'2000 춘계학술발표회 논문집
원자력학회

원자력발전소용 미로형 제어밸브의 유로 모델링 및 성능 평가

The Flowing Path Modeling and Performance Evaluation of a Tortuous Path Valve for Nuclear Power Plant

권갑주, 김현장

한국전력공사
울산광역시 울주군 서생면 신암리 991

요약

원자력발전소의 고차압 조건에 적용되는 제어밸브의 캐비테이션과 관련 문제점을 해결하기 위해 미로형 유로의 모델링과 미로형 밸브를 제작하여 성능을 평가하였다. 미로형 유로 구조에서 유동 특성을 확인한 결과 높은 레이놀즈 수 영역에서 압력손실계수는 거의 일정한 값을 가지며 이러한 일련의 실험을 결과에 이용하여 미로형 밸브의 디스크 스택에 형성할 수 있는 미로형 유로의 모델링을 수행하였다. 미로형 유로의 Turn 수를 증가시키면 밸브유량계수와 행정의 관계가 선형에 가깝게 되지만 같은 유량을 통과시키기 위해서는 행정이 길어지게 된다. 또한 미로형 유로의 Passage 수를 증가시키면 밸브유량계수와 행정간의 경향은 변하지 않으나 행정이 같은 상태에서 큰 밸브유량계수를 얻을 수 있다. 또한 미로형 유로의 Turn 수와 Passage 수를 적절히 조합하면 밸브 트림 출구에서의 유체의 운동에너지(Kinetic Energy)가 효과적으로 조절된다. 미로형 유로의 모델링에 의한 유량 특성과 실제 미로형 밸브의 유량 특성을 평가한 결과 밸브유량계수와 행정의 관계가 잘 일치하였다. 이러한 다양한 모델링 결과는 적용 조건이 다른 미로형 밸브의 설계에 쉽게 이용할 수 있다. 이 밸브는 유량 특성 이외의 다른 성능에서도 초기에 설정한 엄격한 기준에 모두 만족하였으며, 이러한 성능의 신뢰성은 발전소에서의 실증 시험으로 재확인하였다.

Abstract

In this study, the flowing path modes and the pformance of a tortuous path valve which can solve cavitation and related problems in fluid control valve subjected to high differential pressure were investigated. The pressure loss coefficient in the models of the tortuous path on a disk was also investigated. The loss coefficient has no variation according to the value of Reynolds Number in the region of high Reynolds Number. The characteristics of the flowing path models are computed based on the experimental results and they are highly dependent on the number of turns and passages of the maze of the disc stack. The results can be applied to the design of the tortuous path valve trim. The fluid kinetic energy of the valve trim outlet can be effectively controlled within the required limit by combining the number of turns and passages of the disc stack. The performance characteristic of the prototype tortuous path valve was evaluated and the result was well predicted by the one of the models. The other performances of the valve have been satisfied with the criteria and its reliability has been proved at the nuclear power plant.

1. 서론

원자력발전소에는 고압으로 유지되는 여러 가지 유체를 효과적으로 제어하기 위해 수 많은 고차압 제어밸브가 사용되고 있다. 이러한 고차압 제어밸브는 유체 제어계통에서의 복합적인 유동으로 인하여 캐비테이션(Cavitation), 플래싱(Flashing), 침식(Erosion) 등의 현상이 발생하면 내부 부품의 손상을 일으키게 된다. 이러한 영향으로 인하여 밸브는 수명이 단축되고 공정 제어상 여러 가지 어려움이 발생하며, 운전되는 유체와 에너지의 손실에 따라 전반적인 효율의 감소를 가져오게 된다. 특정 설비에 장착된 고차압 제어밸브가 닫힘 상태에서 내부누설이 발생할 경우에는 극심한 햄머링(Hammering)으로 진동과 소음이 심하게 되어 작업 환경을 해치게 되며 소음 규제의 대상물이 된다. 특히 발전 정지와 직결된 계통의 고차압 제어밸브에서 캐비테이션이 발생하면 밸브 및 배관에 피로를 가중시켜 파열과 같은 손상을 일으킬 수 있으며, 경우에 따라서는 발전소의 불시정지를 초래할 수도 있다.

이와 같이 광범위하게 사용되고 있는 밸브가 많은 문제점들을 안고 있음에도 불구하고 대부분은 경험에 의거하여 일시적인 방법으로 조치를 해 나가고 있다. 이러한 방법은 많은 유지 정비 비용이 소요될 뿐 아니라 발전소의 효율을 저해하므로 직간접적인 손실을 가져오게 된다. 밸브에서의 진동과 소음, 수명 단축 등의 문제들은 밸브내에서 발생하는 과도한 유체의 속도에 의해 발생하는데, 이를 방지하기 위해서는 유체의 속도를 제어해야 한다. 그 방법중의 하나인 유로 면적이 변하지 않으면서 압력손실이 많은 미로형 밸브(Tortuous Path Valve)를 사용하는 것으며, 이러한 미로형 밸브는 압력이 극히 높은 화력발전소와 다양한 유체의 공정 처리가 필요한 석유 화학 플랜트 등에서도 성능과 수명이 탁월한 밸브 형식으로 알려져 있다[1].

본 논문에서는 고차압 조건에서 발생하는 문제점을 효과적으로 개선할 수 있는 미로형 밸브의 유로 모델링을 통해 밸브에서의 압력강하 및 유동 특성을 수치적으로 분석하여 최적 설계 방법을 결정하고 이를 토대로 국내 최초로 개발한 고차압 미로형 밸브의 성능에 대하여 논하고자 한다.

2. 캐비테이션 제어와 미로형 밸브

캐비테이션은 유체가 흘러감에 있어 미시적인 증기 방울들을 만들어내고 또 깨어지는 과정인데, 이 캐비테이션 문제는 제어밸브를 선정하거나 적용할 때 제일 먼저 고려하는 부분이다. 캐비테이션은 유체가 낮은 압력영역을 거쳐 다시 높은 압력영역으로 들어가는 영역에서 발생한다. 제어밸브의 경우에 이런 낮은 압력영역은 보통 밸브 밀봉링(Seat Ring)이나 수축부(Vena Contracta)에서 부수적인 고속 유동에 의해 일어난다. 베르누이 법칙에서 유체의 전에너지는 손실을 무시한다면 언제나 일정하다. 따라서, 아주 좁은 유로 면적을 지날 때 속도가 증가하는 곳에서 압력은 감소한다. 일반적인 고차압 제어밸브의 형상은 그림 1과 같으며, 이러한 밸브에서의 압력과 속도의 특징은 그림 2와 같다[2]. 만약 유체의 압력이 기화압력(Vapor Pressure)보다 낮아지게 되면 기포들이 생성된다. 다시 압력이 회복되는 영역에서 그 기포들은 내파된다. 이 내파는 굉장히 격렬해서 표면에 거의 100,000psi 정도의 응력을 발생한다. 이런 고속의 유동은 캐비테이션 외에 기계의 부식, 마멸 등을 초래하며 심한 잡음, 심각한 진동, 나쁜 공정 제어 그리고 어떤 유체들은 장치의 기능을 퇴화시킨다.

캐비테이션을 제어하기 위하여 좀더 단단한 재료를 쓰거나 기포가 깨어지는 지점을 옮기거나 하는 시도가 되었지만 지금은 에너지를 소모시키는 원리가 보편적으로 쓰이고 있다. 많은 종류의 밸브들이 캐비테이션 제어밸브로 분류되고 있으나 밸브에서 에너지 소모의 원리는 크게 두 종류로 나눌 수 있다. 하나는 오리피스의 원리를 이용하여 국부손실(Local Loss)을 만드는 것이다. 유체의 흐름을 작은 통로들로 나누어 여러 오리피스로 만들면 캐비테이션이 상당히 개선되고 잡음도 많이 줄어든다[3]. 그러나 이 방법으로 고차압 조건을 제어하기 위해서는 밸브의 크기가 매우

커지게 되어 경제성이 낮아지는 단점이 있다.

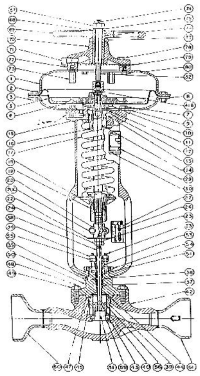

그림 1. 일반적인 고차압 제어밸브

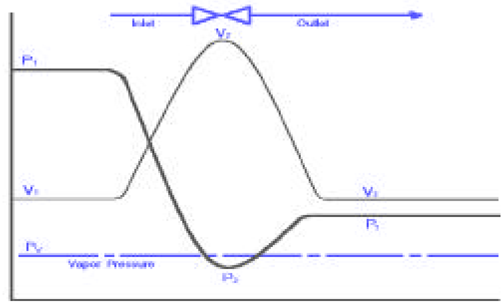

그림 2. 고차압 제어밸브의 압력과 속도

다른 하나는 유로 면적변화 이외의 방법으로 압력을 떨어뜨릴 수 있는 방법이며 밸브 플러그(Plug) 주위에 미로형의 유로를 형성하는 디스크 단으로 구성된 디스크 스택(Disc Stack)을 플러그 주변에 설치하여 사용하는 것이다. 각 디스크는 평행한 유로를 형성하고 있으며, 각 유로는 직각으로 꺽인 꼬불꼬불한 통로로 만들어져 있어 유체의 속도가 증가하지 않으면서 압력을 떨어뜨린다. 이러한 미로형 밸브에서는 압력강하의 대부분이 디스크 스택에서 발생하게 되므로 유량을 제어하기 위해 플러그를 오르내리더라도 유체의 속도는 일정하게 유지되고 압력은 증기압 이상으로 유지된다. 또한 밸브에서의 압력강하와 더불어 소음 및 침식 등과 같은 부작용을 해소하기 위해서는 유체의 운동에너지(Kinetic Energy)를 제한하여야 한다. 일반적인 유동 조건에서는 밸브의 트림(Trim) 출구의 운동에너지가 480 kPa(물의 경우 30 m/s에 해당)가 이하이면 문제점이 거의 발생하지 않게 되나, 어떠한 경우에도 운동에너지가 1,030 kPa 이상이 되어서는 안된다. 특히 캐비테이션이 발생할 수 있거나 2상 유체의 조건에서는 이 운동에너지를 275 kPa(물의 경우 23 m/s) 이하로 제한하여야 하고, 진동에 민감한 시스템에서는 75 kPa(물의 경우 12 m/s) 이하로 제한하여야 한다[1]. 이러한 유체의 압력과 운동에너지에 대한 제반 제한조건을 미로형 밸브의 구조를 통해 효과적으로 조절할 수 있다.

3. 미로형 유로의 유동 특성 실험

미로형 밸브를 설계하기 위해서는 미로형 유로에서 발생하는 압력손실계수를 정확하게 알아야 한다. 미로형 유로의 단면은 사각으로 종횡비가 0.7이면서 직각으로 꺽이는 미로에서의 압력손실계수는 Blevins, Idelchik 등의 실험에 의해 1.2로 알려져 있다[4][5]. 그러나 이 데이터들은 레이놀즈 수가 2×10^5 이상인 영역에서만 쓰일 수 있다. 따라서 미로형 유로에서의 손실계수를 정확하게 측정하기 위해 미국계측협회의 성능시험 지침을 참고하여 그림 3과 같은 실험장치를 제작하였다[6] . 이 실험장치의 실물의 모습은 그림 2와 같다. 실험장치에는 미로형 유로 모델, 펌프, 유량계, 압력계를 포함하는 배관 시스템으로 구성된다. 유체 흐름을 위하여 펌프(LG PWN-263M)를 사용하였다. 이 펌프는 미로형 유로를 포함하는 배관 시스템에서 일어나는 압력 강하량 만큼의 압력을 증가시켜 준다. 배관에서의 유량은 펌프 뒤쪽에 위치한 밸브를 개폐함으로서 조절하며 유량계를 이용하여 유량을 측정하였다. 그리고 미로형 유로 모델 전후에 압력계를 설치하여 압력을 측정하였으며 미로형 유로에서 발생하는 압력강하는 두 압력 값의 차이가 된다. 이렇게 측정한 압력차이($\triangle P$)와 유량(q)은 다음과 같은 관계식을 통해 손실계수(K_L)를 구하는데 사용된다[7][8].

$$K_L = \frac{2\triangle P}{\rho V_m^2} , \qquad V_m = \frac{q}{A} \tag{1}$$

여기서 ρ, A, V_m 은 각각 유체의 밀도, 유로 단면적, 유체의 속도이다.

미로형 유로를 가지는 사각 단면의 형상은 종횡비가 0.7이면서 치수가 다른 각각의 모델, 그리고 종횡비가 0.7이면서 굴곡수도 각각 달리하면서 12와 32인 두경우도 실험을 수행하였다. 그림 5는 실험 모델중 하나로 8 Turn 1 Passage의 모델을 나타낸 것이다.

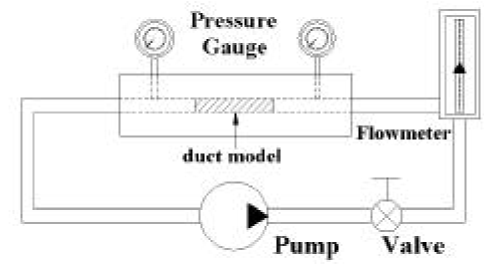

그림 3. 미로형 유로의 실험장치 개념도

그림 4. 미로형 유로의 실험장치 전경

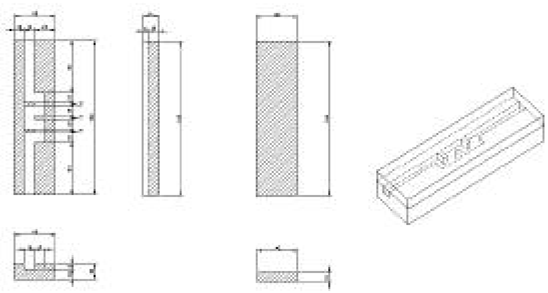

그림 5. 미로형 유로 모델

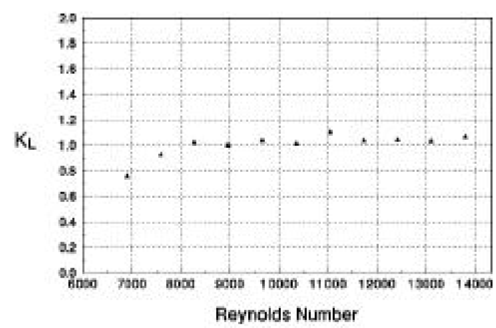

그림 6. 레이놀즈 수에 따른 압력손실계수 변화

그림 6은 Turn 수가 32인 미로에 대한 실험 결과로서 레이놀즈 수에 따른 손실계수의 변화를 나타낸 것이다. 이 그림에서 압력손실계수(K_L) 값은 약 1.0으로 레이놀즈 수에 관계없이 일정한 값을 가진다.

4. 미로형 유로 디스크의 모델링

미로형 밸브의 설계는 미로형 디스크 스택의 형상을 결정하는 것으로 디스크 스택의 형상조건에는 여러 가지가 있다. 먼저 디스크의 내경은 적용될 밸브의 플러그의 외경과 같이 한다. 그리고 미로의 단면 형상은 면적이 작아지면 한 Turn당 압력차이를 크게 할 수 있어 많은 Turn 수의 미로를 배치할 수 있다. 그러나 단면적이 너무 작아지면 이물질이 쌓여 통로가 막힐 수가 있다. 그러므로 미로단면 형상은 이물질에 의한 막힘 현상이 발생하지 않는 범위에서 작게 설계하여야 한다. 그러고 미로 사이의 허용 벽 두께와 디스크와 디스크 사이의 벽 두께는 구조역학적으로 안정한 범위에서 결정한다. 본 연구에서는 실제 제품 생산에 적용한 형상 조건으로 미로형 유로의 단면적은 폭 2.8mm, 높이 2mm, 디스크의 두께는 3mm, 디스크의 외경은 158 mm, 디스크의 내경은 76 mm에 관한 것이다.

미로형 밸브의 특성은 Turn 수와 Passage 수에 의해 좌우된다. 실제 발전소 적용 가능성을 고

려하여 가능한한 많은 Turn 수와 Turn 수가 정해졌을 때의 최대의 Passage 수에서의 밸브유량계수(Cv) 값을 구해 보았다. 여기에서는 Turn 수와 Paassage 수의 효과를 살펴보기 위해 다음 표 1에 나타난 바와 같은 4가지 모델에 대하여 밸브유량계수의 특성을 살펴본다.

< 표 1 > 모델의 Turn 수와 Passage 수

구 분	Turn 수	Passage 수
Model 1	20	36
Model 2	24	16
Model 3	24	32
Model 4	32	12

일반적인 밸브에서 압력강하 특성은 다음과 같이 정의되는 압력손실계수(K)를 통해 나타낼 수 있다.

$$K = \frac{\triangle P}{\frac{1}{2}\rho V^2} \quad (2)$$

여기서 $\triangle P$, ρ 및 V는 각각 밸브에서의 유체의 압력손실, 밀도, 입구의 유체 속도를 나타내며, 디스크 스택 미로에서의 굴곡당 압력손실계수(K_L) 또한 유사한 형태로 표시된다.

미로형 밸브에서의 전체 압력손실은 미로에서 발생하는 압력손실과 이를 제외한 나머지 압력손실의 합으로 볼 수 있는데 그 결과는 다음과 같이 나타낼 수 있다[6].

$$\triangle P = (K_L N + K)\left(\frac{q^2 G_f}{890 d^4}\right) \quad (3)$$

여기서 N, q, G_f, d는 각각 미로의 굴곡수, 유체의 유량, 유체의 비중, 밸브 입구의 직경을 나타낸다.

그리고 밸브의 성능특성은 주어진 차압 조건에서 형성되는 유량률에 의한 밸브의 유량계수(C_v)로 정의할 수 있으며 이를 다음 식으로 나타낼 수 있다[4][9].

$$C_v = q\sqrt{\frac{G_f}{\triangle P}} \quad (4)$$

또한 전유로의 특정 구간에서 유체의 속도와 운동에너지(Kinetic Energy, KE)는 다음과 같이 나타낼 수 있다[1].

$$V_0 = \frac{w}{\rho_0 A_o} \quad (5)$$

$$KE = \frac{1}{2}\rho_0 V_0^2 \quad (6)$$

여기서 w 및 A는 각각 유체의 속도 및 유로의 단면적이다.

표 1의 4가지 모델에 대한 디스크의 미로형 유로는 다음 그림 7, 그림 8, 그림 9 및 그림 10과 같은 구조로 설계할 수 있다.

수치적인 방법과 실험을 통해 규명한 압력손실계수를 앞의 식을 적용하면 각 모델에 대한 미로형 밸브의 행정(Stroke)에 대한 밸브 유량계수(C_v)값을 구할 수 있으며 그 결과는 그림 11과 같다. 밸브의 행정에 대한 밸브유량계수 값은 Turn 이 20번 이상 될 경우에는 그에 따라 구성할 수 있는 Passage 수가 줄어들게 된다. 네 경우 모두 밸브유량계수가 커지기 위해서는 필요로 하는 밸브 행정의 길이가 매우 길어진다. 특히 Passage 수가 작으면 밸브유량계수 값이 작아지면서 요구되는 밸브 행정이 더 길어진다는 것을 알 수 있다. 그리고 Turn 수가 많아지면 Cv - % Stroke(h/D) 특성이 직선에 가까워 진다. 이 경우 밸브 행정에 따라 선형적으로 비례하여 유량이 증가한다는 것을 의미하므로 제어가 용이해진다. 그러므로 Turn 수도 많고 Passage 수도 많은 것

이 밸브의 특성을 유리하게 만든다고 볼 수 있다. 그러나 Turn 수가 많아지면 많은 Passage를 배치할 공간이 없어진다. 그러므로 Turn 수는 적당한 선에서 선택을 하여야 되는데 밸브가 완전히 열렸을 때 원하는 밸브유량계수를 얻을 수 있는 만큼의 Passage 수를 선택하고 그 상태에서 가능한 최대의 Turn 수를 배치해야 한다는 것을 알 수가 있다.

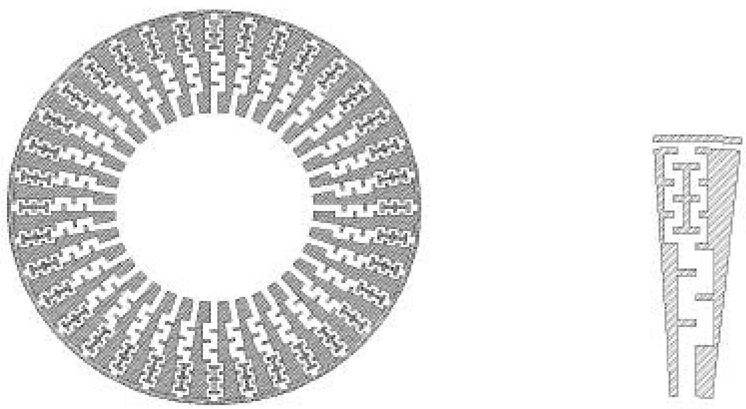

그림 7. Model 1(20 Turn 36 Passage)의 미로형 유로 구성도

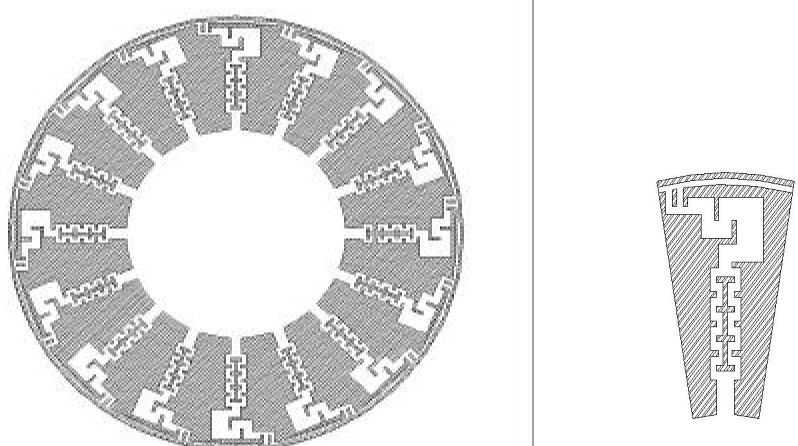

그림 8. Model 2(24 Turn 16 Passage)의 미로형 유로 구성도

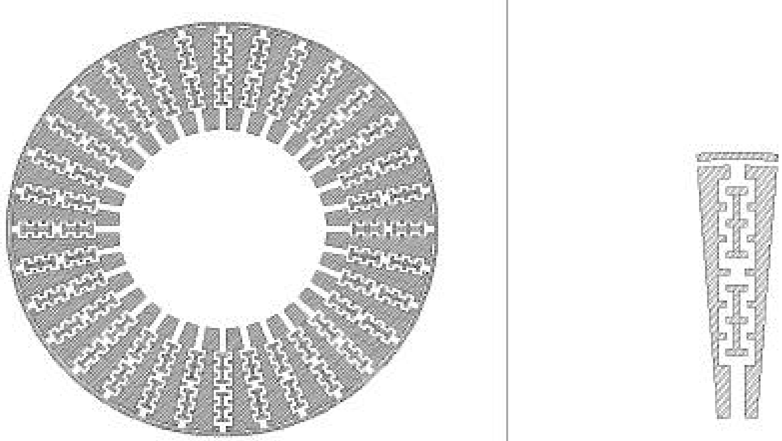

그림 9. Model 3(24 Turn 32 Passage)의 미로형 유로의 구성도

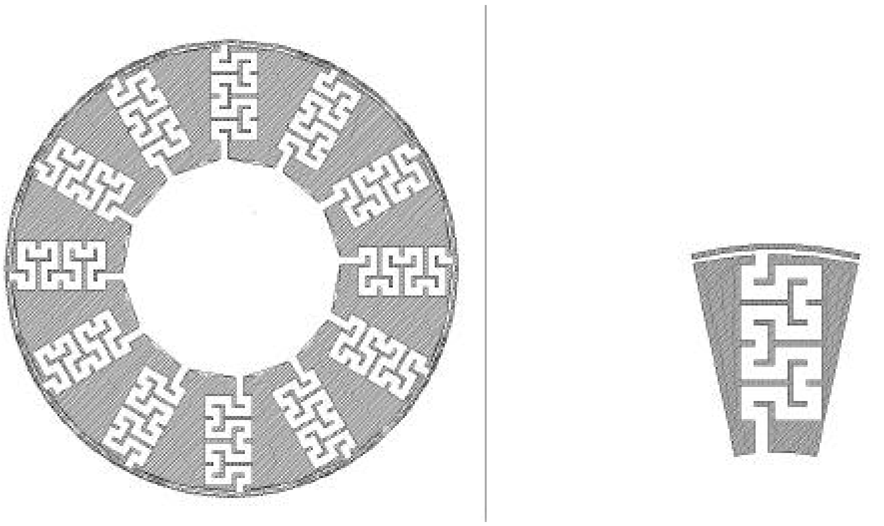

그림 10. Model 4(32 Turn 12 Passage)의 미로형 유로 구성도

그림 12는 미로형 유로의 Turn 수를 12로 일정하게 유지하는 상태에서 Passage 수를 27에서 39까지 변화시켜가면서 밸브의 유량 특성을 행정에 대한 밸브유량계수 값으로 나타낸 결과이다. 이 결과에서 보면 같은 행정(h/D)에서 Passage 수가 늘어날수록 유량이 증가하므로 밸브유량계수 값이 증가하는 경향을 보인다.

그림 13은 미로형 유로의 Passage 수를 36으로 일정하게 유지한 상태에서 미로형 유로의 Turn 수를 12와 20으로 바꾸었을 때 행정 변화에 대한 미로형 유로의 출구 속도, 즉 밸브의 트림 출구에서 유체 속도를 나타낸 것이다. 미로형 유로의 Passage 수가 일정한 상태에서 Turn 수가 많으면 압력강하가 커져 밸브의 트림 출구 속도가 감소하는 것을 알 수 있다. 밸브 행정 위치가 증가할수록 유체의 속도가 약간 감소하는 경향을 보이는 데 이것은 행정 위치가 증가할수록 유체는 밸브의 디스크 스택에서 유동 저항이 증가하기 때문이다. 또한 밸브의 전 행정 구간에서의 유체의 속도는 캐비테이션이나 2상 유체의 유동조건에서 운동에너지 제한치(물의 경우 23 m/s)보다 낮은 속도를 유지할 수 있음을 알 수 있다.

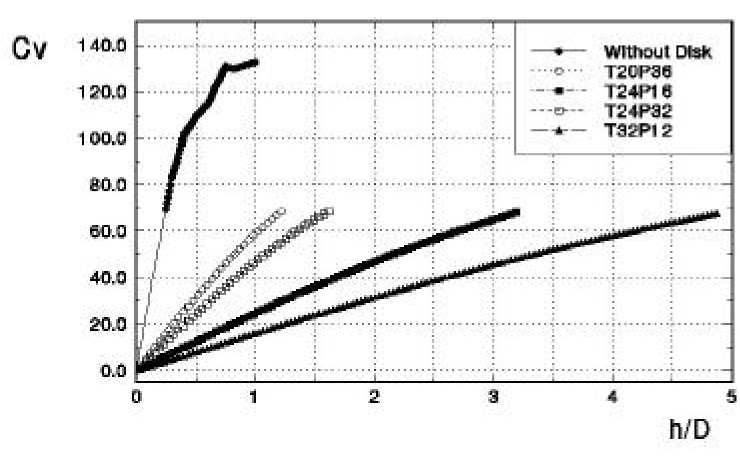

그림 11. 모델에 대한 Cv - % Stroke 특성

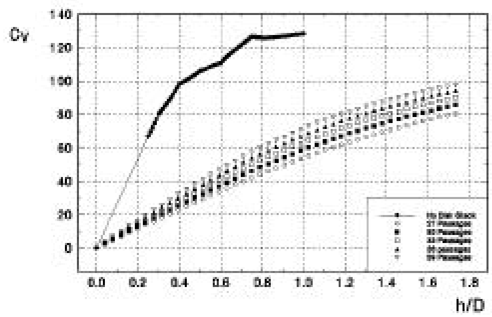

그림 12. 12 Turn 일 때의 Cv-% Stroke 특성

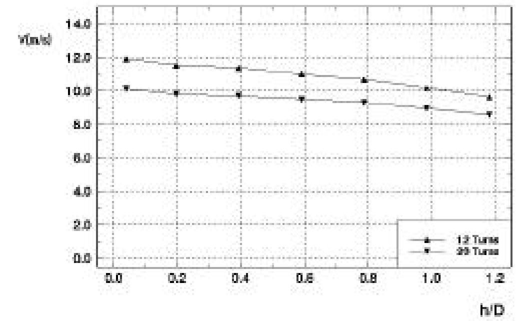

그림 13. 36 Passage 일 때의 V-% Stroke 특성

5. 고차압 미로형 밸브의 성능 평가

미로형 유로의 다양한 모델링 연구 결과와 구조 해석을 토대로 실제 원자력발전소에 사용할 수 있는 고차압 미로형 밸브의 시제품을 제작하기 위해 상세한 세부 설계조건을 결정하였다. 사용 유체는 물과 증기로써, 설계압력은 42 kg/㎠, 설계온도는 315℃, 최대유량 66,917 kg/hr, 밸브유량계수(Required Cv)는 67.5인 4인치 크기의 밸브를 설계하였다. 여기에 적용한 기술기준은 미국 ANSI(B31.1, B16.34, B16.37, B16.104) ANSI/FCI(70-2), ASTM(A216, A420, B609, E94, E186, E446), ASME(Sec. Ⅲ, Ⅴ) 등이며 미국 ISA 및 EPRI의 권고사항을 참조하였다. 디스크 스택에서 미로형 유로를 통과하는 유체의 속도가 특별히 가속되지 않고 굴곡수가 적으면서 밸브 유량계수가 큰 밸브가 되도록 하고, 캐비테이션, 플래싱, 침부식, 마멸, 진동 등 을 방지할 수 있도록 밸브의 전 구간에서 유동속도는 최대 16 m/sec 이하, 디스크내 유체 통로에서는 최대 12 m/sec 이하가 되도록 제한하였다.

디스크의 미로형 유로는 그림 14와 같이 12 Turn, 36 passage로 모두 44개의 디스크를 적층하여 미로형 디스크 스택을 설계하였고 이것을 미로형 밸브에 적용하였다.

그림 14. 디스크(12 Turn, 36 Passage) 및 디스크 스택 제작도

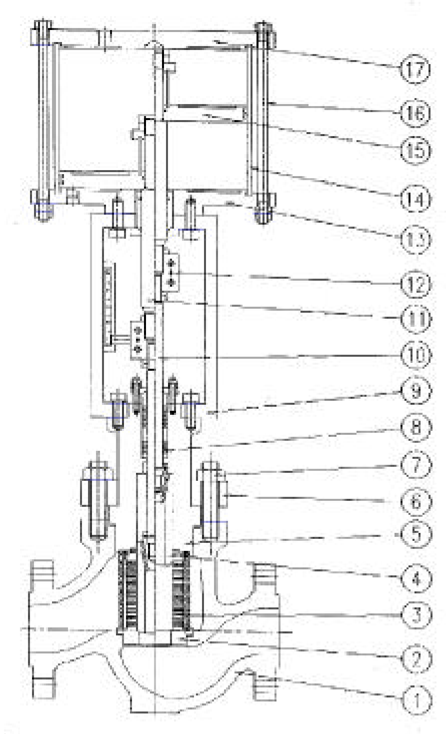

그림 15. 고차압 미로형 밸브 정면도

< 표 2 > 시제품 주요 구성품의 재질

번호	명 칭	재 질
1	Body	A216 WCB
2	Seat Ring	316 S.S & W/Hardfacing
3	Disk Stack	420J2 S.S
4	Plug	316 S.S & W/Hardfacing
5	Bonnet	420J2 S.S
6	Bonnet Flange	420J2 S.S
7	Bonnet Bolt/Nut	B7/2H
8	Packing	Grafoil
9	Frame	Carbon Steel
10	Plug Stem	316 S.S
11	Piston Rod	316 S.S
12	Clamp	316 S.S
13	Bottom Cap	Carbon Steel
14	Cylinder	Carbon Steel
15	Piston	Carbon Steel
16	Cylinder Rod	Carbon Steel
17	Top Cap	Carbon Steel

설계된 시제품의 전체 형상은 그림 15와 같으며, 시제품 제작에 사용한 재질은 표 2와 산업계에서 이미 적용되거나 실증된 재질을 엄선하여 적용하였다. 제작 범위는 포지셔너(Positioner)와 같은 계측제어부를 제외한 모든 부분으로 하였다. 그림 16은 조립을 완료한 후 성능 시험중인 시제품의 전경이며 그림 17은 성능시험후 발전소에 설치하여 실증시험중인 밸브의 전경이다.

그림 16. 성능시험중인 밸브의 전경

그림 17. 실증시험중인 밸브의 전경

시제품에 대한 검사는 재료 검사, 치수 및 외관 검사, 접촉 검사(Contact Check), 비파괴 검사 등을 수행하였고, 재료 검사는 공인기관의 성적서로 확인하였다. 제작된 주요 구성품의 비파괴 검사는 공인기관에서 방사선투과검사 및 액체침투탐상검사로 실시하였다. 성능시험으로는 수압시험, 누설시험, 구동부 내압시험, 기능시험, 유량시험 등을 수행하였다. 이러한 검사 및 성능시험 결과 초기에 설정한 기준을 만족하였으며, 표 3은 시제품의 성능시험 기준과 시험 결과를 정리한 것이다.

밸브의 제어능은 밸브의 유량 특성과 관련이 있기 때문에 선형적 특성을 갖도록 설계하였으며, 공인기관에서 유량시험을 수행하여 이를 확인한 결과 그림 18과 같이 밸브 행정변화에 따른 밸브 유량계수가 선형성을 갖고 있으며, 밸브유량계수는 그림 12의 모델링 계산치와 예상 오차 범위내에서 일치하고 있음을 확인할 수 있었다.

< 표 3 > 성능시험 기준 및 결과

번호	시험항목	시험 조건 및 판정 기준	시험결과
1	수압시험	○ 시험범위 : Body & Bonnet ○ 적용기준 : ANSI B16.34, B16.37 ○ 적용압력 : 156 kg/㎠(2,220 psig) ○ 적용온도 및 시험 시간 : ≤ 52℃(125℉), 1분 ○ 판정기준 : Gland Packing 외의 내압부분에서 누설이 없어야 한다.	만족 (누설 없음)
2	누설시험	○ 시험범위 : Seat ○ 적용기준 : ANSI B16.104(Class Ⅳ) ○ 시험유체 및 시험 압력 : 물, 4 ㎏/㎠ ○ 유체온도 : 10 52℃ ○ 판정기준 : Cv 값의 0.01%(0.19 L/min. 이하)	만족 (0.05 L/min. 이하)
3	구동부 내압시험	○ 시험압력 : 7 ㎏/㎠, 시험시간 : 10분 ○ 판정기준 : 누설이 없어야 한다.	만족 (누설 없음)
4	유량시험	○ 요구되는 밸브 유량계수(Required Cv)는 67.5±5% 이내이어야 한다. ○ 밸브 행정당 유량계수는 선형적 특성을 가져야 하며 오차범위는 ±5% 이내이어야 한다.	만족 (그림 18 참조)
5	기능시험	○ 밸브 동작시험시 밸브는 0% 100% 제어범위내에서 허용오차는 5% 이내로 출력요구값을 만족하여야 한다. ○ 솔레노이드 전원상실시 밸브는 개방되어야 한다. ○ 제어용 공기압 상실시 밸브는 개방되어야 한다. ○ 제어신호 상실시 밸브는 개방되어야 한다. ○ 제어용 공기압의 최소 공기압에서 밸브는 개방되어야 한다. ○ 제어신호 증감에 따라 밸브 개도 변화의 선형성 및 반복성, 히스테리시스 특성이 양호해야 한다. ○ 제어신호 증감에 따라 밸브 개도 변화의 응답특성이 양호해야 한다.	만족 ○각종 안전 로직요구시 밸브 개방 시간은 5초 9초 ○밸브 응답특성은 0.2초 0.6초 ○그림 19 및 그림 20 참조

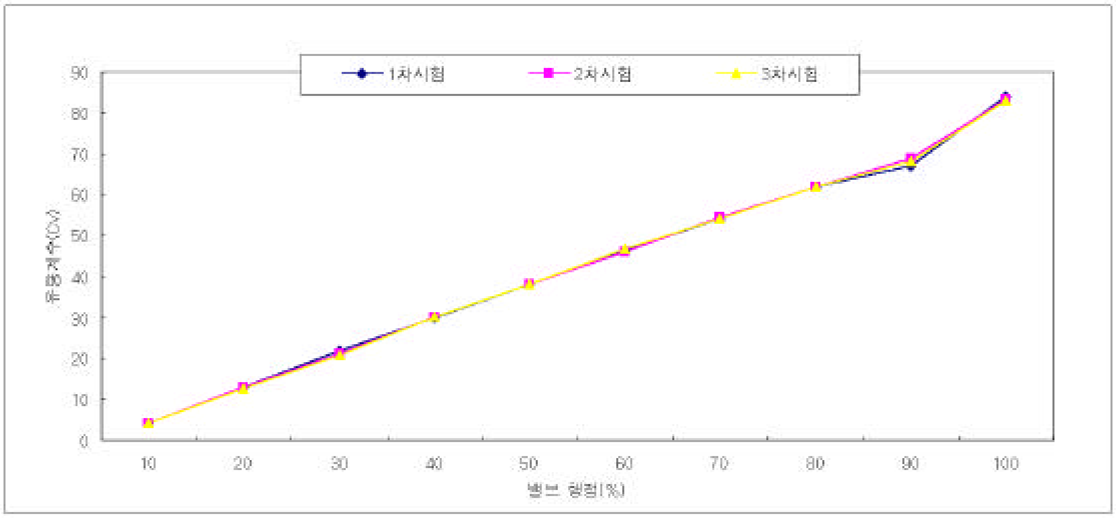

그림 18. 밸브 유량계수(Cv) 대 행정(%)

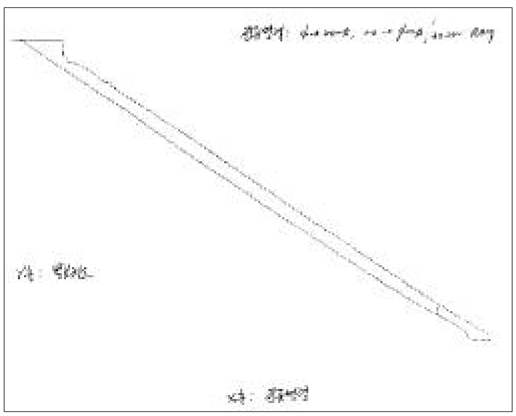

그림 19. 시제품의 히스테리시스 특성

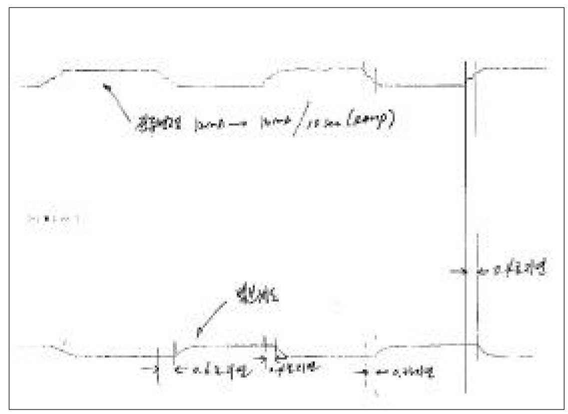

그림 20. 시제품의 응답 특성

밸브 시제품은 고리1호기 제2단 재열기배수탱크 배수밸브(ILV-3608A)에 설치하여 1년이상 운전하면서 실증시험을 수행하였다. 이 시험 항목은 발전소 운전중 계통 요구신호에 의한 밸브 운전상태 적정성, 소음 및 진동 발생 여부, 밸브의 닫힘 상태에서의 누설여부에 대한 것이다. 이러한 조건에서 고차압 미로형 밸브 시제품은 내부 누설, 외부 누설, 진동 및 소음이 발생하지 않았으며, 계통에서 요구하는 성능을 만족하면서 안정된 상태로 운전되었다. 특히 동일한 기능을 수행하는 타 계열의 기존 고차압 제어밸브(Cage Type)인 제2단 재열기배수탱크 배수밸브(ILV-3608B)의 운전상태와 쉽게 비교할 수 있었으며. 이러한 실증시험 결과를 정리하면 표 4와 같다.

< 표 3 > 실증시험 기준 및 결과

항 목	시험 기준	결 과
동작 특성 상태	제어신호 대비 제어능 상태	제어능 양호
누설 상태	밸브 닫힘시 내부 및 외부 누설 유무	누설 없음
소음 및 캐비테이션	80 dBs 이하 유지	50 dBs 이하
진동상태	밸브 동작시 이상 진동 유무	없음
동작 신뢰성	제어신호 및 공기압 상실시 밸브 완전 개방 여부	만족

6. 결론

발전소에서 사용하고 있는 일반적인 고차압 제어밸브는 캐비테이션, 침식, 내부누설, 진동 및 소음 등을 문제점을 가지고 있다. 이를 해결하는 효과적인 방법이 밸브 내부의 유로가 미로형 유로를 가지면서 유로 면적이 변하지 않고 유체의 압력과 운동에너지를 원하는 수준으로 제한할 수 있는 미로형 밸브를 적용하는 것이다. 이러한 밸브를 설계하기 위해 미로형 유로의 압력손실 특성을 실험을 통해 규명하였고, 미로형 유로의 다양한 모델링을 통해 미로형 밸브의 성능 특성을 예측하였다. 이러한 제반 성능 특성과 구조 해석 결과를 토대로 발전소에서 직접 사용할 수 있는 고차압 미로형 밸브를 설계, 제작하고 미로형 유로의 모델링 연구 결과와 성능 시험 결과를 평가하였으며, 계통 설비에 장착하고 운전되는 상태에서 실증 시험을 수행하여 다양한 결과를 취득할 수 있었다.

일정한 종횡비와 굴곡을 가지는 미로형 유로의 압력손실계수는 거의 일정한 거의 일정한 값을 가진다. 이러한 결과를 이용하면 미로형 유로의 Turn 수를 증가시키면 밸브유량계수와 행정의 관계가 선형에 가깝게 되지만 같은 유량을 통과시키기 위해서는 행정이 길어지게 된다. 또한 미로형 유로의 Passage 수를 증가시키면 밸브유량계수와 행정간의 경향은 변하지 않으나 행정이 같은 상태에서 큰 밸브유량계수를 얻을 수 있다. 따라서 미로형 밸브에서 미로형 유로의 Turn 수와 Passage 수를 적절히 조합하면 밸브 트림 출구에서의 유체의 운동에너지(Kinetic Energy)를 효과적으로 조절할 수 있다.

미로형 유로의 모델링에 의한 유량 특성과 실제 미로형 밸브의 유량 특성을 평가한 결과 밸브유량계수와 행정의 관계가 잘 일치하고 있으며, 이러한 다양한 모델링 결과는 적용 조건이 다른 미로형 밸브의 설계에 쉽게 이용할 수 있다. 유량 특성 이외의 다른 성능 특성도 초기에 설정한 엄격한 기준에 모두 만족하였으며, 이러한 성능의 신뢰성은 발전소에서의 실증 시험으로 재확인하였다.

참고문헌

[1] G. Borden, 1998, *"Control Valves",* Instrument Society of America

[2] Control Components Inc., 1996, “*Product Literature*,” Control Components Inc.

[3] J. P. Tullis, 1989, “*Hydraulics of Pipelines - Pumps, Valves, Cavitation, Transients,*” John Wiley & Sons.

[4] R. D. Blevins, 1984, “*Applied Fluid Dynamics Handbook,*“ Van Nostrand Reinhold Company.

[5] I. E. Idelchick, 1986, “*Handbook of Hydraulic Resistance*,” Hemisphere Publishing Corporation

[6] Instrument Society of America, 1997, "*Control Valves - ISA Standards, Recommended Practices, and Technical Report*", Instrument Society of America

[7] B. R. Munson, D. F. Young and T. H. Okiishi, 1994, “*Fundamentals of Fluid Mechanics*,” John Wiley & Sons

[8] R. Crowe, 1993, “*Engineering Fluid Mechanics*,” Houghton Mifflin Company

[9] F. M. White, 1994, “*Fluid Mechanics,*” McGraw-Hill Inc.