

# 원자력 주요기기 해석을 위한 자동요소망 생성프로그램 개발

서명원\*, 장동민\*\*, 김영진\*, 장기상\*\*\*, 최성남\*\*\*  
(1999년 3월 26일 접수)

## Development of Mesh Generation Program for the Primary System of Nuclear Power Plant

Myung Won Suh, Dong Min Jang, Young Jin Kim, Ki Sang Jang  
and Song Nam Choi

**Key Words:** FMA(파괴역학분석), Pressurizer(가압기), Safety Nozzle(안전노즐), ISI(가동중검사)

### Abstract

Fracture mechanics analysis (FMA) is an essential work for integrity evaluation of nuclear power plant. The flaws inspected by In-Service Inspection(ISI) should be confirmed by FMA for the decision of the operation status of stop or continuance. The basic data for FMA are the stress of the interested area. The purpose of this research is to develop a system which can obtain stress data efficiently based on various database. Mesh generation program generates mesh using MSC/PATRAN and provides input file for finite element analysis according to the databases (shape, dimension, transient and material). The stress data from the finite element analysis are stored to be stress database so that it can be applied to FMA. As an example, the system developed by this study is applied to pressurizer nozzle and confirmed to be a useful tool for efficient FMA.

### 1. 서론

원자력발전소 주요기기에는 재료의 불균일성이나 용접과정상의 이유로 미소 균열이 존재할 수 있으며, 이러한 미소 균열 중 일부는 가동 시 계속적인 반복하중을 받음으로써 기기 건전성에 영향을 미칠 수 있는 크기의 균열로 성장할 수도 있다. 따라서 원자력발전소 가동중 발견된 결함 평가를 위해 ASME Sec. XI<sup>(1)</sup>에서는 결함 안전성 평가방법을 규정하고 있다.

이 방법에 따르면 원자력발전소 1차계통 주요 기기에 대해 가동중검사(ISI:In-Service Inspection) 시 발견된 결함 크기가 허용기준을 초과하는 경

우는, 기기의 안전성 확보를 위해 ASME Code Sec.XI 에 규정된 절차에 따라 파괴역학분석(FMA : Fracture Mechanics Analysis)을 수행하여 그 결과에 따라 운전중지후 보수 또는 계속운전의 판단을 한다. 하지만 이와 같은 FMA 절차는 많은 경험과 공학적 판단 및 관련 지식을 종합하여 복잡한 계산과정 및 절차에 따라 결정되는 경우가 많으며, 또한 각 원자력발전소 호기별로 완전히 다른 형상과 물성치, 운전조건 등을 고려해야 하므로 신속하고 정확한 FMA는 매우 어려운 실정이다.

이를 위해서 모든 가능한 상황에 대한 분석과 원전 설계 자료 및 응력데이터를 보유하여 주요 기기에 대한 지속적인 안전성 평가 작업을 수행할 수 있어야 한다. 따라서 응력데이터를 보유하기 위해 원자력 발전소 각 운전호기에 대한 운전 조건별 응력해석이 필요하다. 또한 설계자가 원자력 발전소 통합 데이터베이스 환경을 구축하려 한다면 먼저 여러 발전소의 형상, 치수 등을 토

\* 회원, 성균관대학교 기계공학부

E-mail : suhmw@yurim.skku.ac.kr

TEL : (0331)290-7447 FAX : (0331)290-5276

\*\* 성균관대학교 대학원 기계공학과

\*\*\* 회원, 한국전력연구원

대로 각각에 대한 유한요소 모델을 구성해야 한다. 그러나 단지 몇 개의 치수만 변경된 모델을 해석하기 위하여 유한요소망 전체를 재구성하는 것은 시간적, 경제적 손실임에 틀림없다. 물론 최근에 이르러서 사용자의 편의성이 대폭 강화된 범용 전/후 처리 프로그램들이 많이 보급되어 단순한 수작업 과정이 대폭 감소되었으나, 아직도 많은 양의 데이터를 일일이 작성하는데 지루하고 많은 시간을 소비하고 있는 경우가 많다.

본 연구에서는 이러한 문제를 해결하기 위해서 각 원자력 발전소 주요기기의 치수 데이터베이스를 구축하고, 이를 기반으로 MSC/PATRAN (전/후 처리 프로그램)의 PCL(Patran Commands Language) 언어를 이용하여 설계자가 FEA 해석에 이용되는 응력데이터를 쉽게 얻을 수 있는 프로그램을 개발하고자 한다.

## 2. 가압기 노즐 부위의 응력해석

본 연구에서는 자동요소망의 적용으로 Westinghouse사의 가압기 Model 84(고리1호)와 84F(고리2, 3, 4 & 영광1, 2호)의 노즐 부위 응력해석<sup>(2)</sup>을 수행하였다. 가압기 노즐부위는 Spray Nozzle, Safety Nozzle 및 Surge Nozzle 등 크게 3가지로 나누어진다. 각 노즐의 형태는 Fig. 1에 나타나 있다.

### 2.1 유한요소모델

가압기 안전노즐(Safety Nozzle)에 대한 유한요소 모델은 Fig. 2와 같다. 용접부의 두께에 따른 응력분포를 해석하기 위해서 2차원 축대칭 유한요소 모델을 사용하였으며, 8절점 요소로 구성하였다. 응력해석의 관심부분은 가압기 셸과 노즐과의 용접부이다. 응력해석시 모델경계에 의한 영향을 최소화하기 위하여 가압기 상부셸과 안전밸브 용접부위로부터 가압기 상부셸 경계부까지의 거리를 다음과 같은 식<sup>(3)</sup>을 사용하여 결정하였다.

$$S \geq 2.5\sqrt{Rt} \quad (1)$$

여기서,  $S$ 는 가압기 배관 파이프 길이,  $R$ 은 가압기 상부셸 반경,  $t$ 는 가압기 두께이다.

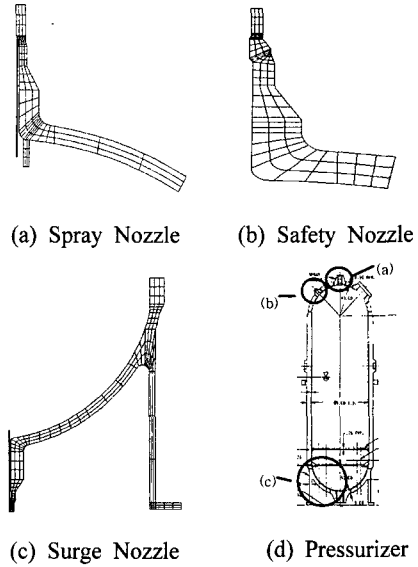


Fig. 1 Geomerty of pressurizer part (a. spray nozzle, b. safety nozzle, c. surge nozzle, d. pressurizer)

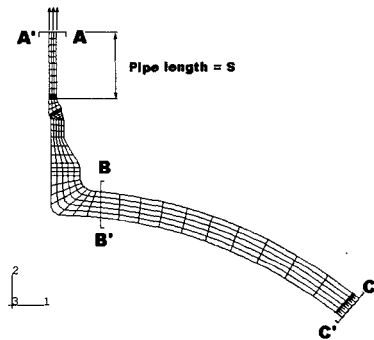


Fig. 2 Safety nozzle mesh for finite element analysis

### 2.2 하중 및 경계조건

안전노즐(Safety Nozzle)의 응력해석은 가압기 과도운전조건(Design Transient)을 기초로 수행되었다. 가압기의 대표적인 과도운전조건은 다음과 같으며 Table 1에 수록하였다.

- (1) Heatup/Cooldown
- (2) Inadvertent Auxiliary Spray
- (3) Boron Concentration Equalization
- (4) Loss of Load

- (5) Loss of Power
- (6) Primary Hydro Test

$$P_c = \frac{PR^2}{(R_2^2 - R_1^2)} \quad (2)$$

**Table 1** Pressure during transient condition

Transient	Pressure (psi)	
	Max	Min
Heatup/Cooldown	2235	0
Boron Concentration Equalization	2266	2235
RCS Cold Overpressurization	785	185
Primary Hydro Test	3107	0

Transient	Time(sec)	Pressure(psi)
Inadvertent RCS Depressurization	0	2250
	10	1868
	20	1498
	30	1250
	40	1105
	50	1040
	100	1000
	200	853
	400	437.5
	700	250
Loss of Power	0	2235
	10	2535
	450	2085
	900	1965
	1350	1885
	1800	1785

열응력을 무시할 수 있는 Heatup/Cooldown, Boron Concentration Equalization과 내압만 작용하는 Primary Hydro Test의 경우에는 최대, 최소의 두 단계로 응력해석을 수행하였다. Inadvertent Auxiliary Spray, Loss of Load, Loss of Power의 경우에는 시간에 대한 압력의 변화를 입력조건으로 사용하여 해석을 수행하였다.

내압에 의한 해석에서는 내압이 가압기 내면의 법선방향으로 작용한 것으로 가정하였으며, 안전노즐 유한요소 모델은 부분적인 모델이기 때문에 응력해석시 실제 조건을 모사하도록 다음과 같은 경계조건을 설정하였다.

- (1) 배관 끝단(Fig. 2 A'A 라인) 절점이 동일한 형태(방향 및 크기)의 변위가 발생되도록 구속조건 설정.
- (2) 내부압력에 의한 응력해석시 배관 끝단 절점에 내부압력에 의해 발생하는 axial stress ( $P_c$ ) 적용.

여기서  $P$ 는 내부압력,  $R_1$ ,  $R_2$ 는 원자로 노즐부의 내경과 외경이다.

- (3) 가압기 뚜껑 끝단(Fig. 2 C'C라인) 절점들이 C'C라인 위에서만 변위가 발생되도록 구속조건 설정.

### 2.3 재료물성치

가압기 압력용기의 재료는 SA-533 GR A Class1이고, 안전노즐은 SA-508 Class 2 이며, 배관은 SA-182 GR F316L로서 ASME code 값을 사용하였다.

## 3. 자동요소망 생성프로그램개발

### 3.1 프로그램의 구성

본 연구에서는 가압기 주요 노즐부위의 치수 데이터베이스를 구축하여, 이를 기반으로 MSC/PATRAN의 기능을 이용하여 사용자가 손쉽게 변경된 유한요소 모델을 생성할 수 있도록 프로그램을 개발하였다. 프로그램의 전체적인 구조는 Fig. 3과 같다. 즉 파괴역학분석을 위해 입력한 조건에 대한 응력데이터가 없을 때 주요기기의 매개 변수화한 형상 데이터베이스와 운전조건 데이터베이스에 따라 새 모델을 구성하여 응력값을 얻을 수 있도록 하는 것이다. 이를 위해 마이크로소프트 윈도우(Microsoft Windows)환경에서 기기의 재료, 운전조건 및 치수에 따라 새 모델을 구성하도록 하였고 상용 유한요소 프로그램인 ABAQUS Ver 5.6을 이용하여 관심부위의 응력을 얻게 하였다.

프로그램은 크게 세 가지 부분으로 나눌 수 있다.

- 노즐의 형상, 치수, 운전조건 데이터베이스를 입력하는 사용자 입력부
- 자동요소망 생성과 응력해석을 수행하는 자동요소·해석부
- 해석 결과를 출력하는 출력부



3.4 입력부

입력부에서는 자동요소망을 위한 가압기 노즐의 형상 데이터베이스, 치수 데이터베이스, 운전조건 데이터베이스들을 입력하도록 하였다. 형상 데이터베이스(Fig. 7)에는 자동요소망을 생성하고자 하는 Generic Model을 선택하도록 하였다. 가압기의 각 기기를 선택하면 요소망 그림이 하단에 출력되어 사용자가 형상을 쉽게 알 수 있게 하였다. 선택된 기기의 정보는 치수 데이터베이스로 넘겨지게 된다.

치수 데이터베이스(Fig. 8)에는 형상 데이터베이스에서 선택된 기기의 고리1, 2호 및 영광 3, 4호기의 실제 치수 정보를 수록하였다. 사용자는 새로운 치수를 입력할 수도 있다.

운전조건 데이터베이스(Fig. 9)에는 각 기기의 모든 운전조건을 수록하여 시간에 대한 압력, 온도, 열전달계수 값을 수록하였다.

3.5 자동요소·해석부

자동요소·해석부는 입력부에서 입력된 모든 정보를 자동요소망 생성과 응력해석을 수행하기 위하여 MSC/PATRAN과 상용 유한요소프로그램인 ABAQUS가 있는 서버로 전송하여 자동요소망을 생성하고 유한요소해석을 수행하도록 하였다. 자동요소망의 생성은 서버의 MSC/PATRAN 화면(Fig. 10)을 PC에 보여주는 Xmanager<sup>(5)</sup> 프로그램을 사용하여 사용자가 전송된 파일을 실행함으로써 이루어진다. 생성된 자동요소망을 전송된 운전조건과 조합하여 ABAQUS 입력파일을 만들어서 응력해석을 수행할 수 있도록 하였다.

3.6 출력부

출력부에서는 사용자가 입력한 조건에 대한 응력해석 결과를 관심부위 두께에 따른 응력변화로 알 수 있도록 하였다. 응력해석은 내압에 의한 해석, 열응력에 의한 해석으로 나누어 수행하여 응력분포를 시간 증분에 따라서 최대 응력과 최소응력을 표시하고 원주방향응력과 반경방향 응력으로 나누어 작성하였다(Fig. 11).

4. 적용사례

4.1 노즐 개구간격변화가 응력단면에 미치는 영향

본 프로그램의 적용사례로 가압기 상단부의 노

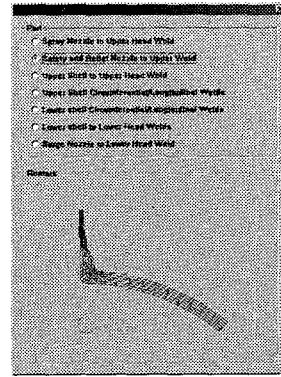


Fig. 7 Display of shape database

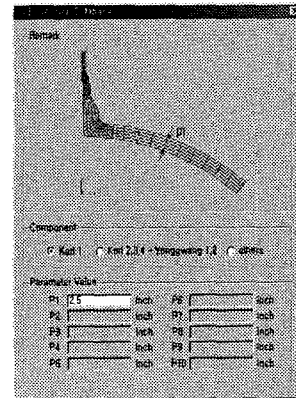


Fig. 8 Display of dimension database

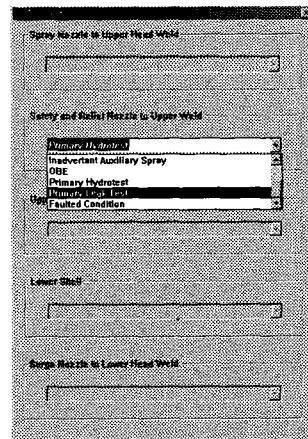


Fig. 9 Display of transient database

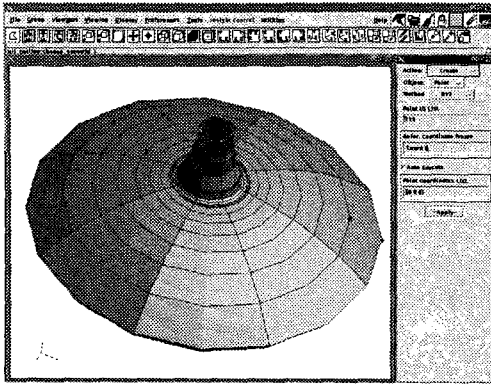


Fig. 10 Display of mesh-generator module

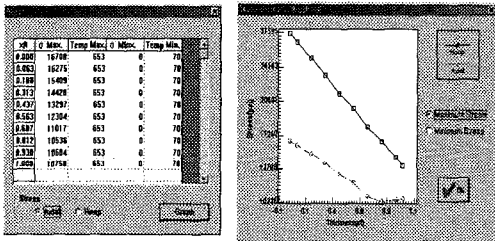


Fig. 11 Display of result module

를 개구간격변화가 응력단면에 미치는 영향을 살펴 보고자 한다. 원자력 발전소의 핵증기 공급계통에는 원자로, 증기발생기 및 가압기 등과 같은 압력용기가 많이 사용되고 있다. 이 부품들은 내부에서 고온, 고압을 받고 있으며 특히 많은 배관들로 연결되기 때문에 압력용기의 개구(opening)에서의 구조적 건전성, 노즐의 강도계산 및 덧살보강 등에 대한 연구가 필요하다. 본 연구에서는 반구형 헤드(hemi-spherical head)를 가진 가압기에 방사형(radial) 노즐을 가공 할 경우, 개구(opening) 간격이 반구형 헤드의 설계에 미치는 영향을 검토하기 위하여 개구간격의 변화에 따른 건전성과 응력분포 변화를 분석하였다. ASME 코드는 NB-3338.2(d)<sup>(6)</sup>의 설계조건을 만족하는 압력용기의 헤드에 노즐을 가공할 경우, 개구간격의 최소거리를 제시하고 있다. 따라서 ASME 코드가 제시하고 있는 개구간격의 최소거리의 타당성과 설계상 이 요건을 만족하지 않는 경우에 대하여 분석하고 검토하였다. 개구간격의 변화를 매개변

수로 자동요소망 프로그램을 이용하여 효율적으로 해석모형을 구성하였다.

4.1.1 해석모델

가압기의 기본형상은 Fig. 12에 나타내었다. 가압기 헤드의 재질은 SA-508이며 노즐의 재질은 SA-541 CL 3이며 탄성계수값은 27.6E6 psi, 포와 송비는 0.3이다. 관심있는 해석부위는 개구직경의 두배영역을 모델링하였다. 실제 가압기의 두께와 반지름의 비가 1/20 정도이므로 쉘요소로 유한요소를 구성하였다(Fig. 13). 하중조건은 경수로가압기 설계압력 2500psi를 적용하였다. 실제로 정상 운전조건하에서 배관으로 인한 노즐에 걸리는 모멘트와 힘을 적용한 결과 가압기 개구 헤드 주변에 큰 영향을 미치지 못하므로 내부압력만 작용하여 개구거리 변화가 가압기 헤드 및 노즐에 미치는 영향을 평가하였다.

4.1.2 개구간격변화에 따른 응력분포변화

NB-3222.4(d)조건을 만족하는 압력용기 헤드에서는 두 노즐이 원주방향으로 있을 때 노즐 중심선간의 호의 길이가 개구 안쪽 반경합의 3배이상일 경우 해석(Design by Analysis)이 필요하지 않다고 ASME 코드는 규정하고 있다. 그런데 원자력발전소에서 사용되는 압력용기는 발전소의 안전성 확보를 위한 여러 기능의 배관이 많이 연결되기 때문에 이 규정이 조금 위배될 수 있으며 이 경우 노즐 사이 헤드 및 노즐의 응력분포를 평가할 필요가 발생하게 된다. 또한 개구와 개구사이의 간격변화에 따른 헤드의 응력분포 변화추이와 노즐의 응력분포 변화추이를 파악하는 것은 개구 및 노즐설계의 용이성과 신뢰성을 높여준다. 이를 위해 개구간격을 매개변수(Fig. 13)로 하여 모델을 구성하고 다음과 같이 세 가지 경우로 나누어 각 부분의 응력분포 변화추이를 검토하였다.

- 노즐 개구간격이 개구안쪽반경 합의 4배
- 노즐 개구간격이 개구안쪽반경 합의 3배
- 노즐 개구간격이 개구안쪽반경 합의 2배

4.1.3 해석결과

(1) 노즐 개구간격이 개구안쪽반경 합의 4배 : Case I  
해석모형은 Fig. 14에 나타내었다. 노즐과 노즐 사이에서 헤드의 응력값은 24000psi이며 노즐에서

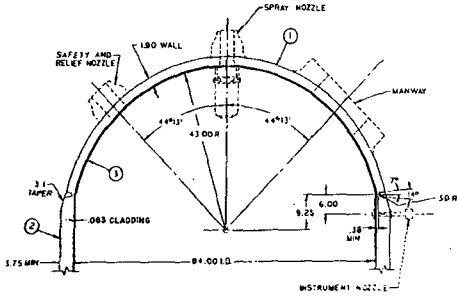


Fig. 12 Geometry of upper shell and nozzle

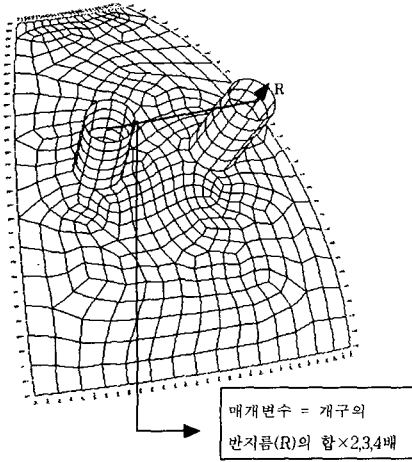


Fig. 13 Parameter of Nozzles

멀리 떨어진 곳에서 응력은 23500psi로 나타났다. 개구가 없는 얇은 구형에서 내압을 받을 때의 축방향 응력을 구하는 식은 다음과 같다.

$$P = \frac{P_0 R}{2t} \quad (3)$$

여기서  $P_0$ 는 내부압력,  $t$ 는 원통의 두께,  $R$ 은 구형의 반경이다.

식 (3)에 의한 값은 22500psi였다. 이 결과를 비교해 보면 결과값과 큰 차이가 나지 않으므로 셀 요소로 구성된 것의 타당성을 입증할 수 있었다. 응력이 가장 높게 나타나는 부위는 노즐과 헤드가 만나는 경계선에 인접한 헤드부이며 30100psi로 나타났다. 노즐부위에서도 가압기 중심선에서 면쪽이 응력이 높게 나타나고, 노즐과 헤드가 만나는 경계부위에서 멀어질수록 응력값이 작아졌다. 따라서 노즐부위와 헤드가 만나는 경계에 덧

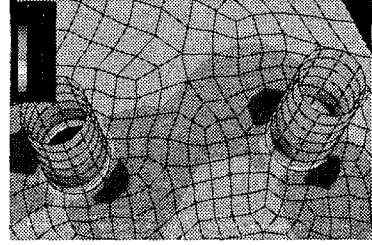


Fig. 14 Mesh and stress distribution for case I

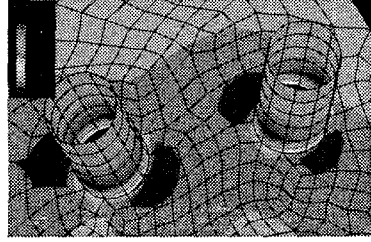


Fig. 15 Mesh and stress distribution for case II

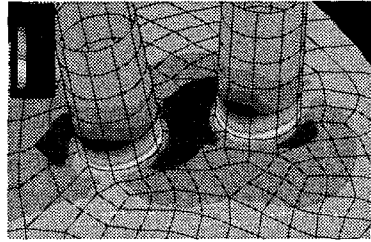


Fig. 16 Mesh and stress distribution for case III

살의 보강이 필요함을 확인 할 수 있었다.

(2) 노즐 개구간격이 개구안쪽반경 합의 3배 : Case II 해석모델은 Fig. 15에 나타내었다. 노즐과 노즐 사이에서 헤드의 응력값은 27200psi으로 개구안쪽 반경합의 4배일 경우보다 높게 나타났다. 노즐을 중심으로 가압기 중심선에서 가까운 곳과 면쪽의 헤드부분에 응력이 집중되었다. 따라서 이곳에 덧살보강이 필요함을 알 수 있다.

(3) 노즐 개구간격이 개구안쪽반경 합의 2배 : Case III 해석모델은 Fig. 16에 나타내었다. 응력이 가장 높게 나타나는 부위는 노즐사이 헤드부위이며 30970psi로 나타났고 노즐과 헤드가 만나는 경계선에 인접한 헤드부의 가압기 중심선에서 먼 곳과 가까운 부위에 응력집중이 생겨 덧살보강의

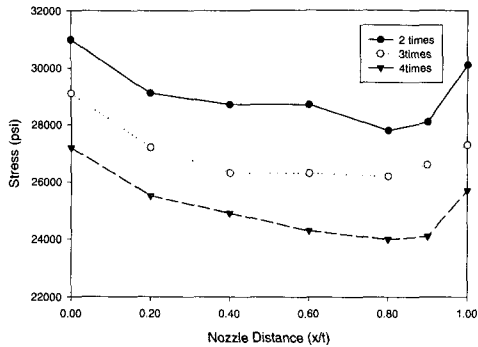


Fig. 17 Comparison stress analysis data for parameter condition

필요를 알 수 있었다.

Fig. 17에서 보듯이 노즐간격이 가까워짐에 따라 응력값이 증가하고 노즐근처에 응력이 집중됨을 알 수 있다. 또한 노즐과 헤드가 만나는 경계선에 인접한 헤드부의 가압기 중심선에서 먼 곳과 가까운 부위에 응력집중이 생겨 덧살보강의 필요를 알 수 있다.

## 5. 결론

본 연구에서는 가압기 노즐부위 자동요소망 생성프로그램 개발을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 가압기 노즐부위의 파괴역학분석을 위해 필요한 응력데이터를 쉽게 얻을 수 있는 자동요소망 생성프로그램을 개발하였다. 이를 위해, 각 노즐의 형상 데이터베이스, 치수 데이터베이스, 운전조건 데이터베이스를 구축하여 설계변경에 신속히 대처할 수 있도록 하였다.

(2) 본 연구에서 개발한 자동요소망 생성프로그램은 모델링 시간의 단축과 응력해석에 익숙하지 않은 사용자도 쉽게 모델을 구성하고 해석을 수행할 수 있음을 보여주었다.

(3) 프로그램의 적용으로 가압기 상부 노즐에서 개구간격 변화를 조절하며 해석한 결과 두 노즐 중심선간의 호의 길이가 개구안쪽반경 합 3배 이하일 경우 운전조건에 따른 배관하중을 부가적용한 해석이 필요하며 그 결과에 따라 덧살을 대는 보강조치가 필요함을 알 수 있다. 또한 개구

간격 변화 조절 시 사용자는 추가 모델링 없이 치수 변화값만을 입력하여 결과를 얻어내어 프로그램의 유용성을 확인 할 수 있다.

(4) 자동요소망 생성프로그램을 이용하면 모델링 시간을 단축시킬 수 있으며, 다양한 설계변경에 신속한 대응을 할 수 있고, 최적화 연구에도 기여할 것이라고 생각된다.

## 후 기

본 논문은 한국과학재단 산하 산업설비 안전성 평가 연구센터의 연구비 지원으로 이루어진 것으로서, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) ASME, 1992, ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section XI.
- (2) Westinghouse, 1997, Stress Distributions for The KORI 1,2 Pressurizers.
- (3) 최성남, 1998, "원자력발전소 가압기 노즐의 피로균열 안정성 분석," 대한기계학회지, 제22권, 제6호, pp. 1125~1133.
- (4) MSC, 1994, Introduction to the P3/PATRAN Command Language Course Notes.
- (5) Netsarang, 1997, Xmanager User's Manual.
- (6) ASME, 1992, "Rules for Construction of Nuclear Power Plant Components," ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, Division 1, Subsection NB, Class 1 Components.
- (7) 장창희, 1998, "원자로 압력용기 원주방향 용접부의 가압열충격 심사기준온도의 적정성 평가," 한국원자력학회 춘계학술대회 논문집, pp. 369~376.
- (8) ASME, 1992, ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Division I, Section III, Appendices.
- (9) ASME, 1995, ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section II, "Materials, Part D-Properties."
- (10) 성균관대학교 과학기술 연구소, "고리2호기 가압기 용접결함의 파괴역학 해석."
- (11) 문호림, 전현규, 최재봉, 김영진, 표창률, 최성남, 장기상, 1998, "원자력설비 건전성 평가를 위한 통합데이터베이스 프로그램 개발," 대한기계학회 추계학술대회 논문집 B, pp. 936~941.