

# 건축용 배관의 설계, 시공 및 경년변화에 따른 점검 보수

백 수 곤 한국전력공사 전력연구원 책임연구원

최근의 건축설비는 업무효율 향상을 위한 기능뿐만 아니라 쾌적한 주거 환경을 보장하기 위한 감성 설계를 중시하게 되었다. 이에 본 난에서는 최적 건축설비 관리를 위한 배관의 설계에서부터 시공, 유지보수에 이르기까지 관련 기술규격을 바탕으로 설명하고자 한다.

건축용 배관에는 급수 및 급탕설비, 위생설비를 포함한 배수설비, 공기조화용 냉난방설비, 가스설비 및 소화설비용 배관으로 크게 분류할 수 있다. 본 장에서는 건축용 배관중에서 공기조화용 난방설비를 위주로 설명하고자 한다.

## 제3장 배관응력 해석

배관에 작용하는 응력을 해석하는 목적은 배관 계통에서 일어나는 여러 하중에 대하여 설비가 안전하게 운전될 수 있음을 보장하기 위함이지만 배관내에 작용하는 압력만이 응력해석의 외력조건이 되지 않고, 배관주위에 작용하는 모든 조건을 고려하여야 하므로 해석작업이 복잡해진다. 그러므로, 요즈음 산업체에서는 배관의 응력해석을 상업용 유한해석 프로그램을 이용하여 컴퓨터에 의존하고 있는 경우가 대부분이므로 본장에서는 배관에 작용하는 하중조건과 응력해석의 기준, 유한요소법에 대한 개요와 실제 컴퓨터 코드를 이용하여 해석한 사례를 소개한다.

### 1. 배관에 작용하는 응력

#### 1. 배관에 작용하는 하중조건

배관응력 해석시에는 다음과 같은 배관내의 압력 및 온도와 배관에 작용하는 여러 외부 하중들을 고려해야 한다.

가) 압력하중 - 관내의 최대운전 압력을 견디도록 관의 두께를 결정해야 한다.

나) 자 중 - 유체 및 보온재의 무게와 모든 배관 부품의 무게를 포함해야 한다.

다) 열 하 중 - 최대 운전온도를 적용하여 배관의 열팽창 및 수축에 의한 열하중을 계산해야 한다. 또한 기기의 온도 변화에 따른 노즐 앵커 변이도 열 하중 계산시 함께 고려해야 한다.

라) 지진하중 - 부지조건에 따라서 설정된 지

서의 굽힘응력 등이 있다.

**다. 절정응력(peak stresses)**

절정응력은 응력집중의 영향을 포함하여 국부 불연속부(local discontinuities)에서의 응력을 일차응력과 이차응력의 합에 더한 응력값이다. 이 응력은 큰 변형은 일으키지 않으나 피로균열이나 취성 파열의 원인이 될 수 있다. 예로써 불연속부(notch)와 같이 응력집중에 의한 응력과 피로의 원인이 되는 열응력 등이 있다. 절정응력에서의 한계치는 반복하중에 의한 피로 파손을 방지하기 위한 것이다.

**3. 배관에 작용하는 응력 (stresses in piping)**

**가. 내부 압력에 의한 응력**

배관외경과 두께의 비가 20:1보다 큰배관에 박판이론(thin-shell theory)이 적용되었으나 이 절에서는 좀 더 세밀한 공식에 대하여 설명한다.

**(1) 원주방향 응력(hoop stress)  $\sigma_\theta$**

최소 관 두께(minimum wall thickness)를 구하기 위하여 만든 Boardman 공식

$$\sigma_\theta = PD/2t - Py$$

여기서, P = 내부압력 psi, D = 배관외경, in  
t = 배관두께, in, y = 형상계수

$\sigma_\theta$ 를 설계온도에서의 배관재의 허용응력치 S로 대치하면 최소허용관두께(minimum permissible pipe wall thickness), Tm ;

$$t_m = \frac{PD}{2(SE+Py)} + A$$

여기서,

E : joing efficiency factor for welded pipe

A\* : additional thickness, inches (표 2.3-1)

- 1) 기계적 이음을 위하여 만든 나사(thereading) 혹은 홈(grooving)에 의하여 제거된 재료의 보상값
- 2) 배관재의 기계적 강도(mechanical strength) 허용값
- 3) 부식과 침식에 대한 보상 값은 포함되지 않음.

**(2) 길이방향 응력 (longitudinal stress),  $\sigma_z$**

내부압력 P에 의하여 힘,

$$F ; F = p \cdot \frac{\pi d^2}{4} LBS$$

배관 단면, A ;  $A = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)in^2$

길이방향응력  $\sigma_z ; \sigma_z = F/A = Pd^2/D^2 - d^2psi$   
상기 길이 방향 응력식은 후판공식(thick-shell formula)이며 박판공식은 Section 2.1에 기술되어 있다.

**(3) 반경방향 응력(radial stress),  $\sigma_r$**

배관에서의 반경방향응력  $\sigma_r$ 은 배관 내부에서 -P이고 배관표면에서 0이다. 배관벽의 임의의 반경방향지점에서 반경방향응력에 대한 일반공식은 다음과 같다.

$$\sigma_r = -P \frac{r^2(R^2 - a^2)}{a^2(R^2 - r^2)}$$

여기서, R =  $\frac{D}{2}$  ; 표면까지의 반지름 in

r =  $\frac{d}{2}$  ; 내면까지의 반지름 in

a; 임의의 점에서 중심까지의 거리 in  $r \leq a \leq R$

a = r 이면  $\sigma_r = -P$ , a = R이면  $\sigma_r = 0$

**나. 굽힘 모우먼트에 의한 응력**

(stresses due to bending moments)

굽힘모멘트에 의한 최대 응력치  $\sigma_b$ ;

$$\sigma_b = \frac{M_b}{Z}$$

여기서 Z = 배관의 단면계수 in<sup>3</sup>,

$$Z = \frac{0.0982(D^4 - d^4)}{D}$$

**다. 비틀림 모우먼트에 의한 응력**

(stresses due to torsional moments)

비틀림 모우먼트에 의한 응력은 일종의 전단 응력으로써 최대응력은

$$\sigma_b = \frac{M_t}{2Z}$$

**라. 조합응력(combined stress)**

최대 전단응력을 이에 상당하는 직접 응력벡터(equivalent direct stress vector)로 표현하면

다음과 같다.

Equivalent direct stress vector,  $\sigma; \sigma = 2 \tau_{\max}$

상기식과 굽힘 모멘트에서 발생된 길이방향 응력벡터(longitudinal stress vector)의 벡터합을 확대조합응력(combined expansion stress)이라 하며 그 식은 다음과 같다.

확대조합응력,  $S_E; S_E = \sqrt{S_b^2 + 4S_t^2}$ , psi

여기서,  $S_b$  = 굽힘 응력의 합

$$\begin{aligned} & \text{(resultant bending stress)} \\ & = \frac{\sqrt{(iM_{bp})^2 + (iM_{bt})^2}}{Z} \text{ psi} \end{aligned}$$

p : in plane

T : transverse to plane

$S_t$  = 비틀림 응력(torsional stress) =  $\frac{M_t}{2Z}$  psi

#### (5) 열응력 해석

자유 열팽창해석을 통해서 이미 설정된 작은 변위점에 강성 지지물을 설치하고, 다른 지점에서도 요구되는 자중 및 기타 하중을 위한 지지물을 설치하되 앵커 지지점의 변위를 고려한다. 상하 변위가 큰 지점에서 자중을 위해 지지물을 설치할 때는 스프링 및 constant 지지물을 사용하며 변위가 작은 지점(예를 들면 1.59mm이하)에서는 스프링 대신 강성 지지물을 사용할 수도 있다.

그러나 노즐 앵커지점에 바로 인접한 곳에서는 노즐 하중을 초과하지 않도록 스프링 지지물 등을 사용해야 한다.

#### (가) 열응력

배관계는 직관, 곡관(엘보우, 벤드등) 각종 이음등으로 구성되어 온도 상승에 따라 주로 직관 부에서 관의 축방향으로 팽창한다. 배관계계에서 사용되는 재료의 성질에 따라 팽창율이 다르며 이는 탄소강 및 스테인레스강 등으로 크게 나누어 진다.

각 재료에 대하여 온도변화에 따른 팽창율은 거의 일정하나 온도상승에 따라 약간씩 증가한다.

직관부 길이 L에서 열팽창에 의해 늘어난 길이  $\Delta$ 는

$$\Delta = L \cdot \epsilon$$

여기서  $\epsilon$ 는 어떤 온도에서 단위 길이당 열팽창량(linear thermal expansion, mm/m)을 나타내며, 또한 열팽창량은 온도차의 함수 즉,

$$\epsilon = \alpha \cdot \Delta T$$

$$\Delta = L \cdot \alpha \cdot \Delta T$$

여기서  $\alpha$ 는 열팽창 계수(coefficient of thermal expansion, mm/mm/°C)를 나타낸다.

ANSI B31.1의 부록 B는 21°C(일반적으로 배관이 설치되는 평균온도)를 기준으로 하여  $\alpha$ 는 계수 A로  $\epsilon$ 는 계수 B로 나타내고 있으며 해당되는 값을 적용하여 계산해야 한다.

배관계에서 열 응력이 크게 발생하는 지점은 대부분 기기의 노즐 앵커점이나 구속되는 지지점들이며, 열응력 발생의 크기는 배관의 온도 및 형상에 좌우되고 이를 줄이기 위해서는 관의 진행 방향을 바꾸는 곡관을 많이 사용한다.

온도상승에 따라 발생하는 열응력은 내압, 자중, 기타 하중으로 인해 발생하는 응력과는 다르게 분류한다.

열응력이 항복점을 초과하는 경우에는 국소적인 병형 혹은 크리이프(Creep)가 증가하고 응력의 재분포 및 이에 따른 응력의 감소가 일어날 수 있다.

그러나 내압, 자중, 기타 하중으로 발생하는 응력이 항복점을 초과하는 경우에는 영구적인 변형 및 파괴가 일어난다.

가. 지속적 하중(sustained load)에 의한 응력 압력, 자중 및 다른 지속적인 기계적 하중 등에 의하여 발생한 응력(일차응력)은 다음 식을 만족하여야 한다.

$$S_L = \frac{PD_o}{4tn} + \frac{0.75iM_A}{Z} \leq 1.0S_n$$

여기서,  $S_L$  : 압력, 자중 및 다른 지속적 하중 등에 의한 길이 방향 응력의 합, psi

$M_4$ : 배관자중과 다른 지속적 하중등에 의하여 발생된 배관 단면에서의 합성모우멘트, in-lb  
 $Z$ : 배관 단면 계수(Section Modules), in<sup>3</sup>  
 $i$ : 응력집중계수 (Stress Intensification Factor) 단,  $0.75i > 1.0$   
 $P$ : 내부 설계 압력, psi  
 $tn$ : 배관재 공칭 두께, in  
 $Sh$ : 최대온도(Maximm Temp.)에서의 배관재 허용응력, psi  
 상기 식중 내부설계압력에 의한 응력부분은 다음식으로 대치될 수 있다.

$$S_{LP} = \frac{Pd_n^2}{Do^2 - d_n^2}$$

여기에서  $Do$ : 공칭관 외경, in  
 $d_n$ : 공칭관 내경, in

나. 일시적 하중(occasion load)에 의한 응력 압력, 자중 및 다른 지속적 하중, 및 지진을 포함한 일시적 하중에 의한 응력(일차응력)은 다음식의 요구조건을 만족해야 한다.

$$\frac{PDo}{4tn} + \frac{0.75iM_A}{Z} + \frac{0.75iM_B}{Z} \leq kS_h$$

여기서,  $M_B$ : 안전밸브(safety & relief valve)에 의한 추력, 지진등의 일시적 하중에 의하여 발생된 배관 단면에서의 합성 모우멘트, in-lb

- K: a) 운전기간중 일시적 하중이 10% 이하로 작용하는 경우, 1.15
- b) 운전기간중 일시적 하중이 1% 이하로 작용하는 경우, 1.2

다. 열팽창(thermal expansion) 하중에 의한 응력

열팽창 등에 의하여 발생하는 응력(이차응력)은 다음식의 요건을 만족해야 한다.

$$S_E = \frac{iM_C}{Z} \leq S_A + f(S_h - S_L)$$

여기서,

$M_C$ : 열팽창에 의한 합성 모우멘트 범위 (range of resultant moment), in-lb

$S_A$ : 허용응력 =  $f(1.25 SC + 0.25 Sh)$

$f$ : 응력범위 감소계수(stress range reducti-

on factors)

$S_L$ : 지속적 하중에 의한 응력식에 의해 계산한 응력 및 허용응력

## II. 파손 이론

### 1. 파손 이론 (failure theories)

다음은 다축방향 응력(multiaxial stresses)하에서의 파손(failure)에 관한 이론(theories)들이다.

#### 가. 다축방향 응력(multiaxial stresses)

인장력에서 발생하는 응력은 간단히 인장력  $F$ 와 인장방향에 수직인 단면  $A$ 에 의하여 표시되는  $\sigma = F/A$ 인 단축응력(uniaxial stress)로 표시될 수 있다. 그러나 내부압력, 배관 자중, 열팽창력, 지진하중 등의 영향을 받는 배관계의 응력은 매우 복잡하며 그들이 작용하는 평면을 표시하기는 더욱 어렵다. 배관응력 해석을 단순화하기 위하여 응력은 원주방향응력  $\sigma_c$ (circumferential or hoop stress), 반경방향응력  $\sigma_r$ (radial stress), 길이방향응력  $\sigma_z$ (longitudnal stress)로 구분되어 계산되며 위의 세 응력을 다축응력(multiaxial stresses)이라 한다.

이 다축 응력은 다축 응력을 조합하고 단축 응력 변형을 관계(uniaxial stress-strain relationship)에 비교하는 파손이론(failure theories)에 사용되어 진다. 예로써 내부압력에 의해서 배관 단면에 발생된 다축응력(multia-axial stresses) 상태를 고려하여 본다.

Class 1 배관에 적용하는 최대 전단응력이론(maximum shear stress theory)와 Class 2& 3에 적용하는 최대주응력이론(maxmum principal stress theory) 및 전단변형 에너지 이론(distortion energy theory)등의 세가지 이론을 다음에 기술하였다.

#### 나. 최대 주응력 이론

(maximum principal stresses theory)

파손(failure)의 최대주응력이론은 상호 수직

면에 작용하는 세개의 주응력중 어느 한 응력이 배관 재료의 항복강도(yield strength)를 초과하였을 때 파손(failure)이 발생된다는 이론이다. 이 이론은 주응력의 합성을 요구하지 않으며 단지 제일 큰 응력만을 비교한 것으로 위의 다축응력 (multiaxial stresses)중 원주방향응력(hoop stress)이 제일 크므로 최대주응력은 원주방향응력이다.

$$\sigma_{max} = \sigma_{\theta} = 20,000 \text{ psi}$$

#### 다. 최대 전단응력 이론

(maximum shear stresses theory)

인장력  $F_a$ 를 받고 있는 물체의 임의의 평면에는 평면에 법선 방향으로 힘  $F_n$ 과 평면과 평행방향으로 힘  $F_s$ 가 존재한다. 힘  $F_s$ 에 의하여 발생하는 응력을 전단응력(shear stress)이라 하며  $F_a$ 에 수직이나 평행방향에서는  $\tau = 0$ 이고  $45^\circ$ 에서 최대치를 갖게 되며

그 값은

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2} \quad (\because \sigma = Fa/A)$$

으로 표현된다.

두축 방향에 힘  $F_1$ 과  $F_2$ 가 작용하면 응력  $\sigma_1$ 과  $\sigma_2$ 가 발생된다.

이것에 의하여 최대전단응력은

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$$

로 표현될 수 있다.

3축 방향에 발생된 응력을  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ 로 가정하면 전단응력은

$$\tau_{xy} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}, \tau_{xz} = \frac{\sigma_x - \sigma_z}{2}, \tau_{yz} = \frac{\sigma_y - \sigma_z}{2}$$

되며 최대전단응력은  $\tau_{max}$ 은  $\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ 의 절대값중 가장 큰 값이 된다.

최대 전단응력 파손이론은 최대전단응력이 항복강도의 1/2값을 초과했을 때 파손(failure)이 발생된다는 것이다. 상기 3축방향 응력들중 최대전단응력은 3개의 주응력(principal stresses)중 가장 큰 값과 가장 작은 값의 대수의 차로 이루어진다. 즉,

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

파손기준(failure criterion)에 따르는 항복강도에 준하면

$$\frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{\sigma_y}{2}$$

위식의 양변에 2를 곱하면 최대전단응력에 의한 항복조건식은  $S = \sigma_{max} - \sigma_{min}$ 로 표현되고 S를 응력강도(stress intensity)라 한다. 이 응력강도는 최대전단 응력값의 두배 값으로 항복강도의 1/2 값이 아닌 항복강도에 직접 비교 검토할 수 있다.

#### 라. 전단변형 에너지 이론

(distortion energy theory)

앞에서의 최대주응력이론이나 최대전단응력 이론은 3개의 주응력중 한개 또는 2개의 주응력에 관계되어 있으나 전단변형에너지 파손 이론은 3개의 주응력의 합산으로 이루어진 유효 응력(effective stress)  $\sigma_{eff}$ 으로 표현된다.

$$\sigma_{eff} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}$$

전단에너지 파손이론은 상기  $\sigma_{eff}$ 가 항복 강도를 초과하였을 때 파손이 일어난다는 이론이다. ASME Class 1 배관은 공식이 간단하고 안정된 결과를 계산하는 최대 전단응력 이론을 적용하고 있다.

### III. 전산 해석

#### 1. 전산 해석방법 및 절차

##### 가. 일반사항

배관계통은 기기와 기기 사이에서 구성되므로 해석범위는 기기의 입출구 노즐 앵커 또는 중간 앵커사이의 배관계가 된다. 완전한 앵커라 함은 어떠한 변위도 허용되지 않은 상태로 생각되나 실제로는 기기 자체의 열팽창등에 의한 미소 변위가 발생한다. 일반적으로 배관응력 해석을 위해서는 구조해석 분야의 배관응력 해석용 전산 프로그램을 사용한다.

배관응력 해석방법 및 절차는 다음과 같다.

(1) 배관형상 및 경계점 설정

배관형상 및 관련자료는 배관배치 작업결과 생산된 배관도면에 의한다.

배관재질, 크기등의 자료는 배관재료 등급분류(piping material classification), 배관 목록(line list), 밸브 등급분류(valve classification) 및 P & I diagram 등에서 얻는다.

경계점은 기기의 노즐 및 중간 앵커 지점이 되고, 이들 사이의 배관계가 해석범위에 속한다. 만약 배관계가 매우 길어 전산 프로그램이 일시에 이를 수용하지 못할 경우에 중간 정도의 적절한 지점에 앵커를 설치하여 응력을 분리 해석한다.

(2) 하중 및 응력해석

배관의 응력해석을 위해서는 전항 “나”의 하중조건을 적용하여 “다”항의 적용기준에 따라 배관계의 각 지점에서 응력을 계산한다.

(가) 내압에 의한 응력

배관응력 해석시에는 유체의 최고 운전압력을 설계 압력으로 정해야 하며, 각 주요 계통에 대한 설계압력의 설정은 ANSI B31.1 Part 6, 122항에 따라야 한다. 내압으로 인하여 관의 벽에서 발생하는 응력은 직각 좌표에서 각각 접선방향(후프) 응력, 길이방향(축)응력, 반경방향 응력이다.

내압으로 인하여 관의 벽에서 발생하는 응력은 직각좌표에서 각각 접선방향(후프) 응력, 길이 방향(축) 응력, 반경방향 응력이다. 관의 최소 두께를 정하기 위해서는 후프 응력과 반경방향 응력을 기준으로 설정된 ANSI B31.1, 104.1(3), (4)식에 따라 계산해야 하며, 이것은 관의 직경, 배관재의 허용 응력, 설계압력, 부식 여유등에 관한 식이다. 일반적으로 관의 직경(내경)은 계통에서 요구하는 관내의 적정 유속 및 허용압력 손실에 따라 계산한다. 배관재의 허용-응력은 설계 온도에서의 값을 적용해야 한다.

부식여유는 사용 유체 및 배관재에 따라 정한

다.

또한 내압으로 인한 관의 축 방향응력은 ANSI B 31.1 104.8.1.2 (11),(12)식의 첫항에서 고려된다.

(나) 온도에 의한 응력

배관의 응력해석시에는 유체의 최고 운전온도를 설계온도로 정해야 한다. 보통 온도상승에 따라 배관재는 길이(축)방향으로 늘어나며 지지점들을 구속함으로써 압축 및 굽힘 응력이 발생한다. 열팽창에 의한 배관재의 허용 응력은 응력범위(allowable Stress Range)로서 ANSI B31.1, 102.3.2 (1)식에 따라 계산해야 하며, 주로 굽힘응력(축방향응력)의 발생허용 범위를 만족시키기 위하여 104.8.3(13)식에 따라 계산해야 한다.

이의 세부해석 방법은 다음의 (5)항에 기술되어 있다.

(다) 자중 및 기타 동하중에 의한 응력

배관계통을 구성하는 직관, 곡관, 밸브, 플랜지, 관내유체, 보온재, 기타 배관부품들의 자중에 의한 굽힘응력과 지진, 수격작용, steam hammer, 진동, 바람등 동적하중에 의한 굽힘응력은 각각 ANSI B31.1 104.8.1(11)식과 104.8.2 (12)식의 허용치를 만족하도록 적절한 지지위치와 지지물을 결정하여 설계하여야 한다.

2) 허용응력 범위

온도상승에 따라 발생하는 열응력은 내압, 자중, 기타 하중으로 인해 발생하는 응력과는 다르게 분류한다.

열응력이 항복점을 초과하는 경우에는 국소적인 변형 혹은 크리프(Creep)가 증가하고 응력의 재분포 및 이에 따른 응력의 감소가 일어날 수 있다.

그러나 내압, 자중, 기타 하중으로 발생하는 응력이 항복점을 초과하는 경우에는 영구적인 변형 및 파괴가 일어난다.

온도가 상승된 상태(Hot Condition)와 냉간상

태(Cold Condition)사이의 운전 사이클 측면에서 열응력의 범위는 일정하게 유지된다고 볼 수 있으며 ANSI B31.1 102.3.2(C)에서는 허용 열응력의 범위,  $S_A$ 를 다음과 같이 정하고 있다.

$$S_A = f(1.25S_c + 0.25S_h)$$

여기서,

$S_c$  = 최저온도 혹은 상온에서의 재료의 허용 응력

$S_h$  = 최대온도에서의 재료의 허용응력

$f$  = 운전 사이클 수에 따른 응력감소 계수

(3) 일시적 하중에 의한 계산응력의 한계

(가) 운전중

내압, 활하중 및 사하중에 의해서 발생된 길이 방향 응력과 일시적 하중에 의해서 발생된 길이 방향 응력(초과 무게를 임시 지지하는)의 합은 다음 조건을 만족하여야 한다.

- 1) 24시간 이내 10% 이내로 발생하면 허용응력의 15%이내
- 2) 24시간 이내 1% 이내로 발생하면 허용응력의 20%이내

(나) 시험중

압력시험 중에 원주방향 응력은 시험온도에서 항복강도(0.2%오프셋)의 90%를 초과해서는 안 된다. 시험시의 시험압력, 활하중 및 사하중에 의한 길이방향 응력의 합은 일시적 하중을 제외하고는 시험온도에서 항복강도의 90%를 초과해서는 안 된다.

표3-1 운전조건별 발생응력조합 및 허용치

하중조건	응력조합	허용응력
정상상태	$\sigma_P + \sigma_{WT} + \sigma_{TRUST}$	$S_h$
	$\sigma_T$	$S_A + f(S_h - S_A)$
일시적인 초과하중상태	$\sigma_P + \sigma_{WT} + \sigma_E + \sigma_T$	$1.15 S_h$ 혹은 $1.2 S_h$
	$\sigma_P + \sigma_{WT} + \sigma_{WL}$	"
	$\sigma_P + \sigma_{WT} + \sigma_T$	"

여기서,  $\sigma_F$  = 압력에 의한 응력

$\sigma_{WL}$  = 자중에 의한 응력

$\sigma_T$  = 열팽창에 의한 응력

$\sigma_E$  = 지진하중에 의한 응력

$\sigma_I$  = 충격 하중에 의한 응력

$\sigma_{WL}$  = 풍하중에 의한 응력

$\sigma_{TRUST}$  = 추력에 의한 응력

$\sigma_h$  = 최대 온도에서의 허용응력

$\sigma_A$  = 허용응력 범위

$\sigma_L$  = 압력, 자중 및 추력에 의한 응력

$f$  = 운전 사이클 수에 따른 응력감소 계수

표3-2 응력 범위 감소계수

등가전체 온도 사이클의 총수 N	f
7000 이하	1.0
7000 ~ 14000	0.9
14000 ~ 22000	0.8
22000 ~ 45000	0.7
45000 ~ 100000	0.6
100000 이상	0.5

1) 자유 열팽창 해석

열응력 해석의 첫단계로서, 자유 열팽창(혹은 온도에 의한 유연성) 해석은 각 앵커점 사이의 배관계에서 어떠한 구속 지지물도 없는 경위의 해석이며 기기의 노즐 앵커변위는 고려된다. 이 해석의 목적은 자유 열팽창에 의한 무변위점 혹은 변위가 작은 지점들을 찾아서 이곳을 자중 혹은 기타 하중을 위한 강성 지지물(Rigid Supports)을 정하고, 동시에 자유 열팽창시 기기 노즐에서의 발생 하중을 계산하기 위한 것이다. 노즐에서의 하중이 허용치를 초과할 경우에는 배관형상을 바꾸어 배관의 유연성을 증가시키거나, 제작자의 기기 노즐을 보강하여 허용치를 증가시키는 방법과 열하중을 보상하도록 설치시에 반대 방향의 하중(Preload 혹은 Cold Spring)을 적용하는 방법등이 있다.

이 해석의 또 하나의 목적은 배관 자체의 발생 응력을 점검하는 것이며 열팽창에 의한 허용응력범위,  $S_A$ 이내(일반적으로 60~70% 이내)로 유지하여야 한다.

TABLE 4.3a Flexibility Factor  $k$  and Stress Intensification Factor  $i$

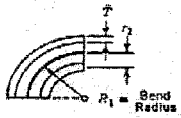
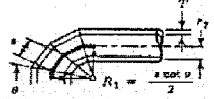
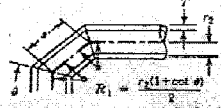
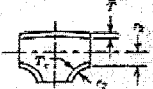
Description	Flexibility Factor $k$	Stress Int. Factor <sup>1,2</sup>		Flexibility Characteristic $h$	Sketch
		Outplane $i_o$	Inplane $i_i$		
Welding elbow <sup>1,2,3,4,5</sup> or pipe bend	$\frac{1.65}{k}$	$\frac{0.75}{h^{2/3}}$	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{\bar{T}R_1}{(r_2)^2}$	
Closely spaced miter bend <sup>1,2,3</sup> $s < r_2(1 + \tan \theta)$	$\frac{1.52}{h^{2/3}}$	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{\cot \theta}{2} \frac{\bar{T}}{(r_2)^2}$	
Single miter bend <sup>1,2</sup> or widely spaced miter bend $s \geq r_2(1 + \tan \theta)$	$\frac{1.52}{h^{2/3}}$	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{1 + \cot \theta}{2} \frac{\bar{T}}{r_2}$	
Welding tee <sup>1,2,4</sup> per ANSI B16.9 with $r_1 \geq \frac{1}{2}D_o$ , $r_2 \geq 1.5\bar{T}$	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{1}{2}L_o + \frac{1}{2}$	$4.4 \frac{\bar{T}}{r_2}$	

그림 3-1 Flexibility factor  $k$  and stress intensification factor  $i$

배관의 무변위점 혹은 작은 변위점(보통 3.175mm 이내)에서는 강성 지지물을 설치하도록 하며 변위가 많은 지점에서는 자중을 위한 스프링 혹은 콘스탄트 지지물을 선정한다.

배관계통의 해석 모델에서 일부 배관계가 밸브로서 닫혀 있을 때에는 전부가 열려 있을 때와 비교하여 더 높은 열하중이 발생할 수 있으므로 각각의 운전 조건에서 해석하여야 한다.

4) 열팽창 해석

자유 열팽창 해석을 통해서 이미 설정된 작은 변위점에 강성 지지물을 설치하고, 다른 지점에서도 요구되는 자중 및 기타 동하중을 위한 지지물을 설치하되 앵커 지점의 변위를 고려한다. 상하 변위가 큰 지점에서 자중을 위해 지지물을 설치할 때는 스프링 및 콘스탄트 지지물을 사용하며 변위가 작은 지점(예를 들면 1.59mm 이하)에서는 스프링 대신 강성 지지물을 사용할 수도 있다.

그러나 노즐 앵커지점에 바로 인접한 곳에서는 노즐 하중을 초과하지 않도록 스프링 지지물 등을 사용해야 한다.

5) 곡관 근처에서의 지지위치 설정

배관의 진행방향이 바뀌는 엘로우 근처에서 강성 지지물을 설치할 경우 이 지점에서의 발생 응력이 허용응력범위내에 있어야 하고, 동시에 이 지점에서는 자중에 의한 처짐 및 기타 동하중에 견디도록 지지물을 설치한다.

6) 냉간 스프링 (cold spring)의 적용

화력발전소의 주요 배관은 매우 높은 온도로 운전되어 기기 노즐에 많은 하중이 발생한다. 일반적으로 보일러 및 터빈과 같은 주기기의 노즐 하중은 사업 초기에 제작자로부터 얻고, 주기기를 잇는 배관계의 해석 결과 노즐에서 계산된 하중과 이를 비교 검토하여 결정한다. 노즐 하중을 적정 수준이내로 줄이기 위해서 적정율의 냉간 스프링을 적용한다.



ANSI B31.1, 119.9항에서 냉간 스프링을 적용하는 경우에 119.10항에 따라 노즐 하중을 감소시킬 수 있음을 보여 주고 있으며, 냉간 스프링을 사용함으로써 배관 자체의 응력을 감소시키는 효과는 없다고 본다. 그러나 냉각 스프링을 사용하여, 배관이 초기에 항복 강도를 넘어 소성 변형의 가능성을 없애고 크리이프(Creep)의 가속화를 줄일 수 있는 잇점이 있으며, 노즐 하중은 운전상태보다 냉간상태에서 더 많이 견딜 수 있는 잇점이 있다. 따라서 고온 배관 즉, 주증기관, 재열증기관 및 복수관 등은 적정율의 냉간 스프링을 적용한다.

나. Stress intensification factors

Bend (elbows, miter bonds)와 branch (welding tee, fabricated tees)의 연결과 같은 파이프의 보조품은 flexibility characteristics  $h$ , flexibility factor  $k$ , stress intensification factor(SIF)을 갖는다. 이러한 면적에서 영국 표준 BS3351을 포함한 대부분의 codes는 mark1(reference 6)에 의한 함수를 사용한다. 표 3.4.1 (Reproduced from Appendix D, ANSI B31.3, 1980 revision)는 inplane SIF  $i_1$  와 outplane SIF  $i_o$ , 그리고,  $h, k$ 가 계산한 값의 식을 준다. 다른 code는 inplane SIF의  $0.9/h^{2/3}$ 의 더 높은 값과 비교된 outplane SIF의  $0.75/h^{2/3}$ 의 더 낮은 값을 허용하지 않는다.

[다음호에 계속]

## 외국인력 고용허가제 필요

KDI는 외국인 근로자의 작업 이탈과 불법체류자 문제를 해결하기 위해서는 고용허가제를 도입, 법제화할 필요가 있다고 지적했다.

한국개발연구원(KDI) 李周浩 연구위원은 3일 KDI에서 열린 '외국인력 도입제도의 법제화를 위한 공청회'에서 외국인력에 대한 산업기술연수제도가 불법취업 등 부작용과 비효율성을 초래하고 있다며 이같은 문제를 해결하기 위해 고용허가제를 도입, 이들에게 근로자 신분을 부여해야 할 필요가 있다고 주장했다.

李연구위원은 법무부 자료를 인용, 지난 4월말 현재 외국인 근로자는 약23만명으로 이중 불법체류자가 13만4천여명(57.9%)이나 되며 지난해 산업연수생의 30%인 2만여명이 사업장을 무단이탈해 불법취업한 것으로 추정된다고 밝혔다.

그는 또 외국인근로자의 임금수준은 고용기업이 산업연수생의 이탈을 막기 위해 시장임금수준까지 마구 올려 국내근로자의 70~80% 수준에 달하고 있으며 해당국 송출기관의 과도한 수수료로 인해 연수생의 불법취업을 유발시키고 있다고 지

적했다.

李연구위원은 중소기업에서 고용허가제가 도입돼 근로자 신분이 부여될 경우 임금상승이 우려된다고 주장하나 외국인력 도입과정에서 경쟁을 촉진시켜 해당국가 송출기관 부로커의 이익을 감소시키고 불법취업단속을 강화하면 그만큼 임금상승압력이 줄어들 것이라고 반박했다.

또 노조가입과 파업 등 집단행동의 우려에 대해서는 근로기간을 예를 들어 1년 단위로 3년까지 허용하고 채용입국을 금지하는 등 계약기간을 단기로 제한하면 해결될 것이라고 말했다.