

## 펌프 管路系의 水擊現象

### Waterhammering on Pump Pipeline Systems



김 경 엽

1962년 2월 8일생

- 효성EBARA(株) 기술연구소
- 공학박사/기술사



이 영 호

1957년 2월 24일생

- 한국해양대학교
- 부교수, 공학박사

#### 제1장 펌프관로계의 수격현상 및 피해사례

##### 1. 1. 수격현상의 개념 설명

수격현상의 기본 개념의 이해를 위해 파이프 끝에 있는 밸브가 갑자기 폐쇄되었을 때 水槽까지 이르는 관로에서 발생하는 일련의 연속현상을 설명하면 다음과 같다(Figure 1.1 참조). 여기서 마찰은 무시한다.

밸브를 닫는 순간( $t=0$ )에 밸브에 가장 가까이 있는 유체는 압축되어 정지하고 관벽을 팽창시킨다[Figure 1.1(a)]. 첫 유체층이 압축되자마자 그 과정은 즉시 다음 유체층으로 되풀이되어 나간다. 밸브로부터 상류쪽 유체는 감소되지 않는 속도로 하류쪽으로 계속 이동하여 결국 연속적인 유체층들이 수조까지 압축되어 나간다. 높은 압력은 파동 형태로 상류쪽으로 이동하면서 유체를 압축, 정지시키며 관을 팽창시킨다. 파동이 파이프의 상류쪽

끝단에 도달하면( $t=L/a$ ) 운동량은 모두 상실되며, 모든 유체는 여분의 수두  $h$ 를 갖게 되고 운동에너지는 모두 탄성에너지로 변환된다.

수조의 압력은 변하지 않으므로, 압력파가 상류쪽 끝단(수조)에 도달하는 순간에는 불평형상태가 존재하며 유체는 상류쪽 끝단에서부터 역류하기 시작한다. 이러한 유동으로 인해 압력은 폐쇄전의 정상값으로 되돌아가고 관벽은 원상태로 되돌아오며, 유체는 후방쪽으로  $V_0$ 의 속도를 갖게 된다. 이러한 변환과정이 파이프내에서 음속  $a$ 로 밸브를 향하여 하류쪽으로 전달되어  $t=2L/a$ 인 순간에 파동은 밸브에 도달하게 되고, 파이프 전체의 압력은 정상으로 되돌아오며 유속은 어느 곳에서나 후방쪽으로  $V_0$ 가 된다.

밸브는 닫혀 있으므로 밸브에서 유동을 유지시키는 유체는 없고, 유체운동을 정지시키게 하는 저압( $-h$ )이 발생한다. 이러한 저압파는 속도  $a$ 로 상류쪽으로 이동하며, 모든 곳에서 유체는 정지상태가 되고, 유체는 저압으로 인해 팽창하고 관벽이

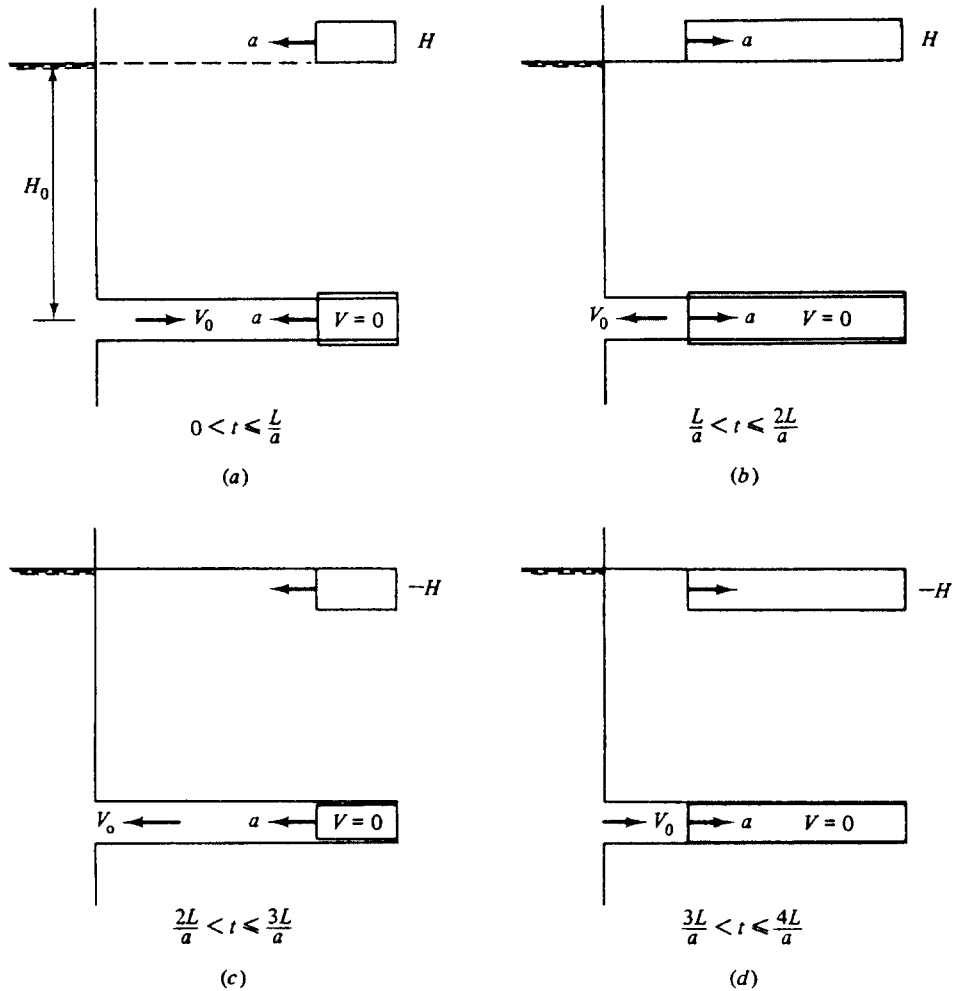


Figure 1.1 Sequence of events for one cycle of sudden closure of a valve.

수축한다. 만약 관내의 靜壓이 충분치 못하여 수두  $-h$ 를 증기압 이상에서 유지 못하면 액체는 부분적으로 기화하고 보다 느린 속도로 후방쪽으로 이동을 계속한다.

음의 압력파가 파이프 상류쪽 끝단에 도달하는 순간, 즉 폐쇄 후  $3L/a$ 에서 유체는 정지상태에 있게 되지만, 폐쇄전보다  $-h$ 만큼 적은 수두를 균일하게 갖게 된다. 이것이 수조에서의 불평형 상태를 야기시키고 유체는 관속으로 흘러 들어가서 전방으로의 속도  $V_0$ 를 얻게 되며, 이 파동이 하류쪽으로  $a$ 의 속도로 전파해 가면 파이프와 유체는 정상적인 상태로 되돌아오게 된다. 이러한 파동이 밸브

에 도달하는 순간에는 모든 조건들이 밸브를 닫는  $4L/a$  前의 순간과 동일하게 된다.

이 과정은  $4L/a$  마다 계속 반복하게 되는데 지금까지 무시한 유체마찰과 유체와 관벽의 불완전한 탄성으로 인해 진동은 감쇠되고 유체는 마침내 완전히 정지하게 된다. 밸브가  $2L/a$  이내에 폐쇄되는 것을 급속폐쇄(rapid closure)라 하며, 완만폐쇄(slow closure)는 폐쇄시간이  $2L/a$  이상인 경우를 말한다.

## 1. 2. 펌프관로계의 수격현상

관로에서 유속의 급격한 변화에 의해 관내 압력

이 상승 또는 하강하는 현상을 수격현상(water-hammer)이라 한다. 정지하고 있는 펌프를 기동시키거나 정상운전중 정전으로 인하여 갑자기 동력을 잃게 될 때 또는 밸브의 개도를 빠르게 변화시킬 때, 그 순간 관로내의 유속이 급격히 변화하면 압력도 크게 상승하거나 강하하게 되어 심한 수격작용을 일으키게 된다. 관로내의 갑작스런 유속변화로 압력파가 펌프장과 배수지 사이를 왕복할 때, 관로내의 압력은 관로형상에 따라 물의 포화증기압 이하로 떨어져 증기공동(vapor cavity)이 형성되며, 결국 수주분리(column separation) 현상이 발생한다. 관로내의 압력이 대기압보다 낮아지면 관로에 좌굴(collapse)이 일어날 수 있으며, 증기공동으로 분리되었던 수주가 재결합할 때 높은 압력이 유발되어 관로가 파손될 염려가 있다. 물이 역류하는 동안에는 펌프장 구내 배관의 압력이 비정상적으로 상승하여 펌프나 밸브류, 배관 및 부대시설 등이 파열되어 펌프장 침수사고가 발생하기도 한다. 이러한 수격작용을 피하거나 경감시키기 위한 적절한 방법을 취하는 것은 펌프설비 계획상 중요한 일이다. 펌프관로계의 수격작용에서 가장 문제가 되기 쉬운 것은 동력 급차단 후에 생기는 것으로, 이때의 현상은 대략 다음과 같다.

1.2.1 펌프 출구측에 밸브가 없는 경우

펌프 출구측에 체크밸브(역지밸브)나 유량제어 밸브가 설치되지 않은 경우, 시간에 따른 펌프의 회전수, 양정, 유량의 변동을 Figure 1.2에 나타내었고, 여기서 특성범위를 살펴보면 다음과 같다.

가. 제1단계(펌프 특성범위 : 正轉, 正流)

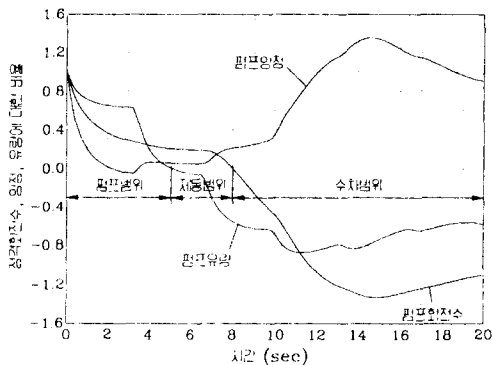


Figure 1.2 Power failure without a check valve.

펌프는 동력의 공급이 중단되어도 아직 펌프와 전동기 회전부의 관성에 의해 계속 돌려고 하나, 그 보유하는 에너지는 물을 보내는데 필요한 에너지로 시간이 지남에 따라 점점 소비되어, 펌프의 회전수나 양정 그리고 토출량은 급속히 감소된다. 펌프가 감속해서 발생하는 압력이 토출측의 관로압력과 일치된 순간에, 펌프는 정방향으로 회전하면서 물을 보내지 못하게 되며, 흐름은 일단 정지된다.

나. 제2단계(제동 특성범위 : 正轉, 逆流)

일단 정지한 유동은 다음 순간부터 역류로 바뀌어 펌프의 임펠러는 역류하는 물에 저항이 되어 펌프의 관로측 압력은 상승하기 시작한다. 이 시점에서 제1단계에서 강하한 압력파가 반사해서 반대로 상승압으로 되어 하류로 전파되고, 펌프관로측의 압력은 상승을 계속한다. 한편 펌프는 역류하는 물의 제동작용에 의해 더욱 회전을 감소하고, 나중에는 회전을 멈추게 된다.

다. 제3단계(수차 특성범위 : 逆轉, 逆流)

다음 순간부터 펌프는 역류하는 물에 의해 수차로 되어 역전을 시작하고, 차차 가속되어서 나중에는 무부하의 수차로서 무구속속도(run-away speed)의 상태에 달한다.

1.2.2 펌프 출구측에 체크밸브가 있는 경우

Figure 1.3은 유동이 정지한 순간에 체크밸브(또는 푸트밸브)가 닫혔을 경우의 수리적인 과도현상(hydraulic transients)을 나타내었다. 체크밸브가 있으면, 제2단계에서 물이 역류를 시작할 때 체크밸브가 곧바로 닫히므로, 역류는 거의 발생하지 않는다. 펌프는 차단된 물속에서 회전을 계속하

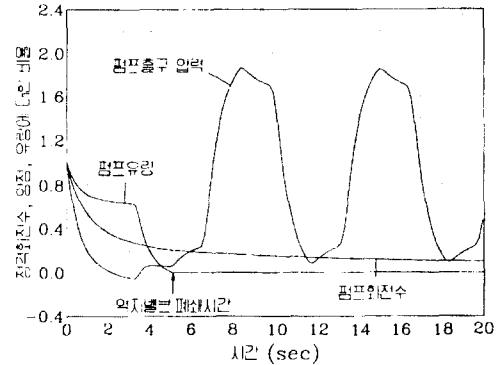


Figure 1.3 Power failure with a check valve.

나 차차 에너지를 잃고 나중에는 정지한다. 체크밸브가 닫힌 순간부터 관로내 압력은 상승하기 시작한다. 흐름이 멈춘 바로 그 순간에 체크밸브가 닫히면 폐쇄지연에 따른 부가적인 압력상승은 방지되나, 체크밸브가 닫히기까지의 제1단계에서 생긴 강하압력이 토출조에서 반사해서 동일량의 상승압력이 되어 체크밸브에 되돌아오므로, 정상상태에서 강하한 양만큼은 압력이 상승한다. 그러나 실제로 체크밸브는 역류가 시작된 후에 닫히므로, 그 역류를 급격히 차단하기 위한 압력상승이 여기에 부가된다. 따라서 체크밸브의 상태가 나빠서 역류가 상당히 커진 후 갑자기 물에 유도되어 닫히면, 압력상승은 상당히 커진다. 체크밸브가 닫힌 후, 관로내 압력은 일정한 주기로 상승, 하강을 반복하면서 점차로 감쇄된다.

1.2.3 펌프 출구측의 밸브를 제어했을 경우

펌프 출구측에 어떠한 밸브(콘밸브, 니들밸브)를 갖고 있을 때에 이것들을 인위적으로 제어하면 과도현상은 변한다. 수격작용 제어의 목표는 될수록 짧은 시간내에 최소의 압력변화로 가급적 작은 역류, 역전으로 물흐름을 차단하는데 있다. 제1단계의 압력저하는 관로와 펌프에 의해 자동적으로 정해지므로, 밸브제어의 목적은 주로 제2단계 이후의 역류를 심하게 증가시키지 않고 천천히 멈추는데 있다. 관로가 짧고 실양정이 큰 경우, 주밸브에 유압조작의 니들밸브를 써서 제1단계에 대부분을 폐쇄하고 제2단계에 나머지를 서서히 폐쇄시켜 적은 역류, 역전을 유지하면서 압력상승을 억제할 수 있다. Figure 1.4는 밸브를 4초 이내에 10%까지

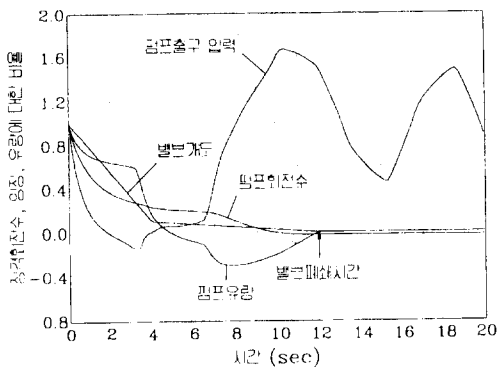


Figure 1.4 Power failure with a control valve.

폐쇄하고 나머지 개도(opening)를 12초에 완전폐쇄했을 경우의 전형적인 예를 나타내었다.

1.2.4 펌프의 정상적인 기동·정지의 경우

정지하고 있는 펌프를 기동시킨다거나 운전되고 있는 펌프를 정지시킬 때에는 물이 갖고 있는 관성 때문에 순간적으로 정상외의 운전상태 또는 정지상태에 도달되는 것이 아니고, 도중에 복잡한 과도현상을 거쳐서 최종상태에 도달한다. 원심펌프의 기동, 정지시 토출측 밸브는 순차적으로 서서히 개폐하도록 제시하고 있다. 이는 펌프의 유량변화에 따른 관로에서의 수격작용을 경감시키기 위한 방안이며, 밸브 개폐시간은 시스템에 따라 달라진다. 즉, 펌프에서 발생한 압력파가 반사되는 지점(관로상의 조압수조나 배수지 등)까지의 거리가 멀수록 밸브개폐시간은 길어야 하며, 관로가 짧은 경우 밸브를 신속히 개폐할 수 있다. 대략 압력과 왕복주기의 10배 정도로 밸브를 개폐할 수 있으나, 중요한 시스템의 경우 밸브 개폐(valve stroking)에 따른 수격현상을 수치해석한 후 최적의 개폐시간을 정하는 것이 바람직하다.

1.2.5 관로 통수시의 수격작용

관로의 통수시 송수관내에 물이 없고 기동한 펌프에서의 물흐름에 따라 관내의 공기를 밀어내면서 송수관내를 물로 채우는 경우, 송수관의 말단 또는 중간에서 밸브가 조금만 열려 있으면 여기서 심한 압력파가 발생하여 펌프나 송수관의 일부를 파손시킬 수가 있으므로 주의하여야 한다. 이 압력파는 半開의 밸브를 공기가 통과할 때와 물이 통과할 때에 밸브의 저항이 달라짐으로써 발생한다. 즉, 유동의 저항은 유체의 밀도에 비례하는데, 표준상태의 공기밀도에 비해 물의 밀도는 약 800배이기 때문에 송수관내의 공기기동이 밀려나와 수주의 앞 끝이 밸브에 도달한 순간에 밸브의 저항은 약 800배가 되고, 이것에 해당하는 교축효과가 나타나 유속이 급감해서 압력파가 발생하는 것이다. 이 때 생기는 압력상승의 최대값은 송수관의 저항, 말단밸브의 저항 및 펌프의 특성을 알면 도식해법이나 특성곡선법에 의한 수치계산에 의해 추정할 수 있으나, 이와 같이 말단밸브 또는 펌프에서 떨어진 위치에 있는 밸브를 半開상태로 하거나, 송수

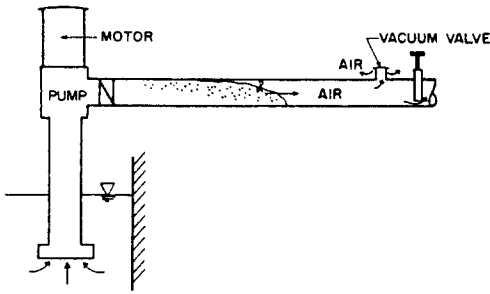


Figure 1.5 Filling an initially empty pump discharge line.

관내를 비운채로 기동하는 것은 바람직한 방법이 아니며, 펌프의 토출밸브를 조절해서 송수관내를 낮은 유속으로 충만시킨 후 정규의 운전상태로 들어가는 것이 좋다(Figure 1.5 참조).

1. 3. 수격작용에 따른 피해

수격작용에 의해 다음과 같은 피해가 발생할 우려가 있다.

① 압력강하로 인해 관로가 찌그러지거나 좌굴(collapse)이 발생한다.

② 압력강하에 의해 관로내의 물이 증기압 이하로 되는 부분이 나타나서 水柱分離를 일으키고, 이空洞부분이 다시 물로 채워지게 될 때 격심한 충격압이 생겨 관을 파괴한다.

③ 압력상승에 의해 펌프, 밸브 및 관로 등을 파괴한다.

④ 펌프 및 원동기가 거꾸로 회전하는데 대한 고려가 없을 때는 逆轉에 의한 사고를 일으킨다.

⑤ 주기적인 압력변동 때문에 자동제어계 등 압력제어를 하는 기기들이 난조를 일으킨다.

제2장 수격작용의 완화설비 및 경감법

펌프의 설비계획에서 수격작용을 충분히 검토하는 것은 중요하며, 이와 관련한 컴퓨터 프로그램이 개발되어 있으므로 편리하게 프로그램을 이용할 수가 있다. 수격작용을 방지 또는 줄이는 데는 다음과 같은 방법이 있지만 수격작용의 정도에 따라 설비하기에 적합한 방법을 선택한다. 수격작용을 완화시켜주기 위해서는 관로내의 유속변화가 완만하도록 하면 좋지만, 그 주된 목적이 부압(수주분리) 발생의 방지에 있는지 또는 압력상승의 경감에 있는지의 상황에 따라 수격완화설비의 종류가 달라질 수 있으며, 복잡한 관로 시스템에서는 여러 가지 설비들을 조합하여 사용하는 경우가 많다. Figure 2.1은 주로 펌프관로계에 사용되는 수격완화설비의 종류 및 설치 위치를 나타내었다. 일반적으로 펌프 급정지 후 펌프 토출관로에서의 부압발생을 방지하면 과도한 압력상승도 피할 수 있기 때문에, 수주분리발생의 방지가 수격작용에 의한 피해를 줄이는 최선의 방안이라 할 수 있다.

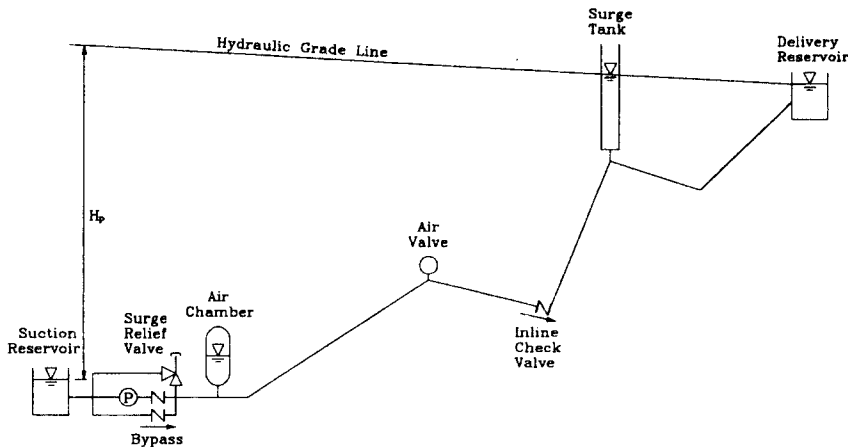


Figure 2.1 Pipeline profile illustrating suitable locations for various devices for waterhammer protection.

## 2. 1 부압 발생의 방지법

① 펌프에 플라이휠(flywheel)을 설치한다.

펌프에 플라이휠을 설치함으로써 관성효과를 크게 하고, 펌프 토출압력의 급격한 저하를 완화한다. 소용량의 펌프에는 유리하지만 용량이 큰 펌프나 관로 연장이 긴 경우는 플라이휠이 과대하게 된다. 플라이휠이 클 때에는 그 중량을 고려한 베어링 설계와 기동 방법 등을 검토할 필요가 있다.

② 관로에 조압수조(surge tank) 또는 스탠드파이프(stand pipe)를 설치한다.

조압수조에 의하여 그 하류측의 관로는 수격작용으로부터 보호를 받는다. 또한 압력상승을 흡수하고, 압력강하에 대하여는 물을 공급하여 부압을 방지한다. 조압수조는 가장 안전하고 확실한 수격작용 방지책으로 가능한 한 이를 사용하는 것이 바람직하지만 사용할 때는 다음 조건을 검토해야 한다(Figure 2.2 참조).

1) 펌프양정이 큰 경우에는 일반적으로 높은 탑으로 해야 한다.

2) 조압수조는 펌프 가까운 곳에 설치하는 것이 통상적이나, 관로에 따라서는 최대부압이 발생하는 장소에 설치한다.

3) 펌프의 정상적인 기동, 정지 및 운전시의 수량변화에 대해서 조압수조내의 수면변동을 흡수할 만큼 충분한 수면 면적을 보유해야 한다.

4) 대체적으로 조압수조는 철근 콘크리트 구조물로 건설되며, 어느 정도 조절지의 역할을 한다.

한편, 스탠드파이프는 조압수조와 그 기능이 유사하나, 관로와 같은 관중(강관 또는 주철관)을 사용할 수 있으며, 지표면을 따라 지하에 부설할 수도 있다. 따라서 스탠드파이프는 대체로 길고 저류되는 물의 양도 적으므로, 수격현상 해석시 수주의 관성을 고려하여 스탠드파이프를 통한 월류가 발생하지 않도록 조심하여야 한다. 만일 근처에 하천이나 배수로로 방류가 가능한 곳이 있다면 스탠드파이프의 높이를 어느 정도로 제한하여 관로내 압력이 비정상적으로 상승하였을 때 압력수를 외부로 방출함으로써 수격압을 보다 효과적으로 완화시킬 수도 있다.

③ 관로에 한방향 조압수조(one-way surge tank)를 설치한다.

한방향 조압수조는 압력강하시에 필요한 물을 관로로 충분히 공급하여 부압발생을 방지하는 것만을 목적으로 하기 때문에 평상시에는 체크밸브에 의해 관로로부터 분리된다. 전형적인 조압수조에 비해 일반적으로 소형이지만, 관로의 보호범위가 한정되기 때문에 경우에 따라서는 복수개를 필요로 하거나 건설용지 확보문제가 생긴다. 또한 탱크 내부로의 물보급을 위해서 탱크의 높이를 정수 두 이하로 하거나, 한냉지에 있어서는 동결방지가 필요하고, 정수의 경우 수질을 확보하기 위해 물갈이를 고려해야만 하는 것 등 건설 및 유지관리에 관하여 충분히 검토하고 결정할 필요가 있다. 그리고 탱크의 수위변화를 기록하기 위한 수위기록계를 관리실 등에 설치하는 것이 바람직하다(Figure 2.3).

④ 펌프장에 에어챔버(air chamber)를 설치한다.

에어챔버는 압력용기내에 적절한 양의 액체와 그 위에 가압된 공기나 기체를 저장해 두어, 관로내의 압력이 떨어질 때 관로에 액체를 공급하여 수주분리현상이 발생하지 않도록 하고, 압력이 급격히 상승하는 것도 효과적으로 억제하여 준다. 또한 에어챔버는 압력파에 대한 적응성이 뛰어나 어떠한 압력변동에도 즉시 반응하며, 시스템의 안정성을 크게 향상시키는 장치이다. 이러한 이유로 에어챔버는 펌프장의 수격완화장치로서 다른 설비들과 조합하여 그 사용이 점차 증가되는 추세에 있다. 에어챔버의 설치비는 주로 압축기로부터 얻어야 하는 초기상태 압축공기의 압력과 체적 그리고 에어챔버의 전체크기에 의해 결정되므로, 이들의 값이 적절하게 선택되어야 한다. 그러나 에어챔버는 기기류 및 조작장치가 필요하고 유지관리에 기술이 소요된다(Figure 2.4 참조).

⑤ 관로에 공기밸브(air valve)를 설치한다.

부압 발생지점에 공기밸브를 설치해서 압력강하시에 공기를 불어 넣는다. 공기흡입점의 하류측이 자연유하로 되는 경우는 좋지만, 그 이외에서는 공기를 배출시키는데 문제가 따른다. 소용량의 펌프에서 쓰이고 있다(Figure 2.5 참조).

⑥ 관로에 측관(by-pass line)을 설치한다.

흡수정(펌프정)의 수위가 펌프 중심선에 비해 상당히 높거나, 펌프가 관로 도중에 직접 설치되는

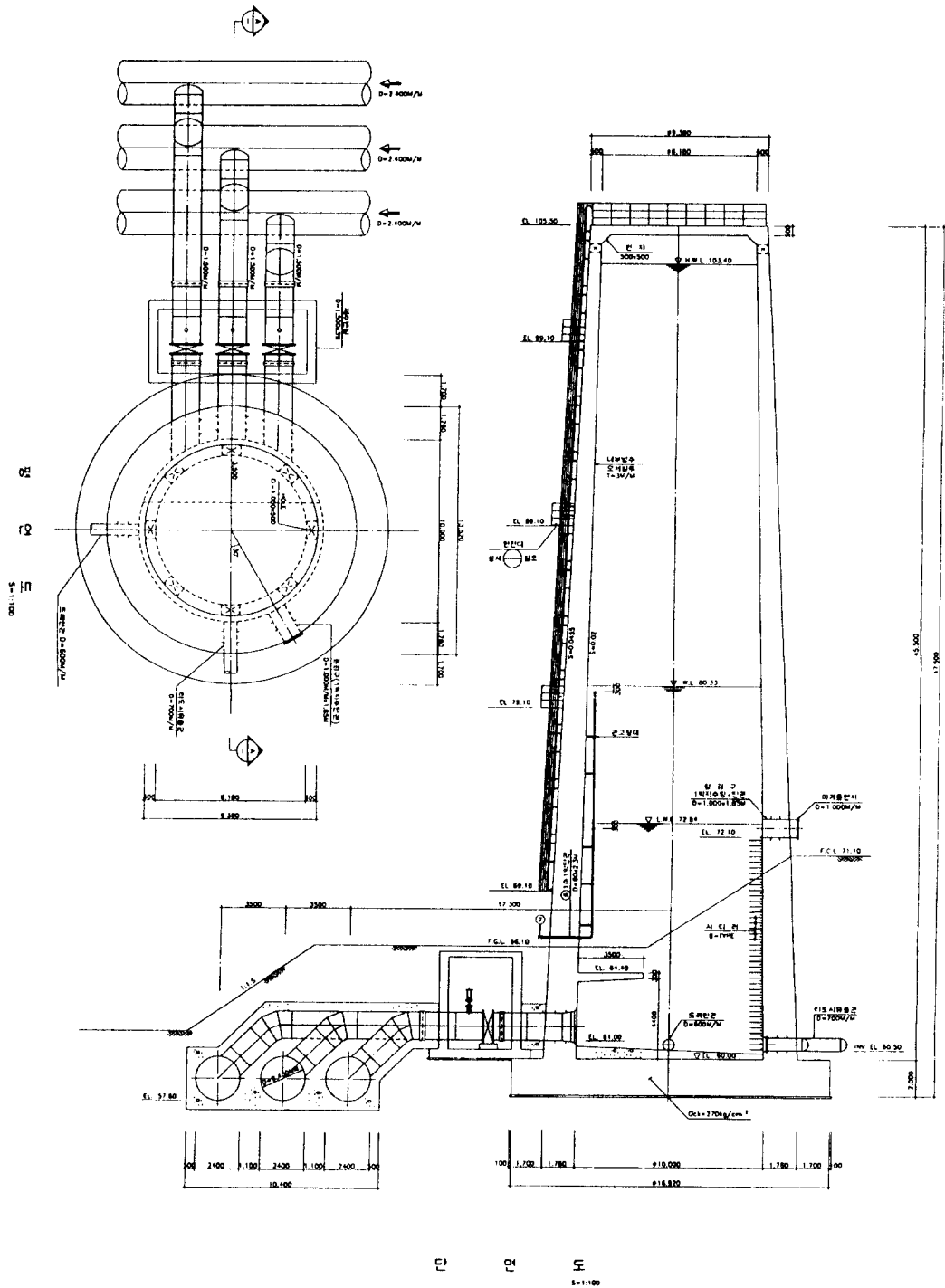


Figure 2.2 An example of surge tank at Kangbuk Pump Station

인라인 펌프장(in-line pump station)의 경우, 펌프장 흡·토출관을 바로 연결하는 측관을 두고 여기에 체크밸브를 설치한다. 이는 펌프 토출측의 압력이 흡입측의 압력보다 떨어졌을 때, 측관에 설치된 체크밸브가 즉시 열려 물이 공급됨으로써 토출관로에서의 압력강하를 줄이고, 흡입관로에서의

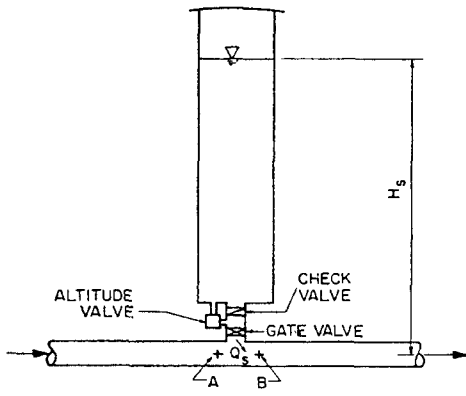


Figure 2.3 Schematic sketch of a one-way surge tank.

압력상승을 완화시켜주는 설비이다.

⑦ 관내 유속을 낮추거나, 관로형상(pipeline profile)을 변경한다.

관의 지름을 크게 해서 관내 유속을 작게 한다. 이에 따라 관로내 수주의 관성력이 작아지므로 압력강하도 작아지나, 초기에 투자비가 부담될 수 있으므로 관로길이가 짧은 시스템에 유효하다. 또한 관로의 노선을 수격작용에 유리하도록 선정하거나, 국부적으로 부압발생이 예상되는 곳은 관을 더욱 깊이 매설하여 수주분리현상을 사전에 방지한다.

## 2.2 압력 상승의 경감법

① 정전시 계속 역류시킨다.

앞 장(1.2.1)의 펌프 출구측에 밸브가 없는 경우와 같이 정전시에는 무제한으로 역류시키는 방법으로서 보통 체크밸브를 사용했을 때 보다는 압력상승이 적으나, 회전부를 역회전에 견디어 내게끔 설계하여야 한다. 또한 펌프 흡수정의 월류에 대한 대책도 필요하다. 관로 동결의 위험이 있는 곳에 유효하다.

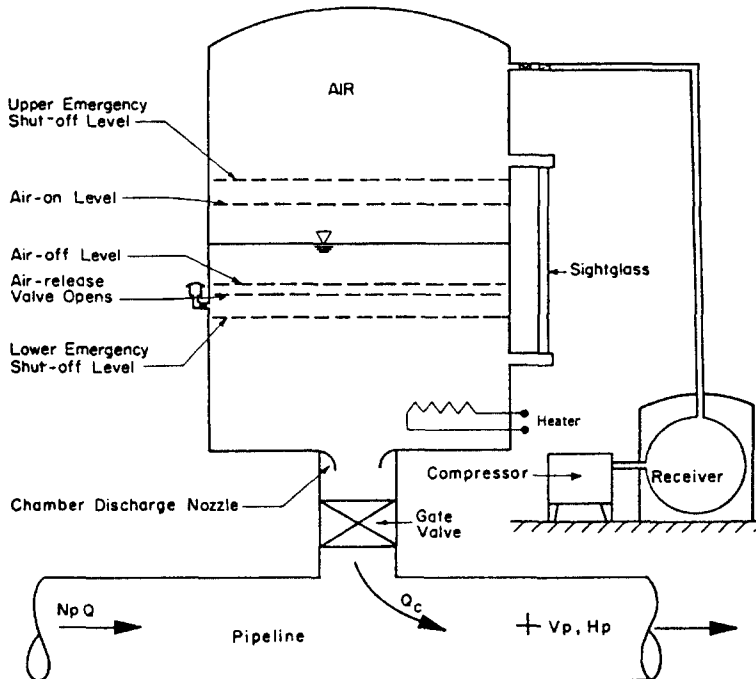


Figure 2.4 Schematic diagram of an air chamber and its appurtenances.



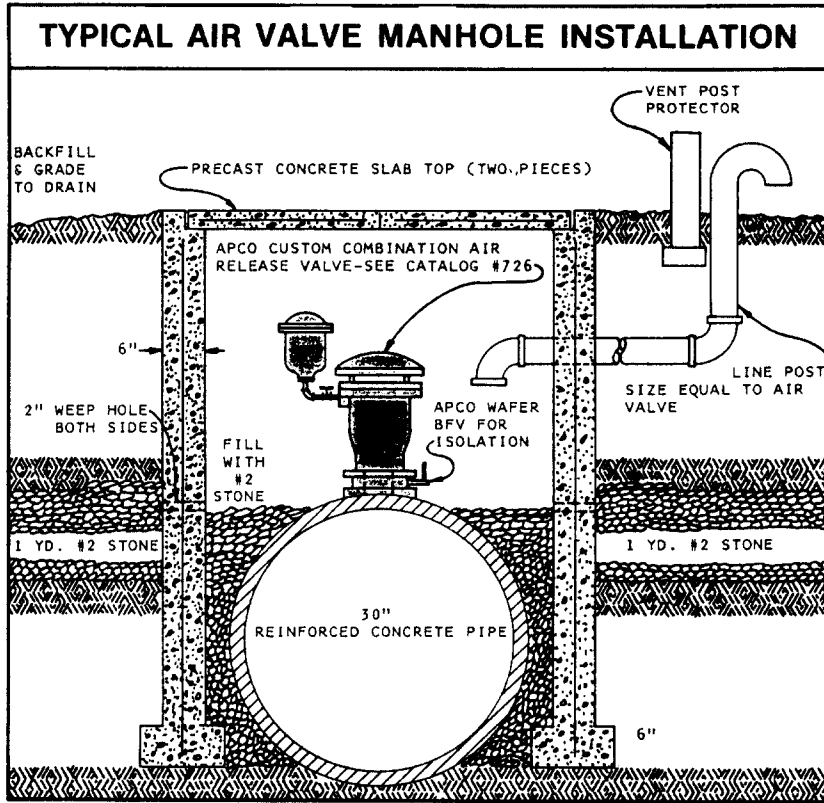


Figure 2.5 Typical air valve installation.

② 펌프 출구측에 급폐식 체크밸브를 설치한다.

보통 체크밸브에서는 역류시에 폐쇄지연이 생겨 역류가 상당히 커진 후에 밸브가 급히 닫히면 압력상승이 크게 된다. 이를 방지하기 위해 스프링이나 웨이트에 의해 역류가 생기기 직전에 물흐름을 건디면서 강제적으로 체크밸브가 닫힌다. 이 종류의 밸브는 앞 장(1.2.2)에서 설명한 바와 같이 폐쇄지연에 따른 압력상승만을 방지할 뿐이며, 관로에 생기는 본래의 수격작용을 방지할 수는 없다. 그러나 체크밸브의 폐쇄지연만이 문제인 관로가 짧고 실양정이 상당한 것, 가령 빌딩용 급수펌프 등에는 대단히 유효하다. 구경 300mm 이하에 흔히 사용된다(Figure 2.6, 2.8, 2.9 참조).

③ 펌프 출구측에 완폐식 체크밸브를 설치한다.

역류개시 직후에 체크밸브가 급격히 폐쇄되지 않고 역류하는 물을 서서히 차단함으로써 압력상승을 완화시켜준다. 완폐식 체크밸브의 종류로는

주밸브 완폐식과 바이패스 완폐식이 있다. 이 밸브는 역류가 순간적으로 발생하지 않고 비교적 한참 후에 발생하는 관로 시스템에 적합하며, 대구경 체크밸브의 경우 급폐식을 사용하면 디스크가 닫힐 때 과도한 충격에 의해 디스크나 시트 등이 손상될 수가 있어 완폐식을 많이 사용한다. 완폐식 체크밸브를 사용하는 경우에는 푸트밸브와 같은 직폐식 체크밸브를 직렬로 설치하여서는 안된다(Figure 2.7 참조).

④ 펌프 출구측 밸브를 제어한다.

앞 장(1.2.3)에서 설명한 바와 같이 펌프 출구측에는 체크밸브를 설치하지 않고, 정전시는 콘밸브 또는 니들밸브를 유압조작기구에 의해 자동적으로 서서히 폐쇄시킴으로써 압력상승을 억제할 수 있다. 밸브의 개도는 단계별로 변화시키며, 밸브 stroking에 따른 수격현상 수치해석을 통하여 최적의 상태로 제어할 필요가 있다. 이는 고양정, 대

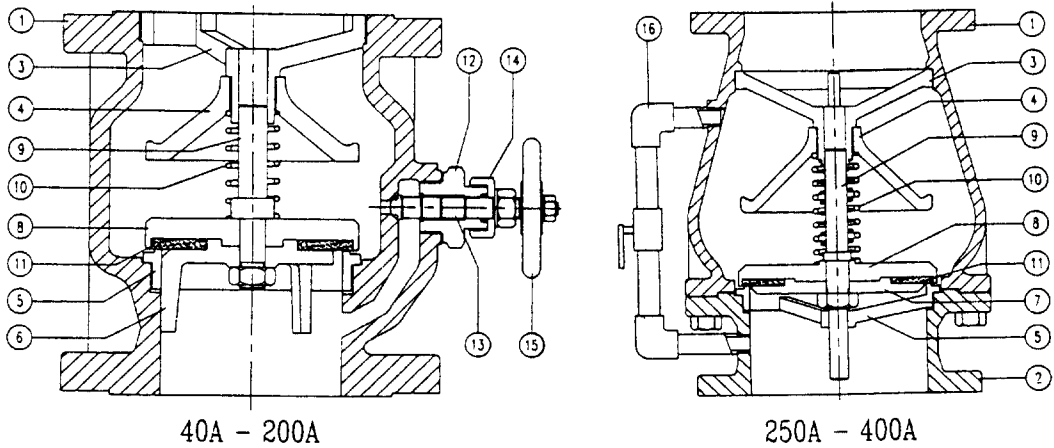


Figure 2.6 Rapid closing check valve.

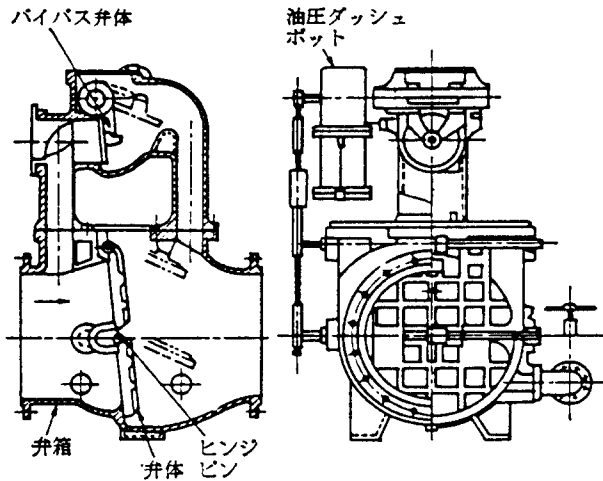


Figure 2.7 Slow closing check valve.

용량의 펌프에 적합하다.

⑤ 펌프 출구측에 압력경감밸브를 설치한다.

압력경감밸브(pressure relief valve)는 관로내 압력이 설정압 이상으로 상승하였을 때 물을 외부로 방출함으로써 수격작용을 완화시켜주는 설비이다. 안전밸브(safety valve)는 공기를 취급한다는 점에서 압력경감밸브와는 구별된다. 압력경감밸브의 종류는 크게 두 가지, 즉 직접작동(direct-

acting)방식과 파일럿(piloted)작동방식으로 나눌 수 있다(Figure 2.10, 2.11 참조). 직접작동방식은 스프링의 장력을 이용하여 디스크를 기계적으로 작동함으로써 디스크의 개폐가 순간적으로 일어나는 방식이며, 관로내 압력이 떨어졌을 때 곧바로 닫히기 때문에 슬래밍(slamming)이 문제될 수 있다. 파일럿작동방식은 설정압력에서 순간적으로 개방된 디스크를 관로내 압력이 떨어졌을 때 서서

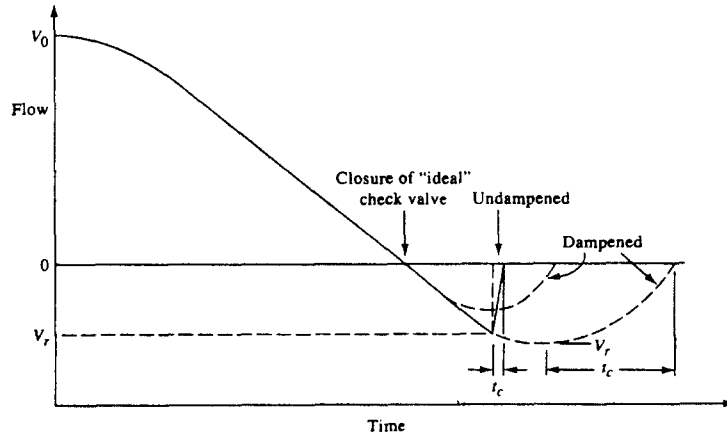


Figure 2.8 Flow at check valve.

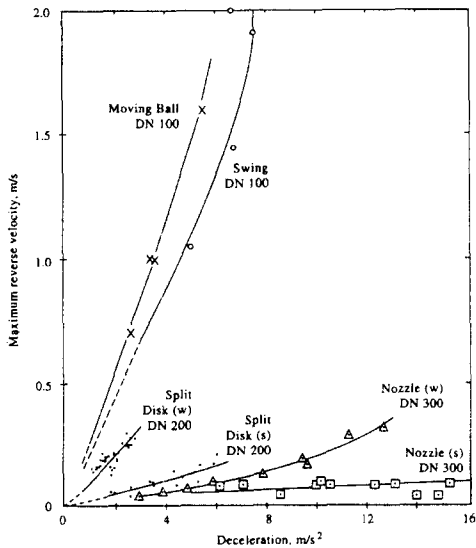


Figure 2.9 Dynamic characteristic of different valve type. (s) and (w) refer to data for valves fitted with strong and weak springs, respectively(Thorley, 1983, BHRA, Cranfield, Bedford, U. K.).

히 폐쇄시킴으로써 부가적인 수격작용을 완화하는 것이다. 파일릿이 부착된 경우에는 이물질이 끼지 않도록 주의하여야 한다. 한편, 관로가 짧은 시스템에서 압력경감밸브는 작동에 지연이 생겨 순간적인 압력상승에 대하여는 그 기능을 발휘하지 못할 때가 있으므로 조심하여야 한다. 이러한 경우에는 펌프의 급정지를 미리 감지하여 관로상의 압

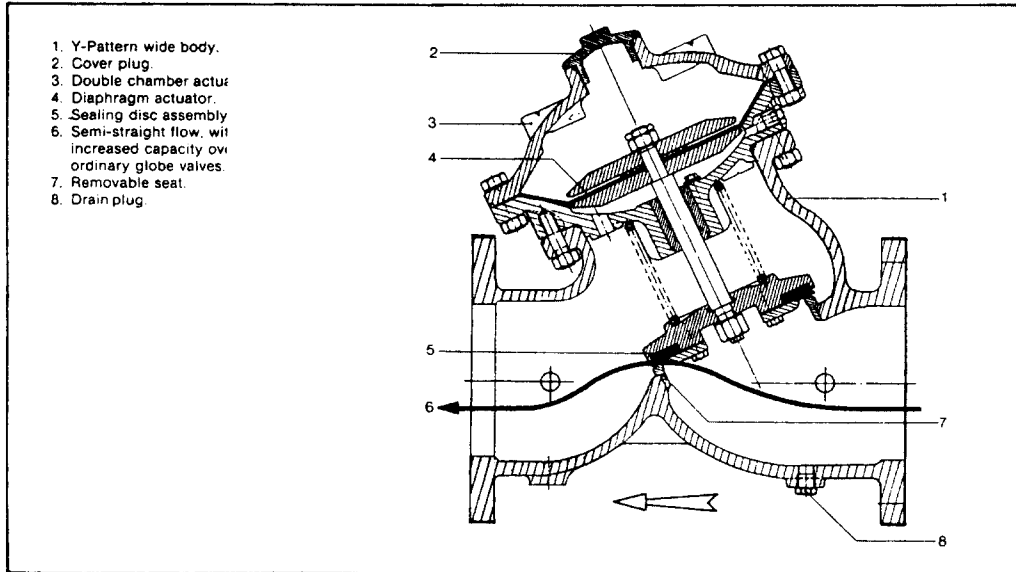
력은 무관하게 곧바로 디스크를 개방하는 서어지에상밸브(surge anticipating valve)를 사용하는 것이 바람직하다.

⑥ 관로상에 체크밸브를 설치한다.

관로상의 저지대부에 체크밸브를 설치하고, 역류가 발생하면 이 체크밸브에 의해 시스템을 양쪽으로 분리시켜 상승압을 완화시킬 수 있다. 관로상의 체크밸브(직폐식)는 펌프장으로부터 멀리 떨어진 곳에 설치하여야 하며, 밸브 상류에 부압이 발생하므로 이에 대한 대책이 필요하다. 또한 환경이 적고 실양정이 비교적 큰 시스템에 적용할 수 있으며, 관로상의 체크밸브가 이물질로 막히지 않도록 조심할 필요가 있다.

제3장 설계도표에 의한 수격현상의 간이계산법

펌프의 설비계획에서 수격작용을 충분히 검토하는 것은 중요하며, 이와 관련한 컴퓨터 프로그램이 개발되어 있으므로 이를 편리하게 이용할 수가 있다. 그러나 단순한 관로계에서는 간이계산도표에 의해 수격현상을 예측하는 것이 가능하다. 여기서는 실제로 원동 취수펌프장에 적용되었던 사례를 들어 구체적인 계산방법을 설명하고자 한다.



**CONTROL DIAGRAM**

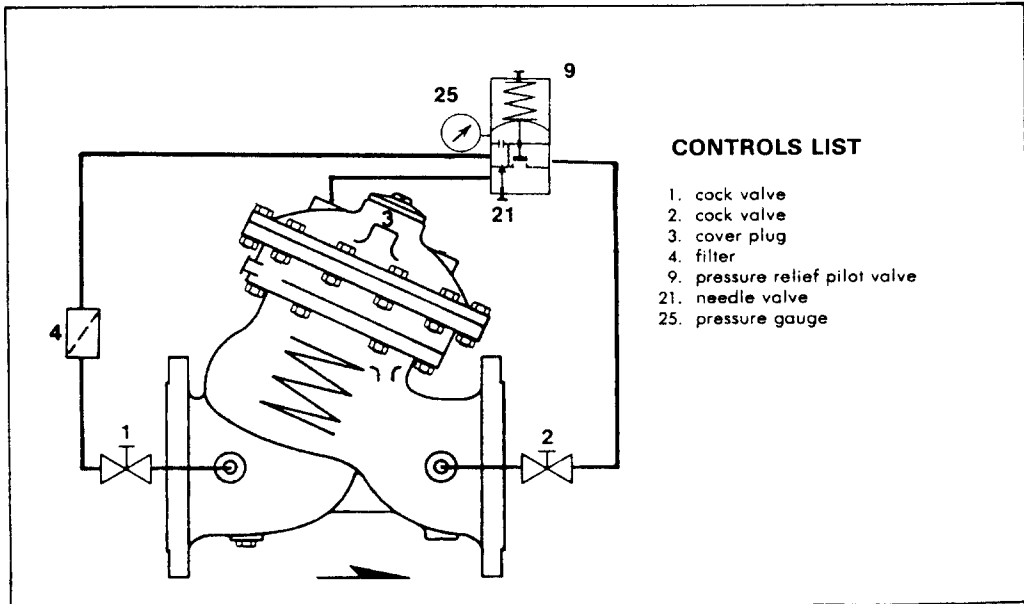


Figure 2.10 Pressure relief pilot valve.

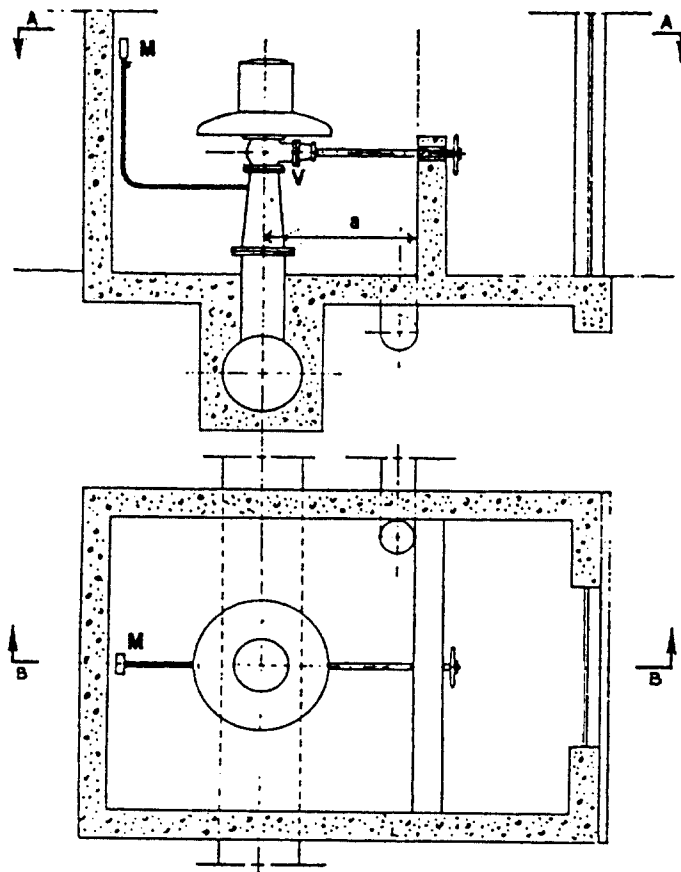
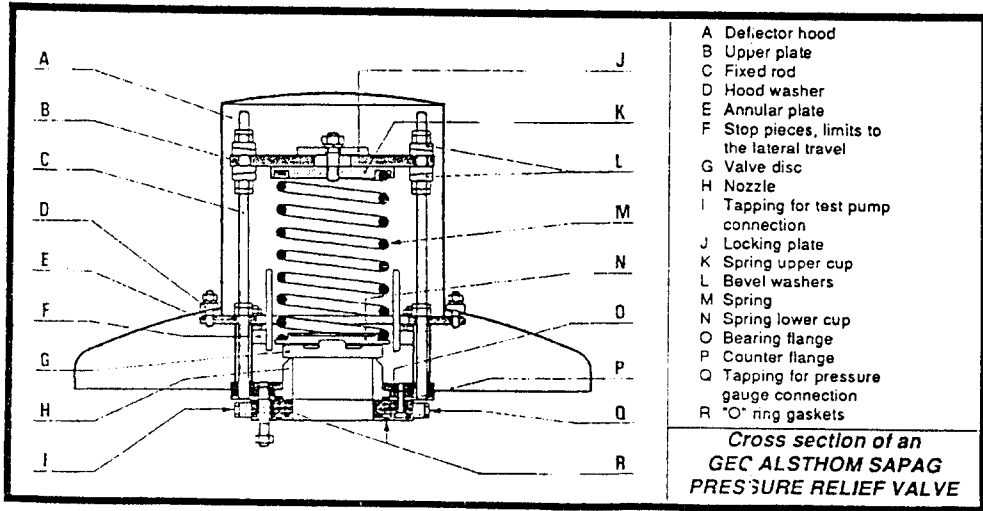


Figure 2.11 Direct - acting pressure relief valve.

3. 1. 최저 압력구배선의 작성

표 3-1과 같은 방법으로 구한 수치로부터 최저 압력구배선을 다음과 같이 작성한다.

① 관로종단도를 작성한다(Figure 3.1 참조).

② 관로손실의 펌프양정에 대한 비율(표 3-1의 23번)이 Figure 3.2와 Figure 3.3중에서 가까운 것을 선택한다. 계산예에서는 Figure 3.2를 사용한다.

③ 이 도표상에서 파마키안 계수,  $K \cdot \mu$ 값과 관

Table 3.1 An example of calculation flow.

순번	항 목	계 산 식
1	펌프 운전대수	$N=8$ 대
2	펌프 정격토출량	$Q_n=1.23$ m <sup>3</sup> /s
3	펌프 정격전양정	$H_n=75$ m
4	펌프 정격회전수	$N_n=880$ rpm
5	펌프 효율	$\eta_n=0.85$
6	물의 비중	$\gamma=1.0$
7	전동기 정격출력	$P=1,170$ kW (농형)
8	전동기 관성	$GD_m^2=450$ kg · m <sup>2</sup>
9	펌프 관성	$GD_p^2=120$ kg · m <sup>2</sup>
10	회전부의 관성	$GD^2=GD_m^2+GD_p^2=570$ kg · m <sup>2</sup>
11	펌프 축동력	$P_n = \frac{9.8 \gamma Q_n H_n}{\eta_n} = \frac{9.8 \times 1 \times 1.23 \times 75}{0.85} = 1.064$ kW
12	펌프 토크	$M_n = \frac{974 P_n}{N_n} = \frac{974 \times 1.064}{880} = 0.881$
13	펌프의 관성계수	$K = \frac{375 M_n}{GD^2 \cdot N_n} = \frac{375 \times 1.178}{570 \times 880} = 1.178$ kg.m1
14	관로 유량	$Q=N \cdot Q_n=8 \times 1.23=9.84$ m <sup>3</sup> /s
15	관 경	$D=2,400$ mm
16	관로 길이	$L=1,550$ m
17	관로내 유속	$V_n = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 \times 9.84}{\pi \times 2.4^2} = 2.18$ m/s
18	압력파 전파속도	$a = \frac{1,425}{\sqrt{1 + \frac{\kappa}{E} \frac{D}{t}}} = \frac{1,425}{\sqrt{1 + \frac{2.07 \times 10^8}{2.1 \times 10^{10}} \cdot \frac{2.4}{0.018}}} = 937$ m/s 물의 체적탄성률, $\kappa=2.07 \times 10^8$ kg · m <sup>2</sup> 강관의 종탄성계수, $E=2.1 \times 10^{10}$ kg · m <sup>2</sup> (닥타일 주철관 : $1.6 \times 10^{10}$ , 주철관 : $1.0 \times 10^{10}$ , 열화 비닐관 : $0.03 \times 10^{10}$ ) 관 두께, $t=0.018$ m
19	관로 정수	$2\rho = \frac{aV_n}{gH_n} = \frac{937 \times 2.18}{9.8 \times 7.5} = 2.78$
20	압력파 왕복시간	$\mu = \frac{2L}{a} = \frac{2 \times 1,550}{937} = 3.31$
21	파마키안 계수	$K\mu=0.881 \times 3.31=2.92$
22	관로 손실	$H_l = 10.666 \cdot C^{1.85} \cdot D^{-4.87} \cdot Q^{1.85} \cdot L$ $= 10.666 \times 120^{-1.85} \times 2.4^{-4.87} \times 9.84^{1.85} \times 1,550 = 2.3$ m
23	관로손실의 펌프 양정에 대한 비율	$\frac{H_l}{H_n} \times 100 = \frac{2.3}{75} \times 100 = 3.1\%$

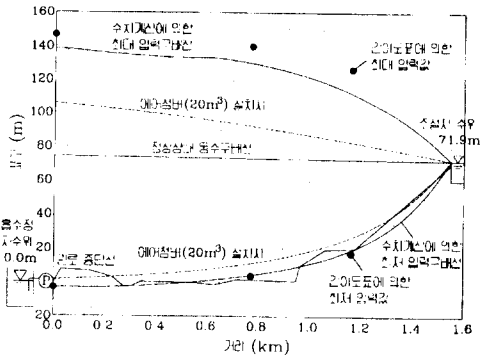


Figure 3.1 Pipeline end and pressure gradient line

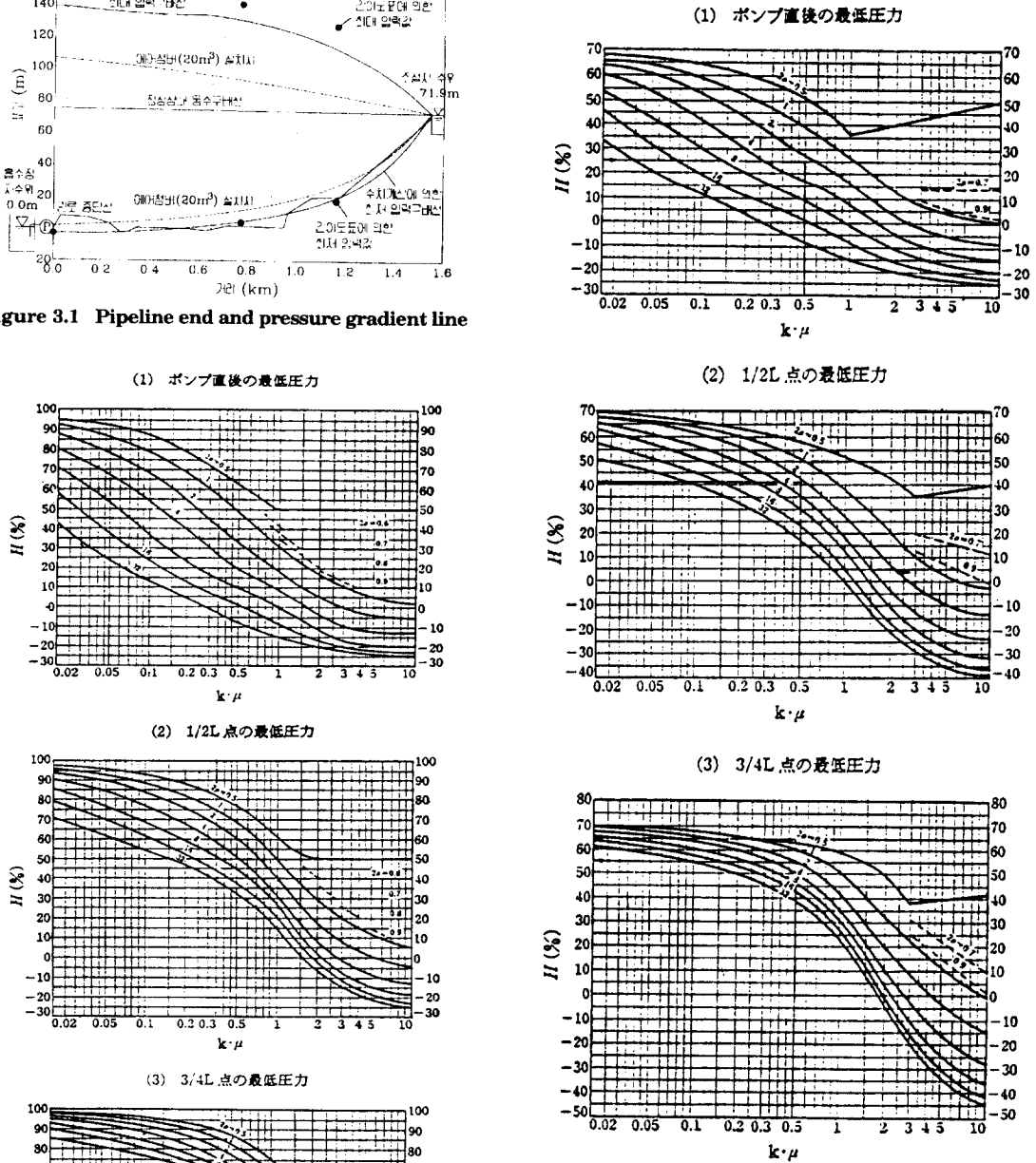


Figure 3.2 Piopie loss(0%)

로상수,  $2\rho$ 곡선과의 교점으로부터 종축의  $H(\%)$ 를 읽으면, 펌프 직후에서  $-4\%$ ,  $L/2$ 지점에서  $5\%$ ,  $3L/4$ 지점에서  $23\%$ 의 값이 얻어진다.

④ 펌프 직후,  $L/2$ ,  $3L/4$  지점에서의 최저압력  $[=H(\%) \times H_n/100(m)]$ 을 계산한다. 각각의 지점

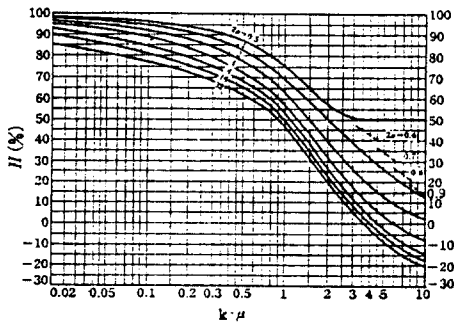


Figure 3.3 Pipe loss(30%)

에서 -3m, 3.8m, 17.3m가 구해진다.

⑤ ④항에서 구한 펌프 직후 및 관로 도중의 최저 압력을 Figure 3.1과 같이 관로종단도에 표시한다.

⑥ 각 지점의 최저압력값과 조절지(또는 배수지)의 수위를 연결하여 관로상의 최저 압력구배선을 그린다.

### 3.2 최고 압력구배선의 작성

최고 압력구배선은 앞에서 구한 최저 압력구배선을 조절지 수위를 대칭으로 작도함으로써 얻을 수 있다. 이상의 방법은 초기설계단계에서 관로내 압력을 개략적으로 추정해 볼 수 있는 간이계산법이므로, 상세설계시는 실제의 펌프 및 밸브 특성 그리고 정확한 관로조건 등을 파악한 후, 컴퓨터를 사용한 수치해석을 실시하는 것이 바람직하다.

### 3.3 검토

가. 최저압력이 관로의 위치보다 낮으면 부압이 작용하고, 이것이 약 10m가 되면 수주분리 현상이 발생한다.

나. 계산상의 오차 등을 고려해서 이 부압이 5~7m 이내로 되도록 대책을 강구한다.

다. 계산예의 최저압력값은 Figure 3.1과 같이

펌프장 부근과 관로 하류지역에서 관로종단선보다 아래로 내려가고 있으며, 수주분리현상의 발생이 예상된다.

### 3.4 대책

펌프장에서 예측된 최고 상승압력은 약 14 kg/cm<sup>2</sup>이고, 관로 및 밸브류의 허용압력은 15 kg/cm<sup>2</sup> 정도이나, 수주분리현상에 의한 격심한 수충압이 우려되기 때문에 펌프장에는 다운서어지(downsurge)와 업서어지(upsurge)를 동시에 제어할 수 있는 에어챔버를 설치하였다. 에어챔버의 용량은 최적값을 도출하기 위하여 컴퓨터를 사용한 수치계산을 통하여 20m<sup>3</sup>의 크기로 결정되었다. 에어챔버를 설치하였을 경우 관로상에서의 최저 압력구배선은 부압 허용 범위를 만족시키고 있으며, 압력상승도 상당히 완화되고 있음을 알 수 있다 (Figure 3.1 참조).

## 제4장 전산프로그램을 사용한 수격현상 해석법

### 4. 1 수격작용의 基本프로그램(basic water-hammer program)

```

C BASIC WATERHAMMER PROGRAM.
C RESERVOIR AT UPSTREAM END OF PIPE AND VALVE AT DOWNSTREAM END.
C HGL DATUM AT VALVE.
C DARCY WEISBACH FRICTION, HR, & INITIAL VALUE OF VALVE CDA
C   =SQRT(Q0 ** 2/(2 * G * H0)) GIVEN IN DATA.
C   DIMENSION HP(11),QP(11),H(11),Q(11)
C   OPEN(UNIT=6,FILE='b.out',STATUS='unknown')
C   DATA A, XL, D, F, G, HR, CDA, TC, EM,TMAX,N,IPR
1  /1200.,600.,5.,018,9.806,150.,.009,2.1,1.5, 2.6,5,1 /
C   NS   =N+1
C   R    =F * XL/(2. * G * D ** 5 * .7854 * ** 2 * FLOAT(N))
C   B    =A/(G * .7854 * D * D)
C   DT   =XL/(A * FLOAT(N))
C FIND STEADY STATE FLOW AND STORE INITIAL VARIABLES
C   Q0   =SQRT(2. * G * CDA * CDA * HR/(R * FLOAT(N) * 2. * G * CDA * CDA+1.))
C   DO 20 I = 1,NS
C     H(I) =HR - (I - 1) * R * Q0 * Q0
20  Q(I)  =Q0
C     CVP =5 * Q0 * Q0/H(NS)
C     T   =0.
C     K   =0
C     TAU =1.
C   WRITE(6,25) A,XL,D,F,HR,H(NS),Q0,CDA,TC,EM,G,TMAX,DT,B,N,IPR
    
```



```

25  FORMAT(' A, XL, D, F=' ,2F8.1,2F8.4' HR, H0, Q0=' ,2F8.2,F8.3/
    2' CDA, TC, EM=' ,3F8.3' G,TMAX,DT,B=' ,F8.3,F8.1,2F8.3' N, IPR=' ,
    32I4// HEADS AND DISCHARGES ALONG THE PIPE' // TIME X/L=' ,
    4' 0. .2 .4 .6 .8 1. TAU' )
30  WRITE(6,35) T,(H(I),I=1,NS),TAU,(Q(I),I=1,NS)
35  FORMAT(F8.3,5H H= ,6F8.2,F7.3/10X,3H Q= ,6F8.3)
40  T      =T+DT
    IF(T.GT.TMAX) GO TO 99
    K      =K+1
C  COMPUTATION OF INTERIOR POINTS
    DO 50 I =2,N
    CP     =H(I - 1)+Q(I - 1) * (B - R * ABS(Q(I - 1)))
    CM     =H(I + 1) - Q(I + 1) * (B - R * ABS(Q(I + 1)))
    HP(I)  =5 * (CP + CM)
50  QP(I)  =(HP(I) - CM)/B
C  BOUNDARY CONDITIONS
    HP(1)  =HR
    QP(1)  =Q(2)+(HP(1) - H(2) - R * Q(2) * ABS(Q(2)))/B
    IF(T - TC) 55,60,60
55  TAU    =(1 - T/TC) * * EM
    CV=TAU * TAU * CVP
    GO TO 70
60  TAU    =0.
    CV     =0.
70  CP     =H(N)+Q(N) * (B - R * ABS(Q(N)))
    QP(NS) = - CV * B + SQRT(CV * CV * B * B + CV * CP * 2.)
    HP(NS) =CP - B * QP(NS)
    DO 80 I =1,NS
    H(I)   =HP(I)
80  Q(I)   =QP(I)
    IF(K/IPR * IPR - K) 40,30,40
99  STOP
    END
    A, XL, D, F=1200.0 600.0 .5000 .0180
    HR, H0, Q0=150.00 143.49 .477
    CDA, TC, EM=.009 2.100 1.500
    G,TMAX,DT,B= 9.806 2.6 .100 623.245
    N, IPR=5 1

```

HEADS AND DISCHARGES ALONG THE PIPE

TIME	X/L=	' 0.	.2	.4	.6	.8	1.	TAU
.000	H=	150.00	148.70	147.40	146.09	144.79	143.49	1.000
	Q=	.477	.477	.477	.477	.477	.477	
.100	H=	150.00	148.70	147.40	146.09	144.79	154.28	.929
	Q=	.477	.477	.477	.477	.477	.460	
.200	H=	150.00	148.70	147.40	146.09	155.53	165.79	.861
	Q=	.477	.477	.477	.477	.460	.442	
.300	H=	150.00	148.70	147.40	156.79	167.00	178.08	.794
	Q=	.477	.477	.477	.460	.442	.422	
.400	H=	150.00	148.70	158.05	168.20	179.24	191.11	.728
	Q=	.477	.477	.460	.442	.422	.401	
.500	H=	150.00	159.30	169.41	180.40	192.22	204.93	.665
	Q=	.477	.460	.442	.423	.402	.379	
.600	H=	150.00	170.62	181.56	193.33	205.99	219.46	.604
	Q=	.444	.442	.423	.402	.380	.356	

.700	H=	150.00	172.21	194.45	207.05	220.47	234.73	.544
	Q=	.407	.406	.402	.380	.357	.332	
.800	H=	150.00	173.81	197.64	221.49	235.70	250.64	.487
	Q=	.369	.368	.364	.357	.333	.307	
.900	H=	150.00	175.42	200.83	226.23	251.56	267.17	.432
	Q=	.328	.327	.323	.317	.308	.281	
1.000	H=	150.00	177.01	203.99	230.87	257.64	284.19	.379
	Q=	.285	.284	.280	.274	.265	.255	
1.100	H=	150.00	178.56	207.04	235.38	263.47	284.87	.329
	Q=	.240	.239	.235	.229	.221	.221	
1.200	H=	150.00	180.02	209.94	239.62	262.60	283.52	.281
	Q=	.192	.191	.188	.182	.185	.188	
1.300	H=	150.00	181.37	212.59	237.15	259.67	279.91	.235
	Q=	.143	.142	.139	.144	.150	.157	
1.400	H=	150.00	182.57	208.59	232.65	254.47	273.74	.192
	Q=	.091	.090	.098	.106	.116	.127	
1.500	H=	150.00	177.22	202.63	225.92	246.74	264.80	.153
	Q=	.038	.047	.058	.070	.083	.099	
1.600	H=	150.00	170.07	194.56	216.74	236.27	252.81	.116
	Q=	.004	.006	.019	.035	.053	.074	
1.700	H=	150.00	167.34	184.17	204.91	222.82	237.57	.083
	Q=	-.027	-.024	-.017	.003	.025	.051	
1.800	H=	150.00	164.10	177.69	190.26	206.22	218.84	.054
	Q=	-.052	-.049	-.041	-.027	.001	.032	
1.900	H=	150.00	160.36	170.20	179.00	186.29	196.45	.029
	Q=	-.072	-.069	-.059	-.043	-.020	.016	
2.000	H=	150.00	156.10	161.68	166.23	169.24	170.20	.010
	Q=	-.085	-.082	-.071	-.053	-.027	.005	
2.100	H=	150.00	151.32	152.14	151.93	150.16	152.27	.000
	Q=	-.091	-.087	.075	-.055	-.027	.000	
2.200	H=	150.00	146.05	141.59	136.08	134.96	133.48	.000
	Q=	-.089	-.085	-.072	.049	-.028	.000	
2.300	H=	150.00	140.27	130.00	124.64	119.41	117.66	.000
	Q=	-.078	-.074	-.059	.044	-.023	.000	
2.400	H=	150.00	133.96	123.33	113.34	107.34	105.35	.000
	Q=	-.058	-.053	-.046	-.032	.017	.000	
2.500	H=	150.00	133.06	117.30	106.04	99.28	97.02	.000
	Q=	-.027	.031	-.026	-.019	-.010	.000	

#### 4.2 범용 전산프로그램에 대한 소개 (Simulation of Fluid Transients in Piping and Channel Systems)

A computer program SIMDRU is used to calculate unsteady fluid flow in fully filled pipe systems(waterhammer and mass oscillations), and in open channels(back water curves, positive and negative surges).

It is particularly applicable to

- Transportation lines for water, sewage, and oil

- Water supply systems
- Irrigation systems
- Hydropower systems
- Cooling water systems of thermal power plants
- Long distance heat transport networks
- Oil - hydraulic systems

The topography of the system to be modelled is not restricted. The following components can be simulated : pipes, pumps, air chambers, valves, check valves, open channels, weirs, stand pipes, air inlet valves, pressure relief

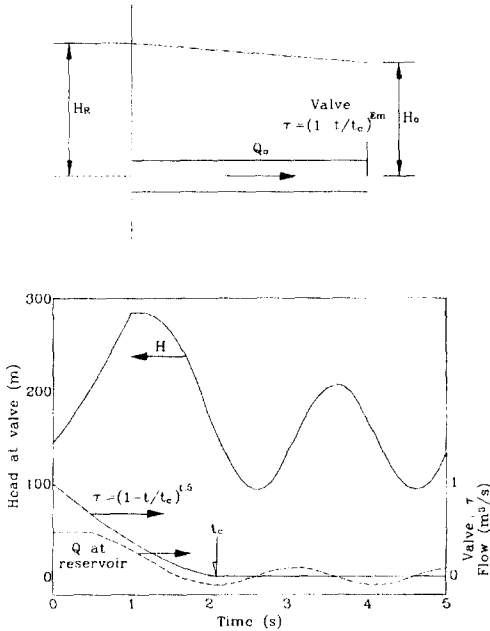


Figure 4.1 Response in single pipeline due to valve closure

valves, condensers, and surge tanks.

SIMDRU contains complete subprograms to calculate the stationary pressures and flows in the system. They serve as the initial conditions for the simulation of the pressure and flow variations resulting from pump failures as well as the operation of valves and gates. The time - dependent pressure and flow oscillations can be output both numerically and graphically. This is followed by a summary of all the maximum and minimum values.

#### 4. 3 펌프관로계의 수격현상해석에 필요한 자료

컴퓨터를 이용하여 수격현상을 해석하려면 다음과 같은 제원을 사전에 구해 둘 필요가 있다.

- ① 펌프사양 : 전양정, 토출량, 회전수, 효율, 펌프특성곡선
- ② 운전대수와 운전상태 : 직렬 또는 병렬운전대수, 최대토출량
- ③ 원동기의 종류 : 극수, 외피형식, 농형, 권선

형, 엔진 등

- ④ 흡토출 수위 또는 흡, 토출말단의 잔류압
- ⑤ 파이프라인 제원 : 송수분관의 연장거리, 직경, 두께, 재질, 종단면도, 분지, 합류의 유무 또는 파이프 네트워크 선도 등
- ⑥ 펌프, 원동기 등 회전체의 관성효과( $GD^2$ )
- ⑦ 밸브의 종류, 직경, 제어방식 등

### 제5장 실제 펌프장에서의 수격현상 실험 및 분석

(에어챔버를 사용한 펌프관로계에서의 수격현상)

최근에는 펌프장이 대형화되고, 대구경 장거리 관로로 유체를 수송하는 계통이 점차 복잡해짐에 따라 수격현상이 보다 심각한 문제가 되고 있다. 정지하고 있는 펌프를 기동시키거나 정상운전중 정전으로 인하여 갑자기 동력을 잃게 될 때 또는 밸브의 개도를 빠르게 변화시킬 때, 그 순간 송수관로내의 유속이 급격히 변하면 압력도 크게 상승하거나 강하하게 되어 심한 수격작용을 일으키게 된다. 관로내의 갑작스런 유속변화로 압력파가 펌프장과 배수지 사이를 왕복할 때, 송수관로내의 압력은 관로형상에 따라 물의 포화증기압 이하로 떨어져 증기공동(vapor cavity)이 형성되며, 결국 수주분리현상(column separation)이 발생한다. 관로내의 압력이 대기압보다 낮아지면 관로에 좌굴(collapse)이 일어날 수 있으며, 증기공동으로 분리되었던 수주가 재결합할 때 높은 압력이 유발되어 송수관로가 파손될 염려가 있다. 물이 역류하는 동안에는 펌프장 구내배관의 압력이 비정상적으로 상승하여 펌프나 밸브류, 배관 및 부대시설 등이 파열되어 펌프장 침수사고가 발생하기도 한다.

펌프관로계에서 수격작용을 완화시키는 장치로는 주로 에어챔버, 서지탱크, 서지릴리프밸브, 공기밸브, 체크밸브 등이 사용되는데, 이러한 설비들은 용수량, 관로 길이 및 형상, 설치장소 등에 따라 경제성과 신뢰성을 고려하여 적절히 설계되어야 한다. 에어챔버는 압력용기내에 적절한 양의 액체와 그 위에 가압된 공기나 기체를 저장해 두어, 관로내의 압력이 떨어질 때 관로에 액체를 공급하여 수주분리현상이 발생하지 않도록 하고, 압력이 급격히 상승하는 것도 효과적으로 억제해준다. 또한

에어챔버는 압력파에 대한 속응성이 뛰어나 어떠한 압력변동에도 즉시 반응하며, 시스템의 안정성을 크게 향상시키는 장치이다. 이러한 이유로 에어챔버는 펌프장의 수격완화장치로서 그 사용이 점차 증가하는 추세에 있다.

본 연구에서는 에어챔버가 설치된 펌프관로계에서 수격현상에 대한 현장실험(field test)을 수행하였고, 에어챔버의 입력변수 및 설계인자가 수격현상에 어떠한 영향을 미치는지 수치계산과 실험을 통하여 조사하였다. 수격현상실험은 에어챔버의 설계인자인 초기공기체적과 오리피스 내경을 바꾸어 가며 수행하였고, 수치계산시 입력변수로 사용되는 폴리트로프 지수, 오리피스 유량계수 그리고 압력과 전파속도의 영향은 수치해석결과와 측정값을 서로 비교·분석하여 조사하였다. 여기서 검증된 전산프로그램과 최적의 설계변수들은 추후 건설될 펌프장의 신뢰성 및 안정성 확보를 위한 에어챔버의 기본 또는 상세설계시 매우 유용하게 사용될 것으로 판단된다.

### 5. 1 수격현상 실험

#### 5.1.1 시스템 구성

본 연구를 위한 펌프관로계는 4단계 수도권 광역상수도 사업의 일환으로 근래에 완공된 Y가압장을

선정하였는데, 이 송수시설 계통은 7,000m<sup>3</sup>/일의 용수를 공급하도록 신설되었으나, 장래 확장을 고려하여 펌프장 및 송수관로는 20,000m<sup>3</sup>/일 시설에 맞추어 계획되었다. 용수는 양흡입 원심펌프에 의해 관경 500mm, 총연장 3,880m의 단순관로를 거쳐 배수지로 공급된다(Figure 5.1 참조). 정상운전 중인 펌프가 갑작스런 정전으로 트립(trip)되었을 때 발생하는 수격작용이 가장 심각하므로, 이에 대한 수치계산을 에어챔버가 설치되어 있는 경우와 없는 경우 각각에 대하여 수행하였다. 이 때 송수관로에 작용하는 최대·최소압력을 Figure 5.1에, 가압장에서의 시간에 따른 압력변동을 Figure 5.2에 나타내었다. 가압장에 에어챔버가 설치되어 있지 않은 경우 송수관로의 末端에서 負壓지역이 발생하며, 압력상승도 상당히 높다. 이러한 수격작용을 완화시켜주기 위하여 가압장에 에어챔버를 설치하였다.

#### 5.1.2 실험장치 및 방법

본 수격현상 실험은 4단계 가압펌프 2대중 1대만을 대상으로 실시하였으며, 각 측정기기는 Figure 5.3과 같이 설치하였다. 각각의 압력계 및 수위계의 신호는 케이블을 통하여 Distributer에 도달되며, Distributer를 통한 신호는 Pen-Recorder에 기록됨과 동시에 Pen-Recorder의 입력자료는

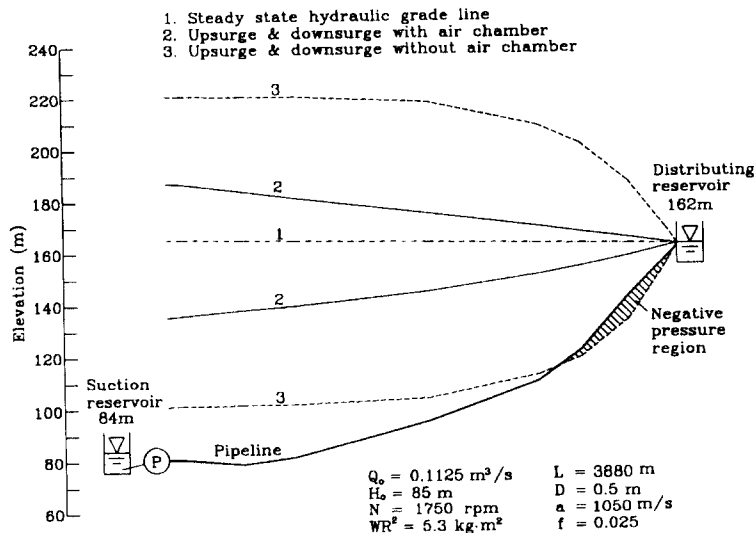
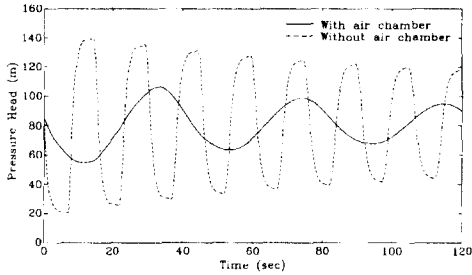


Figure 5.1 Longitudinal pipeline profile of YongIn booster pump station(4th stage).



**Figure 5.2 Predicted pressure head at pump exit (PT3) with and without air chamber after power failure.**

GPIB를 통하여 컴퓨터에 전송된다. 컴퓨터에 전송된 신호는 Digital Converter에 의해서 미리 짜여진 프로그램에 의해 1초에 한번씩 Digital Data로 자동 저장되어 실험 완료 후 수격현상 분석용 자료로서 활용하였다.

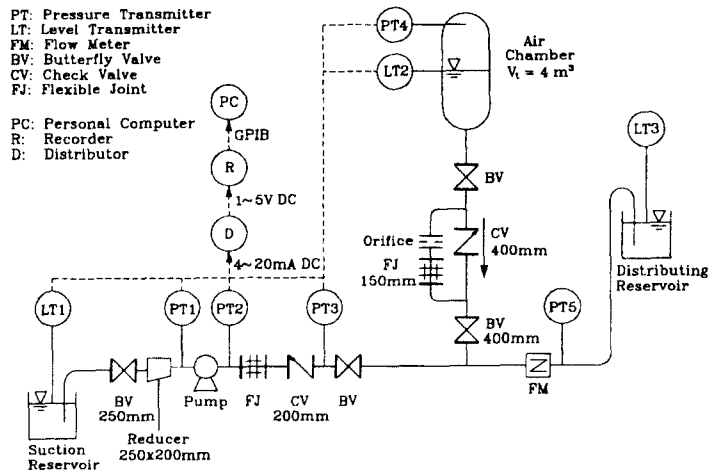
수격현상실험은 에어챔버의 설계인자인 초기공기체적과 오리피스 내경을 바꾸어가며 수행하였는데, 우선 에어챔버 側管(bypass pipe, 직경 150mm)에 설치된 오리피스의 內徑을 110mm로 고정시키고, 에어챔버내 초기공기체적을 각각 1.4, 2.0, 2.6m<sup>3</sup>(정확한 값은 1.349, 1.973, 2.585m<sup>3</sup>임)로 변화시켜가며 실험을 수행하였다. 그리고 에어챔버내 초기공기체적이 2.0m<sup>3</sup>일 때, 오리피스 내경을 90, 110, 125mm<sup>3</sup>단계로 바꾸어가며 실험하였다.

Air Chamber의 기능을 유지시켜주기 위한 압축

기 제어 주요부위를 Figure 5.4에 나타내었다. 정상상태 운전시 에어챔버내 압축공기는 적당한 양이 유지될 수 있도록 제어반에 의해 자동 제어된다. 초기상태의 공기의 양이 부족하면 압력강하율이 지나치게 빨라서 에어챔버의 역할을 못하게 되며, 초기공기체적이 너무 크면 압축공기가 과다 팽창하여 관로로 유입될 염려가 있다. 또한 본 시스템에서는 송수관로상에서의 부압발생을 보다 효과적으로 방지하고 이차적인 상승압을 더욱 줄이기 위하여, 에어챔버와 주관로 사이의 연결관에 체크 밸브를 설치하고 측관과 오리피스를 부착하였다.

5.2 수치해석과 실험결과와의 비교 및 검토

管內的 非正常流動을 1차원으로 가정할 때 지배방정식은 운동방정식과 연속방정식이며, 편미분으로 표시되는 지배방정식은 특성곡선법을 사용하여 유한차분방정식으로 변환시킬 수 있다. 경계조건으로는 펌프, 밸브, 에어챔버, 水槽 등이 관로중에 연결되어 있는 경우에 대하여 관계식들을 구성하고, 초기조건으로 펌프관로계의 정상상태 변수값을 구한 후, 수치해석의 안정성이 만족되도록 시간중분,  $\Delta t$ 과 管 분할간격,  $\Delta x$ 을 정하여 수치계산하였다. 가압펌프의 정상운전시 현장에서 측정된 조건들을 수치계산의 초기조건과 일치시켰으며, 수격현상 실험에서 얻어진 측정값들을 다음과



**Figure 5.3 Schematic diagram of booster pump station and measuring layout.**

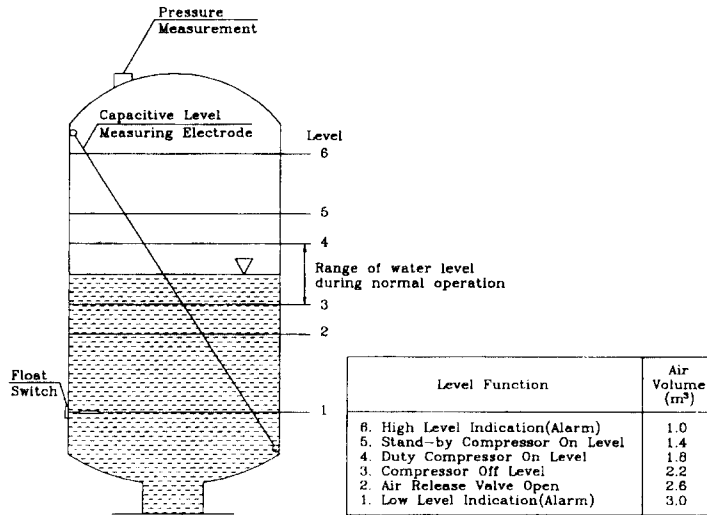


Figure 5.4 Principal arrangement of air chamber.

같이 수치계산 결과와 비교·검토하였다.

5.2.1 폴리트로프 지수의 영향

에어챔버내 압축공기는 팽창·수축에 따라 폴리트로프 과정(polytropic process)을 겪는다. 일반적으로 폴리트로프 지수는 1.2로 가정하여 수치계산에 사용되는데, 이를 1.0(등온)에서 1.4(단열)로 변화시켜가며 실험결과와 비교하였다. 에어챔버내 초기공기체적은 2.0m<sup>3</sup>이고, 오리피스 내경은 110mm이며, 오리피스 유량계수는 0.7, 압력과 전파속도는 1,050m/s로 하였다. 펌프출구측 체크밸브 직후(PT3)에서의 압력변동을 측정값과 비교하여 Figure 5.5에 나타내었다. 에어챔버로부터 관로로 물이 유출될 때, 등온과정을 겪는 압축공기는

단열과정보다 과다 팽창되어 물이 더욱 많이 유출되지만 압력강하율은 더욱 낮아져, 결국 수격현상의 주기는 증가하고 압력변화는 감소한다. 수치계산에 사용된 폴리트로프 지수는 시간에 관계없이 단열과정에 가까운 1.3으로 하였을 때 측정된 압력변동을 잘 모사해 주고 있다.

5.2.2 오리피스 유량계수의 영향

관로내 압력이 떨어질 때 에어챔버로부터 구경 400mm의 체크밸브를 통하여 충분한 양의 물이 관로로 공급되고, 압력상승시 역류되는 물은 직경 150mm의 측관을 통하여 에어챔버로 유입된다. 물의 역류시 상승압을 완화시켜주기 위하여 측관에 내경 110mm의 오리피스를 설치하였다. 이러한 연결관은 에어챔버의 작동에 중요한 역할을 하는데, 연결관의 유량계수를 각각 0.5, 0.7, 0.9(손실계수 3.0, 1.0, 0.2에 해당함)로 변화시켜가면서 수치계산을 수행하여 실험결과와 비교하였다. 이 때 에어챔버내 초기공기체적은 2.0m<sup>3</sup>, 폴리트로프 지수는 1.3, 그리고 압력과 전파속도는 1,050m/s로 하였다. 펌프출구측에서의 압력변동을 Figure 5.6에 나타내었는데, 첫번째 주기의 압력강하시 유량계수에 따른 압력변동은 별 차이가 없으나, 역류에 의한 최대압력은 유량계수가 커짐에 따라 증가하고 있다. 수격현상의 주기는 유량계수에 관계없이

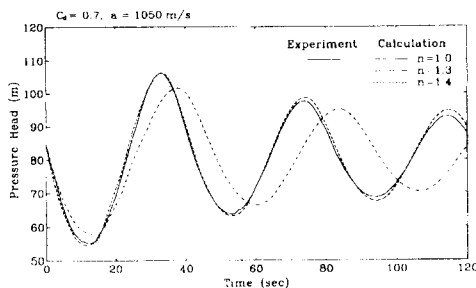
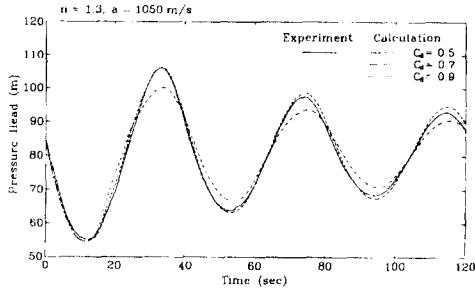


Figure. 5.5 Effect of varying polytropic coefficient on pressure head at pump exit for  $V_{air}^* = 2.0m^3$ ,  $D_{orf} = 110mm$ .

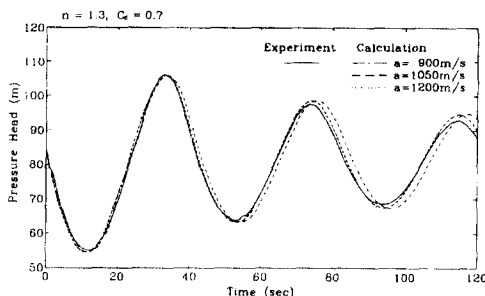


**Figure 5.6** Effect of varying discharge coefficient of orifice on pressure head at pump exit for  $V_{air}^* = 2.0m^3$ ,  $D_{orf} = 110mm$ .

일정하고, 계산된 압력변동은 유량계수가 0.7일 때 측정값과 가장 잘 일치한다.

5.2.3 압력과 전파속도의 영향

압력파의 전파속도는 유체의 체적탄성계수, 유체의 밀도, 관재질의 종탄성계수, 관의 내경, 관벽의 두께 그리고 관로의 구속계수에 대한 식으로 표시된다. 일반적으로 관의 내경이 클수록 관두께에 대한 내경의 비가 커지므로 압력파의 전파속도는 느려진다. 또한 관로내에 국부적으로 갇힌 공기나 펌프 흡입구를 통해 유입된 공기 그리고 액체로부터 방출된 공기 등은 압력파의 전파속도를 크게 감소시킨다. 이론식으로부터 얻어진 압력파의 전파속도는 1,050m/s이며, 이를 15% 범위에서 변화시켜 수치계산을 수행하였다. Figure 5.7은 PT3에서의 압력변동을 계산된 결과와 측정값을 서로 비교하여 나타내었는데, 압력과 전파속도가 커질수록 수격현상의 주기는 감소하나, 펌프출구측에서의 최대·최소압력은 거의 일정함을 알 수 있다. 한



**Figure 5.7** Effect of varying wavel speed on pressure head at pump exit for  $V_{air}^* = 2.0m^3$ ,  $D_{orf} = 110mm$ .

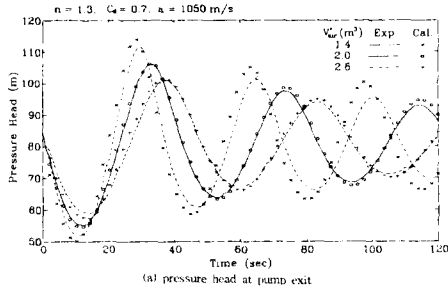
편, 수격작용의 주기가 계속됨에 따라서 계산된 압력변동은 측정값보다 더욱 천천히 감쇄하는데, 이는 과도상태의 수치계산시 관로의 마찰손실계수를 정상상태의 값으로 일정하게 가정하였기 때문이다. 그러나 수격현상의 1~2주기까지는 두 결과가 비교적 잘 일치하며, 수치계산은 펌프관로계에 작용하는 최대·최소압력 및 과도특성을 합리적으로 예측하고 있다.

5.2.4 에어챔버내 초기공기체적에 따른 비교·검토

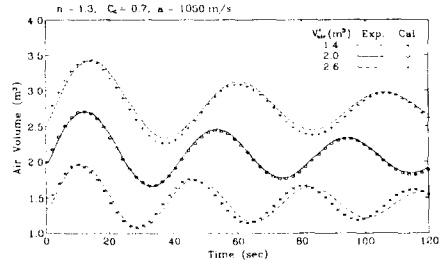
Figure 5.4에 나타낸 바와 같이 에어챔버내 수면이 Level 2와 Level 5 사이에서 변하는 경우, 수치계산을 수행하여 실험결과와 비교하였다. 이 때 에어챔버내 초기공기체적은 각각 1.4, 2.0, 2.6m<sup>3</sup>(정확한 값은 1.349, 1.973, 2.585m<sup>3</sup>임)이며, 주요 입력변수인 폴리트로프 지수, 오리피스 유량계수, 압력과 전파속도 그리고 오리피스 내경은 각각 1.3, 0.7, 1,050m/s, 110mm로 하였다. 수치계산과 실험으로부터 얻어진 펌프출구측 압력변동을 Figure 5.8(a)에, 에어챔버내 압축공기의 체적변화를 Figure 5.8(b)에 각각 나타내었다. 에어챔버내 초기공기체적이 증가하면 압축공기의 압력변화율이 작아지기 때문에 에어챔버와 관로 사이의 물의 출입량은 더욱 증가한다. 따라서 수격현상의 주기는 길어지고, 관로내 압력변화는 감소한다. 최대·최소 압력 및 공기체적 그리고 그 발생시간을 서로 비교하여 Table 5.1에 나타내었다. 수치계산결과 얻어진 압축공기의 최대체적은 3.422m<sup>3</sup>이며, 에어챔버의 총체적은 안전율(15%)을 고려하여 4.0m<sup>3</sup>로 결정된 후 설치되었다. 수치계산은 과도특성값을 약 5% 이내의 오차로 잘 예측하고 있으며, 개발된 전산프로그램은 실제 펌프관로계에 대한 수격완화장치를 설계하는데 매우 유용하게 사용될 것으로 판단된다.

5.2.5 오리피스 내경에 따른 비교·검토

수격작용에 의한 상승압을 줄이기 위해서는 관로에서 에어챔버로 유입되는 저항손실을 크게 해야 효과적이다. 그러나 유동 단면적을 너무 적게 하면 유입관에서의 유속이 매우 빨라져 배관의 진동 및 캐비테이션 발생의 위험성이 높아지므로 주



(a) pressure head at pump exit



(b) air volume in air chamber

Figure 5.8 Comparison of measured and predicted results for  $D_{or} = 110\text{mm}$  with initial air volume.

Table 5.1 Comparison of measured and predicted pressure head, air volume and its occurring time with initial air volume.

	Initial Air Volume ( $\text{m}^3$ )	Minimum Pressure Head (m)	Maximum Air Volume ( $\text{m}^3$ )	Occurring Time (sec)	Maximum Pressure Head (m)	Minimum Air Volume ( $\text{m}^3$ )	Occurring Time (sec)
Exp.	1.4	51.9	1.965	11	111.6	1.067	30
	2.0	55.2	2.701	12	106.2	1.662	33
	2.6	59.1	3.437	14	101.0	2.335	38
Cal.	1.4	50.2	1.963	9.7	114.0	1.082	28.2
	2.0	54.6	2.704	11.6	106.3	1.666	33.4
	2.6	57.4	3.422	13.6	101.4	2.261	37.5

Table 5.2 Comparison of measured and predicted pressure head, air volume and its occurring time with orifice diameter.

	Orifice Inner Dia. (mm)	Minimum Pressure Head (m)	Maximum Air Volume ( $\text{m}^3$ )	Occurring Time (sec)	Maximum Pressure Head (m)	Minimum Air Volume ( $\text{m}^3$ )	Occurring Time (sec)
Exp.	90	55.2	2.673	12	99.3	1.731	34
	110	55.2	2.701	12	106.2	1.662	33
	125	55.0	2.689	12	108.0	1.633	33
Cal.	90	54.6	2.704	11.6	99.0	1.757	34.2
	110	54.6	2.704	11.6	106.3	1.666	33.4
	125	54.6	2.704	11.6	109.8	1.627	33.1

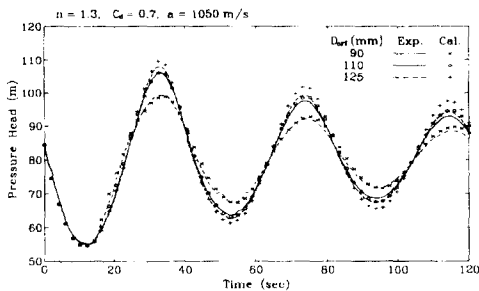


Figure 5.9 Comparison of measured and predicted pressure head at pump exit for  $V_{a0} = 2.0\text{m}^3$  with orifice diameter.

의해야만 한다. 직경 150mm의 측관에 설치된 오리피스 내경을 90, 110, 125mm로 바꾸어 가며 수치계산을 수행한 후 실험결과와 서로 비교·검토하였다. 펌프출구측 압력변동을 Figure 5.9에 나타내었는데, 오리피스 내경을 줄임으로써 상승압은 상당히 완화되었으며, 시간이 지남에 따라 수격작용도 보다 빨리 감쇄된다. Table 5.2는 최대·최소 압력 및 공기체적 그리고 그 발생시간을 서로 비교하여 나타내었다. 첫번째 주기의 최소압력과 수격현상의 주기는 그다지 변하고 있지 않으나, 오



리피스 내경을 125mm에서 90mm로 줄임으로써 가압장에 작용하는 최대압력은 약 1.0kg/cm<sup>2</sup>정도 감소하고 있다.

### 5.3 결론

본 연구에서는 에어챔버가 설치된 펌프관로계에서 수격현상에 대한 현장실험을 실시하고, 에어챔버의 입력변수 및 설계인자가 수격현상에 어떠한 영향을 미치는지 수치계산과 실험을 통하여 조사한 후 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 수치계산에 사용된 입력변수중 폴리트로프 지수, 오리피스 유량계수, 압력과 전파속도 順으로 수격현상에 대한 영향이 크게 나타났으며, 수치계산은 이 변수값이 각각 1.3, 0.7, 1,050m/s일 때 측정된 압력변동 및 공기체적변화를 가장 잘 모사하였다.

(2) 에어챔버내 초기공기체적이 증가하면 압축공기의 압력변화율이 작아지기 때문에 수격현상의 주기는 길어지고, 관로내 압력변화는 감소하였다. 측관에 설치한 오리피스 내경을 줄임으로써 상승압은 상당히 완화되었으며, 시간이 지남에 따라 수격작용도 보다 빨리 감쇄되었다. 수치계산결과 수격현상의 1~2주기까지 측정값과 비교적 잘 일치하였으며, 펌프관로계에 작용하는 최대·최소압력 및 그 발생시간도 합리적으로 예측되었다.

(3) 수치계산은 측정된 과도특성 값들을 약 5% 이내의 오차로 예측하였으며, 개발된 전산프로그램은 실제 펌프관로계에 대한 수격완화장치를 설계하는데 매우 유용하게 사용될 것으로 판단된다.

### 참고문헌

- 1) Streeter, V. L., and Wylie, E. B., 1967, Hydraulic Transients, McGraw - Hill, New York.
- 2) Fox, J. A., 1977, Hydraulic Analysis of Unsteady Flow in Pipe Networks, Wiley, New York.
- 3) Wylie, E. B., and Streeter, V. L., 1978, Fluid Tran-

- sients, McGraw - Hill, New York.
- 4) Chaudhry, M. H., 1979, Applied Hydraulic Transients, Van Nostrand Reinhold, New York.
- 5) Watters, G. Z., 1980, Modern Analysis and Control of Unsteady Flow in Pipelines, Ann Arbor Science, Ann Arbor.
- 6) Stephenson, D., 1981, Pipeline Design for Water Engineers, 2nd ed., Elsevier, Amsterdam.
- 7) Watters, G. Z., 1984, Analysis and Control of Unsteady Flow in Pipelines, 2nd ed., Butterworth, Woburn, Mass.
- 8) Wylie, E. B., Streeter, V. L., 1993, Fluid Transients in Systems, Prentice Hall, Englewood Cliffs.
- 9) Zielke, D. W., 1980, Simulation of Unsteady Pipe Flows.
- 10) BHRA Fluid Engineering, 1983, 4th International Conference on Pressure Surges, Bath, England.
- 11) 이택식, 강신형, 1985, 유체과도현상의 해석, 서울대학교 생산기술연구소 보고서.
- 12) 노충섭, 1980, 아산화질발전소 복수기 순환펌프의 수격작용에 관한 연구, 연세대학교 산업대학원 석사학위논문.
- 13) Hodgson, J. E., 1983, Pipeline Celerities, M. S. Thesis, University of Alberta, Alberta.
- 14) 정희범, 1984, 콘덴서 냉각수 계통의 과도현상에 관한 연구, 고려대학교 대학원 석사학위논문.
- 15) 윤종태, 1985, Waterhammer의 효율적 산정에 관한 연구, 서울대학교 대학원 석사학위논문.
- 16) 김경엽, 1986, 수격현상계산에 의한 펌프장 에어챔버의 설계도표 개선 및 응용, 서울대학교 대학원 석사학위논문.
- 17) 박종문, 1987, 에어챔버를 이용한 단순관로계 펌프장에서의 수격현상에 관한 실험적 연구, 연세대학교 산업대학원 석사학위논문.
- 18) 이영범, 1989, 대형 펌프관로계에서의 수격현상에 관한 연구, 한양대학교 산업대학원 석사학위논문.