

간격판으로 중간 지지된 실린더 채널의 동적해석
(Dynamic Analysis of a Cylindrical Channel
Supported by Intermediate Plates)

임정식, 손동성
한국원자력연구소

요 약

세장비가 비교적 큰 유연한 실린더 채널의 고유진동 특성 및 외부 가진에 대한 동적응답을 구하기 위하여 이산화된 유한요소 모델을 설정하고 상용의 유한요소 코드를 이용하여 해석하였다. 상하 지지조건과 중간 중간에 횡방향 구속을 제한하기 위한 간격판을 동시에 모델에 포함하였으며 실린더 외부에 독립적으로 배치된 간섭판을 포함한 모델을 이용하여 실린더 채널과 간섭판과의 충격에 대한 간섭여부도 평가하였다. 계산 결과 실린더 채널 각 부위의 변위, 모멘트, 응력을 구하였으며 이들은 모두 설계기준을 만족하므로써 요구되는 건전성을 만족하는 것으로 평가되었다. 또한 실린더 채널과 간섭판의 과도한 변위에 의한 간섭도 일어나지 않음을 확인하였다.

Abstract

The purpose of this study was to get the vibrational characteristics and the dynamic response of a slender cylindrical channel supported by intermediate plates with small gap. For the calculation the cylinder was discretized to be a finite element model using beam elements and it was solved by the commercial multipurpose FE code, ANSYS. The top and bottom support boundary conditions were applied including the intermediate spacer plates that restricted the horizontal motion of the cylinder. The outside independent cylinder apart from the cylindrical channel was also included in the model to see whether it could interfere with the channel by excessive displacements. As a result of the calculation, displacement, moment and stress of each nodal position was obtained and compared with the design criteria. All of them satisfied the design criteria and it was shown that the mechanical integrity could be maintained even though the hypothetical impact applied. The interference between the channel and external tube would not occur by the external impact.

1. 서 론

비교적 세장비가 크고 유연하며 내부에 질량매체를 갖는 구조물이 유체내에서 지지되는 형상은 많은 구조물에서 보이며 이러한 예로 해양 구조물, 발전소, 원자로 구조물, 수력관련 구조물등에서 볼 수 있다. 대부분의 이러한 구조물은 세장비가 큰 이유로 인해 상, 하 지지부 외에 중간 중간에 횡변위를 구속하기 위한 간격판에 의해 지지되어 강성을 높이고 변위의 제한을 두게 된다.

여기서는 외부 보호실린더와 독립적으로 움직일 수 있도록 내부에 움직임에 대해 질량매체로 채워진 실린더와 나사 또는 용접 등의 기계적 방법으로 연결되어 이루어진 세장비가 큰 구조물에 대한 동특성 해석을 위해 유한요소 해석방법을 이용하여 고유진동 특성 및 충격에 대한 시간응답 해석결과를 평가하고자 한다. 원자로 구조물 및 핵연료 등에 대한 이러한 해석 방법의 적용은 정명조[1,2,3] 등에 의해 보고되었다.

여기서 고려하는 외부 실린더는 상,하에 지지경계조건을 가지며, 중간 중간에 간격을 갖는 중간 지지물로 보호 또는 지지되므로 실린더의 횡방향 이동에 제한이 가해진다고 가정하고 실린더의 냉각을 위해 외부 또는 내부로는 냉각수가 흐르므로 냉각수 유동에 의한 공진의 관점에서 고유진동수와 냉각수 맥동 주파수와와의 공진여부도 평가의 대상에 포함하였다.

조립된 상태에서 갖는 실린더 각 부분에 대한 강성 및 단면이차 모멘트는 기하학적 형상으로부터 상세 수계산으로 얻을 수 있다. 해석에는 상용의 범용 유한요소 코드인 ANSYS[4]를 이용하였으며 사용된 요소는 beam3 및 간격요소, 질량요소이다.

해석절차는 먼저 원통형 실린더에 대한 모드해석을 통해 구해진 고유진동수 및 모드로부터 입력자료의 타당성을 확인하고 이 계산 결과로부터 얻은 고유진동수를 이용하여 실린더 구조물에 대한 구조 감쇄값, α , β 를 구하고, 정규화된 외부 충격가속도를 가하여 변위, 모멘트 및 응력을 구하는 절차로 수행되었다.

해석모델은 실린더만의 유한요소 해석 모델과 실린더 및 하부 지지판과 외부의 간섭판 지지판 사이에 위치하는 안내용 실린더를 포함하는 모델을 사용하여 해석하므로써 실린더와 안내 실린더의 상대적 변위에 의한 충격거동 중의 상호 간섭여부도 평가하고자 하였다. 해석결과 각 절점의 변위, 모멘트, 응력을 구하여 설계기준과 비교하였으며 이들 모두 설계기준이하를 보이므로서 동적 건전성은 만족되는 것으로 평가되었다. 또한 실린더 채널과 외부 간섭판과의 과도한 변위에 의한 상호 간섭은 일어나지 않음을 확인하였다.

2. 해석 모델

2.1 유한요소 모델

그림 1은 실린더의 유한요소 모델로서 해석을 위한 유한요소 모델들은 먼저 1) 실린더만의 경우, 2) 실린더와 외부 간섭판이 동시에 모델링 된 경우로 나누어 해석을 수행하였다. 그림 2는 실린더와 간섭판이 동시에 모델링 된 경우를 보인다. 실린더는 beam3요소를 사용하여 모사되었다. 계산에는 각 절점번호 및 이들의 축방향 위치, 단면적, 단면이차 모멘트와 Real 상수를 필요로 하며 실린더 내부의 분포질량은 집중 질량요소 Mass21 요소를 사용하여 해석하였다. 단면적, 단면이차 모멘트 및 Real 상수 값들은 제원으로부터 수계산으로 얻었다. 상,하 및 중간외의 횡방향 지지판과 실린더 사이의 간격에 의한 간격요소의 모델링은 Combin40 요소를 이용하여 모사하였고 외부의 독립적인 간섭판과 실린더와의 연성(Coupling)을 위한 상호 연결은 Link1 요소를 사용하여 모델링하였다.

2.2 경계조건

구조물의 경계조건이 진동특성에 주는 영향은 대단히 크므로 본 계산에서는 가급적 실린더와 상, 하부 지지판과의 실제 지지현상을 모사할 수 있는 경계조건을 적용하여 해석하도록 하였다. 실린더의 지지는 채널의 상부에서 상부 고정 지지판에 고정되고, 하부 고정 지지판에는 끼워맞춤된 경계를 가지며, 실린더 중간에는 0.25mm 간격을 가지고 중간 지지판으로 횡방향 과도변위에 대하여 구속을 하게 된다. 따라서 상,하부 지지판의 지지조건 및 중간 지지판과의 간격을 가지고 지지되는 현상을 모사하는 경계조건을 사용하여 해석하였다.

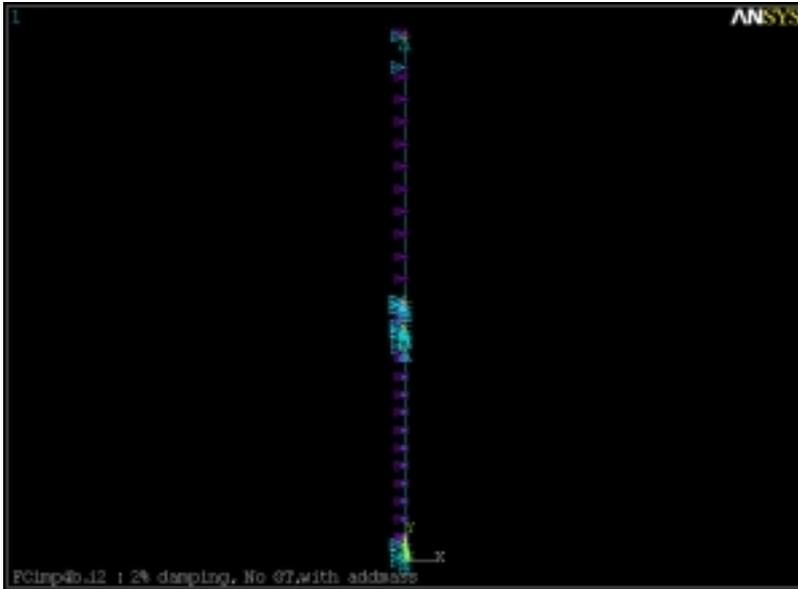


그림 1 실린더 채널의 유한요소 해석 모델

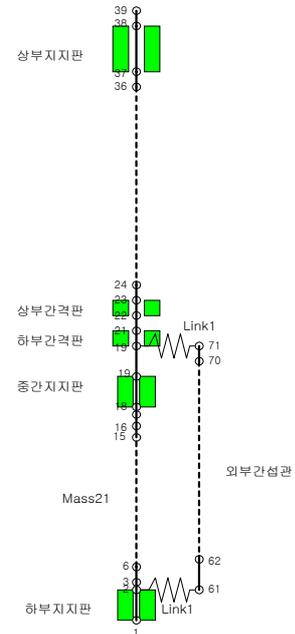


그림 2 간섭판/실린더 모델

이것은 상부 지지판에 실린더가 고정되므로써 축방향 및 횡방향과 회전변위의 구속경계조건 ($U_x, U_y, Rot_z=0$)을 가하고, 하부 고정 지지판에서는 실린더가 축방향으로 자유로 팽창 성장하여 움직일 수 있는 조건으로부터 하부 고정 지지판과 접하는 절점 1과 2는 횡방향(X 방향) 구속 및 ROTZ 구속의 경계조건을 갖게 된다. 중간 간격 지지판에서는 횡방향으로 틈새를 가지고 실린더 외부와 접촉하지만 모드해석에서는 간격요소를 가지고 해석을 하여도 이의 영향이 고유진동수에 주는 영향은 없다. 그러나 이 간격은 실린더의 충격거동에 대한 동적 거동해석을 수행할 경우에는 변위의 제한을 주게되므로 해석 모델에 포함되어야 하며, 이를 위해 고유진동해석에서도 그대로 이 간격요소를 사용하여 모델링하였다. 하부 고정 지지판과 실린더 하부에서 간격이 있을 경우는 하부경계조건은 자유경계조건이 되며 이 경우는 고유진동수의 큰 감소를 가져올 것으로 예상된다.

2.3 작용하중

외부의 시간에 따른 동적 입력에 대한 동적응답 해석을 위해 실린더에 가해지는 동적입력은 실린더가 통상적으로 받을 수 있는 최대 가상입력 가속도 이력을 가정하여 일주기 만의 가상입력 후에 소멸되는 시간이력을 이용하여 해석하였다. 정규화된 이 가속도 이력은 그림 3과 같다.

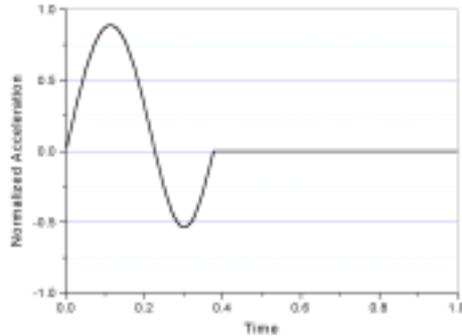


그림 3 가상 입력 가속도

2.4 응력 기준

실린더에 작용하는 하중에 의해 발생하는 응력은 실린더의 구조적 강도 및 기능을 저해하는 크기 이하이어야 한다. 실린더 각 부품의 응력기준은 ASME Boiler and Pressure Vessel Section III[5]를 적용하면 허용 응력강도 한계는 정상운전의 경우 다음과 같다.

- General Primary Membrane 1.0 Sm
- Local Primary Membrane 1.5 Sm
- Primary Membrane + Bending 1.5 Sm
- Total Primary + Secondary 3.0 Sm

여기서 응력강도 기준(Sm)[5]은 Austenitic 강의 경우 다음 값 중 작은 값을 사용한다.

- RT에서 $1/3 (\sigma_u)_{\min.}$ or $2/3 (\sigma_y)_{\min.}$ 이하
- Temp에서 $1/3 (\sigma_u)_{\min.}$ or 90% (σ_y) 이하로서 RT에서 $2/3 (\sigma_y)_{\min.}$ 이하

한편 비정상 및 사고 조건에서 각 부품에 적용하는 허용 응력강도 값은 다음과 같다.

- Primary Membrane < 2.4 Sm or $0.7 \sigma_u$
- Membrane + Bending < 3.6 Sm or $1.05 \sigma_u$

3. 결과 및 검토

3.1 고유진동해석 결과

1) 실린더만의 해석 결과

실린더만의 고유진동 해석결과는 표 1과 같다. 유체 부가질량(Added Mass)은 가동온도에서의 물의 밀도를 이용하여 구하였다. 전체 실린더 구조물의 질량은 공기 중에서 대략 34kg, 물 속에서의 부가질량은 4.2kg이며 이 질량의 효과로 인하여 고유진동수의 감소가 있으나 이 증가는 표 1에서 보는 것과 같이 7.6% 정도로 크지 않음을 보인다. 한편 부가질량을 고려한 보(Beam) 형상의 진동수 일반식에 의하면 $f_{add} = \sqrt{1/(1+M_{add})} * f$ [6]로 나타나며, 여기서 물에 의한 부가질량을 실린더 채널의 재질의 1/6정도를 고려하면 약 7.4% 정도의 진동수 감소를 가져오게 되므로 계산에서 얻은 부가질량에 의한 진동수 감소는 타당한 값이라 할 수 있다.

표 1. 실린더 구조물만의 고유진동 해석 결과

(단위 : Hz)

Mode Number	1	2	3	4	5
공기 중	48.84	138.11	289.33	463.76	689.40
물 속(Add Mass)	45.12	129.60	271.42	429.71	648.28

공기 중에서 실린더 채널의 계산된 모드형상은 그림 4와 같다. 한편 부가질량을 고려한 모드형상은 공기중의 모드형상인 그림 4와 차이를 보이지 않으므로 그림은 생략하였다.

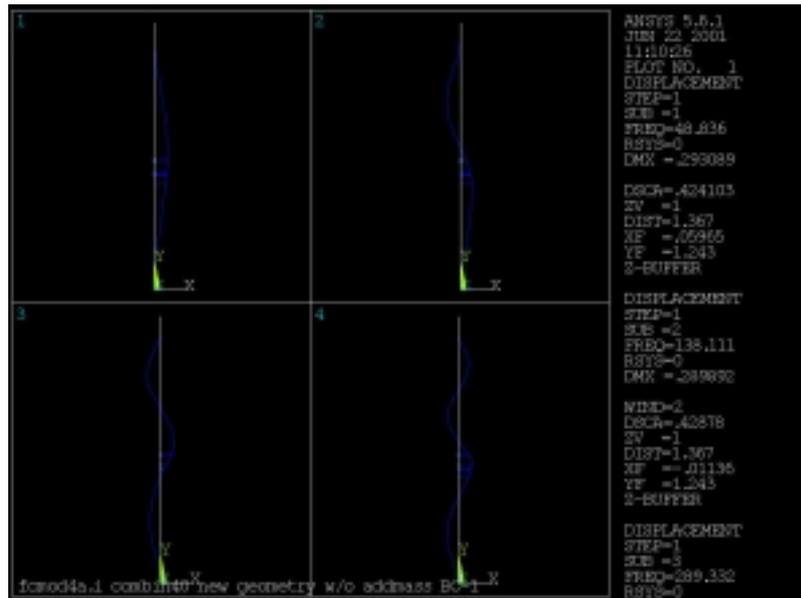


그림 4 실린더 채널만의 고유진동 모드(공기 중)

2) 외부 간섭관 포함 고유진동 해석

실린더 본체와 인접한 독립 간섭관과의 상호 간섭여부를 평가하기 위하여 실린더와 간섭관을 동시에 모델에 포함하여 해석을 하고자 한다. 실린더와 간섭관의 상대위치로부터 계산된 상호 간격은 약 2mm이다. 모델에서는 간섭관은 속이 비어있는 중공원통이므로 beam3 요소를 사용하여 모델링하고 상부 고정 지지판 및 하부 간섭관 지지판에 결합된 간섭관을 실린더와 Link-1 요소로 결합되어 상호 움직임이 연성되어 있다고 가정하여 해석에 사용하였다. 간섭관의 유체부가질량은 다음과 같다.

$$M_{added} = \rho * A_{intf} = 0.19478 \text{ kg/m}$$

간섭관 포함 실린더의 고유진동해석 결과를 표 2에 나타내었다. 표 2를 표 1과 비교했을 때 표 2에서 보면 간섭관이 포함되므로 인해 2차 및 5차 모드는 간섭관 모드의 진동수를 보임을 알 수 있고 이러한 것은 그림 5에서 간섭관을 포함한 실린더 집합체의 고유진동 모드형상으로부터 확인할 수 있다.

표 2. 간섭관 포함 실린더 집합체의 고유진동수

(단위 : Hz)

	1	2	3	4	5
고유진동수(Hz)	44.929	108.39	129.42	271.42	299.41

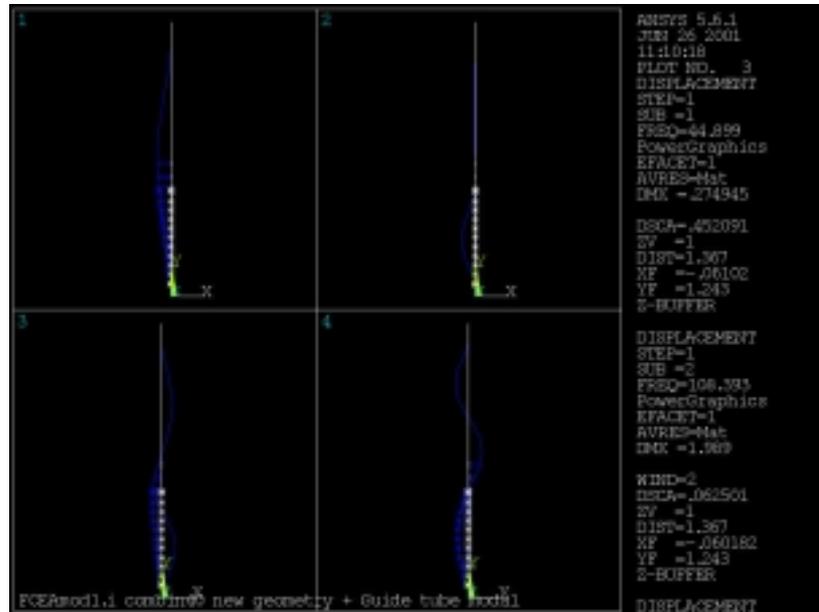


그림 5 간섭관 포함 실린더 집합체의 고유진동 모드형상

이상의 계산 결과 물 속에서의 기본 고유진동수와 5차까지의 진동수는 냉각수 펌프의 맥동 진동수에 비하여 상대적으로 낮은 진동수를 보이며 유체 맥동과 실린더 집합체의 공진 가능성은 발생하지 않을 것으로 판단된다.

3.2 충격거동해석 결과

1) 실린더 채널만의 해석 결과

유체 부가질량을 고려한 실린더 채널만의 고유진동 해석에서 얻은 고유진동수 $f_1=45.12$ 및 $f_2=129.60$ Hz로부터 감쇄계수를 1%[7]로 했을 경우의 구조 감쇄계수는 $\alpha=4.20573$, $\beta=1.82183 \times 10^{-5}$ 이며 그림 3의 가상 가속도 외력에 의한 충격해석의 결과 시간에 따른 실린더 채널의 동적거동은 그림 6에 나타내었다. 또한 시간에 따른 집중질량 부분 및 상부 마개 부분의 응력 값의 변화를 그림 7에 나타내었고, 중요부위의 모멘트 변화를 그림 8에 보이고 있다. 그림 6의 변위 거동에서 알 수 있는 것과 같이 최대 변위는 상부 마개 부위에서 1.3mm 정도이며 집중질량 부분에서의 변위는 상부 마개 부위보다 상대적으로 작은 값을 보이는데 이것은 중간 고정 지지판에 의한 실린더 채널의 횡방향 변위 구속의 결과라고 생각된다.

집중질량 부분의 상, 하부(요소 5 및 요소 6) 및 중간부분(요소 15,16)과 상부 마개 부분의 상하부(요소 21,36)의 응력의 변화를 보이는 그림 7에서 알 수 있는 것은 최대 응력은 상부 마개 부위인 절점 36에서 발생하고 그 크기는 충격초기인 0.01337초에서 약 114.1 N/mm^2 (표 4)을 보이며 집중질량 부위에서는 약 82 N/mm^2 을 보인다. 보 요소에 작용하는 모멘트 변화도 상부 마개 부위의 요소 36에서 $-758.2 \text{ N}\cdot\text{m}$ 를 보인다. 표 4에는 각 각 얻은 변위, 응력, 모멘트 값의 최대, 최소값을 나타내었다.

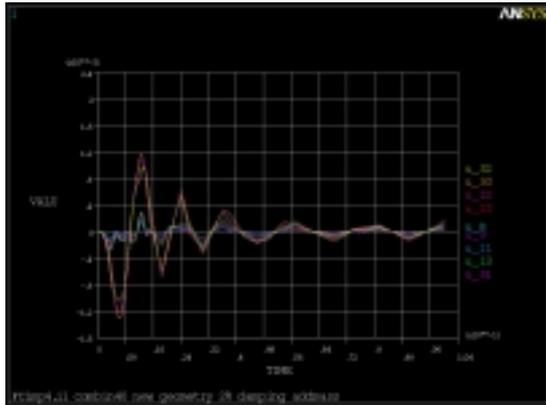


그림 6 간섭관 포함 실린더 채널의 동적응답(1% 임계감쇠)

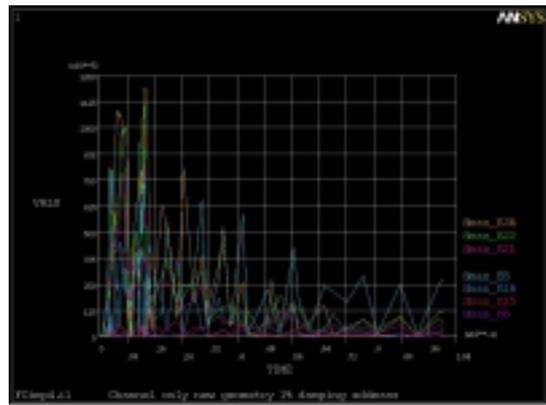


그림 7 실린더 채널만의 최대응력 거동(1% 임계감쇠)

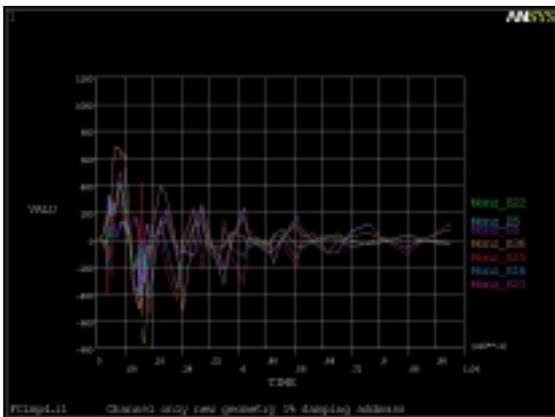


그림 8 실린더 채널만의 모멘트 거동(1% 임계감쇠)

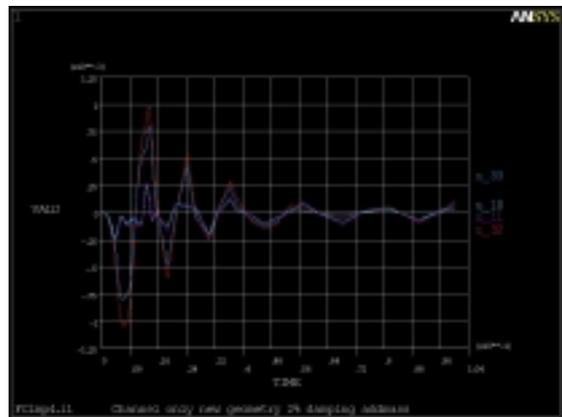


그림 9 실린더 채널만의 모델의 변위거동(2% 임계감쇠)

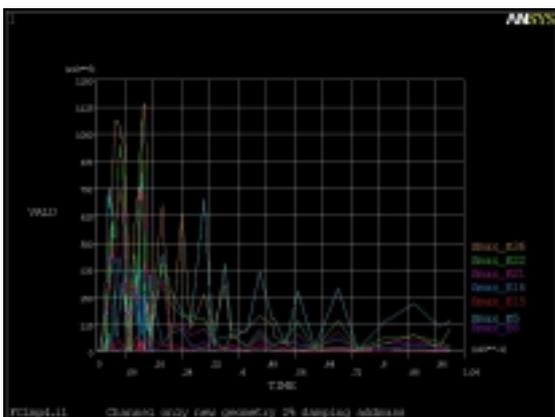


그림 10 실린더 채널만의 모델의 최대응력 거동(2%임계감쇠)

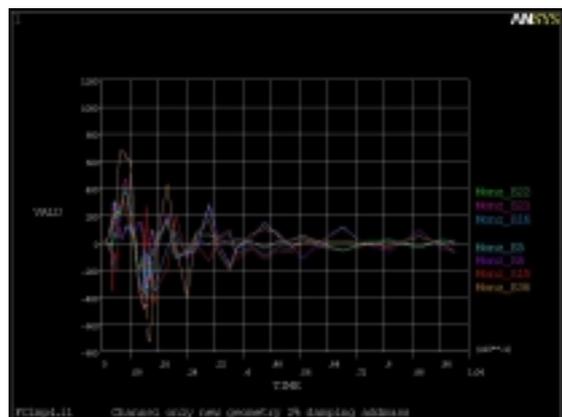


그림 11 실린더 채널만의 모델의 모멘트(2% 임계감쇠)

한편, 2% 임계감쇄 값을 가정한 구조감쇄계수는 $\alpha=8.41146$, $\beta=3.64366 \times 10^{-5}$ 이다. 이 값들을 이용하여 임계감쇄계수 2%일 경우의 최대변위는 상부 마개 중간에서 발생하고 그 크기는 그림 9로부터 약 1.3mm를 보인다. 2% 임계감쇄계수에 대한 실린더 채널의 응력변화는 그림 10에 보이며, 모멘트 거동의 변화는 그림 11에 나타내었다. 표 4에는 이들 변위, 응력, 모멘트 값의 최소, 최대값을 보여주고 있다. 최대응력은 0.01331초에 절점 36번에서 118.9 $N \cdot m$ 를 보인다.

2) 간섭관 포함 충격해석 결과

간섭관 포함 실린더 채널의 고유진동수에서 기본진동수와 2차 진동수를 이용하여 구한 구조 감쇄계수는 임계감쇄비 1% 및 2%일 때 다음 표 3과 같다.

표 3. 간섭관 포함 실린더 채널의 구조 감쇄계수

임계감쇄비	α	β
0.01	3.98956	2.07653×10^{-9}
0.02	7.97912	4.15306×10^{-9}

임계감쇄비 1%에서 얻은 구조 감쇄계수를 이용한 간섭관과 실린더 채널을 동시에 포함한 유한요소 모델로부터 구한 간섭관 및 실린더 채널의 시간에 따른 변위 거동은 그림 12와 같다. 그림 12에서 간섭관과 실린더 채널의 상부 마개 부위는 실린더 하부보다 큰 변위 거동을 보이며 집중질량 부분과 간섭관이 간섭을 일으키기 위해서는 집중질량 부분과 간섭관과의 간격보다 큰 상대 변위를 가져야 하지만 해석결과 이 간격을 초과하여 실린더 채널과 간섭관이 충돌할 상대변위는 발생하지 않고 있음을 보인다. 그림 13 및 그림 14, 그림 15는 각 각 변위거동, 응력거동 및 모멘트 거동을 보이며 실린더 채널만의 모델 및 간섭관 포함 모델에 대한 변위, 응력, 모멘트의 최대값 및 최소값을 표 4에 정리하였다. 표 4로부터 실린더 채널 부위의 최대 응력은 절점 36에서 $118.9 N/mm^2$ 이며 충격초기인 0.01331초에서 발생함을 알 수 있고, 모멘트의 최대값은 절점 36에서 $-755.7 N \cdot m$ 을 보인다.

또 임계감쇄비 2%에 대하여 얻은 구조 감쇄계수를 이용한 간섭관 및 실린더 채널을 포함한 모델의 변위거동은 그림 16에 보이고, 응력의 변화 및 모멘트의 거동 변화는 그림 17 및 그림 18, 그림 19에 각 각 보여주고 있다. 이들에 대한 최대 최소값은 표 4에서 보는 것과 같이 최대 응력값은 $113.6 N/mm^2$ 이며, 최대 모멘트는 $-722.0 N \cdot m$ 이다.

표 4. 실린더 채널 모델 및 간섭관 포함 모델의 최대변위, 최대응력, 최대모멘트 비교($\xi=0.01$)

	변위 (U_{32})/최대변위	최대응력(N/mm^2)	최대모멘트($N \cdot m$)
실린더 채널 모델	1.049	119.3	-758.2
	1.038	114.1	-725.0
실린더채널/간섭관 모델	1.048/1.328 (U_{66})	118.9	-755.7
	1.036/1.311 (U_{66})	113.6	-722.0

표 4에서 보는 것과 같이 간섭관을 포함한 모델은 실린더 채널만의 모델에서 얻은 결과보다 다소 작은 값을 보이지만 이 차이는 크지 않음을 보인다. 최대응력은 두 경우 모두 $120 N/mm^2$ 미만으로서 구조재의 응력기준 $189 N/mm^2$ 보다 작은 값을 보이고 있다. 얻어진 변위와 최대응력은

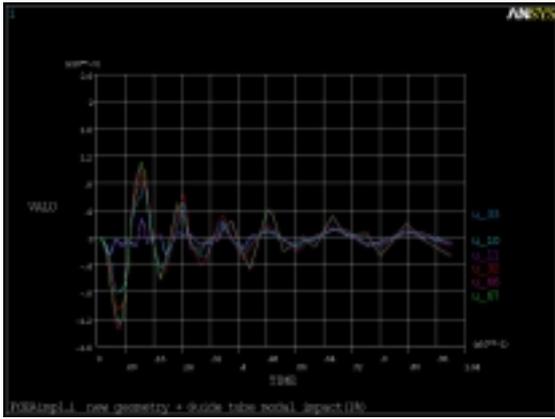


그림 12 실린더/간섭관 모델의 동적거동

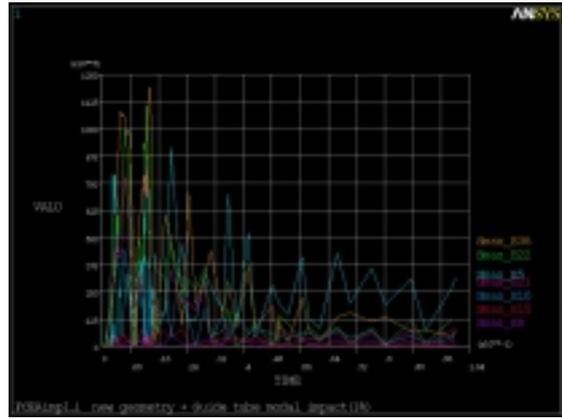


그림 13 실린더/간섭관 모델의 최대응력거동(1% 임계감쇄계수)

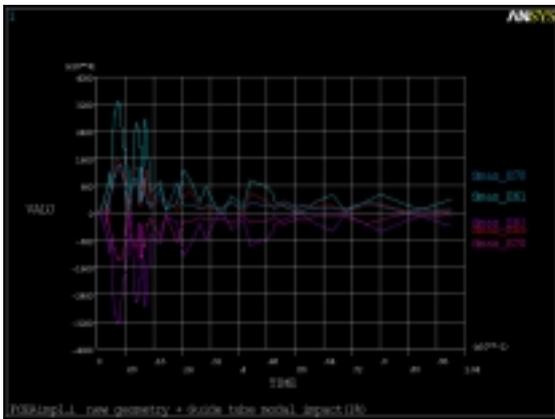


그림 14 실린더채널/간섭관 모델의 최대응력(1%임계감쇄계수)

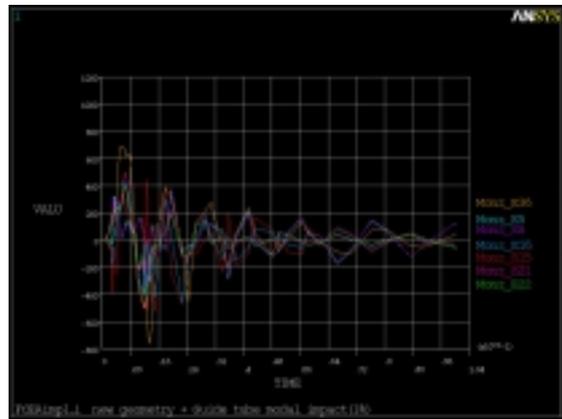


그림 15 실린더채널/간섭관 모델의 모멘트(1% 임계감쇄계수)

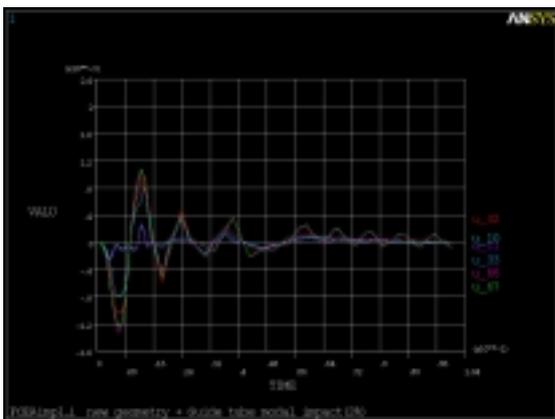


그림 16 실린더채널/간섭관 모델의 변위거동(2% 임계감쇄)

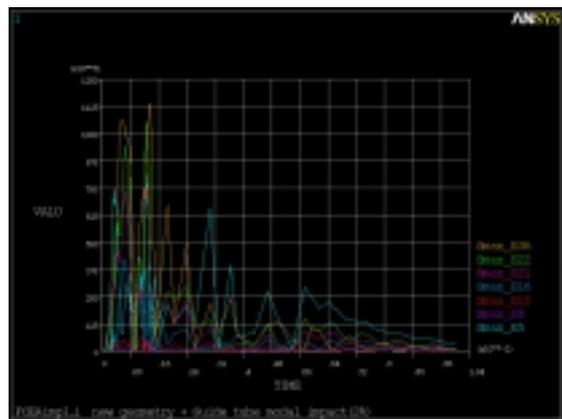


그림 17 실린더채널/간섭관 모델의 응력거동(2% 임계감쇄)

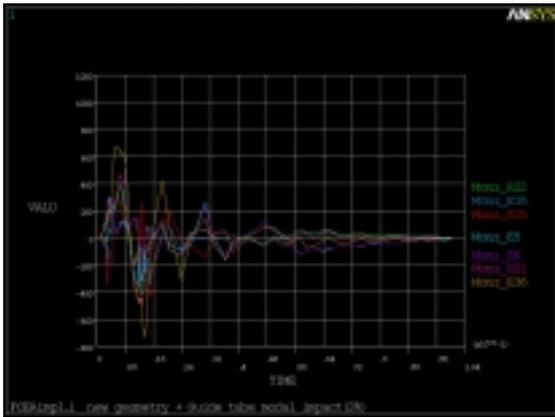


그림 18 실린더채널/간접관 모델의 모멘트
거동(2% 임계감쇠)

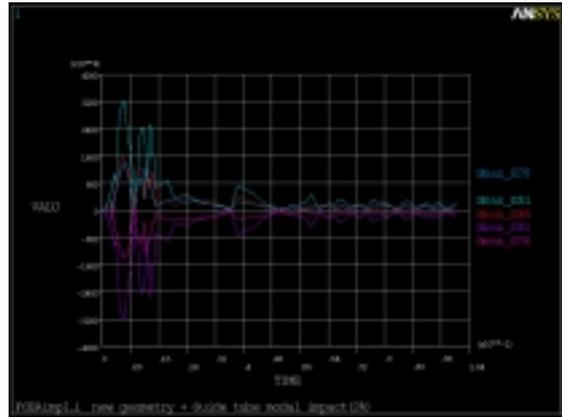


그림 19 실린더채널/간접관 모델의 모멘트
거동(2%임계감쇠)

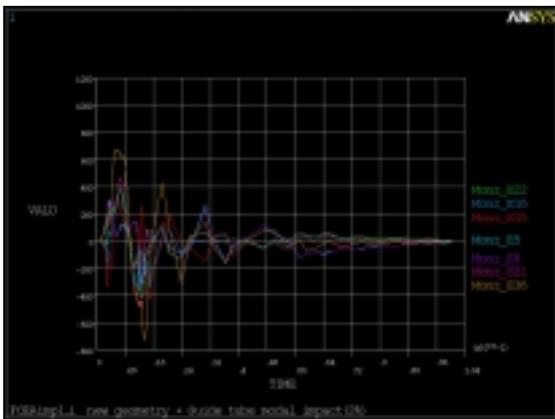


그림 20 실린더채널/간접관 모델의 모멘트
거동(2%임계감쇠)

로부터 해석에 사용된 가속도 충격이력에 대하여 실린더 채널과 간접관의 상호 간섭은 배제된다고 할 수 있으며, 응력 기준을 만족하므로써 충격하중에 대한 건전성은 유지됨을 보인다.

4. 결 론

실린더 채널이 냉각펌프 날개에 의한 냉각수 맥동 주파수와 공진이 일어나는지 여부를 평가하기 위해 실린더 채널의 고유진동 해석이 수행되었다. 이 해석에는 실린더 채널만의 유한요소 모델과 외부 간접관이 포함된 모델을 이용하여 작성된 유한요소 모델로부터 고유진동수를 얻어 공진 여부를 평가하였다.

실린더 채널의 최대 충격가속도에 의한 동적 거동을 평가하기 위하여 실린더 채널을 보 요소로 모델링하고 실린더의 지지 경계조건과 기하학적 제원으로 부터 유한요소 해석 모델링을 얻고, 이를 이용하여 가상 충격이력을 가하여 동적거동을 해석하였다. 해석에는 실린더 채널만의 모델

과 실린더 채널과 외부 간섭관의 과도한 변위에 의해 상호 간섭하는지 여부를 알아보기 위한 간섭관을 포함하는 모델 등의 두 가지 경우에 대하여 해석하였다. 해석의 입력으로 사용되는 임계 감쇄 값은 1% 및 2%를 사용하였다. 각 각의 경우의 동적 변위를 얻고 이로부터 실린더 채널의 최대변위와 실린더 채널 및 외부 간섭관의 최대변위를 비교하여 간섭관과 실린더 채널의 접촉여부를 평가하여 다음의 결론을 얻었다.

- 실린더 채널만의 해석 모델과 외부 간섭관을 포함하는 두 경우의 해석모델에서 얻은 고유진동수는 냉각수 맥동에 의한 공진 주파수보다 월등히 낮은 진동수를 보이므로써 냉각수 맥동과의 공진가능성은 배제된다고 할 수 있다.
- 실린더 채널만의 고유진동수는 유체부가질량에 의해 약 7% 미만의 진동수 감소를 보인다.
- 간섭관 포함 해석결과와 실린더 채널만의 해석 모델의 결과는 고유진동수 및 변위에서 큰 차이를 보이지 않는다.
- 실린더 채널의 최대 변위는 상부 마개 부위에서 발생하며 약 1.3mm 정도이다.
- 실린더 채널 부분의 최대변위는 중간 고정 지지판에 의해 0.25mm 이하의 변위를 보인다.
- 실린더 채널과 간섭관의 상호 간섭은 일어나지 않는다.
- 실린더 채널의 최대 응력은 굽힘과 축방향 응력의 합에서 얻은 최대 응력으로서 상부 마개 부위에서 발생하며 응력기준 이하를 보이므로 외부 충격에 대한 동적 건전성은 유지된다고 할 수 있다.

Acknowledgement

The authors would like to express their appreciation to the Ministry of Science and Technology (MOST) of the Republic of Korea for the support of this work through the mid- and long-term nuclear R&D Project.

참고문헌

1. M.J.Jhung, Structural Integrity of PWR Fuel Assembly for Earthquake, Journal of the Korean Nuclear Society, Vol. 30, No. 3, p.p212~219, 1998.
2. Myung Jo Jhung), Jong Keun Hwang, Yeon Seung Kim,, Fuel Assembly Modelling for Dynamic Analysis of Reactor Internals and Core, Journal of the Korean Nuclear Society, Vol. 27, No. 5, pp.743~753, 1995.
3. Myung Jo Jhung, Heuy Gap Song, Keun Bae Park, Dynamic Characteristics of Spacer Grid Impact Loads for SSE, Journal of the Korean Nuclear Society, Vol. 24, No. 2, p. 111~121, 1992.
4. ANSYS Rev.5.7.1, ANSYS Inc.
5. ASME Sec.III NB3000 Core Components, ASME Sec.III NG3000 Core Support
6. S.S.Chen, Flow Induced Vibration of Circular Cylindrical Structures, Springer Verlag
7. Regulatory Guide 1.61, Damping Values for Seismic Design of Nuclear Power Plants, U.S.AEC, Oct. 1973