

보강 박스 구조물의 진동 및 응력 해석

이영신, 0한세도, 한유희*, 서성**

(Vibration and Stress Analysis of Stiffened Box Structures)

(Young-Shin Lee, Jae-Do Han, You-Hie Han, Jung-Suh)

1. 서론

박스 구조물은 정적 하중에 대한 안정성과 강성, 진동 특성에 대한 안정성과 차량의 충돌시의 에너지 흡수등을 위하여 건축, 토목, 자동차, 항공, 해양 구조물, 공작 기계등 다양한 산업 분야에서 널리 적용되고있다. 이러한 특성 때문에 박스 구조물의 기계적인 거동에 많은 관심이 집중 되고 있으며, 특히 경량 구조물에 대한 관심의 증가로 인하여 박스 구조물의 기계적인 거동에 상당한 관심이 집중되어있다. 그러나 박스 구조물의 기계적인 거동은 선형적인 문제에 대해서조차 상당히 복잡하며, 더구나 보강된 박스 구조물의 거동은 더욱 복잡하여 유한 요소법과 같은 수치기법을 이용하는 것이 편리하다.

Handa[1]는 유한 요소법을 이용하여 균질, 비균질의 정사각 단면 또는 사각단면 박스 구조물의 진동해석을 수행하였으며, Irie 등[2]은 Ritz법을 이용하여 경사진 사각 각주셀의 진동 특성을 연구하였다. Yamada 등[3]은 Goldenvizer-Novozilov의 셀 방정식을 이용하여 다양한 원주 형상 즉, 3각형, 4각형, 5각형 단면의 셀에 대한 진동거동을 연구 하였으며, Hooker 등[4]은 유한 요소법을 이용하여 박스 구조물의 진동 해석을 수행 하였다. Jiang[5]은 슈퍼 요소(super element)를 이용하여 축 방향으로 보강된 박스 구조물의 비선형 정적, 동적 해석을 수행 하였다. 그러나 보강된 박스 구조물에 대한 진동 해석은 그 해석적 방법의 복잡성 때문에 거의 이루어 지지 않았으며, 이에 따른 관련 해석 이론도 개발 되어 있지 않다.

본 연구에서는 보강 되지 않은 사각단면 박스 구조물, 보강된 사각 단면 박스 구조물, 그리고 보강된 요철형 단면 박스 구조물에 대하여 양단 고정(clamped-clamped)과 일단 고정 타단 자유(clamped-free)의 경계 조건에 대해 실험적 진동 해석을 수행 하였으며, 유한요소 code인 ANSYS[6]를 이용하여 유한 요소 해석을 수행하였다. 또한 유한 요소 해석과 실험을 통하여 신뢰성이 검증된 요소를 각 박스 구조물에 적용하여 각 경우에 대한 응력해석을 유한요소법을 이용하여 수행 하였다. 또한 각각의 경우에 보강제의 개수 및 단면 형상 변화, 그리고 두께 변화가 진동과 응력에 미치는 민감도를 연구하였다.

2. 실험

2.1. 시편

본 연구에서는 등방성 재료인 steel(STM44)로 구성된 보강되지 않은 1각 단면 박스 구조물(unstiffened rectangular cross sectional box structure)과 보강된 1각 단면 박스 구조물(stiffened rectangular cross sectional box structure) 그리고 보강된 요철형(凹) 단면의 박스 구조물(stiffened folded cross sectional box structure)에 대하여 자유 진동 거동이 연구 되었다.

실험에 적용된 경계조건은 각각의 시편에 대하여 Fig.1에서 보여지는바와 같은 지그(JiG)를 이용하여 양단 고정(clamped-clamped) 및 일단 고정 타단 자유(clamped-free)의 경계조건을 부여하여 실험을 수행 하였다. Fig.2와 Fig.3은 실험에 적용된 시편 및 보강제의 형상을 나타낸다.

본 연구의 시편 제작에 사용된 steel 강판의 두께는 모두 1mm이며, 보강제는 하중을 줄이기 위해 Fig.2(b)와 Fig.3(b)에 보여지는 것처럼 보강판을 따내어 질량을 감소 시켰다. 실험에 적용된 시편의 크기(dimension)는 Table 1과 같다.

2.2. 실험장치

2.2.1. 지그(JiG)

실험을 수행하기 위해 Fig.1과 같은 지그(JiG)를 제작하였다. 지그 제작은 두개의 철판을 가공하여 두 철판을 'ㄱ'형으로 고정하여 두개의 베이스(base)를 제작 한후에, 박스 구조물의 단면과 동일한 지그 블럭을 두께 30mm 철판으로 가공하였다. 블럭의 상하좌우 면에는 시편을 고정하기 위하여 M6의 나사탭을 가공 하였다. 베이스와 블럭은 볼트를 이용하여 고정하였다. 또한 시편과 블럭의 접촉을 확실하게 하기 위해 Fig.1(c)와 같은 3mm 철판에 블럭과 동일한 위치에 구멍(hole)을 가공하여 시편과 블럭의 접촉면에 균일한 압착력이 가해지도록 설계 하였다.

2.2.2. 진동실험장치

Fig.4는 진동 실험 장치의 블럭선도이다. 실험에 사용된 진동 실험 장치로는 주파수 분석기 ONO-SOKKI CF-920 MINI FFT ANALYSIS SYSTEM을 사용 하였다. 이 주파수 분석기는 두개의

*충남대학교 기계설계공학과
**한국기계연구원

채널(dual channel)을 가지며, 주파수 범위(frequency range)는 1Hz ~ 100kHz이며, A채널과 B채널의 전압 범위(voltage range)는 1mV ~ 50V이다.

입력 신호를 주기 위해서 PCB086B03 SN 1893 충격 해머(impact hammer)를 사용하여 구조물에 가진을 주었으며, 이를 통해서 입력된 신호를 증폭하기 위해서 이득(gain)이 40dB인 ONO-SOKKI PS-002B3 unit power supply를 사용 하였다. 한편 박스 구조물의 응답 신호를 측정하기 위해서 PCB 303 A03 SN 10287 가속도계(accelerometer)를 사용 하였으며, 가속도계에서 출력되는 응답신호를 증폭하기 위해서 이득이 100dB인 Model 408 D06 power unit를 사용 하였다. 또한 시편에 가속도계를 부착하기 위해서 와스를 사용하였으며, 실험 결과를 출력하기 위해서 ONO-SOKKI CX-337 COLOR PLOTTER를 사용하였다.

2.2.3. 실험방법

실험방법은 충격해머를 통해 충격 가진이 입력신호로 들어가고 또한 구조물의 가속도는 가속도계를 통해 입력신호로 들어가면, 주파수 분석기의 전달함수가 피크(peak)응답이 일어나는 곳에서 고유 진동수를 결정한다. 실험시에 유한 요소법으로 해석된 모드와 비교하기 위해 유한요소 해석에서의 모델과 동일하게 절점(node)를 형성하여 실험 데이터를 측정 했으며, 데이터 측정시에 가진점을 정확히 가진하지 못하는 경우의 오차를 줄이기위해 각 가진점에 대해서 4회씩 가진하여 평균치를 구하여 각 절점의 변위를 구하였다.

본 실험에서는 사각 단면인 경우 주로 구조물의 윗판(flange)의 굽힘 모드를 중심으로 하여 모드 수를 결정하였으며, 요철형 단면인 경우는 요철형으로 절곡된 윗판의 진동 모드 보다 아래판의 진동 모드가 지배적이기 때문에 아래판의 굽힘 모드를 중심으로 하여 진동수를 결정 하였다. 모드는 각 절점에서의 변위를 구하고 이를 연결하여 구했으며, 구해진 전달함수에서 공진점의 수 만큼 구해지는데 본 연구에서는 위의 과정을 반복하여 각각의 구조물에 대하여 5차 모드까지만을 구하였다.

3. 유한요소해석

3.1. 유한 요소

본 유한 요소 해석에 사용된 요소는 각 절점당 3개의 변위와 3개의 회전을 가지는 4절점 쉘요소를 적용하였다. 또한 유한 요소 해석에 사용된 물성치는 Table 2와 같으며, 모델의 크기(dimension)는 시편의 실제 크기와 동일하게 하였다.

3.2 모델링 및 유한 요소 해석

사각 및 요철형 단면 박스 구조물에 대한 유한 요소 모델은 우선, 구조 진동 실험이 수행된 경우를 모델링 하였으며, 동일한 구조물에 대하여 보강재의 갯수를 중앙면에 대하여 등간격으로 배치하여 보강재가 없는 경우로부터 1개, 3개, 5개, 7개 까지 격막형으로 보강된 경우를 모델링 하였다. 또한 박스 두께(t1)와 보강재 두께(t2)가 모두 2mm인 경우에 대해서 위의 경우와 동일하게 모델링 하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1. 구조 진동 해석

실험과 유한 요소법에 적용된 경계조건은 양단 고정, 일단 고정 타단 자유 등 두가지 경우를 고려하였다. 각각의 시편에 적용한 경계 조건에 대하여 실험과 유한 요소법으로 구해진 고유 진동수를 그래프로 나타냈으며, 실험치와 유한요소의 해를 비교하기 위해서 제시된 유한요소 해는 윗판 및 아래판(flange)의 굽힘 모드 즉, 길이 방향 반파수(m)를 중심으로 제시하였다.

4.1.1 사각 단면 박스 구조물

Fig. 5는 양단 고정 경계조건이 부여된 보강되지 않은 사각 단면 박스 구조물의 고유 진동수에 대한 실험과 유한 요소 해석을 비교한 도표이다. 실험으로 해석된 모든 진동수는 윗판의 굽힘 모드를 중심으로 진동해석이 수행되었기 때문에 유한 요소 결과 역시 윗판(flange) 모드 형상의 축 방향 반파수(m)가 증가함에 따른 고유 진동수이다. Fig. 5에서 보여지는 것처럼 저차 모드에서는 실험치와 유한 요소 해석 결과 사이의 오차가 작았으나, 고차 모드로 갈수록 오차의 폭이 증가하는 경향을 갖고며 비교적 잘 일치 하였다.

Fig. 6은 일단 고정 타단 자유 경계 조건의 보강되지 않은 사각 단면 박스 구조물의 윗판의 굽힘 모드에 대한 유한 요소 해와 실험치를 그래프로 나타낸 것이다. 이 경우에도 역시 앞의 경우와 유사한 경향을 갖고며, Fig. 7은 양단 고정 경계조건에 대해서 5개의 보강재가 보강된 사각 단면 박스 구조물의 실험 및 유한 요소 해석 결과이다. 이 경우의 모드 형상은 고차 모드로 갈수록 보강재와 보강재 사이에서 축방향의 반파수가 증가되는 것이 특징이다. Fig. 8은 일단 고정 타단 자유 경계조건이 적용된 경우의 5개의 보강재가 보강된 사각 단면 박스 구조물의 1차 ~ 5차 고유 진동수를 나타낸 도표이다.

4.1.2. 요철형 단면 박스 구조물

요철형 단면 박스 구조물의 경우에 모드 형상은 요철 모양으로 절곡된 윗판의 강성이 크므로 고차 모드에서도 윗판의 변위의 변화가 거의 없으며, 밑판(flange)의 굽힘 모드가 전체 진동 모드를 주도하고 있으므로 밑판 모드를 중심으로 실험 및 유한 요소 해석을 수행했다. Fig. 9 와 Fig. 10에 각각 양단 고정과 일단고정 타단 자유에 대해 제시되어 있다.

Fig. 12는 사각 및 요철형 단면 박스 구조물의 두께와 보강방법의 변화에 따른 결과를 나타내는 그래프이다.

4.2. 구조 응력 해석

응력 해석에 적용된 경계조건은 각 경우의 박스 구조물에 대하여 양단 고정 경계 조정을 부여 하였으며, 하중은 구조물의 자중 및 보강재의 자중을 고려 하였으며, 박스 구조물의 윗판의 중앙에서 박스의 폭 방향으로 선 하중(line force) 500(N)이 작용하는 것으로 가정하여 해석을 수행 하였다.

Fig. 12는 사각 및 요철형 단면 박스 구조물의 박스 두께와 보

강제 두께 변화와 보강 방법의 변화에 따른 최대 동가 응력을 제시하는 그래프이다. 그림에서 보는 것처럼 박스 및 보강재의 두께가 1mm인 경우 보강재가 1개, 3개, 5개, 7개 적용되었을 때 각각의 경우에 최대 동가 응력이 거의 동일한 수준을 유지하고 있다.

박스 및 보강재 두께를 2mm로 하였을 경우 최대 동가 응력은 박스 및 보강재 두께를 1mm로 했을 때에 비해서 약 125% 이상 낮아졌다. 한편 박스 및 보강재의 두께가 1mm인 요철형 단면 박스 구조물의 최대 동가응력 수준이 박스 및 보강재의 두께가 2mm인 사각 단면 박스 구조물의 최대 동가응력 수준보다 낮은 경향을 보인다.

Fig.13은 사각 및 요철형 단면 박스 구조물의 박스 두께와 보강재 두께 변화와 보강 방법의 변화에 따른 아래판의 중앙에서의 최대 처짐을 제시하는 그래프이다. 그림에서 볼 수 있듯이 각각의 경우에 보강재가 1개, 3개, 5개, 7개 적용된 경우의 최대 처짐은 보강재가 적용 되지 않은 경우의 최대 처짐에 비해서 크게 감소한 후 거의 일정한 수준을 유지하나, 박스 및 보강재의 두께가 1mm인 요철형 단면 박스 구조물의 최대 처짐이 박스 및 보강재의 두께가 2mm인 사각 단면 박스 구조물의 최대 처짐보다 낮은 경향을 보인다.

5. 결 론

본 연구에서는 두가지 형태의 단면을 갖는 박스 구조물의 진동 실험을 수행 하였으며, 실험으로 검증된 유한 요소를 사용하여 박스 및 보강재의 두께를 변화 시켜 박스 구조물에 대하여 유한요소법을 통하여 진동 및 구조 응력 해석을 수행하였으며 주요 결론은 다음과 같다.

- 1) 실험에 의한 고유진동수가 FEM해석결과에 비해 다소 낮은 경향을 보이는데 이것은 시편 제작시 용접에 의한 특성 변화 및 경계 조건의 불확실성이 그 원인이라 생각된다.
- 2) 보강재가 적용된 경우에 보강재와 보강재 사이에서 판진동 모드가 발생되며, 요철형 단면인 경우 뒷판의 강성이 크므로 고차 모드 에서도 모드형상의 변화가 거의 없으며 아래판의 진동 모드가 배적이다.
- 3) 5개의 보강재가 보강 되었을때 양단고정 경계 조건에서 사각 단면 박스 구조물의 실험적 1차 고유 진동수가 251 Hz로 보강이 되지 않은 사각 단면 박스 구조물의 1차 고유 진동수 137.64 Hz에 비해 82%의 진동수가 향상 되었고 이때의 보강으로 인한 중량 증가는 8% 이었다.
- 4) 두께를 2mm로 하였을 때 사각 및 요철형 단면의 박스 구조물은 중량이 두배로 증가하나 강성도 크게 증가 하여 고유진동수도 크게 향상되었다.
- 5) 5개의 보강재가 보강된 요철형 단면 박스 구조물의 1차 고유 진동수는 300 Hz로 5개의 보강재가 보강된 사각 단면 박스 구조물의 1차 고유 진동수는 251 Hz에 비해 높은 진동수를 가진다.
- 6) 사각 단면 박스 구조물의 경우 보강재 및 박스 두께를 2mm 일 때 아래판의 최대 처짐은 보강재가 1개, 3개, 5 그리고 7개 적용된 경우에 72 μ m 수준으로 보강재 및 박스 두께가 1mm 일때의 최대 처짐

162 μ m에 비해 약120% 감소 되었다.

7) 박스 및 보강재의 두께가 1mm인 요철형 단면의 박스 구조물의 최대 처짐이 박스 및 보강재의 두께가 2mm인 사각 단면의 박스 구조물 최대 처짐에 비해 낮은 경향을 보인다. (Fig. 27)

참고문헌

1. K.N.Handa, 1972, "Analysis of Inplane Vibration of Box Type Structures by a Finite Element Method", Journal of Sound and Vibration, Vol.21, No.1, pp. 107-114
2. T.Irie, G.Yamada and Y.Kobayashi, 1985, "Free Vibration Oblique Rectangular Prismatic Shell", Journal of Sound and Vibration, Vol.4, No.102, pp. 501-513
3. G.Yamada, T.Irie and Y.Tagawa, 1984, "Free Vibration of Non-circular Cylindrical Shells with Variable Circumferential Profile", Journal of Sound and Vibration, Vol.95, No.1, pp. 117-126
4. R.J.Hooker and D.J.O'Brien, 1974, "Natural Frequencies of Box Type Structures by a Finite Element Method ", Trans. of ASME, Journal of Applied Mechanics, Vol.41, pp. 363-365
5. J.Jiang and M.D.Olson, 1993, "Application of a Super Element Model for Non-Linear Analysis of Stiffened Box Structures", International Journal for Numerical Method in Engineering, Vol.36, pp. 2219-2243
6. G.J.Desalvo, 1989, "ANSYS User's Manual Vol.I,II", Swanson Analysis System, Inc.

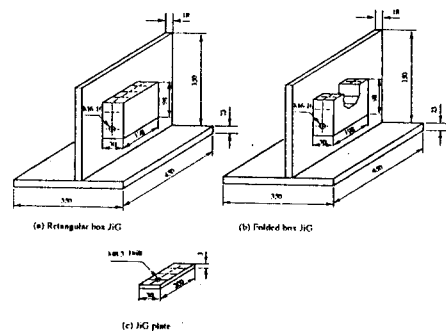


Fig. 1 JIG form used for experiment

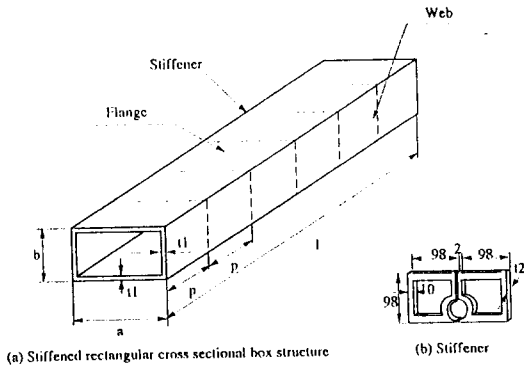


Fig. 2 Layout of rectangular cross sectional box structure and stiffener

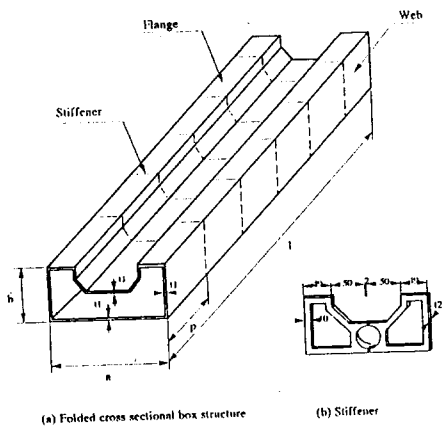


Fig. 3 Layout of folded cross sectional box structure with 5 stiffeners

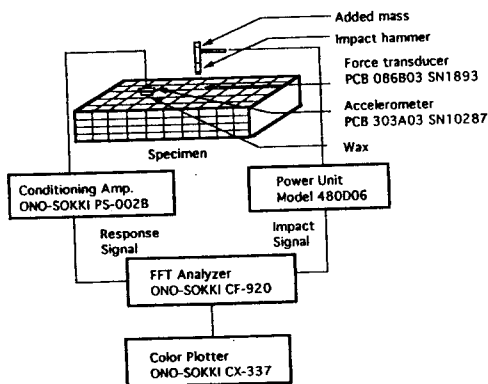


Fig. 4 Block diagram for modal analysis equipment

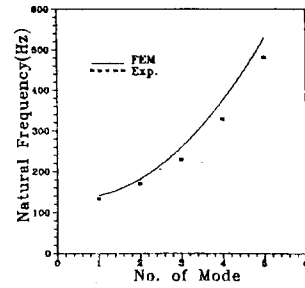


Fig. 5 Natural frequency for bending mode of flange of unstiffened rectangular box structure under clamped-clamped boundary condition ($t_1 = t_2 = 1\text{mm}$)

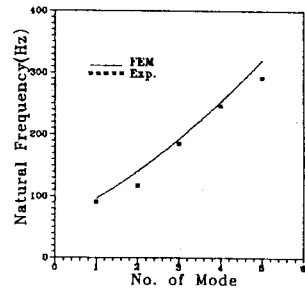


Fig. 6 Natural frequency for bending mode of flange of unstiffened rectangular box structure under clamped-free boundary condition ($t_1 = t_2 = 1\text{mm}$)

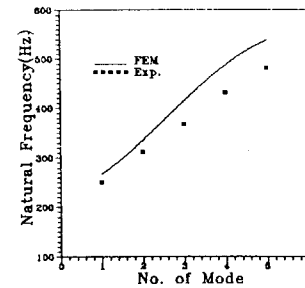


Fig. 7 Natural frequency for bending mode of flange of stiffened rectangular box structure under clamped-clamped boundary condition ($t_1 = t_2 = 1\text{mm}$)

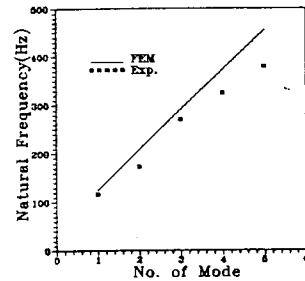


Fig. 8 Natural frequency for bending mode of flange of stiffened rectangular box structure under clamped-free boundary condition ($t_1 = t_2 = 1\text{mm}$)

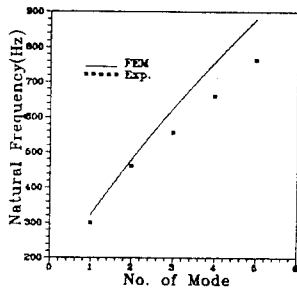


Fig. 9 Natural frequency for stiffened folded box structure under clamped-clamped boundary condition ($t_1=t_2=1\text{mm}$)

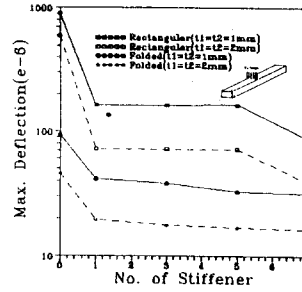


Fig. 13 Maximum deflection for various box structures under clamped-free boundary condition ($t_1=t_2=1\text{mm}$, $t_1=t_2=2\text{mm}$)

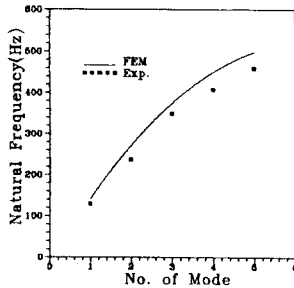


Fig. 10 Natural frequency for stiffened folded box structure under clamped-free boundary condition ($t_1=t_2=1\text{mm}$)

Table 1 Dimension of box structures

Part	Dimension(mm)		
	Experimental	FEM	
a (width)	200	200	200
b (height)	100	100	200
l (length)	900	900	900
t1 (tickness of box)	1	1	2
t2 (tickness of stiffener)	1	1	2

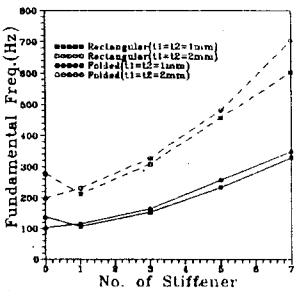


Fig. 11 Fundamental frequency for various box structures under clamped-free boundary condition ($t_1=t_2=1\text{mm}$, $t_1=t_2=2\text{mm}$)

Table 2 Material properties of box structures

Classify	Properties
Material	Steel(STM44)
Yung's modulus(E)	200GPa
Density(ρ)	7800Kg/m ³
Poissons ratio(ν)	0.3

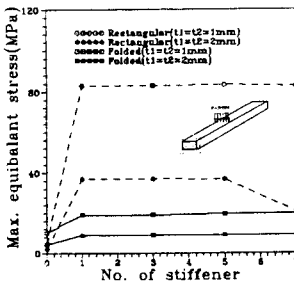


Fig. 12 Maximum equivalent stress for various box structures under clamped-free boundary condition ($t_1=t_2=1\text{mm}$, $t_1=t_2=2\text{mm}$)