

역지밸브 디퓨저 손상원인 분석 및 구조안전성 평가

박치용 · 부명환 · 김기태 · 김태순*

한전전력연구원 · *한국수력원자력(주)

1. 서론

발전소의 경우, 유체의 흐름을 조절하기 위해 여러 종류의 배관과 밸브를 사용하며, 경우에 따라서는 유체의 흐름을 특정한 방향으로 흐르게 하고 반대의 흐름을 차단하기 위해 역지밸브(check valve)를 사용한다. 본 연구에서는 발전소 보조급수계통에 사용된 역지밸브 디퓨저(diffuser)의 손상에 대한 원인을 분석하기 위하여 다양한 시나리오를 작성하고 이에 대한 파면분석, 하중분석 및 응력해석 등을 수행하여 구조안전성을 평가하였다.

2. 디퓨저의 손상원인 분석

2.1 역지밸브의 특성

보조급수 계통 역지밸브는 1대의 터빈 구동펌프와 2대의 모터구동펌프에 연결된 3개 계통의 4"Sch. 80인 배관상에 있다. 역지밸브는 정상출력 운전과 펌프기동 Test시에는 운전되지 않으며, 발전소 계획정지 또는 Trip이나 공학적 과도상태 신호발생시 보조급수 펌프의 구동에 의해 자동으로 작동된다. 그림 1은 역지밸브의 형상과 치수를 나타낸 것으로 손상부위는 디퓨저를 고정하는 다리부분에서 파단이 되었다. Table 1에 디퓨저의 화학적 조성 및 기계적 성질을 나타내었다. 역지밸브의 디퓨저는 Ni과 Cr을 기저로 하는 스테인레스강으로 제작된다. 일반적으로 스테인레스강 주물은 300 °C 부근에서 안정된 강도를 유지해 급속 불안정 파괴가 잘 일어나지 않는 특성을 가지고 있다.

Table. 1 디퓨저의 화학적 조성 및 기계적 성질

Materials	Comp.	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Cu	Nb	N
CF3M	max.	0.016	1.05	0.34	0.018	0.002	9.44	19.13	2.15	0.60	0.011	0.0367
	Properties	Yield Strength ksi(MPa)			Tensile Strength ksi(MPa)			Elongation(%)			Reduction of Area(%)	
	Min.	40.5(279.2)			82.8(570.8)			48.5			-	

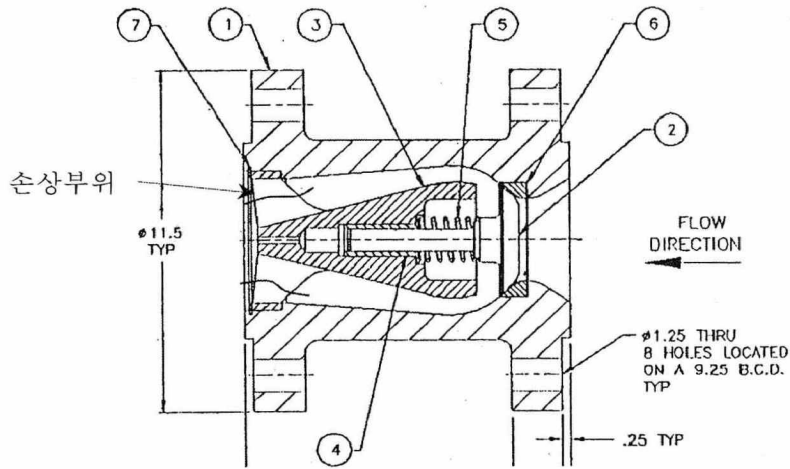


그림 1 Nozzle Type Check Valve

①Valve body ②Disc ③Diffuser ④Bushing ⑤Spring ⑥Seat ring ⑦Retaining ring

2.2 디퓨저의 손상 메커니즘 검토

구조적인 측면에서 손상가능성을 분석해 보면, (1) 정상적인 밸브작동시 유체의 유동력에 의해 손상된 경우, (2) 보조급수 펌프 기동에 따른 충격력에 의해 디스크가 디퓨저 상단에 반복하여 손상된 경우, (3) 펌프 정지후 정상방향으로 흘러가든 유체가 계통 차단 지점에서 역류가 형성되어 밸브 내부에서 하중이 작용하는 경우, (4) 디퓨저의 축방향 중심과 Disk축의 중심이 서로 불일치하여 디퓨저 또는 디퓨저와 디스크 결합부에 수직하중이 일정하게 작용하는 경우, (5) 구동펌프에 의한 압력변동의 가진주파수와 디퓨저 및 디스크 등 내부부품의 고유진동수와의 공명에 의해 손상된 경우, (6) 제작상의 결함에 의한 응력 지탱력 부족 또는 초기균열 존재로 인한 균열의 성장 용이성 및 CF8M SS 구조재의 열화에 의한 인성저하로 인한 충격에너지 흡수능력의 부족으로 인한 손상의 경우 등을 들 수 있다.

이상과 같은 손상 메커니즘에 대한 공학적 타당성을 입증하기 위하여 전자현미경에 의한 파면 관찰과 계통상 가능한 가상적 하중에 대한 각 부위의 3차원 응력해석을 수행하여, 이를 바탕으로 손상원인 분석을 수행하였다.

2.3 전자현미경(SEM)에 의한 파면관찰

그림 2는 손상된 디퓨저의 사진을 나타낸 것으로 디퓨저의 4개 발은 완전히 파단되어 있다. 파면관찰을 통해 파단원인을 분석하기 위하여 그림 2와 같이 시험편을 절취하였으며, ① 및 ②부분에 대한 파면관찰을 수행하였다. 그림 3, 4는 그림2의 ①및 ②부분에서 관찰한 파면사진을 나타낸다. 그림 3, 4의 파단면에서 스트라이에이션(striation)이 관찰되는 것으로 보아 피로에 의한 파단임을 확인할 수 있다.

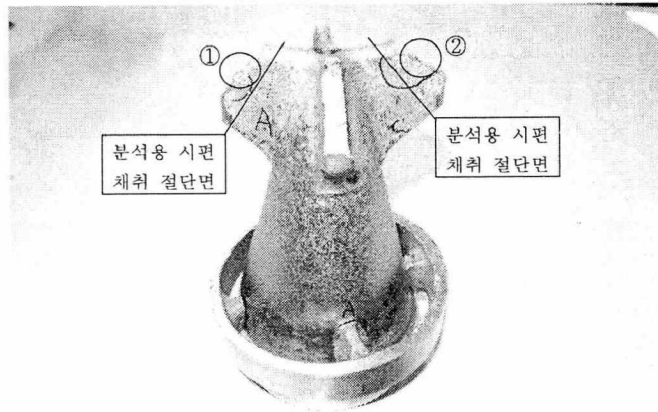


그림 2 원형고리를 연결하는 4개의 발이 손상된 check valve의 모습

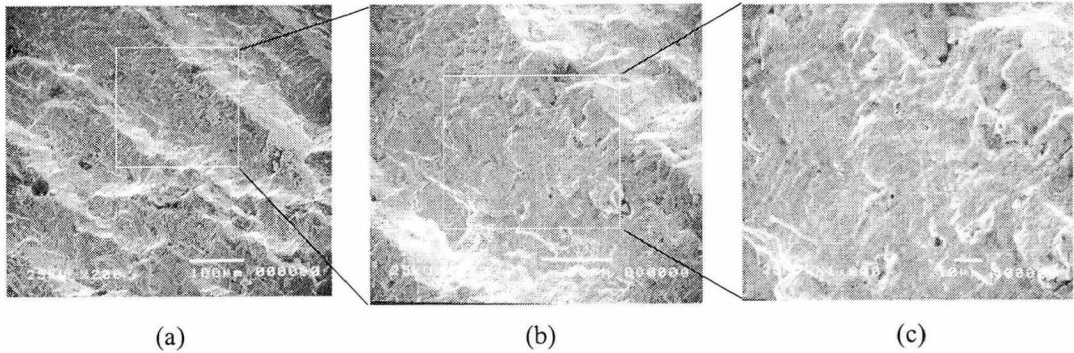


그림 3 (그림 2)의 ①부분 파단면사진, 피로흔(striation)이 보이고 있음.

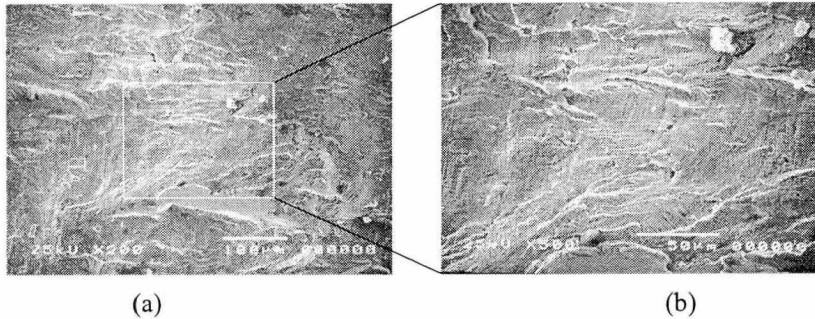


그림 4 (그림 2)의 ②부분 파단면 사진, 피로흔(striation)이 보이고 있음.

그림 5는 디퓨저 재료와 유사한 기계적 특성을 나타내는 CF8M의 저주기 피로에 의한 파단면을 나타낸 것이다.¹⁾ 피로의 특징인 스트라이에이션이 잘 나타나고 있으며 스트라이에이션의 간격은 약 10~15 um로 관찰된다. 디퓨저의 파단면(그림 3, 4)의 경우 스트라이에이션의 간격이 약 2~3 um로 나타나는 것으로 보아 디퓨저는 저주기 피로에 의

한 파단이 아닌 고주기 피로에 의한 파단으로 판단된다.

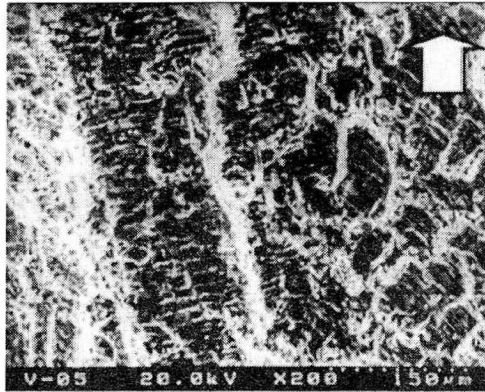


그림 5 저주기 피로흔의 사례¹⁾

3. 구조 안전성 평가

3.1 하중 분석

구동펌프 등의 가동에 의해 역지밸브에 가해질 수 있는 하중은 크게 4가지로 나눌 수 있으며 정확한 계산과정은 생략하고 결과를 다음에 정리하였다.

Case(1): Shut off Head 조건에서 디스크에 작용하는 하중으로 펌프 기동시 밸브가 열리는 순간에 작용하는 하중(보수적인 정상상태 하중). 디스크면에 작용하는 힘은 배관직경을 고려시에 199.3 N, 밸브입구 형상 반경을 고려한 경우는 280.4 N.

Case(2): 정상상태 유동에서 Vena Contract면을 통과하는 유체가 갖는 운동에너지로 고려한 하중이다. Orifice 후단 최대 유속이 디스크에 충돌시 발생하는 힘으로 364.2 N.

Case(3): 상기 두 조건인 Shutoff Head 조건으로 Vena Contract면을 통과하는 유체에 의해 디스크면에 작용하는 하중으로 1054.2 N이 작용. 보수적 관점에서 이 힘은 Water Hammer나 비정상적인 압력과 발생 등의 하중을 배제할 때 일어날 수 있는 최대하중.

Case(4): 디스크가 밸브에 닫혀 있는 경우, 역방향으로 작용하는 하중으로 Water Hammer의 발생을 가정한 것. 이는 밸브 열림 상태에서 디퓨저 발에 작용하는 힘이 아니라 디스크 닫힘에서 디스크의 손상 가능성과 밸브 내부부품(스프링, 디스크 지지대, 디퓨저 수직 또는 순간 진동 등)에 수직 방향의 변동힘을 작용시켜 내부부품의 손상 가능성을 평가하는 데 사용되는 힘으로 66,436 N의 힘이 작용.

이상의 하중조건 중 정상상태에서 디퓨저에 가해질 수 있는 경우는 Case(2)와 (3)의 경우로 본 연구에서는 Case(2)와 (3)에 대해서 역지밸브 디퓨저에 가해지는 응력을 평

가하였다. 디퓨저에 가해지는 응력상태를 평가하기 위하여 ANSYS²⁾를 이용하였으며, 해석모델은 도면을 참고로 Solid 45(3-D model, 8 node)를 사용하여 작성하였다.

3.2 응력 해석

그림 6은 Case(2)의 경우로 밸브가 정상적으로 작동시, 즉 밸브 Open시에 일어날 수 있는 하중이 364.2 N 정도의 힘이 가해질 때 디퓨저에 가해지는 등가응력의 분포를 나타낸 것이다. 디퓨저 발에 작용하는 응력이 2.5 MPa 수준으로 항복응력(279.2 MPa)의 1% 수준 이하이며, 이러한 응력의 크기는 디퓨저가 건전한 상태에서 피로하중을 발생시기에는 매우 작은 하중으로 판단된다.

그림 7은 Case(3)의 경우로 밸브 전단에서 1054.2 N의 하중이 가해질 때의 등가응력분포를 나타낸 것이다. 이 경우에 대해서도 디퓨저 발에 작용하는 응력이 7.2 MPa 수준이며, 항복응력(279.2 MPa)의 2.4% 수준으로, ASME³⁾ Sec.III App.I의 S-N 피로곡선에서 피로응력 하한치인 82 MPa (12 ksi)보다 매우 작은 값으로 초기에 디퓨저의 건전상태에서 피로손상을 일으킬 정도의 응력은 발생하지 않는 것으로 판단된다.

이상의 해석결과로부터 밸브에 초기 결함이 없었거나, 계통운전상 비정상적인 과대하중이 작용하지 않는 조건에서는 파단이 일어날 가능성이 없음을 알 수 있다.

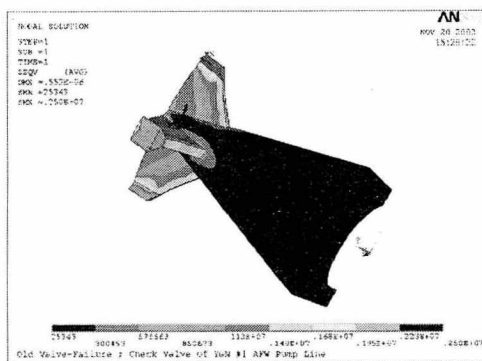


그림 6 축방향으로 364.2 N이 작용할 때의 등가응력분포

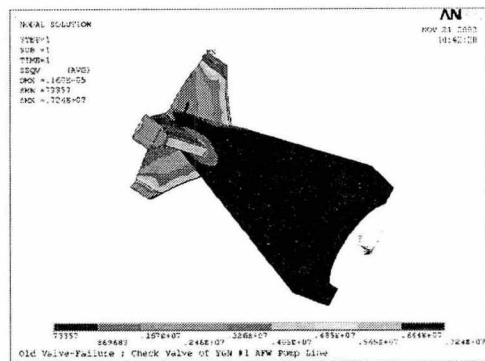


그림 6 축방향으로 1054.2 N이 작용할 때의 등가응력 분포

3.3 응력해석결과에 근거한 손상원인 분석

밸브의 정상적인 작동시 작용응력의 크기로 판단할 때, 설계 기준으로 추정할 때 피로발생 및 진전이 가능한 수준의 응력은 최소한 82 MPa 이상은 되어야 하며, 이에 상응하는 밸브 축방향 하중은 최소한 20,000 N의 하중이 작용되어야 한다.

또한 밸브 내부부품의 파손이 1차적으로 일어났다는 가정이나, 또는 축 원심도 불일치가 일어나서 축에 수직인 하중이 걸리는 경우를 가정할 때에는 최소한 626 N의 수직 하중이 작용되어야 한다.

Water Hammer 같은 비정상적인 하중이 작용한다면, 66,436 N의 하중이 작용된다고 가정하는 경우에는 453.7 MPa의 증가응력이 발생하여 항복응력 279.2 MPa을 초과하고 인장강도 570.8 MPa에는 미치지 못하기 때문에 파단은 일어나지 않고 단지 국부적인 소성변형이 발생할 수 있음을 알 수 있다.

4. 결 론

역지밸브 디퓨저의 손상원인은 발생하중의 상세분석이 수행되지 않은 제한된 범위 평가에서 판단할 때 다음과 같은 이유로 인해, 초기결함, 주조시 치수불일치 및 형상 불균형에 의한 Notch 효과에 의한 응력 집중에 의해 균열이 발생·진전된 것으로 판단 된다.

- 가. 디퓨저 손상면에 대한 파면분석결과 고주기 피로에 의한 손상으로 판단된다.
- 나. 정상운전에서 역지밸브 디퓨저에 작용하는 최대증가응력은 2.4 MPa로 항복강도의 1%이며, 초기 피로균열 발생 응력보다 낮은 응력값을 나타낸다.
- 다. 과대하중(1054.2 N)이 가해질 때의 최대증가응력은 7.2 MPa로 항복강도의 2.4%정도이며 피로한도(82 MPa)의 약 10%로 안정적인 구조를 가지고 있다.
- 라. 손상 디퓨저의 형상관찰 결과, 주조시 발생된 형상의 불균일성이 다량 발견되었고, 이로 미루어 주조결함 존재 가능성을 배제할 수 없다.
- 마. 강화된 설계 변경으로 취약부위 강화, 인성이 큰 재질의 선택 및 제작공정의 품질활동 강화 등이 추천될 수 있다.

참고문헌

1. J.D. Kwon, S.W. Woo, Y.S. Lee, J.C. Park and Y.W. Park, 2001, Effects of thermal aging on the low cycle fatigue behavior of austenitic-ferritic duplex cast stainless steel, Nucl. Eng. Des. PP.35-44.
2. ANSYS Inc., 2004, Structural Analysis Guide, release 8.1
3. ASME, 1998, Boiler and Pressure Vessel Code, Sec.III App.I, American Society of Mechanical Engineers, New York.