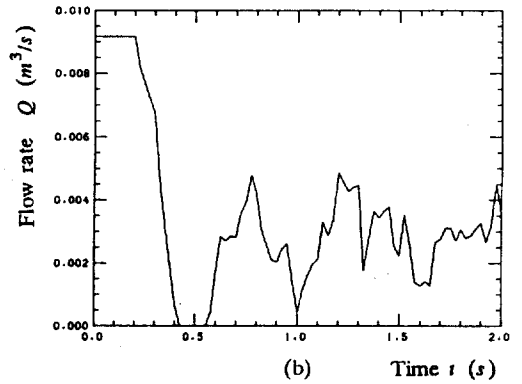
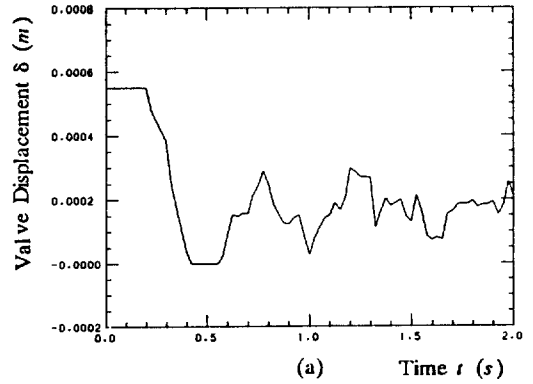


Fig. 14 Simulated flow-rates and pressure at the valve 3 of the water-supply system ($\tau=0.3$).

= 0.3 까지 달을때, Fig. 13에 나타난 바와 같이 유량조절밸브를 통한 유량은 서서히 감소하여 미소한 증감을 거치면서 최종상태에 도달하게 되는 반면 밸브 전면에서의 압력은 초기에 급격한 밸브조작으로 인하여 증가하다

가 0.2 초를 지나면서 유량감소에 의한 압력 증가요인이 감소함에 따라 감소하기 시작하여 각각 상당한 시간의 증감을 거쳐서 최종 압력에 도달하게 되는 것을 알 수 있다. Fig. 14 에는 감압밸브 3에서의 변화를 보이고 있다. 전체 유량이 감소하면서 밸브의 개도가 감소하고 밸브 전후의 압력이 변하는 과정을 볼 수 있으며 감압밸브가 정상적으로 작동하고 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구를 통해 다음과 같은 성과 및 결과를 얻었다.

가. 감압밸브의 특성과 수주분리를 고려한 본 논문에서의 방법은 관로의 과도현상을 합리적으로 나타내고 있다. 이를 감압밸브를 설치한 시스템의 설계 및 적합한 감압밸브의 설계에 이용할 수 있다. 그러나 밸브의 동특성은 고려하지 않았으므로 밸브의 진동특성 및 안정성의 연구를 위해서는 이에 관한 고려가

필요하다. 주어진 감압밸브에는 운전상태의 밸브전후 압력 및 유량에 따라 심한 과도현상이 나타난다. 즉 심한 밸브의 개폐, 진동, 수주분리의 발생이 동반된다.

나. 실제 탄광 갱내 냉각수 공급시스템의 여러 형태의 시스템에 적용한 결과 물리적 현상을 합리적으로 시뮬레이션 하고 있다. 앞으로 본 연구결과와 작성된 프로그램은 시스템의 안전관리 및 운영에 이용되고, 시스템의 개량 및 확장설계시 활용될 수 있다.

참 고 문 헌

- 1) Wylie E. B. and Streeter V. L., Fluid Transients, McGraw-Hill, 1978.
- 2) 강신형, 이택식, 이상산, 전우평, "탄광 갱내 공조용 냉각수 수송시스템의 과도현상에 관한 연구", 서울대학교 공과대학 부속 생산기술연구소, 연구보고서 RIIS 87-032, 1987.