

역지밸브(Check Valve) 수격현상(Water Hammer)의 수력학적인 모델링

Modeling For Water Hammer, To Find a Major Factor Of The Check Valve Failure

김희준, 고병만, 김상녕
경희대학교 원자력공학과
경기도 용인시 기흥읍 서천리 1번지

요 약

원전의 계통 내에서 유로변경 및 역류방지 등 중요한 역할을 하는 역지 밸브(Check Valve)의 고장요인은 수격현상, 공동현상, 불완전개폐, 난류 등이 있다. 그 중 역지 밸브(Check Valve)의 주 고장원인이며 여러 다른 고장요인들을 초래하는 수격현상(Water Hammer)에 대해서 고찰하자. 이를 위해 수격현상에 대한 지배방정식을 Kirchoff's Law를 적용하여 완성하고 1차 계통으로 간단히 모델링한다.

Abstract

Damage to components by Water Hammer, unsteady flow, oscillation causes failures of a check valve playing an important role in systems of a nuclear power plant. This dissertation is intended to study on Water Hammer, a major factor of a check valve failure as well as of many other failures. For that, Mechanical Energy Balance for Water Hammer was established with Kirchoff's Law applied and a brief modeling was done with Primary System.

1. 서론

국내 전력 총생산량의 40%이상을 담당하고 있는 원자력발전산업은 국내 에너지 산업과 경제에 막대한 기여를 하고 있다. 이러한 원자력발전소계통에는 다양한 형태와 규격의 역지 밸브가 운전 및 안전 계통에 설치되어있다. 역지 밸브는 유로변경이나 역류를 방지하도록 설치되어 있으나 설계 시의 실수나 운전상의 사양불일치로 인하여 고장이나 제 성능을 발휘하지 못하고 있다. 이러한 고장요인으로는 유도상류의 난류원이나 불완전 개방으로 인한 디스크의 끊임없는 진동이 있다. 따라서 본 연구는 원전 내에서 발생하는 사고 중에서 큰 부분을 차지하는 역지 밸브 차폐 내에서의 사고 원인을

분석하고 이를 해결하려는 방안을 모색해 나가는 측면에서 큰 의의를 가진다고 말할 수 있겠다. Hinge 및 Pin의 마모가 있으며 갑작스런 디스크 Stud와 Nut 멈춤 쇠에 부딪혀 발생하는 Stud 파손, 수격현상이나 Cavitation으로 인한 밸브Seat와 Disk의 기계적 파손 등이 있다. 본 연구에서는 원전 1차 계통의 유동 자연 감수(Flow Coastdown)의 유동모델을 통해 수격현상여부 및 이로 인한 역지 밸브의 Seat Disk에 미치는 하중을 계산하였다.

2. 밸브의 특성 및 고장원인

(1) 역지 밸브(Check Valve)의 특성

역지 밸브(Check Valve)는 펌프의 정지나 계통의 과도 시 계통의 유동 역류를 방지하고 유동을 한 방향으로만 유지시키는 하나의 부품으로서 전기 회로 내의 다이오드(한 방향으로의 이동을 지원)와 같은 역할을 한다. 역류 방지는 물론 계통 내의 다른 부품 (펌프, 열교환기, 낮은 설계 압력 배관 등)을 기계적으로나 수력학적으로 보호하고 계통의 배수를 방지하며 계통과 계통을 분리하는 역할을 한다. 따라서 계통의 특성이나 요건에 따라 역지 밸브는 다양한 크기, 부속품들을 갖게 되며 작동 조건(유량, 압력)과 목적에 따라 계통에 필요한 유량, 역 차압, 압력 강하 등의 특성을 갖는다.

(2) 역지 밸브(Check Valve)의 고장원인

가. 수격현상(Water Hammer)

계통 내의 유체 순환용 펌프가 정지하거나 기타의 이유로 유동을 계속 시켜주는 에너지 지원이 사라진 경우 계통의 유체는 처음 정상속도에서 점점 감속하여 속도가 영(Zero)에 가까워진다. 따라서 유동의 힘도 이에 따라 점점 감소하여 거의 영(Zero)에 도달하므로 밸브 디스크는 처음 완전 개방위치에서 점점 닫히게 되면서 결국 역류나 역차 압에 의해 완전히 닫힌다. 이때 역류하는 유동은 밸브가 닫히므로 갑자기 정지하고 순간 계통내의 유체는 관성에 의해 밸브 디스크에 운동량 변화에 따른 힘을 가하게 된다. 이 힘을 면적당으로 환산하면 디스크에 미치는 압력변화가 된다. 밸브 디스크가 열릴 때와 마찬가지로 닫히기 전까지 밸브 디스크 양단(상류와 하류 쪽)의 압력차는 계통의 압력과 무관하며 크지 않다. 하지만 닫힌 순간은 운동량 변화와 계통의 압력에 따라 많은 압력변화가 일어난다. 즉, 밸브의 하류(정상류 기준)쪽에는 역류가 갑자기 멈추므로 운동량 변화에 따른 상당한 압력파가 생성되어 반사된다. 이러한 반사파에 의한 압력변화 $\Delta P = Pcv_r$ 로 간단히 표시된다. 여기서 ρ 는 유체 밀도이고 c 는 음속(압력파의 전달속도)이고 v_r 은 역류속도이다. 이것은 배관과 유체의 탄성을 고려하지 않은 식이며 이들을 고려한 보다 정밀한 값은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$c = \sqrt{\frac{E \cdot e}{\rho(E + \frac{e \cdot d}{t})}} \quad \text{---- (1)}$$

여기서, e 는 액체의 Bulk Modulus

E 는 배관의 Young's Modulus

d 는 배관의 내경

t 는 배관의 두께

이러한 수격현상은 압축성 유동에서는 덜 심각하다. 한편 비록 밸브가 순간적으로 닫히지 않는다 하더라도 밸브 상류의 배관이 충분히 길어 반사파가 밸브가 닫히기 전에 밸브에 도달하지 않도록 설계된 밸브에서는 동일한 압력급증 효과가 있다.

참고로 배관 설계 시에는 계통압력과 충격파의 압력($P + \Delta P$)이 최대 설계압보다 작아야 한다. 또한, 충격파가 디스크에서 반사된 후에는 ΔP 의 압력감소를 가져오고 다시 반사된 파가 되돌아 올 때는 압력의 증가를 가져오는 현상이 반복되어 밸브가 심한 진동을 겪게 된다. 따라서 Seat와 Disk의 충격에 의해 Seat와 Disk의 마모손상이 발생한다. 또한 밸브의 상류 쪽에는 갑작스런 유동정지가 일어나므로 유동의 관성에 의해 감압이 심하게 발생한다. 이때 계통의 총 압력 ($P - \Delta P$)이 증기압(P_v)보다 작으면 국부적으로 증기가 발생하며 감압이 회복되면 다시 증기 기포가 깨지므로(응축) 심한 진동과 Disk 표면의 침식이 발생할 수 있다. 따라서 이러한 바람직하지 못한 현상을 방지하기 위해서는 밸브가 역류 시 신속히 닫히도록 해야 한다. 이러한 응답신속성은 닫히는 부품(Disk + Arm)의 무게, 닫히는 경로거리, 스프링 사용여부에 달려있다. 한편 이러한 역류 속도는 감속율과 밸브형태에 따른 함수로 이 관계를 밸브의 특성곡선이라고도 한다. 특히 역류 발생에서부터 완전히 닫히는데 걸리는 시차(Lag Time)는 모든 밸브의 공통이나 시차를 줄이므로 닫히는 충격을 최소화하도록 설계하고 있다.

나. 공동현상(Cavitation)

계통 내의 유체가 물인 경우 100℃가 되면 끓지만 이것은 1기압 압력 하에서의 현상이며, 압력이 저하하면 비등점은 100℃이하로 되고, 압력이 더욱 저하되면 나중에는 상온에서도 끓는 현상이 일어나게 된다. 이것은 주어진 액체 온도에 대응하는 포화증기압 이하로 내려가면 액체의 내부에서도 흡상 양정이 높거나, 유속의 급변 또는 와류의 발생, 유로에서의 장애 등에 의해 압력이 국부적으로 포화증기압 이하로 내려가 기포가 생성되는 현상이 일어날 수 있는데 이 현상을 공동현상(Cavitation)이라고 한다. 밸브의 입구부분에서 발생하는 경향이 크고 생성된 기포가 액체의 흐름에 따라 이동하여 고압부에 이르러 급격히 붕괴하는 현상이 되풀이 됨에 따라 밸브를 비롯한 Fitting에 손상이 발생한다. 이와 같이 공동현상의 발생은 밸브의 성능저하 재료의 손상 등 해로운 영향이 있기 때문

에 공동현상의 발생이 방지되도록 흡입조건의 결정에 각별한 주의가 필요하다. 이와 같이 밸브를 비롯한 Fitting 내에서 발생하는 공동현상(Cavitation)은 다음과 같은 결과를 초래한다.

(1) 소음과 진동

기포의 생성과 파괴가 순식간에 반복되므로 그것에 의한 충격파에 의하여 소음과 진동이 수반되고 때로는 운전불능으로 되는 수도 있다.

(2) 성능의 저하

공동현상(Cavitation)은 밸브의 입구부에서 발생하게 되므로 입구부에서 유동이 흐트러지고 양정, 효율, 축동력이 함께 급격히 저하한다. 이러한 경향은 계통배관의 통로가 넓고 또 짧은 비속도가 큰 밸브일수록 큰 영향을 받는다.

다. Vortex Shedding

유량이 밸브 디스크를 충분히 개방시켜 디스크가 단단히 정지판에 고정되어 있지 않으면 디스크를 지나는 유동에 의해 발생하는 Vortex에 의해 디스크가 진동현상(Oscillation)을 일으킨다. 디스크 Oscillation은 Hinge와 Hinge Pin의 마모를 가져와 밸브 누설이나 밸브가 잘 닫히지 않는 문제를 일으킬 수 있으며 심한 경우 밸브 디스크 Assembly가 본체로부터 떨어져 나올 수도 있다.

라. Flow Turbulence

배관의 유량이 충분치 못하여 디스크가 정지판에 완전히 고정되지 못하는 경우 유동내의 난류에 의해 디스크가 떨릴 수 있다. 이러한 떨림은 유량이 적은 경우 Seat와 유량이 많은 경우 정지판과 부딪히게 된다. 중간 유량에서는 유동 난류에 따라 움직인다. 따라서 마모가 매우 빠르게 진행된다. 특히 정지판과 부딪히는 경우 Nut에 충격이 전해져 Stud의 나선이 뭉개지고 Cotter Pin이 절단되어 Disk가 분리되는 경우가 발생할 수 있다. 분리전이라도 나사가 헐거워져 단힘이 좋지 않게 되어 누설의 원인이 되기도 한다.

3. 역지 밸브(Check Valve)의 고장 사례 분석표

원자력발전소 내에서 대표적으로 많이 쓰이는 역지밸브의 고장부위 및 메커니즘을 아래와 같은 표로 나타내어 보았다.

밸브 형태	주 고장 발생 부위	고장 Mechanism
Swing Check Valve	Hinge 및 Pin	- 불완전 개방에 따른 Hinge 마모 - 밸브 상류 측의 Turbulent Source - Disk의 Rotation에 의한 손상
	Disk	- Water Hammer - Disk stud와 stop의 부딪힘 - Disk 면과 Seat와의 기계적 부딪힘 - Disk 면과 Seat면 사이 Cavitation - Disk 후면에서의 Cavitation
	Seat	- Disk 면과의 기계적 충격 - 불균일 닫힘으로 인한 기계적 손상 - Disk 면과의 Cavitation
Lift Check Valve	Disk	- Swing Check Valve와 동일
	Seat	- Swing Check Valve와 동일
	Piston (guide)	- Turbulent 진동으로 인한 마모

4. 수격현상(Water Hammer)에 대한 모델링

위에서 살펴보았듯이 수격현상이 밸브의 주요 고장원인 중에 하나라는 사실을 알 수 있었다. 이제는 수격현상이 계통 내의 역지밸브에 어떤 Mechanism으로 작용하여 밸브의 고장의 원인이 되는지 추론하였다.

4-1. 계통 내에서의 수격현상을 모델링하기 위한 밸브의 특성곡선

밸브가 닫힐 때 디스크와 Seat와의 충격은 역류속도에 달려있다고 하였다. 이러한 역류속도는 계통의 감속도($\frac{dv}{dt}$)에 의해 결정된다. $\frac{dv}{dt}$ 와 역류속도 v_r 과의 관계를 나타낸 그래프가 밸브의 특성곡선이다. 이 곡선은 밸브 제작자가 실험을 통하거나 또는 유사한 밸브를 제작자 자체의 고유계산을 통해 만들어 공급자에게 제공된다. 밸브특성은 밸브 고유값으로 밸브의 형태, 크기, 스프링의 존재유무, 역무게(counter-weight) 등에 따라 달라진다.

앞에서 언급하였듯이 펌프정지등으로 감속발생시 계통의 유량감소가 진행되며 이에 따라 밸브의 동적거동과 닫히는 순간의 압력예측은 밸브의 건전성뿐만 아니라 계통의 건전성 평가에도 필요하다. 이러한 계통의 유량감소를 예측하기는 쉽지 않다. 실제로 계통은 너무 복잡하기 때문이다. 하지만 이러한 계통의 비정상유동은 결국 감속율로 표현이 가능하고 이러한 감속율은 배관 내에 역지밸브가 없다고 가정하면 배관내의 비정상유동 해석으로부터 구할 수 있다.

이러한 비정상유동 해석은 앞에서 구한 유동자연감소(Flow Coastdown) 모델을 사용할 수 있다. 이렇게 계통의 $\frac{dv}{dt}$ 가 구해지면 v_r 이 구해지고 이에 따라 ΔP_{slam} 이 구해진다.

따라서 밸브 디스크 양단의 $P = P_{sys} \pm \Delta P_{slam}$ 으로 구해진다.

계통 내에서 펌프의 정지와 같은 이유로 과도상태가 유발될 때 계통의 유동거동을 예측할 필요가 있다. 왜냐하면 이들은 역류속도와 직결되는 잠속율의 근거가 되기 때문이다.

따라서 본 절에서는 다양한 계통과 다양한 유동조건에서 유동감속이 어떻게 이루어지는지를 설명하고자 한다. 실제로 유동과도는 매우 다양하나 본 연구와 관련이 있는 역지밸브의 수격현상과 연관이 있는 거동만을 고려해보자.

이들을 요약하면 다음 그림과 같다

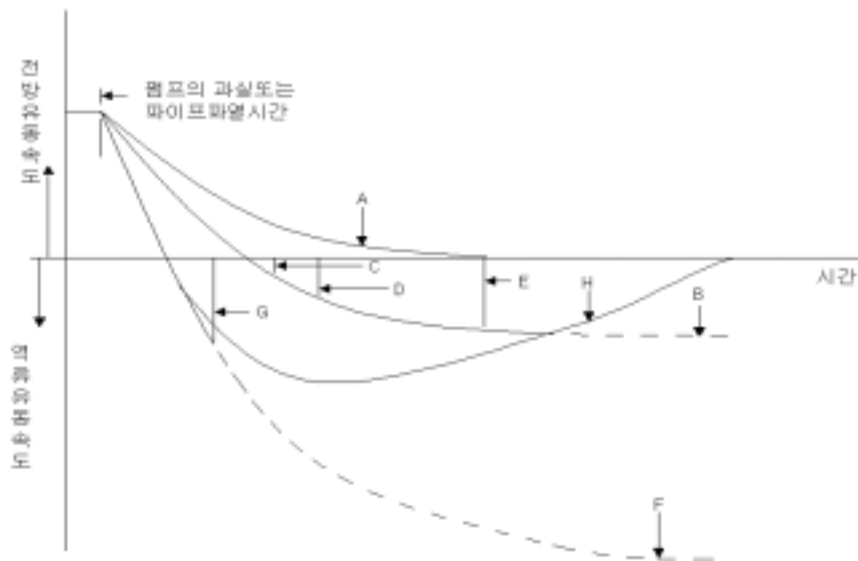


그림 5 역류과도현상해석 그래프

그러면 이들 그림들을 정량적으로 설명해보도록 하자.

○ A 곡선 : 일상 순환유로에서 펌프정지 시 유동 자연 감수(Flow Coastdown) 곡선임. 펌프 임펠러와 계통 내 유체의 관성 에너지를 마찰이 계속 소모하여 에너지가 0(zero)이 되면 유동은 정지한다. 이 경우 역류방지용 역지밸브는 불필요하나 유동정지 시 계통의 완전배수방지를 위한 역지밸브는 필요할 수 있음.

○ B 곡선 : 고압의 대용량 급수 계통에 해당한다. 펌프정지 후 유속이 급속히 줄어 정지

한 후 역류한다. 역지밸브가 없으면 역류가 계속 일정한 값에 도달할 때까지 증가한다. 역류속도 한계는 계통의 특성에 따라 다르다

○ C 곡선 : B곡선과 같은 계통에 매우 신속히 응답하는 역지밸브를 설치한 경우에 해당한다. 가장 이상적인 역지밸브는 속도가 정확히 영(zero)이 되는 시점에서 신속히 닫혀

역류가 영(zero)이 되는 것이다. 이 경우 수격현상은 없다. 하지만 실제 밸브에서는 전방 유동에서 닫히기 시작하나 시차가 있으므로 약간의 역류는 허용한다. 신속한 응답으로 역류가 미미한 시점에 닫히므로 수격현상을 최소화한다.

○ D 곡선 : 약간 느린 응답을 갖는 역지밸브의 특성곡선이다. 따라서 이에 따른 상당한 역류속도와 수격 압력 상승을 수반한다.

○ E 곡선 : 밸브 마모나 이물질이 끼임으로 밸브가 제대로 닫히지 않아 역지밸브가 없는 경우와 마찬가지로 역류가 증가한다. 어떤 경우 역류힘에 의해 이물질의 방해가 극복되거나 디스크가 Seat와 잘 밀착되는 경우 밸브가 갑자기 닫히게 되고 심각한 수격현상이 일어나 사고로 이어질 수 있다.

○ F 곡선 : 곡선 B와 같은 계통에 밸브 상류에 배관 파열이 발생한 경우이다. 압력급감으로 역류속도가 계속 증가한다. 경우에 따라서는 임계유속에 도달할 경우도 있다.

○ G 곡선 : 앞의 곡선 F와 같은 경우에 매우 응답이 빠른 통상적인 역지 밸브를 설치한 계통의 응답곡선이다. 감속이 매우 빠르게 진행되므로 비록 작은 시차에도 불구하고 빠른 역류로 인해 심각한 수격현상을 일으킬 수 있다. 발전소 급수계통에서 매우 응답이 빠른 밸브라 할지라도 심각한 수격현상을 일으킬 수 있다. 따라서 특수한 밸브의 설치가 필요하다.

○ H 곡선 : 닫히는 시간을 늦추어 수격충격을 완화시키도록 설계한 역지밸브이다. 이러한 밸브는 완충실(dashpot)과 Equalizer 등으로 구성되어 있다. 이러한 밸브는 역류량을 증가시키는 결점이 있다.

4-2. 유동 감속 모델(Flow Cooldown Model)

앞에서 언급하였듯이 정상적으로 순환되던 순환 유동 회로에 펌프가 정지하거나 기타의 이유로 유동의 기동력이 상실되면 유동자체와 펌프날개(Impeller)의 관성에 의해 벽과 유체와의 마찰에도 불구하고 유동이 순간에 멈추지 않고 감속을 계속한다.

이와 같이 유동이 감속되는 것을 유동감속(Flow Cooldown)이라 하며 유동과 펌프날개가 갖고 있던 운동에너지가 계통의 마찰에 의해 소진될 때 유동은 멈춘다. 하지만 계통의 압력차가 있는 경우(밸브 상류가 압력이 낮고 하류가 높을 경우)는 감속이 보다 신속히 진행되고 역류도 발생한다. 이때 역지밸브가 신속히 닫히면 밸브 디스크 양단에 미치는

충격압력도 미미할 뿐 아니라 역류된 유량도 미량에 그치게 된다. 역류 속도(유량)는 특정 밸브에 대해 감속율이 정해지면 일정하다. 이러한 감속율과 역류속도의 관계를 나타낸 것이 밸브의 특성곡선이다. 이는 앞에서 충분히 설명하였다. 따라서 본 절에서는 역류속도를 구하기 위한 모델링에 대해 토의하고자 한다. 여기서 구한 감속율 $\frac{dv}{dt}$ 에 의해 역류속도 v_r 이 구해지고 따라서 역류 시 충격압력이 구해진다. 우선 이를 위해 다음과 같은 순환 유로를 가정하자. 보통 순환유로는 매우 복잡하나 키르히호프법칙(Kirchoff's Law)을 적용하고 간략화하면 다음과 같은 순환유동 회로로 간략화 될 수 있다. 따라서 다음의 유동개략도는 일반적으로 많은 경우에 적용이 가능하리라 예상된다.

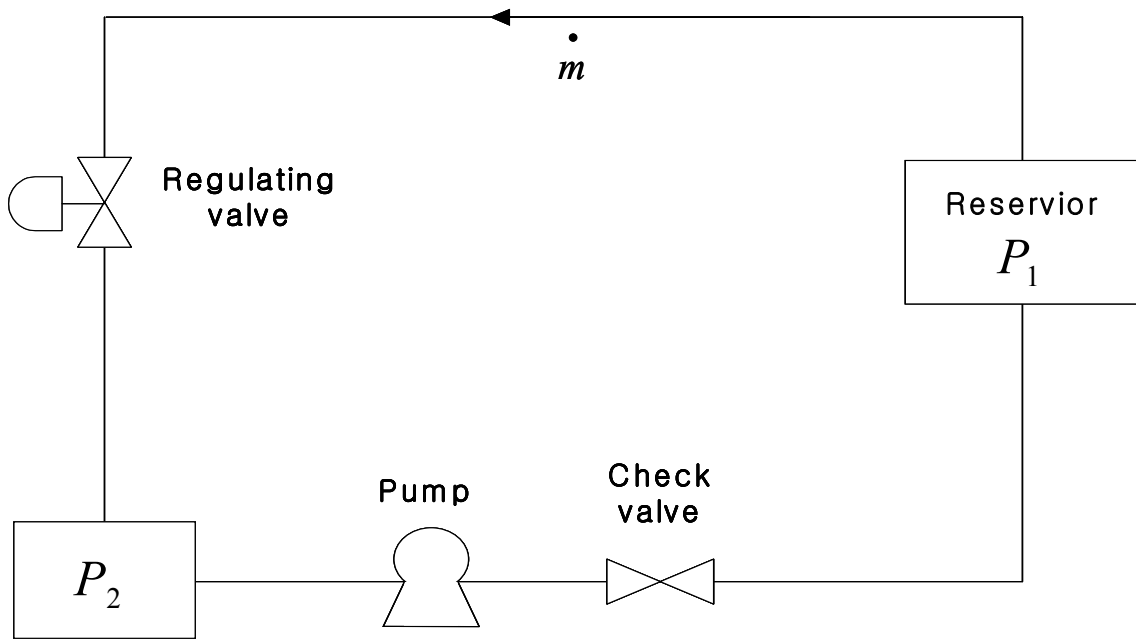


그림 2 전형적인 순환 유동 회로

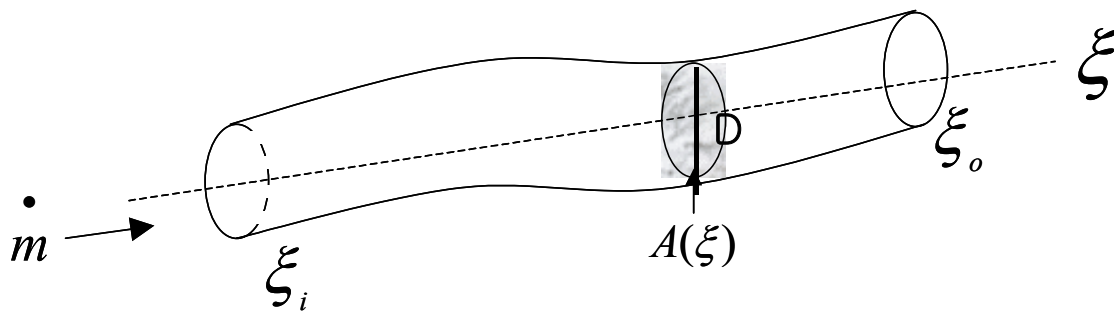


그림 3 계통 내 배관내부의 단면

위의 그림과 같은 비압축성 유동 유로에 대해 기계적 에너지 방정식(Mechanical Energy Balance)를 세우면 다음과 같다.

$$\frac{w(t)^2}{2\rho^2} \left(\frac{1}{A_o^2} - \frac{1}{A_i^2} \right) + \int_{\xi_i}^{\xi_o} \frac{dP}{\rho(P)} + g(z_o - z_i) + \frac{L}{\rho A} \frac{dw(t)}{dt} + \widetilde{E}_v - gH_p = 0 \quad \text{---- (2)}$$

(2)식에서, L = 두 점 (ξ_o 와 ξ_i)간의 거리 ($\xi_o - \xi_i$)

$$\frac{1}{A} = \frac{1}{L} \int_{\xi_i}^{\xi_o} \frac{d\xi}{A(\xi)} ; \text{유동단면적의 거리에 대한 평균}$$

$$\widetilde{E}_v = \frac{E_v}{w(t)} ; \text{단위 유량당 마찰력에 의한 기계적 에너지 손실을}$$

E_v ; 마찰력에 의한 기계적 손실을

$$H_p ; \text{펌프의 수두(Head)} = \frac{E_p}{gw(t)}$$

E_p ; 펌프에 의한 기계적 에너지 증가(생산)을

$$\widetilde{E}_v = k \frac{1}{2} V^2 = k \frac{1}{2} \left(\frac{W}{\rho A} \right)^2 \quad \rho v A = W$$

여기서 k 는 손실계수이다.

한편 수두인 H_p 는 펌프의 크기, 회전속도, 유체밀도, 유량 등에 따라 상관식으로 표시될 수 있다. 특정한 펌프(크기, 사용유체, 회전속도가 정해진)에 대해서는 정규화 된 펌프속도와 정규유량과의 관계로 간단히 표시된다. 원심펌프에서는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{H_p(W)}{H_p(W_R)} = \frac{1 - C_1(W/W_R) - C_2(W/W_R)^2}{1 - C_1 - C_2} \quad \text{---- (3)}$$

(3)식에서 하첨자 R은 정격수두와 유량을 의미한다.

C_1 과 C_2 는 펌프의 특성곡선으로부터 구하거나 제작자로부터 입수할 수 있다.

한편 펌프 모터의 동력이 죽으면 펌프는 날개 및 관성바퀴(Fly Wheel)의 관성과 펌프내의 회전력 소진에 의해 감속한다.

통상 펌프의 운동량과 회전속도와의 관계는 다음과 같다.

$$I \frac{dw}{dt} = - C w^2 \quad \text{---- (4)}$$

여기서 C 는 손실계수이며 I 는 펌프의 운동량 관성이고 w 는 각속도이다.

이의 방정식해는 $w(0) = \frac{w_0}{I+t/t_p}$

$t_p = \frac{I}{Cw_0}$ 로써 정의되며 회전속도가 처음속도의 1/2로 줄어드는데 걸리는 시간을 나타낸다.

변수분리하여 적분하면 다음과 같다.

$$-\frac{dw}{w^2} = \frac{C}{I} dt \quad , \quad w = \frac{1}{2}w_0$$

$$\frac{1}{w} = \frac{C}{I}t + C_1 \quad , \quad \frac{1}{w_0} = C_1 \quad (t=0)$$

$$\frac{1}{w} - \frac{1}{w_0} = \frac{C}{I}t \quad , \quad \frac{C}{I}t_p = \frac{1}{w_0}$$

$$\frac{1}{w} = \frac{C}{I}t + \frac{C}{I}t_p = \frac{C}{I}(t+t_p) = \frac{C}{I}t_p(1+t/t_p) = \frac{1}{w_0}(1+t/t_p) \quad \text{---- (5)}$$

$w = \frac{w_0}{1+t/t_p}$; 여기서 t_p 는 실제 계통의 Coastdown 시 유량이 1/2로 줄어드는 시간을 실측하므로 구할 수 있다.

한편 $\int_{P_i}^{P_o} \frac{dP}{\rho(P)} = \frac{P_o - P_i}{\rho}$ 이다. 왜냐하면 Water Hammer는 매우 빠른 과도 상태로

로서 비압축성 유체이므로 밀도는 압력에 무관하게 거의 일정하기 때문이다. 물론 Cavitation이나 이상류의 경우에는 밀도 변화가 고려되어야한다.

이들 관계식을 원식에 대입하여 간단히 하면 다음과 같다.

$$P_0 - P_i + g\rho(z_0 - z_i) + \frac{L}{\bar{A}} \frac{dw}{dt} + \frac{W^2}{2\rho\bar{A}^2} \left(k + \left[\left(\frac{\bar{A}}{A_0} \right)^2 - \left(\frac{\bar{A}}{A_i} \right)^2 \right] \right) - \rho g H_p(W_R) = 0$$

---- (6)

여기서 $\left[k + \left(\frac{\bar{A}}{A_0} \right)^2 - \left(\frac{\bar{A}}{A_i} \right)^2 \right]$ 는 유체의 마찰과 유동 면적 변화에 따른 압력강하 계수로 합하여 K 라고 정의하자.

$K \equiv k + \left(\frac{\bar{A}}{A_o}\right)^2 - \left(\frac{\bar{A}}{A_i}\right)^2$ 또한 역류도 고려하여 W^2 도 $W|W|$ 로 놓는다.

또한 $\Delta P = (P_o - P_i)$ 로 치환하면 (7)식과 같이 간략화된다.

$$\Delta P + g\rho\Delta z + \frac{L}{A} \frac{dw}{dt} + K \frac{W|W|}{2\rho A^2} - \rho g H_p(W) = 0 \quad \text{---- (7)}$$

한편 유로 단면적이 구간 구간에서 변하는 경우 $K = \sum K_i$ 로 표시할 수 있으며 구간에 fitting이 존재하는 경우 해당 손실 힘을 추가하면 된다.

위와 같이 어떤 계통간의 ΔP (한 Reservoir에서 다른 Reservoir 간의 압력차)가 알려지고 필요한 정보(K 와 H_p 등)가 구해지면 $\frac{dw}{dt} = \rho A \frac{dv}{dt}$ 로부터 감속율이 다음 비선형 방정식의 해를 구함으로 구해진다.

$$\Delta \frac{P}{\rho} + g\Delta z + L \frac{dv}{dt} + K \frac{V|V|}{2} - g H_p(W) = 0 \quad \text{---- (8)}$$

여기서 구해진 시간의 함수인 $v(t)$ 를 미분하면 $\frac{dv}{dt}$ 를 얻을 수 있다.

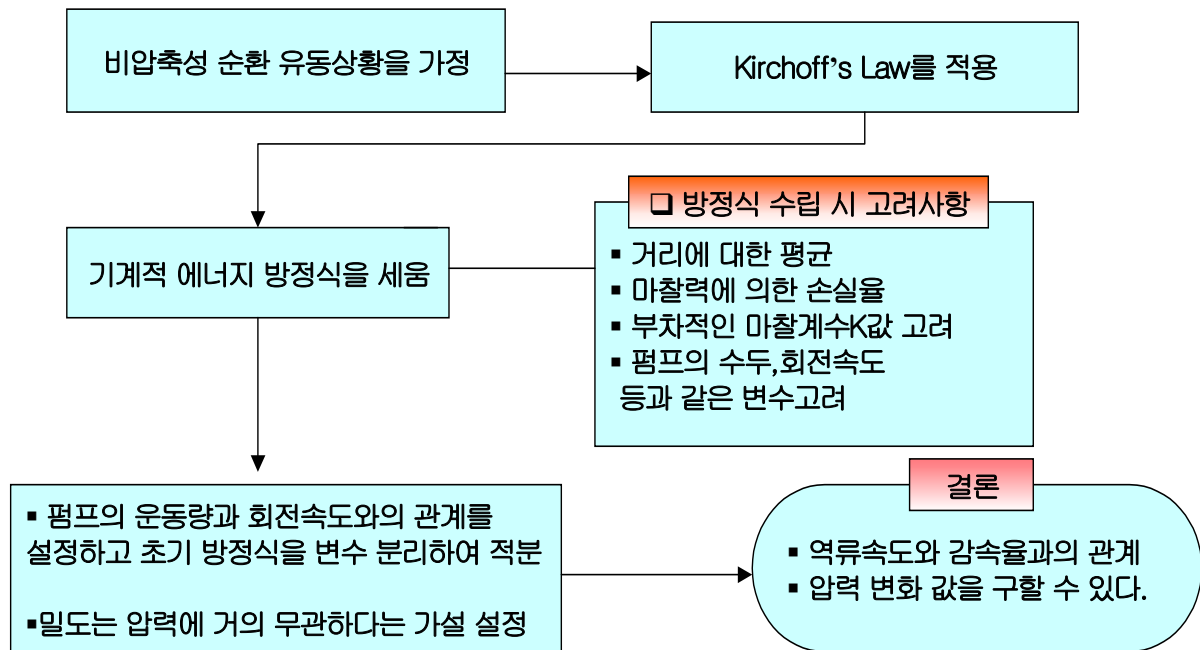
5. 수격현상(Water Hammer)의 모델링 과정 모식도

수격현상(Water Hammer)에 대한 수학적 계산식만으로는 조금 복잡할 수 있다. 이해를 돕기 위해서 모델링과정을 간단한 모식도로 나타내어 보았다.

6. 결론

본 연구에서 역지밸브(Check Valve)로 인해 발생하는 고장원인들에 대해서 간략히 알아보고 주요 고장원인인 수격현상에 대해 자연감소곡선을 이용하여 수격현상을 모델링하였다. 도출된 결과를 크게 2가지로 아래와 같이 기술하였다.

1. 역지 밸브의 고장과 관련있는 수력학적 현상은 Water Hammer, Turbulence, Vortex Shedding, Pulsating Unsteady Flow 등이 있다.



2. 주 고장원인인 수격현상에 관해서 모델링하는 과정에서 순환유동회로를 가정하고 벨브특성곡선에서 자연감수곡선을 선정하여 (8)식을 도출하였다. (8)식을 통해서 수격현상에 대한 이론모델(지배 방정식)이 완성되었다.

6. 참고자료

1. NUREG/CR 5159, Dated: 5/1/1988,
Prediction of check valve performance and degradation in nuclear power plant systems
Final Report, SEPTEMBER 1987 - APRIL 1988
2. NUREG/CR 5515, Dated: 7/1/1990,
Light water reactor pressure isolation valve performance testing
3. NUREG/CR 5583, Dated: 8/1/1990,
Prediction fo check valve performance and degradation in nuclear power plant
systems - Wear and Impact tests ; FINAL REPORT, SEPTEMBER 1988 - APRIL
1990
4. NUREG/CR 5910, Dated: 8/1/1992,
Loss of Essential Service Water in LWRs (GI-153), Scoping Study
5. NUREG/CR 5944, Dated: 9/1/1993,
A Characterization of Check Valve Degradation and Failure Experience in the
Nuclear Power Industry
6. NUREG/CR 5944, Dated: 7/1/1995,
A Characterization of Check Valve Degradation and Failure Experience in the Nuclear
Power Industry, Volume 2, 1991 Failures

7. NUREG/CR 6508, Dated: 7/1/1997,
Component Unavailability Versus Inservice Test (IST) Interval: Evaluations of
Component Aging Effects With Applications to Check Valves
8. BEAVER VALLEY 1 - EventDate: 04/27/1998 - LER Number: 1998-022 -
Common Mode Failure of Containment Isolation Check Valves
9. BEAVER VALLEY 1 - EventDate: 07/10/1997 - LER Number: 1997-019 -
Containment Penetration Check Valves Not in Accordance With the Design Basis
10. BRAIDWOOD 1 - EventDate: 05/16/1999 - LER Number: 1999-001 - Both
Trains of Low Pressure Safety Injection Declared Inoperable Due to a Gas Pocket in
the B/C Cold Leg Injection Piping