원자력 압력용기의 소성변형에 의한 파괴방지를 위한 설계개념

송달호 · 이 해

Design Concept of Nuclear Pressure Vessels to Protect against Failure by Plastic Deformation

Dahl-Ho Song, Hae Lee

● 송달호(한국기계연구원)
● 1947년생.
● 파괴역학을 전공하였으며, 구조물 및 부품의 안전성 또는 수명예측해석에 관심을 가지고 있다.

● 이 해(한국기계연구원)
● 1932년생.
● 구조물의 동역학적 해석을 전공하였으며, 원자로 내부구조물의 유체흐름에 의한 진동 및 응력해석에 관심을 가지고 있다.

1. 머리말

최근의 과학기술 및 공업의 발달에 따라 압력용기가 점점 더 많이 이용될 뿐만 아니라, 그 사용조건도 더욱 가혹하게 됨에 따라 압력용기에 대한 관심이 높아지고 있다. 이것은 외계와 심해에 도달하는 장비가 바로 압력용기이며, 석유화학 공장의 주요 공정이 반응로와 같은 압력용기내에서 이루어지고 또한 원자력발전소에서 가장 중요한 부품이 원자로용기, 증기발생기와 가압기와 같은 압력용기이기 때문이다. 더욱이 요즈음에는 경제성 향상을 위하여 설비의 대형화를 추진해왔으며, 이에 따라 원자력 용기를 비롯한 압력용기도 대형화되어 왔다. 즉, 직경이 점점 더 커지고, 두께도 더 두꺼워지고 있다. 이런 대형 압력용기는 이에 사용되는 고급 재료를 절약하여 제조원가를 절감해야 함은 물론, 제작상의 문제, 수송이나 설치시의 용이성, 지지방법 등을 고려할 때 그 중량을 감소시켜야만 한다. 중량을 감소시키는 데에는 고장력 재료를 사용하든가, 또는 그동안 사용해오던 재료라도 허용사용응력을 높여서, 용기의 벽두께를 감소시키는 두 가지 방법이 있다. 그러나 후자의 허용사용응력을 높이는 것은 고압의 압력용기나 원자력발전소에서와 같이 고도의 안전성이 요구되는 부품에서는 함부로 채택할 수 있는 방법이 아니다. 반대로 압력용기를 두껍게 하여 안전성을 높이는 것은 좋을지 모르나 이것은 경량화하여야 한다는 명제에 반하며, 또한 반드시 두껍다 하여 안전한 것도 아니며, 경제적으로 손실을 초래하게 된다. 따라서 압력용기는 안전성도 확보하면서 경제적으로 설계하지 않으면 안된다. 이것은 바꾸어 말하면, 압력용기 전체에 대한 응력해석을 해야 할 필요성을 말하는 것이다. 그러나 응력해석만으로는 충분치 않으며, 계산된 응력이 가지는 중요성을 인식하고 평가하는 것도 또

한 중요한 것이다. 이를 위해서는 사용된 재료의 변형거동에 대한 충분한 지식을 가져야 함은 물론 압력용기가 여러 종류의 하중을 받을 때 그 하중에 대한 변형거동을 알 필요도 있다.

2. 안전계수의 개념

구조물 설계의 대부분은 근사적인 공식에 근거를 두고 있다. 그리고 재료 항복의 영향, 설계 또는 재료의 거동 등에서 생략한 요인 등과 같이 잘 알고 있지 않는 사항에 대해서는 근사공식에 의해 설계된 부재가 그 공식에 의한 파손될 응력보다 훨씬 작은 응력만을 받도록 설계해줌으로써 고려해주었다. 이러한 훨씬 낮은 응력을 사용응력(Working Stress)이라 하며, 이 사용응력과 파손될 응력과의 비를 일반적으로 안전계수(Factor of Safety)라 한다. 바꾸어 말하면 안전계수는 우리가 잘 모르거나 생략한 요인을 감안해주는 하나의 척도라고도 말할 수 있고 이러한 이유로 간혹 무지계수(Factor of Ignorance)라고도 한다. 이러한 설계개념은 연성재료가 정하중을 받을 때 잘 맞는다는 것이 알려져 왔고 또한 이제까지 사용되어 왔다. 뿐만 아니라 설계자가 예비적으로 크기를 결정할 때 기초 지식을 제공하는데 유용하게 쓰여왔다. 그러나 설계와 재료의 거동에 대한 지식과 인식이 증가함에 따라 좀더 자세한 해석적인 방법이나 실험적인 방법이 개발되었고, 이 결과는 공학과 경제적인 면에 도움을 주었다. 이러한 관계를 그림으로 나타낸 것이 그림 1이다. 이에 의하면 재료 및 구조물의 거동에 영향을 미치는 요인을 더 잘 알거나, 또는 설계시 이에 대해 적절히 고려해줄 경우에는 설계가 적합치 않을 가능성이 줄어들고, 불확실성을 제거한 만큼 재료의 성질을 충분히 이용할 수 있음을 알 수 있다.

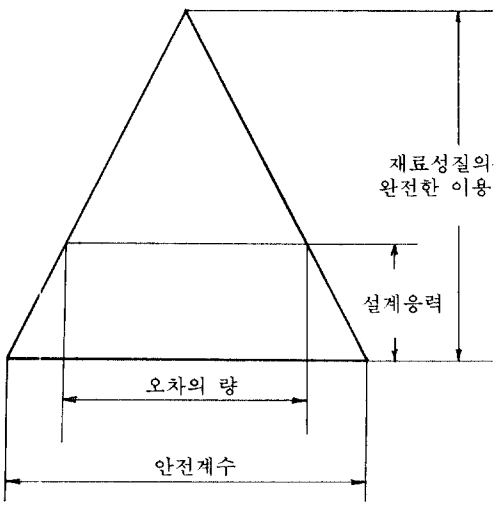


그림 1 사용응력과 안전계수

3. 원자력 압력용기의 파손양식

3.1 원자로용기의 특징

새로운 환경에 놓이는 압력용기 즉, 원자로용기, 우주차량, 심해잠수기구, 화학반응로 등 고도의 안전성을 요구하는 용기의 출현은 압력용기에 사용되는 재료의 거동, 용기의 설계 및 응력해석에 대한 지식을 급속히 요구하고 있다. 여기서 원자로용기(Reactor Vessel)를 예로써, 원자로용기라는 압력용기가 갖는 고유한 특징을 검토해 보면 다음과 같다.

1) 원자로용기는 원자로의 노심을 재장진할 수 있도록 용기의 경판(Head)을 완전히 제거할 수 있는 구조이어야 한다. 이것은 플랜지의 두께가 대단히 커야 한다는 것을 의미한다. 또한 노즐부는 보강을 해주어야 하므로 노즐부도 두께가 두꺼워야 한다. 따라서 플랜지와 노즐부에는 과도 운전시에는 큰 열응력이 발생한다. 이 열응력과 원자로의 운전상의 특수성 때문에 원자로용기의 설계시에는 피로 문제에 적극적으로 대처할 필요가 있다. 여기서 운전상의 특수성이라 함은 기존 화력발전소가 모든 출력에 대해 본질적

으로 일정한 압력으로 운전하는데 비하여 원자력발전소는 일정온도의 열원으로 운전하기 때문에 출력 변화에 따르기 위해서는 운전압력이 변화하여야 한다는 것을 말한다.

2) 원자로 용기의 노심대지역(Core-Belt Line Region)은 원자로의 운전에 따라 조사취화(Irradiation Embrittlement)되므로 용기 재료의 기계적 성질이 변화한다.

3) 원자로용기의 수송을 위해서는 크기 및 자중에 대해서 실질적이고 경제적인 측면에서 제한이 있다.

4) 원자로용기를 하나 건설하는데 막대한 비용이 소요된다.

5) 원자로용기가 파손된다면 다른 압력용기와 비교할 수 없을 만큼 막대한 사회적 경제적 위험을 초래할 것이다.

6) 원자로용기가 파손되는 경우에는 원자로의 운전에 따른 방사선의 영향 때문에 원자로용기에의 접근이 어려우며 따라서 실질적으로 수리가 곤란하다.

위에서 지적한 첫번째의 열응력 문제는 온도구배와 관계가 있고 이는 용기의 벽두께에 민감하므로 두께를 최소화하면 이 문제는 해결할 수 있을 것이며 이것은 다른 문제점을 해결하는 데에도 도움이 될 것이다. 두께를 최소화화기 위해서는 i) 고장력재료를 사용하든가, ii) 높은 압력, 높은 온도, 환경의 영향, 피로 등의, 압력용기가 놓이는 사용상태하에서의 용기의 거동에 대한 지식을 개발하여 안전계수를 낮추어 재료의 성질을 충분히 더 이용하는 두 가지 방법이 있다.

첫번째의 고장력 재료에 대해서는 참고문헌(1)을 참조하기 바라며 여기서는 논하지 않는다. 두번째의 재료의 성질을 충분히 더 이용하는 것은 응력해석에 대한 존재하는 지식을 최대한 활용할 뿐만 아니라 응력해석에 대한 새로운 기술개발에 의해서만 가능하다. 최근 해석적 및 실험적 응력해석 방법의 진보와 개발이 과학기술의 발달과 더불어 급속히 이루어지고 있다. 이제까지 풀 수 없었던 많은 탄성방정식이 컴퓨터(computer)를 이용하면 쉽게 해답을 구할 수 있으며 소성 등의 비탄성 문제도 컴퓨터의 이용으로 많은 문제에서 해답을 얻을 수 있게 되었다. 또한 새로운 실험 기술의 발전으로 노즐 구멍부와 부착부 등의 구조적 불연속부(Structural Discontinuity)에서의 응력해석이 가능케 되었다. 이러한 실험응력 기술의 발전은 모든 종류의 압력용기에서 발생한 파손의 80%가 이러한 불연속부에서의 높은 국부응력에 의한 피로 때문이었다는 점을 고려할 때 매우 중요한 것이다. 따라서 용기의 노즐부, 부착부 및 용접부에서의 응력집중(Stress Concentration)은 특히 중요하며 해석과 실험을 통하여 더 좋은 설계를 해줌으로써 이러한 부위에서의 응력집중을 최소한도로 줄이는 것이 압력용기의 파손도 방지하고 수명도 길게 하는 열쇠가 될 것이다. 즉, 응력집중을 줄이는 것이 용기 설계를 조화있게 할 뿐만 아니라 용기의 건전성도 최대한으로 살리는 길이다.

3.2 압력용기의 파손양식

압력용기에서의 파손양식(failure modes)을 고찰해 보자. 파손양식은 그 원인에 따라 다음과 같이 분류된다.

① 과도한 소성변형(소성불안정 포함)
② 피로파괴(특히 저사이클 피로)
③ 부식피로(Corrosion Fatigue)
④ 응력부식(Stress Corrosion)
⑤ 취성파괴(Brittle Fractare)
⑥ 과도한 탄성변형(탄성불안정 포함)

위의 파손 양식 중에서 마지막의 탄성변형과 탄성불안정은 구한 응력에 대한 상한치를 규정하여도 방지할 수 없다. 그리고 양식 2, 3과 4는 하나의 범주로 간주하여 최대 허용응력을 규정함으로써 방지할 수 있다. 이것은 이들 양식에서는 응력을 발생시키는 하중의 형태에 관계없이 응력의 최고치만이 이들 양식의 파손을 일으키는 인자로써 평가되기

때문이다.

취성파괴에 의한 파손양식도 응력의 한계치로써 방지할 수 있으나, 모든 상황하에서 이에 대한 한계치를 결정하기에는 현재의 지식과 기술상에 실용적인 면에서 제약이 있다. 요즈음은 이 분야에 파괴역학(Fracture Mechanics)을 도입하여 많은 진전을 보고 있으나 아직 정식으로 ASME B & PV Code에 채택되지 않고, 비강제적 부록(Nonmandatory Appendix) G로써 취성파괴 방지를 위한 해석 지침이 주어져 있을 뿐이다.

소성변형에 의한 파손양식은 응력의 한계치를 규정함으로써 방지할 수 있으나, 피로나 응력부식에 의한 파손양식에서와 같이, 응력의 최대치만이 문제가 되는 것이 아니다. 항복의 영향뿐만 아니라 하중의 형태 및 응력분포 상태도 알아야 한다.

여기서는 소성변형에 의한 파손을 방지하기 위한 설계개념만 설명하고, 다음에 기회가 있으면 취성파괴 및 피로파괴에 대한 설계개념을 설명하기로 한다.

4. 소성변형에 대한 설계

4.1 적용 기술기준

원자력발전소 주요 구조물 및 부품의 건조(construction)(설계를 포함)는 ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, "Nuclear Power Plant Components"(이하 Sec. III)에 따라서 수행된다.

원자력발전소의 각 부품들은 각각의 등급(class)으로 분류되고 그 설계 및 건조는 그에 해당되는 Subsection에 따라서 수행된다. 그러나 어떤 부품이 어느 등급에 해당하는가를 결정하는 것은 위의 Code에 나와있지 않고 발전소 소유주의 책임하에 결정하여 그 부품의 설계시방서(Design Specilication)에 명시되어야 한다. 그리고 이와 같은 소유주의 등급결정은 그 발전소에 대해서 관할권을 갖는 규제기관의 승인을 받아야 한다.

4.2 ASME Code, Sec. III의 설계 기본개념

ASME B & PV Code, Sec. I(Power Boilers)이나 Sec. Ⅷ, Div. 1(Pressure Vessels)의 설계에 대한 기본개념은 최대 주응력인 접선응력(Hoop Stress)이 허용응력치를 넘지 않게 하고, 불연속부 등의 국부적인 응력에 대해서는 자세한 응력해석 대신에 경험에 의한 안전계수를 설계법칙과 적용하는 것이다. 이러한 접근 방식을 공식에 의한 설계(Design by Formula)라고 한다. 이에 반해서 Sec. III에서의 설계에 대한 기본 개념은 한 마디로 해석에 의한 설계(Design by Analysis)라고 말할 수 있다. 즉, 구조물이나 부품의 각 부분에서의 응력을 이론적 또는 실험적으로 자세히 해석하여 그 결과를 직접 설계에 이용함으로써 안전계수를 Sec. I이나 Sec. Ⅷ, Div. 1에서보다 낮추고 설계를 최적화하고 신뢰성있게 하는 것이다.

Sec. III에서는 응력을 변형과 파손에 미치는 영향에 따라 분류하고, 그 각각에 대한 응력한계치를 규정하고 있다. 그리고 또 하나의 Sec. III의 특징은 피로해석에 관한 규정을 두고 있다는 점이다.

여기서는 우선 Sec. III에서 채택하고 있는 강도이론에 대해서 설명하고, 응력의 분류, 그 한계치에 대해서만 기술하고, 피로해석에 대해서는 다음 기회로 미룬다.

4.3 Sec. III의 강도이론

구조물의 어떤 한 점에서의 응력상태는 3개의 주응력의 크기와 방향이 주어지면 완전히 결정된다. 이때 재료의 한점에서 항복이 일어날 것인가를 판별하는 것, 즉, 항복조건을 논하는 것을 강도이론(Strength Theory) 또는 파손이론(Failure Theory)이라고 한다. 응력상태가 일축응력인 경우에는 그것이 인장실험에서의 항복강도에 도달하면 항복할 것이나, 2축이나 3축응력하에서는 어떤 조건에서 항복이 일어나느냐 하는 것이 문제이다.

Sec. III에서는 강도이론으로 Tresca의 최대전단응력설(Maximum Shear Stress Theory : Tresca Criterion)을 채택하고 있다. 이 이론은 재료의 한점에서의 최대 전단응력이 인장실험에서 항복이 시작될 때의 최대 전단응력과 같을 때 항복이 발생한다는 것이다. 즉, 어떤 한 점에서의 최대 전단응력이 인장실험에서 항복이 시작될 때의 최대 전단응력과 같을 때 항복이 발생한다는 것이다. 어떤 한 점에서의 세 주응력이 $S_1 > S_2 > S_3$ (대수적으로)이라고 하면 최대 전단응력은 $1/2\ (S_1 - S_2)$가 된다. 인장시험의 경우에 항복응력을 S_y라 하면 $S_1 = S_y$, $S_2 = S_3 = 0$가 되므로 최대 전단응력은 $S_y/2$가 된다. 따라서 최대전단응력에 의한 항복조건은 식 (1)과 같다.

$$1/2(S_1 - S_3) = S_y/2 \tag{1}$$

이 최대 전단응력 이론은 실험과도 잘 일치하며 이론도 간단하여 적용하는데 편리한 이점이 있다. 그러나 3축인장 응력상태와 같이 전단응력이 거의 생기지 않고 취성파괴가 일어나는 경우에는 적용하기 곤란하다. 비연성파괴에 대한 특수요건을 필요로 한다.

참고로 강도이론에 대해 조금 더 설명한다. 최대 전단응력이론 이외에도 최대주응력이론(Maximum Principal Stress Theory), 전단변형에너지이론(Distrotion Energy Theory : Von Mises Criterion) 등이 있다.

최대주응력이론은 재료의 한 점에서의 최대 주응력(S_1)이 인장시험에서의 항복응력과 같을 때, 항복이 발생하며 다른 주응력(S_2, S_3)의 크기와는 무관하다는 것이다. 즉, 식 (2)와 같다.

$$S_1 = S_y \tag{2}$$

이 이론은 취성재료와 같이 큰 소성변형이 일어나지 않는 경우에는 잘 적용될 수 있다. 그러나 연성재료의 항복에서는 큰 소성변형이 동반되고, 이때에는 전단응력이 중요한 역할을 하므로 최대 주응력 이외의 주응력들도 영향을 미친다. 따라서 이 이론은 최대 주응력이 딴 주응력에 비하여 대단히 큰 경우 이외에는 적용할 수 없다. 그러나 압력용기의 원통부에서는 접선응력이 최대 주응력이 되고, 그 계산도 간편하므로, 이미 언급한 바와 같이 ASME B & PV Code의 Sec. I과 SEC. VIII, Div. 1에서는 이 최대주응력이론을 채택하고 있다.

전단변형에너지이론은 von Mises가 제안한 것으로 재료의 한 점에서의 단위 부피당 흡수된 전단변형에너지가 인장시험시의 항복점에서의 전단변형에너지와 같을 때 항복이 일어난다는 것이다. 전단변형에너지 W_d는 다음과 같다.

$$W_d = (1+\mu)/6E\,((S_1 - S_2)^2 + (S_2 - S_3)^2 + (S_3 - S_1)^2) \tag{3}$$

인장시험시에는 $S_1 = S_y$, $S_2 = S_3 = 0$이므로 이 때의 전단변형에너지는 다음과 같다.

$$W_d = (1+\mu)/3E\ S_y^2 \tag{4}$$

따라서 항복조건은 다음 식 (3)으로 주어진다.

$$(1/2((S_1 - S_2)^2 + (S_2 - S_3)^2 + (S_3 - S_1)^2))^{1/2} = S_y \tag{5}$$

이 이론은 실험결과와 가장 잘 일치하지만, 이론이 복잡하여 적용하기에는 불편한 단점이 있다.

이상이 세 가지 강도이론을 설명하였는데, 2축응력상태에서 이를 그림으로 타나낸 것이 그림 2이다. 그림 2에 의하면 두 주응력의 부호가 같을 때에는 최대주응력이론과 최대전단응력이론은 동일하며 전단변형에너지이론보다 안전측의 결과를 준다. 그러나 주응력의 부호가 다를 때에는 최대주응력이론과 최대전단응력이론은 매우 다른 것을 알 수 있다. 여기서 특기할 것은 최대전단응력이론과 전단변형에너지이론은 매우 근사한 결과를 준다는 사실이다. 전단변형에너지이론이

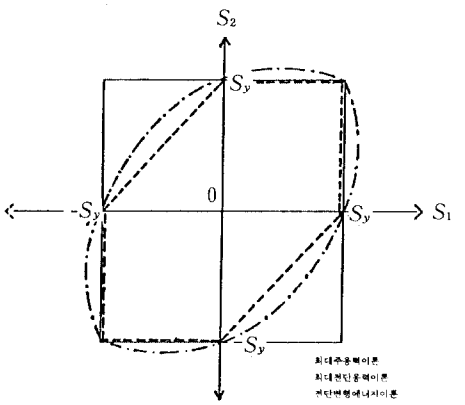


그림 2 강도 이론

복잡하다는 것은 이미 설명한 바와 같다. 따라서 실험결과와도 잘 맞고 간단한 최대전단응력이론을 Sec. III에서 채택한 것이다. 또한 최대전단응력이론이 전단변형에너지이론보다 안전측의 결과를 준다는 것도 최대전단응력이론을 Sec. III에서 채택한 한 요인이라고 생각한다.

Sec. III의 최대전단응력이론에 의한 항복조건인 식 (1)로 되돌아가서 양변의 1/2을 없애면 다음 식 (6)을 얻는다.

$$S_1 - S_3 = S_y \tag{6}$$

이 때 좌변의 $(S_1 - S_3)$ 즉, 세 주응력의 차 중에서 최대인 것을 응력강도(Equivalent Intensity of Combined Stress, 또는 간단히 줄여서 Stress Intensity)라고 하며 식 (4)에서와 같이 이 값을 인장실험에서 얻는 항복강도와 직접 비교하면 항복여부를 금방 판단할 수 있다.

4.4 응력의 분류

압력용기 내에 생기는 응력을 모두 동일하게 취급하는 것은 합리적이지 않다. 압력용기 내의 응력을 정확하고 자세하게 구하는 것만으로는, 설계자가 이들 응력이 파손(failure)에 대한 중요도를 모르는 한, 별로 값있는 것이 아닐 것이다. 또한 구해진(해석적으로 계산되거나 실험적으로) 응력의 값은, 그 응력의 위치, 방향과 응력분포상태 및 그 응력을 발생시킨 하중의 종류를 연관하여 생각하지 않는 한 의미가 없다. 예를 들면 압력용기 벽내의 평균응력과 벽내의 예리한 노취(Notch)의 루트(Root)에서의 응력을 비교해 보자. 용기 벽내의 평균 접선응력이 항복강도를 초과하게 할 만큼 내압이 증가하면 용기는 파열하게 될 것이다. 따라서 내압에 의한 용기내 평균 접선응력은 항복강도 이하로 유지시켜야만 한다. 반면에 노취의 루트에서는 응력집중 때문에 응력이 대단히 높을 수 있지만, 그 응력치가 항복강도를 초과하여도 재료가 연성이고 피로하중이 걸리지 않는다면 안전하다고 볼 수 있다. 이것은 루트는 주변의 탄성영역에 있는 재료에 의해 변형에 구속을 받고 있기 때문이다. 이 예는 모든 응력에 모두 동일한 안전계수를 적용하는 것이 합리적이지 못하다는 것을 말한다. 따라서 압력용기 내에 발생하는 응력을 그 중요도에 따라 나눌 필요성이 있고, Sec. III에서는 다음과 같은 응력범주(Stress Categories)로 분류하고 있다.

(1) 일차응력

일차응력(primary stress)은 외부로부터 가해진 하중과 평형을 유지하기 위하여 발생하는 응력이다. 그 특징은 자제성(Self-Limiting)이 없다는 것으로 이 일차응력이 항복점을 넘으면 큰 소성변형이 일어난다. 따라서 일차응력한계(Primary Stress Limit)는 소성변형을 방지하기

위한 것으로 연성 파열압력(Ductile Burst Pressure)에 대한 공칭안전계수를 준다.

1) 일반 일차막응력 (General Primary Membrane Stress : Pm)

단면의 두께를 따라서 균일하게 분포되어 있는 두께를 통한 응력의 평균치이다. 일차응력중에서도 평가상 가장 큰 제한을 받는 응력으로서 항복이 일어나도 응력의 재분배가 되지 않기 때문에 소성변형을 일으키게

된다.

2) 국부 일차막응력(Local Primary Membrance Stress : Pl)

구조물의 불연속부에 국부적으로 발생하는 막응력을 말한다. 이 국부 일차막응력은 주위의 구속을 받는 즉, 자제성이 있는 응력으로 이차응력의 특징을 가졌으나, 응력 재분배로 하중을 주위에 전달하는 동안 과대한 변형이 생기는 수가 있으므로 안전측으로 설계하기 위하여 일차응력으로 분류한 것이다.

3) 일차굽힘응력(Primary Bending Stress : Pb)

수직응력(Normal Stress)중 두께를 따라 변하는 응력성분을 말하면 단면의 도심(Centroid)으로부터의 거리에 비례한다.

(2) 이차응력

이차응력은(Secondary Stress) 구조물의 자기구속(Self-Constraint) 또는 주변 부분에 의한 구속에 의해서 생기는 응력이다. 이것은 하중에 대한 평형을 이루기 위해서 생기는 것이 아니고 주어진 변형도 형태를 만족시키기 위해서 생기는 응력으로 자제성(Seflf-Limiting)을 가진다. 이 응력의 원인은 구조적 불연속부나 열팽창 등이고 국부적인 항복 또는 작은 변형이 생기면 응력이 유리하게 재분배되므로 이 응력의 한번 작용으로 파괴가 일어나지 않는다. 이 응력의 예로서는 일반적인 열응력 및 구조적 불연속부에서의 굽힘응력 등이 있다. 막응력은 이미 이차응력으로 분류되었음에 유의하기 바란다. 일차응력과 이차응력의 합의 한계치는 소성불안정에 의한 과도한 소성변형을 방지하도록 하는 것이어야 한다.

(3) 피크응력

피크응력(Peak Stress)은 생각하고 있는 구조물에서 생기는 최대의 응력으로 큰 변형은 일으키지 않는다. 예로서는 국부적인 불연속부(노취, 균열 등)에서의 응력이나 팽창이 완전히 억제된 국부 열응력 등이 있다. 이 응력은 주로 피로에 의한 파괴와 응력 부식의 원인이 된다.

4.5 기본 응력강도 한계

이미 설명한 바와 같이 구해진 응력에 대해서 합리적으로 한계치를 설정하기 위하여 응력을 중요도에 따라 분류하였다. Sec. III에서는 앞에서 분류한 응력범주(stress categories)에 대하여 응력강도의 한계치를 규정하고 있다. 이를 기본 응력강도한계(Stress Intensity Limits)라 한다.

이러한 한계치는 공학적인 판단과 안전측으로 설계하기 위해 이상화한 극한설계이론(Limit Design Theory)에 근거하고 있다. 종래의 설계는 탄성해석에 의하여 구해진 최대응력이 안전계수를 고려한 허용응력보다 크지 않으면 안전하다는 것이었다. 그러나 극한설계에서는 구조물의 운전중에 생기는 최대 응력이 극한해석에 의해 구한 응력에 안전계수를 고려한 값을 초과하지 않으면 안전하다는 것이다. 이와 같이 극한설계에서는 붕괴(Collapse)시의 응력을 구하고 실제로 평가할 수 없는 인자만을 안전계수로서 고려하여 종래보다 합리적인 설계를 함으로써 안전계수를 낮출 수 있다. 따라서 극한설계시에는 세심한 주의가 요구되지만 이렇게 함으로써 설계의 안전성을 보장할 수 있고 경제적으로도 유리한 설계가 된다.

(1) 일차응력에 대한 기본 응력강도 한계

일차응력에 대한 기본 응력강도한계는 완전히 극한설계에 근거를 두고 있으며 그 구체적인 이론적 배경은 다음과 같다.

재료를 그림 3의 응력 변형도 곡선에서와 같이 변형경화(Strain-Hardening)가 없는 탄성 완전소성(Elastic-Perfectly Plastic)으로 거동한다고 가정한다. 그러나 실제 재료에서는 정도의 차이는 있으나 변형경화가 있으므로 안전소성으로 가정하면 허용응력에 있어서 다소의 안전여유(Safety Margin)을 갖게 된다.

탄성 완전소성의 봉이 인장을 받고 있는

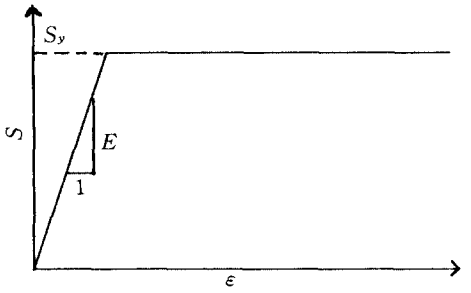


그림 3 탄성-완전소성 거동

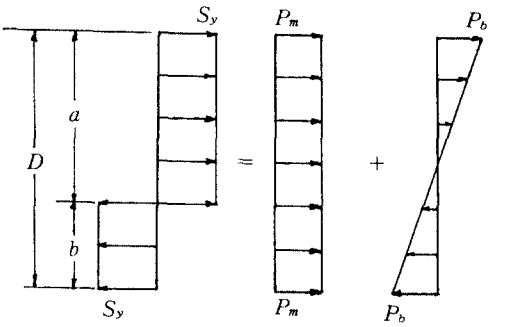


그림 4 조합응력상태의 경우

경우에 항복응력 S_y를 생기게 하는 하중은 이 봉을 붕괴(Collapse)시킨다. 그러나 굽힘을 받는 경우에는 하중을 단면의 형상계수(Shape Factor)배만큼 증가시켜야 붕괴가 일어나며, 이때 소성힌지(Plastic Hinge)가 생긴다. 직사각형 단면에 대한 형상계수는 1.50이다. 한편 굽힘과 인장이 조합된 하중을 받을 때의 극한하중(Limit Load)은 인장하중과 굽힘하중의 비율에 따라 결정된다. 직사각형 단면에 이런 조합하중이 작용하여 소성힌지가 생긴 경우, 즉 붕괴시의 직사각형 단면의 최외부에 생기는 응력을 탄성적으로 계산한 최대 계산응력 즉 극한응력(Limit Stress)은 다음과 같이 구한다.

우선 구형단면에 소성힌지가 생겼을 때의 응력분포를 그림 4와 같이 인장응력(P_m)과 굽힘응력(P_b)으로 나눈다.

그림 4에서 힘과 모멘트의 평형조건으로부터 각각 다음 식들을 얻는다.

$$a\ S_y - b\ S_y = D\ P_m$$

$$a\ S_y(b + a/2 + D/2) + b\ S_y$$

$$(a + b/2 + D/2)$$

$$= (1/2\ D/2\ P_b)D/2\ 2/3\ 2 \qquad (7)$$

그리고 $a+b=D$의 기하학적인 조건을 도입하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

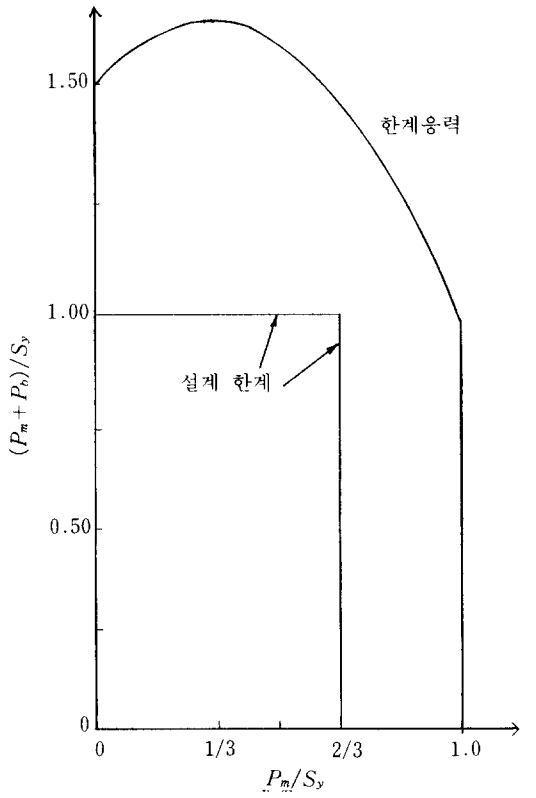
$$(P_m + P_b)/S_y = 1.5(1 - (P_m/S_y)^2) + P_m/S_y \qquad (8)$$

식 (8)에서 인장응력(P_m)이 0인 경우에는 굽힘응력만 작용할 때로서, 이 때의 굽힘극한응력은 1.5 S_y가 되므로 직사각형 단면에 대한 형상계수를 증명할 수 있다. 한편, 굽힘응력(P_b)이 0인 경우에는 인장응력(P_m)만이 작용할 때이고 이 때의 극한응력은 예상하는 바와 같이 S_y이다. 즉, $P_m/S_y=1$인 경우에는 이미 인장응력(P_m)만으로 붕괴가 일어날 것이므로 굽힘응력(P_b)은 작용될 수 없다. 이러한 관계와 식 (8)를 그림으로 표시한 것이 그림 5이다.

극한해석에 의해서 그림 5와 같은 극한응력을 얻을 수 있었다는 것을 설명하였다. 여기에 적절한 안전계수를 고려함으로써 일차응력에 대한 설계한계를 설정할 수 있다. 일반일차막응력(P_m)의 허용응력으로 2/3 S_y를 취하고, 일반 일차막응력과 일차 굽힘응력의 합, 즉(P_m+P_b)의 허용응력으로 S_y를 취하면 그림 5의 빗금 친 부분으로 적당한 안전율이 주어진다고 생각된다. 이렇게 할 경우에 P_m이나 P_b만이 작용할 때의 항복강도에 대한 안전계수는 1.5이지만, 조합응력 상태인 경우에는 안전계수가 일정치 않다. 만일 일정한 안전계수를 주려고 한다면 오히려 불필요하게 복잡해질 것이다.

(2) 이차응력에 대한 기본 응력강도 한계

이차응력의 허용치, 또는 일차응력과 이차응력의 합에 대한 허용치로서는 탄성적으로 계산된 응력범위가 항복강도의 2배까지로 제



* P_m=막응력, P_b=굽힘응력, S_y=항복강도

그림 5 응력한계

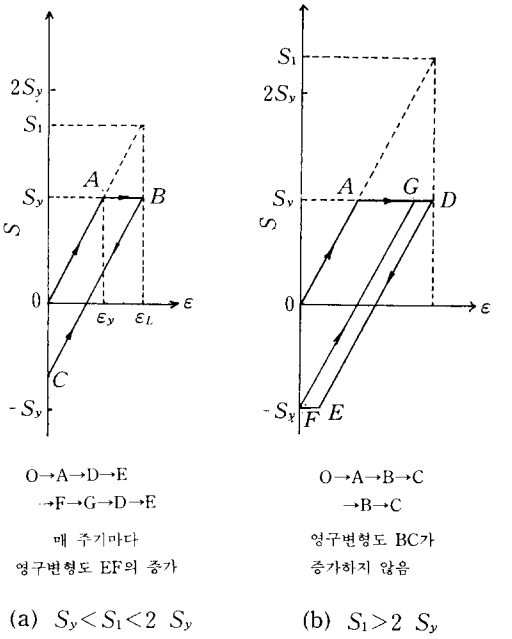


그림 6 세이크다운(shake down)

한하고 있는데 이것은 다음과 같은 이유에서이다. 즉, 2 S_y는 하중이 반복적으로 작용할 때 구조물이 탄성적으로 쉐이크-다운(shake-down)하여 더 이상 소성변형이 일어나지 않는 최대 응력범위이다. 그러나 2 S_y보다 크면 하중이 작용할 때마다 소성변형이 생기게 된다. 여기서 쉐이크-다운에 대해서 자세히 설명함으로써 이차응력에 대한 한계, 2 S_y의 근거를 분명히 하고자 한다.

어떤 부재가 항복점 이상으로 변형도 ε_1만큼 인장을 받으면 응력변형도 곡선은 그림 6(a)의 OAB와 같이 된다. 이때 탄성론으로 계산된 응력은 $S=S_1=E\varepsilon_1$이다. 그런데 이 차응력에 대해서 생각하고 있으므로 작용하중은 응력을 $0\rightarrow S_1\rightarrow 0$로 주기적으로 순환시키는 것이 아니고 변형도를 $0\rightarrow\varepsilon\rightarrow 0$으로 주기적으로 변동한다. 그러므로 변형도가 ε에서 0으로 될 때는 BC를 따라 거동하므로 S_1-S_y만큼의 압축잔류응력이 생긴다. 따라서 다음번의 하중이 작용할 때는 이 압축잔류응력을 극본한 후에 인장력으로 들어가게 되므로 압축부분에 탄성역이 S_1-S_y만큼 증가하게 되어 전변형도 변동범위에서 탄성거동을 하게 된다. $S_1=2\ S_y$일 때는 압축부분에 S_y만큼의 탄성영역이 증가하여 전 탄성역이 $2S_y$가 되어 전체적으로 탄성적으로 거동한다. 그러나 $S_1>2\ S_y$가 되면 그림 6(b)에서와 같이 매번 사이클마다 소성변형이 생긴다. 그러므로 2 S_y는 순수한 탄성역으로 쉐이크-다운할 수 있는 탄성적으로 계산된 최대응력이 되는 것이다. 이리하여 이차응력에 대한 설계한계치, 또는 일차응력과 이차응력의 합의 설계한계치는 2 S_y이다. 즉 $P_m+P_b+Q\leq 2\ S_y$로 제한된다.

(3) 국부 일차응력에 대한 기본 응력강도 한계

국부일차응력(P)의 경우에는, 앞의 응력의 분류에서 이미 설명한 바와 같이 이차응력의 특성을 가지므로 $P \leq 2S_y$로 설계한계치를 설정할 수 있으나, 과도한 변형을 방지하기 위하여 일차응력으로 분류한 바 있으므로 그 설계한계치도 S_y로 규정하여 항복이 일어나지 않도록 제한하고 있다.

(4) 피크응력에 대한 기본 응력강도 한계

마지막으로 피크응력은 다만 피로파괴에만 관련이 있다. 피로해석은 종래의 설계기준과는 달리 Sec. III에서 요구하는 것으로 다음 기회로 미룬다.

(5) 설계응력 강도치

이제까지의 논의는 항복강도, S_y를 기준으로 설계한계치를 논하였으나, 실제로 Sec. III에서는 일반으로 각각의 응력범주에 대해서는 일반일차막응력의 설계한계치를 S_m으로 하여 이 값의 몇 배한 것으로 허용치를 주고 있다. 여기서 S_m을 설계응력강도치(Design Stress Intensity Value)라 하고 각 재료에 대하여 Sec. II의 표에 주어져 있다. 각 재료에 대하여 설계응력 강도치, S_m을 결정하는 것은 재료마다 변형경화하는 정도가 다를 뿐 아니라 연성이 적고 인장강도에 대한 항복강도의 비가 큰 재료에서는 항복강도만으로는 충분한 안정성을 보장할 수 없으므로 인장강도와 항복강도를 다같이 고려하고 있다.

Sec. III의 Appendix III에서는 설계응력강도치, S_m을 구하는 기준을 두고 있는데 이를 요약하면 다음과 같다.

볼트재료를 제외한 Class 1 부품

(a) 페라이트강 및 아래의 (b)에서 취급하는 것 이외의 재료인 경우에는 다음의 값중에서 최소치로 한다.

1) 실온에서의 인장강도의 1/3
2) 사용온도에서의 인장강도의 1/3
3) 실온에서의 항복강도의 2/3
4) 사용온도에서의 항복강도의 2/3

(b) 오스테나이트강, Ni-Fe-Cr 합금 및 Ni-Cr-Fe 합금인 경우에는 다음에서 최소치로 한다.

1) 실온에서의 인장강도의 1/3
2) 사용온도에서의 인장강도의 1/3
3) 실온에서의 항복강도의 2/3
4) 사용온도에서의 항복강도의 90%

그러나 이 값이 실온에서의 항복강도의 2/3를 넘어서는 안된다.

(b)의 4)와 같은 경우는 오스테나이트강이나 Ni 합금 등은 뚜렷한 항복점이 없고 변형경화가 크므로 하중을 받는 동안 유효한 항복강도가 증가된다고 볼 수 있기 때문이다.

표 1에는 각 응력범주에 대한 기본 응력강도 한계를 설계응력강도치, 항복강도 및 인장강도의 함수로 주고 있다.

표 1 기본 응력강도 한계

응력강도	표의 값	항복강도	인장강도
일반 일차막응력(P_m)	S_m	$\leq 2/3\ S_y$	$\leq 1/3\ S_u$
국부 일차막응력(P_L)	$1.5\ S_m$	$\leq S_y$	$\leq 1/2\ S_u$
일차 막응력+굽힘응력(P_m+P_b)	$1.5\ S_m$	$\leq S_y$	$\leq 1/2\ S_u$
일차응력+이차응력(P_m+P_b+Q)	$3\ S_m$	$\leq 2\ S_y$	$\leq S_u$
일차응력+이차응력+피크응력(P_m+P_b+Q+F)	S_a	*	*

주 : S_a는 설계피로곡선으로부터 얻어지며, 응력강도의 허용 변동폭은 $2S_a$이다.

6. 맺음말

원자력 압력용기의 소성변형에 의한 파괴의 방지를 위한 설계개념의 요체는 압력용기에 발생하는 응력을 하중형태와 중요도에 따

라 분류하고, 분류된 각각의 응력범주에 대해서 극한설계의 개념에 의한 붕괴하중에 안전계수를 도입한 것이다. 원자력 압력용기에 적용된 안전계수는 재료의 인장강도에 대해서 3이다. 이것은 일반용 압력용기에 대한 안전계수 4보다 작은 값이나, 원자력 압력용기의 소성변형에 의한 파괴방지를 위하여 이미 모든 작용하중에 대하여 응력해석을 수행하였고 그 결과를 평가한 것이기 때문에 안전계수는 낮더라도 더 안전하다고 할 수 있다.

참고문헌

(1) 송달호, 손갑헌, 이해, 1979, "기계구조설계," KAERI/NTP/59/79, 한국원자력연구소.