

# 다공평판의 단순화된 응력해석방법

## Simplified Stress Analysis Method for Perforated Plates

박 태 철\*

Park, Tae-Chul

김 범 식\*\*

Kim, Beom-Shig

---

### Abstract

The Finite Element Method(FEM), which is existing stress analysis method, requires substantial amounts of efforts for analysis of perforated plates. An equivalent solid plate analysis method is developed in this paper. A perforated plate is assumed to be an equivalent solid plate in this method. Stress analysis is performed for this equivalent solid plate using effective material properties, and then these stresses are converted to the actual stresses of the original perforated plate. A case study is conducted for a rectangularly arrayed perforated plate using the proposed method in this paper. Compared and analyzed with respect to those calculated by the existing stress analysis method, the result seems to be satisfied in terms of its practicality and more conservative with respect to margin in design application.

### 요 약

다공평판에 대한 기존의 응력해석방법은 해석수행에 많은 시간과 전산비용이 요구되는 단점이 있다. 본 논문에서는 다공평판을 구멍이 없는 일반평판(Equivalent Solid Plate)으로 가정하여 쉽게 해석할 수 있는 응력해석방법을 개발하였다. 이 방법은 다공평판을 구멍이 없는 일반평판으로 가정하여 모델링한 후 등가재질 특성을 사용하여 등가상응력을 구하고 이를 실제응력으로 변환하는 것이다. 그 적용예로써 사각형 배열형상의 다공평판을 대상으로 경우해석을 수행하였으며 이 결과를 기존의 응력해석방법에 의한 결과와 비교하였다. 이 결과 등가평판이론에 의한 계산결과는 기존의 응력해석방법에 의한 계산결과와 유사한 값을 생산하면서 도 보수적이어서 실제 설계에 응용시 활용가능함이 입증되었다.

---

\* 정회원, 한국원자력연구소, 울진 3, 4호기기술관리분야 연구원

\*\* 한국원자력연구소, 보조장치기계분야 선임연구원

이 논문에 대한 토론을 1994년 12월 31일까지 본 학회에 보내주시면 1995년 6월호에 그 결과를 게재하겠습니다.

## 1. 서 론

원자계통에는 효과적 인 열전달 또는 관이나 축등의 지지를 위하여 설치된 많은 다공평판이 있다. 이와 같은 다공평판은 구멍이 없는 평판에 비하여 응력해석시 대단히 많은 요소로 분할하여야 하므로 해석수행에 많은 시간과 전산비용이 소요되는 등 단점이 많다. 이러한 단점을 해결하기 위하여 다양한 응력해석방법이 시도되어 왔다. 이 해석방법들 중 등가평판이론[1, 2, 3, 4]이 가장 많이 연구되었으나 실제 설계에 적용하여 해석수행에 소요되는 시간과 전산비용을 절감할 수 있도록 시도되지는 못하였다. 등가평판이론은 다공평판과 전반적으로 동일한 구조적 거동을 나타내는 등가평판을 찾아내고 이 등가평판을 해석하여 응력값을 얻은 후 이 응력값을 실제 다공평판의 응력값으로 변환하는 것이다.

실제 다공평판과 전반적으로 동일한 구조적 거동을 나타내는 등가평판을 가정함에 있어 가장 중요한 것은 실제 다공평판과 등가평판이 동일 하중 방향으로 동일한 변형률을 갖는다는 것이며 이로부터 등가평판이 실제 평판과 전반적으로 동일한 구조적 거동을 나타내도록 등가재질특성(Equivalent Material Property)을 도출하는 것이다. 등가재질특성을 도출하는 종래의 방법은 주로 실험에 의존하여 왔으며 따라서 종래의 방법을 사용할 경우 다수의 실험을 필요로 하게 되어 많은 인력과 비용이 요구되는 문제점을 수반하게 된다. 또한 기존의 실험을 통해 얻어진 등가재질특성 값을 사용하는 방법도 한 방법이지만 구멍의 배열 또는 구멍의 형상 등에 따라 그 값을 사용할 수 없는 경우가 많아 응용범위가 제한적이다.

본 논문에서는 이러한 종래의 등가평판이론의 단점을 개선하고자 다공평판의 실제 재질특성과 등가평판의 등가재질특성과의 관계를 이론적으로 정립하는 방법을 제시하였으며 그 예로서 가장 흔히 사용되는 구멍이 삼각형 모양으로 배열된 형상의 평판과 사각형 모양으로 배열된 형상의 평판에 대하여 실제 재질특성과 등가재질특성과의 관계를 유도하였다.

또한, 위에서 언급한 실제 재질특성과 등가재질

특성과의 관계식을 통해 얻은 등가재질특성으로 등가평판의 응력값을 구한 후 그 응력값을 실제 응력값으로 변환시키는 응력변환 절차를 개발하였다. 본 논문에서 개발한 응력해석방법으로 사각형 배열형상의 다공평판에 대하여 경우해석을 수행하였으며 기존의 응력해석방법에 의한 응력해석결과와 비교 분석하였다.

## 2. 등가재질특성의 결정

### 2.1 삼각형 배열형상

그림 1과 같은 삼각형 형상으로 배열된 구멍을 가진 얇은 평판(평면응력가정, 두께=t)에 1차원 균일분포 하중이 작용하는 경우를 고려하여 실제 평판의 재질특성과 등가평판의 재질특성에 대한 관계식을 유도한다.

그림 1의 다공평판에 4F의 하중을 가하면 전체 변형률은  $\epsilon = \Delta L / L$  (L : 평판의 길이)이며 응력은  $\sigma = 4F / A$  (A : 평판의 단면적), 그리고  $A = Wt$  (W : 평판의 너비)로 나타낼 수 있다. 등가평판의 응력-변형률 선도에서는 기울기  $E^* / E$ 가 존재하게 되며  $E^*$ 가 유효탄성계수이다. 이러한 유효탄성계수가 사용되어 평판의 전반적인 구조적 거동이 결정되고, 실제응력이 여러가지 방법에 의해 계산되어지며 원자력발전소 설계시에는 이 실제응력 값이 code[8]에서 규제하고 있는 허용응력 값과 비교된다.

그림 1에 나타나 있는 바와 같이 구멍간의 간격 P와 간극폭(Ligament Width) h는 구멍의 배열형상 및 크기에 따라 각각 달라지며 식의 유도를 위하여 간극효율(Ligament Efficiency)을  $\eta = h / P$ 로 정의하기로 한다. 그림 1에서 평판은 넓이가 P인 4개의 구역으로 분할된다. 다공평판의 전반적 구조적 거동을 해석하기 위해 하중 F를 받는 하나의 구역을 조사하기로 한다. 그림 1의 Detail A(그림 2)로 지정된 지역의 평균 변형률을 다공평판 전반에 대한 거동으로 볼 수 있으므로 그림 2에서의 결과를 전체 평판의 거동으로 결론지을 수 있다. 만약 그림 2와 같은 형상의 평판에서 등가평판과 실제평판의 전체 변형률이 동일하다면, 두 평판의 평균 변형률  $\epsilon^*$ 는 동일하게 된다. 등

가평판의 평균 변형률은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\bar{\epsilon}^* = \frac{F/tP}{E^*} = \epsilon^* \quad (1)$$

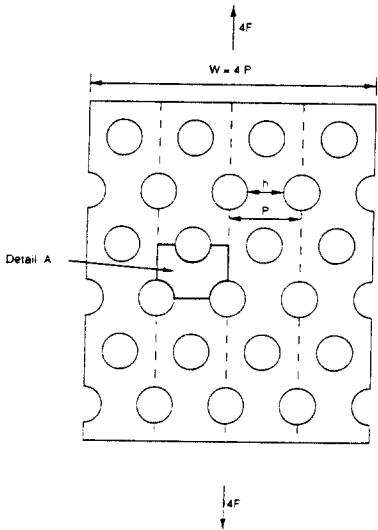


그림 1. 삼각형 배열형상 다공평판

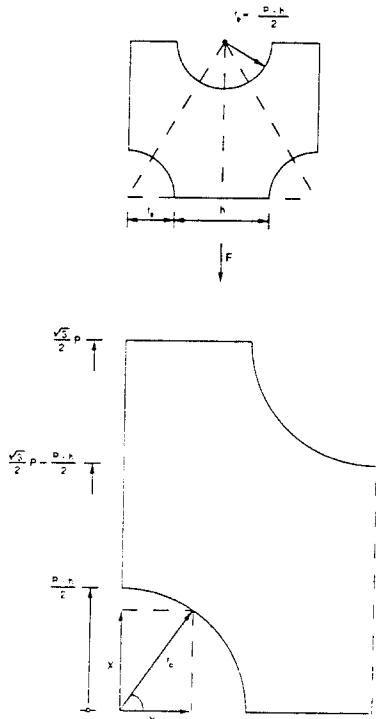


그림 2. 삼각형 배열형상 다공평판의 상세도

그런데 X방향의 변형량은  $d\delta_x = \epsilon_x dx$  [5] 이므로

로 그림 2의 X축방향  $0 \sim \sqrt{3}/2 P$ 까지의 구간에서 발생하는 전체 변형량은

$$[\delta_x]_0^{\sqrt{3}/2 P} = \int_0^{\sqrt{3}/2 P} \epsilon_x dx$$

이다. 따라서 실제 다공평판에서의 평균 변형률  $\bar{\epsilon}$  는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \bar{\epsilon} &= \frac{1}{\sqrt{3}/2 P} \int_0^{\sqrt{3}/2 P} \epsilon(x) dx \\ &= \frac{1}{\sqrt{3}/2 P} \int_0^{\sqrt{3}/2 P} \frac{\sigma_x(x)}{E} dx \end{aligned} \quad (2)$$

여기서

$0 \leq x \leq \frac{P-h}{2}$ ,  $\frac{\sqrt{3}}{2} P - \frac{P-h}{2} \leq x \leq \frac{\sqrt{3}}{2} P$ 인 경우

$$\begin{aligned} \sigma_x(x) &= \frac{F}{t(P-2y)} \text{가 되며,} \\ y^2 &= r_0^2 - x^2 = \frac{P^2 - 2Ph + h^2}{4} - x^2 \text{이므로} \\ \sigma_x(x) &= \frac{F}{t(P - 2\sqrt{\frac{P^2 - 2Ph + h^2}{4} - x^2})} \end{aligned} \quad (3)$$

가 된다. 식 (2)에서

$$\begin{aligned} \frac{P-h}{2} \leq x \leq \frac{\sqrt{3}}{2} P - \frac{P-h}{2} \text{인 경우} \\ \sigma_x(x) &= \frac{F}{tP} \end{aligned} \quad (4)$$

가 되면 식 (3) 및 (4)를 (2)에 대입하여 전개하면, 식 (2)는

$$\begin{aligned} \bar{\epsilon} &= \frac{2F}{\sqrt{3} PEt} \times \\ &\left\{ \frac{2}{P} \int_0^{\frac{P-h}{2}} \frac{1}{1 - \sqrt{1 - 2\eta + \eta^2 - (\frac{2x}{P})^2}} dx \right. \end{aligned}$$

$$+\left(\frac{\sqrt{3}}{2}-1\right)+\eta\} \quad (5)$$

으로 변환할 수 있다. 이 식을 참고문헌[6](p.357, 354)을 참조하여 변환하면

$$\begin{aligned} \bar{\epsilon} = & \frac{2F}{\sqrt{3}PEt} \left\{ \frac{2}{\sqrt{2\eta-\eta^2}} \tan^{-1} \frac{\sqrt{2\eta-\eta^2}}{\eta} \right. \\ & \left. - \frac{\pi}{2} + \left(\frac{\sqrt{3}}{2}-1\right)+\eta \right\} \quad (6) \end{aligned}$$

가 된다.

등가평판의 평균 변형률과 실제 다공평판의 평균 변형률이 같다고 가정하였으므로 식 (1)과 (6)을 같다고 놓고 정리하면

$$\begin{aligned} \frac{E^*}{E} = & \frac{\sqrt{3}\sqrt{2\eta-\eta^2}}{4} \times \\ & \frac{1}{\tan^{-1}\left(\frac{\sqrt{2\eta-\eta^2}}{\eta}\right) - \frac{\pi}{\sqrt{3}} + 1 + \frac{2}{\sqrt{3}}(\eta-1)} \quad (7) \end{aligned}$$

이다.

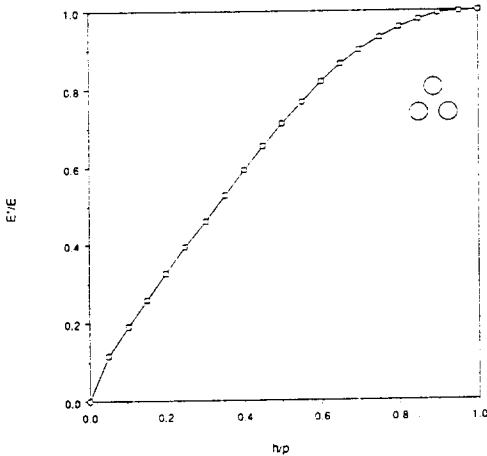


그림 3. 삼각형 배열형상 다공평판의 등가탄성계수

식 (7)에 의거하여 삼각형 배열형상 다공평판의  $\eta$ 값에 따른  $E^*/E$ 값의 계산결과는 그림 3에 나타내었으며 이 그림에서  $\eta$ 값이 증대됨에 따라, 즉 구멍간의 간격과 대비하여 구멍의 직경이 감소됨에 따라 등가탄성계수값은 증대됨을 알 수 있다.

## 2.2 사각형 배열형상

사각형 배열형상을 갖는 그림 4 및 그림 5의 다공평판과 이 다공평판의 등가평판과의 전체 변형률이 동일하다고 가정하자. 만약 전체 변형률이 동일하다면 두 평판의 평균 변형률도 동일해야 한다.

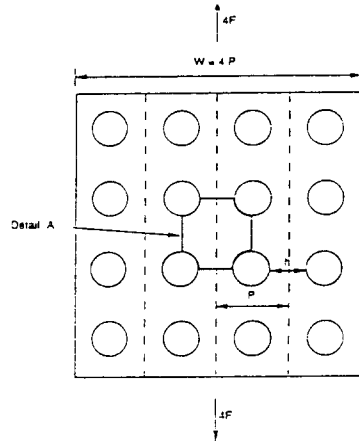


그림 4. 사각형 배열형상 다공평판

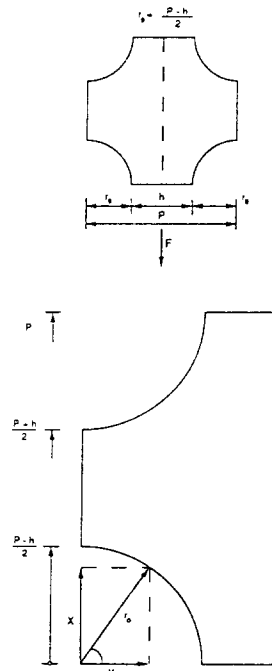


그림 5. 사각형 배열형상 다공평판의 상세도

참고문헌[5]로부터 X방향의 변형량은  $d\delta_x = \epsilon_x dx$ 로 표시할 수 있으므로 그림 5의 X축방향 0~P까지의 구간에서 발생하는 전체 변형량은

$$[\delta_x]_0^P = \int_0^P \epsilon_x dx$$

가 된다. 따라서 평균변형률은

$$\bar{\epsilon} = \frac{1}{P} \int_0^P \epsilon(x) dx$$

가 되고 상기평균변형률을 사각형 배열형상과 동일한 방법으로 전개하여 정리하면

$$\frac{E^*}{E} = \frac{\sqrt{2\eta - \eta^2}}{2} \frac{1}{\tan^{-1}\left(\frac{\sqrt{2\eta - \eta^2}}{\eta}\right) - \frac{\pi}{2} + \eta} \quad (8)$$

으로 유도된다.

식 (8)에 의거하여 사각형 배열형상 다공평판의  $\eta$ 값에 따른  $E^*/E$ 값의 계산결과를 그림 6에 표시하였으며 이 그림으로부터  $\eta$ 값이 증대됨에 따라, 즉 구멍간의 간격과 대비하여 구멍의 직경이 감소됨에 따라 등가탄성계수값은 증대됨을 알 수 있다. 또한, 그림 3과 사각형 배열형상 다공평판의  $\eta$ 값에 따른  $E^*/E$ 값의 계산결과인 그림 6의 비교로부터 사각형 배열형상 다공평판의 등가탄성계수

( $E^*$ )가 동일한 간극효율( $\eta$ )과 탄성계수( $E$ )에 대하여 대체적으로 약간 큰 등가탄성계수값을 나타내고 있음을 알 수 있다.

### 3. 응력변환 절차

다공평판의 단면은 위에서 결정된 등가재질특성을 갖는 구멍이 없는 평판구조물로 모델링할 수 있다. 이러한 모델링의 효과는 단순한 유한요소 모델로 구조물의 정확한 변형된 값을 얻을 수 있다는 것이다. 이것은 다공평판의 해석에 일반적으로 쓰이고 있는 방법이며 매우 효과적이다. 컴퓨터 프로그램에 의한 해석수행시 구멍 주변에서는 정확한 변형률은 얻을 수 있으나 응력값은 정확하지 않으므로 응력값은 구멍들간의 실제 구조물의 Ligament에서 의미있는 응력값을 제공할 수 있도록 변환되어야 한다. 이것은 일련의 등가평판이론에 의해 구한 등가가상응력을 다공평판의 실제응력으로 변환시켜 주는 응력변환자를 사용해서 수행한다.

응력변환자는 등가구조물 및 실제 구조물만의 재질특성의 함수이다. 이러한 형태의 해석에 있어서 기본적인 가정은 실제 구조물과 등가구조물의 변형률이 동일하다는 것이다. 만약 변형률이 동일하다면 변형률도 동일하게 되며, 실제 구조물의 변형률과 등가구조물(Equivalent Structure)의 변형률이 같다고 가정하면 실제응력을 등가응력(Equivalent Stress)과 등가재질특성(Equivalent Material Property)의 항으로 표현한 수식을 얻을 수 있게 된다. 이러한 수식은 구멍주변에서의 응력집중 또는 Ligament 효과는 고려하지 않으므로, 얻어진 응력은 구조물의 임의의 점에서의 평균응력으로 고려되어야 한다.

본 절에서는 실제응력과 등가응력 및 등가재질특성의 관계를 유도한다. 이 관계식으로부터 구한 실제응력을 사용하여 주응력 및 응력계수값을 구한다.

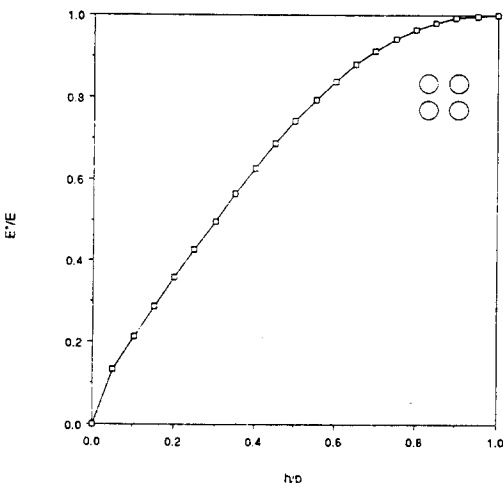


그림 6. 사각형 배열형상 다공평판의 등가탄성계수

### 3.1 응력변환

2차원 Orthogonal Material에 의한 응력-변형률 관계는 다음과 같다[7, 11].

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E_1} - \nu_{12} \frac{\sigma_2}{E_2} \quad (9)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E_2} - \nu_{21} \frac{\sigma_1}{E_1} \quad (10)$$

응력-변형률 관계를 변형률의 함수로 나타내기 위하여  $\varepsilon_i$ 의 계수를  $\beta_{ij}$ 로 가정하면 위 식들은 다음과 같이 표시할 수 있으며,

$$\sigma_1 = \beta_{11}\varepsilon_1 + \beta_{12}\varepsilon_2 \quad (11)$$

$$\sigma_2 = \beta_{21}\varepsilon_1 + \beta_{22}\varepsilon_2 \quad (12)$$

등가재질에 대해서도 동일한 식이 다음과 같이 쓰여질 수 있다.

$$\varepsilon_1^* = \frac{\sigma_1^*}{E_1^*} - \nu_{12}^* \frac{\sigma_2^*}{E_2^*} \quad (13)$$

$$\varepsilon_2^* = \frac{\sigma_2^*}{E_2^*} - \nu_{21}^* \frac{\sigma_1^*}{E_1^*} \quad (14)$$

$$\sigma_1^* = \beta_{11}^*\varepsilon_1^* + \beta_{12}^*\varepsilon_2^* \quad (15)$$

$$\sigma_2^* = \beta_{21}^*\varepsilon_1^* + \beta_{22}^*\varepsilon_2^* \quad (16)$$

식 (11)로 부터 (15)를 빼고,  $\varepsilon_1 = \varepsilon_1^*$ ,  $\varepsilon_2 = \varepsilon_2^*$ 라 가정하면

$$\sigma_1 = \sigma_1^* + (\beta_{11} - \beta_{11}^*)\varepsilon_1^* + (\beta_{12} - \beta_{12}^*)\varepsilon_2^* \quad (17)$$

가 된다. 식 (13)과 (14)를 (17)에 대입하여 정리하면

$$\begin{aligned} \sigma_1 = & \left(1 + \frac{\beta_{11} - \beta_{11}^*}{E_1^*} - \frac{\beta_{12} - \beta_{12}^*}{E_1^*} \nu_{21}^*\right) \sigma_1^* \\ & + \left(-\frac{\beta_{11} - \beta_{11}^*}{E_2^*} \nu_{12}^* + \frac{\beta_{12} - \beta_{12}^*}{E_2^*}\right) \sigma_2^* \end{aligned}$$

을 얻을 수 있다.

또, 식(12)에서 (16)을 빼고,  $\varepsilon_1 = \varepsilon_1^*$ ,  $\varepsilon_2 = \varepsilon_2^*$ 라 가정하면

$$\sigma_2 = \sigma_2^* + (\beta_{21} - \beta_{21}^*)\varepsilon_1^* + (\beta_{22} - \beta_{22}^*)\varepsilon_2^* \quad (18)$$

가 된다. 식 (13)과 (14)를 (18)에 대입하여 정리하면

$$\begin{aligned} \sigma_2 = & \left(\frac{\beta_{21} - \beta_{21}^*}{E_1^*} - \frac{\beta_{22} - \beta_{22}^*}{E_1^*} \nu_{21}^*\right) \sigma_1^* \\ & + \left(1 - \frac{\beta_{21} - \beta_{21}^*}{E_2^*} \nu_{12}^* + \frac{\beta_{22} - \beta_{22}^*}{E_2^*}\right) \sigma_2^* \end{aligned}$$

을 얻을 수 있다. 식 (9)와 (10)을  $\sigma_1$ 에 대해 정리하여 두식을 연립하고,  $\sigma_2$ 에 대하여 정리하면

$$\begin{aligned} \sigma_2 = & \frac{\nu_{21}}{1 - \nu_{21}\nu_{12}} E_2 \varepsilon_1 + \frac{1}{1 - \nu_{21}\nu_{12}} E_2 \varepsilon_2 \\ = & \beta_{21} \varepsilon_1 + \beta_{22} \varepsilon_2 \end{aligned}$$

가 된다. 같은 방법으로 정리하면

$$\begin{aligned} \sigma_1 = & \left(1 + \frac{\nu_{12}\nu_{21}}{1 - \nu_{12}\nu_{21}}\right) E_1 \varepsilon_1 + \frac{\nu_{12}}{1 - \nu_{21}\nu_{12}} E_1 \varepsilon_2 \\ = & \beta_{11} \varepsilon_1 + \beta_{12} \varepsilon_2 \end{aligned}$$

가 된다. 위의 결과로부터 다음과 같은 응력변환식을 얻을 수 있다.

$$\sigma_1 = M_{11}\sigma_1^* + M_{12}\sigma_2^* \quad (19)$$

$$\sigma_2 = M_{21}\sigma_1^* + M_{22}\sigma_2^* \quad (20)$$

여기서  $\sigma_i$  : 실제응력

$\sigma_i^*$  : 등가가상응력

$M_{ij}^*$  : 응력변환자(Stress Multipliers)

$\nu_{ij}^*$  : Poisson's ratio

$i, j = 1, 2$  : Orthogonal coordinate directions

그리고

$$M_{11} = 1 + \frac{\beta_{11} - \beta_{11}^*}{E_1^*} - \frac{\beta_{12} - \beta_{12}^*}{E_1^*} \nu_{21}^*$$

$$M_{12} = -\frac{\beta_{11} - \beta_{11}^*}{E_2^*} \nu_{12}^* - \frac{\beta_{12} - \beta_{12}^*}{E_2^*}$$

$$M_{21} = \frac{\beta_{21} - \beta_{21}^*}{E_1^*} - \frac{\beta_{22} - \beta_{22}^*}{E_1^*} \nu_{21}^*$$

$$M_{22} = 1 - \frac{\beta_{21} - \beta_{21}^*}{E_2^*} \nu_{12}^* + \frac{\beta_{22} - \beta_{22}^*}{E_2^*}$$

$$\beta_{11} = \left(1 + \frac{v_{12}v_{21}}{1 - v_{12}v_{21}}\right)E_1 \quad \beta_{12} = \frac{v_{12}}{1 - v_{21}v_{12}}E_1$$

$$\beta_{21} = \frac{v_{21}}{1 - v_{21}v_{12}}E_2 \quad \beta_{22} = \frac{1}{1 - v_{21}v_{12}}E_2$$

$$\beta_{11}^* = \left(1 + \frac{v_{12}^*v_{21}^*}{1 - v_{21}^*v_{12}^*}\right)E_1^*$$

$$\beta_{12}^* = \frac{v_{12}^*}{1 - v_{21}^*v_{12}^*}E_1^*$$

$$\beta_{21}^* = \frac{v_{21}^*}{1 - v_{21}^*v_{12}^*}E_2^*$$

$$\beta_{22}^* = \frac{1}{1 - v_{21}^*v_{12}^*}E_2^*$$

이다.

### 3.2 응력계수계산

3.1절에서 구한  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  및  $\sigma_{12}$ 는 X축, Y축 방향의 수직응력 및 전단응력이며 주응력인  $\sigma_{p1}$ ,  $\sigma_{p2}$  및  $\sigma_{p3}$ 는 아래의 식에 의해 계산된다.[5, 10]

$$\sigma_{p1, p2} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}\right)^2 + \sigma_{12}^2} \quad (21)$$

해석 대상 평판의 경우 평면응력으로 가정되었으므로  $\sigma_{p3}=0$ 가 된다. 식 (21)로부터 구한 주응력값을 사용하여 응력차이를 다음과 같이 도출하며, 이들 중 절대값의 최대값이 응력계수이다[8].

$$SI = \max. (|\sigma_{p1} - \sigma_{p2}|, |\sigma_{p2} - \sigma_{p3}|, |\sigma_{p3} - \sigma_{p1}|) \quad (22)$$

## 4. 예제해석

### 4.1 해석대상 구조물

임의로 선정한 구조물은 가로×세로×두께가 120×240×1"인 평판에 직경 20"인 구멍이 40" 간격의 사각형 배열형상으로 뚫려 있으며, 평판의 상단부와 하단부에서 균일분포 하중이 가해진다. 이 경우 평판의 상반부와 하반부가 서로 대칭이므로 중심선의 Y축 방향 변위를 구속하여 상반부에 대해서만 해석하였으며 하반부에 대한 값은 중심선에 대칭되는 상반부 해석값과 동일하다(그림 7).

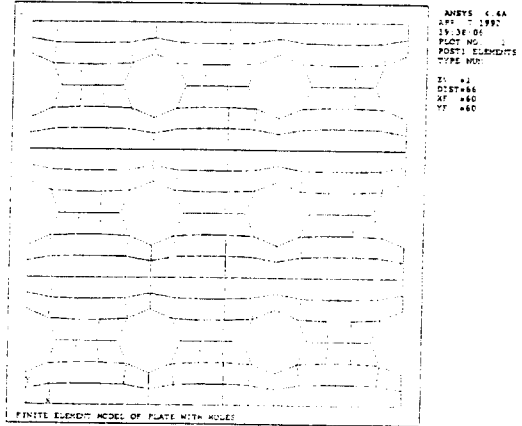


그림 7. 다공평판의 유한요소 모델

### 4.2 등가평판이론에 의한 해석

실제 구멍뚫린 평판을 동일한 크기와 동일한 형상을 갖되 구멍이 없는 등가평판으로 가정하고 해석모델이 사각형 배열형상이므로 식 (8)로부터 구한 등가재질특성을 사용하여 해석한다. 절점번호 및 요소번호를 부여하기 위하여 그림 8과 같은 평판을 유한요소로 분할하였다. 구멍이 없는 평판으로 가정하였기 때문에 절점의 좌표가 규칙적이며 따라서 절점의 좌표선정, 절점번호 부여 및 요소번호 부여 등의 작업이 매우 용이하다. 해석 대상 구조물의 경우 평판의 상단부에 균일분포하중이 가해지며 평판의 하단부, 즉 실제평판의 중심축의 Y축 방향의 수평변위 및 회전변위는 없다. 또한

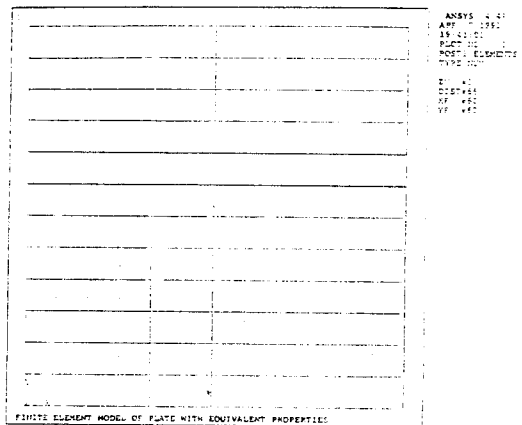


그림 8. 등가평판의 유한요소 모델

평판측면의 X축 방향의 수평변위 및 회전변위도 없다.

등가평판이론에 의한 해석과정은 위에서 언급한 등가평판 모델과 등가재질특성을 ANSYS[9]에 입력하여 등가가상응력을 구한 후, 이 등가가상응력을 실제응력으로 변환하고 이들로부터 주응력을 계산한 후 응력계수를 구한다. 이 경우 구멍간의 거리 P는 20°이고 구멍간의 Ligament h는 10°이므로  $\eta=0.5$ 이며 재료의 탄성계수는  $E=2.83 \times 10^7$  psi이다. 또 사각형 배열이므로 이 값들을 식 (8)에 대입하면  $E^*=2.10 \times 10^7$  psi가 된다. 그리고  $\eta=0.5$ 이므로 참고문헌[4]의 표 2로부터 Poisson's Ratio  $\nu^*=0.266$ 이다.

이 모델에 위에서 구한 등가재질특성을 입력으로 하고 ANSYS를 이용하여 등가가상응력을 구한다. 그 결과 변형량이 많은 부분에 큰 응력이 발생하며 외측 두 곳에서 최대응력이 발생한다. 해석대상 구조물은 얇은 평판이기 때문에 평면응력으로 가정하였으므로 Z축 방향으로로는 응력이 발생되지 않는다.

이 응력은 실제 구멍뚫린 평판의 응력으로 변환되어 실제응력, 즉 설계에 적용가능한 값으로 변환하여야 한다. 첫번째로 등가응력인  $\sigma_1^*$ ,  $\sigma_2^*$  및  $\sigma_{12}^*$ 를 입력으로 하고 응력변환식 (19) 및 (20)을 사용하여 실제응력인  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  및  $\sigma_{12}$ 를 계산하며 식 (21) 및 (22)를 사용하여 주응력 및 응력계수를 구한다. 그림 9의 모델 2가 등가평판이론에 의해 계산된 응력계수 값을 나타내며 최대값을 적용하여 평판을 설계하게 된다.

### 4.3 기존 응력해석 방법에 의한 해석

절점번호 및 요소번호를 부여하기 위하여 그림 7과 같은 다공평판을 유한요소로 분할하였다. 하중조건 및 경계조건은 4.2절에 서술된 등가평판의 경우와 동일하며, 재료의 탄성계수는  $E=2.83 \times 10^7$  psi이고 Poisson's Ratio  $\nu=0.3$ 이다. 상기의 모델에 이 재질특성을 입력하여 ANSYS를 이용하여 실제응력을 구한다. 그 결과 변형량이 많은 부분에 큰 응력이 발생함을 알 수 있다. 해석을 통하여 얻은 응력계수는 평판 상단부 외측 두곳과 구멍주변에서 최대값을 보이고 있음을 알 수 있고 설계

시에는 이 최대값이 code[8]의 허용응력 값과 비교되어 적용된다.

### 4.4 해석결과 비교

다공평판에 대한 실제응력계수(모델 1)와 등가평판이론에 의해 구한 응력계수(모델 2)중의 최상부 요소들의 값을 그림 9와 같이 비교하였다. 설계시에는 최대응력계수 값을 사용하게 되는데 그림 9에서 보는 바와 같이 등가평판이론에 의해 계산된 최대응력계수 값이 기존의 응력해석방법에 의한 값보다 약 5% 크게 나타났다. 이는 등가평판이론이 응력해석시간 및 비용절감효과가 크면서도 실제설계에 응용시 허용가능한 정도의 오차를 갖고 있을 뿐 아니라 등가평판이론에 의해 계산된 최대응력계수 값이 기존해석에 의한 값보다 상대적으로 크기 때문에 설계에 응용시 보수적인 설계가 유도될 수 있다. 실제 해석 값(모델 1)중 요소번호 5, 6 및 10, 11번 주변의 응력계수 값이 다른 요소들의 값보다 작게 나타나는 것은 이 부분이 해석모델(그림 7)의 구멍 상부이기 때문이다.

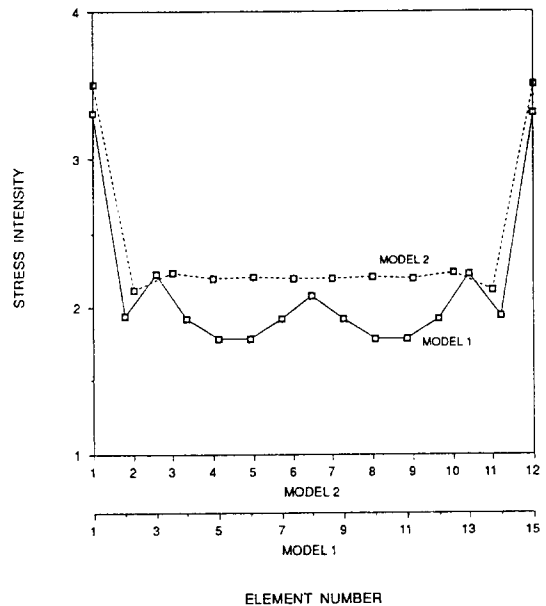


그림 9. 등가평판과 다공평판의 응력계수 비교



### 5. 결 론

본 논문에서는 원자력 발전설비에 많이 사용되고 있는 다공평판에 대한 응력해석을 쉽게 할 수 있는 방법을 개발하였으며 이를 위한 관계식 및 변환자를 아래와 같이 유도하였다.

1. 다공평판의 등가재질특성을 이론적으로 구하는 방법을 예를 들어 제시하였으며, 일반적으로 사용되는 삼각형 및 사각형 배열형상에 대하여 등가재질 특성을 구하는 식을 유도하였다.

2. 등가재질특성을 사용하여 등가평판에 대해 구한 등가가상응력을 설계에 직접 적용 가능한 다공평판에서의 실제 응력으로 변환시키는 응력변환자를 유도하였다.

등가평판이론을 적용하여 사각형 배열형상 다공평판을 대상으로 응력해석을 수행하였으며 이 결과를 기존의 응력해석법에 의한 결과와 비교함으로써 등가평판이론의 적용 타당성을 입증하였다. 본 논문에서 개발한 등가평판이론은 다공평판의 응력해석에 있어서 기존 응력해석방법에 의한 해석결과에 비하여 해석 소요시간 및 비용절감 효과가 크면서도 신뢰도가 저하되지 않는 응력해석 방법임을 확인하였다.

### 참 고 문 헌

1. W. J. O'Donnell, "Design of Perforated Plates," Journal of Engineering for Industry,

Vol. 84, No. 3, 1962, pp.307~320.  
 2. W. J. O'Donnell, "Effective Elastic Constants for the Bending of Thin Perforated Plates with Triangular and Square Penetration Patterns," Journal of Engineering for Industry, Vol. 95, Series B, No. 1, 1973, pp.121~128.  
 3. J. S. Porowski, "Elastic Design Methods for Perforated Plates", Journal of Engineering for Power, Vol. 100, No. 2, 1978, pp.356~362.  
 4. T. Slot & W. J. O'Donnell, "Effective Elastic Constants for Thick Perforated Plates with Square and Triangular Penetration Patterns", Journal of Engineering for Industry, Vol. 93, No. 4, 1971, pp.935~942.  
 5. Thomas J. Lardner, *An Introduction to the Mechanics of Solids*, 2nd Edition.  
 6. William H. Beyer, *CRC Standard Mathematical Tables*, 25th Edition, CRC Press, Inc., Fla., 1978.  
 7. H. Kraus, *Thin Elastic Shells*, John Wiley and Sons, 1967.  
 8. *ASME Boiler and Pressure Vessel Code*, Section III, Division 1, 1989 Edition.  
 9. G. J. DeSalvo and R. W. Gorman, *ANSYS User's Manual*, Swanson Analysis Systems, Inc., June 1, 1987.  
 10. S. P. Timoshenko and J. N. Goodier, *Theory of Elasticity*, 3rd Edition.  
 11. S. P. Timoshenko and D. H. Young, *Elements of Strength of Materials*, 5th Edition,

(접수일자 : 1994. 2. 1)